

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»
В.о. завідувача кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО

« » 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПАЛИВА НА ПОКАЗНИКИ
РОБОТИ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Василь НАЛИВАЙКО

Здобувач освіти



Владислав ПОЛЕГЕНЬКО

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації
Ступінь Магістр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згорання

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО
«___» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Полегенько Владислав Романович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження впливу властивостей палива на показники роботи
головного суднового двигуна

2. Керівник роботи к.т.н., проф. НУК Наливайко В.С.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20__ року № _____

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 29120 кВт; частота обертання
колінчатого валу – 83 хв⁻¹.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Загальна конструкція та особливості роботи суднового двигуна. 2.
Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи. 3. Дослідження
впливу властивостей палива на показники роботи головного суднового двигуна. 4.
Економічне обґрунтування, щодо обрання виду палива для головного суднового
двигуна 8ДКРН 70/325,6. 5. Аналіз та розробка заходів охорони праці та
навколишнього середовища при застосуванні двигуна.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Двигун 8ДКРН 70/325,6 у складі об'єкту застосування. 2. Двигун 8ДКРН
70/325,6. 3. Схема системи керуючого масла для гідравлічного приводу ПНВТ. 4.
Паливний насос з гідравлічним приводом. 5. Форсунка.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
<i>Економічний розділ</i>	<i>Наливайко В.С.</i>		
<i>Розділ хорони праці</i>	<i>Наливайко В.С.</i>		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Загальна конструкція та особливості роботи суднового двигуна.</i>		
2.	<i>Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи дизеля.</i>		
3.	<i>Дослідження впливу властивостей палива на показники роботи головного суднового двигуна</i>		
4.	<i>Економічне обґрунтування, щодо обрання виду палива для головного суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6</i>		
5.	<i>Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища при застосуванні двигуна</i>		

Здобувач освіти

(підпис)*Владислав ПОЛЕГЕНЬКО*_____
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)*Василь НАЛИВАЙКО*_____
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота присвячена дослідженню впливу властивостей палива на показники роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6.

В роботі виконано стислий опис конструкції суднового головного двигуна 8ДКРН 70/325,6 та його основних систем. Виконано моделювання номінального режиму роботи суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6 у програмному комплексі Blitz-PRO.

Проведено аналіз основних властивостей та характеристик палив для двигунів внутрішнього згоряння, виділено головні вимоги, що висувуються саме до палив суднових дизелів.

Виконано дослідження впливу властивостей палива типу HFO, MDO, MGO на показники роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6 за різних моделей визначення характеристик тепловиділення (за методом Вібе та методикою Разлейцева).

Встановлено, що методика Разлейцева забезпечує більш точне моделювання робочого процесу двигуна, завдяки кращому розрахунку моделі впорскування циклової дози палива та процесу горіння в циліндрі дизеля. Встановлено, що при використанні на двигуні палива типу HFO спостерігається найбільша затримка запалювання, найбільш висока температура випускного колектору й найвища витрата палива, що робить використання цього палива менш ефективним з точки зору енергоперетворення. Визначено, що за умов застосування палива типу MDO при розрахунках за обома методиками отримано майже однакові значення характеристик роботи дизеля та найбільш оптимальні значення питомої витрати палива й шкідливих викидів з ВГ.

Встановлено, що використання палива типу MGO дає максимальні переваги від застосування у якості пального для дизелів тому, що спостерігається найменша витрата палива (181,5 г/кВт·год), мінімальний середній діаметр крапель розпорошеного пального та найвищий ефективний ККД двигуна. Визначено, що річна економія при використанні палива типу MDO складатиме 6723615,4.

					<i>KPM.142.6222м.14.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Виконано аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділенні судна. Проведено розрахунок штучного освітлення, а також проаналізовано вплив шкідливих компонентів у складі відпрацьованих газів на здоров'я людини.

Робота виконана українською мовою на 82 аркушах розрахунково-пояснювальної записки з використанням 12 джерел. Графічна частина представлена п'ятьма повноцінними кресленнями формату – А1.

Ключові слова: головний двигун, номінальний режим роботи; паливна система, економічні показники, екологічні показники.

ABSTRACTS

The qualification work is devoted to the study of the influence of fuel properties on the performance of the main ship engine 8DKRN 70/325.6.

The paper provides a brief description of the design of the 8DKRN 70/325.6 ship main engine and its main systems. The modelling of the nominal operating mode of the 8DKRN 70/325.6 marine engine in the Blitz-PRO software package was performed.

The basic properties and characteristics of fuels for internal combustion engines are analysed, and the main requirements for marine diesel fuels are highlighted.

The influence of the properties of fuels such as HFO, MDO, MGO on the performance of the main ship engine 8DKRN 70/325.6 under different models for determining the characteristics of heat release (by the Wiebe method and the Razleitsev method) was studied.

It has been established that the Razleitsev method provides a more accurate modelling of the engine operating process due to a better calculation of the model of injection of the cyclic fuel dose and the combustion process in the diesel cylinder. It has been established that when HFO fuel is used in an engine, the highest ignition delay, the highest exhaust manifold temperature, and the highest fuel consumption are observed, which makes the use of this fuel less efficient in terms of energy conversion. It is determined that when using MDO fuel, calculations by both methods obtained al-

					КРМ.142.6222м.14.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

most the same values of diesel performance characteristics and the most optimal values of specific fuel consumption and harmful emissions from the gas. It is established that the use of MGO fuel provides maximum benefits from its use as a fuel for diesel engines because it has the lowest fuel consumption (181.5 g/kWh), the lowest average diameter of the sprayed fuel droplets and the highest effective engine efficiency. It is determined that the annual savings when using MDO fuel will be 6723615.4.

An analysis of hazardous and harmful factors in the ship's engine room is carried out. The calculation of artificial lighting is carried out, and the impact of harmful components in the composition of exhaust gases on human health is analysed.

The work is written in Ukrainian on 82 pages of calculation and explanatory notes using 12 sources. The graphical part is represented by five full-fledged drawings of A1 format.

Key words: main engine, rated operation; fuel system, economic performance, environmental performance.

					<i>KPM.142.6222м.14.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП

РОЗДІЛ 1 КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 8ДКРН 70/325,6

- 1.1. Загальна характеристика суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6..
- 1.2. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНОК НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ДКРН 70/325,6 (8G70ME-C9.5)

- 2.1. Основні задачі математичного моделювання ДВЗ.....
- 2.2. Визначення вихідних даних та розрахунок номінального ре-
жиму роботи суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6.....
- 2.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПАЛИВА НА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ДКРН 70/325,6

- 3.1. Паливо для суднових двигунів внутрішнього згоряння.....
- 3.2. Дослідження впливу властивостей палива на показники робо-
ти головного суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6.....
- 3.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ, ЩОДО ОБРАННЯ ВИДУ ПАЛИВА ДЛЯ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ДКРН 70/325,6

- 4.1. Постановка проблеми.....
- 4.2. Визначення економічної доцільності від застосування різних
видів палива для головного суднового двигуна 8ДКРН
70/325,6.....
- 4.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 5 АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

- 5.1. Аналіз небезпек та шкідливих факторів у машинному відділені.....
- 5.2. Визначення рівня штучного освітлення у приміщенні машинного відділення судна.....
- 5.3. Забезпечення екологічних норм судновим двигуном 8ДКРН 70/325,6 за умов використання палив типу HFO, MDO, MGO..
- 5.4. Висновки до розділу.....

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- Додаток А. Двигун 8ДКРН 70/325,6 у складі об'єкту застосування.....
- Додаток Б. Двигун 8ДКРН 70/325,6.....
- Додаток В. Схема системи керуючого масла для гідравлічного приводу ПНВТ.....
- Додаток Г. Паливний насос з гідравлічним приводом.....
- Додаток Д. Форсунка.....

ВСТУП

Пріоритетними напрямками розвитку світового і вітчизняного суднового дизелебудування є підвищення енергетичної ефективності та зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами. Це обумовлено вимогами Державної Програми України з підвищення енергозбереження та енергетичної ефективності та Вимогами МАРПОЛ 73/78.

Відомо, що витрати на паливо на судах річкового флоту становлять до 60% від експлуатаційних витрат, тому використання дешевших низькоякісних сортів палива представляє можливість отримання судновласниками додаткового прибутку.

Тому на флоті широкого поширення набули відносно дешеві низькоякісні палива, такі як суднове малов'язке паливо. Вони відрізняються від дизельних дистилатних палив підвищеною в'язкістю, містять підвищену кількість парафінів, асфальтенів і смол. Ці хімічні сполуки погіршують енергетичні та екологічні характеристики суднових дизелів, збільшується витрата пального і викиди забруднювальних речовин із відпрацьованими газами, зменшується ресурс дизеля.

Необхідність поліпшення експлуатаційних характеристик низькоякісних дешевих сортів пального, що використовуються на річковому флоті, визначає актуальність проведення науково-дослідних робіт у цьому напрямку.

					<i>КРМ.142.6222м.14.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 8ДКРН 70/325,6

1.1. Загальна характеристика суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6

Дизельний двигун типу 8ДКРН 70/325,6 (рис 1.1), який маркується заводом-виробником, як MAN 8G70ME-C9.5 є судновим рядним восьмициліндровим, двохтактним, крейцкопфним, з надувом, реверсивним ДВЗ з вертикально розташованими циліндрами. Компоновка дизеля дає змогу вільного доступу до його основних агрегатів та вузлів через смотрові вікна в блоці циліндрів, що дозволяє оглядати й при потребі замінювати деталі шатунно-поршневої групи, не знімаючи дизель з фундаментної рами.

Фундаментна рама двигуна 8ДКРН 70/325,6 складається з високих, зварних, повздовжніх балок та зварних поперечних балок з опорами під підшипники з литої сталі. Для підгонки усієї конструкції двигуна до фундаменту на судні застосовуються пружні болти і гідравлічні інструменти. У постіль фундаментної рами двигуна 8ДКРН 70/325,6 закладають опорні підшипники колінчатого вала, які залиті бабітом. Масляний піддон, який виконаний із сталеві пластины та приварений, збирає масло з системи примусового змащування та охолодження.

Блоки циліндрів дизеля 8ДКРН 70/325,6, являє з себе сорочку циліндрів з вставними втулками. Станина цільнозварена та виготовлена із сталі.

Всі елементи остова дизеля 8ДКРН 70/325,6 зв'язані анкерними зв'язками, звільняючими деталі від напруги, що утворюється від тиску газів у циліндрі.

Втулка циліндра двигуна 8ДКРН 70/325,6 (рис.1.2) виготовлена з легованого чавуну та закріплена у блоці робочих циліндрів з низьким розміщенням. Верхня частина втулки зі своєї зовнішньої сторони омивається охолоджуючою рідиною. Втулка циліндра двигуна 8ДКРН 70/325,6 має продувні вікна для заповнення циліндру свіжим повітрям та продування від відпрацьованих газів.

					КРМ.142.6222м.14.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

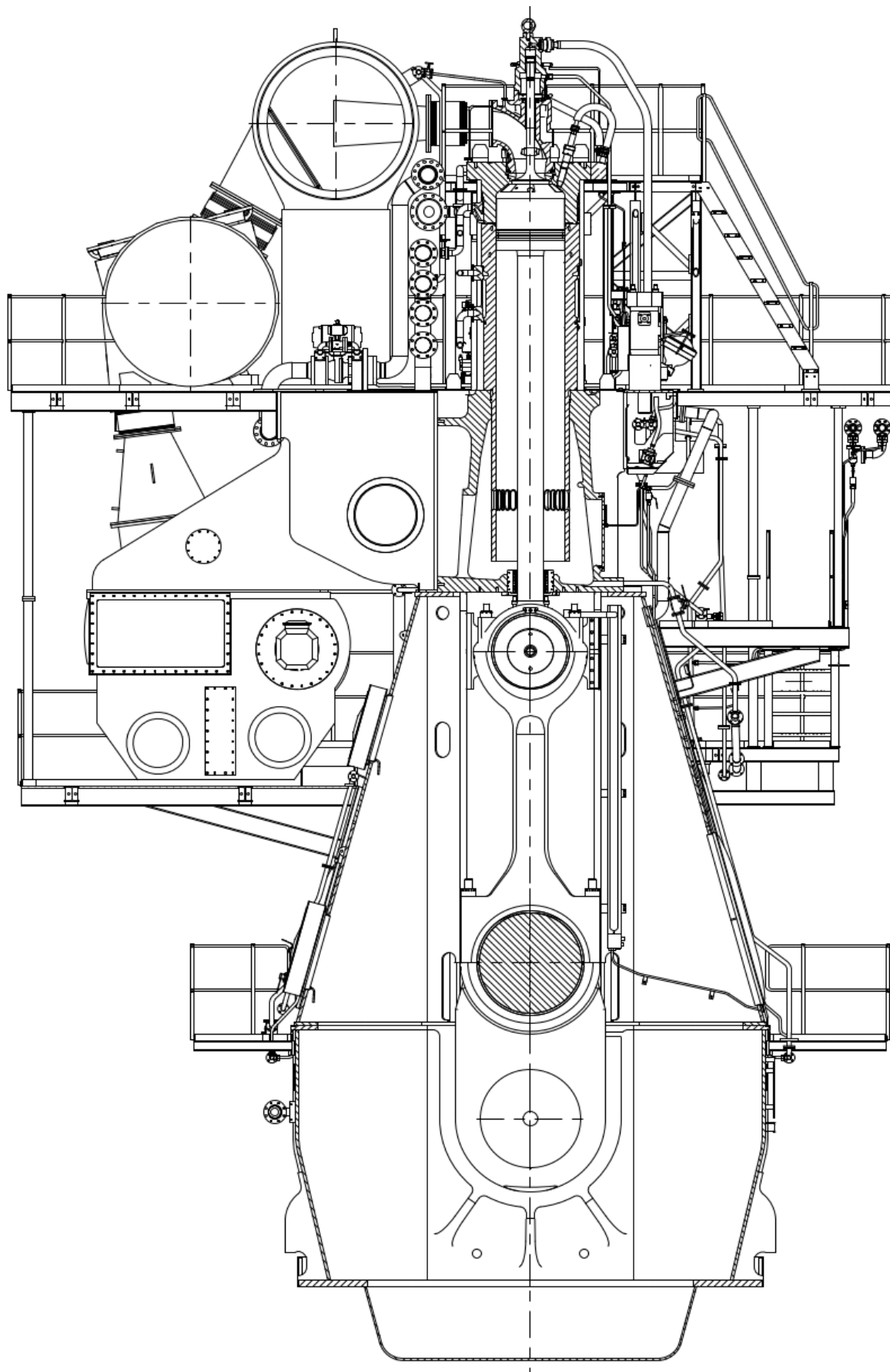


Рисунок 1.1 – Двигун 8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.14.01.ПЗ

Аркуш

Кришку робочого циліндра виготовлено з кованої сталі. У конструкції передбачено порожнини та отвори для охолоджуючої рідини. Також, вона має центральний отвір для встановлення випускного клапана, отвори для паливних форсунок, пускового клапану та індикаторного крану.

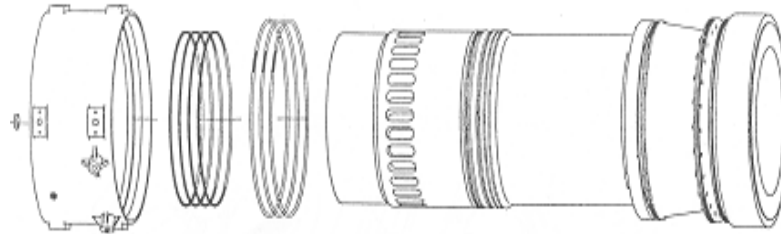


Рисунок 1.2 – Втулка циліндра двигуна 8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5)

Колінчатий вал двигуна 8ДКРН 70/325 (MAN 8G70ME-C9.5) полузібраного типу, виготовлений із спеціальної кованої чи литої сталі (рис 1.3). У кормовій частині валу виготовлено упорний гребінь, на зовнішньому діаметрі якого в цілях економії простору розміщено шестерню ланцюгового приводу розподільчого валу. На вільному кінці (носова частина валу) розміщується демпфер повздовжніх коливань.

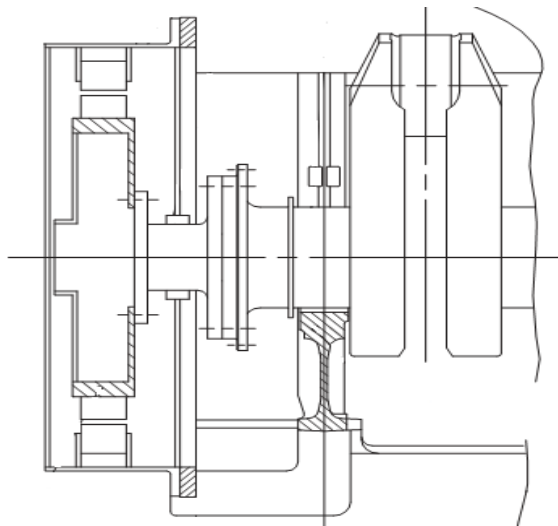


Рисунок 1.3 – Колінчатий вал двигуна 8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5)

Шатун (рис 1.4) двигуна 8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5) виготовлений з спеціальної кованої сталі та забезпечений кришками для крейцкопфних й мотильових підшипників.

					КРМ.142.6222м.14.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

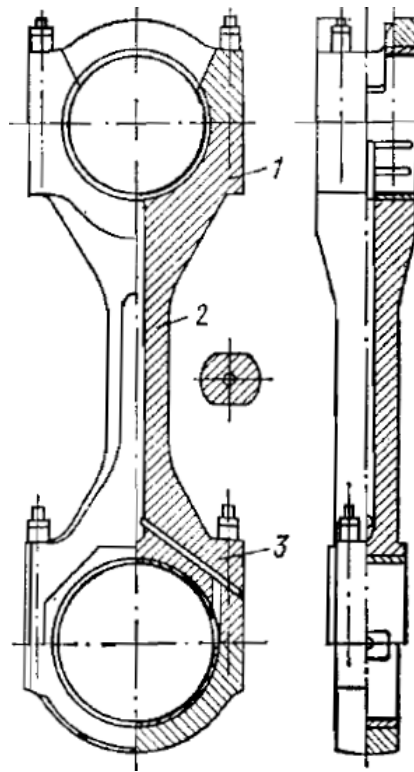


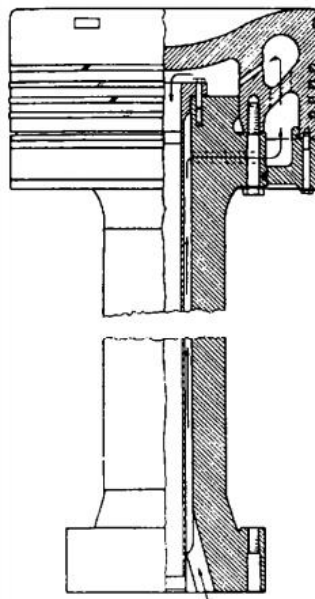
Рисунок 1.4 – Шатун двигуна 8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5)

Кришки крейцкопфного та мотильового підшипників приєднуються до шатуна за допомогою шатунних шпильок та гайок. Затягування здійснюється за допомогою гідравлічних домкратів. Крейцкопфа кришка підшипника – цільна, з кутовим вирізом для розміщення штока поршня. Підшипник кривошипу забезпечено тонкостінними сталевими вкладишами, з нанесеним на поверхню тертя спеціальним сплавом. Масло подається через отвори в крейцкопф і шатуни.

Поршень (рис 1.5) двигуна 8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5) має на своїй поверхні головки три кільцеві канавки, що загартовуються та хромуються на верхній та нижній їх частині. Три поршневі кільця встановлюють в залежності від типу двигуна. Верхнє поршневе кільце має тип – CPR, тоді як два інших мають косий зріз. Усі поршневі кільця покриті шаром алюмінію на зовнішній поверхні, що сприяє обкатці. Поршковий шток виготовлено з спеціальної кованої сталі. Шток має поверхневе загартування, для забезпечення потрібної твердості та зносостійкості. Поверхні ретельно відшліфовані, що дозволяє підвищити питомий тиск ущільнюючих сальників й паралельно збільшити довготривалість їх функці-

					КРМ.142.6222м.14.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

онування. Поршневий шток дизеля 8G70ME-C9.5 має центральний отвір, який разом з масляною трубою, формує вхід та вихід для потоку масла.



**Рисунок 1.5 – Поршневий шток з поршнем двигуна 8ДКРН 70/325,6
(MAN 8G70ME-C9.5)**

У двигуні новій серії G70ME фірма-виробник дизеля відмовилась від розподільчого валу з приводом та почала використовувати електронне керування (рис 1.6) для управління процесом паливоподачі та відкриттям випускного клапану паралельно з регулюванням частоти обертання валу. Також електронне керування забезпечує управління процесами пуску двигуна, реверсуванням та змащенням циліндрів. Керування у такій системі впорскуванням палива та випускним клапаном реалізується за допомогою гідравлічних сервоприводів. Масло, що застосовується у гідросистемі, відбирається з циркуляційної системи змащення дизеля, пропускається крізь фільтр тонкого очищення (ФТО) й насосами, які мають привід від двигуна чи від електродвигуна (при пуску) стискається до 200 бар. Потім масло під високим тиском поступає до мембранних акумуляторів і далі від них до гідропідсилювача тиску, насосів впорскування палива й насосів гідроприводу випускних клапанів системи газообміну. З мембранних акумуляторів потік керуючого масла поступає до електронно-керованих клапанів ELFI і ELVA, що відкри-

					КРМ.142.6222м.14.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ваються за сигналом, що поступає від електронних модулів (CCU), розміщених для надійності на кожному робочому циліндрі.

