

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПАЛИВА
НА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ СУДНОВОГО СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО
ДВИГУНА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Олександр МИТРОФАНОВ

Здобувач освіти

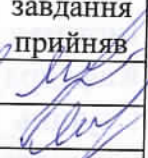
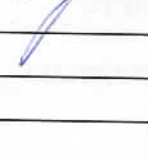
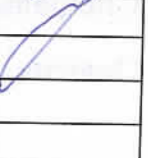


Давид ЗАВГОРОДНІЙ

Миколаїв 2025

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
1. Загальний вигляд судна. 2. Загальний вигляд машинного відділення судна. 3.
Поперечний розріз дизеля 6ЧН 58/64. 4. Графічні залежності. 5. Система
паливонідоготовки суднової енергетичної установки.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Економічний розділ	Митрофанов О. С.		
Розділ хорони праці	Митрофанов О. С.		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Загальна конструкція та особливості роботи дизеля.		
2.	Розрахунок робочого циклу та динаміки для номінального режиму роботи дизеля.		
3.	Дослідження впливу властивостей палива на показники роботи Двигуна.		
4.	Економічне обґрунтування, щодо обрання палива		
5.	Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища		

Здобувач освіти


 (підпис)

Давид ЗАВГОРОДНІЙ

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


 (підпис)

Олександр МИТРОФАНОВ

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Робота присвячена дослідженню впливу різних видів суднових палив на показники роботи дизельного двигуна типу 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64).

Подано загальний опис та особливості конструкції дизельного двигуна типу 6ЧН 58/64. Виконано моделювання робочого циклу для номінального режиму з застосуванням програмного комплексу Blitz-PRO.

Проведено аналіз основних видів палив для суднових дизелів та їх властивостей, а також техніко-економічних основ вибору та застосування цих палив. Виконано теоретичне дослідження впливу властивостей найбільш розповсюджених палив на флоті (типу HFO, MDO, MGO) на параметри роботи та показники ефективності для номінального режиму експлуатації суднового дизеля L58/64 (6ЧН 58/64) за різних методів визначення характеристик тепловиділення, а саме за методом Вібе та Разлейцева.

Встановлено, що застосування методики Разлейцева дає змогу більш точніше моделювати робочий процес дизельного двигуна, завдяки точнішому розрахунку процесу впорскування палива, випаровування, сумішоутворення та відповідно процесу згоряння.

За результатами дослідження визначено, що при застосуванні HFO спостерігається збільшення витрати палива, температури випускного колектору та кута затримка запалювання, а також найнижча ефективність енергоперетворення. Встановлено, що застосування MGO забезпечує максимальну перевагу від застосування так, як відзначається найменша питома ефективна витрата палива, найвищий ефективний ККД двигуна при входженні у закладені обмеження за максимальним тиском та температурою згоряння. Визначено, що річна економія при використанні MDO складатиме 852628,82 грн.

Розроблено перелік основних заходів забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища при бункеруванні судна паливом та маслом. Проаналізовано небезпечні та шкідливі фактори для обслуговуючого персоналу.

					КРМ.142.6221м.25.09.00.ПЗ	Лист
						4
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Магістерська робота виконана українською мовою. Загальний обсяг роботи складає 81 аркуша розрахунково-пояснювальної записки. Також робота містить п'ять креслень формату А1.

Ключові слова: номінальний режим роботи; дизельний двигун; паливна система; енергоперетворення; ефективні показники.

ABSTRACTS

The work is devoted to studying the influence of various types of marine fuels on the performance of a 6CHN 58/64 (MAN B&W L58/64) diesel engine.

A general description and design features of the 6CHN 58/64 diesel engine are provided. The working cycle for nominal mode was simulated using the Blitz-PRO software package.

An analysis of the main types of fuels for marine diesel engines and their properties, as well as the technical and economic basis for the selection and use of these fuels, was carried out. A theoretical study of the influence of the properties of the most common fuels in the fleet (such as HFO, MDO, MGO) on the operating parameters and efficiency indicators for the nominal operating mode of the L58/64 (6CHN 58/64) marine diesel engine using various methods for determining heat release characteristics, namely the Vibe and Razleytsev methods.

It has been established that the use of the Razleytsev method allows for more accurate modeling of the diesel engine's working process, thanks to a more accurate calculation of the fuel injection, evaporation, mixture formation, and, accordingly, combustion processes.

The results of the study show that when using HFO, there is an increase in fuel consumption, exhaust manifold temperature, and ignition delay angle, as well as the lowest energy conversion efficiency. It was established that the use of MGO provides the maximum benefit, as it has the lowest specific effective fuel consumption and the highest effective engine efficiency when entering the set limits for maximum pressure and combustion temperature. It was determined that the annual savings from using MDO would be 852,628.82 hryvnia.

					<i>KPM.142.6221м.25.09.00.ПЗ</i>	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

A list of basic measures to ensure occupational safety and environmental protection requirements when bunkering a ship with fuel and oil has been developed. Hazardous and harmful factors for service personnel have been analyzed.

The master's thesis is written in Ukrainian. The total volume of the work is 81 pages of explanatory notes. The work also contains five A1 format drawings.

Key words: nominal operating mode; diesel engine; fuel system; energy conversion; efficiency indicators.

					<i>KPM.142.6221м.25.09.00.ПЗ</i>	Лист
						6
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП		9
РОЗДІЛ 1	КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64)	
1.1.	Конструктивні особливості та основні параметри суднового дизеля MAN B&W L58/64.....	10
1.2.	Висновок до розділу.....	20
РОЗДІЛ 2	РОЗРАХУНОК НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64)	
2.1.	Основні задачі математичного моделювання ДВЗ	21
2.2.	Моделювання номінального режиму роботи суднового дизеля MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64)	22
2.3.	Розрахунок динаміки суднового дизельного двигуна MAN B&W L58/64.....	28
2.4.	Висновок до розділу.....	31
РОЗДІЛ 3	ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЛАСТИВОСТЕЙ ОБРАНОГО ПАЛИВА НА РОБОТУ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64)	
3.1.	Основні види палив суднових дизелів та їх властивості	32
3.2.	Техніко-економічні основи вибору та застосування палива у суднових дизельних двигунах	36
3.3.	Дослідження впливу властивостей обраного палива на показники роботи суднового дизеля MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64).....	40
3.4.	Розробка системи паливopідготовки.....	56
3.5.	Висновок до розділу.....	60
РОЗДІЛ 4	ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАННЯ ТА ЗАСТОСУВАННЯ ПАЛИВА ДЛЯ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64)	

4.1.	Постановка проблеми.....	62
4.2.	Визначення економічної доцільності від використання різних палив судновим дизелем MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64).....	63
4.3.	Висновок до розділу.....	65

АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

РОЗДІЛ 5 ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1.	Загальні вимоги при бункеруванні судна паливом та маслом..	66
5.2.	Розробка заходів забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища при бункеруванні судна паливом та маслом.....	67
5.3.	Оцінка пожежної безпеки машинного відділення.....	73
5.4.	Висновки до розділу.....	77

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

Додаток А. Загальний вигляд судна

Додаток Б. Загальний вигляд машинного відділення судна

Додаток В. Поперечний розріз дизеля 6ЧН 58/64

Додаток Г. Графічні залежності

Додаток Д. Система паливопідготовки суднової енергетичної установки

ВСТУП

Розвиток і перебіг робочого процесу дизелів залежать від виду палива, зокрема від його вуглеводневого і фракційного складів та фізичного стану палива в момент подачі в циліндр. Щоб забезпечити необхідну тонкість розпилення палива, потрібна певна в'язкість його при впорскуванні.

Зазвичай вона підтримується в межах від 1,2 до 4,5°ВУ. Найбільш раціональною для дизелів, що працюють на високо- і середньовязких паливах, є в'язкість в межах 1,7...2,5°ВУ, підтримку якої забезпечують підігрівом палива. Залежно від вихідної в'язкості температура підігріву може коливатися в досить широких межах від 40...50 до 130°С. При нагріванні палива, крім в'язкості, змінюється і щільність. Таким чином, застосування різних видів палива обов'язково пов'язане зі змінами умов роботи як самого двигуна, так і системи паливоподачі. Системи паливоподачі працює при зміні в'язкості, щільності і температури палива. Оскільки система розрахована на впорскування палива з цілком певними фізичними параметрами, тобто система не є регульованою за вказаними параметрами, то якість розпилення і випаровування крапель істотно залежить від в'язкості, щільності і температури впорскуваного палива. Кожен з цих параметрів фізичного стану по-своєму впливає на розпилення і випаровування крапель. Так, наприклад в'язкість палива при впорскуванні визначає дисперсність його розпилення в циліндрі.

Таким чином дослідження робочого циклу дизелів при роботі на низькоякісних дешевих сортах палива, що використовуються на флоті є актуальними та затребуваними.

					<i>КРМ.142.6221м.25.09.00.ПЗ</i>	Лист
						9
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64)

1.1. Конструктивні особливості та основні параметри суднового дизеля MAN B&W L58/64

Всесвітньовідома компанія MAN B&W Diesel при розробці середньообертових дизелів з діаметром циліндрів від 40 до 58 см застосувала увесь свій досвід та давні традиції. При цьому створене нове покоління моделей дизелів мають між собою спільну принципову конструкцію. Серія із дизельних двигунів фірми MAN B&W – L48/60, L40/54 та L58/64 (рис. 1.1), що формувалася та вироблялася протягом періоду 1980-х років, була доповнена у 1992 році новою моделлю L32/40. Ця модель успадкувала від попередників усі подібні характеристики, однак при цьому була повністю адаптована для меншого діаметра робочого циліндра.

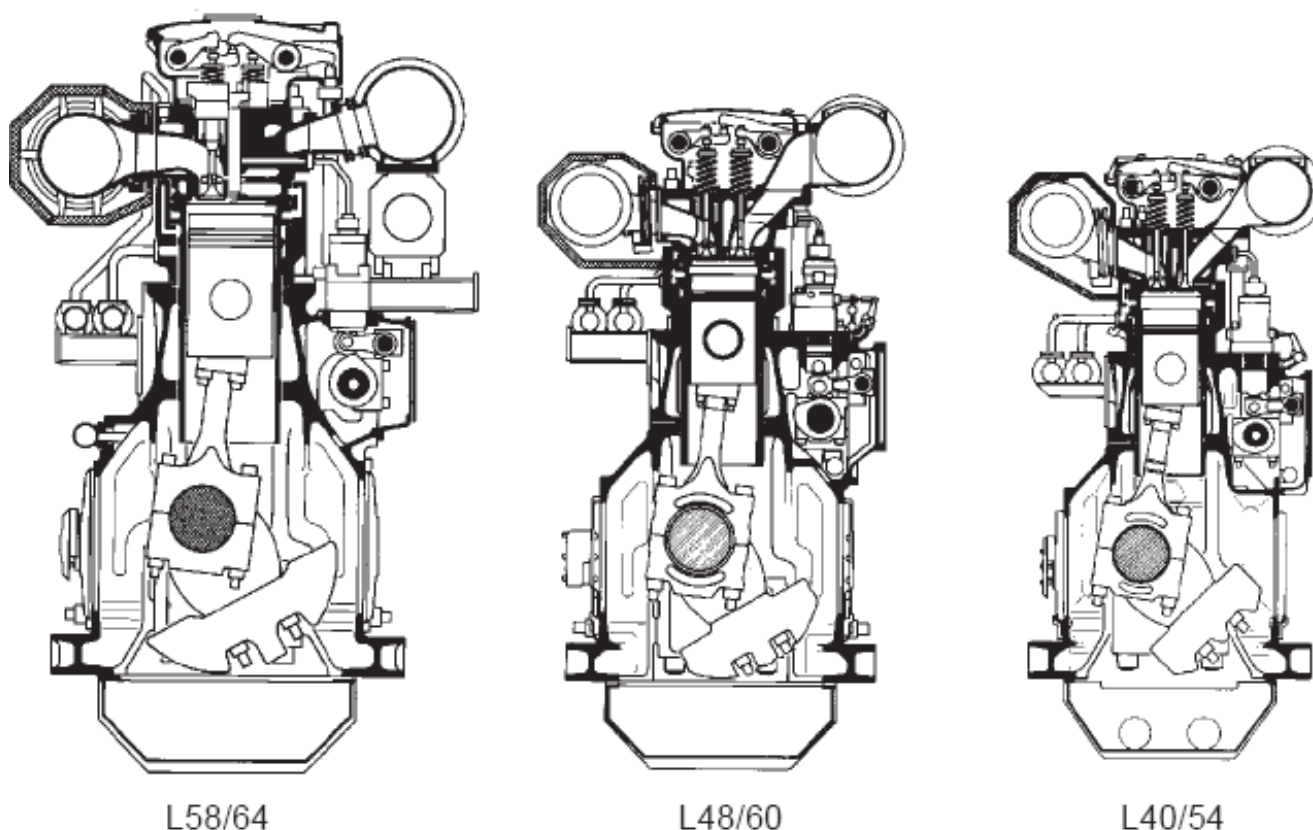


Рисунок 1.1 – Основна лінійка рядних дизелів фірми MAN B&W Diesel

Ці чотири базові дизельні двигуни фактично становлять основу лінійку, що виготовляються у місті Аугсбурзі (Німеччина). Лінійка дизелів має потужність від 2880 до 21600 кВт (таблиця 1.1). Згодом до лінійки також було додано більш потужна В-версія двигуна 48/60 й двигуна типу V40/50. Програма будівництва «нового покоління двигунів» компанії MAN B&W Diesel була розпочата у 1984 році з серією дизелів типу L58/64 (рис. 1.2 і 1.3), які мали діаметр робочого циліндру 58 см та хід поршня 64 см.

Таблиця 1.1 – Лінійка середньообертових дизелів компанії MAN B&W «нового покоління»

Параметр та розмірність	Модель суднового дизеля			
	32 / 40	40 / 54	48 / 60B	58 / 64
Діаметр робочого циліндра, см	32	40	48	58
Хід поршня, см	40	54	60	64
Кількість робочих циліндрів	5 – 9 L/12–18V	6 – 9L	6 – 9L/12–18V	6 – 9L
Циліндрова потужність, кВт/цил	480	720	1200	1390
Оберти колінвала, хв ⁻¹	720 / 750	550	514	428

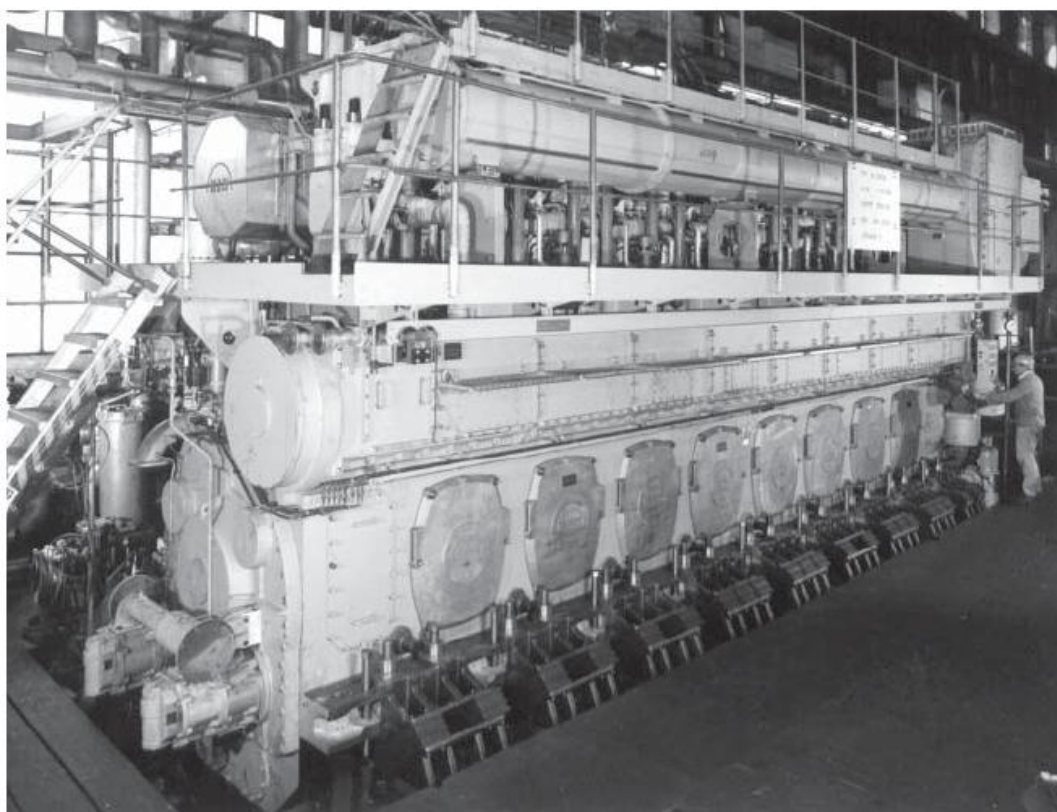


Рисунок 1.2 – Загальний вигляд восьмициліндрової версії середньообертового дизеля фірми MAN B&W Diesel L58/64

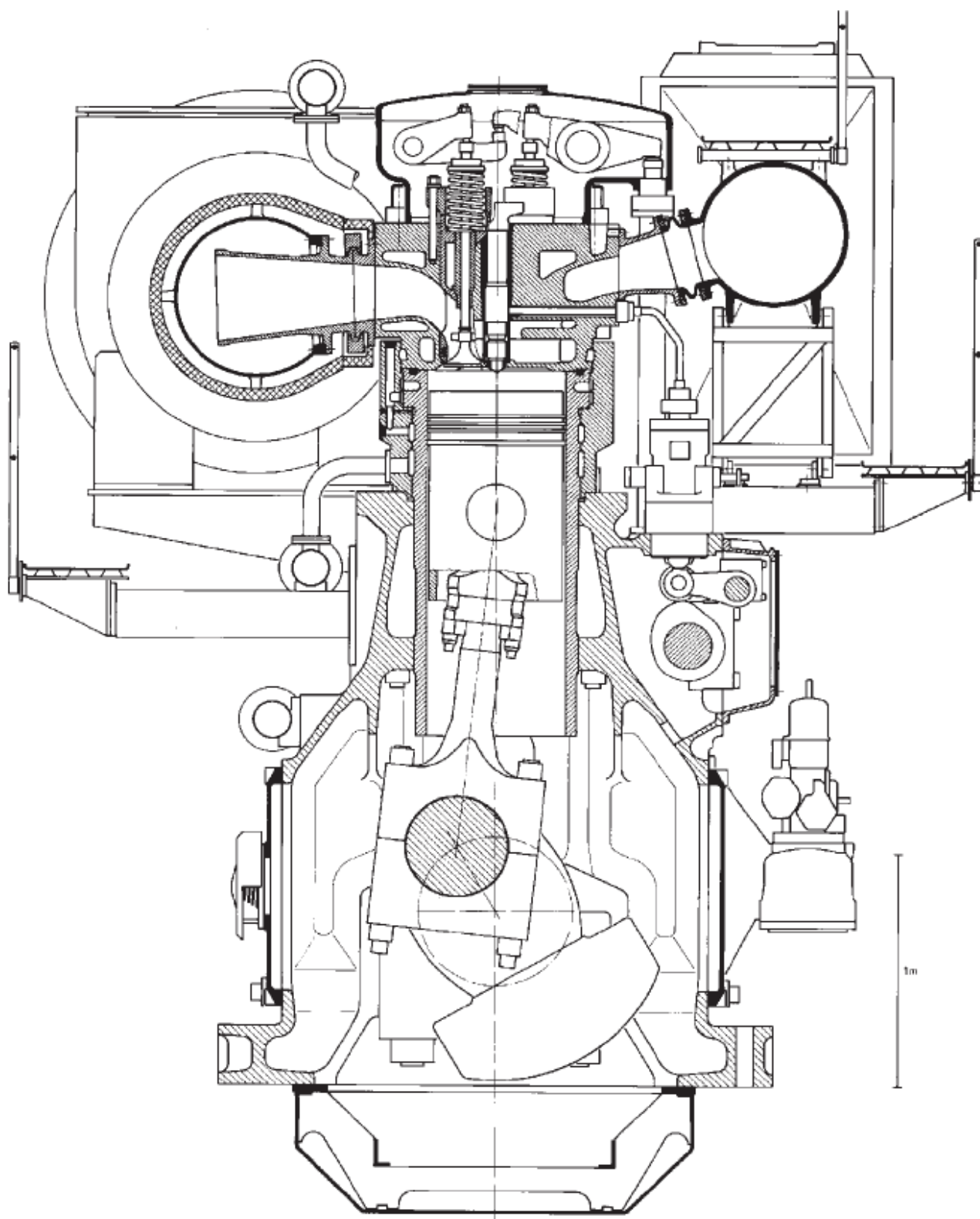


Рисунок 1.3 – Загальний вигляд поперечного розрізу дизеля
типу 6ЧН58/64 (MAN L58/64)

Конструктори фірми MAN B&W Diesel намагалися максимально досягти загальної експлуатаційної паливної економічності, надійності роботи, простоти

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.09.01.ПЗ

Аркуш

12

обслуговування та ремонту, довговічності елементів та ефективної роботи на важкому паливі. Результати цих робіт можна досить чітко зіставити з попереднім великорозмірним дизелем MAN B&W – 52/55B, який має діаметр робочого циліндра 52 см та хід поршня – 55 см.

Серед головних відмінностей дизеля типу L58/64 та його модифікацій з діаметром циліндра 40 см та 48 см можна відмітити: досить жорстке моноблочне лиття остова з суцільними анкерними зв'язками від нижніх корінних підшипників колінчастого валу до верхнього краю остова двигуна, а також наявність зв'язків від верхньої частини блоку робочих циліндрів дизеля до діафрагми картера (рис. 1.4).

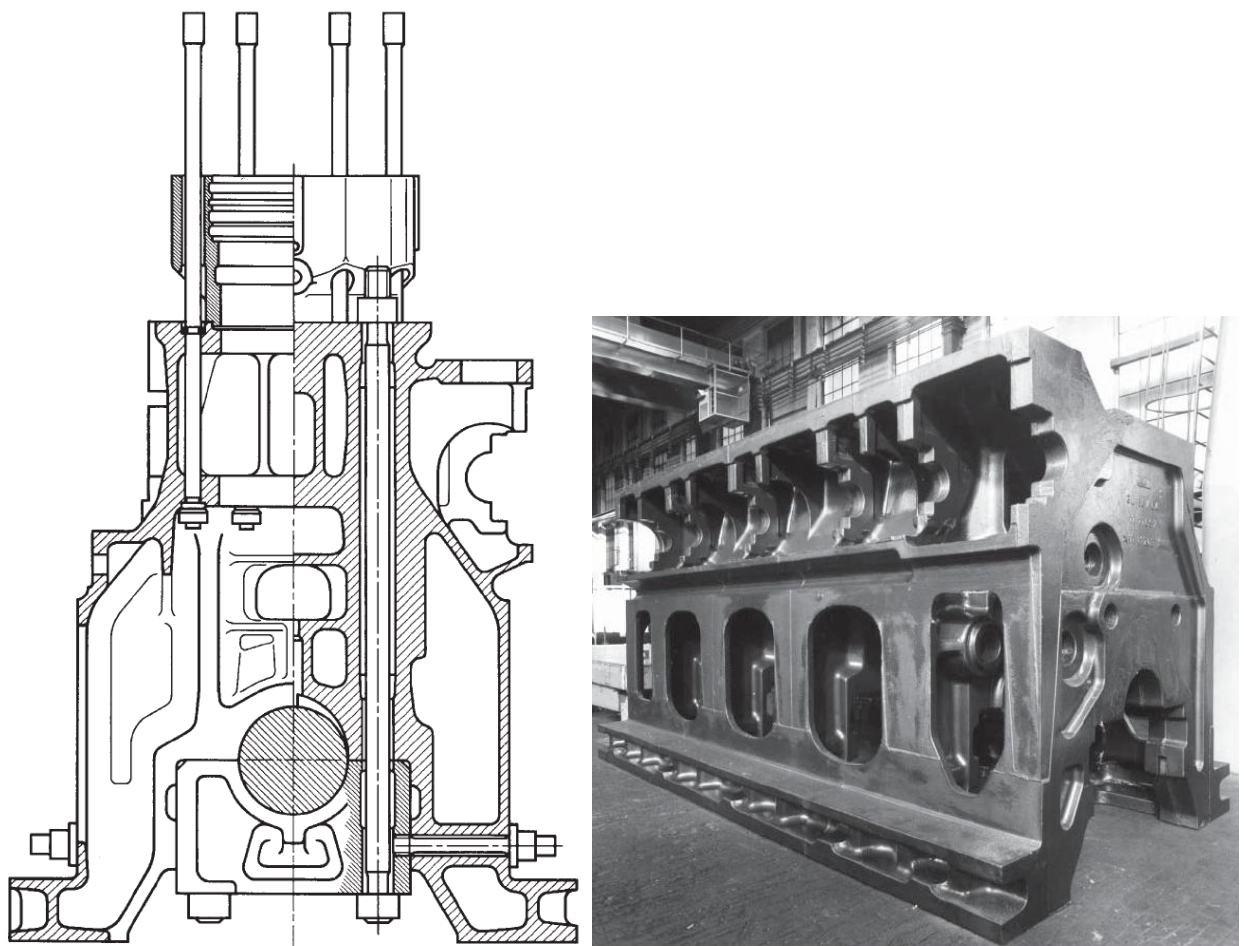


Рисунок 1.4 – Основні елементи остову дизеля MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64)

Така прийнята компоновка забезпечує на двигуні:

- максимальне перенаправлення діючих сил від кришки блоку робочих циліндрів до колінчастого валу дизеля;

- мінімально можливу деформацію циліндрових втулок;
- досить надійну роботу поршня двигуна;
- попереднє напруження основних елементів остова;
- перехресні зв'язки підшипників колінчастого валу;
- поглинання високих радіальних сил за рахунок встановлення на кінці колінчастого валу (з боку відбору потужності) великого підшипника;
- відсутність протікання потоку охолоджувальної рідини в корпусі двигуна, що усуває ризик виникнення корозії;
- досить міцні посадкові місця для попередження деформації агрегату;
- інтегрованість в корпус дизеля шестерні приводу розподільчого валу та демпферу коливань.