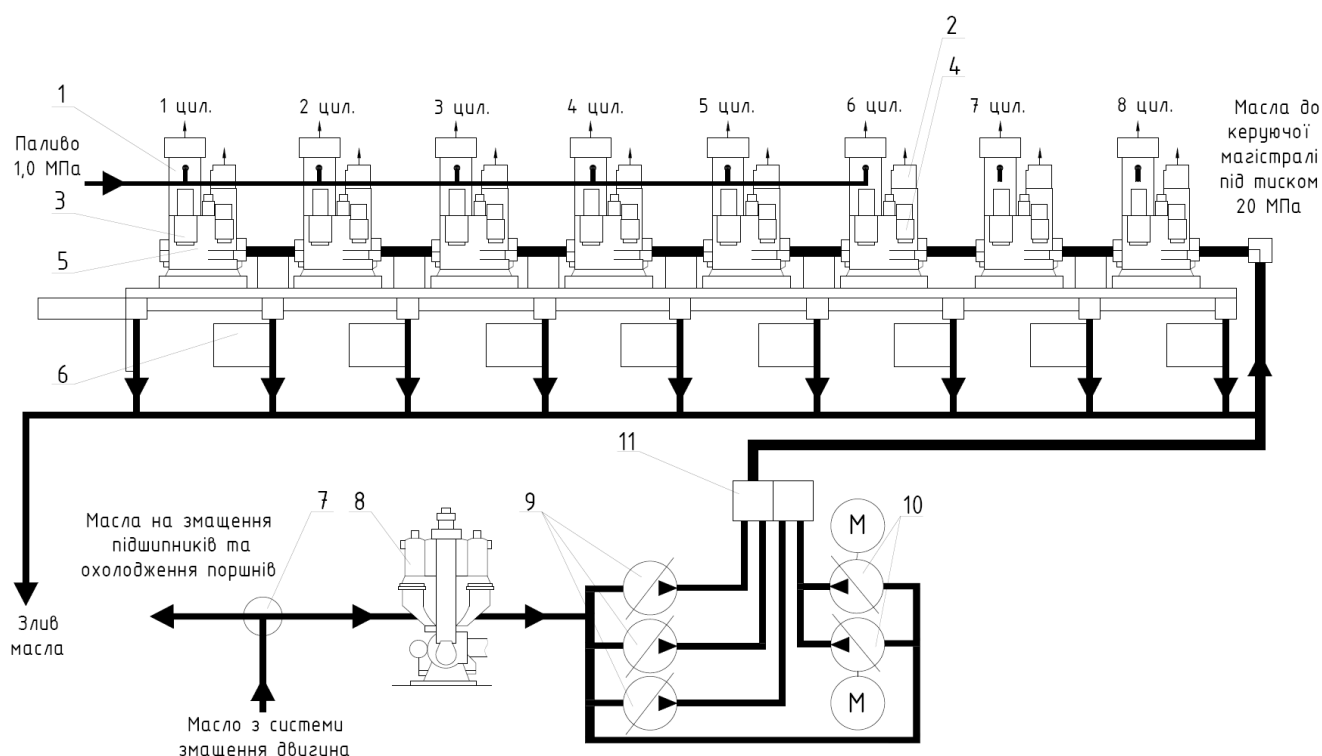


Рисунок 1.6 – Принципова схема електронного керування впорскуванням палива двигуна 8ДКРН 70/325,6

Гідропідсилювач тиску впорскування палива (рис. 1.7) представляє з себе поршневий сервомотор, у якому поршень досить великого діаметру під дією масла, яке має тиск у 200 бар, містить поршень малого діаметра (плунжер), що фактично є продовженням поршня з великим діаметром. Тоді при русі такого двоступеневого поршня вгору він стискає паливо до тиску у 1000 бар (відношення площі більшого поршня до площі плунжера становить п'ять). Потрібний момент надходження керуючого масла до поршня сервомотора та початок процесу стиснення палива, визначається імпульсом керування від електронного модуля CCU. При досягненні тиску палива зусилля відкриття голки паливної форсунки, відбудеться впорскування циклової дози палива у циліндр. Закриття голки паливної форсунки та закінчення впорскування відбуваються за рахунок падіння тиску палива у системі, останнє обумовлюється моментом закриття керуючого клапану й скиданням тиску масла в сервомоторі.

Програма керування CCU передбачає можливість регулювати фази відкриття та закриття випускного клапана в залежності від режиму навантаження двигуна. Так при переході двигуна 8ДКРН 70/325,6 на режими часткових навантажень фірма-виробник рекомендує більш раннє закриття випускного клапана. Це позитивно сприяє тому, що стиснення в робочому циліндрі починається трохи раніше, при цьому дійсний ступінь стиснення збільшується й відповідно збільшується тиск наприкінці процесу стиснення. Таким чином, умови для самозаймання циклової дози палива поліпшуються й це забезпечує більш економічну та стійку роботу дизеля на малих навантаженнях. На перехідних режимах роботи двигуна, коли турбокомпресор не забезпечує потрібну кількість свіжого повітря для згоряння великих циклових подач палива передбачається більш раннє відкривання випускного клапану, забезпечуючи направлення потоку ВГ з більш високою енергією на газову турбіну й тим самим, надаючи їй значно більшого прискорення.

Електронне управління впорскуванням циклової дози палива та роботою випускного клапану дає ряд значних переваг, які можна об'єднати у три наступні групи:

- характеристики процесу паливоподачі можна оптимізувати відповідно до різних умов навантаження дизеля, в той час як в двигунах з класичною конструкцією паливної системи виконання оптимізація забезпечується лише у діапазоні навантажень 90...100 % MCR;

- постійність максимального тиску згоряння в зоні високих навантажень дизеля 8ДКРН 70/325,6 може бути досягнуто певною комбінацією в підборі кута випередження впорскування циклової дози палива та моменту закриття випускного клапану. Таке поєднання дає змогу підтримувати сталість максимального тиску згоряння у досить широкому діапазоні навантажень двигуна, без його перевантажень та забезпечити мінімальні витрати палива в зоні малих навантажень двигуна 8ДКРН 70/325,6;

- постійний моніторинг робочого циклу в циліндрах двигуна 8ДКРН 70/325,6 забезпечує якісний контроль за рівномірністю розподілу навантаження між робочими циліндрами дизеля та значенням максимального тиску згоряння. При вини-

					КРМ.142.6222м.14.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

кненні неузгодження система автоматично вносить корективи в процес подачі палива.

Класична схема організації процесу змащення циліндрів малообертових дизелів базується на застосуванні спеціальних багатоплунжерних насосів – лубрикаторів (рис 1.9) з механічним приводом від розподільчого валу ПНВТ.

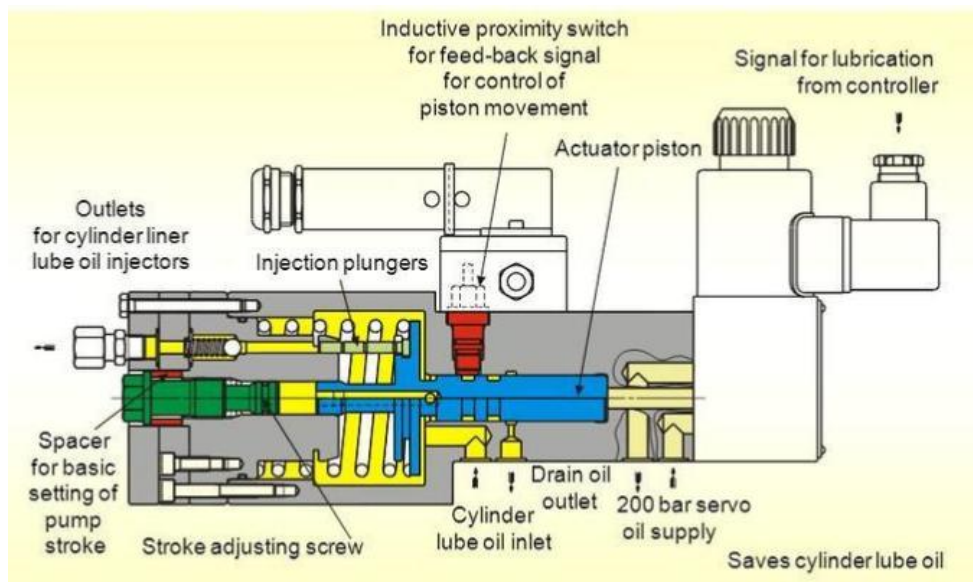


Рисунок 1.9 – Принципова схема будови лубрикатора

Лубрикатори заповнюються циліндровим маслом яке має в'язкість 16...20 сСт, високі детергентні та лужні властивості для ефективної боротьби з сірчаною корозією. Від кожного плунжерного елемента змащувальне масло по досить довгих трубках прямує до масляних штуцерів, вкручених в отвори які виконано у втулках робочих циліндрів, через які воно поступає до робочих поверхонь. Кількість подачі масла може регулюватися шляхом змінення кількості ходів плунжера лубрикатора чи за рахунок змінення величини активного ходу кожного плунжера.

Для забезпечення попадання масла безпосередньо на дзеркало робочого циліндра, а не впорскувалося струменем з отворів та накопичувалося на поршні з подальшим згорянням чи навпаки стікало у підпоршневу порожнину двигуна, потрібно синхронізувати подачу лубрикаторів з переміщенням поршня. Синхронізація забезпечує подачу масла на дзеркало робочого циліндра у простір між першим та другим поршневими кільцями, коли вони знаходяться у площині розміщення

масляного отвору. Тоді поршень двигуна при своєму переміщенні вгору та вниз буде розтягувати масло по поверхні втулки виключаючи нераціональне використання масла.

Інтенсивне охолодження кришок робочих циліндрів в зоні розміщення форсунок (рис. 1.10), забезпечення високої теплопередачі здійснюється за рахунок щільної посадці корпусу паливної форсунки в кришці та значного зменшення торцевої теплосприймаючої поверхні розпилювача форсунки (яка виступає в камеру згоряння дизеля) дали змогу відмовитися від спеціального охолодження паливних форсунок.

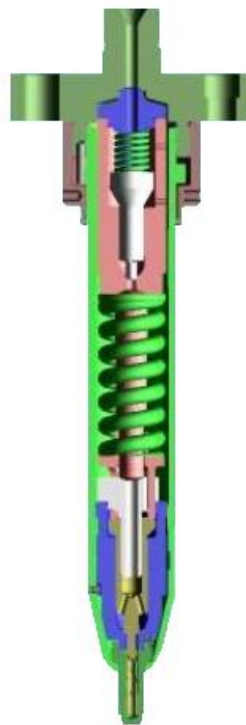


Рисунок 1.10 – Устрій форсунки двигуна 8ДКРН 70/325,6

При цьому, робота на дизеля на важкому гарячому паливі, особливо на режимах маневрування судна, для запобігання зависання голки розпилювача форсунки, вимагає при короткочасних зупинках дизеля зберігати постійну температур в зоні розпилювача форсунки. Для цього в нових конструкціях двигунів передбачено постійне прокачування певної кількості палива через них. Паливо з форсунки по виконаному каналу поступає під голку, навантажену зусиллям пружини. У період між процесами впорскування паливо знаходиться під тиском 0,1 МПа, тому

					КРМ.142.6222м.14.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

подолати силу притискання пружини не може, відповідно клапан-золотник залишається в нижньому своєму положенні, замикаючи таким чином прохід палива в порожнину. При цьому отвір в шпинделі є відкритим, гаряче паливо поступає у внутрішню порожнину корпусу паливної форсунки та відводиться з неї через інший отвір.

Таким чином, завдяки циркуляції палива, при непрацюючому дизелі та в певних проміжках часу між впорскуваннями циклової дози, температура усіх елементів паливної форсунки залишається на рівні, наближеному до температури самого палива. На початку процесу впорскування тиск палива підіймається і при досягненні $p > 0,1$ МПа золотник, долаючи силу натиску пружини, піднімається і паливо поступає в порожнину діючи на конус запірної голки піднімає її. Циркуляція палива закінчується та з підйомом запірної голки починається впорскування циклової дози палива в циліндр дизеля.

При форсуванні двигунів по p_e збільшення об'єм палива, що впорскується форсункою, призводить до необхідності збільшення об'єму соплового наконечника (під голкою). У результаті збільшується кількість циклової дози палива, яке витікає з внутрішньої порожнини соплового наконечника форсунки в кінці процесу подачі, що призводить до поганого розпилення і, як наслідок, – виникнення диму на випуску, неповноти згоряння CH та утворення вуглецевих відкладень у камері згоряння дизеля.

В результаті досліджень фірма-виробник розробила конструкцію розпилювача, в якому об'єм під запірною голкою практично відсутній, а на кінці голки утворено поршень, що фактично виконує функцію золотника, перекриваючи соплові отвори при своєму нижньому положенні та відкриває їх при підйманні. Розпилювачі такої конструкції фірма встановлює на свої двигуни великої потужності. Результатом застосування таких розпилювачів є зниження емісії NO_x , CO , диму та незгорілих вуглеводнів, а також істотне зниження відкладень на деталях двигуна.

Система пускового повітря дизеля 8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5) (рис1.11) складається з елементів підсистеми керування та підсистеми пускового

					КРМ.142.6222м.14.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

повітря. Система керування електрично-пневматичного типу. Вона спеціально спроектована для:

- керування з місцевого посту дизеля;
- дистанційного управління з ЦПК.

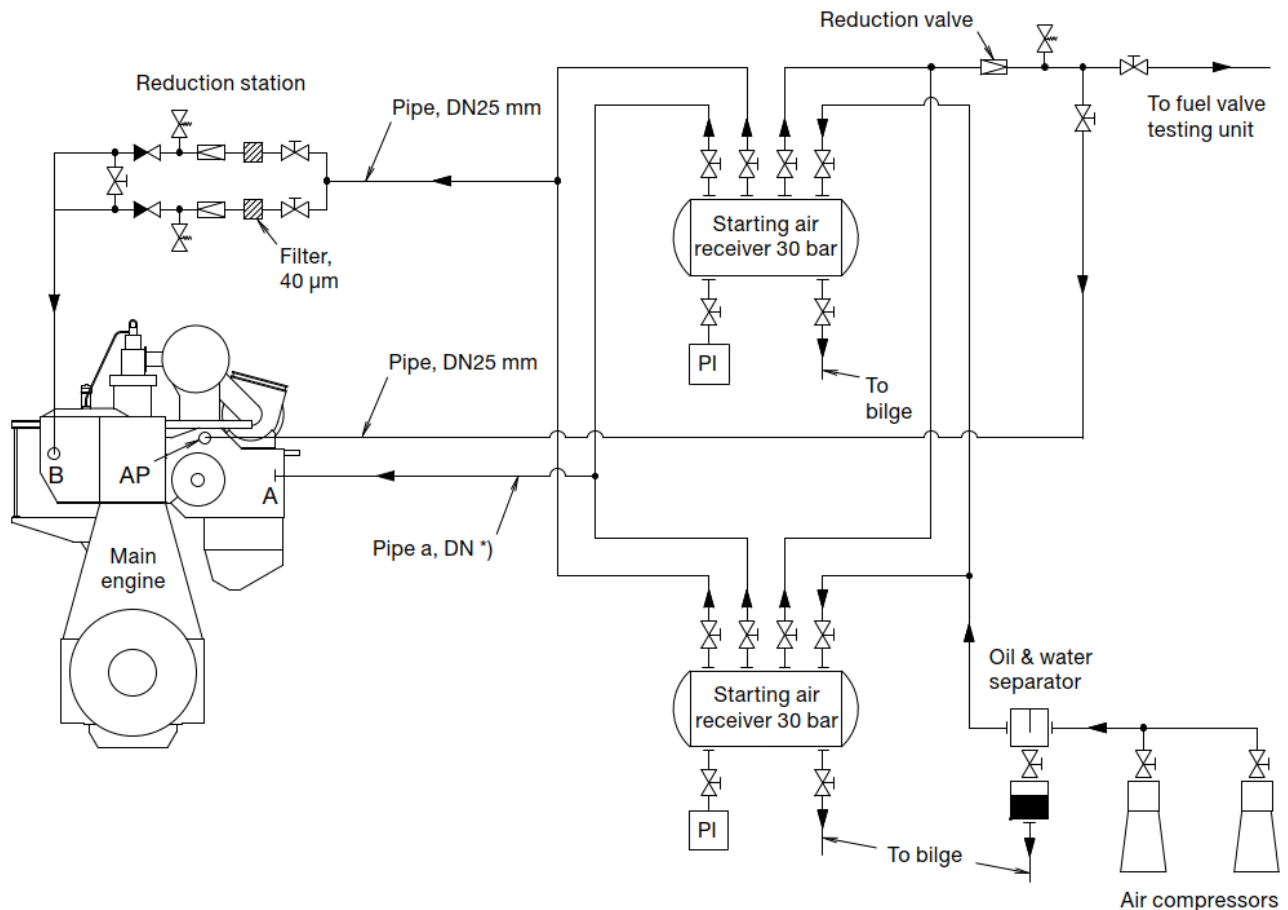


Рисунок 1.11 – Принципова схема системи пускового повітря

Система пускового повітря дизеля 8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5) складається з трьох основних підсистем:

- регулювання;
- реверсування;
- захисту.

За допомогою підсистеми регулювання можна запускати та зупиняти дизеля 8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5), а також керувати ним. Функції пуску дизеля та його зупинка виконуються пневматично.

Під час дистанційного управління регулювання частоти обертання колінчастого валу забезпечується рукояткою керування з пульту, яка посилає електрич-

ний/пневматичний сигнал регулювальнику. Частота обертання дизеля залежить від значення сигналу. Регулювальник підтримуватиме задану частоту обертання колінчастого валу незалежно від навантаження дизеля. При керуванні з місцевого посту дизеля регулювальник від'єднується від паливних насосів дизеля та регулювання частоти здійснюється рукояткою регулювання.

У системі забезпечення реверсування є два спеціальних пневматичні клапани (вперед та назад). Ці клапани керують циліндром забезпечення реверсу розподільника повітря та пневмоциліндрами для здійснення реверсування.

Підсистема захисту живиться повітрям окремо та керується системою контролю дизеля (тобто з окремим підведенням енергії). У разі зупинки двигуна система захисту посиляє пневматичний сигнал до перепускного клапану на кожному паливному насосі високого тиску, припиняючи таким чином подачу палива після чого дизель зупиняється. Система захисту ввімкнена під час усіх режимів експлуатації двигуна.

Головний пусковий клапан розміщується у магістралі пускового повітря. Головний пусковий клапан містить великий кульовий клапан і меншого кульового клапана, що призначений у якості байпасного для великого клапана. Обидва клапана керуються виконавчими механізмами пневматичного типу. Головний пусковий клапан (рис. 1.12) має блокуючий пристрій, що у свою чергу складається з пластини яка, за допомогою маховичка, може блокувати виконавчий механізм клапану.

Кульові клапани та відповідні їх виконавчі механізми вмонтовані разом з незворотнім клапаном та пристроєм блокування, в один єдиний блок. Виконавчий механізм кульового клапану керується пневматичними клапанами. При нормальному запуску обидва клапани будуть у відкритому положенні.

Розподільник стиснутого повітря встановлено у кормовій частині дизеля та приводиться безпосередньо від кормової частини розподільного валу. Він керує пусковими клапанами. Реверсування розподільника стиснутого повітря здійснюється пневмоциліндром, що переміщує пускові кулачки в їх осьовому напрямку.

					КРМ.142.6222м.14.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

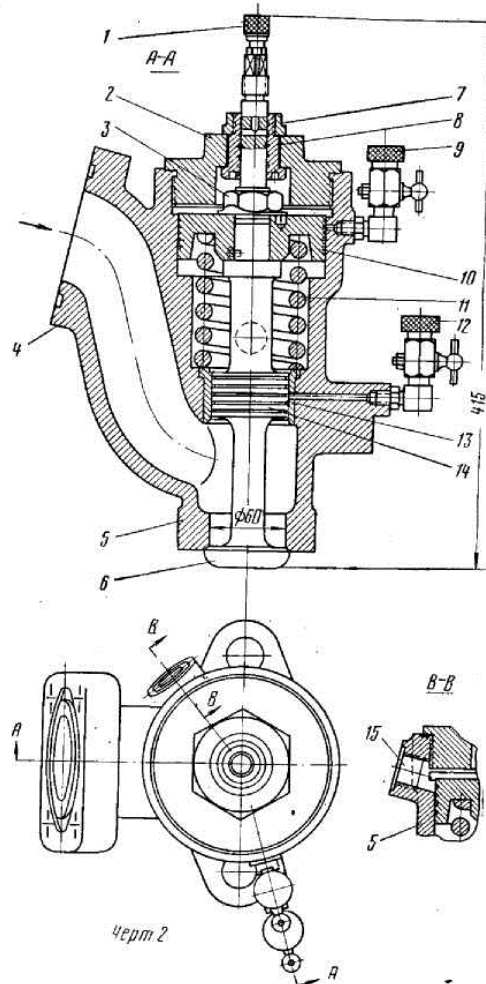


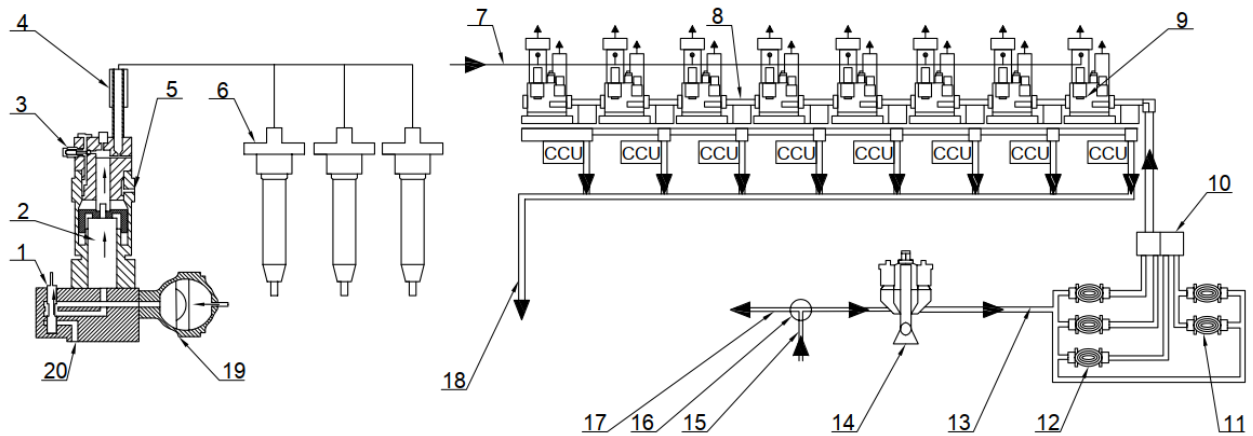
Рисунок 1.12 – Головний пусковий клапан дизеля 8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5)

На рис 1.13 представлена паливна система для головного двигуна. Паливо з бункерних цистерн за допомогою насосів перекачується в проміжну цистерну, з якої після сепарації поступає у відповідні витратні цистерни («добові»). Для забезпечення максимального очищення важкого палива сепаратори додатково обладнані підігрівачами де паливо підігрівають до температури 95...98 °С.

З витратної цистерни паливо поступає до одного з двох електричних насосів підкачки, який далі подає паливо під певним тиском (через расходомір) до підсистеми низького тиску. Далі паливо подається до одного з двох електричних циркуляційних насосів, звідки через підігрівач, регулювальник в'язкості та паливний фільтр до паливних насосів високого тиску.

					КРМ.142.6222м.14.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Відсічне паливо від паливних форсунок та ПНВТ через трубу зворотного палива спрямовується назад на всмоктування циркуляційного насоса. Для підтримання сталого тиску в головній магістралі на вході у ПНВТ, продуктивність та подача циркуляційного насоса значно перевищує потрібну кількість палива, що витрачається головним двигуном.



- 1 - Перепускний клапан.
- 2 - Гідравлічний поршень.
- 3 - Клапан всмоктування.
- 4 - Труби високого тиску.
- 5 - Паливо під тиском на вході 8 бар.
- 6 - Форсунка.
- 7 - Паливопровід під тиском 10 бар.
- 8 - Подвійна труба
- 9 - Гідравлічний циліндр
- 10 - Блок безпеки та акумулятор.
- 11 - Гідравлічний насос керований електродвигуном.
- 12 - Гідравлічний насос керований основним двигуном.
- 13 - Масло для сервоприводу.
- 14 - Фільтр тонкого очищення.

- 15 - Трубопровід від відстіюника.
- 16 - Основний масляний насос.
- 17 - Охолодження поршнів та підшипників.
- 18 - Трубопровід для повернення масла сервоприводу в насос.
- 19 - Мембранний акумулятор.
- 20 - Стічний канал.

Рисунок 1.13 – Паливна система дизеля 8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5)

Крім цього, у системі встановлюється підпружинений байпасний клапан що працює як перепускний між входом до ПНВТ та повернення палива підтримуючи постійний тиск в приймальному трубопроводі. З метою забезпечення рівномірного потоку підігрітого палива через паливні насоси та форсунки на всіх навантаженнях дизеля (включно з зупинкою дизеля), на виході паливних форсунок встановлюють золотник та циркуляційний отвір. Завдяки циркуляції підігрітого палива у елементах системи може підтримуватися робоча температура у паливних насосах та форсунках навіть тоді, коли дизель зупинено. Таким чином, немає потреби переходити на легке дизельне паливо при заході в порт, у разі якщо циркуля-

ційний насос продовжує роботу та зберігається підігрів циркулюючого у системі палива. У разі тривалої стоянки виникає потреба відключити циркуляційний насос або підігрів, то з паливної системи двигуна заздалегідь потрібно злити важке паливо.

Принципова схема системи змащення дизеля 8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5) представлена на рис 1.14. Система циркуляційного змащення, поєднана з масляною системою охолодження поршнів. Вона обслуговується масляним насосом з живленням від електродвигуна. Масло для змащення кривошипно-шатунного механізму дизеля 8ДКРН 70/325,6, його упорного підшипника та випускних клапанів після редукційного клапану подається під тиском у 182 кПа по трубопроводу. З піддону дизеля масло через спеціальний патрубок зливається в стічну цистерну. Змащення втулок робочих циліндрів здійснюється від лубрикаторів, а підшипників агрегату наддуву забезпечується окремою циркуляційною системою.

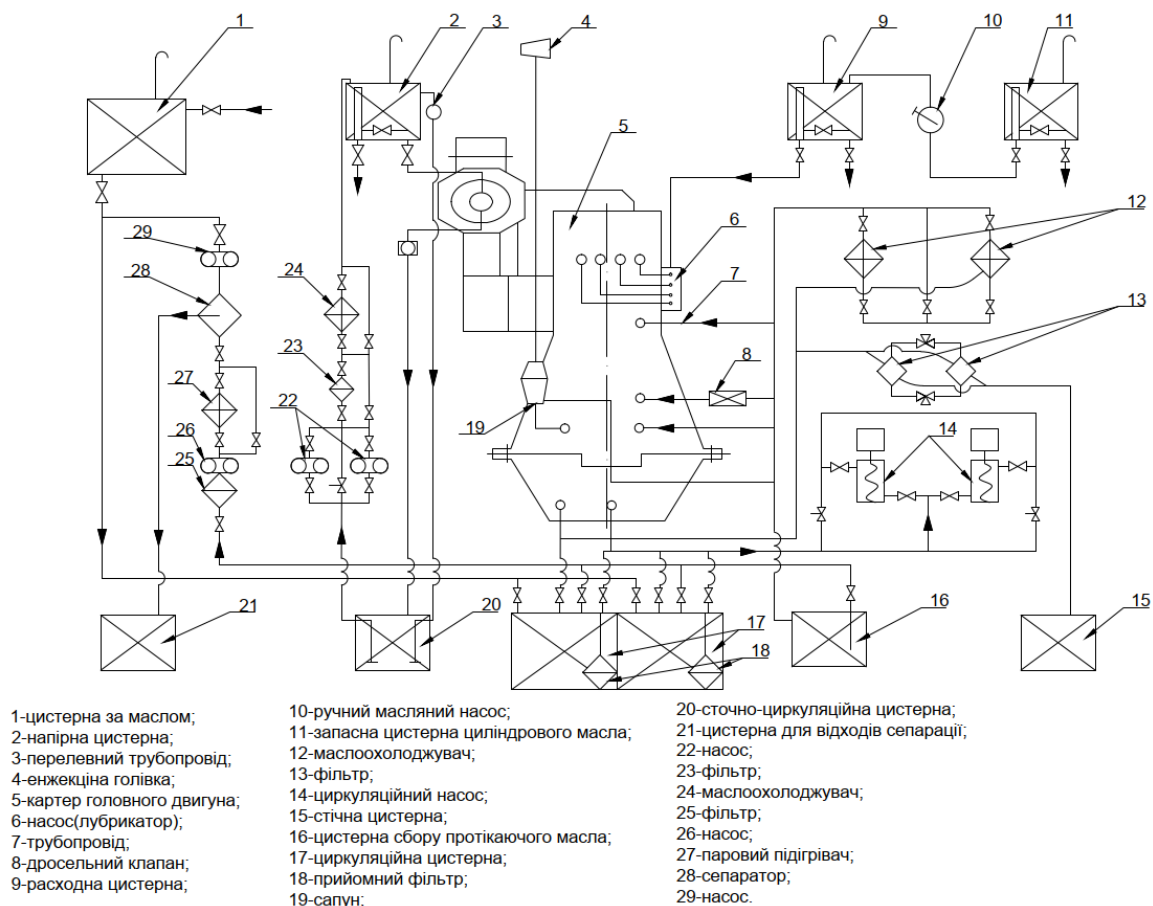
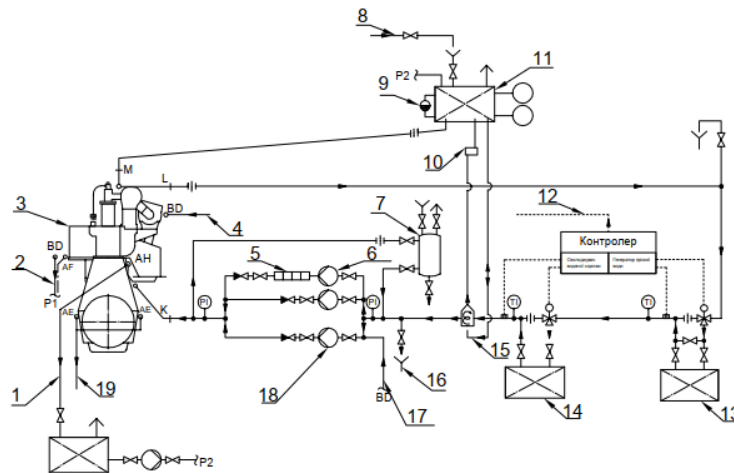


Рисунок 1.14 – Система змащення дизеля 8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5)

Система охолодження дизеля 8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5) призначена для відводу теплоти віз різних механізмів, пристроїв, приладів та робочих середовищ у відповідних теплообмінних апаратах (рис 1.15).



- | | | |
|---|---|--|
| 1 - Злив прісної охолоджуючої води. | 8 - Трубопровід наповнення прісною водою. | 16 - Злив. |
| 2 - Трасування труби зливу мазуту. | 9 - Індикатор рівня. | 17 - Трубопровід від трасування палива масляної труби. |
| 3 - Головний двигун. | 10 - Аварійний пристрій. | 18 - Водяні насоси охолоджувача водяної сорочки. |
| 4 - Вхідний отвір для очищення турбокомпресора. | 11 - Розширювальний бак. | 19 - Злив для очищення турбокомпресора до резервуара для відходів. |
| 5 - Підігрівач. | 12 - Регулятор температури. | |
| 6 - Насос підігрівача. | 13 - Генератор прісної води. | |
| 7 - Інгібітор дозуючого бака. | 14 - Охолоджувач водяної сорочки. | |
| | 15 - Деаераційний бак. | |

Рисунок 1.15 – Система охолодження дизеля 8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5)

Система охолодження дизеля є двоконтурною. Тобто прісна вода охолоджує двигун – це внутрішній контур, а забортна охолоджує прісну воду внутрішнього контуру – це зовнішній.

1.2. Висновок до розділу

Дизельний двигун типу 8ДКРН 70/325,6 (8G70ME-C9.5) є сучасним та надійним двигуном, що випускає відома фірма MAN. Двигуни даного типу застосовуються у якості головних судових та можуть працювати на різних сортах палива. Визначення оптимальних умов організації робочого процесу при застосуванні різних видів палива дозволить значно підвищити економічність двигуна та знизити кошти на експлуатаційні витрати.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ДКРН 70/325,6 (8G70ME-C9.5)

2.1. Основні задачі математичного моделювання ДВЗ

Нині в усьому світі проектування і доведення ДВЗ не мислиться без проведення математичного моделювання та комп'ютерної оптимізації. Актуальність проведення таких робіт дедалі більше зростає з посиленням нормативів, що обмежують викиди шкідливих речовин, вимог економічності та високої питомої потужності двигунів.

Попереднє розрахункове опрацювання питань, пов'язаних з удосконаленням робочих процесів ДВЗ, паливної апаратури і систем повітропостачання, дає змогу істотно скоротити обсяг дорогих експериментальних робіт. При цьому програмне забезпечення, що застосовується для цих цілей, має давати змогу моделювати відповідні процеси з достатньою точністю. Чим повніше математична модель охоплює розглянуті фізичні процеси і коректніше їх описує, тим точніше і надійніше може бути отримано результат. Ще однією, дуже важливою, властивістю має володіти програмне забезпечення – можливістю розв'язувати складні оптимізаційні задачі. Недостатньо отримати в розрахунку гарний збіг з експериментом; для розв'язання практичних завдань необхідно знайти ефективні шляхи вдосконалення конструкції, відшукати оптимальні значення багатьох конструктивних чинників, які по-різному впливають на робочий процес і, часом, призводять до конфліктних ситуацій.

Наприклад, необхідно знайти таке поєднання форми камери згоряння, конструкції паливної апаратури і характеристики впорскування, що забезпечить одночасне зниження і витрати палива, і емісії NOx. Оптимізація одного, або навіть двох параметрів методом перебору часто не дає змоги отримати гарного результату для завдання з великим числом факторів, що впливають. Для підвищення ефективності розв'язання оптимізаційних задач раціонально використовувати формальні пошукові процедури нелінійного програмування, які дають змогу вести оп-

					<i>КРМ.142.6222м.14.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

тимальний пошук в автоматичному режимі. Для реалізації такої можливості ядро програми, що реалізує математичну модель досліджуваного процесу, має володіти, крім необхідної точності, ще й високою швидкістю, оскільки під час пошуку оптимуму доводиться проводити розрахунки багатьох сотень варіантів конструкції.

2.2. Визначення вихідних даних та розрахунків номінального режиму роботи суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6

Розрахунок номінального режиму роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6 (8G70ME-C9.5) реалізовано в програмному комплексі Blitz-PRO. Програмний комплекс є потужним інструментом як інженерних розрахунків так і розрахунків дослідницького характеру. Для отримання надійних та адекватних результатів моделювання, базуючись на паспортних даних двигуна-прототипу, необхідно спочатку сформувати вихідні дані.

Результати моделювання номінального режиму роботи двигуна-прототипу 8ДКРН 70/325,6 представлено у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Результати моделювання робочого циклу суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6 (8G70ME-C9.5) при роботі на номінальному режимі

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Brake power, kW	29122,88673
2	crank speed	83
3	Air excess ratio	1,71
4	Fuel mass per cycle, g	133,14
5	Friction power, kW	1686,64
6	Brake torque, N*m	3350639,55
7	Brake mep, kPa	2100,14
8	Friction mep, kPa	121,63
9	Brake efficiency, %	46,49
10	Mechanical efficiency, %	94,53
11	Brake sfc, g/(kW*h)	182,14
12	Gross indicated power, kW	30809,53
13	Net indicated power, kW	30809,53
14	Gross mean indicated pressure, kPa	2221,76

15	Net mean indicated pressure, kPa	2221,76
16	Indicated efficiency, %	49,18
17	Indicated sfc, g/(kW*h)	172,17
18	Volumetric efficiency, %	55,37
19	Residual gases fraction, %	1,08
20	Scavenging factor	1,97
21	Crank radius, mm	1628
22	Maximum pressure p _z , kPa	16993,71
23	Maximum temperature T _z , deg. C	1607,30
24	Maximum temperature in the burned gases zone T _{z.burned} , deg. C	2689,96
25	Maximum temperature in the fresh charge zone T _{z.fresh} , deg. C	620,14
26	Firing pressure p _c , kPa	10526,73
27	Firing temperature T _c , deg. C	786,45
28	Exhaust oppening pressure p _b , kPa	1357,54
29	Exhaust oppening temperature T _b , deg. C	1265,58
30	Intake pressure p _{int} , kPa	100,53
31	Ambient temperature t ₀ , deg. C	20
32	Outlet compressor pressure p _k , kPa	427,26
33	Outlet compressor temperature t _k , deg. C	190,54
34	Receiver average pressure p _s , kPa	424,43
35	Receiver average temperature t _s , deg. C	42,22
36	Exhaust manifold average pressure p _t , kPa	367,60
37	Exhaust manifold average temperature t _t , deg. C	415,74
38	Pressure losses at the intake receiver due to friction, kPa	0,01
39	Pressure losses at the exhaust manifold due to friction, kPa	0,07
40	Pressure at the turbine outlet p _{zt} , kPa	110,41
41	Temperature at the turbine outlet t _{zt} , deg. C	256,47
42	Combustion start, c.a.d.	174,3
43	Duration of combustion, c.a.d.	102,87
44	Maximum pressure rise rate, kPa/c.a.d.	689,38
45	Duration of injection, c.a.d.	30
46	Injection start, c.a.d.	173,5
47	Sauter average droplet size, mcm	27,81
48	Ignition delay, c.a.d.	0,77
49	Average injection pressure, kPa	96,02
50	Moment of fuel spray reaching the walls, c.a.d.	185,39
51	Relative fuel share injected during ignition delay, %	0,04
52	Incyylinder CO concentration at exhaust openning [CO], ppm	583,49

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

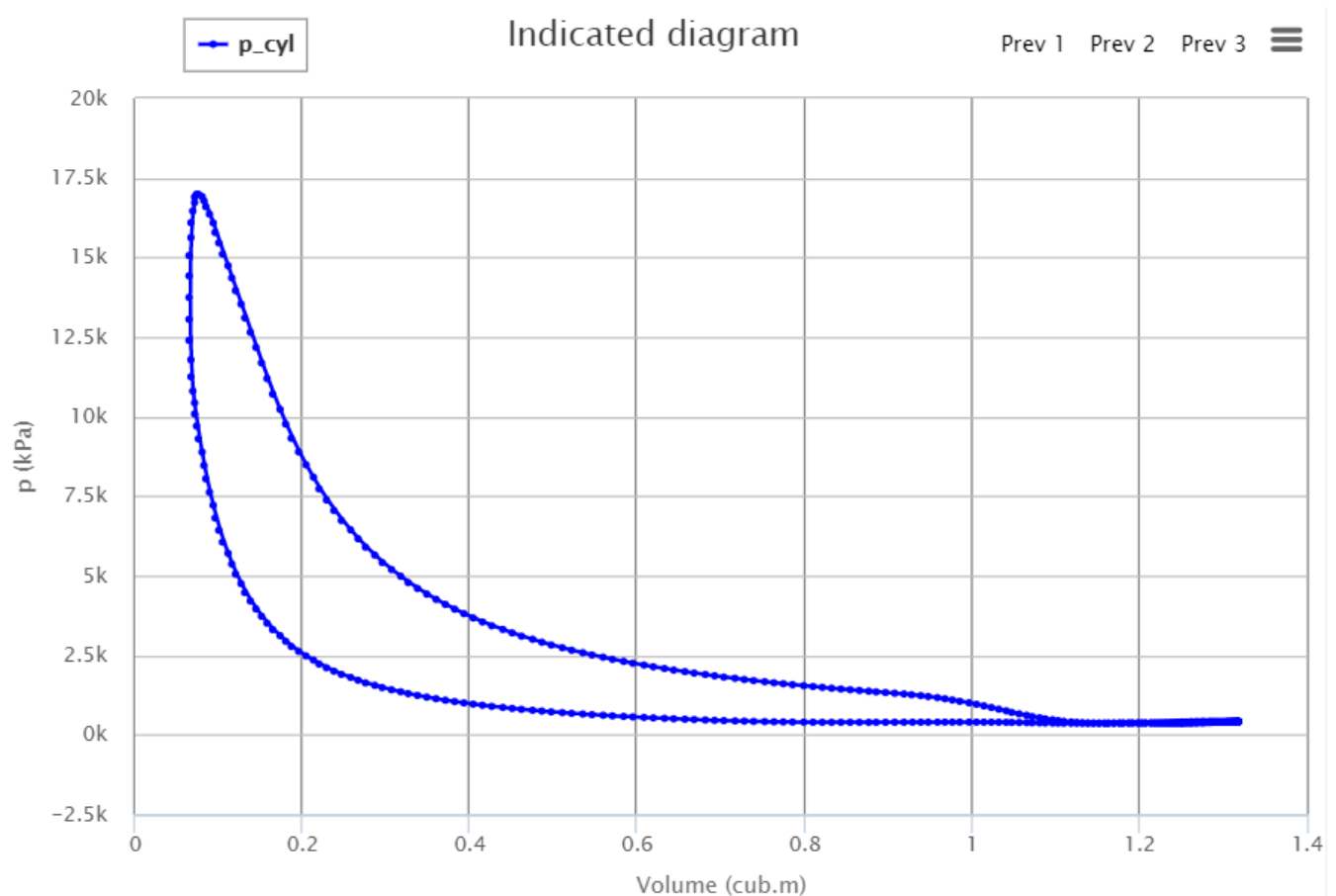
KPM.142.6222м.14.02.ПЗ

Аркуш

53	Exhaust manifold CO concentration [CO]exh, ppm	296,60
54	Incyylinder NO concentration at exhaust openning [NO], ppm	1531,94
55	Exhaust manifold NO concentration [NO]_exh, ppm	778,71
56	Specific NOx ammount at exhaust gases g_NO, g/(kW h)	7,17
57	Intake valves/ports mass flow, G_int, kg/s	70,68
58	Exhaust valves/ports mass flow, G_exh, kg/s	70,83
59	Turbine mass flow, G_t, kg/s	70,76
60	Cylinder head wall av. temperature, deg. C	217,12
61	Piston wall av. temperature (firing side), deg. C	292,37
62	Piston wall av. temperature (cooled side), deg. C	194,24
63	Cylinder liner wall av. temperature, deg. C	115,06
64	Receiver wall av. temperature, deg. C	51,86
65	Exhaust manifold wall av. temperature, deg. C	409,74
66	Incyylinder resulting temperature, deg. C	844,65
67	Exhaust manifold resulting temperature, deg. C	415,69
68	Incyylinder resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	0,15
69	Exhaust manifold resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	0,11
70	Reffered compressor flow, kg/s	66,72
71	Reffered compressor speed, rpm	12328,59
72	Reduced turbine speed, rpm/K ^{0.5}	469,72
73	Actual compression ratio	9,94
74	Compressor power, kW	12065,43
75	Turbine power, kW	11968,05
76	Turbine power in pulse flow, kW	12078,86
77	Compressor adiabatic efficiency, %	88,09
78	Supercharger pressure increase ratio	3,33
79	Redused sacond stage turbine flow, kg/s*K ^{0.5} /kPa	5,05
80	Turbine efficiency (includes mechanical losses in turbocharger), %	83,29
81	Turbine efficiency in pulse flow, %	83,29
82	Turbine pulse fuctor, %	1,01
83	Supercharger speed, rpm	12187,03
84	Supercharger pressure increase ratio	4,25
85	Turbine equivalent flow area, sq. mm	126500
86	Fuel burned released heat Q_fuel, kW	62021,94
87	Heat conducted to cylinder walls and rejected to cooling water, kW	1238,11
88	Friction heat rejected to cooling water, kW	843,32
89	Total heat, rejected to cooling water Q_w, kW	2081,43

90	Heat conducted to cylinder walls and rejected to oil, kW	299,42
91	Friction heat rejected to oil, kW	843,32
92	Total heat rejected to oil, Q_oil, kW	1142,74
93	Heat, rejected in charge air cooler Q_cac, kW	11258,55
94	Exhaust gases heat, Q_eg, kW	18357,83
95	Exhaust manifold cooling, Q_exh, kW	21,95
96	Receiver cooling, Q_res, kW	-184,05
97	Total heat, Q_sum, kW	62072,07

За результатами виконаного моделювання робочого циклу суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6 (8G70ME-C9.5) при роботі на номінальному режимі за допомогою програмного комплексу Blitz-PRO побудовано наступні залежності – рис. 2.1 –2.2.