Мінімально можлива деформація втулки циліндра, досить надійна робота поршня двигуна, відсутність можливих деформацій сусідніх робочих циліндрів й значне зменшення деформації по усій довжині двигуна 6ЧН 58/64 забезпечуються використанням індивідуальних сорочок для кожного робочого циліндру. Кавітації поверхонь гільзи робочого циліндра (рис. 1.5) запобігається за рахунок товстих стінок, які забезпечують досить високий опір деформації.

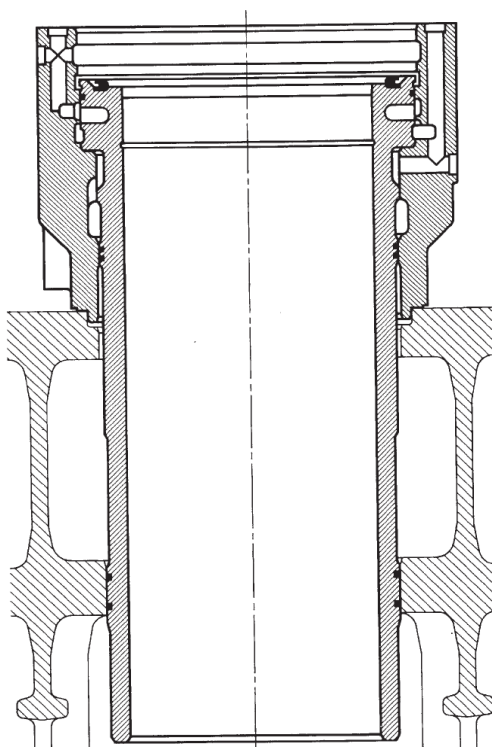


Рисунок 1.5 – Конструкція втулки робочого циліндру дизеля серії L58/64

Фактично рівномірні температури по всій поверхні втулки робочого циліндру досягаються завдяки застосуванню інтенсивного охолодження лише верхньої її частини, так як охолодження втулки в інших її зонах не вважається за потрібним. Рівномірність температур досягається завдяки спеціально розташованих водяних проміжків для здійснення охолодження. В результаті таких проміжків утворюються максимально оптимальні умови для змащування поверхонь, а також значно уповільнюється процес так званої низькотемпературної корозії.

Тонкий жаровий екран кришки блоку робочих циліндрів дизеля забезпечує гарну теплопровідність, а висока жорсткість кришки досягається завдяки міцному денцю, яке поглинає вертикально спрямовані сили від газів (рис. 1.6).

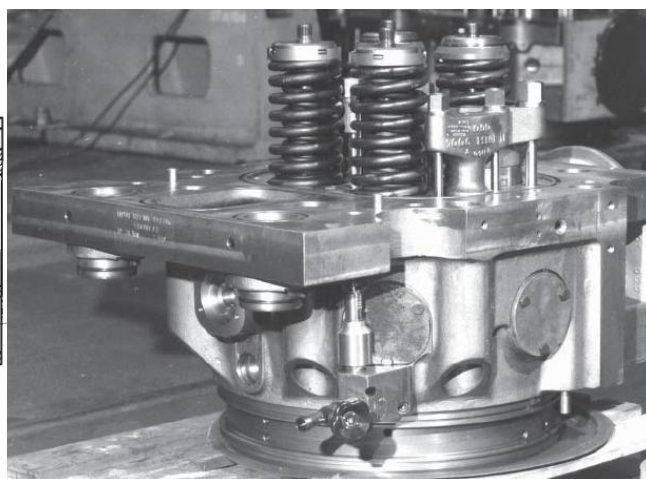
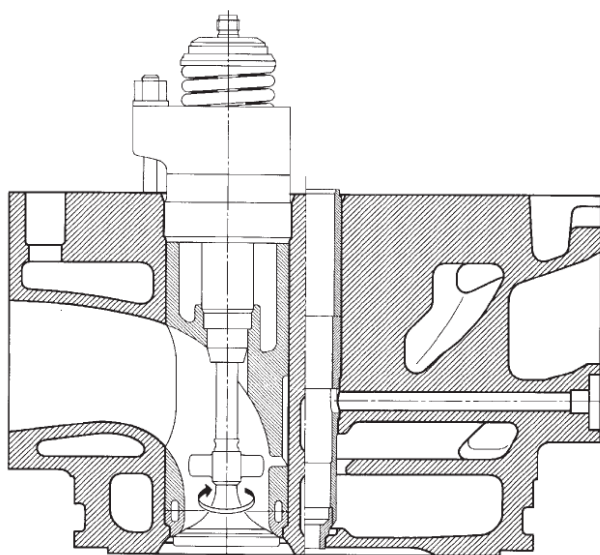


Рисунок 1.6 – Конструкція кришка робочого циліндра дизеля серії L58/64

Досить тривалий термін роботи клапанів системи газообміну та висока чистота газонепроникних сідел на двигуні забезпечуються завдяки застосуванню сепараторів випускних клапанів з водяним охолодженням. При цьому клапани можна знімати без додаткового демонтажу коромисел. На двигуні застосовано випускні клапани з газовим приводом пропелерів, а впускні клапани обладнано спеціальними сепараторами, що обертаються за допомогою так званого пристрою Rotocar. Можливе забруднення робочих рідин у кришці блоку циліндрів унеможливується завдяки відокремленим порожнинам для масла, палива та охолоджу-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.09.01.ПЗ

Аркуш

15

вальної рідини. Випускний колектор системи газовипуску з'єднується з кришкою циліндрів за допомогою простого фланцевого з'єднання.

Складений поршень (рис. 1.7) містить ковану алюмінієву спідницю та ковану тонкостінну головку, виготовлену з високоякісної сталі. У дизелях з меншим діаметром робочого циліндра спідниця виконана з якісного чавуну.

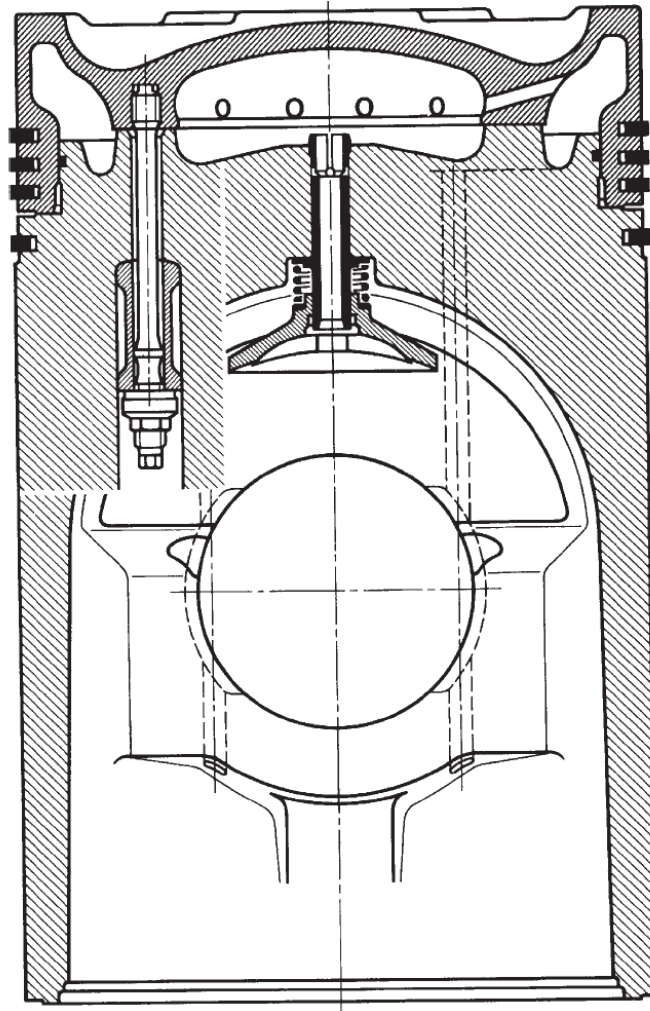


Рисунок 1.7 – Конструкція поршня дизеля серії L58/64

Ефективне охолодження головки поршня досягається за допомогою збовтування (ефект інерції та розбризкування). При цьому таке охолодження підтримує потрібну температуру в кільцевих канавках поршня на потрібному рівні, запобігаючи можливої корозії у вологому середовищі. Потік рідини охолодження оптимізовано за напрямком (зсередини йде назовні). Поршневий палець не має поперечного отвору, що підвищує його надійність. Значне зменшення механічних навантажень на поршневі кільця двигуна досягнуто завдяки досить вузькому зазору

між поршнем, що у свою чергу запобігає потраплянню будь-яких абразивних частинок й тим самим захищає мастильну плівку. Досить тривалий термін роботи поршневих канавок забезпечується індукційним загартуванням. Глибина індукційного загартування достатня для повторної механічної обробки канавок декілька разів.

Всі три компресійні кільця встановлено у головці поршня, їхня довговічність роботи підвищена завдяки спеціальному плазмовому покриттю першого та хромуванню другого й третього кільця. Спеціально оптимізована конфігурація комплектів поршневих кілець забезпечує стабільно низьку витрату змащувального масла.

Дизель серії L58/64 MAN B&W (6ЧН 58/64) став першим, що мав шатун зі з'єднанням у верхній частині (рис. 1.8). Компактний та надзвичайно жорсткий фланець дозволяє використовувати з'єднання, при цьому шатун додатково не навантажується дією масових сил інерції.

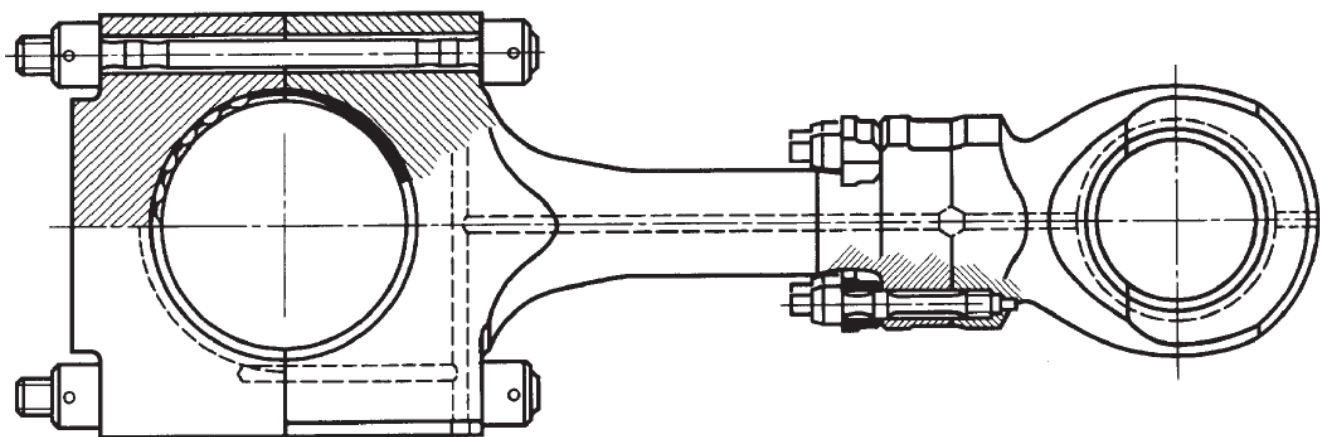


Рисунок 1.8 – Конструкція шатуна дизеля серії L58/64

Перевагою такої конструкції шатуна є те що для демонтажу поршня потрібен досить невеликий простір. Це також дозволяє уникнути розбирання шатунного підшипника.

На дизеля серії L58/64 встановлюють сучасну систему впорскування пального (рис. 1.9 – 1.11). Спеціально розроблена та модифікована керуюча кромка на тілі плунжера забезпечує практично сталий тиск впорскування в межах десь

85...100% від номіналу. Це позитивно сприяє ефективному споживанню палива при різних навантаженнях дизеля. Встановлений клапан вирівнювання тиску палива запобігає утворенню часткового вакууму й, відповідно, кавітації. При цьому клапан також запобігає коливанню тиску в паливній системі, що негативно впливає на процес впорскування пального.

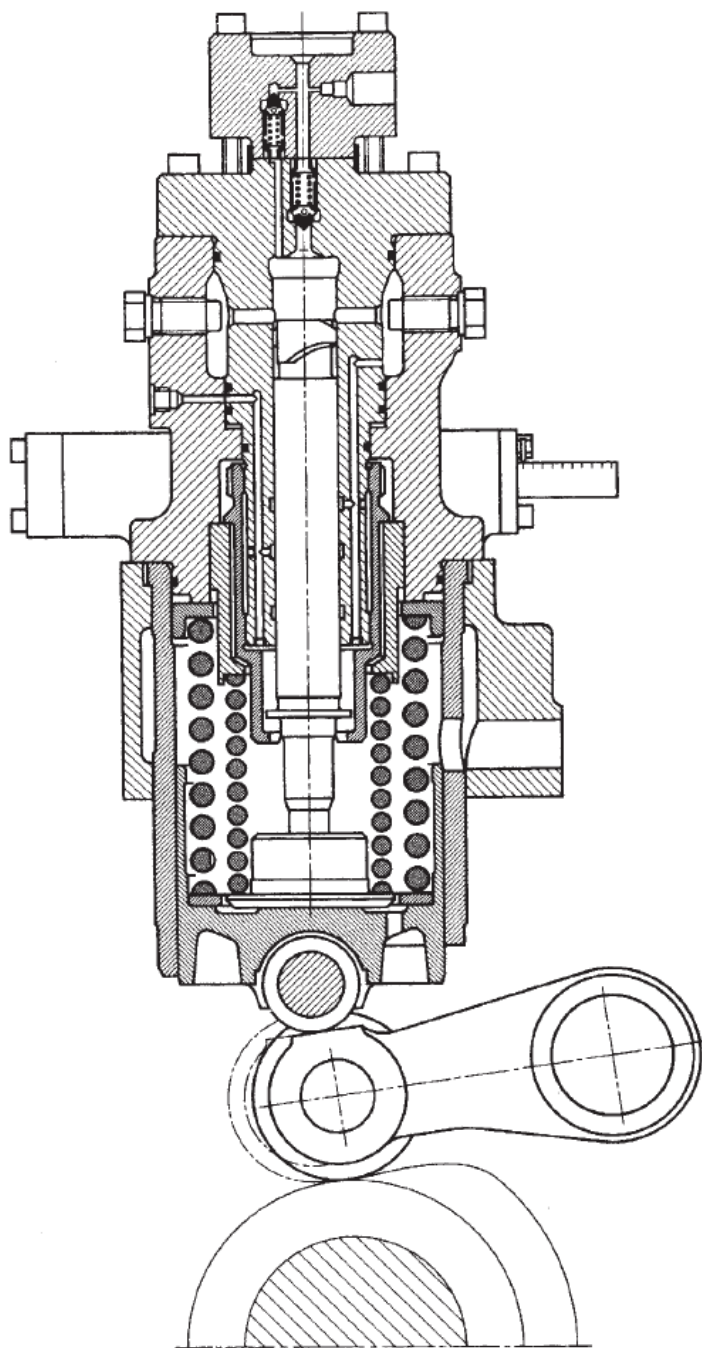


Рисунок 1.9 – Конструкція ПНВТ дизеля серії L58/64

Досить високий тиск упорскування палива забезпечує ефективне розпилення, а правильне співвідношення тиску впорскування палива до середнього ефек-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.09.01.ПЗ

Аркуш

тивного тиску дизеля позитивно сприяє зниженню витрат палива. Важіль гойдання встановлений між плунжером насоса високого тиску й кулачком, який при цьому регулюється горизонтально за допомогою наявного ексцентрикового вала, дозволяє досить легко встановити потрібний час впорскування. Форсунки мають можливість попередньо підігріву за умов використання на двигуні важких мазут.

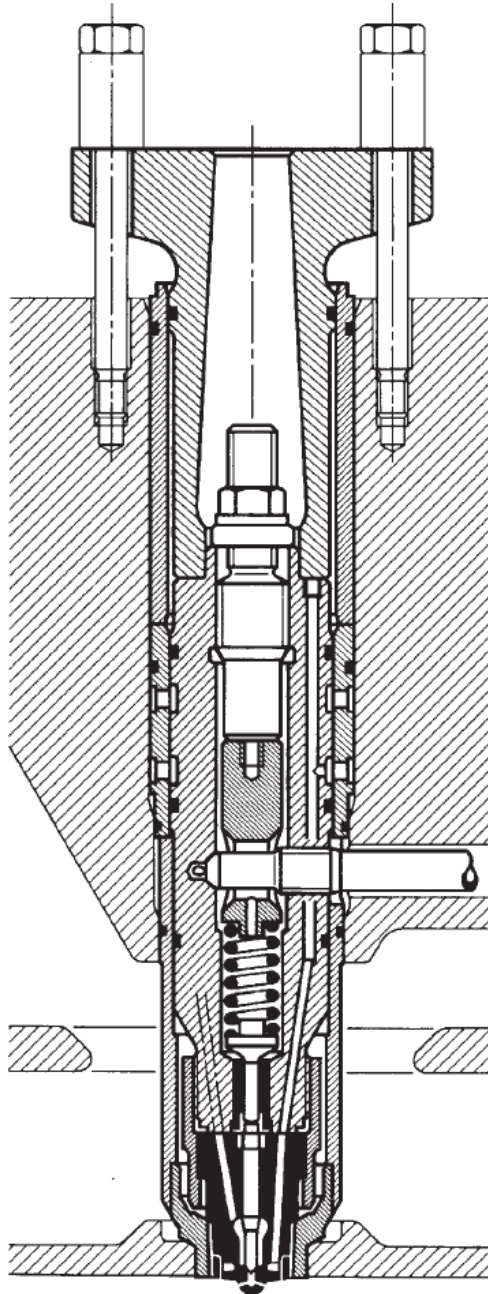


Рисунок 1.10 – Конструкція паливної форсунки дизеля серії L58/64

Високий ККД та великі витрати свіжого повітря при повному та частковому навантаженні дизеля серії L58/64 забезпечує система турбонаддуву з постійним

тиском. Система застосовує стандартні турбокомпресори, що випускає сама фірма MAN B&W. Для роботи дизеля серії L58/64 в умовах часткового його навантаження попередній підігрів свіжого повітря не двигун не потребує.



Рисунок 1.11 – Складові елементи паливної форсунки дизеля серії L58/64

1.2. Висновок до розділу

Судновий середньобертовий дизельний двигун серії L58/64 виробництва відомої провідної двигунобудівної фірми MAN B&W (за ДСТУ маркується, як 6ЧН 58/64) цілком і повністю відповідає усім потребам щодо його встановлення й застосування на судні. Поперечний розріз суднового дизеля серії L58/64 у магістерській роботі представлено кресленням А1.

					KPM.142.6221м.25.09.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		20

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64)

2.1. Основні задачі математичного моделювання ДВЗ

На сьогодні в усіх провідних двигунобудівних фірмах світу проектування, виготовлення та доведення нового (модернізованого) двигуна внутрішнього згоряння не мислиться без виконання комплексу з математичного моделювання і комп'ютерної оптимізації параметрів. Актуальність та значимість виконання такого комплексу робіт дедалі більше набирає ваги з посиленням відповідних нормативів, що значно обмежують викиди шкідливих речовин з ВГ, вимог паливної економічності й, безумовно, досягнення високої питомої потужності двигуна.

Попередня теоретична оцінка важливих питань, пов'язаних з оптимізацією та вдосконаленням робочого циклу, роботи паливної апаратури й систем повітропостачання та газовипускни, дозволяє у значній мірі знизити матеріальні витрати на проведення експериментальних досліджень. При цьому важливим є те, щоб застосовані методики розрахунку та програмні комплекси на їх основі давали змогу моделювати потрібні процеси з достатньою достовірністю та точністю. Чим повніше застосована методика охоплює потрібні фізичні процеси, коректніше їх описує та має мінімальну кількість припущень, тим точніший і надійніший може бути отриманий результат моделювання. Також варто відзначити те, що сучасний розрахунковий програмний комплекс повинен забезпечувати й можливість розв'язання складних багатофакторних оптимізаційних задач.

При моделюванні є недостатнім лише одержати задовільний збіг з експериментальними даними. Для розв'язання практичних задач при створенні або вдосконаленні ДВЗ потрібно виявити ефективні напрямки можливого вдосконалення, знайти оптимальні значення різних важливих конструктивних складових двигуна та систем, які можуть по-різному впливати на робочій процес (а в деяких випадках потрібно шукати деякі компромісні рішення, наприклад між досягненням максимальної потужності та паливної економічності).

					<i>КРМ.142.6221м.25.09.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		21

Так, наприклад, бажаним є таке поєднання форми камери згоряння дизеля, конструкції та параметрів налаштування (часу початку впорскування та характеристики впорскування) паливної апаратури, що одночасно забезпечить зниження витрати пального, підвищення потужності та зменшення емісії NO_x .

Проведення оптимізації одного, або навіть двох важливих параметрів роботи дизеля методом покрокового перебору здебільшого не дає змогу одержати задовільного результату для задач оптимізації з значним числом факторів впливу. Для значного підвищення якості розв'язання оптимізаційних задач при створенні або вдосконаленні ДВЗ правильнішим є застосування формальних пошукових процедур нелінійного програмування. Вони надають змогу вести процес оптимізації в умовно автоматичному режимі. Для фактичної реалізації такої можливості ядро програмного комплексу, що реалізує розрахункову методику досліджуваного явища, має, крім необхідної точності, володіти ще й досить значною швидкістю, так як під час такого пошуку оптимуму для багатьох факторів впливу доводиться здійснювати розрахунки багатьох сотень співвідношень.

2.2. Моделювання номінального режиму роботи суднового дизеля MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64)

Моделювання номінального режиму експлуатації суднового дизельного двигуна MAN B&W серії L58/64 (6ЧН 58/64) реалізується за допомогою перевіреного та надійного програмного комплексу *Blitz-PRO*, розробленого на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ професором Мінчевим Д. С. Цей програмний комплекс є досить потужним дослідницьким та інженерним інструментом.

Для одержання достовірних результатів при здійсненні моделювання на базі програмного комплексу *Blitz-PRO*, необхідно спочатку систематизувати вихідні данні (табл. 2.1). Це робиться на основі паспортних даних двигуна-прототипу, наявного опиту моделювання та широкої кількості допоміжного матеріалу у самій програмі розрахунку.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для моделювання номінального режиму експлуатації суднового дизельного двигуна MAN B&W серії L58/64 (6ЧН 58/64)

№ з/п	Найм. параметру	Позн.	Один. вим.	Значення
1	Діаметр циліндра	D	м	0,58
2	Хід поршня	S	м	0,64
3	Кількість циліндрів	i_z	шт.	6
4	Частота обертання колінчатого валу	n	хв^{-1}	428
5	Ефективна потужність дизеля	N_e	кВт	8340
6	Механічний ККД дизеля	η_m	—	0,930
7	Ступінь стискування	ε	—	15
8	Кривошипно-шатунне відношення	λ	—	0,240
9	Ступінь підвищення тиску в ТК	Π_k	—	3,600
10	Температура навколишнього повітря	T_0	К	303
11	Тиск навколишнього середовища	P_0	кПа	100,2
12	Втрата тиску в ОНП	ΔP_k	кПа	2
13	Опір вихлопної системи (ділянки від виходу з робочого колеса турбіни до зрізу вихлопної труби)	ΔP_t	кПа	2
14	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{a.k}$	—	0,84
15	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{a.t}$	—	0,82
16	Механічний ККД турбокомпресора	$\eta_{m.tk}$	—	0,95
17	Температура води на вході в ОНП	$T_{\text{вонп1}}$	К	297
18	ККД системи охолодження наддувочного повітря	η_{co}	—	0,950
19	Число циліндрів, об'єднаних спільною секцією випускного колектора	i_{z1k}	—	3
20	Відношення об'єму секції випускного колектора до робочого об'єму циліндра	$V_{\text{в.к.}}/V_s$	—	1,800
21	Константа імпульсності	Φ	—	1,100
22	Кут початку впорскування палива	$\varphi_{\text{н.вп.}}$	град. п.к.в.	352
23	Тривалість уприскування палива	$\varphi_{\text{впр.}}$	град. п.к.в.	28
24	Кут відкриття випускного клапана	$\varphi_{\text{о.вып.}}$	град. п.к.в.	492
25	Кут закриття випускного клапана	$\varphi_{\text{з.вып.}}$	град. п.к.в.	30
26	Кут відкриття впускного клапана	$\varphi_{\text{о.вп.}}$	град. п.к.в.	670
27	Кут закриття впускного клапана	$\varphi_{\text{з.вп.}}$	град. п.к.в.	230
28	Тривалість відкривання впускного клапана	$\varphi_{\text{п.о.вп.}}$	град. п.к.в.	90
29	Тривалість відкривання випускного клапана	$\varphi_{\text{п.о.вып.}}$	град. п.к.в.	90
30	Тривалість закривання впускного клапана	$\varphi_{\text{п.з.вп.}}$	град. п.к.в.	90
31	Тривалість закривання випускного клапана	$\varphi_{\text{п.з.вып.}}$	град. п.к.в.	90
32	Діаметр впускного клапана	$d_{\text{вп.кл.}}$	м	0,180
33	Кількість впускних клапанів	$n_{\text{вп.кл.}}$	—	2
34	Діаметр випускного клапана	$d_{\text{вып.кл.}}$	м	0,180

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.09.02.ПЗ

Аркуш

23

35	Кількість випускних клапанів	$n_{\text{вип.кл.}}$	—	2
36	Висота підйому впускних клапанів	$h_{\text{вп.кл.}}$	м	0,085
37	Кут конуса тарілки тарілки впускних клапанів	$\alpha_{\text{вп.кл.}}$	град.	60
38	Висота підйому випускних клапанів	$h_{\text{вип.кл.}}$	м	0,085
39	Кут конуса тарілки випускних клапанів	$\alpha_{\text{вип.кл.}}$	град.	60
40	Коефіцієнт витрати для впускного клапана	$\mu_{\text{вп.к.}}$	—	0,82
41	Коефіцієнт витрати для випускного клапана	$\mu_{\text{вип.к.}}$	—	0,86
42	Пропускна здатність турбіни	μF_t	м ²	0,05
43	Коефіцієнт у формулі Толстого для визначення часу затримки займання палива	A_i	—	0,0000038
44	Нижча теплота згоряння палива	Q_n	кДж/(кг·К)	42427,4
45	Щільність палива	$\rho_{\text{п}}$	кг/м ³	848
46	Цетанове число палива	—	—	45
47	Молекулярна маса палива	$\mu_{\text{п}}$	кг/кмоль	223
48	Коефіцієнт поверхневого натягу палива	$\sigma_{\text{п}}$	Н/м	0,028
49	Коефіцієнт у формулі Толстого для визначення часу затримки займання палива	k_n	—	0,00016
50	Умовна енергія активації	E_a	кДж/кмоль	21000
51	Кількість соплових отворів форсунки	i_c	—	8
52	Діаметр соплових отворів форсунки	d_c	м	0,00068
53	Коефіцієнт у формулі визначення середнього діаметра крапель	E_c	—	1,7
54	Константа часу випаровування великих крапель	$A_{z,i}$	с ⁻¹	6
55	Фактори моделі вигорання палива	a_0	м ³ /(кг·с)	40000
		a_1	с	0,000028
		a_2	м ³ /(кг·с)	8
		b_0	—	0,05
		m_{comb}	—	0,5
56	Вихрове число	H	—	1,1
57	Показник функції випаровування	m_{γ}	—	0,5
58	Координата мінімуму функції використання повітря	$\zeta_{a.c0}$	—	0,55
59	Координата мінімуму функції відносної тривалості згоряння	Φ_{z0}	—	0,35
60	Мінімальне значення коефіцієнта зменшення швидкості випаровування	χ_0	—	0,7
61	Відстань від розпилювача форсунки до стінки камери згоряння	L_{wall}	м	0,232
62	Частка незгорілого палива	$\Delta_{\text{г}}$	—	0,05
63	Товщина стінки втулки	Δ_s	м	0,028
64	Коефіцієнт термічного опору стінки	$R_{\text{ствт}}$	(м ² ·К)/кВт	0,3

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.09.02.ПЗ

Аркуш

24

	втулки			
65	Коефіцієнт термічного опору стінки кришки	$R_{\text{сткр}}$	$(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{кВт}$	0,3
66	Коефіцієнт термічного опору стінки поршня	$R_{\text{стпр}}$	$(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{кВт}$	0,3
67	Довжина охолоджуваної частини втулки (у відсотках від ходу поршня)	$h_{\text{ов}}$	%	100
68	Частка теплоти тертя, що відводиться з водою	$a_{\text{тр.в}}$	—	0,78
69	Частка теплоти тертя, що відводиться з маслом	$a_{\text{тр.м}}$	—	0,22
70	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки втулки до охолоджувальної рідини	$\alpha_{\text{ввт}}$	$\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	3
71	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки кришки до охолоджувальної рідини	$\alpha_{\text{вкр}}$	$\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	3
72	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки поршня до охолоджувальної рідини	$\alpha_{\text{впр}}$	$\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	2,5
73	Середня температура води в сорочці двигуна	$T_{\text{ввт}}$	К	358
74	Середня температура води в кришці двигуна	$T_{\text{вкр}}$	К	358
75	Середня температура масла, що охолоджує поршень	$T_{\text{впр}}$	К	373

Результати моделювання номінального режиму експлуатації суднового дизельного двигуна MAN B&W серії L58/64 (6ЧН 58/64) наводиться у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Результати моделювання номінального режиму експлуатації суднового дизельного двигуна MAN B&W серії L58/64 (6ЧН 58/64)

№ з/п	Найм. параметру	Позн.	Один. вим.	Значення
1.	Ефективна потужність	N_e	кВт	8338,71
2.	Питома ефективна витрата палива	g_e	кг/(кВт·год)	0,1790
3.	Ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k		3,601
4.	Тривалість видимого згорання	$\varphi_{\text{зг.}}$	град.	80,4
5.	Кут затримки займання	$\varphi_{\text{з.восп.}}$	град.	2
6.	Кут початку видимого згорання	$\varphi_{\text{н.сгор.}}$	град.	354
7.	Середній тиск впорскування всієї порції палива	P_{inj}	МПа	112,773
8.	Середній діаметр крапель	d_{32}	мкм	17,288
9.	Кут, під яким факел досягає стінок камери згорання	φ_{wall}	град.	30
10.	Тривалість взаємодії факела зі стінками камери згорання	φ_{fr}	град.	14
11.	Максимальний тиск згорання	P_z	кПа	17920,11
12.	Максимальна температура згорання	T_z	К	1453,46

13.	Середній індикаторний тиск	P_i	кПа	2477,93
14.	Середній ефективний тиск	P_e	кПа	2304,48
15.	Тиск повітря в ресивері	P_s	кПа	358,85
16.	Температура повітря в ресивері	T_s	К	304,51
17.	Тиск суміші наприкінці стиснення	P_c	кПа	11909,59
18.	Температура суміші наприкінці стиснення	T_c	К	742,99
19.	Середня температура газів перед турбіною	T_t	К	707,90
20.	Середній тиск газів перед турбіною	P_t	кПа	274,00
21.	Середня температура газів за турбіною	T_{zt}	К	685,80
22.	Температура газів у момент відкриття випускного клапана	T_b	К	946,50
23.	Тиск газів у момент відкриття випускного клапана	P_b	кПа	1225,60
24.	Температура наддувного повітря	T_k	К	447,2003
25.	Температура залишкових газів	T_r	К	314,59
26.	Тепло, відведене у воду	Q_w	кВт	784,10
27.	Тепло, відведене в масло	Q_m	кВт	253,40
28.	Тепло, що відводиться в ОНП від повітря	$Q_{wОНВ}$	кВт	2530,90
29.	Тепло, що виноситься з ВГ	$Q_{wОГ}$	кВт	7416,90
30.	Витрата повітря через компресор	G_k	кг/с	16,8925
31.	Витрата газу через турбіну	G_t	кг/с	17,2571
32.	Потужність турбіни	N_{et}	кВт	2616,5494
33.	Потужність компресора	N_{ek}	кВт	2615,6737
34.	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	—	0,0295
35.	Коефіцієнт надлишку повітря	α	—	2,440
36.	Коефіцієнт продувки	φ_a	—	1,168

За результатами проведеного моделювання робочого циклу номінального режиму експлуатації суднового дизельного двигуна MAN B&W серії L58/64 (6ЧН 58/64) за допомогою комплексу *Blitz-PRO* побудовано ряд наступних залежностей поданих на рис. 2.1 –2.4.

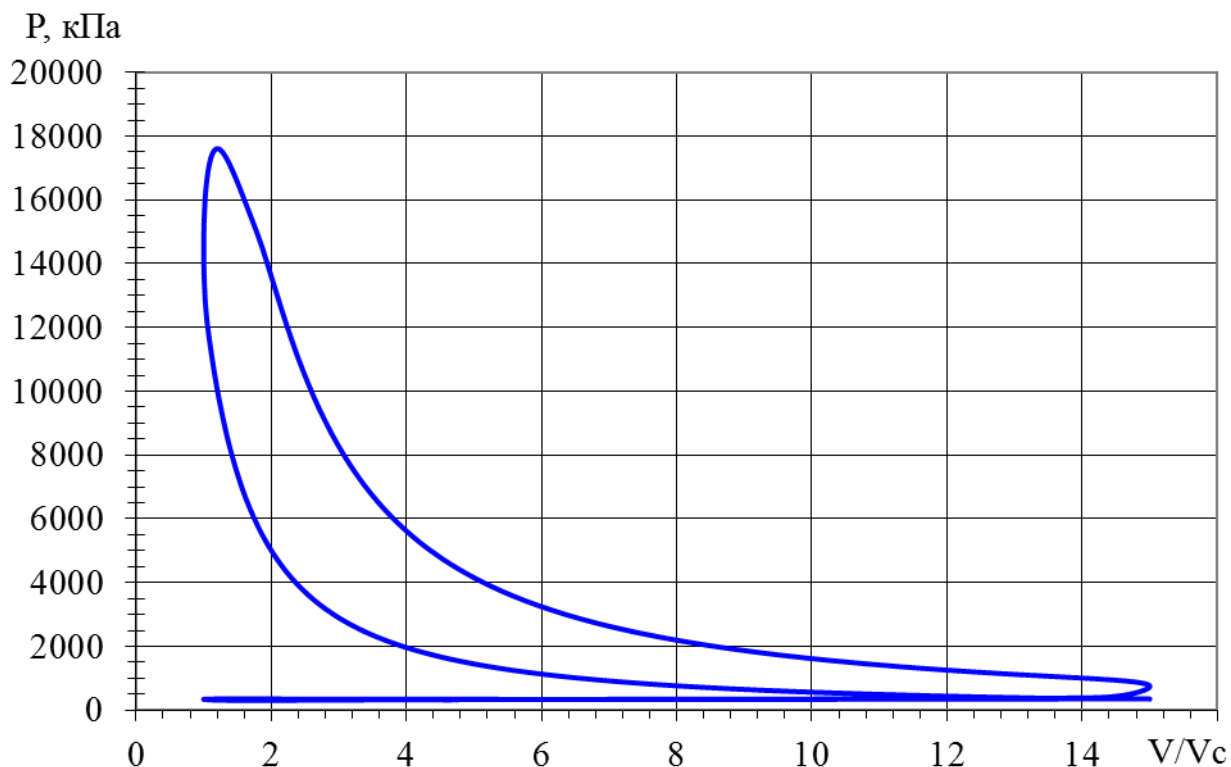


Рисунок 2.1 – Згорнута індикаторна діаграма номінального режиму експлуатації суднового дизельного двигуна MAN B&W серії L58/64 (6ЧН 58/64)

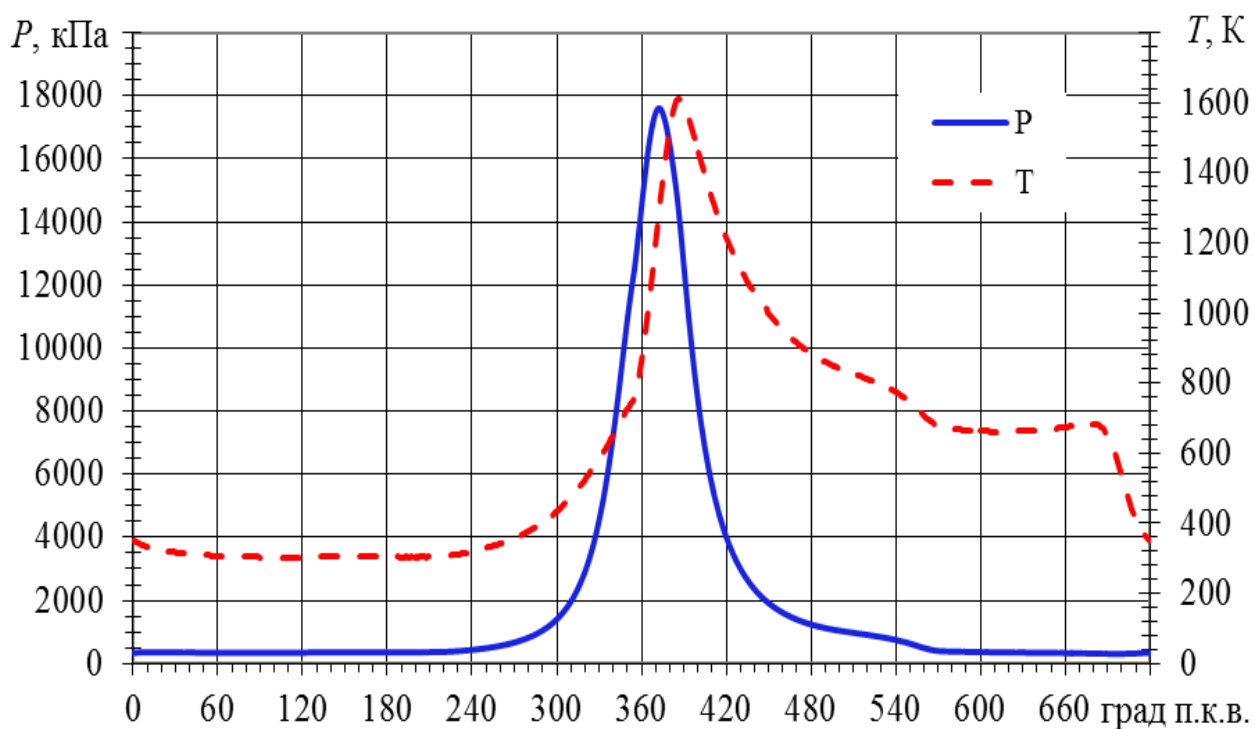


Рисунок 2.2 – Розгорнута індикаторна діаграма номінального режиму експлуатації суднового дизельного двигуна MAN B&W серії L58/64 (6ЧН 58/64)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.09.02.ПЗ

Аркуш

27

Елементарна робота газів у циліндрі $L_i = f(\text{град. п.к.в.})$

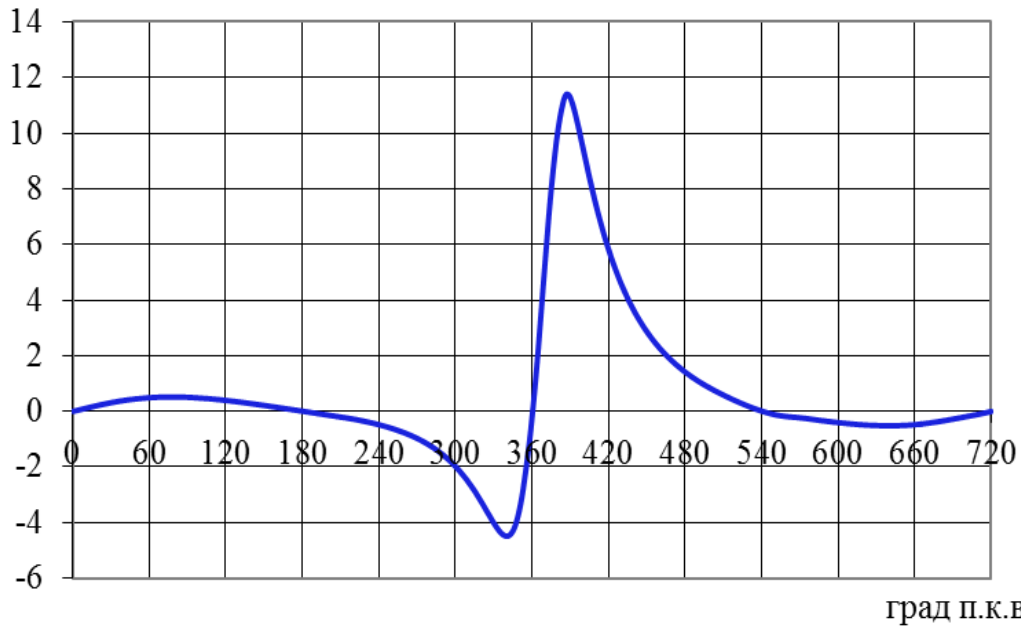


Рисунок 2.3 – Зміна елементарної роботи газів у циліндрі дизельного двигуна MAN B&W серії L58/64 (6ЧН 58/64) для номінального режиму експлуатації

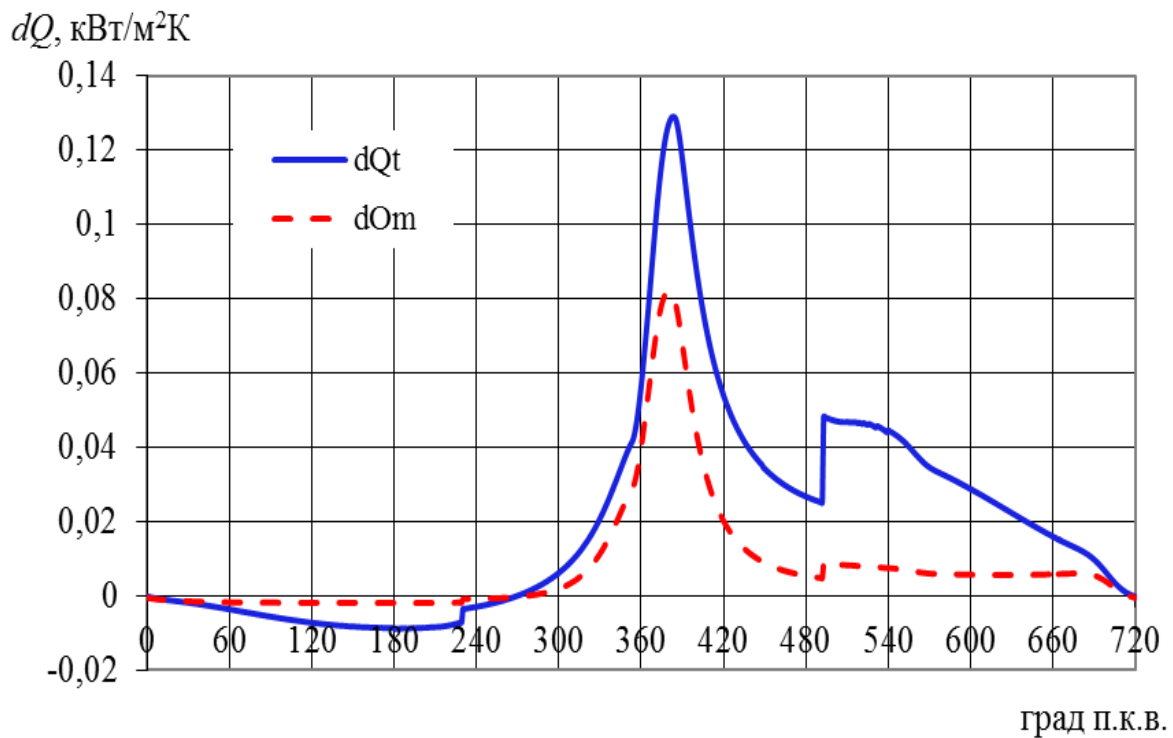


Рисунок 2.4 – Втрати теплоту у воду і масло для номінального режиму експлуатації суднового дизельного двигуна MAN B&W серії L58/64 (6ЧН 58/64)

2.3. Розрахунок динаміки суднового дизельного двигуна MAN B&W L58/64

Динамічний розрахунок необхідний для визначення сил, що діють в механізмах перетворення теплової енергії робочого тіла в механічну роботу. Динамічний розрахунок суднового дизельного двигуна MAN B&W серії L58/64 (6ЧН 58/64) виконано для режиму номінальної потужності.

Вихідними даними для проведення динамічного розрахунку є індикаторна діаграма (рис. 2.1 та 2.2), отримана в результаті теплового розрахунку за допомогою програмного комплексу *Blitz-PRO*. Масогабаритні параметри механізму перетворення руху (маси поршневого і шатунного комплектів, довжини шатуна і кривошипа, кількість і розташування циліндрів) взято з паспортних даних двигуна-прототипу.

Результати динамічного розрахунку суднового дизельного двигуна MAN B&W серії L58/64 (6ЧН 58/64) наведено нижче у вигляді графічних залежностей (рис. 2.5–2.8).

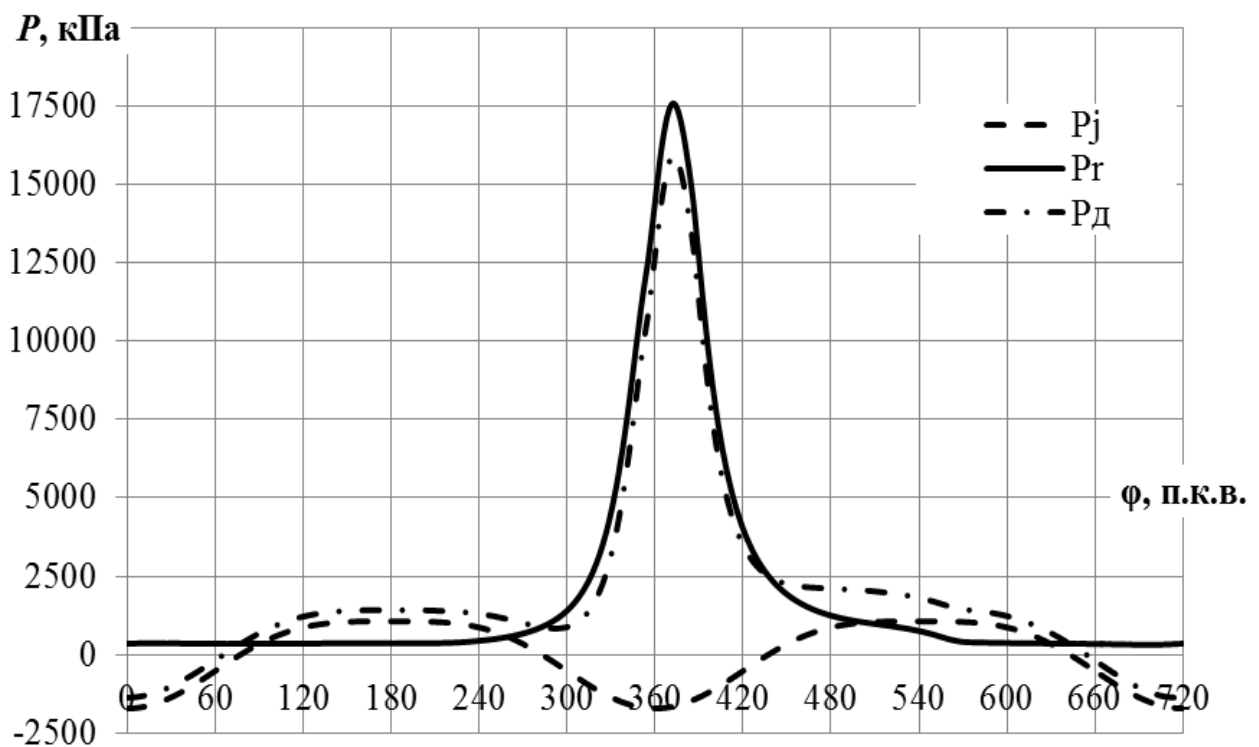


Рисунок 2.5 – Залежності сил тиску газів $P_r(\phi)$, інерції $P_j(\phi)$ та рушійної сили $P_{dv}(\phi)$