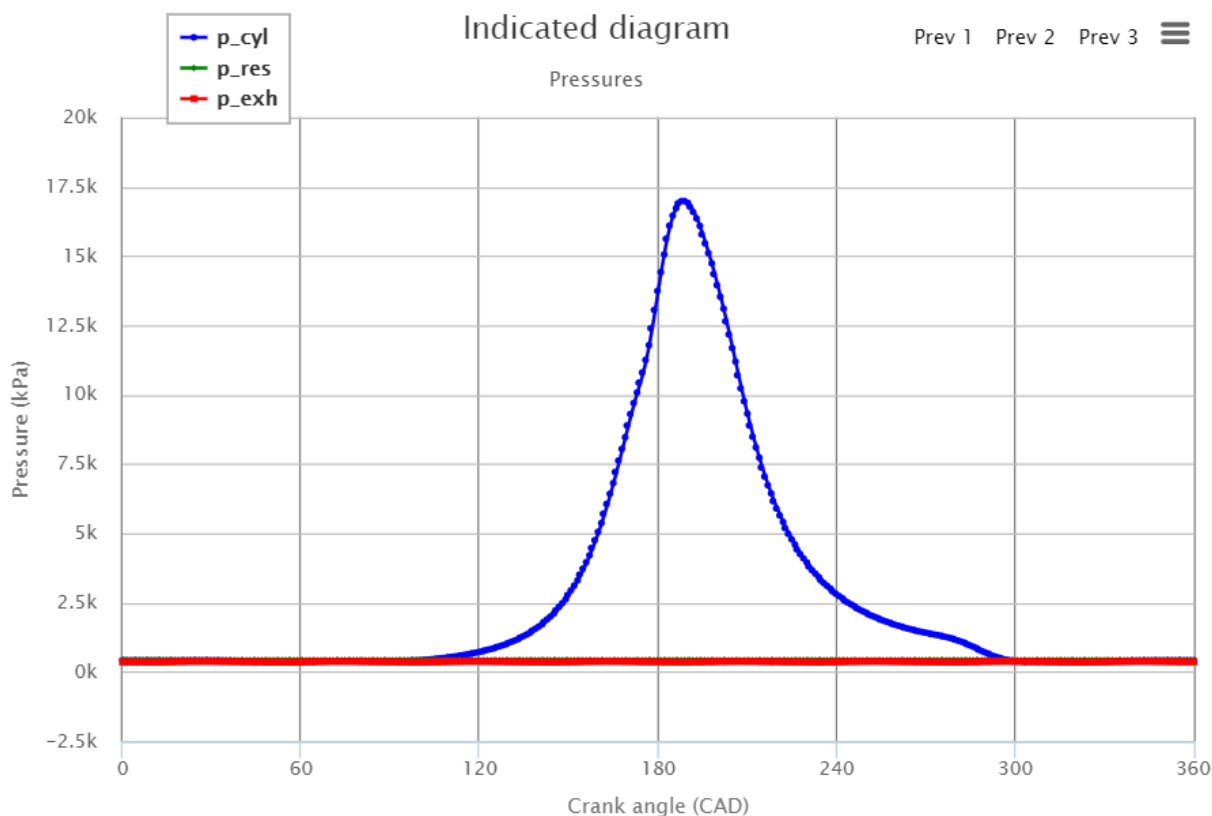


**Рисунок 2.1 – Згорнута індикаторна діаграма двигуна
8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5)**

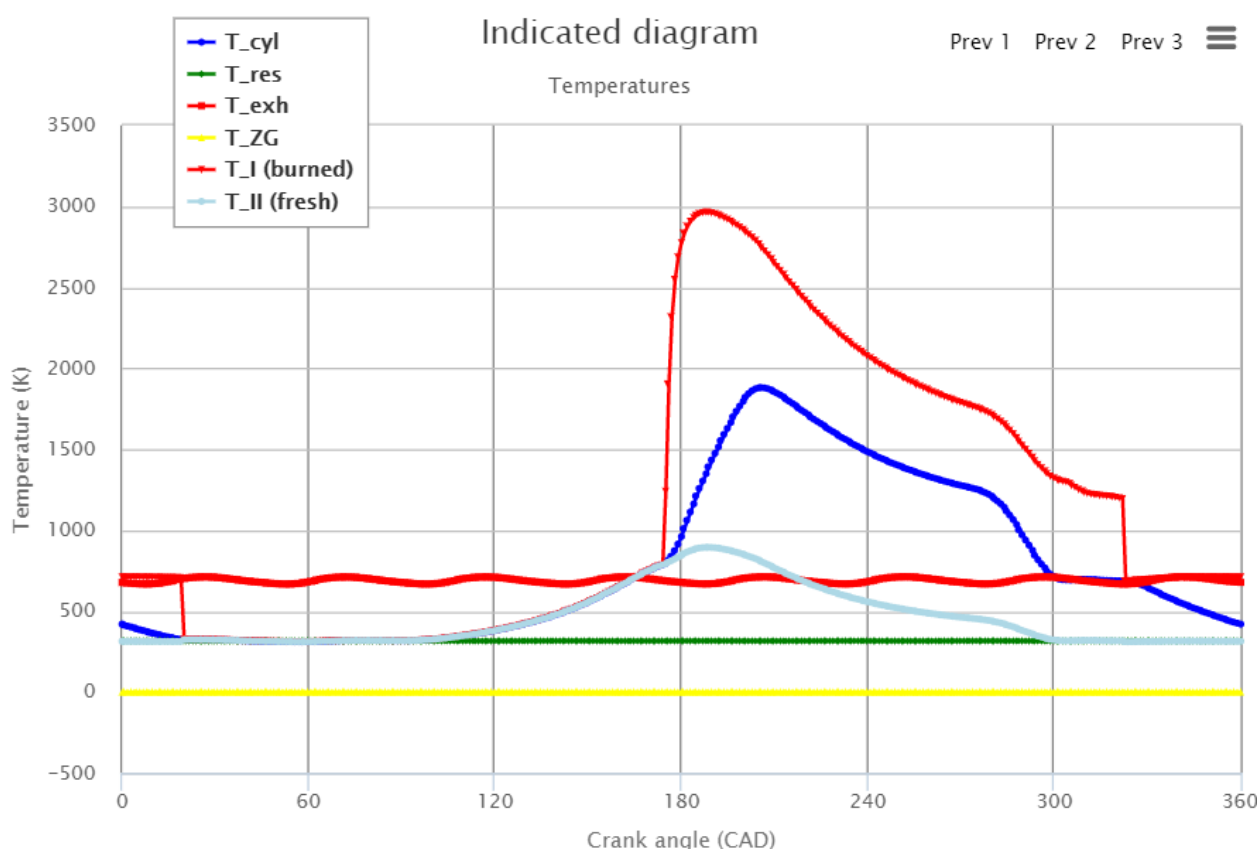
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.14.02.ПЗ

Аркуш



**Рисунок 2.2 – Розгорнута індикаторна діаграма двигуна
8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5)**



**Рисунок 2.3 – Зміна температури у робочому циліндрі двигуна
8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5)**

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.14.02.ПЗ

Аркуш

2.3. Висновок до розділу

Виконано моделювання номінального режиму роботи головного малооборотного суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6 (MAN 8G70ME-C9.5) за допомогою програмного комплексу Blitz-PRO. Отримані при моделюванні результати за допомогою налаштованої моделі з достатньою точністю відповідають паспортним даним двигуна-прототипу та можуть бути застосовані для подальших досліджень впливу властивостей палива на показники роботи двигуна.

					КРМ.142.6222м.14.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПАЛИВА НА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ДКРН 70/325,6

3.1. Паливо для суднових двигунів внутрішнього згоряння

Головним видом палива для сучасних суднових дизелів є рідке паливо, що має нафтове походження, та отримується в результаті перегонки сирої нафти. До переваг такого палива безперечно належать: висока теплота згоряння, зручність транспортування і зберігання на судах, легка заміна одного сорту пального іншим під час експлуатації двигунів. Головними недоліками нафтового палива є:

- дефіцитність і висока вартість, які будуть безперервно зростати;
- неможливість гасіння палива, що горить, водою;
- наявність сірки, ванадію та інших домішок;
- необхідність підігріву високов'язких палив.

До палив суднових дизелів висувається низка вимог:

- мати високу теплоту згоряння;
- низьку вартість;
- високу температуру спалаху і здатність до самозаймання;
- забезпечувати високу економічність двигуна на всіх експлуатаційних режимах;
- легкий та надійний запуск двигуна;
- повністю згоряти;
- унеможливити утворення нагару та відкладень на деталях камери згоряння та інтенсивний знос деталей циліндропоршневої групи (ЦПГ).

Груповий хімічний склад палива визначається наявністю тих чи інших вуглеводнів, які поділяють на три групи:

- парафінові;
- нафтонові;
- ароматичні.

					КРМ.142.6222м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Парафінові вуглеводні (які називають також алкани) мають найвищу здатність до самозаймання, а ароматичні (бензол і його похідні) – навпаки, найнижчу. Груповий склад показує вміст у паливі цих груп у відсотках. За груповим складом можна якісно оцінити здатність палива до самозаймання, при цьому що більше в паливі парафінових вуглеводнів і менше ароматичних, то вища його здатність до самозаймання. З цієї причини, наприклад, бензини менш схильні до самозаймання, ніж дизельне паливо.

Паливо складається з вуглецю С (83...87 % маси), водню Н (12...14 %), сірки S (до 5 %) і кисню О (0,1...1,0 %). Для розрахунків робочого процесу дизеля зазвичай приймають паливо із вмістом (у частках): С = 0,870, Н = 0,126, S = 0 та О = 0,004.

Фракційний склад характеризується відсотковою за об'ємом кількістю палива, що википає при його нагріванні до певної температури. У процесі прямої перегонки нафти отримують бензин, гас і дизельне паливо з максимальною температурою кипіння фракцій у паливах відповідно 180, 230 і 350 °С. Решту фракцій становлять масла та залишкові нафтопродукти. Вихід легких нафтопродуктів можна збільшити шляхом крекінг-процесу залишкових нафтопродуктів.

Смолисті речовини в паливі утворюються переважно під час переробки нафти. Особливо велика кількість смолистих речовин міститься у флотському мазуті та газотурбінному паливі. У флотських мазутах вміст смолистих речовин допускається до 50 %. Смолисті речовини становлять горючу частину палива, проте палива з великим їхнім вмістом нестабільні під час зберігання, сприяють підвищеному нагароутворенню на розпилювачах форсунок і деталях ЦПГ, ускладнюється і їхня паливопідготовка (фільтрація і сепарація).

Теплота згоряння – це кількість теплоти (у джоулях), що виділяється під час повного згоряння 1 кг палива. У розрахунках робочого процесу двигуна приймають нижчу теплоту згоряння, оскільки температура відпрацьованих газів, які виходять із циліндра, значно вища за температуру конденсації водяної пари, що утворюється під час згоряння водню палива, а тому прихована теплота пароутворення в робочому процесі двигуна не використовується. Теплота згоряння палив

					КРМ.142.6222м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

нафтового походження лежить у межах $Q_H = 39800...44\ 000$ кДж/кг; у розрахунках робочого процесу двигунів зазвичай приймають паливо з $Q_H = 42\ 700$ кДж/кг. Коefіцієнт корисної дії, а отже, і питому витрату палива, отриману під час випробувань двигуна на паливі з іншою теплою згоряння, слід перерахувати на паливо з $Q_H = 42\ 700$ кДж/кг.

Щільність – відношення маси палива до займаного ним об'єму (г/см³ або кг/м³). У морській практиці часто використовують відносну густину палива ρ_4^{20} , яка дорівнює відношенню його маси за 20 °С до маси води за 4 °С і за однакового об'єму. За густиною палива можна встановити, до яких сортів воно належить – до легких або важких, а також визначити масу палива в танках за вимірами їхніх об'ємів. Густина дизельного палива зазвичай дорівнює 0,83...0,86, моторного палива – 0,89...0,97, а мазутів – 0,91...1,00.

В'язкість – це властивість рідини чинити опір під час переміщення її частинок під дією зовнішньої сили. Розрізняють в'язкість кінематичну та умовну. Кінематичну в'язкість (с Ст) визначають як відношення динамічної в'язкості до густини палива за тієї ж температури. Умовну в'язкість (°ВУ) визначають відношенням часу витікання 200 мл пального з віскозиметра за температури випробування до часу витікання 200 мл дистильованої води за 20 °С. Умовна в'язкість може виражатися в градусах Енглера (°Е), що набули широкого поширення за кордоном. За кордоном умовну в'язкість, знайдену за допомогою віскозиметра Редвуда, виражають у секундах за Редвудом (с R1).

В'язкість дизельних палив перебуває в межах 1,5... 6,0 сСт при 20 °С; моторних – 20...130 сСт при 50 °С; мазутів – 35...250 сСт при 50 °С. Багато суднових МОД можуть експлуатуватися і на більш в'язких паливах (до 350 сСт $\approx$ 45°ВУ $\approx$ 1400 с R1). Щоб забезпечити якісне розпилювання, важке паливо підігрівають до температури, за якої в'язкість не перевищує 9...36 сСт $\approx$ 1,8...5,0 °ВУ.

Температура застигання – максимальна температура, за якої паливо втрачає властивість плинності. Дистилятні палива мають низьку температуру застигання (–10...–60 °С), тоді як мазути високу (до +10°С). Температура застигання характеризує паливо з точки зору можливості транспортування його по трубах.

					КРМ.142.6222м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура спалаху – мінімальна температура, за якої суміш парів і повітря спалахує під час зіткнення з відкритим полум'ям. Для палив, що застосовуються в суднових дизелях, ця температура дорівнює 61...90°C. Температура спалаху характеризує паливо з точки зору пожежної безпеки під час його зберігання на судні.

Температура самозаймання – мінімальна температура, за якої паливо самозаймається і горить без стороннього джерела запалювання. Температура самозаймання залежить від групового складу палива і фізичних умов середовища, в якому відбувається самозаймання. У палив, що застосовуються в суднових дизелях, за тиску повітря в робочому циліндрі 3,5...4,5 МПа ця температура перебуває в межах 200...250 °C.

Цетанове число (ЦЧ) характеризує якість самозаймання палива і являє собою відсотковий за обсягом вміст цетану $C_{16}H_{34}$ в суміші з α -метилнафталіном $C_{10}H_7CH_3$. Ця суміш за здатністю до самозаймання під час випробування на спеціальному дизелі (зі змінним ступенем стиснення) виявляється еквівалентною випробуваному паливу. Цетан належить до граничних вуглеводнів, що мають високу здатність до самозаймання, тому його цетанове число прийнято рівним 100. Інше еталонне паливо – α -метилнафталін – ароматичний вуглеводень із низькою здатністю до самозаймання. Його цетанове число прийнято рівним нулю. У дизельних палив ЦЧ = 45...60, а у мазутів ЦЧ = 25...40.

Високоцетанові палива призначені переважно для високооборотних дизелів, у яких відводиться значно менше часу для процесу згоряння. Однак цетанове число не повинно перевищувати 60, інакше паливо буде запалюватися до розподілу крапель палива в повітряному заряді, через що збільшиться неповнота згоряння, тобто знизиться економічність дизеля.

Коксівність характеризує схильність палива до нагароутворення на деталях ЦПГ, розпилювачах форсунок, у випускному тракті двигуна. Коксівність палива визначають у приладі Конрадсона та оцінюють у відсотках. Коксівність дистильованих палив зазвичай не перевищує 0,3...0,5 %, а у важких палив вона досягає 10 %.

Домішки в паливі. Зола являє собою окиси металів і солей, що залишаються після переробки нафти. Зольність визначається кількістю твердого залишку, що

					КРМ.142.6222м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

утворюється після згоряння палива. З обважненням фракційного складу зольність палива зростає, що підвищує абразивне зношування деталей ЦПГ. Найбільш шкідливими зольними елементами є п'ятиокис ванадію і окис заліза, які викликають корозію випускних клапанів і деталей ЦПГ. Вміст золи не повинен перевищувати 0,01 % у дизельному і газотурбінному паливі; 0,02...0,06 – у моторному і 0,05...0,12 % у мазутах.

Сірка в паливі – одна з небажаних складових, але її присутність поки що неминуча, оскільки вона міститься в нафті у великій кількості, а способи очищення палива від сірки дуже дорогі. Однією з основних причин корозії втулок циліндрів є продукти згоряння: сірчистий (SO_2) і сірчаний (SO_3) ангідриди. У результаті з'єднання сірчаного ангідриду з парами води, що містяться в продуктах згоряння палива, утворюється агресивна до металів сірчана кислота H_2SO_4 , яка конденсується на дзеркалі втулки циліндра, якщо її температура буде нижчою за температуру точки роси H_2SO_4 . Крім того, продукти згоряння сірки та її сполук збільшують абразивне зношування деталей ЦПГ, що труться.

Основний шлях боротьби з негативними наслідками, спричиненими наявністю сірки в паливі, – застосування високолужних мастил для змащування втулок циліндрів у крейцкопфних дизелях і високолужних циркуляційних мастил у тронкових дизелях. У цьому разі спеціальні присадки в маслі нейтралізують шкідливий вплив сірки. Серйозну увагу слід також приділяти й охолодженню втулок циліндрів, унеможливаючи при цьому конденсацію парів сірчаної кислоти на дзеркалі втулки.

У дизельному паливі вміст сірки обмежується 0,2...0,5 %, у газотурбінному – 1,0...2,5 %, у моторному – 0,5...2,0 %, у мазутах – до 3,5 %. Але в паливах зарубіжного виробництва вміст сірки іноді досягає 4 %, а надалі не відкидається необхідність роботи суднових дизелів і на паливах з більш високим вмістом сірки (до 5...5,5 %).

Вода, особливо морська, також є шкідливою домішкою в паливі, оскільки вводить у циліндр розчинені в ній солі, тобто підвищує інтенсивність зношування деталей ЦПГ і обумовлює електрохімічну корозію плунжерних пар паливних на-

					КРМ.142.6222м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

сосів високого тиску (ПНВТ) і розпилювачів форсунок. Вода ускладнює пуск двигуна і може викликати перебої в його роботі. Тому на суднах у період паливопідготовки воду видаляють, причому найефективнішим способом є сепарація палива.