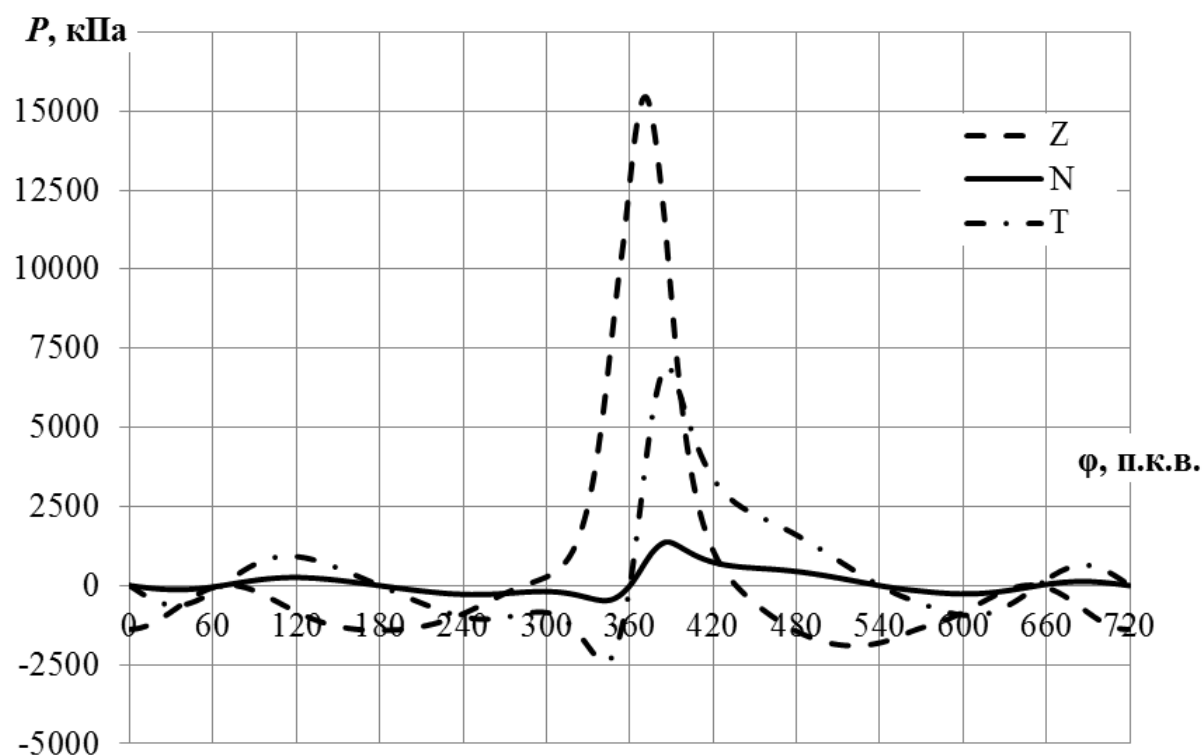


Рисунок 2.6 – Залежності бічної сил $N(\varphi)$, радіальної $Z(\varphi)$ та тангенціальної $T(\varphi)$

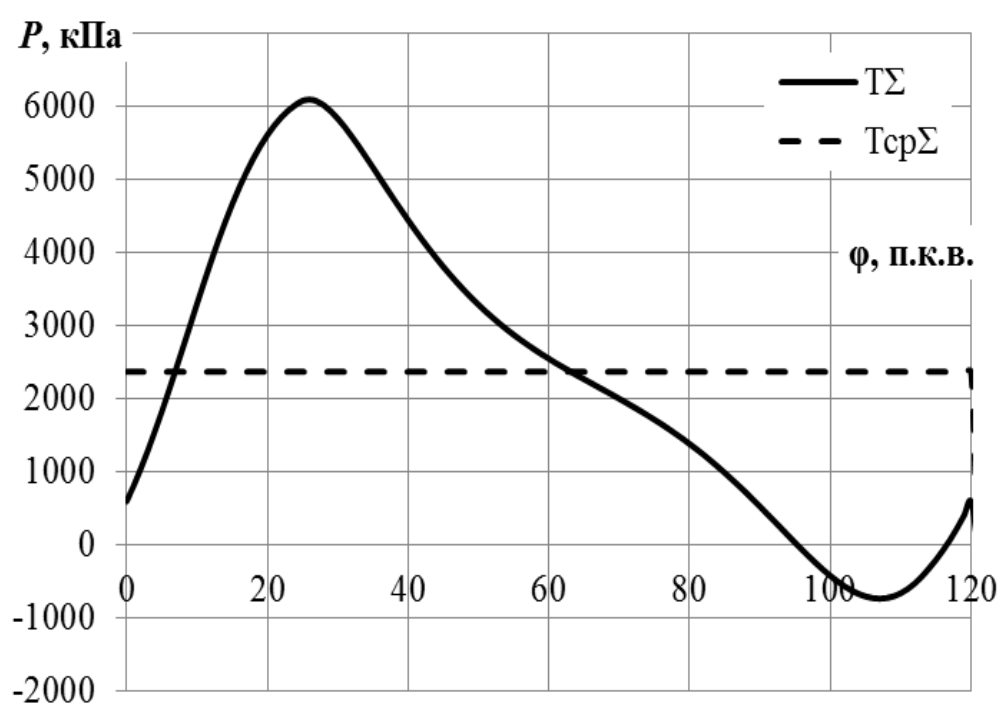


Рисунок 2.7 – Сумарна дотична сила $T_{\Sigma}(\varphi)$ та середня $T_{\Sigma.сер}(\varphi)$

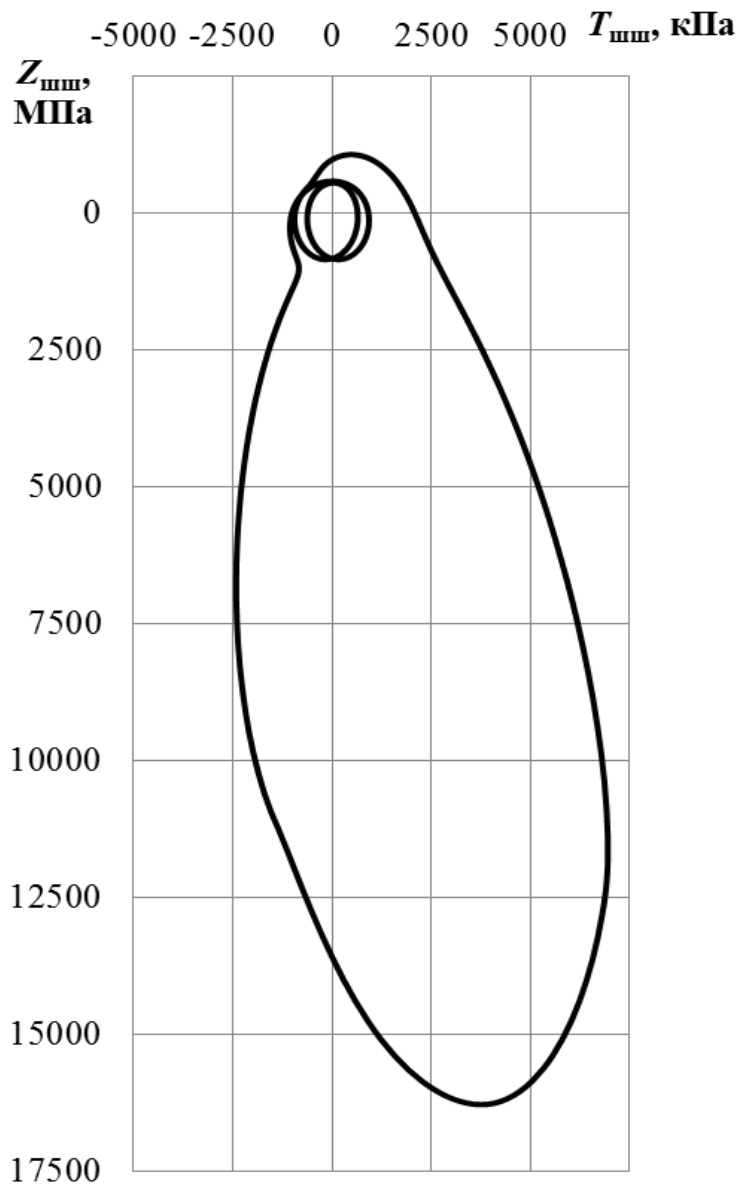


Рисунок 2.8 – Полярна діаграма навантажень на шатунну шийку

2.4. Висновок до розділу

Виконано моделювання робочого циклу для номінального режиму експлуатації суднового дизельного двигуна MAN B&W серії L58/64 (6ЧН 58/64) за допомогою сучасного та надійного програмного комплексу Blitz-PRO. Отримані результати з достатньою точністю відповідають параметрам роботи та показникам ефективності двигуна-прототипу. Результати моделювання є основою для проведення подальших досліджень впливу властивостей пального на ефективні показники двигуна серії L58/64.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.09.02.ПЗ

Аркуш

31

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЛАСТИВОСТЕЙ ОБРАНОГО ПАЛИВА НА РОБОТУ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64)

3.1. Основні види палив суднових дизелів та їх властивості

Базовим паливом для сучасних суднових енергетичних установок з дизелями є рідке паливо, яке за своїм походженням є нафтовим. Отримується таке паливо у результаті перегонки сирової нафти. До головних переваг застосування такого палива є: висока питома теплота згоряння, максимальна зручність зберігання й транспортування на судні, просте переведення з одного сорту палива на інше під час експлуатації енергетичної установки. До основних недоліків нафтового пального можна віднести:

- обмеженість запасів та значна вартість, які матимуть тенденцію постійно зростати;
- відсутність можливості процесу гасіння палива за допомогою води;
- присутність у складі палива ванадію, сірки, а також багатьох інших домішок;
- потреба додаткового підігріву високов'язких видів палив.

До суднових палив висувають низку вимог:

- висока теплота згоряння;
- відносно низька вартість;
- значна температура спалаху й висока здатність до самозаймання паливоповітряної суміші;
- забезпечення високої паливної економічності дизеля на всіх його експлуатаційних режимах роботи;
- забезпечення легкого та надійний пуск дизеля;
- максимально повністю згоряти у робочому циліндрі;
- запобігати утворенню нагару й різних відкладень на поверхнях деталей камери згоряння двигуна й відповідно інтенсивному зношуванню деталей циліндропоршневої групи дизеля.

					КРМ.142.6221м.25.09.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		32

Загальний хімічний склад пального обумовлюється присутністю тих або інших вуглеводнів, які прийнято ділити на три групи: нафтові вуглеводні, парафінові та ароматичні.

Парафінові вуглеводні або ще алкани мають високу здатність до самозаймання, при цьому ароматичні (бензол, а також його похідні) – навпаки, найнижчу здатність до самозаймання. Загальний хімічний склад показує вміст у відсотках цих груп у пальному.

За загальним хімічним складом можна якісно зробити оцінку здатності палива до самозаймання. Відповідно що більше в пальному міститься парафінових вуглеводнів та менше ароматичних вуглеводнів, то вища здатність палива до процесу самозаймання.

Пальне містить вуглець – С (83...87 % маси), водень – Н (12...14 %), сірку – S (до 5 % залежно від якості палива) та кисень – О (0,1...1,0 %). При виконанні розрахунків робочого процесу дизельного двигуна здебільшого закладають наступний склад пального у частках: С=0,870; Н=0,126; S=0; О=0,004.

Фракційний склад палива можна охарактеризувати відсотком за об'ємом вмісту пального, що википає при нагріванні до встановленої температури. При прямій перегонці сирої нафти одержують бензин (максимальна температура кипіння фракції 180°C), гас (230°C) та дизельне паливо (350°C). Іншу частину фракцій складають відповідно масла й різні залишкові нафтопродукти. Процес утворення легких нафтопродуктів при перегонці можна підвищити шляхом так званого крекінг-процесу залишкових нафтопродуктів.

Смолисті складові у пальному виникають здебільшого під час процесу переробки нафти. Особливо значна кількість різних смолистих речовин присутня у флотському мазуті й газотурбінному пальному. Так, для флотських мазутів вміст смолистих речовин за нормою може досягати до 50 %. У такому паливі смолисті речовини становлять горючу складову, однак пальне з значним їх вмістом є досить нестабільне під час його зберігання. Також смолисті речовини сприяють збільшеному нагароутворенню на розпилювачах паливних форсунок й деталях цилін-

ндропоршневої групи, а також значно ускладнюється їх паливопідготовка (сепарація та фільтрація).

Кількість теплоти у джоулях, що виділяється під час повного згоряння 1 кг палива прийнято називати теплотою згоряння. При виконанні розрахунків робочого процесу ДВЗ використовують нижчу теплоту згоряння.

Це пов'язано з тим, що температура ВГ значно перевищує температуру конденсації водяної пари, яка виникає під час згоряння водню пального, а відповідно тому прихована теплота пароутворення в робочому процесі ДВЗ не застосовується. У середньому нижча теплота згоряння пального нафтового походження знаходиться у межах від 39800 до 44 000 кДж/кг. Для виконання розрахунків робочого процесу ДВЗ зазвичай закладають значення $Q_H = 42\,700$ кДж/кг. Під час випробувань ДВЗ на пальному з іншою нижчою теплотою згоряння отримані ККД і питома витрата палива перераховуються на паливо з $Q_H = 42\,700$ кДж/кг.

За густиною пального можна визначити, до якого сорту воно належить (легких чи важких), а також встановити масу пального в танках судна за вимірами об'єму. Зазвичай густина дизельного пального складає 830...860 кг/м³, моторного палива – 890...970 кг/м³, а важких мазутів – 910...1000 кг/м³.

В'язкість дизельного пального знаходиться у межах від 1,5 до 6,0 сСт при 20 °С; моторних палив – від 20 до 130 сСт при 50 °С; важких мазутів – від 35 до 250 сСт при 50 °С. Більшість суднових МОД можуть працювати й на більш в'язкому пальному (до 350 сСт). Для забезпечення якісного розпилювання форсункою, важке пальне попередньо підігрівають до температури, за якої в'язкість палива не перевищує значень у 9...36 сСт.

Дистилятні марки палива мають досить низьку температуру застигання на рівні від –10 до –60 °С, тоді як мазути навпаки високу аж до +10°С. Такий параметр, як температура застигання палива характеризує його з точки зору здатності перекошування по трубах.

Для палив, що використовують в суднових енергетичних установках з дизельними двигунами, мінімальна температура спалаху дорівнює 61...90°С. Мініма-

льна температура спалаху характеризує пальне з боку пожежної безпеки під час зберігання його на судні.

Температура самозаймання характеризує мінімальну температуру, при якій пальне самозаймається та згоряє без внесення стороннього джерела енергії. У палив, що використовують в суднових енергетичних установках з дизельними двигунами, при тиску повітря у робочому циліндрі на рівні 3,5...4,5 МПа ця температура самозаймання складає 200...250 °С.

Цетанове число (ЦЧ) палива характеризує його якість до самозаймання та є відсотковим (за обсягом) вмістом цетану ($C_{16}H_{34}$) у суміші з α -метилнафталіном ($C_{10}H_7CH_3$). У дизельних паливах цетанове число становить 45...60, а у мазутів – 25...40. Палива з високим значенням цетанового числа використовують переважно для високооборотних двигунів, у яких час процесу згоряння обмежений. Однак, варто відзначити, що цетанове число палива не має перевищувати 60, інакше пальне буде займатися до рівномірного розподілу крапель у повітряному заряді. Раннє займання призведе до зростання неповноти згоряння, тобто знизиться паливна економічність двигуна.

Схильність палив до нагароутворення на деталях циліндро-поршневої групи, розпилювачах паливних форсунок, у випускному тракті характеризується його коксівністю. Так, коксівність дистилятних видів палив здебільшого не перевищує 0,3...0,5%, а у важких видів палив коксівність досягає значення у 10 %.

Зольність палива обумовлюється кількістю твердого залишку, що виникає після його згоряння. Так, з обважненням фракційного складу палива зольність збільшується, що сприяє підвищенню абразивного зношування деталей циліндро-поршневої групи. До найбільш шкідливих зольних елементів відносять п'ятиокис ванадію й окис заліза. Ці елементи викликають корозію випускних клапанів, а також деталей циліндро-поршневої групи. Вміст золи у дизельному та газотурбінному паливі не має перевищувати значення у 0,01 %; у моторному значення у 0,02...0,06; у мазутах значення у 0,05...0,12 %.

Однією з головних причин корозії втулок робочих циліндрів двигуна є продукти згоряння, такі як сірчистий (SO_2) та сірчаний (SO_3) ангідриди. Ангідриди

					KPM.142.6221м.25.09.03.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

утворюються у наслідок наявній сірці у паливі. Після утворення ангідридів вони поєднуються з парами води, що присутні у продуктах згоряння пального, від цього виникає досить агресивна до металів сірчана кислота (H_2SO_4), яка потім конденсується на дзеркалі втулки робочого циліндра двигуна. Процес конденсації відбувається у разі якщо її температура буде меншою за температуру точки роси для H_2SO_4 . Також, продукти згоряння сірки, що міститься у паливі та її сполук збільшують абразивне зношування деталей циліндро-поршневої групи двигуна.

Для дизельного палива, що використовують в суднових енергетичних установках з дизельними двигунами вміст сірки обмежується межами 0,2...0,5 %; у газотурбінному паливі межами 1,0...2,5 %; у моторному паливі межами 0,5...2,0 %; у мазутах до 3,5 %.

Наявність води в дизельному паливі стандартом не допускається. У середньов'язких марках палива вміст води має становити не більше ніж 0,5%, а у високів'язких марках палива – не більше 1,5%.

Механічні домішки у складі палива складаються з часток органічного та неорганічного походження (частинки пилу, коксу, різних металів, окалини та інших). У стандарті на паливо кількість таких механічних домішок досить суворо регламентується. Вони повинні бути відсутніми в дизельному пальному, у моторному не повинні перевищувати значень у 0,05...0,1 % й у мазутах – 0,8 %.

3.2. Техніко-економічні основи вибору та застосування палива у суднових дизельних двигунах

Для обґрунтування вибору палив для дизелів із сортів, що виробляються промисловістю, а також для створення нових сортів проводять техніко-економічний аналіз впливу якостей цих нафтопродуктів на експлуатаційні показники суднових дизельних установок.

Техніко-економічний аналіз ефективності застосування палив і мастил, що випускаються нафтопереробною промисловістю, здійснюється шляхом визначення і порівняння величини наведених витрат за базисним і розрахунковим варіантами.

					<i>KPM.142.6221м.25.09.03.ПЗ</i>	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

За базовий варіант приймають витрати, пов'язані зі споживанням товарного палива, передбаченого технічними умовами на будівництво дизельної установки. За розрахунковий варіант приймають витрати, пов'язані з використанням в дизельній установці нового сорту палива. Розрахунок проводять, використовуючи загальну формулу

$$E = (P_1 + e \cdot K_1) - (P_2 + e \cdot K_2), \quad (1)$$

де E – економічна ефективність застосування нового сорту палива або масла; P_1 і P_2 – витрати на виготовлення та використання, відповідно, еталонного і нового сорту палива або масла; K_1 і K_2 – капітальні витрати на освоєння промисловістю і використання, відповідно, еталонного і нового сорту палива або масла; e – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень, рівний 0,15.

Для сфери споживання, тобто для використання різних сортів палив у суднових дизельних установках, формула (1) матиме вигляд

$$E = \left[\left(\frac{P}{\Pi} - \frac{P + \Delta P}{\Pi + \Delta \Pi} \right) - e \left(\frac{K}{\Pi} - \frac{K + \Delta K}{\Pi + \Delta \Pi} \right) \right] (\Pi + \Delta \Pi) \quad (2)$$

де P – річні експлуатаційні витрати при використанні еталонного палива або масла, грн.; $P + \Delta P$ – річні експлуатаційні витрати нового сорту палива або масла, грн.; Π – річний обсяг продукції при використанні еталонного сорту палива або масла, грн.; $\Pi + \Delta \Pi$ – річний обсяг продукції при використанні нового сорту палива або масла, грн.; K – капітальні витрати для забезпечення використання еталонного палива або масла, грн.; $K + \Delta K$ – капітальні витрати для забезпечення використання нового сорту палива або масла, грн.

Формула враховує: зміну експлуатаційних витрат на паливо, масло, змінні запасні частини та проведення профілактичних робіт; зміну капітальних витрат, пов'язаних з проведенням модернізаційних або додаткових робіт при будівництві судна, необхідних для того, щоб забезпечити роботу дизельної установки на новому сорті палива або масла; зміну провізної здатності, тобто збільшення або зменшення роботи судна в результаті зміни часу перебування його в експлуатації, що може відбуватися внаслідок збільшення або зменшення позаексплуатаційного часу на проведення ремонтних і профілактичних робіт.

З використанням сортом палива або масла пов'язані експлуатаційні витрати, точніше та їх частина, яка включає витрати на паливо, масло, змінні запасні частини та проведення профілактичних робіт.

Витрати на паливо визначають за формулою

$$P_{\Pi} = 10^{-6} g_e C_3 N_e^{\text{ном}} T C_{\Pi} \quad (3)$$

де P_{Π} – витрати на паливо, грн.; g_e – питома витрата палива, г/кВт·год; C_3 – коефіцієнт використання потужності; $N_e^{\text{ном}}$ – номінальна потужність установки, кВт; T – тривалість роботи установки на рік, год; C_{Π} – вартість (франко-борт) палива, грн./т.

У разі використання нового сорту палива з іншими якісними показниками змінюється питома витрата палива. Зміна питомої витрати насамперед пов'язана з різною теплотою згоряння палив і вмістом у них механічних домішок у вигляді карбенів, карбоїдів і домішок неорганічного походження, а також смолистих речовин і асфальтенів.

Питома витрата палива визначається за формулою

$$g_e = \frac{G_{\Pi}}{C_3 N_e^{\text{ном}}} \quad (4)$$

де G_{Π} – годинна витрата палива;

$$G_{\Pi} = G'_{\Pi} + G''_{\Pi} + G'''_{\Pi} \quad (5)$$

тут G'_{Π} – годинна витрата палива, що згорає в циліндрах дизеля, г; G''_{Π} – втрати палива на годину в процесі його очищення, г; G'''_{Π} – втрати палива на годину в процесі його зберігання на борту судна в результаті утворення відкладень в танках і цистернах, г.

Витрата палива G'_{Π} залежить не тільки від його **теплоти згоряння**, але також і від його **здатності згоряти в циліндрі дизеля з максимальною повнотою**.

З перерахованих втрат палива найбільш істотними, що визначають питому витрату g_e , є G''_{Π} . Ці втрати особливо характерні для середньо- і високов'язких палив, які містять значну кількість смол і асфальтенів, що легко випадають в осад при зберіганні і в шлам – при очищенні.

Всі види втрат палива є предметом найуважливішого дослідження з метою розробки пропозицій щодо їх усунення або зменшення.

Проблема втрат палива особливо актуальна для морських суден ще й тому, що вона тісно пов'язана з проблемою запобігання забруднення морів і океанів. Згідно з Міжнародною конвенцією в даний час заборонено скидання за борт нафтових відходів. А це означає, що на суднах доводиться або зберігати відходи (для чого необхідно влаштовувати грязьові цистерни), або спалювати їх.

Щоб забезпечити роботу дизеля на певних сортах палива і масел, його оснащують системами паливо- і мастилопідготовки, паливо- і маслоподачі, а також танками і цистернами для зберігання запасу цих нафтопродуктів. Якщо системи маслопідготовки та маслоподачі практично мало залежать від сорту застосовуваного масла, то системи паливопідготовки та паливоподачі знаходяться в істотній залежності від сорту палива, рекомендованого для роботи дизеля.

Принцип дії системи паливної підготовки і системи паливної подачі, а також комплектація їх різним обладнанням (підігрівачі, сепаратори, фільтри, «супутники» теплоізоляції) визначаються в основному трьома показниками палива: в'язкістю, вмістом механічних домішок, температурою застигання.

В'язкість палива визначає вибір продуктивності обігрівальних засобів систем (в танках, цистернах, перед сепараторами, фільтрами і дизелем), наявність «супутників» і теплоізоляції.

Вміст механічних домішок в паливі враховується при виборі продуктивності сепараторів і фільтрів.

Температура застигання палива визначає необхідність оснащення танків обігрівальними засобами. Капітальні витрати на виготовлення систем паливної підготовки та паливної подачі визначаються витратами на виготовлення та встановлення тих нових елементів систем, які будуть використовуватися при переході на новий сорт палива. Ці витрати в кожному окремому випадку визначають, враховуючи конкретну вартість згаданих елементів.

Капітальні витрати на виготовлення систем маслопідготовки та маслоподачі в розрахунках техніко-економічної ефективності різних сортів палив і масел мож-

					<i>KPM.142.6221м.25.09.03.ПЗ</i>	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

на приймати однаковими – у розмірі, визначеному типом і потужністю силової установки.

Продукція у вигляді кількості вантажу (тонни), помноженої на відстань його перевезення (милі), визначається як добуток середньодобової роботи судна за період перебування його в експлуатації протягом року.

Зміна продукції флоту при використанні різних сортів палива і мастил може бути пов'язана зі зміною періоду перебування судна поза експлуатацією для проведення ремонтних і профілактичних заходів (заміна зношених деталей, моточистка деталей циліндро-поршневої групи).

Однак, як показує практика, період перебування судна в експлуатації не змінюється, якщо режим підготовки палива, масел, дозування їх подачі в циліндри обрані правильно. Більш того, використання високоефективних масел, присадок до палив, новітніх засобів очищення палив і масел може забезпечити навіть збільшення періоду експлуатації.

Розширення використання високов'язких палив забезпечується, з одного боку, шляхом будівництва теплоходів, енергетичні установки яких пристосовані до роботи на цих паливах, а з іншого – шляхом переобладнання систем паливної підготовки та паливної подачі енергетичних установок діючого флоту.

Переведення дизельного флоту на високов'язкі палива неминує супроводжується підвищенням питомих витрат палива, обумовленим втратами палива при його зберіганні та очищенні на судах, гіршим його згорянням в установках.

Тому особливо важливе значення мають розробка і впровадження заходів щодо економії паливних ресурсів, тобто роботи з усунення факторів, що викликають підвищення питомої витрати середньо- і високов'язких палив.

3.3. Дослідження впливу властивостей обраного палива на показники роботи судового дизеля MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64)

Вдосконалення структури паливного балансу полягає у зміні дефіцитних палив менш дефіцитними. Серед трьох груп палива, що використовується флотом, група високов'язких палив є групою найменш дефіцитних дешевих палив. Ідеаль-

					<i>KPM.142.6221м.25.09.03.ПЗ</i>	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ним варіантом структури паливного балансу флоту було б використання палив тільки цієї групи, якщо при цьому рівень додаткових витрат на амортизаційні відрахування та експлуатацію не перевищував би економії коштів на закупівлю палива.

На сучасних судах використовують різні види палива які у світі прийнято маркувати як HFO, MDO, MGO.

Паливо типу HFO (розшифровується, як **Heavy Fuel Oil**) являє собою бункерне палива або залишковий мазут. Суднове паливо HFO є фактично залишком від процесу перегонки сирової нафти. Саме тому паливо HFO досить забруднене певними хімічними сполуками. До таких сполук відносяться ароматичні речовини, сірка, азот та інші компоненти. Все це сприяє підвищенню рівня забруднення відпрацьованих газів двигуна порівнюючи з використанням інших типів палив. Використання, а також транспортування на борту суден палива типу HFO має певні екологічні проблеми. Насамперед це ризик можливого розливу нафти, а також викид токсичних сполук і твердих частинок, включно сажу.

Паливо типу MDO (розшифровується, як **Marine Diesel Oil**) являє собою такий тип мазутів який є фактично певною сумішшю важких типів мазутів, що використовується на флоті та газойлів. Саме тому паливо MDO дуже широко використовують для малообертових двотактних дизельних двигунів, а також для ряду середньообертових дизельних двигунів. Такий тип пального (MDO) фактично є результатом процесу каталітичного крекінгу.

Паливо типу MGO (розшифровується, як **Marine Gasoil**) включає в себе різні морські види пального, що містять у собі лише дистиляти. Дистиляти являють собою усі присутні компоненти сирової нафти, які випаровуються при здійсненні процесу фракційної перегонки з подальшим процесом конденсації з газової фази у рідку.

Морський газойль у своєму складі здебільшого має суміш різного роду дистилятів. Він за своїми властивостями схожий з дизельним паливом, однак на відміну від нього має більш вищу густину.

					KPM.142.6221м.25.09.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		41

Основні фізико-хімічні властивості представлених вище палив, які у подальшому знадобляться для виконання досліджень, наведено у таблиці 3.1. Результати проведених досліджень наводяться нижче у табличному (табл. 3.2, 3.3) і графічному вигляді (рис. 3.1...3.6)

Таблиця 3.1 – Властивості суднових палив різних типів (MDO, HFO та MGO)

№ з.п.	Назва параметру	Marine Diesel Oil (MDO)	Heavy Fuel Oil (HFO)	Marine Gasoil (MGO)
1	Нижча теплота згоряння, МДж/(кг·К)	42,51929	40,62125	42,64352
2	Густина, кг/м ³	900	991	890
3	Цетанове число	35	20	40
4	Динамічна в'язкість, Н/м	0,009669	0,011791	0,005214
5	Молярна маса, кг/кмоль	240	270	235
6	Поверхневий натяг, Н/м	0,031	0,025	0,031
7	Температура палива у форсунці, °С	50	140	50
8	Вуглець	86,13	89	86,427
9	Водень	12,474	9	12,573
10	Кисень	0,396	1	0
11	Сірка	1	1	1

Таблиця 3.2 – Результати дослідження впливу властивостей палива на показники роботи номінального режиму експлуатації суднового дизеля MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64) за методикою визначення характеристик тепловиділення Разлейцева

№ з/п	Параметр	Heavy Fuel Oil (HFO) Razleitsev	Marine Diesel Oil (MDO) Razleitsev	Marine Gasoil (MGO) Razleitsev
1	Діаметр циліндра, D м	0,58	0,58	0,58
2	Хід поршня, S м	0,64	0,64	0,64
3	Кількість циліндрів, i_z	6	6	6
4	Частота обертання колінчатого валу, n хв ⁻¹	428	428	428
5	Ефективна потужність дизеля, N_e кВт	8340	8340	8340
6	Механічний ККД дизеля, h_m	0,930	0,930	0,930
7	Ступінь стискання, ϵ	15	15	15
8	Кривошипно-шатунне відношення, λ	0,240	0,240	0,240
9	Ступінь підвищення тиску в ТК, P_k	3,60130	3,59996	3,60560
10	Температура навколишнього повітря, T_0 К	303	303	303
11	Тиск навколишнього середовища, P_0	100,2	100,2	100,2

	кПа			
12	Втрата тиску в ОНП, ΔP_k кПа	2	2	2
13	Опір вихлопної системи (ділянки від виходу з робочого колеса турбіни до зрізу вихлопної труби), ΔP_t кПа	2	2	2
14	Адіабатний ККД компресора, $\eta_{a.k}$	0,84	0,84	0,84
15	Адіабатний ККД турбіни, $\eta_{a.t}$	0,82	0,82	0,82
16	Механічний ККД турбокомпресора, $\eta_{m.tk}$	0,95	0,95	0,95
17	Температура води на вході в ОНП, $T_{\text{вонп1}}$ К	297	297	297
18	ККД системи охолодження наддувочного повітря, η_{co}	0,950	0,950	0,950
19	Число циліндрів, об'єднаних спільною секцією випускного колектора, i_{zlk}	3	3	3
20	Відношення об'єму секції випускного колектора до робочого об'єму циліндра, $V_{в.к.}/V_s$	1,800	1,800	1,800
21	Константа імпульсності, Ф	1,100	1,100	1,100
22	Кут початку впорскування палива, $\varphi_{\text{н.вп.}}$ град. п.к.в.	352	352	352
23	Тривалість уприскування палива, $\varphi_{\text{впр.}}$ град. п.к.в.	32	32	32
24	Кут відкриття випускного клапана, $\varphi_{\text{о.вып.}}$ град. п.к.в.	492	492	492
25	Кут закриття випускного клапана, $\varphi_{\text{з.вып.}}$ град. п.к.в.	30	30	30
26	Кут відкриття впускного клапана, $\varphi_{\text{о.вп.}}$ град. п.к.в.	670	670	670
27	Кут закриття впускного клапана, $\varphi_{\text{з.вп.}}$ град. п.к.в.	230	230	230
28	Тривалість відкривання впускного клапана, $\varphi_{\text{п.о.вп.}}$ град. п.к.в.	90	90	90
29	Тривалість відкривання випускного клапана, $\varphi_{\text{п.о.вып.}}$ град. п.к.в.	90	90	90
30	Тривалість закривання впускного клапана, $\varphi_{\text{п.з.вп.}}$ град. п.к.в.	90	90	90
31	Тривалість закривання випускного клапана, $\varphi_{\text{п.з.вып.}}$ град. п.к.в.	90	90	90
32	Діаметр впускного клапана, $d_{\text{вп.кл.}}$ м	0,180	0,180	0,180
33	Кількість впускних клапанів, $n_{\text{вп.кл.}}$	2	2	2
34	Діаметр випускного клапана, $d_{\text{вып.кл.}}$ м	0,180	0,180	0,180
35	Кількість випускних клапанів, $n_{\text{вып.кл.}}$	2	2	2
36	Висота підйому впускних клапанів, $h_{\text{вп.кл.}}$ м	0,085	0,085	0,085
37	Кут конуса тарілки тарілки впускних клапанів, $\alpha_{\text{вп.кл.}}$ град.	60	60	60
38	Висота підйому випускних клапанів, $h_{\text{вып.кл.}}$ м	0,085	0,085	0,085

39	Кут конуса тарілки випускних клапанів, $\alpha_{\text{вип.кл.}}$ град.	60	60	60
40	Коефіцієнт витрати для впускного клапана, $\mu_{\text{вп.к.}}$	0,82	0,82	0,82
41	Коефіцієнт витрати для випускного клапана, $\mu_{\text{вип.к.}}$	0,86	0,86	0,86
42	Пропускна здатність турбіни, μF_t , м ²	0,05347	0,05268	0,05178
43	Коефіцієнт у формулі Толстого для визначення часу затримки займання палива, A_i	0,0000038	0,0000038	0,0000038
44	Нижча теплота згоряння палива, Q_n кДж/(кг·К)	40621,25	42519,29	42643,52
45	Щільність палива, ρ_n кг/м ³	991	900	890
46	Цетанове число палива	20	35	40
47	Молекулярна маса палива, μ_n кг/кмоль	270	240	235
48	Коефіцієнт поверхневого натягу палива, σ_n Н/м	0,025	0,031	0,031
49	Коефіцієнт у формулі Толстого для визначення часу затримки займання палива, k_n	0,00016	0,00016	0,00016
50	Умовна енергія активації, E_a	21000	21000	21000
51	Кількість соплових отворів форсунки, i_c	8	8	8
52	Діаметр соплових отворів форсунки, d_{cm}	0,00068	0,00068	0,00068
53	Коефіцієнт у формулі визначення середнього діаметра крапель, E_c	1,7	1,7	1,7
54	Константа часу випаровування великих крапель, $A_{z,i}$ с ⁻¹	6	6	6
55	Вихрове число, H	1,1	1,1	1,1
56	Показник функції випаровування, m_Y	0,5	0,5	0,5
57	Координата мінімуму функції використання повітря, $\zeta_{a,c0}$	0,55	0,55	0,55
58	Координата мінімуму функції відносної тривалості згоряння, Φ_{z0}	0,35	0,35	0,35
59	Мінімальне значення коефіцієнта зменшення швидкості випаровування, χ_0	0,7	0,7	0,7
60	Відстань від розпилювача форсунки до стінки камери згоряння, L_{wall} м	0,232	0,232	0,232
61	Частка незгорілого палива, Δ_T	0,05	0,05	0,05
62	Товщина стінки втулки, Δ_s м	0,028	0,028	0,028
63	Коефіцієнт термічного опору стінки втулки, $R_{ствт}$ (м ² ·К)/кВт	0,3	0,3	0,3
64	Коефіцієнт термічного опору стінки кришки, $R_{сткр}$ (м ² ·К)/кВт	0,3	0,3	0,3
65	Коефіцієнт термічного опору стінки поршня, $R_{стпр}$ (м ² ·К)/кВт	0,3	0,3	0,3
66	Довжина охолоджуваної частини втулки (у відсотках від ходу поршня), $h_{ов}$ %	100	100	100

67	Частка теплоти тертя, що відводиться з водою, $a_{тр.в}$	0,78	0,78	0,78
68	Частка теплоти тертя, що відводиться з маслом, $a_{тр.м}$	0,22	0,22	0,22
69	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки втулки до охолоджувальної рідини, $\alpha_{ввт}$ кВт/(м ² ·К)	3	3	3
70	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки кришки до охолоджувальної рідини, $\alpha_{вкр}$ кВт/(м ² ·К)	3	3	3
71	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки поршня до охолоджувальної рідини, $\alpha_{впр}$ кВт/(м ² ·К)	2,5	2,5	2,5
72	Середня температура води в сорочці двигуна, $T_{ввт}$ К	358	358	358
73	Середня температура води в кришці двигуна, $T_{вкр}$ К	358	358	358
74	Середня температура масла, що охолоджує поршень, $T_{впр}$ К	373	373	373
75	Ефективна потужність, N_e кВт	8340,00	8342,96	8346,18
76	Питома ефективна витрата палива, g_e кг/(кВт·год)	0,1871	0,1777	0,1750
77	Тривалість видимого згоряння, $\varphi_{зг.}$ град.	130,51	126,53	111,16
78	Кут затримки займання, $\varphi_{з.восп.}$ град.	3	3	2
79	Кут початку видимого згоряння, $\varphi_{н.сгор.}$ град.	355	355	355
80	Середній тиск впорскування всієї порції палива, P_{inj} МПа	84,017	83,530	82,426
81	Середній діаметр крапель, d_{32} мкм	21,192	21,089	19,421
82	Кут, під яким факел досягає стінок камери згоряння, φ_{wall} град.	18	21	26
83	Тривалість взаємодії факела зі стінками камери згоряння, φ_{fr} град.	14	16	21
84	Максимальний тиск згоряння, P_z кПа	16001,74	16016,82	16196,60
85	Максимальна температура згоряння, T_z К	1589,54	1571,46	1587,41
86	Середній індикаторний тиск, P_i кПа	2478,31	2479,19	2480,15
87	Середній ефективний тиск, P_e кПа	2304,83	2305,65	2306,54
88	Тиск повітря в ресивері, P_s кПа	358,85	358,68	359,07
89	Температура повітря в ресивері, T_s К	304,51	304,51	304,51
90	Тиск суміші наприкінці стиснення, P_c кПа	12193,19	12193,50	12204,59
91	Температура суміші наприкінці стиснення, T_c К	750,00	749,83	748,54
92	Середня температура газів перед турбіною, T_t К	685,0	678,7	669,8
93	Середній тиск газів перед турбіною, P_t кПа	284,2	287,7	292,9
94	Середня температура газів за турбі-	660,2	653,0	644,5

	ною, T_{zt} К			
95	Температура газів у момент відкриття випускного клапана, T_b К	909,6	901,4	887,6
96	Тиск газів у момент відкриття випускного клапана, P_b кПа	1170,0	1166,5	1149,1
97	Температура наддувного повітря, T_k К	447,2015	447,1309	447,2870
98	Температура залишкових газів, T_r К	314,87	315,63	316,09
99	Тепло, відведене у воду, Q_w кВт	774,4	770,4	766,6
100	Тепло, відведене в масло, Q_m кВт	250,9	249,4	248,6
101	Тепло, що відводиться в ОНП від повітря, Q_{wOHV} кВт	2511,0	2503,1	2497,7
102	Тепло, що виноситься з ВГ, Q_{wOG} кВт	6805,8	6697,6	6503,8
103	Витрата повітря через компресор, G_k кг/с	16,7595	16,7147	16,6611
104	Витрата газу через турбіну, G_t кг/с	17,1447	17,0824	17,0230
105	Потужність турбіни, N_{et} кВт	2595,9680	2587,8456	2582,1604
106	Потужність компресора, N_{ek} кВт	2595,0791	2588,0000	2581,9418
107	Коефіцієнт залишкових газів, γ_r	0,0299	0,0297	0,0298
108	Коефіцієнт надлишку повітря, α	2,33	2,46	2,50
109	Коефіцієнт продувки, ϕ_a	1,159	1,157	1,152

Таблиця 3.3 – Результати дослідження впливу властивостей палива на показники роботи номінального режиму експлуатації суднового дизеля MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64) за методом визначення характеристик тепловиділення Вібе

№ з/п	Параметр	Heavy Fuel Oil (HFO) Wiebe	Marine Diesel Oil (MDO) Wiebe	Marine Gasoil (MGO) Wiebe
1	Діаметр циліндра, D м	0,58	0,58	0,58
2	Хід поршня, S м	0,64	0,64	0,64
3	Кількість циліндрів, i_z	6	6	6
4	Частота обертання колінчатого валу, n хв ⁻¹	428	428	428
5	Ефективна потужність дизеля, N_e кВт	8340	8340	8340
6	Механічний ККД дизеля, h_m	0,930	0,930	0,930
7	Ступінь стискання, ϵ	15	15	15
8	Кривошипно-шатунне відношення, λ	0,240	0,240	0,240
9	Ступінь підвищення тиску в ТК, Π_k	3,60560	3,60100	3,60200
10	Температура навколишнього повітря, T_0 К	303	303	303
11	Тиск навколишнього середовища, P_0 кПа	100,2	100,2	100,2
12	Втрата тиску в ОНП, ΔP_k кПа	2	2	2
13	Опір вихлопної системи (ділянки від виходу з робочого колеса турбіни до зрізу вихлопної труби), ΔP_t кПа	2	2	2
14	Адіабатний ККД компресора, $\eta_{a.k}$	0,84	0,84	0,84

15	Адіабатний ККД турбіни, $\eta_{a.t}$	0,82	0,82	0,82
16	Механічний ККД турбокомпресора, $\eta_{m.tk}$	0,95	0,95	0,95
17	Температура води на вході в ОНП, $T_{\text{вонп1}}$ К	297	297	297
18	ККД системи охолодження наддувочного повітря, η_{co}	0,950	0,950	0,950
19	Число циліндрів, об'єднаних спільною секцією випускного колектора, i_{z1k}	3	3	3
20	Відношення об'єму секції випускного колектора до робочого об'єму циліндра, $V_{в.к.}/V_s$	1,800	1,800	1,800
21	Константа імпульсності, Φ	1,100	1,100	1,100
22	Кут початку впорскування палива, $\varphi_{\text{н.вп.}}$ град. п.к.в.	354	354	354
23	Тривалість уприскування палива, $\varphi_{\text{впр.}}$ град. п.к.в.	32	32	32
24	Кут відкриття випускного клапана, $\varphi_{\text{о.вип.}}$ град. п.к.в.	492	492	492
25	Кут закриття випускного клапана, $\varphi_{\text{з.вип.}}$ град. п.к.в.	30	30	30
26	Кут відкриття впускного клапана, $\varphi_{\text{о.вп.}}$ град. п.к.в.	670	670	670
27	Кут закриття впускного клапана, $\varphi_{\text{з.вп.}}$ град. п.к.в.	230	230	230
28	Тривалість відкривання впускного клапана, $\varphi_{\text{п.о.вп.}}$ град. п.к.в.	90	90	90
29	Тривалість відкривання випускного клапана, $\varphi_{\text{п.о.вип.}}$ град. п.к.в.	90	90	90
30	Тривалість закривання впускного клапана, $\varphi_{\text{п.з.вп.}}$ град. п.к.в.	90	90	90
31	Тривалість закривання випускного клапана, $\varphi_{\text{п.з.вип.}}$ град. п.к.в.	90	90	90
32	Діаметр впускного клапана, $d_{\text{вп.кл.}}$ м	0,180	0,180	0,180
33	Кількість впускних клапанів, $n_{\text{вп.кл.}}$	2	2	2
34	Діаметр випускного клапана, $d_{\text{вип.кл.}}$ м	0,180	0,180	0,180
35	Кількість випускних клапанів, $n_{\text{вип.кл.}}$	2	2	2
36	Висота підйому впускних клапанів, $h_{\text{вп.кл.}}$ м	0,085	0,085	0,085
37	Кут конуса тарілки тарілки впускних клапанів, $\alpha_{\text{вп.кл.}}$ град.	60	60	60
38	Висота підйому випускних клапанів, $h_{\text{вип.кл.}}$ м	0,085	0,085	0,085
39	Кут конуса тарілки випускних клапанів, $\alpha_{\text{вип.кл.}}$ град.	60	60	60
40	Коефіцієнт витрати для впускного клапана, $\mu_{\text{вп.к.}}$	0,82	0,82	0,82
41	Коефіцієнт витрати для випускного клапана, $\mu_{\text{вип.к.}}$	0,86	0,86	0,86

42	Пропускна здатність турбіни, $\mu F_t \cdot \text{м}^2$	0,0655	0,067	0,0646
43	Коефіцієнт у формулі Толстого для визначення часу затримки займання палива, A_i	0,0000038	0,0000038	0,0000038
44	Нижча теплота згоряння палива, Q_n кДж/(кг·К)	40621,25	42519,29	42643,52
45	Щільність палива, ρ_n кг/м ³	991	900	890
46	Цетанове число палива	20	35	40
47	Молекулярна маса палива, μ_n кг/кмоль	270	240	235
48	Коефіцієнт поверхневого натягу палива, σ_n Н/м	0,025	0,031	0,031
49	Коефіцієнт у формулі Толстого для визначення часу затримки займання палива, k_n	0,00016	0,00016	0,00016
50	Умовна енергія активації, E_a	21000	21000	21000
51	Кількість соплових отворів форсунки, i_c	8	8	8
52	Діаметр соплових отворів форсунки, d_{cm}	0,00068	0,00068	0,00068
53	Коефіцієнт у формулі визначення середнього діаметра крапель, E_c	1,7	1,7	1,7
54	Константа часу випаровування великих крапель, $A_{z,i} \text{ с}^{-1}$	6	6	6
55	Товщина стінки втулки, Δ_s м	0,028	0,028	0,028
56	Коефіцієнт термічного опору стінки втулки, $R_{ствт}(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{кВт}$	0,3	0,3	0,3
57	Коефіцієнт термічного опору стінки кришки, $R_{сткр}(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{кВт}$	0,3	0,3	0,3
58	Коефіцієнт термічного опору стінки поршня, $R_{стпр}(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{кВт}$	0,3	0,3	0,3
59	Довжина охолоджуваної частини втулки (у відсотках від ходу поршня), $h_{ов} \%$	100	100	100
60	Частка теплоти тертя, що відводиться з водою, $a_{тр.в}$	0,78	0,78	0,78
61	Частка теплоти тертя, що відводиться з маслом, $a_{тр.м}$	0,22	0,22	0,22
62	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки втулки до охолоджувальної рідини, $\alpha_{wbt} \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	3	3	3
63	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки кришки до охолоджувальної рідини, $\alpha_{wkr} \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	3	3	3
64	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки поршня до охолоджувальної рідини, $\alpha_{wpr} \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	2,5	2,5	2,5
65	Середня температура води в сорочці двигуна, $T_{wbt} \text{ К}$	358	358	358
66	Середня температура води в кришці двигуна, $T_{wkr} \text{ К}$	358	358	358

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.09.03.ПЗ

Аркуш

48

67	Середня температура масла, що охо- лоджує поршень, T_{wpr} К	373	373	373
68	Ефективна потужність, N_e кВт	8347,39	8341,23	8345,89
69	Питома ефективна витрата палива, g_e кг/(кВт·год)	0,1980	0,1924	0,1895
70	Тривалість видимого згоряння, φ зг. град.	136,73	124,22	108,36
71	Кут затримки займання, $\varphi_{з.восп.}$ град.	3	2	2
72	Кут початку видимого згоряння, $\varphi_{н.сгор.}$ град.	357	357	357
73	Середній тиск впорскування всієї пор- ції палива, P_{inj} МПа	92,904	96,049	94,471
74	Середній діаметр крапель, d_{32} мкм	21,523	20,303	18,604
75	Кут, під яким факел досягає стінок ка- мери згоряння, φ_{wall} град.	26	26	26
76	Тривалість взаємодії факела зі стінка- ми камери згоряння, φ_{fr} град.	21	21	21
77	Максимальний тиск згоряння, P_z кПа	16467,53	16426,33	16425,28
78	Максимальна температура згоряння, T_z К	1458,13	1415,00	1418,16
79	Середній індикаторний тиск, P_i кПа	2480,51	2478,68	2480,06
80	Середній ефективний тиск, P_e кПа	2306,87	2305,17	2306,46
81	Тиск повітря в ресивері, P_s кПа	358,82	358,88	359,26
82	Температура повітря в ресивері, T_s К	304,51	304,51	304,52
83	Тиск суміші наприкінці стиснення, P_c кПа	12665,89	12460,20	12455,96
84	Температура суміші наприкінці стис- нення, T_c К	758,09	752,30	752,36
85	Середня температура газів перед тур- біною, T_t К	779,6	789,5	774,4
86	Середній тиск газів перед турбіною, P_t кПа	246,4	243,7	248,7
87	Середня температура газів за турбі- ною, T_{zt} К	792,4	810,9	783,0
88	Температура газів у момент відкриття випускного клапана, T_b К	1047,5	1070,3	1047,6
89	Тиск газів у момент відкриття випуск- ного клапана, P_b кПа	1355,9	1390,6	1360,2
90	Температура наддувного повітря, T_k К	447,1904	447,2139	447,3627
91	Температура залишкових газів, T_r К	313,20	313,79	313,78
92	Тепло, відведене у воду, Q_w кВт	807,6	809,9	804,4
93	Тепло, відведене в масло, Q_m кВт	255,9	255,4	254,3
94	Тепло, що відводиться в ОНП від пові- тря, Q_{wOHV} кВт	2559,2	2561,5	2563,3
95	Тепло, що виноситься з ВГ, Q_{wOG} кВт	9703,4	10107,8	9514,9
96	Витрата повітря через компресор, G_k кг/с	17,0823	17,0949	17,0901
97	Витрата газу через турбіну, G_t кг/с	17,4897	17,4903	17,4770

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.09.03.ПЗ

Аркуш

49

98	Потужність турбіни, N_{et} кВт	2645,7838	2648,1274	2649,9525
99	Потужність компресора, N_{ek} кВт	2644,8858	2649,2570	2647,6536
100	Коефіцієнт залишкових газів, γ_r	0,0296	0,0295	0,0293
101	Коефіцієнт надлишку повітря, α	2,21	2,27	2,30
102	Коефіцієнт продувки, ϕ_a	1,181	1,181	1,181