Вміст води в дизельному паливі стандартами не допускається, у середньов'язких паливах її має бути не більше ніж 0,5 %, а у високов'язких – не більше ніж 1,5 %. Однак використання спеціально приготованої стійкої водопаливної емульсії (ВПЕ), однорідної суміші палива з водою, як показали спеціальні досліді, дає змогу поліпшити процес згоряння важкого палива та знизити його питому витрату. У цьому разі використовують воду без солей, тобто технічний дистилат води.

Механічні домішки в паливі складаються з частинок органічного і неорганічного походження (частинок коксу, пилу, металів, окалини тощо). Механічні домішки забруднюють фільтри, засмічують розпилювальні отвори в розпилювачах форсунок, спричиняють заклинювання плунжерних пар ПНВТ і голок розпилювачів, а також сприяють підвищеному зношуванню тертьових пар паливної апаратури і деталей ЦПГ. Тому на суднах паливо перед його подачею в дизель піддають обробці (сепарація і фільтрація) з метою максимального зниження кількості механічних домішок і повного видалення великих часток.

У стандартах на паливо кількість механічних домішок суворо регламентується. Механічні домішки повинні бути відсутніми в дизельному паливі, не повинні перевищувати 0,05...0,1 % у моторному і 0,8 % у мазутах.

3.2. Дослідження впливу властивостей палива на показники роботи головного судового двигуна 8ДКРН 70/325,6

На судах застосовують різні типи палив які закордоном маркуються як HFO, MDO, MGO.

Паливо типу **Heavy fuel oil** (HFO) – це бункерне пальне чи залишковий мазут. Паливо типу HFO є результатом чи залишком від процесу перегонки сирої нафти. Відповідно до цього HFO забруднене деякими різними хімічними сполуками, включно з ароматичними речовинами, сіркою та азотом, що сприяє підвищенню забруднення відпрацьованих газів у порівнянні з використанням інших мазутів.

					КРМ.142.6222м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Застосування та перевезення на борту суден HFO має декілька екологічних проблем, а саме:

- ризик розливу нафти;
- викид токсичних сполук й твердих частинок, включаючи навіть сажу.

Паливо типу **Marine Diesel Oil** (MDO) – це такий тип мазутів який являє собою певну суміш газойлів та важких типів мазутів, що використовується на морі. Паливо типу MDO досить широко застосовується серед дизельних малооборотних, а також середньооборотних двигунів. Цей вид палива є фактично результатом каталітичного крекінгу.

Паливо типу **Marine Gasoil** (MGO) включає морські види палив, які містять виключно дистиляти. Дистиляти – це усі компоненти сирової нафти, що випаровуються при фракційній перегонці з подальшою конденсацією з газової фази в рідку фракцію. Морський газойль здебільшого складається з суміші різного роду дистилятів. Морський газойль схожий за властивостями з дизельним паливом, але має більш вищу щільність.

Основні властивості зазначених вище палив, які знадобляться для реалізації дослідження, подано у таблиці 3.1. Результати дослідження представлено в табличній (табл. 3.2) та графічній формі (рис. 3.1...3.)

Таблиця 3.1 – Властивості палив типу HFO, MDO, MGO

№ з.п.	Назва параметру	HFO	MDO	MGO
1	Теплота сгорания	40,62125	42,51929	42,64352
2	Цетановое число	20	35	40
3	Плотность	991	900	890
4	Динамическая вязкость	0,011791	0,009669	0,005214
5	Поверхностное натяжение	0,025	0,031	0,031
6	Молярная масса	270	240	235
7	Температура топлива в форсунке	140	50	50
8	Углерод	89	86,13	86,427
9	Водород	9	12,474	12,573
10	Кислород	1	0,396	0
11	Сера	1	1	1

Таблиця 3.2 – Дослідження впливу властивостей палива на показники роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6 за різних моделей визначення характеристик тепловиділення (за методом Вібе та методикою Разлейцева)

Назва параметру	Разлейцев HFO	Разлейцев MDO	Разлейцев MGO	Wiebe HFO	Wiebe MDO	Wiebe MGO
Brake power, kW	29122,83	29122,66	29122,41	29122,85	29122,89	29122,30
crank speed	83	83	83	83	83	83
Air excess ratio	1,75	1,72	1,72	1,77	1,73	1,74
Fuel mass per cycle, g	139,55	133,08	132,67	137,99	132,34	131,01
Friction power, kW	1687,52	1688,77	1690,95	1691,59	1691,90	1691,53
Brake torque, N*m	3350633,4	3350613,0	3350585,2	3350635,2	3350640,2	3350572,3
Brake mep, kPa	2100,13	2100,12	2100,10	2100,13	2100,14	2100,09
Friction mep, kPa	121,69	121,78	121,94	121,99	122,01	121,98
Brake efficiency, %	46,42	46,51	46,52	46,95	46,77	47,10
Mechanical efficiency, %	94,52	94,52	94,51	94,51	94,51	94,51
Brake sfc, g/(kW*h)	190,91	182,05	181,49	188,78	181,04	179,22
Gross indicated power, kW	30810,36	30811,43	30813,36	30814,43	30814,79	30813,83
Net indicated power, kW	30810,36	30811,43	30813,36	30814,43	30814,79	30813,83
Indicated efficiency, %	49,11	49,20	49,22	49,67	49,48	49,84
Indicated sfc, g/(kW*h)	180,45	172,07	171,53	178,41	171,10	169,38
Volumetric efficiency, %	55,38	55,46	55,64	55,50	55,52	55,57
Residual gases fraction, %	0,84	1,09	0,78	0,62	0,80	0,82
Scavenging factor	1,96	1,96	2,01	2,02	2,03	2,01
Crank radius, mm	1628	1628	1628	1628	1628	1628
Maximum pressure p _z , kPa	17006,43	17024,44	17055,79	17065,03	17069,54	17064,26
Maximum temperature T _z , deg. C	1621,72	1602,37	1601,71	1505,92	1482,58	1500,98
Maximum temperature in the burned gases zone T _z .burned, deg. C	2770,76	2688,72	2694,13	2782,26	2702,60	2698,12
Maximum temperature in the fresh charge zone T _z .fresh, deg. C	619,21	619,41	627,22	625,97	626,54	626,94
Firing pressure p _c , kPa	11053,87	10564,57	10767,14	11483,64	11393,05	11571,00
Firing temperature T _c , deg. C	795,40	786,18	797,44	808,66	807,98	811,49
Exhaust oppening pressure p _b , kPa	1357,66	1358,60	1365,12	1379,89	1386,69	1375,16
Exhaust oppening temperature T _b , deg. C	1275,21	1261,60	1267,14	1250,09	1245,12	1233,69
Intake pressure p _{int} , kPa	100,53	100,53	100,50	100,50	100,50	100,50
Ambient temperature t ₀ , deg. C	20	20	20	20	20	20
Outlet compressor pressure p _k , kPa	427,13	427,13	427,13	427,13	427,13	427,13
Outlet compressor temperature	186,15	186,15	186,15	186,15	186,15	186,15

t_k, deg. C						
Receiver average pressure p_s, kPa	424,95	424,95	424,95	424,95	424,95	424,95
Receiver average temperature t_s, deg. C	41,91	41,91	41,84	41,83	41,82	41,84
Exhaust manifold average pressure p_t, kPa	368,07	368,73	373,18	371,84	371,62	372,50
Exhaust manifold average temperature t_t, deg. C	422,90	415,27	411,62	409,64	403,91	401,73
Pressure losses at the intake receiver due to friction, kPa	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Pressure at the turbine outlet p_zt, kPa	110,43	110,41	111,00	111,45	111,50	111,34
Temperature at the turbine outlet t_zt, deg. C	260,47	254,38	250,77	250,09	245,85	243,71
Combustion start, c.a.d.	176,1	174,3	174,5	177,6	177,1	178,1
Duration of combustion, c.a.d.	99,31	102,78	92,19	63,83	66,49	61,13
Maximum pressure rise rate, kPa/c.a.d.	1095,59	688,61	704,59	683,61	681,19	688,01
Duration of injection, c.a.d.	31	30	30	30	30	30
Injection start, c.a.d.	173,2	173,5	173,9	175,1	176,4	177,6
Sauter average droplet size, mcm	27,63	27,78	25,32	28,49	28,22	25,78
Ignition delay, c.a.d.	2,86	0,77	0,54	2,44	0,67	0,49
Average injection pressure, kPa	95,57	95,97	96,45	91,82	92,68	91,85
Incylinder CO concentration at exhaust opening [CO], ppm	775,45	583,17	105,32	6221,04	6136,36	6095,90
Exhaust manifold CO concentration [CO]exh, ppm	394,76	297,68	52,33	3072,98	3021,70	3027,43
Incylinder NO concentration at exhaust opening [NO], ppm	1525,20	1521,38	1537,63	1382,45	1411,14	1399,91
Exhaust manifold NO concentration [NO]_exh, ppm	776,43	776,60	764,07	682,88	694,88	695,24
Specific NOx amount at exhaust gases g_NO, g/(kW h)	7,14	7,14	7,22	6,71	6,85	6,81
Intake valves/ports mass flow, G_int, kg/s	70,75	70,66	72,84	73,10	73,35	72,81
Exhaust valves/ports mass flow, G_exh, kg/s	70,91	70,81	72,99	74,62	74,81	74,25
Turbine mass flow, G_t, kg/s	70,83	70,74	72,94	74,57	74,76	74,20
Cylinder head wall av. temperature, deg. C	217,93	216,82	218,96	213,67	212,97	212,98
Piston wall av. temperature (firing side), deg. C	293,61	291,87	295,34	287,30	286,16	286,23
Piston wall av. temperature (cooled side), deg. C	194,88	193,98	195,77	191,63	191,04	191,08
Cylinder liner wall av. temperature, deg. C	115,25	114,98	117,51	116,74	116,56	116,39
Receiver wall av. temperature, deg. C	51,50	51,51	51,43	51,42	51,41	51,43

					КРМ.142.6222м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Exhaust manifold wall av. temperature, deg. C	416,15	408,76	407,66	405,76	400,03	397,95
Incyylinder resulting temperature, deg. C	848,91	841,81	858,79	833,63	828,02	829,52
Exhaust manifold resulting temperature, deg. C	422,66	415,06	411,48	409,44	403,66	401,61
Incyylinder resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Exhaust manifold resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	0,11	0,11	0,18	0,18	0,18	0,18
Actual compression ratio	9,94	9,94	9,94	9,94	9,94	9,94
Compressor power, kW	12088,64	12073,37	12445,90	12489,07	12531,83	12439,60
Turbine power, kW	12082,13	12071,91	12439,68	12481,42	12527,51	12428,47
Compressor adiabatic efficiency, %	88	88	88	88	88	88
Supercharger pressure increase ratio	3,33	3,34	3,36	3,33	3,33	3,34
Redused sacond stage turbine flow, kg/s*K ^{0.5} /kPa	5,08	5,03	5,11	5,24	5,23	5,17
Turbine efficiency (includes mechanical losses in turbo-charger), %	84	84	84	84	84	84
Supercharger pressure increase ratio	4,25	4,25	4,25	4,25	4,25	4,25
Turbine equivalent flow area, sq. mm	127000	126500	128500	131000	131500	130000
Fuel burned released heat Q _{fuel} , kW	62105,79	61991,66	61981,38	61967,53	62210,97	61758,01
Heat conducted to cylinder walls and rejected to cooling water, kW	1238,60	1232,34	1380,25	1370,84	1364,69	1363,08
Friction heat rejected to cooling water, kW	843,76	844,39	845,47	845,79	845,95	845,77
Total heat, rejected to cooling water Q _w , kW	2082,36	2076,73	2225,72	2216,63	2210,64	2208,85
Heat conducted to cylinder walls and rejected to oil, kW	303,73	298,84	299,81	291,99	289,21	287,84
Friction heat rejected to oil, kW	843,76	844,39	845,47	845,79	845,95	845,77
Total heat rejected to oil, Q _{oil} , kW	1147,49	1143,22	1145,29	1137,78	1135,16	1133,60
Heat, rejected in charge air cooler Q _{cac} , kW	10975,98	10962,11	11300,35	11339,55	11378,37	11294,63
Exhaust gases heat, Q _{eg} , kW	18619,08	18533,00	18813,50	19154,31	19282,54	18961,81
Exhaust manifold cooling, Q _{exh} , kW	22,32	21,89	21,69	21,54	21,19	21,88
Receiver cooling, Q _{res} , kW	-183,52	-183,52	-183,56	-183,57	-183,57	-183,56
Total heat, Q _{sum} , kW	62147,06	62041,66	62806,31	63168,57	63330,04	62915,50

					КРМ.142.6222м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

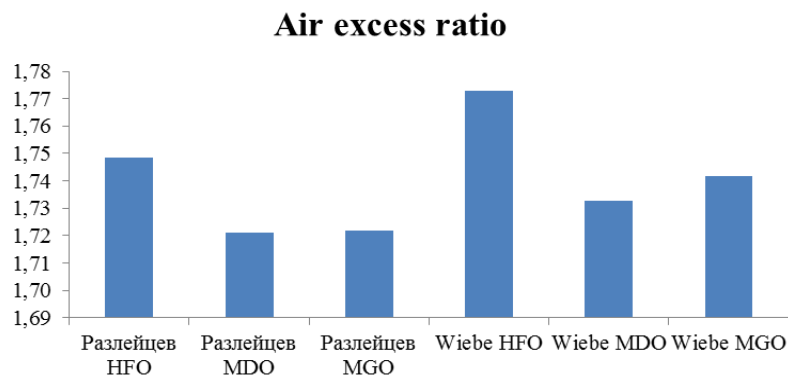
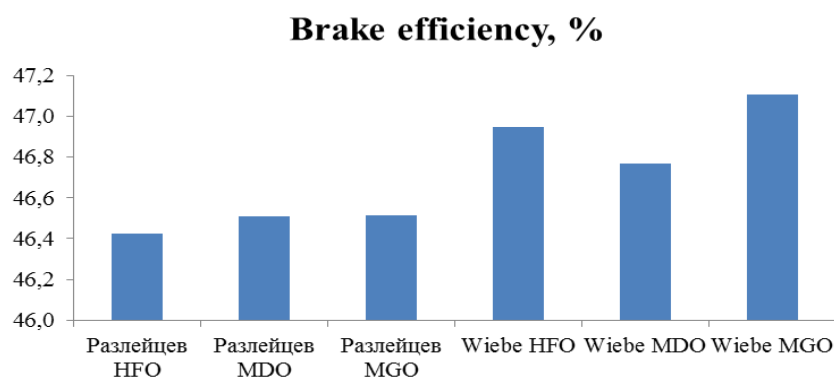
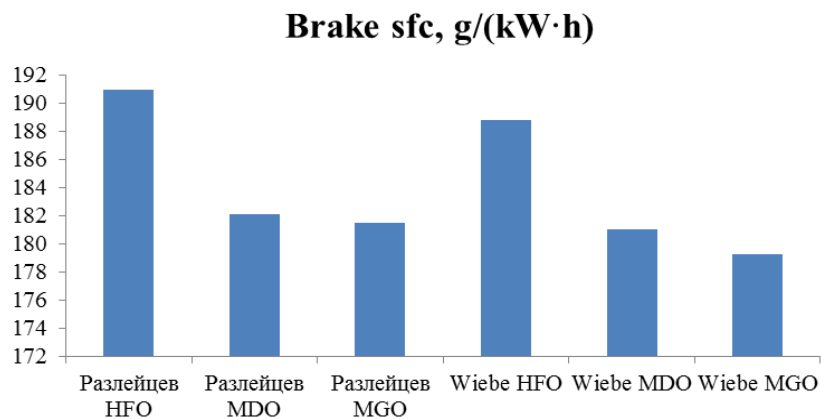


Рисунок 3.1 – Порівняння впливу властивостей палива на коефіцієнт надлишку повітря двигуна 8ДКРН 70/325,6 за різних моделей визначення характеристик тепловиділення (за методом Вібе та методикою Разлейцева)



a



б

Рисунок 3.2 – Порівняння впливу властивостей палива на ефективні показники роботи двигуна 8ДКРН 70/325,6 за різних моделей визначення характеристик тепловиділення (за методом Вібе та методикою Разлейцева):

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

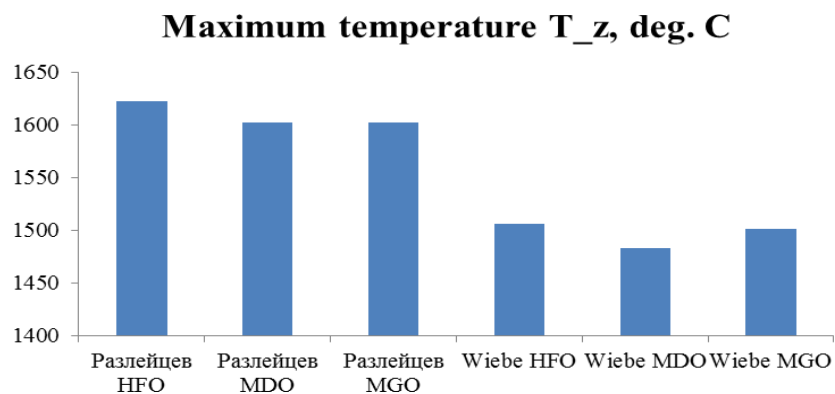
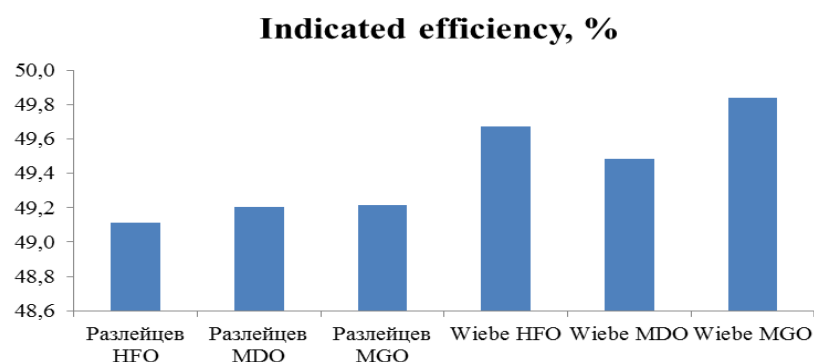
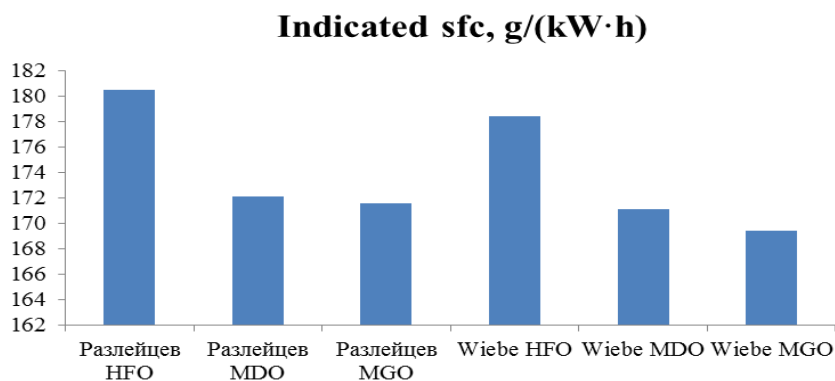


Рисунок 3.3 – Порівняння впливу властивостей палива на значення максимальної температури двигуна 8ДКРН 70/325,6 за різних моделей визначення характеристик тепловиділення (за методом Вібе та методикою Разлейцева)



a



б

Рисунок 3.4 – Порівняння впливу властивостей палива на індикаторні показники роботи двигуна 8ДКРН 70/325,6 за різних моделей визначення характеристик тепловиділення (за методом Вібе та методикою Разлейцева):

a – індикаторний ККД; *б* – індикаторна витрата палива

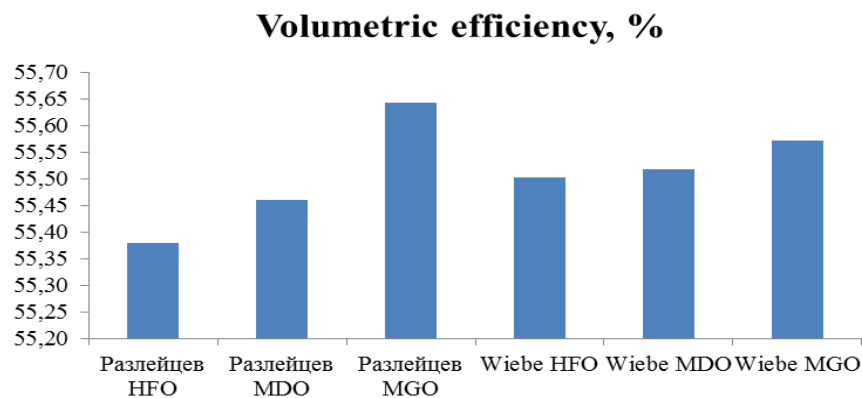


Рисунок 3.5 – Порівняння впливу властивостей палива на значення об'ємної ефективності двигуна 8ДКРН 70/325,6 за різних моделей визначення характеристик тепловиділення (за методом Вібе та методикою Разлейцева)