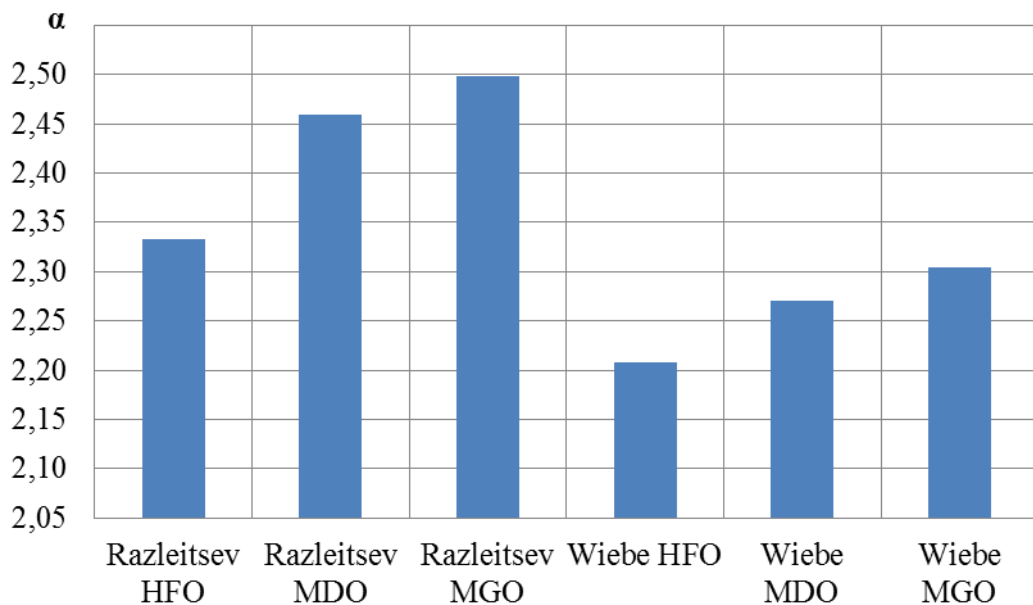


Рисунок 3.1 – Вплив властивостей обраного палива на коефіцієнт надлишку повітря α для номінального режиму експлуатації суднового дизеля L58/64 за методом визначення характеристик тепловиділення Вібе та методикою Разлейцева

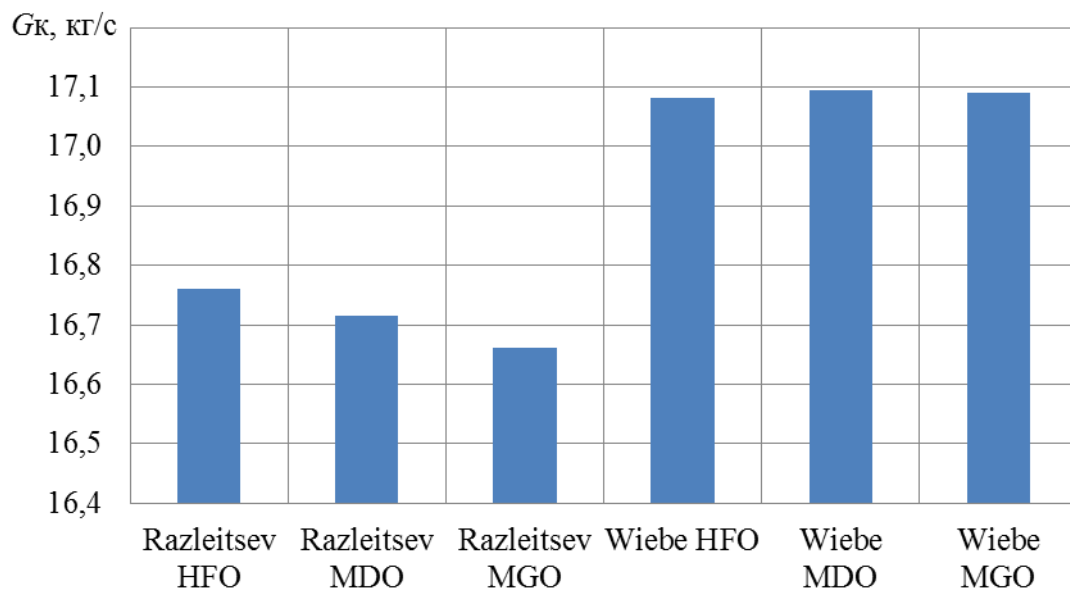
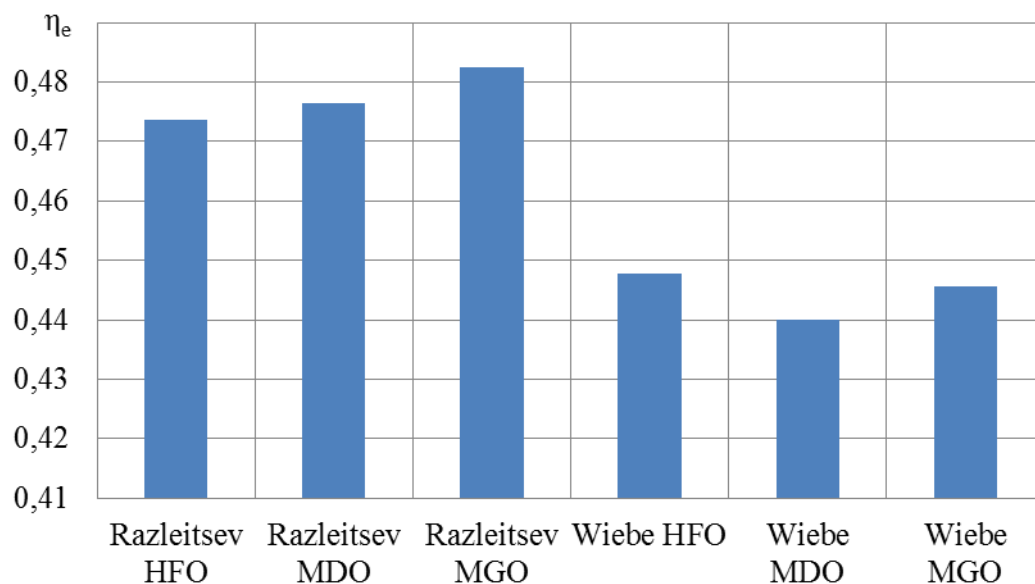
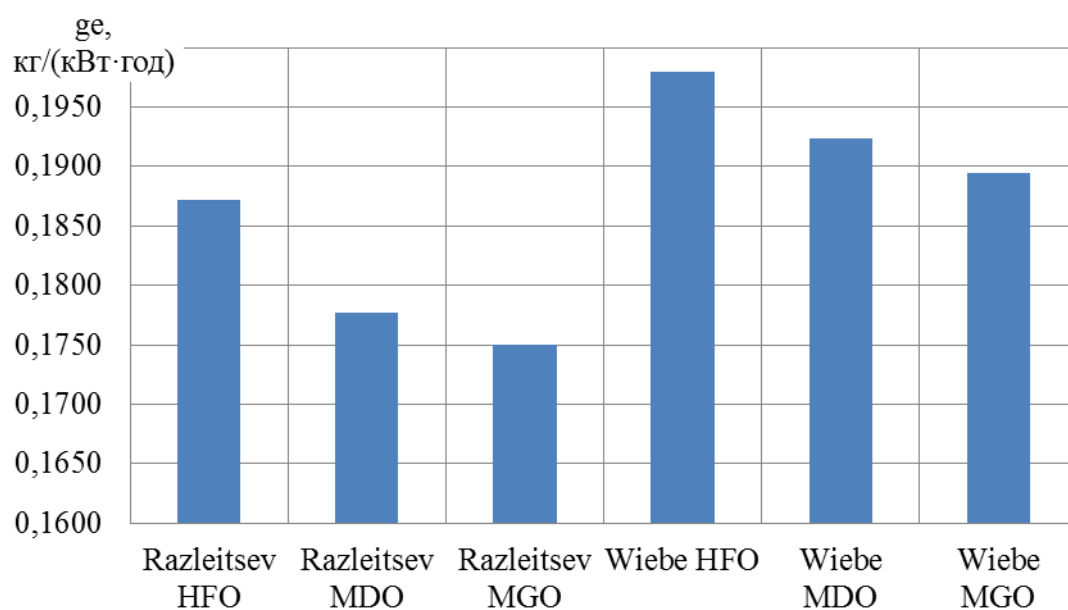


Рисунок 3.2 – Вплив властивостей обраного палива на значення масової витрати повітря для номінального режиму експлуатації суднового дизеля L58/64 за методом визначення характеристик тепловиділення Вібе та методикою Разлейцева



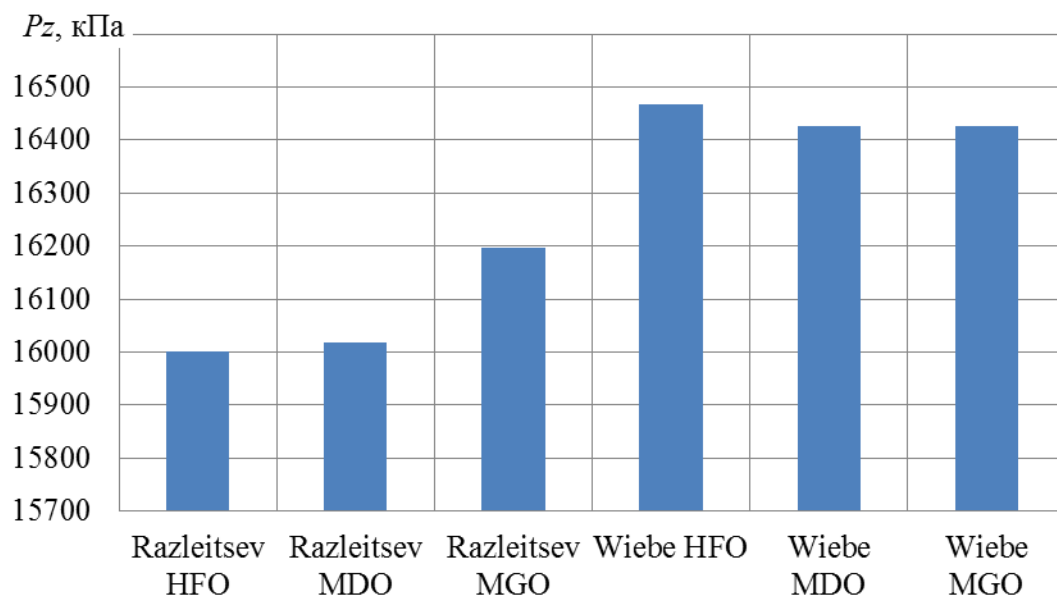
a



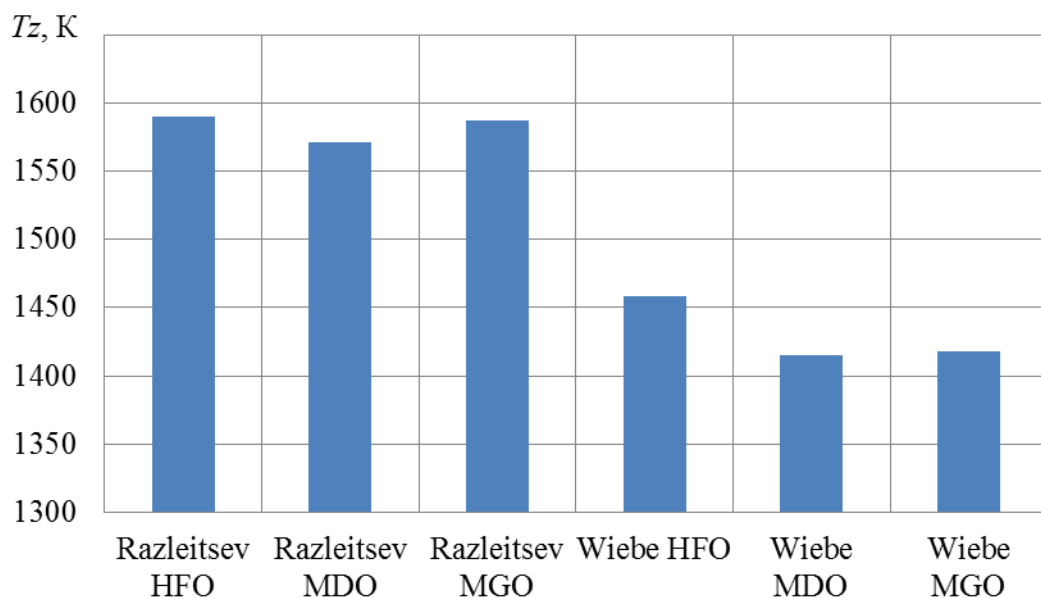
б

Рисунок 3.3 – Вплив властивостей обраного палива на ефективні показники для номінального режиму експлуатації суднового дизеля L58/64 за методом визначення характеристик тепловиділення Вібе та методикою Разлейцева:

a – ефективний ККД двигуна; *б* – питома ефективна витрата палива



a



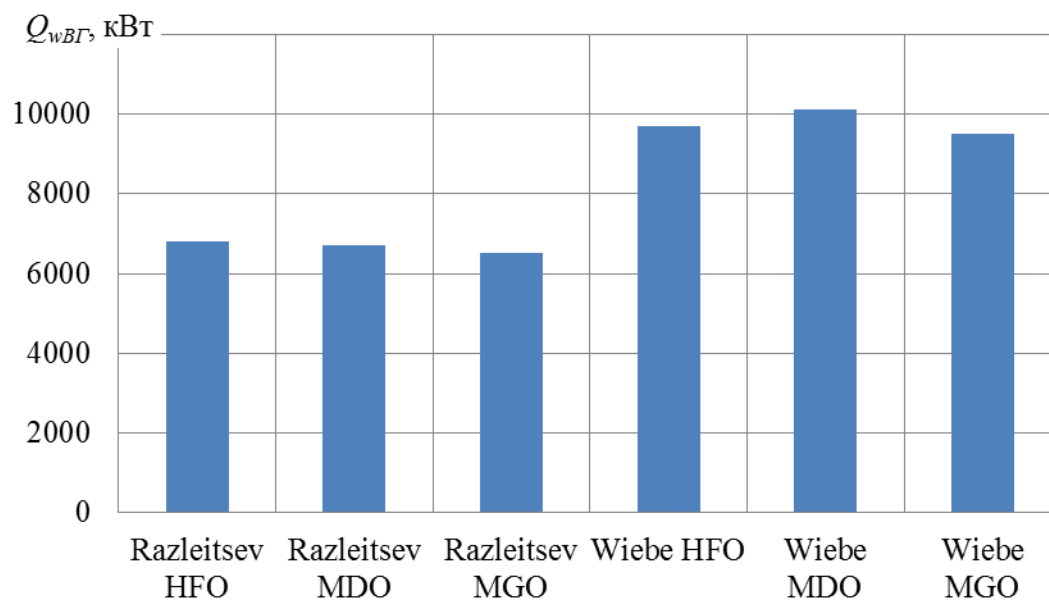
б

Рисунок 3.4 – Вплив властивостей обраного палива на значення максимальної температури та тиску згоряння для номінального режиму експлуатації суднового дизеля L58/64 за методом визначення характеристик тепловиділення

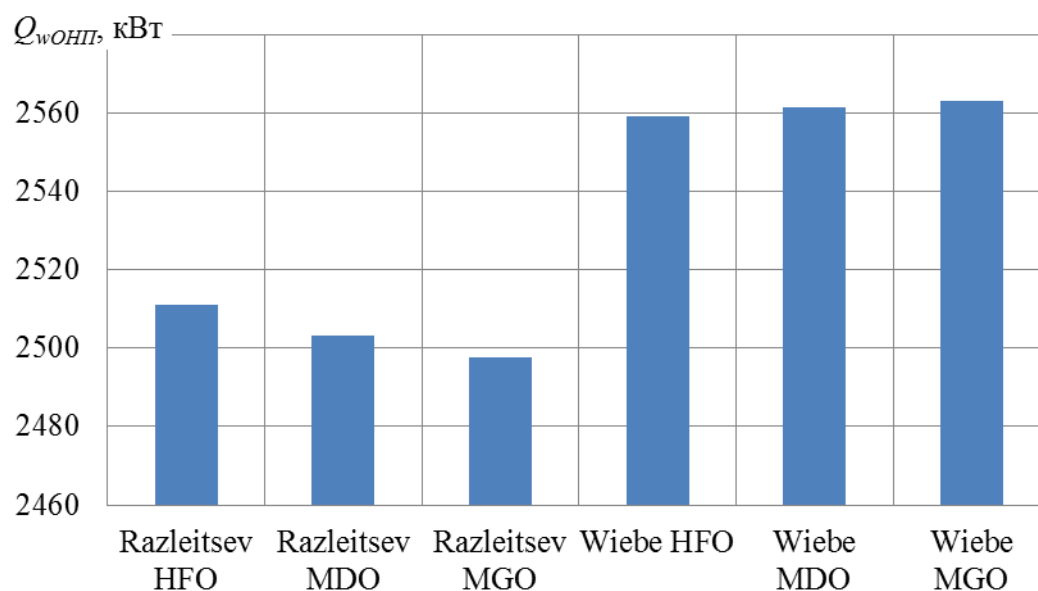
Вібе та методикою Разлейцева:

a – тиск; *б* – температура

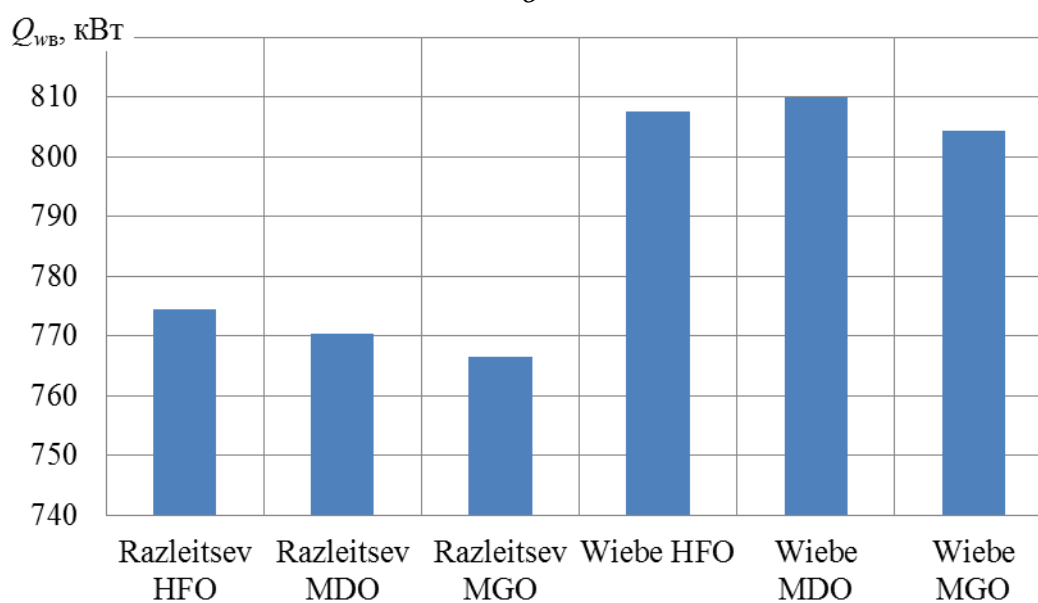
Властивості палива та методика розрахунку характеристик тепловиділення в значній мірі впливають й на перерозподіл складових теплового балансу двигуна, що можна чітко прослідкувати з наведених на рис. 3.5 даних.



a



б



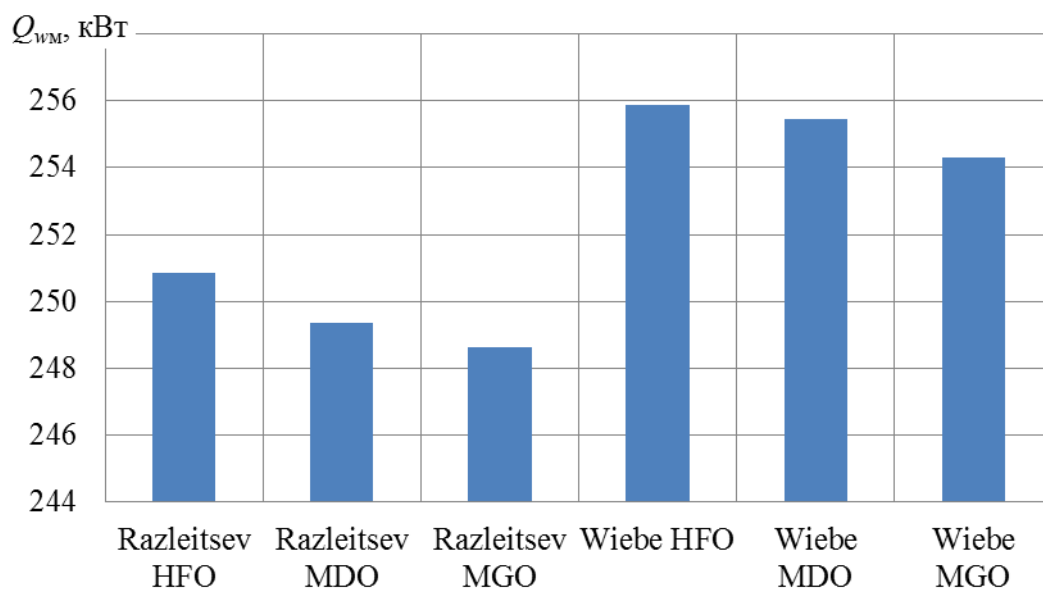
в

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.09.03.ПЗ

Аркуш

53



ε

Рисунок 3.5 – Вплив властивостей обраного палива на значення складових теплового балансу номінального режиму експлуатації суднового дизеля L58/64 за методом визначення характеристик тепловиділення

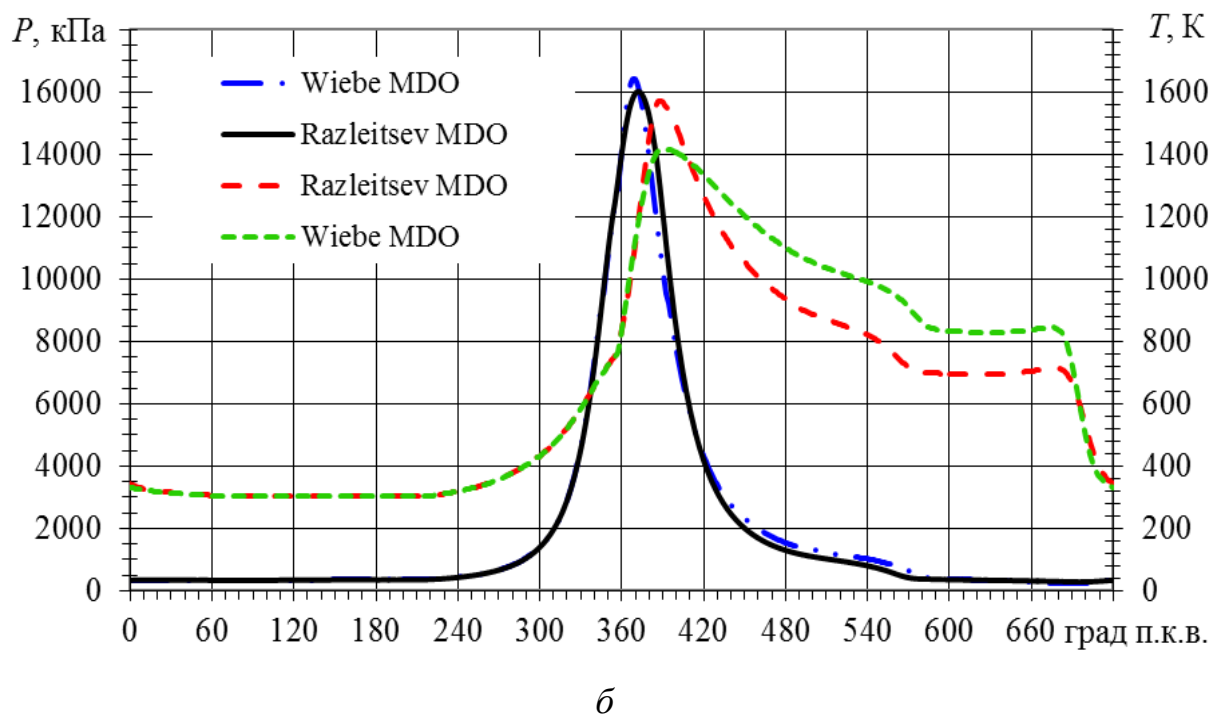
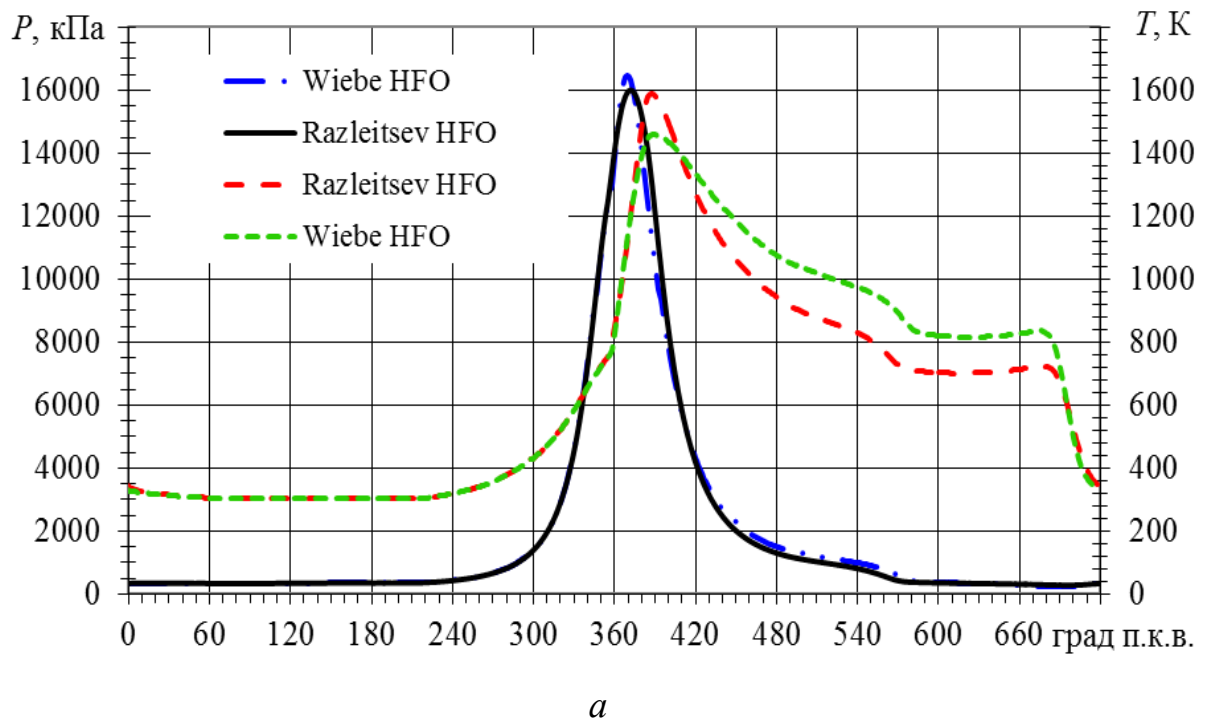
Вібе та методикою Разлейцева:

a – тепло, що втрачається з ВГ; b – тепло, що відведене від наддувного повітря у охолоджувачі наддувного повітря; c – кількість тепла, що відведено охолоджуючою рідиною; ε – загальна тепла, що відведено у масло

На рис. 3.6. наведено порівняння зміни тиску та температури у робочому циліндрі номінального режиму експлуатації суднового дизеля L58/64 (6ЧН 58/64) за різними методами визначення характеристик тепловиділення. З наведених даних чітко видно на відмінність зміни тиску (температури) робочого тіла в циліндрі двигуна, що чітко можна пов'язати з процесом тепловиділення.

Закон підведення теплоти визначає вид процесу, від нього залежить і термодинамічна ефективність циклу. Вид характеристики тепловиділення визначають, виходячи з прагнення підвищити ККД і роботу циклу та отримати прийнятні максимальну швидкість наростання тиску, максимальний тиск і температуру циклу. Від виду характеристики тепловиділення залежить кількість викидів шкідливих речовин. Таким чином вибір методики розрахунку характерис-

тик тепловиділення у значній мірі впливає не тільки на зміну параметрів робочого тіла, але й на показники ефективності дизеля (див. рис. 3.3).



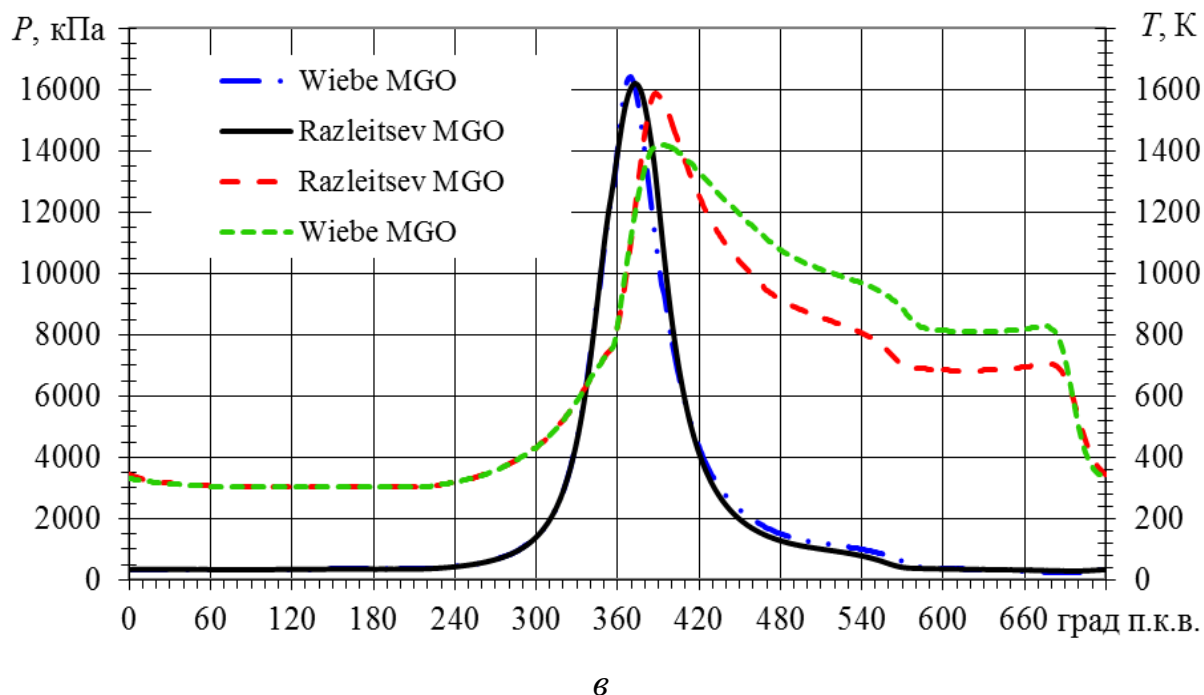


Рисунок 3.6 – Вплив властивостей обраного палива на зміну тиску та температури у робочому циліндрі номінального режиму експлуатації суднового дизеля L58/64 (6ЧН 58/64) за різними методами визначення характеристик тепловиділення: a – Heavy Fuel Oil (HFO); b – Marine Diesel Oil (MDO); ϕ – Marine Gasoil (MGO)

3.4. Розробка системи паливopідготовки

Основні принципи комплектації систем паливopідготовки обладнанням формуються виходячи з вимоги високої надійності системи при забезпеченні необхідної підготовки палива. Ця вимога задовольняється в першу чергу шляхом резервування обладнання систем паливної підготовки.

В даний час традиційним способом резервування обладнання систем є взаємне дублювання однойменних агрегатів. Наприклад, резервування сепаратора здійснюється частинками органічного (карбени і карбоїди) і неорганічного (іржа, пісок та інші домішки) походження; очищення від аварійних кількостей води (більше 2...3 %); хімічну обробку палива (введення композиції присадок) для нейтралізації агресивних сполук сірки і морської води, диспергування асфальто-смолистих речовин, поліпшення згоряння палива в циліндрі дизеля; гомогенізацію палива для забезпечення необхідної однорідності його складу.

З усіх перерахованих видів обробки для поліпшення експлуатаційних властивостей палива хімічна обробка може проводитися при виготовленні палива на заводі, в процесі його зберігання і переробки на нафтобазі, а також в процесі використання на суднах.

Очищення палива від частинок механічних домішок органічного і неорганічного походження, а також від води проводиться із застосуванням широко поширених способів, до яких належать відстоювання у відстійних цистернах, сепарація і фільтрація.

I, нарешті, гомогенізація палива. Цей процес спрямований на отримання однорідного складу палива. Тут насамперед ставиться завдання зруйнувати асфальтени і смоли, агломеровані у вигляді згущень, плівок та інших асфальто-смолистих утворень, і в дрібнодисперсному стані рівномірно розподілити їх в основній масі палива.

Обробка палива для поліпшення його експлуатаційних властивостей не може бути достатньо ефективною, якщо застосовувати будь-який один із традиційних шляхів. Найбільша ефективність обробки може бути досягнута тільки шляхом поєднання відомих і нових методів. Тут перспективним може виявитися поєднання гомогенізації з сепарацією і фільтрацією.

Попередня гомогенізація палива перед фільтрацією різко скорочує кількість відходів, що осідають на фільтрі, в результаті чого при фільтрації втрати горючої частини палива мінімальні, а періоди між чистками фільтруючих елементів значно збільшуються.

Попередня гомогенізація палива перед сепарацією також зменшує втрати горючої частини палива і збільшує період між розвантаженнями сепаратора від шламу.

Використання попередньої гомогенізації є ефективним способом вирішення завдань економії палива, зменшення кількості відходів сепарації і фільтрації, а також підвищення надійності і моторесурсу сепараторів і фільтрів.

За допомогою гомогенізації, як показують випробування, вдається значно зменшити розміри частинок механічних домішок. Однак ці частинки залишаються

					<i>KPM.142.6221м.25.09.03.ПЗ</i>	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ще значними і можуть викликати порушення в роботі, зокрема паливної апаратури дизелів.

Для того щоб подрібнити частинки механічних домішок до розмірів, що повністю виключають зависання (плунжерів і форсункових голок, необхідні додаткові заходи з обробки палива.

Тут найбільш ефективною може виявитися хімічна обробка палива, зокрема введення в паливо присадок з диспергуючими властивостями. Поверхнево-активні речовини цих присадок мають здатність впроваджуватися в структуру смолистих утворень і диспергувати їх.

За допомогою диспергуючих присадок можна значно зменшити утворення відкладень в баках, цистернах, підігрівачах, скоротити втрати палива в процесі сепарації і фільтрації. Зазвичай в паливо вводять багатофункціональні присадки, які покращують і інші експлуатаційні властивості палива, такі як, наприклад, здатність повністю згоряти в циліндрах дизеля, не викликаючи значних нагароутворень і зносу деталей паливної апаратури і деталей ЦПГ.

З розглянутого видно, що оптимальна система паливopідготовки повинна передбачати комплексну обробку вистей, пов'язаних з особливостями конструкції і роботи допоміжних дизелів, вже зараз отримано позитивний досвід їх роботи як на середньо-, так і на високов'язких паливах.

Для роботи головних і допоміжних дизелів на високо- і середньовязких паливах може бути рекомендована система паливopідготовки, наведена на рис. 3.7. Паливоперекачувальні насоси 1 і 2 перекачують паливо з танка в танк. Крім того, вони подають паливо на очищення, а також при необхідності струменевого розігріву палива в танках забезпечують циркуляцію палива, що нагрівається за допомогою підігрівача 15. Цей же підігрівач забезпечує підігрів палива перед його очищенням. Очищення високо- або середньовязкого палива з танка 16 проводиться за допомогою фільтраційної установки 5 з попередньою обробкою в гомогенізаторі 4. У разі обводнення палива воно піддається очищенню в сепараторі 3, який зазвичай використовується як засіб очищення маловязкого палива з танка 17. У разі утворення стійкої водопаливної емульсії передбачається попередня гомогені-

					<i>KPM.142.6221м.25.09.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		58

зація палива перед тим, як пропустити його через сепаратор 3 і потім через фільтраційну установку 5. Очищене паливо надходить у витратні цистерни 6 і 7, звідки через змішувальну колонку 8 забирається одним із паливопідкачувальних насосів 9.

Підігрів високо- або середньовязкого палива здійснюється підігрівачем 10, після чого воно надходить через фільтри тонкого очищення 11 і 14 до паливних насосів високого тиску 12 і 15 головного 13 і допоміжних 16 дизеля. Надлишок палива від насосів 12 і 15 повертається в змішувальну колонку 8.

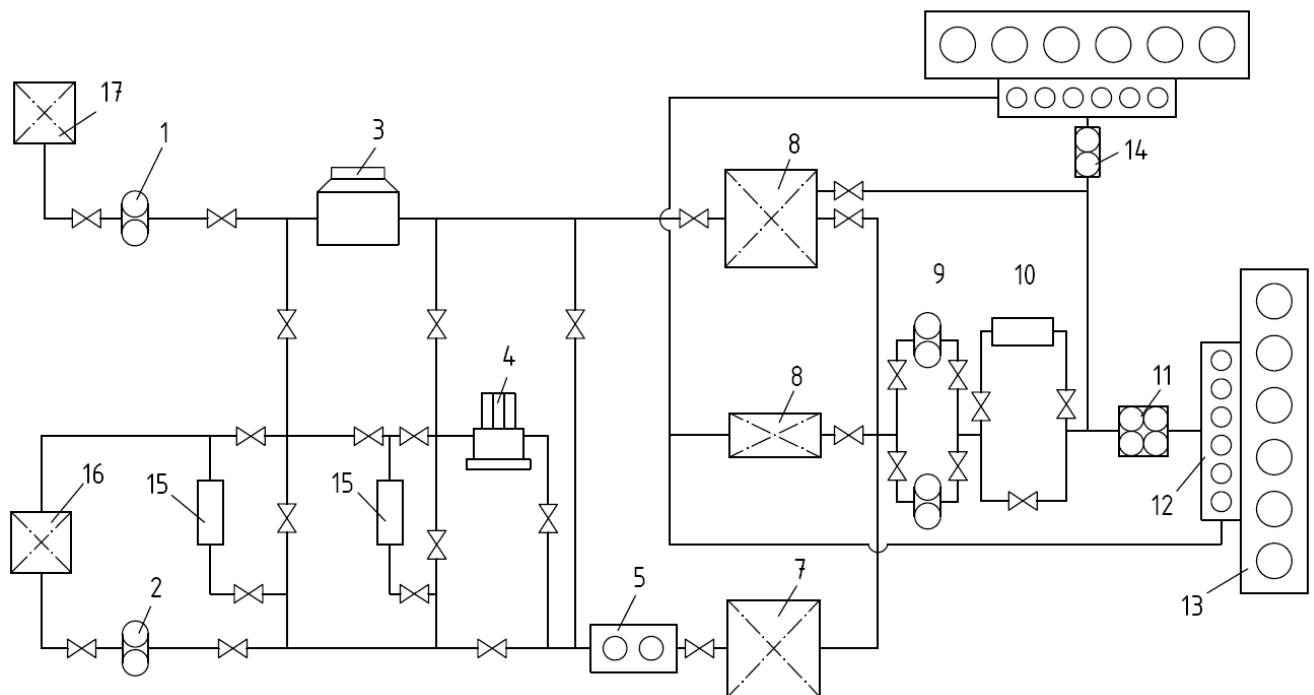


Рисунок 3.7 – Система паливопідготовки суднової енергетичної установки на базі дизеля L58/64 (6ЧН 58/64)

До системи паливної підготовки суднових дизельних установок пред'являються наступні загальні вимоги.

1. Обсяг автоматизації систем паливної підготовки повинен відповідати знаку автоматизації дизельної установки. Технічні засоби автоматизації повинні забезпечувати: послідовність виконання операцій відповідно до інструкції з експлуатації системи; підтримку регульованого параметра в заданому інструкцією діапазоні.

2. Всі засоби централізованого та автоматизованого контролю і управління, що відносяться до системи паливопідготовки, повинні бути зосереджені на місцевому пульті управління. У центральний пост управління повинні бути виведені узагальнені сигнали роботи системи паливопідготовки.

3. Конструкція системи паливної підготовки повинна забезпечувати: легкий доступ до основних вузлів і обладнання системи; швидке розбирання і складання основних вузлів і обладнання на судні силами команди; можливість повузлової і агрегатної заміни основних елементів системи. Найбільш раціонально комплектувати систему блоками, спільними з системами автоматичного регулювання, контролю і сигналізації.

4. Витратні цистерни високо- або середньовязкого палива повинні бути обладнані: сигналізацією верхнього і нижнього рівнів; системою обігріву палива; системою переливу палива.

3.5. Висновок до розділу

У даному розділі кваліфікаційної магістерської роботи проведено аналіз основних видів палив для суднових дизелів та їх властивостей, а також техніко-економічних основ вибору та застосування цих палива.

Проведено теоретичне дослідження впливу властивостей найбільш розповсюджених палива на флоті (типу HFO, MDO, MGO) на параметри роботи та показники ефективності для номінального режиму експлуатації суднового дизеля L58/64 (6ЧН 58/64) за різних методів визначення характеристик тепловиділення, а саме за методом Вібе та Разлейцева.

При застосуванні методу Вібе для визначення характеристик тепловиділення було збільшено кут початку впорскування палива на 2 град. п.к.в., що обумовлено необхідністю входження у закладені обмеження за максимальним тиском (умови міцності) та температурою (умови екологічності та теплонапруженості).

Проведені дослідження показали, що середній діаметр крапель розпорошеного палива та тривалість процесу згоряння на пряму залежать від обраного методу визначення характеристик тепловиділення. Зміна цих параметрів є значним фак-

					<i>KPM.142.6221м.25.09.03.ПЗ</i>	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

тором впливу на процес згоряння. Також, застосування методу Вібе призводить до збільшення втрат з випускними газами двигуна.

Таким чином, можна зробити висновок, що застосування методики Разлейцева дає змогу більш точніше моделювати робочий процес дизельного двигуна, завдяки точнішому розрахунку процесу впорскування палива, випаровування, сумішоутворення та відповідно процесу згоряння.

За результатами дослідження проаналізувавши використання у судновому дизелі L58/64 (6ЧН 58/64) різних видів палива, можна зробити наступні узагальнені висновки:

- при застосуванні HFO спостерігається збільшення витрати палива, температури випускного колектору та кута затримка запалювання, а також найнижча ефективність енергоперетворення ($\eta_e = 0,474$);

- застосування MGO забезпечує максимальну перевагу від застосування так, як відзначається найменша питома ефективна витрата палива ($g_e = 0,175$ кг/(кВт·год)), найвищий ефективний ККД двигуна ($\eta_e = 0,482$) при входженні у закладені обмеження за максимальним тиском та температурою згоряння;

- застосування MDO при розрахунках показало проміжний варіант між застосуванням на двигуні L58/64 палива типу HFO та MGO.

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАННЯ ТА ЗАСТОСУВАННЯ ПАЛИВА ДЛЯ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64)

4.1. Постановка проблеми

Удосконалення структури паливного балансу морського флоту є одним з найважливіших напрямків удосконалення технічної експлуатації флоту. Мета цього вдосконалення полягає в:

- скороченні експлуатаційних витрат флоту за рахунок розширеного застосування недорогих середньо- і високов'язких палив і вивільненні таким чином для народного господарства дефіцитних сортів,
- скороченні експлуатаційних витрат флоту за рахунок впровадження заходів, що забезпечують економію палив в процесі їх використання на судах;
- підвищенні мобільності флоту за рахунок багатопаливних силових установок, що забезпечує скорочення простоїв суден через відсутність на бункерних базах повної номенклатури споживаних палив.

Вирішення зазначених завдань дозволяє вдосконалювати структуру паливного балансу флоту (головним чином дизельного) і скоротити експлуатаційні витрати.

На судах річкового й морського флоту дизеля фактично є головним джерелом енергії як для руху судна так і для забезпечення електричною енергією. У найближчі перспективи таке домінування дизелів і залишиться.

Так, за оцінками витрата на паливо на середньостатистичному судні складає більше ніж 60% від усіх можливих експлуатаційних витрат. Відповідно, конкурентоспроможність усіх транспортних перевезень по мірою здебільшого обумовлюється об'ємом, а також вартістю пального, що було використано за рейс.

Вартість на низькоякісне важке суднове пальне значно нижча порівнюючи з дистилатними дизельними паливами. Значна різниця у вартості пального відкриває гарні перспективи для широкого застосування достатньо дешевих низькоякісних важких палив, що значно скоротить витрати при перевезеннях вантажів.

					КРМ.142.6221м.25.09.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		62

Однак є певні недоліки застосування важких суднових палив. Так, вони відрізняються від дистильного палива досить підвищеним вмістом у своєму складі різних високомолекулярних сполук. Багаторічний практичний досвід експлуатації дизелів різних конструкцій та циліндрової потужності показує, що з обважненням фракційного складу пального досить сильно погіршуються енергетичні, екологічні, а також моторесурсні показники самого дизеля. Головною причиною такого погіршення характеристик суднового дизеля є перш за все неповнота й несвоєчасність процесу згоряння циклової дози. Особливо яскраво це спостерігається при зростанні частоти обертання – тобто при зміні навантаження.

Відповідно, метою розділу є аналіз економічної доцільності застосування різних палив з урахуванням зазначених вище негативних факторів.

4.2. Визначення економічної доцільності від використання різних палив судновим дизелем MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64)

У таблиці 4.1 нижче представлені основні техніко-експлуатаційні параметри суднового дизеля MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64) за умов використання на ньому палив MDO та HFO. За умов значно вищої вартості паливо MGO при оцінці економічної доцільності не розглядається.

Таблиця 4.1 – Основні техніко-експлуатаційні параметри суднового дизеля MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64) за умов використання на ньому палив MDO та HFO

Найменування показників	Позначення та розмірність	HFO	MDO
Потужність дизеля	N_e , кВт	8340,00	8342,96
Частота обертання	n , хв ⁻¹	428	428
Діаметр циліндра	D , м	0,58	0,58
Хід поршня	S , м	0,64	0,64
Питома витрата палива	g_e , кг/(кВт·год)	0,1871	0,1777
Механічний ККД	η_m	0,93	0,93
Питома витрата масла	g_m , кг/(кВт·год)	0,0019091	0,0019091
Вага	G , кг	146000	146000
Габарити	L , м	10,25	10,25
	B , м	3,2	3,2
	H , м	5,4	5,4
Ціна двигуна	Π , грн	16870000	16870000

Ціна палива	$\Pi_{\text{п}},$ грн/(кВт·год)	5,10573256	5,292151163
Ціна масла	$\Pi_{\text{м}},$ грн/кг	9,5	9,5
Час роботи за рік	$t,$ год	6750	6750
Число контрольних ремонтів	η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	ε_{min}	1,1	1,1
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	0,051	0,05
Коефіцієнт використання потужності	$K_{\text{п}}$	0,95	0,95
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{\text{к.р}}$	0,32	0,3
Ресурс двигуна до першого перебирання	$t_{\text{пер}},$ ГОД	18000	17000
Ресурс двигуна до капітального ремонту	$t_{\text{к.р}}$	30000	30000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	$E,$ кВт	0,15	0,15

Оцінка економічного ефекту від використання на судновому дизелі MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64) палив HFO та MDO виконана у табличній формі (див. табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Розрахунки та оцінка економічного ефекту від використання на судновому дизелі MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64) палив HFO та MDO

Найменування	Позначення	Спосіб визначення	HFO	MDO
Річна продуктивність	$N,$ кВт·год в рік	$N = K_{\text{п}} \cdot N_{\text{с}} \cdot t$	53480250	53499231
Термін служби	$T,$ рік	$T = \frac{t_{\text{сп}}}{t}$	4,44	4,44
Річні поточні витрати на паливо	$З_{\text{п}},$ грн	$З_{\text{п}} = N \cdot \Pi_{\text{п}} \cdot g_{\text{с}}$	51088750,24	50311493,32
Річні поточні витрати на масло	$З_{\text{м}},$ грн	$З_{\text{м}} = g_{\text{м}} \cdot N \cdot \Pi_{\text{м}}$	969941,8801	970286,1281
Річні витрати на поточний ремонт	$З_{\text{п.р}},$ грн	$З_{\text{п.р}} = \frac{b \cdot t \cdot \Pi}{t_{\text{пер}}}$	322638,75	334919,1176
Річні витрати на капітальний ремонт	$З_{\text{к.р}},$ грн	$З_{\text{к.р}} = \frac{K_{\text{к.р}} \cdot t \cdot \Pi}{t_{\text{к.р}} \cdot \varepsilon_{\text{min}}}$	1104218,18	1035204,55

Річний економічний ефект у споживача	U_1 , грн	$U_1 = Z_n + Z_m + Z_{k.p} + Z_{n.p}$	53485549,05	52651903,11
	U_1^{16} , грн	$U_1^{16} = \frac{N_c}{N_\delta} \cdot U_1^\delta$	53504531,93	—
Річний економічний ефект у споживача від використання певного типу палива	E_k , грн	$E_k = \left[C_\delta \cdot \frac{N_c}{N_\delta} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_\delta} + E_\delta}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{16} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - C_c$	2279664,279	
Додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна	ΔK , грн	—	0	
Річна економія при використанні певного типу палива	ΔS , грн	$\Delta S = U_1^{16} - U_1^c$	852628,82	

4.3. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок та оцінка економічного ефекту від використання на судновому дизелі MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64) палив HFO та MDO. Визначено, що річна економія при використанні MDO складатиме 852628,82 грн. Досягнення економії коштів досягається за рахунок меншої питомої ефективної витрати пального та збільшення моторесурсу дизеля, що є закономірним наслідком зниження вмісту у пальному високомолекулярних сполук, а також сірки.

РОЗДІЛ 5

АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1. Загальні вимоги при бункеруванні судна паливом та маслом

Кожна бункерування є досить складною і відповідальною операцією з огляду на необхідність проведення не тільки широкого комплексу підготовчих організаційно-технічних заходів, але і вирішення супутніх завдань, що впливають із загальних правил, однак мають в кожному порту свої нюанси.

Тільки ретельний, завчасно продуманий план проведення всіх процедур, пов'язаних з прийманням нафтопродуктів, а також належна підготовка персоналу гарантують безпечне і успішне бункерування. Важливо враховувати і той факт, що з кожним роком посилюються вимоги до будь-яких операцій з нафтопродуктами, а заодно і до їх правильного документування.

Загальні положення:

1. Всю відповідальність за виконання на судні комплексу заходів щодо запобігання забрудненню моря в процесі бункерування несе капітан судна.

2. Старший механік відповідає за організацію та проведення на судні бункерувальних операцій, операцій з паливом, маслом і нафтомісткими водами, виконання заходів щодо запобігання забрудненню моря нафтою та дії підлеглих осіб.