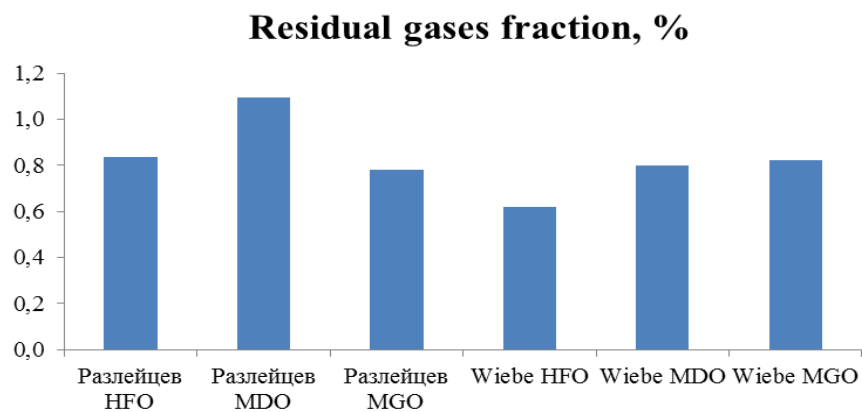


Рисунок 3.6 – Порівняння впливу властивостей палива на значення фракцій залишкових газів двигуна 8ДКРН 70/325,6 за різних моделей визначення характеристик тепловиділення (за методом Вібе та методикою Разлейцева)

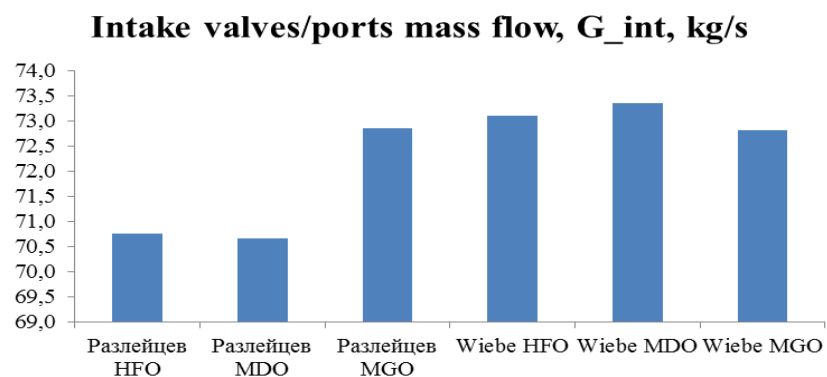


Рисунок 3.7 – Порівняння впливу властивостей палива на значення масової витрати впускних вікон двигуна 8ДКРН 70/325,6 за різних моделей визначення характеристик тепловиділення (за методом Вібе та методикою Разлейцева)

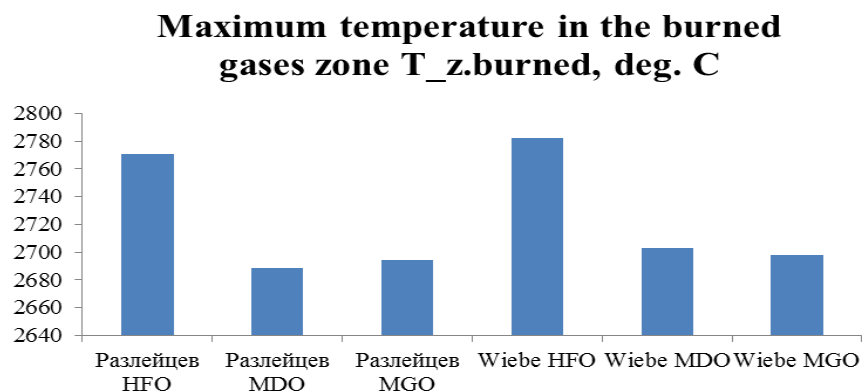


Рисунок 3.8 – Порівняння впливу властивостей палива на значення максимальної температури циліндра для зони спалених газів двигуна 8ДКРН 70/325,6 за різних моделей визначення характеристик тепловиділення (за методом Вібе та методикою Разлейцева)

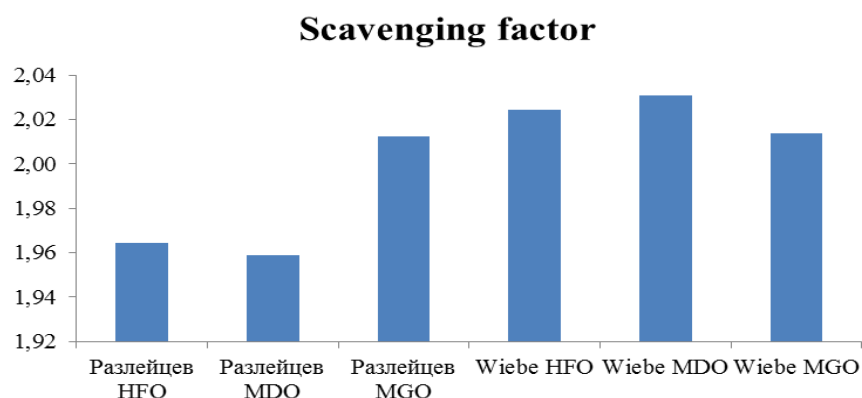


Рисунок 3.9 – Порівняння впливу властивостей палива на значення продувки циліндра двигуна 8ДКРН 70/325,6 за різних моделей визначення характеристик тепловиділення (за методом Вібе та методикою Разлейцева)

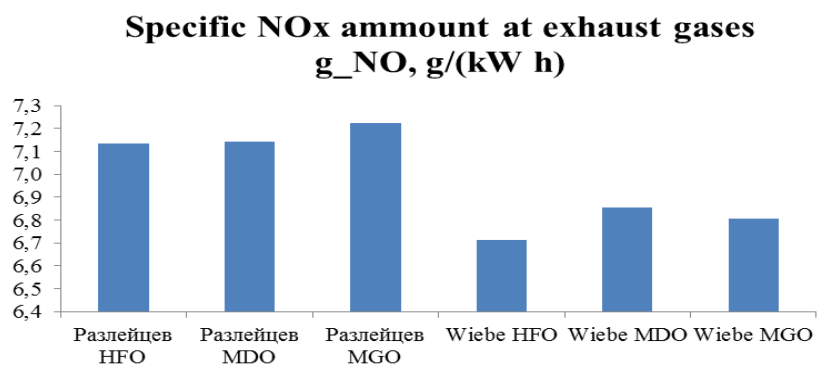


Рисунок 3.10 – Порівняння впливу властивостей палива на значення викидів NO_x двигуна 8ДКРН 70/325,6 за різних моделей визначення характеристик тепловиділення (за методом Вібе та методикою Разлейцева)

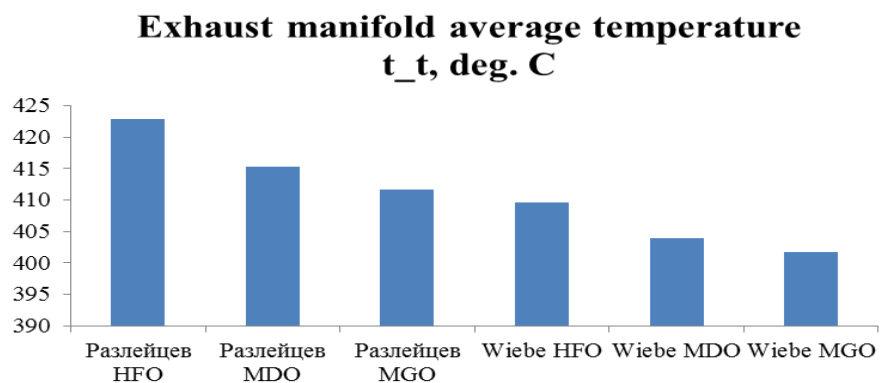
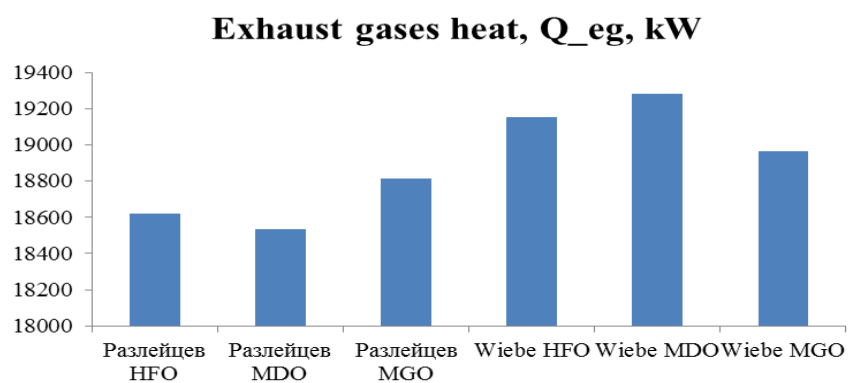
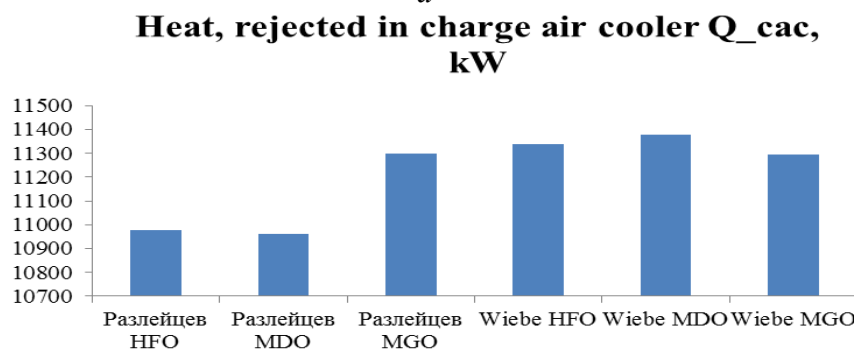


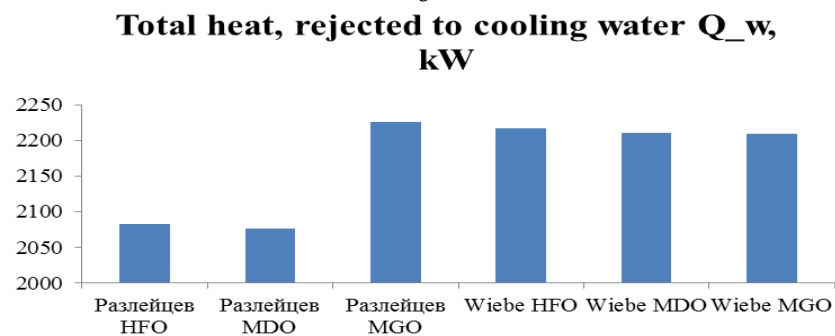
Рисунок 3.11 – Порівняння впливу властивостей палива на значення температури випускного колектора двигуна 8ДКРН 70/325,6 за різних моделей визначення характеристик тепловиділення (за методом Вібе та методикою Разлейцева)



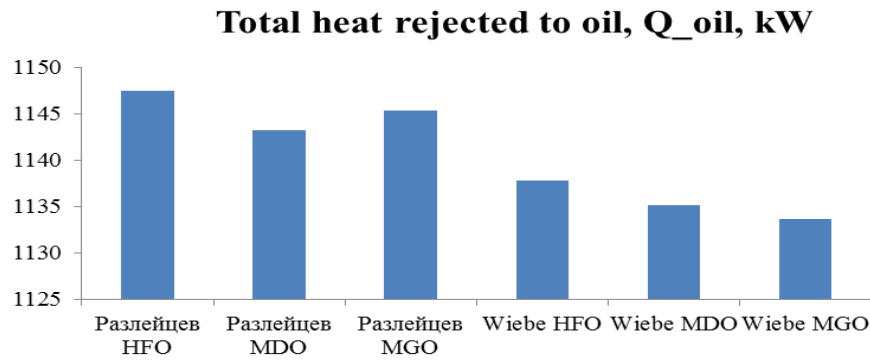
a



б



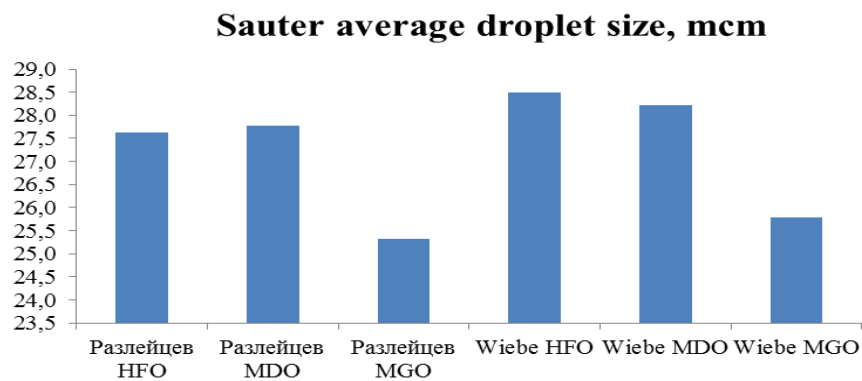
в



z

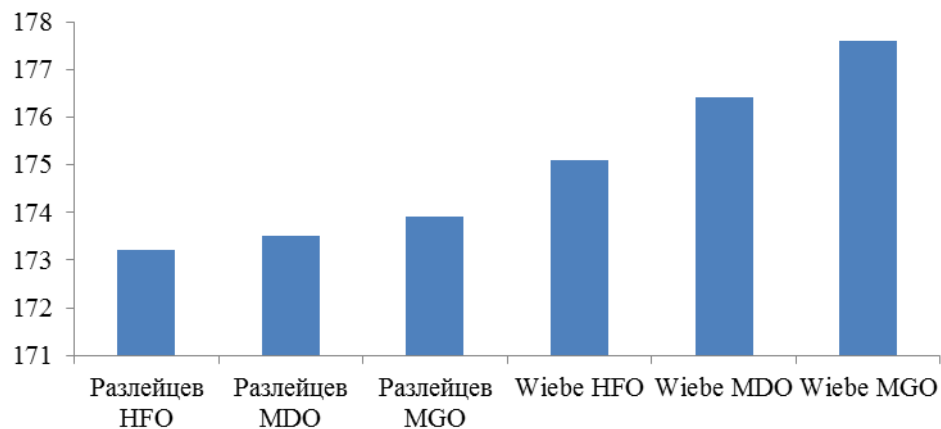
Рисунок 3.12 – Порівняння впливу властивостей палива на показники роботи двигуна 8ДКРН 70/325,6 за різних моделей визначення характеристик тепловиділення (за методом Вібе та методикою Разлейцева):

a – тепло, що втрачається з вихлопними газами; b – відведене тепло від наддувального повітря; $в$ – загальна кількість тепла, відведеного охолоджуючою водою; z – загальна кількість тепла, відведена у масло



a

Injection start, c.a.d.



b

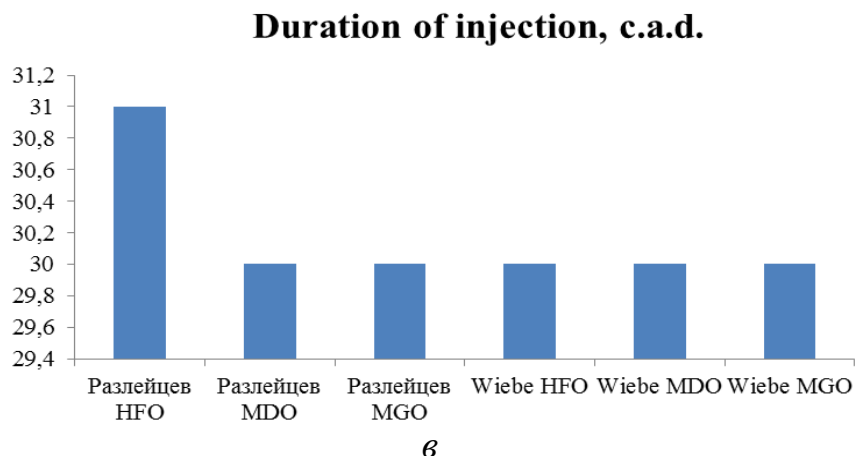


Рисунок 3.13 – Порівняння впливу властивостей палива на показники паливоподачі за різних моделей визначення характеристик тепловиділення:
a – середній розмір діаметру крапель палива; *б* – кут початку впорскування палива; *в* – тривалість впорскування палива

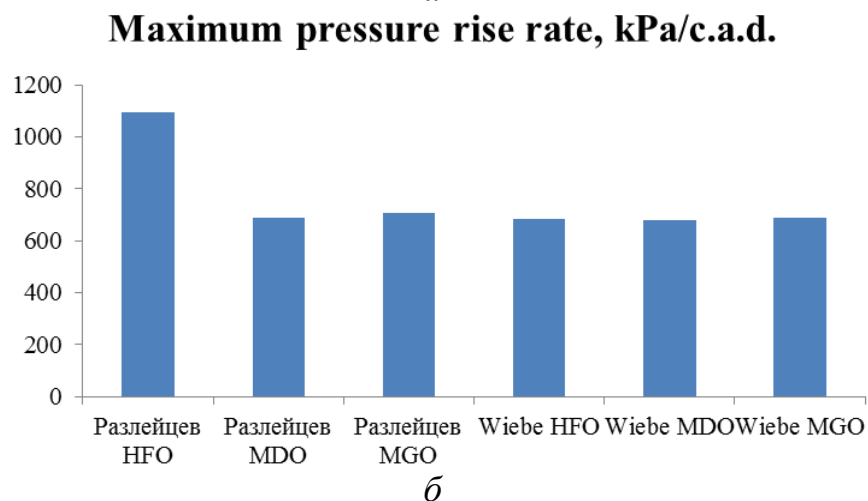
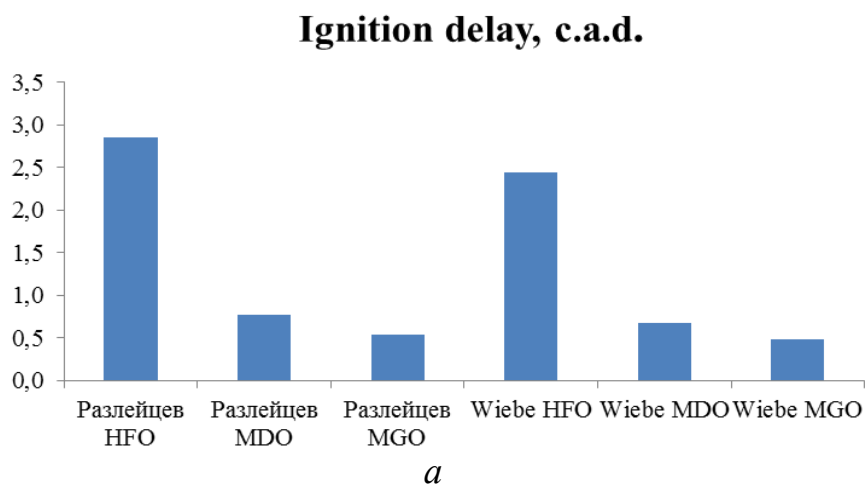
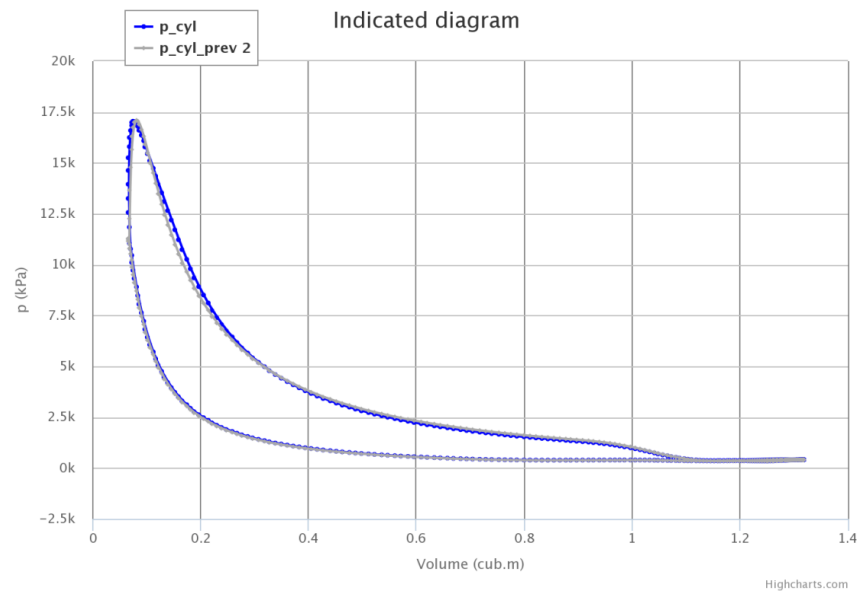
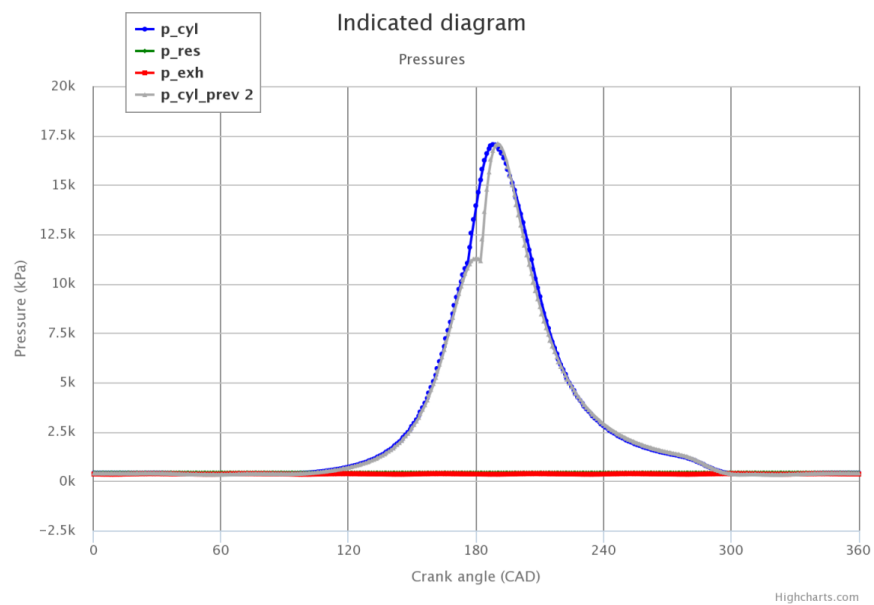