3. Наказом капітана судна призначаються відповідальні особи з офіцерів машинної команди за операції з паливом, маслом і нафтомісткими водами.

4. За рішенням старшого механіка, на період бункерування, особи, відповідальні за бункерування, звільняються від вахти.

5. Для забезпечення бункерувальних операцій у розпорядження відповідальної особи за бункерування повинні виділятися члени машинної команди, а в разі необхідності і члени палубної команди.

6. Призначення осіб, які беруть участь у бункерувальних операціях, у кожному випадку, здійснюється наказом капітана судна. З наказом всі учасники бункерування ознайомлюються під підпис.

					КРМ.142.6221м.25.09.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		66

7. Старший механік інструктує учасників бункерування щодо:

- безпечних процедур бункерування;
- забезпечення техніки безпеки, пожежної безпеки та захисту навколишнього середовища;
- конструктивним особливостям судна;
- особливостям вимог портових властей до процедур бункерування.

Здійснюються відповідні записи про проведення інструктажу в машинному журналі та в чек-листах (з розпискою осіб, які провели інструктаж та інструктованих) із зазначенням дати та часу.

Підготовка судна до прийому палива (бункерування) є найважливішою частиною організації правильної експлуатації судна з точки зору запобігання забрудненню навколишнього середовища (моря) нафтопродуктами. Особливо актуальним це стало з введенням в дію Міжнародного кодексу з управління безпечною експлуатацією суден та запобіганням забрудненню (ISM CODE).

5.2. Розробка заходів забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища при бункеруванні судна паливом та маслом

Перелік вимог з охорони праці для бункеровщика необхідна для забезпечення безпеки працівника при виконанні його посадових обов'язків. Перелік вимог має містити інформацію про правила і вимоги охорони праці до початку, під час і після закінчення виконання трудових функцій бункеровщика, які необхідно дотримуватися для запобігання небезпечних ситуацій і травматизму на робочому місці.

Так до самостійної роботи при бункеруванні судна паливом та маслом допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли:

- професійне навчання і мають відповідне посвідчення за професією;
- попередній медичний огляд і отримали висновок про придатність до даної професії;
- вступний інструктаж з безпеки праці, пожежної безпеки та надання долікарської допомоги потерпілому;

					<i>KPM.142.6221м.25.09.05.ПЗ</i>	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– первинний інструктаж на робочому місці і навчені безпечним методам і прийомам виконання робіт.

Людина, що зайнята процесом бункерування судна паливом та маслом, де організацією праці передбачається поєднання виробничих професій, повинна пройти навчання за всіма видами робіт, скласти іспити і отримати допуск.

Людина, що зайнята процесом бункерування судна паливом та маслом зобов'язана проходити:

- періодичні медичні огляди (щорічно);
- повторний інструктаж з безпеки праці (не рідше одного разу на півроку);
- навчання безпечним методам і прийомам робіт та перевірку їх знань в обсязі програми, затвердженої адміністрацією підприємства (один раз на рік);
- позаплановий та цільовий інструктаж з охорони праці (за необхідності).

Людина, що зайнята процесом бункерування судна паливом та маслом з ознаками явного нездужання, у стані алкогольного або наркотичного сп'яніння до роботи не допускається.

Людина, що зайнята процесом бункерування судна паливом та маслом зобов'язана: дотримуватися правил внутрішнього розпорядку та дисципліни праці; своєчасно і точно виконувати розпорядження адміністрації; дотримуватися технологічної дисципліни, вимог з охорони праці, техніки безпеки та виробничої санітарії; дотримуватися порядку пересування по території; знати значення застосовуваних на судні знаків безпеки, звукових і світлових сигналів, бути уважним до поданих сигналів і виконувати їх вимоги.

Кожен неправильно поданий або незрозумілий сигнал повинен сприйматися як сигнал «Стоп».

У разі виникнення в процесі роботи будь-яких питань, пов'язаних з її безпечним виконанням, необхідно негайно звернутися до працівника, відповідального за безпечне виконання робіт (керівника або майстра зміни). Протягом всієї робочої зміни слід дотримуватися встановленого адміністрацією режиму праці та відпочинку. Відпочивати і курити дозволяється тільки в спеціально відведених місцях.

Для пиття слід використовувати воду тільки з сатураторів, питних фонтанчиків, питних бачків. Використовувати інші (випадкові) джерела не допускається. Прийом їжі слід здійснювати тільки в спеціально обладнаних приміщеннях (буфет, їдальня).

При здійсненні процесу бункерування судна паливом та маслом мають місце такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори, як: рухомі машини та механізми; рухомі частини виробничого обладнання; підвищена запиленість повітря робочої зони пилом; підвищений рівень шуму і місцева вібрація; підвищене значення напруги в електричному ланцюзі, замикання якого може відбутися через тіло людини.

Керівництво повинне забезпечувати людину, що зайнята процесом бункерування судна паливом засобами індивідуального захисту відповідно до діючих галузевих норм безкоштовної видачі спеціального одягу, спеціального взуття та інших засобів індивідуального захисту:

- костюм бавовняний пилозахисний (один комплект на рік);
- черевики шкіряні (одна пара на рік);
- рукавиці комбіновані (шість пар на рік);
- респіратор (до зносу);
- окуляри захисні (до зносу);
- каска захисна (одна штука на два роки).

На зовнішніх роботах взимку додатково:

- куртка на утеплювальній прокладці (одна шт. по поясах);
- штани на утеплювальній підкладці (одна шт. за поясами);
- валянки (одна пара за поясами).

Людина, що зайнята процесом бункерування судна паливом та маслом без належного за умовами виробництва спецодягу, спецвзуття та інших засобів індивідуального захисту і запобіжних пристосувань до виконання робіт не допускається.

Людина, що зайнята процесом бункерування судна паливом та маслом зобов'язана:

					<i>KPM.142.6221м.25.09.05.ПЗ</i>	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- дотримуватися вимог пожежної безпеки, а також дотримуватися і підтримувати протипожежний режим;
- не захащувати обладнанням та іншими матеріалами проходи до протипожежних щитів і гідрантів;
- вміти користуватися первинними засобами пожежогасіння;
- знати місце розташування головного та запасних виходів з приміщення та шляхи евакуації із зони виникнення пожежі або аварії.

Використовувати первинні засоби пожежогасіння, немеханізований пожежний інструмент та інвентар для господарських та інших потреб, не пов'язаних з гасінням пожежі, забороняється.

Людина, що зайнята процесом бункерування судна паливом та маслом повинна: мати елементарне уявлення про небезпеку електричного струму; знати заходи безпеки при обслуговуванні електроприводів машин; знати правила надання першої допомоги потерпілим від електричного струму.

Забороняється торкатися відкритих струмоведучих частин обладнання та оголених проводів, самовільно виправляти або підключати електропроводку, встановлювати або замінювати електролампи, а також вішати одяг і класти будь-які предмети на проводи, кабелі, пости управління та іншу комутаційну апаратуру.

Про випадки травмування та всі несправності в роботі механізмів, обладнання, порушення технологічних режимів, погіршення умов праці, виникнення надзвичайних ситуацій людина, що зайнята процесом бункерування судна паливом та маслом повинна повідомити майстра (начальника) зміни та вжити профілактичних заходів за обставинами, забезпечивши власну безпеку. У разі захворювання, отруєння або нещасного випадку людина, що зайнята процесом бункерування судна паливом та маслом повинна повідомити про це майстра (керівника) зміни та звернутися за медичною допомогою.

При нещасному випадку з іншими працівниками необхідно: надати потерпілому першу допомогу, дотримуючись заходів власної безпеки; по можливості

					КРМ.142.6221м.25.09.05.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

зберегти обстановку випадку; при необхідності викликати допомогу і про те, що сталося, доповісти начальнику.

У процесі роботи людина, що зайнята процесом бункерування судна паливом та маслом зобов'язана дотримуватися правил особистої гігієни: очищати спецодяг від пилу; мити руки з милом перед прийомом їжі; стежити за чистотою робочого місця, спецодягу та засобів індивідуального захисту. У міру забруднення або зносу спецодяг повинен піддаватися хімчистці, пранню або ремонту.

За невиконання вимог безпеки, залежно від характеру допущених порушень та їх наслідків, людина, що зайнята процесом бункерування судна паливом та маслом несе дисциплінарну, матеріальну або кримінальну відповідальність згідно з чинним законодавством України.

При підготовці до бункерних операцій особа, яка безпосередньо відповідає за їх проведення, зобов'язана:

- перевірити готовність паливної (масляної) системи до прийому (видачі) бункера, що фіксується у вахтовому машинному журналі та у відповідних чек-листах;

- перевірити наявність у місцях прийому бункера засобів гасіння пожежі та засобів локалізації розливу (вогнегасників, ящика з піском, пожежного рукава, піногенератора, совка, лопат, тирси, ганчір'я, абсорбентів);

- перевірити надійність підключення і герметичність бункеровочного (бункеровочних), шланга, термін його (їх) останнього випробування;

- перевірити надійність зв'язку всіх постів і палуби з бункеровщиком.

Скласти акт, спільно з представником бункеровочної компанії (бункеровщика), в якому відобразити:

- виміри кількості палива (масла) по танках судна і бункеровщика;
- етапи прийому бункера і інтенсивність його подачі, по етапах;
- порядок подачі сигналів по зміні інтенсивності або припиненню подачі бункера.

					KPM.142.6221м.25.09.05.ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

До початку проведення бункерувальних операцій механік, відповідальний за бункерування, повинен провести інструктаж з виділеними в його розпорядження особами і перевірити їх знання з:

- будови паливної (масляної) системи судна;
- розташування паливних, переливних танків;
- розташування переливних, вимірювальних і повітряних труб;
- розташування секційних клапанів і клинкетів;
- типових англійських фраз і сигналів, що подаються руками, в процесі бункерування;

– діям за судновим Планом запобігання забрудненню навколишнього середовища;

розташування постів зв'язку з МВ і постів аварійної зупинки бункерування.

Результати інструктажу та перевірки заносяться в машинний журнал (Журнал інструктажу персоналу перед бункеруванням) і відзначаються у відповідних чек-листах.

До початку прийому бункера механік, відповідальний за бункерування, зобов'язаний забезпечити герметизацію. При цьому якість герметизації шпигатів повинна виключати навіть незначні просочування нафтопродуктів за борт. Герметичність закриття шпигатів перевіряється старшим помічником капітана і старшим механіком, про що робиться відповідний запис в судовому журналі. Також необхідно перевірити танки бункеровщика індикатором на предмет відсутності води.

Проведення бункерувальних операцій

Необхідно вимагати паспорт на нафтопродукти. Обговорити максимальний тиск подачі палива. Прийом бункера (палива і масла) необхідно починати при мінімальній інтенсивності подачі. Після перевірки надходження бункера в танки, задіяні в бункерувальних операціях, та відсутності пропусків і підтікань у місцях з'єднання шлангів і трубопроводів, інтенсивність подачі бункера може бути доведена до узгодженого з представником бункерувальної компанії значення.

При виборі інтенсивності подачі палива слід враховувати в'язкість і температуру палива, що приймається, кількість одночасно відкритих для прийому танків,

					<i>KPM.142.6221м.25.09.05.ПЗ</i>	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

температуру зовнішнього повітря і заборотної води. **Рекомендована максимально-допустима інтенсивність подачі палива повинна становити:** 250 м.куб/год для важкого палива; 100 м.куб/год для легкого палива.

У процесі прийому палива необхідно постійно контролювати тиск палива в шлангу, рівні в заповнюваних танках, відсутність переливу. Закривати клапани в заповненому танку можна тільки після відкриття приймальних клапанів в інші танки. При заповненні танка «подрівень» інтенсивність заповнення необхідно знизити відкриттям приймальних клапанів в інші танки. Закриття приймального клапана останнього бака проводиться тільки після припинення подачі бункера з бункеровочної станції (бункеровщика).

Через 15...20 хвилин після заповнення бака і закриття приймальних клапанів необхідно перевірити в ньому рівень. Зміна рівня вказує на ненадійність закриття клапанів.

При заповненні міждонних танків рекомендується спускати в них паливо самотпливом з інших танків зберігання бункера, розташованих вище їх за рівнем. Остаточне заповнення танків необхідно проводити в кілька прийомів.

Клапани з дистанційним приводом рекомендується відкривати вручну. Це запобіжить їх самовільному закриттю навіть при знеструмленні судна. На початку прийому бункера, відповідальний за бункерування механік, повинен доповісти вахтовому помічнику капітана і зробити запис в машинному вахтовому журналі. Якщо судно має диферент або крен, то, щоб уникнути утворення в танках повітряних пробок, забороняється заповнювати танки «доверху». У процесі всього бункерування необхідно проводити контроль за посадкою і остійністю судна.

Проводити контрольний відбір палива з системного трубопроводу. При цьому (під час контрольного відбору палива) стежити, щоб паливо подавалося без повітряних бульбашок (інакше лічильник дає завищені показання).

5.3. Оцінка пожежної безпеки машинного відділення

Безпека є найважливішою проблемою в морському судноплавстві, але передбачати і запобігати виникненню аварій, як і раніше, складно, оскільки причиною

					КРМ.142.6221м.25.09.05.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

аварії є безліч факторів. Зокрема, аспекти людського фактора в експлуатації судна на морі є одним з істотних факторів, що сприяють виникненню аварій. Минулі дослідження показують, що людська помилка тісно пов'язана з аваріями, складаючи від 65 до 90 %.

Світова статистика зареєстрованих аварійних випадків, представлена Міжнародною морською організацією (ІМО), показує, що серед аварійних випадків, класифікованих як «серйозні» і «дуже серйозні», переважають пожежі.

Найбільшу небезпеку для більшості типів суден становить пожежа в машинному відділенні, оскільки крім безпосередньої небезпеки від поширення вогню і диму судно при цьому втрачає можливість руху. Втрата можливості руху – це в багатьох ситуаціях відстрочена небезпека загибелі судна: викид судна на берег; розворот лагом до хвилі під час шторму з подальшим перекиданням; блокування в льодових полях з подальшим пошкодженням обшивки і затопленням. Так пожежі в машинному відділенні складають понад 75 % всіх пожеж на судах.

Добре відомо, що пожежі на судах вимагають великих зусиль для боротьби, ставлять всіх, хто знаходиться на борту, в небезпечну для життя людей ситуацію і становлять надзвичайну небезпеку для судна. Пожежі в машинному відділенні особливо важко піддаються гасінню через велику кількість елементів «пожежного трикутника» (тепло, горючі матеріали та кисень) і складну архітектуру відсіку.

Машинне відділення судна є найбільш пожежонебезпечною зоною. У ньому може розміщуватися до 130 різних типів машин з відповідними ризиками. Там також розміщуються різні резервуари з паливом для головного двигуна і котлів, мастилами, хімікатами тощо. Всі ці елементи пов'язані великою кількістю трубопроводів, на яких можуть бути витоки, як правило, в місцях з'єднання. Оскільки паливно-мастильні матеріали (ПММ) мають відносно невисоку температуру займання, а температура деяких поверхонь елементів машинного відділення в робочому режимі висока, то ймовірність загоряння при наявності витоків завжди висока. Основними ділянками займання в машинному відділенні є гарячі випускні колектори двигунів, котли та індикаторні клапани двигунів. Коли легкозаймисті рі-

дини витікають, розбризкуються або розпилюються на відкриту високотемпературну поверхню, вони можуть займатися.

Величина вогневого навантаження МВ:

Приміщення машинного відділення має перший ступінь вогнестійкості. Маса різноманітних твердих матеріалів, що можуть зайнятися та горіти у приміщенні МВ складає $M_{\text{ТСМ}} = 2,5$ т; маса рідких займистих речовин (палива) – $M_{\text{п}} = 80$ т; маса горючих змащувальних матеріалів $M_{\text{ГЗМ}} = 50$ т. Площа приміщення машинного відділення де встановлено дизель MAN B&W L58/64 складає $F = 180$ м².

Розраховуємо умовне навантаження на приміщення МВ:

$$m_{\text{ТСМ}} = \frac{M_{\text{ТСМ}}}{F} = \frac{2500}{180} = 13,9 \text{ кг/м}^2; \quad m_{\text{ГЗМ}} = \frac{M_{\text{ГЗМ}}}{F} = \frac{50000}{180} = 277,8 \text{ кг/м}^2; \quad m_{\text{п}} = \frac{M_{\text{п}}}{F} = \frac{80000}{180} = 444,5 \text{ кг/м}^2.$$

$$M_{\text{ум } n+\text{ГЗМ}} = \frac{(m_{\text{п}} + m_{\text{ГЗМ}}) \cdot 3}{F} = \frac{(444,5 + 277,8) \cdot 3}{180} = 12,04 \text{ кг/м}^2; \quad M_{\text{ум псм}} = \frac{m_{\text{ТСМ}} \cdot 3}{F} = \frac{13,9 \cdot 3}{180} = 0,24 \text{ кг/м}^2.$$

тоді умовне сумарне навантаження на приміщення становитиме:

$$\sum M_{\text{ум}} = M_{\text{ум } n+\text{ГЗМ}} + M_{\text{ум псм}} = 12,04 + 0,24 = 12,28 \text{ кг/м}^2.$$

Розраховуємо можливу тривалість пожежі у приміщенні:

$$\tau_n = \frac{\sum M_{\text{ум}}}{V} = \frac{12,28}{0,85} = 14,5 \text{ хв};$$

де V – масова швидкість вигорання горючих речовин (зкладаємо на рівні 0,85 кг/(м²·хв)).

Процес горіння у машинному відділенні умовно можна поділити на три фази:

– перша фаза:

$$\tau_{\text{Iф}} = \frac{l}{V_p} = \frac{15}{0,5} = 30 \text{ с або } \tau_{\text{Iф}} = 0,5 \text{ хв};$$

де l – довжина приміщення (складає 15 м); V_p – швидкість розповсюдження фронту полум'я (складає приблизно 0,5 м/с).

– друга фаза:

$$\tau_{\text{IIф}} = 0,5\tau_n - \tau_{\text{Iф}} = 0,5 \cdot 14,5 - 0,5 = 6,75 \text{ хв.}$$

– третя фаза горіння:

$$\tau_{\text{IIIф}} = \tau_n - (\tau_{\text{Iф}} + \tau_{\text{IIф}}) = 14,5 - (0,5 + 6,75) = 7,25 \text{ хв.}$$

					КРМ.142.6221м.25.09.05.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Далі визначаємо межу стійкості конструкцій елементів МВ враховуючи температуру $T_{\text{доп}} = 133,14 + 440,31 \cdot \lg(\tau_{\text{ск}})$ ($T_{\text{доп}} = 400 \text{ } ^\circ\text{C}$) тоді маємо – $400 = 133,14 + 440,31 \cdot \lg(\tau_{\text{ск}})$ звідки

$$\lg(\tau_{\text{ск}}) = \frac{400 - 133,14}{440,31} = 0,61; \tau_{\text{ск}} = 4,1 \text{ хв.}$$

Далі визначаємо температуру поверхонь стін із внутрішньої сторони МВ:

$$T_{\text{сб}} = 133,14 + 440,31 \cdot \lg(\tau_{\text{н}}) = 133,14 + 440,31 \cdot \lg(0,58) = 30 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Відповідно маємо – $T_{\text{сб}} > T_{\text{доп}}$.

Нагрів перегородок МВ до температури у $400 \text{ } ^\circ\text{C}$ буде досягнуто за 4,1 хвилину, що фактично і є межею стійкості конструкцій. Для запобігання обвалу конструкцій потрібно знизити пожежне навантаження до:

$$M_{\text{ум}} = 0,85\tau_{\text{н}} = 0,85 \cdot 4,1 = 3,485 \text{ кг/м}^2.$$

Ключовими факторами, що впливають на ефективність гасіння пожежі, є те, як швидко розпочнеться гасіння і наскільки дії пожежників будуть адекватними ситуації, що склалася. І те, і інше залежить від рівня підготовки екіпажу. Але якщо швидкість організації гасіння залежить в першу чергу від частоти і якості проведених тренувань, то адекватність дій багато в чому визначається теоретичною підготовкою.

Оскільки гасіння пожежі ніколи не має гарантії успішного завершення, то першочерговим завданням у боротьбі з пожежею є недопущення її виникнення. Саме на це завдання має приділятися значна увага під час підготовки екіпажів як у берегових навчально-тренажерних центрах, так і на судах у морі під час проведення навчань і тренувань.

На вирішення завдань теоретичної та практичної підготовки орієнтована підготовка екіпажів суден у спеціалізованих навчально-тренажерних центрах [11], де навчання членів екіпажів передбачає можливість боротися з пожежами в поінформованому, ефективному та скоординованому режимі. Режим навчання при цьому повинен враховувати будь-які варіанти розвитку подій, а вправи повинні бути досить правдоподібними, щоб члени екіпажів змогли пов'язати їх з реальними сценаріями.

					КРМ.142.6221м.25.09.05.ПЗ	Аркуш
						76
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5.4. Висновки до розділу

У розділі розроблено перелік основних заходів забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища при бункеруванні судна паливом та маслом. Проаналізовано небезпечні та шкідливі фактори для обслуговуючого персоналу. Виконана оцінка пожежної безпеки машинного відділення та, відповідно, запропоновано певні заходи, щодо підвищення його стійкості до можливої пожежі.

					<i>KPM.142.6221м.25.09.05.ПЗ</i>	Аркуш
						77
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Магістерська робота на тему: «*Дослідження впливу властивостей палива на показники роботи суднового середньообертового двигуна*» містить усі рекомендовані розділи, а також відповідні до них креслення.

У першому розділі подано загальний опис та особливості конструкції дизельного двигуна типу 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64).

У другому розділі було виконано моделювання робочого циклу та динаміки для номінального режиму роботи дизеля з застосуванням програмного комплексу Blitz-PRO. Результати проведеного моделювання з достатньою точністю відповідають даним двигуна-прототипу.

У третьому розділі проведено аналіз основних видів палив для суднових дизелів та їх властивостей, а також техніко-економічних основ вибору та застосування цих палив. Виконано теоретичне дослідження впливу властивостей найбільш розповсюджених палив на флоті (типу HFO, MDO, MGO) на параметри роботи та показники ефективності для номінального режиму експлуатації суднового дизеля L58/64 (6ЧН 58/64) за різних методів визначення характеристик тепловиділення, а саме за методом Вібе та Разлейцева. Встановлено, що застосування методики Разлейцева дає змогу більш точніше моделювати робочий процес дизельного двигуна, завдяки точнішому розрахунку процесу впорскування палива, випаровування, сумішоутворення та відповідно процесу згоряння.

За результатами дослідження використання у судновому дизелі L58/64 (6ЧН 58/64) різних видів палива, встановлено, що при застосуванні HFO спостерігається збільшення витрати палива, температури випускного колектору та кута затримка запалювання, а також найнижча ефективність енергоперетворення ($\eta_e = 0,474$), тоді як застосування MGO забезпечує максимальну перевагу від використання так, як відзначається найменша питома ефективна витрата палива ($g_e = 0,175$ кг/(кВт·год)), найвищий ефективний ККД двигуна ($\eta_e = 0,482$) при входженні у закладені обмеження за максимальним тиском та температурою згоряння.

					КРМ.142.6221м.25.09.00.ПЗ	Лист
						78
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

У четвертому розділі виконано розрахунок та оцінка економічного ефекту від використання на судновому дизелі MAN B&W L58/64 (6ЧН 58/64) палив HFO та MDO. Визначено, що річна економія при використанні MDO складе- тиме 852628,82 грн. Досягнення економії коштів досягається за рахунок мен- шої питомої ефективної витрати пального та збільшення моторесурсу дизеля.

У п'ятому розділі розроблено перелік основних заходів забезпечення ви- мог охорони праці та охорони навколишнього середовища при бункеруванні судна паливом та маслом. Проаналізовано небезпечні та шкідливі фактори для обслуговуючого персоналу.

					КРМ.142.6221м.25.09.00.ПЗ	Лист
						79
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Методичні вказівки до виконання графіко-розрахункових робіт / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В.С. Хоменко. – Миколаїв: НУК, 2012. – 72 с.
3. Наливайко В. С., Ткаченко С. Г., Хоменко В. С. Конструкція і динаміка двигунів внутрішнього згоряння. Програма, методичні вказівки та контрольні завдання для студентів заочної форми навчання. – Миколаїв: НУК, 2008. – 64 с.
4. Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
5. Наливайко В.С. Конструктивні вузли та системи судових двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський. – Миколаїв : Нук, 2013. – 100 с.
6. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. –384 с.
7. ДСТУ 7239:2011 «Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація».
8. Realizing Future Trends in Diesel Engine Development / B. Georgi, S. Hunkert, J. Liang, M. Willmann // SAE Papers. – 1997. – 972686. – P. 2133–2145.
9. Heywood John B. Internal Combustion Engine Fundamentals / John B. Heywood. - New York.: McGraw Hill New York, 1988. – 930 –. – ISBN 0-07-100499-8
10. An Innovative 3D-CFD-Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines. / Chiodi M./ Stuttgart. 2011. 275 pp.
11. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H.

					<i>KPM.142.6221м.25.09.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		80

Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. –634 p.

12. <http://blitzpro.zeddmalam.com/application/index/signin>

					<i>KPM.142.6221м.25.09.00.ПЗ</i>	Лист
						81
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		