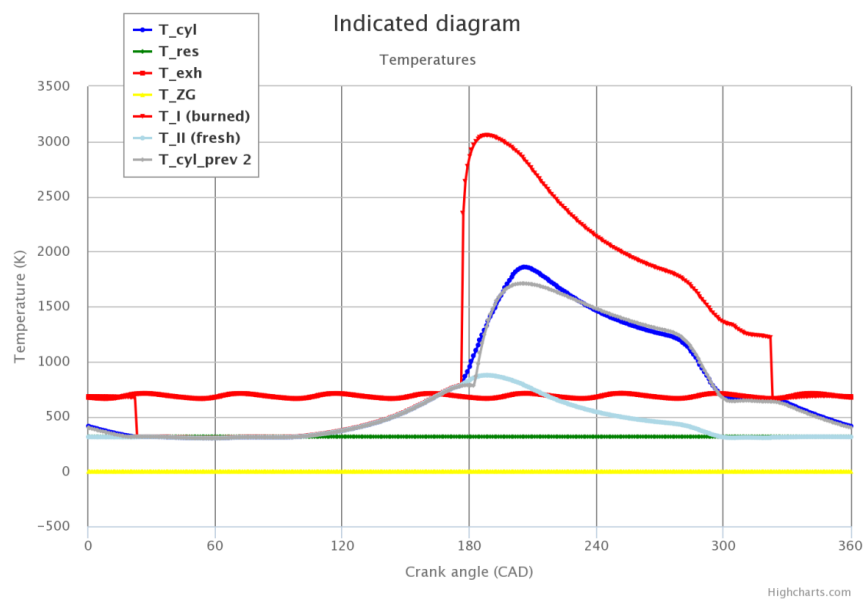
Рисунок 3.14 – Порівняння впливу властивостей палива на показники процесу згоряння за різних моделей визначення характеристик тепловиділення:
a – затримки займання; *б* – максимальна швидкість підвищення тиску



a



б



в

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.14.03.ПЗ

Аркуш

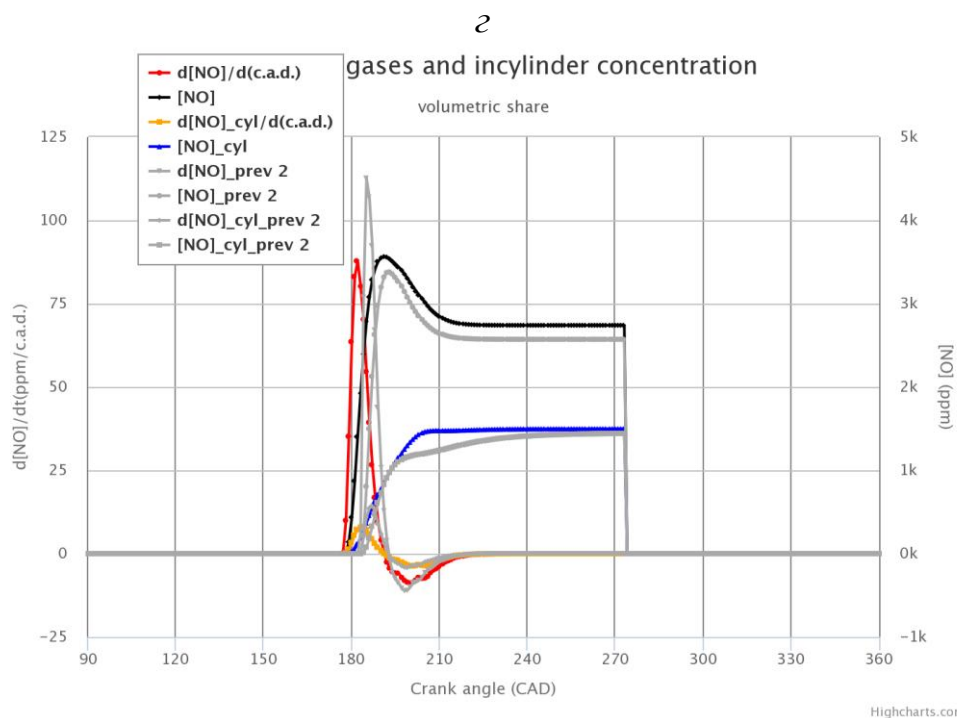
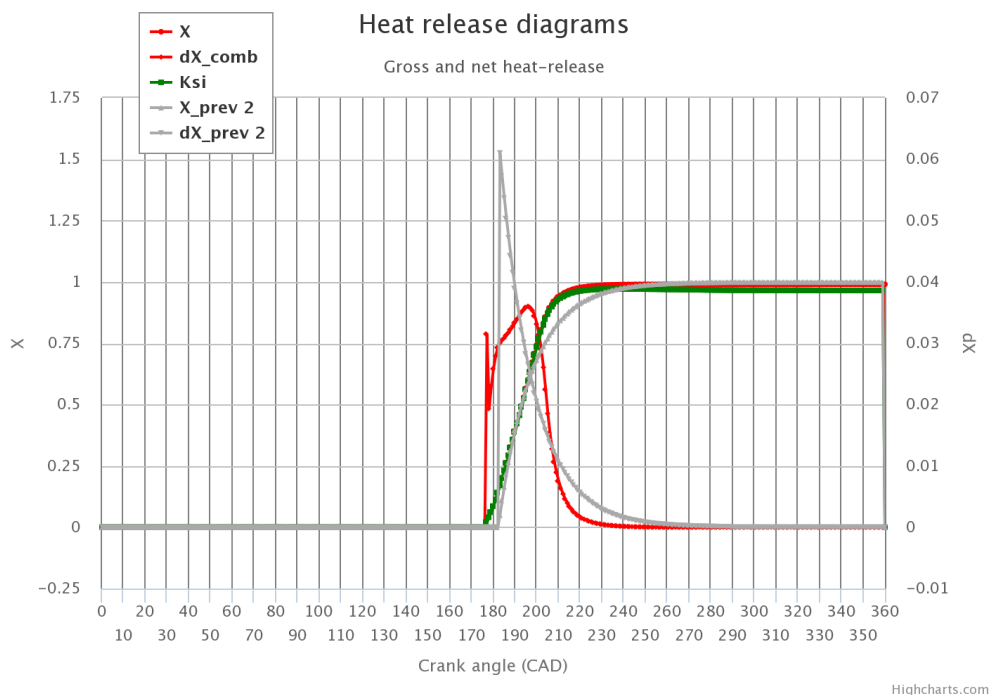
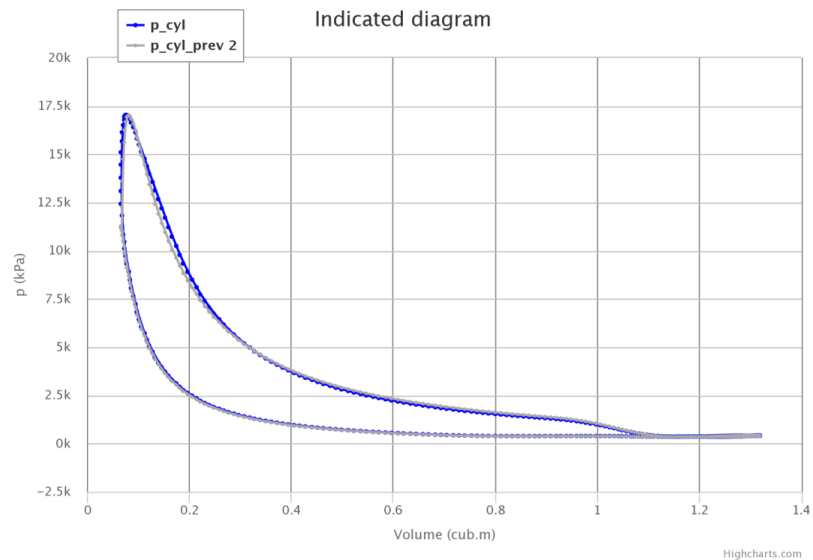
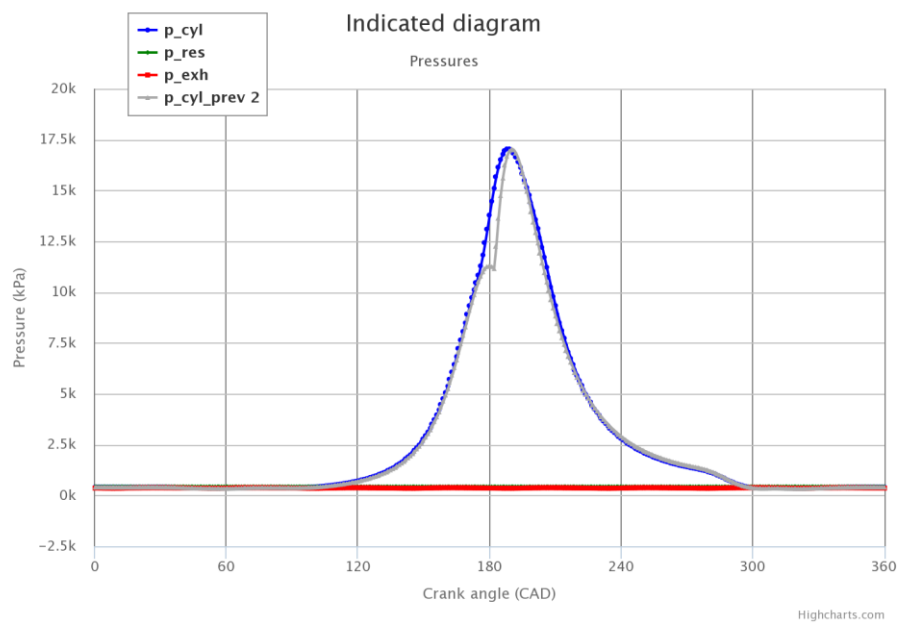


Рисунок 3.15 – Порівняння діаграми процесу згоряння двигуна 8ДКРН 70/325,6 для палива НФО:

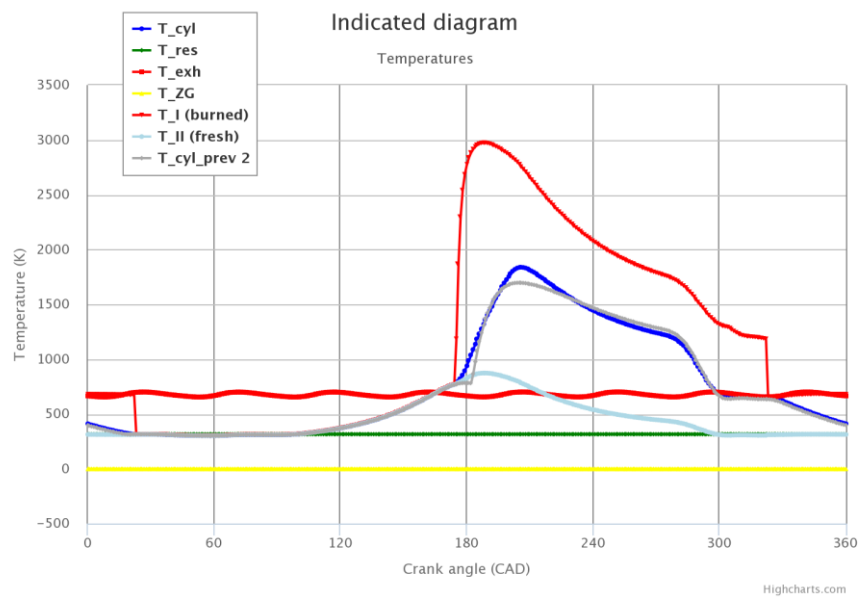
а – згорнута індикаторна діаграма; *б* – розгорнута індикаторна діаграма; *в* – діаграма залежності температури від кута повороту колінчастого валу; *г* – залежність тепловиділення від кута повороту колінчастого валу; *д* – залежність викидів NO від кута повороту колінчастого валу



a



б



в

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.14.03.ПЗ

Аркуш

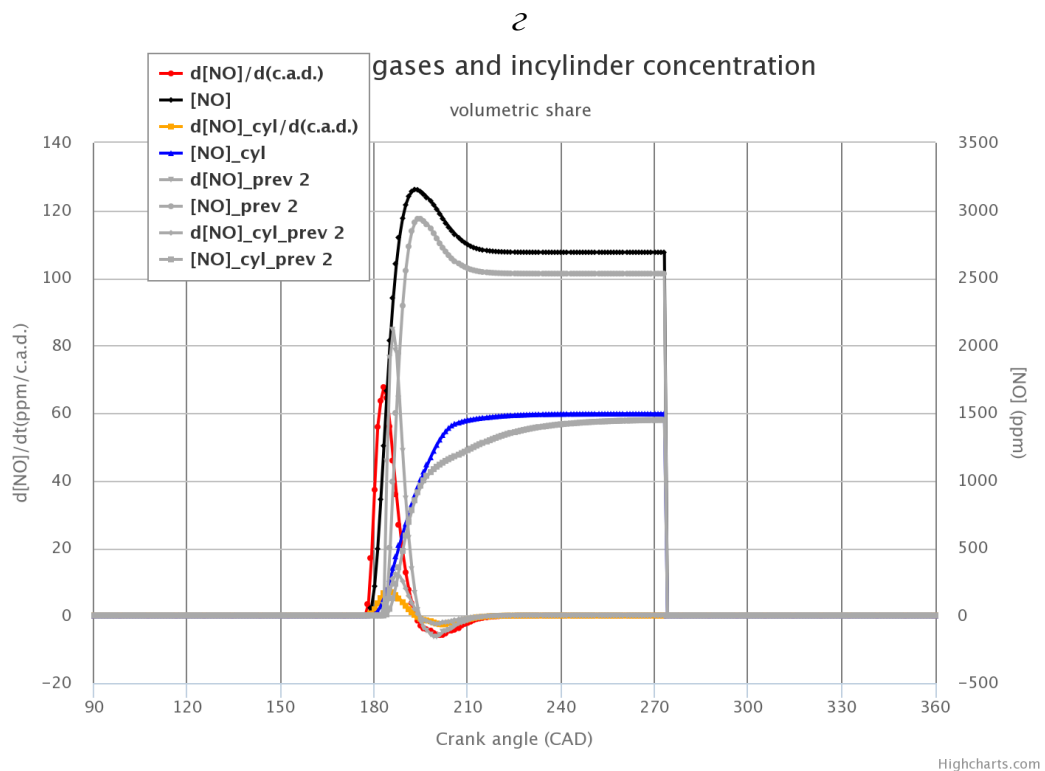
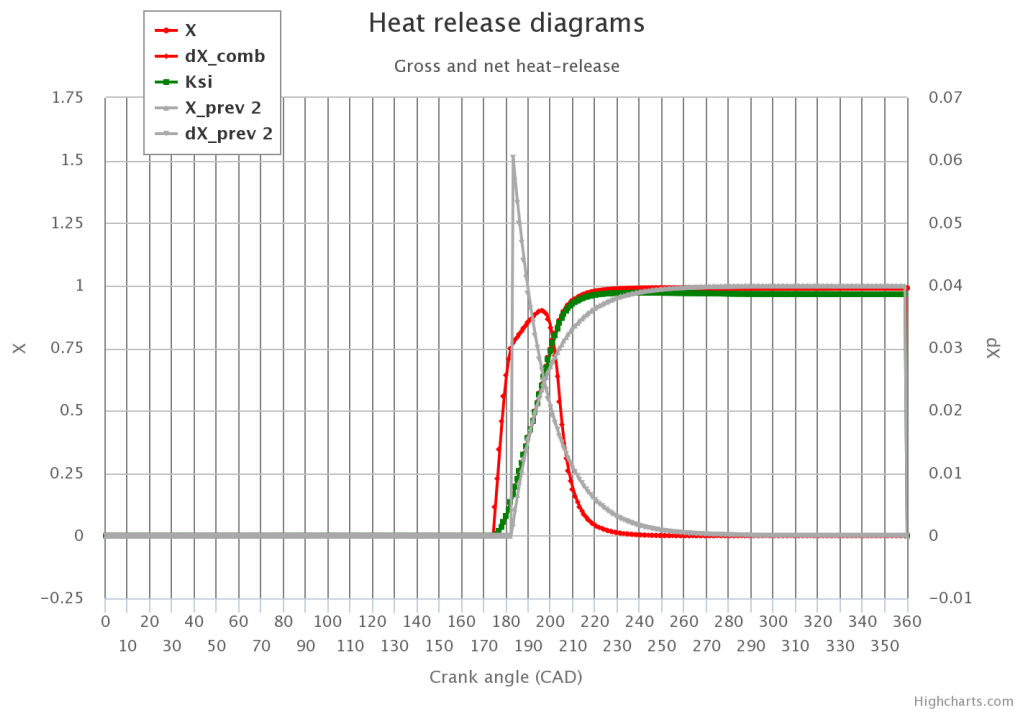
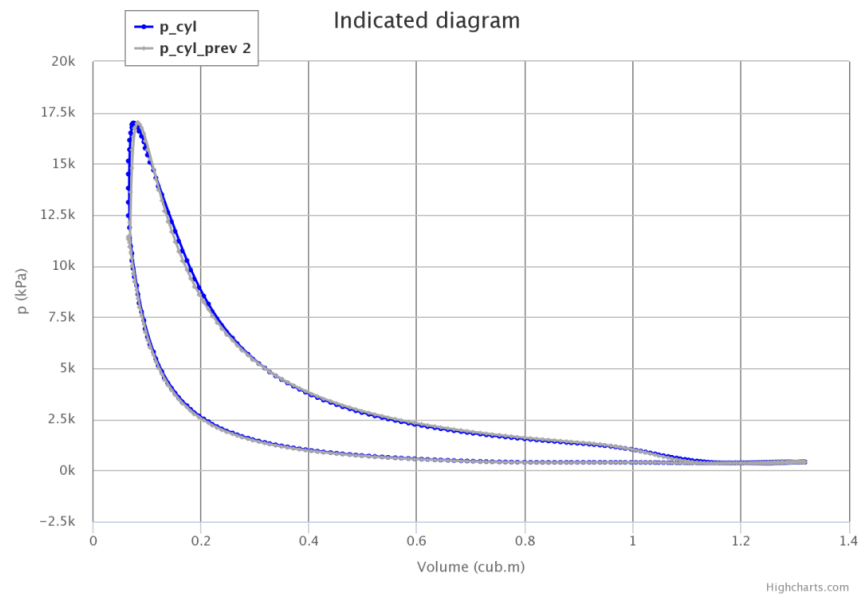
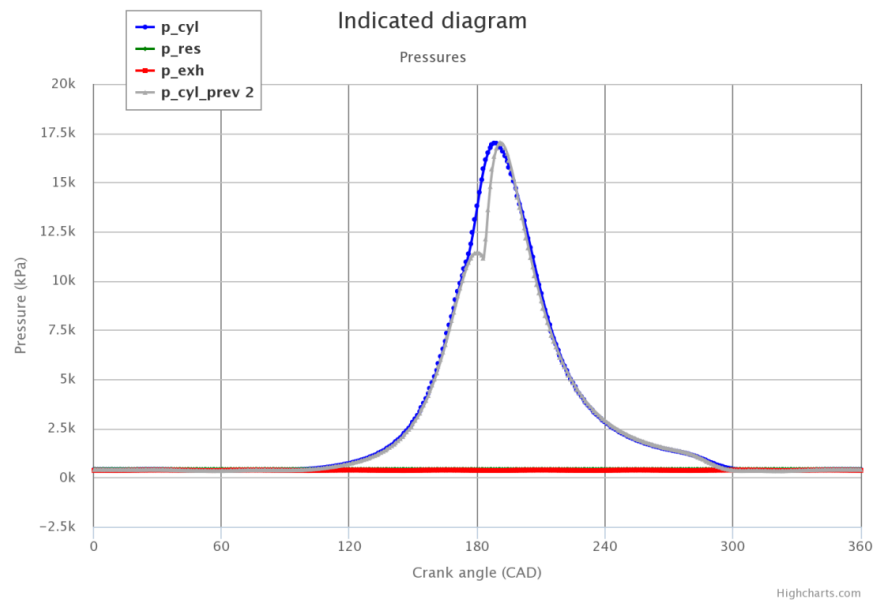


Рисунок 3.16 – Порівняння діаграми процесу згоряння двигуна 8ДКРН 70/325,6 для палива MDO:

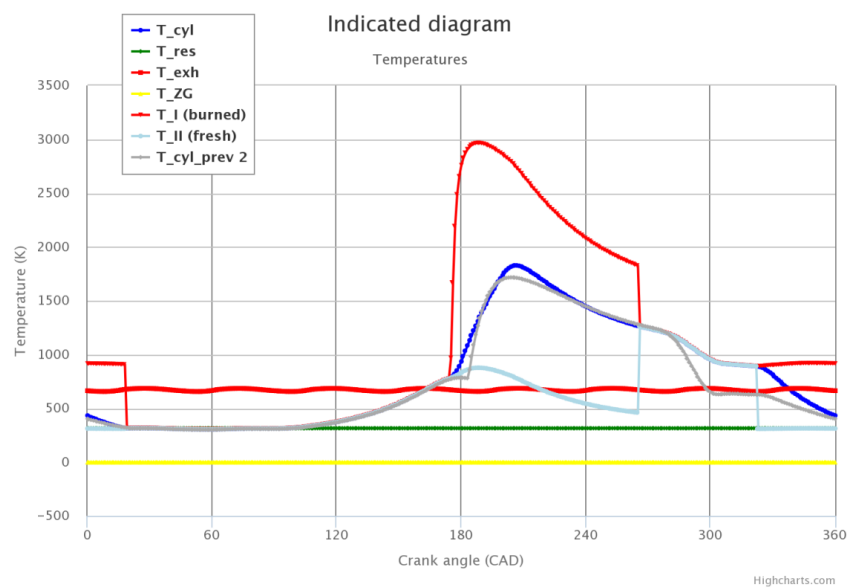
a – згорнута індикаторна діаграма; *б* – розгорнута індикаторна діаграма; *в* – діаграма залежності температури від кута повороту колінчастого валу; *г* – залежність тепловиділення від кута повороту колінчастого валу; *д* – залежність викидів NO від кута повороту колінчастого валу



a



б



в

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.14.03.ПЗ

Аркуш

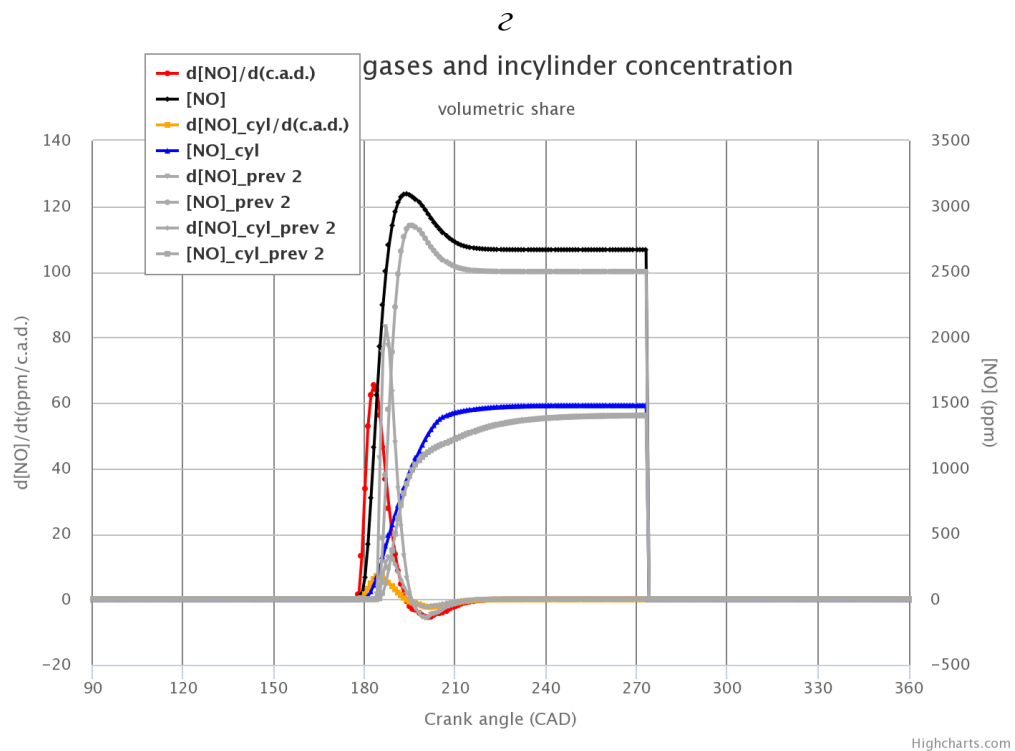
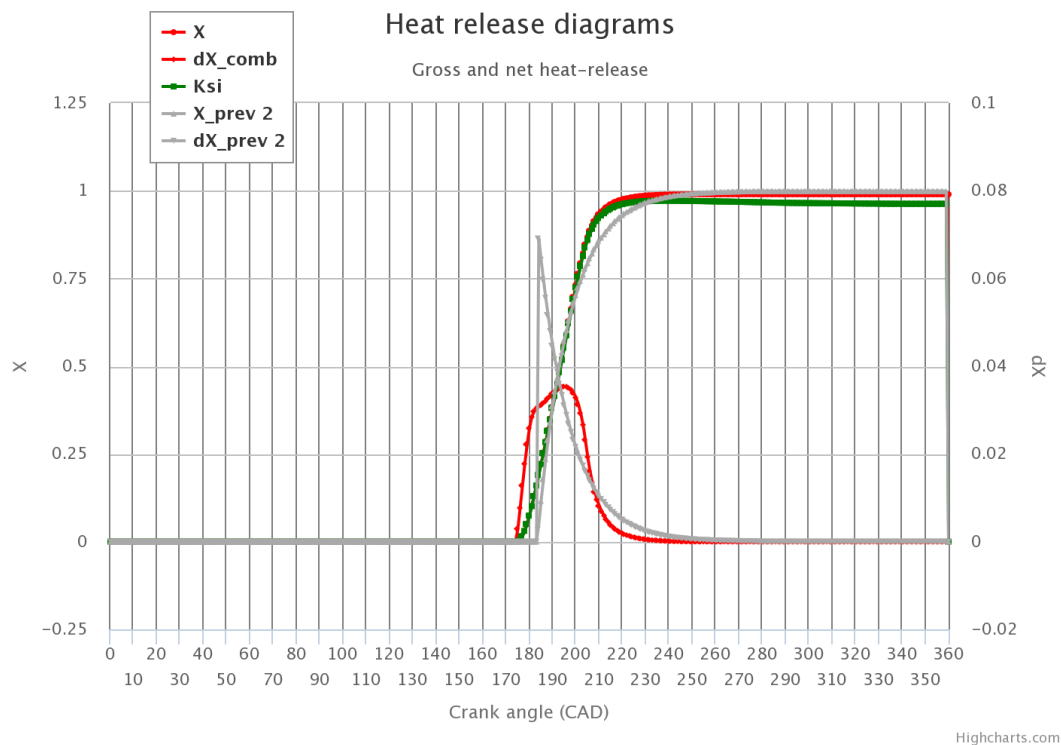


Рисунок 3.17 – Порівняння діаграми процесу згоряння двигуна 8ДКРН 70/325,6 для палива MGO:

a – згорнута індикаторна діаграма; *б* – розгорнута індикаторна діаграма; *в* – діаграма залежності температури від кута повороту колінчастого валу; *г* – залежність тепловиділення від кута повороту колінчастого валу; *д* – залежність викидів NO від кута повороту колінчастого валу

3.3. Висновок до розділу

У розділі магістерської роботи проведено аналіз основних властивостей та характеристик палив для двигунів внутрішнього згоряння, виділено основні вимоги, що висуваються саме до палив суднових дизелів.

Виконано дослідження впливу властивостей палива типу HFO, MDO, MGO на показники роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6 за різних моделей визначення характеристик тепловиділення (за методом Вібе та методикою Разлейцева).

При використанні методу Вібе з метою входження у обмеження за максимальним тиском та температурою, для виконання розрахунків було закладено більш пізній кут впорскування палива. Виконані розрахунки показали, що при використанні методу Вібе, середній діаметр крапель палива, що впорскується у робочий циліндр двигуна, у порівнянні з методикою Разлейцева, є збільшеним, що, таким чином, напряду впливає на сам процес згорання.

Також, потрібно зазначити, що при використанні методу Вібе значна частка тепла втрачається з випускними газами. Таким чином, використання методики Разлейцева забезпечує більш точне моделювання робочого процесу двигуна, завдяки кращому розрахунку моделі впорскування циклової дози палива та процесу горіння в циліндрі дизеля.

Аналізуючи використання у двигуні 8ДКРН 70/325,6 різних видів палива – HFO, MDO, MGO, можна зробити узагальнюючі висновки:

– при використанні на двигуні палива типу HFO спостерігається найбільша затримка запалювання, найбільш висока температура випускного колектору й найвища витрата палива головним двигуном, що робить використання цього палива менш ефективним з точки зору енергоперетворення;

– за умов застосування на двигуні палива типу MDO при розрахунках за обома методиками отримано майже однакові значення характеристик роботи дизеля 8ДКРН 70/325,6 та найбільш оптимальні значення питомої витрати палива й шкідливих викидів з ВГ;

					КРМ.142.6222м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– використання палива типу MGO дає максимальні переваги від застосування у якості пального для дизелів тому, що спостерігається найменша витрата палива, мінімальний середній діаметр крапель розпорошеного пального та найвищий ефективний ККД двигуна.

					<i>КРМ.142.6222м.14.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ, ЩОДО ОБРАННЯ ВИДУ ПАЛИВА ДЛЯ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ДКРН 70/325,6

4.1. Постановка проблеми

На судах морського та річкового флоту дизельні двигуни є основним джерелом енергії в суднових енергетичних установках, виконуючи функції як головних, так і допоміжних. На доступну для огляду та аналізу перспективу, за оцінками багатьох світових фахівців, таке домінуюче становище на флоті зберігатиметься і далі.

При цьому витрати на паливо на судні становлять понад 60 % від усіх наявних експлуатаційних витрат. Таким чином, конкурентоспроможність транспортних перевезень по мірою у значній мірі обумовлюється кількістю та вартістю використовуваного за рейс палива.

Ціна на низькоякісні важкі суднові палива значно нижча за ціну дизельних дистилятних палив. Це відкриває перспективи для його широкого використання дешевих низькоякісних важких палив на морському і річковому флоті в Україні та за кордоном.

Однак важкі суднові палива відрізняються від дистилятних значно підвищеним вмістом високомолекулярних сполук. Практичний досвід експлуатації судових дизелів різної потужності та конструкції показав, що з обважненням фракційного складу судового палива значно погіршуються екологічні, енергетичні та ресурсні показники самого двигуна.

Основною причиною значного погіршення робочих характеристик дизеля є неповнота та несвоєчасність процесу згоряння. Особливо чітко це проявляється при підвищенні частоти обертання колінчастого вала (при зміні навантаження).

Таким чином, метою розділу є аналіз та розрахунок економічної доцільності від використання на судовому малообертовому дизельному двигуні певного типу палива – HFO, MDO або MGO.

					КРМ.142.6222м.14.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.2. Визначення економічної доцільності від застосування різних видів палива для головного суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6

У таблиці 4.1 подано основні техніко-економічні показники головного суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6 виробництва фірми MAN при застосуванні палива виду HFO та MDO.

Паливо типу MGO при оцінці економічної доцільності не розглядається з огляду на значно вищу вартість за тону порівнюючи з іншими видами палива.

Таблиця 4.1 – Основні техніко-економічні показники головного суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6 виробництва фірми MAN при застосуванні палива виду HFO та MDO

Найменування показників	Позначення	Розмірність	HFO	MDO
Потужність	Ne	кВт	29122,83	29122,66
Частота обертання	n	хв ⁻¹	83	83
Діаметр циліндра	D	м	0,7	0,7
Хід поршня	S	м	3,1256	3,256
Питома витрата палива	g _e	кг/кВт·год	0,19091	0,18205
Механічний ккд	η _м	–	0,94	0,94
Питома витрата масла	g _м	кг/кВт·год	0,0019091	0,0019091
Вага	G	кг	655000	655000
Габарити	L	м	10,9	14,077
	B	м	9,084	5,41
	H	м	14,02	15,336
Ціна двигуна	Ц	грн	825250000	825250000
Ціна палива	Ц _п	грн/кВт·год	5,10573256	5,292151163
Ціна масла	Ц _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 _п	–	0,95	0,95
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	K _{к.р}	–	0,32	0,3
Час безперервної роботи	t _{н.р}	год	17000	18000
Ресурс двигуна до першого перебирання	t _{пер}	год	30000	30000
Ресурс двигуна до капітального ремонту	t _{к.р}	–	0,15	0,15

Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	Е	кВт	17000	18000
--	---	-----	-------	-------

Оцінка економічного ефекту від застосування різних видів палива для головного суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6 виконана у табличній формі – табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Розрахунки економічної доцільності від застосування палива виду HFO та MDO на головному судновому двигуні 8ДКРН 70/325,6 виробництва фірми MAN

Найменування	Позначення	Спосіб визначення	HFO	MDO
Річна продуктивність	N, кВт·год в рік	$N = K_{\Pi} \cdot N_{\varepsilon} \cdot t$	186750147,4	186749057,3
Термін служби	T, рік	$T = \frac{t_{xp}}{t}$	4,44	4,44
Річні поточні витрати на паливо	З _п , грн	$З_n = N \cdot \Pi_n \cdot g_{\varepsilon}$	182031980,1	179920787
Річні поточні витрати на масло	З _м , грн	$З_m = g_m \cdot N \cdot \Pi_m$	3386984,71	3386964,939
Річні витрати на поточний ремонт	З _{п.р} , грн	$З_{n.p} = \frac{b \cdot t \cdot \Pi}{t_{nep}}$	16711312,5	15473437,5
Річні витрати на капітальний ремонт	З _{к.р} , грн	$З_{k.p} = \frac{K_{k.p} \cdot t \cdot \Pi}{t_{k.p} \cdot \varepsilon_{min}}$	54016363,64	50640340,91
Річний економічний ефект у споживача	U ₁ , грн	$U_1 = З_n + З_m + З_{k.p} + З_{n.p}$	256146640,95	249421530,33
	U ₁ ¹⁶ , грн	$U_1^{16} = \frac{N_{\varepsilon}}{N_{\delta}} \cdot U_1^{\varepsilon}$	256145145,7	–
Річний економічний ефект у споживача від використання певного типу палива	Е _к , грн	$E_k = \left[\Pi_{\varepsilon} \cdot \frac{N_{\varepsilon}}{N_{\delta}} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_{\varepsilon}} + E_{\varepsilon}}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{16} - U_1^{\varepsilon}}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - \Pi_c$	17924823,81	

					КРМ.142.6222м.14.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Додаткові однократові витрати на модернізацію двигуна	ΔK , грн	—	0
Річна економія при використанні певного типу палива	ΔS , грн	$\Delta S = U_1^{1\epsilon} - U_1^{\epsilon}$	6723615,4

4.3. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунки економічної доцільності від застосування палива виду HFO та MDO на головному судновому двигуні 8ДКРН 70/325,6 виробництва фірми MAN. Встановлено, що річна економія при використанні палива типу MDO складатиме 6723615,4. Досягнення економії забезпечується за рахунок меншої питомої витраті палива та збільшення ресурсу роботи двигуна, що є наслідком зменшенням у паливі вмісту високомолекулярних сполук та сірки. Крім цього зростає і екологічна складова доцільності використання палива типу MDO (концентрація $[NO]_{HFO} = 1525$ ppm проти $[NO]_{MDO} = 1521$ ppm; $[CO]_{HFO} = 775,45$ ppm проти $[CO]_{MDO} = 583,17$ ppm).

					КРМ.142.6222м.14.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

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

5.1. Аналіз небезпек та шкідливих факторів у машинному відділенні

Під час експлуатації енергетичної установки судна та різних додаткових механізмів у машинному відділенні (МВ) обслуговуючий персонал наражається на різного роду небезпечні та шкідливі чинники, що вельми негативно відбиваються на здоров'ї, самопочутті, а також можуть перешкоджати безпечним умовам праці.

Присутність на судні у значній кількості змащувального масла, палива та іншого роду горючих рідин і газів формує умови підвищеної пожежонебезпечності (вибухонебезпечності). У зв'язку з чим на судах та в їх МВ передбачено ціла низка відповідних заходів, спрямованих на підвищення безпеки, а також на гасіння утворених осередків пожеж. Для забезпечення пожежогасіння машинного відділення на судні є водяна система та система об'ємного хімічного гасіння.

Для попереднього виявлення можливого осередку займання в приміщенні МВ на судні передбачено встановлення системи протипожежної сигналізації. Також у МВ судна у достатній кількості є різні первинні елементи пожежогасіння, такі, як вогнегасники та пісок.

Обертові деталі двигунів, різних машин та механізмів є вкрай небезпечними та можуть травмувати обслуговуючий персонал судна. Для запобігання травмування у проекті судна передбачається низька заходів для забезпечення нормальних та безпечних умов праці людей:

- встановлюються різні обмежувачі;
- пристрої та механізми комплектуються запобіжниками, що призначені для швидкого відключення рухомих частин у автоматичному режимі;
- встановлюються різні блокувальні елементи конструкцій, що перешкоджають проникненню персоналу у небезпечні зону руху деталей механізмів;

					КРМ.142.6221м.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– встановлення сигналізації, яка надає відповідну інформацію щодо функціонування всього обладнання, а також про виникнення небезпечних збоїв у його роботі;

– встановлення систем дистанційного керування обладнанням ЕУ судна, які дозволяють здійснювати контроль та регулювання з місць, досить віддалених від потенційно-небезпечної зони.

Для приміщення МВ характерним є наявність різного роду шкідливих та отруйних газів: окислів вуглецю, оксидів азоту, водяного та паливного пару тощо. Тому для нормального обслуговування енергетичної установки у приміщенні МВ встановлено певні норми концентрації шкідливих компонентів:

- сірководню – до 10 мг/м^3 ;
- оксиду азоту – до 5 мг/м^3 ;
- двоокисів азоту – до 20 мг/м^3 ;
- сірчистого ангідриду – до 10 мг/м^3 ;
- окисів вуглецю – до 20 мг/м^3 ;
- паливних парів – до 30 мг/м^3 .

Також до шкідливих факторів впливу можна віднести різні випромінювання, що виникають у приміщенні МВ. До випромінювань, що утворюються у приміщенні МВ на судні належать теплові та електромагнітні. Так, джерелом теплового є двигуни (ГД та допоміжні), майже усі пристрої та агрегати що функціонують. Головним чином з тепловим випромінюванням борються шляхом теплоізоляції нагрітих частин. Джерелом же електромагнітного випромінювання у приміщенні МВ на судні є радіо- та радіолокаційні станції.

Допустима норма для персоналу судна не повинна бути більшою ніж значення у 20 В/м (електричне випромінювання) та 5 А/м (магнітне випромінювання). Головним чином, з електромагнітними випромінюваннями борються шляхом розміщення джерел генерації випромінювань в місцях, віддалених від людей, а також встановленням спеціальних захисних екранів на ці джерела.

					<i>KPM.142.6221м.16.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ще одним негативним чинником впливу є шум та вібрація джерелом, яких на судні та МВ є: двигун, валопровід грибного гвинта та допоміжні механізми й обладнання. Додатково спричиняти деяку вібрацію на судні можуть і морські хвилі.

Негативний вплив вібрації та шуму на організм персоналу важко переоцінити. Рівень впливу цих двох факторів обумовлюється такими фізичними параметрами, як тривалістю, а також частотним спектром коливань. Безпосередні контакти людини з поверхнями, що вібрують та пряма дія шуму на суднах в цілому та МВ зокрема створює максимально негативні умови праці персоналу судна.

У залежності від ступеня інтенсивності коливань хвиль та діапазону їх дії у часі можуть спостерігатися певні зміни в серцево-судинній та центральній нервовій системах, а також у її вестибулярному апараті персоналу судна.

Для зниження цих чинників, ще на стадії проектування судна та розробки МВ інженери прагнуть максимально знизити рівень шуму та вібрації шляхом введення норм допустимого рівня у специфікації на устаткування, що буде застосовано на судні.

За своїм походженням шум може бути генерований різними чинниками, зокрема аеродинамічний шум, утворений ГД та допоміжними ДВЗ формується, наприклад, при всмоктуванні свіжого повітря у циліндр та випуску відпрацьованих газів на зовні. Знизити його можна шляхом встановлення глушника та утилізаційного котла (для ВГ).

Також дієвим методом може бути розміщення джерел генерації шуму у окремих секціях (відсіках), або шляхом використання ізолюючих кожухів, використанням звукопоглинальних матеріалів. Гранично допустимі рівні вібрації та шуму у приміщенні МВ обумовлюються граничним спектром рівня середньоквадратичного значення швидкості чи прискорень. Можливе перевищення норм дії цих негативних чинників становить не більше ніж 2 дБ в будь-якій октавній полосі.

Витоки різного роду шкідливих газів при роботі ГД 8ДКРН 70/325,6, допоміжних утилізаційних котлів, допоміжних дизель-генераторів складаються з продуктів, як повного та і неповного згоряння дизельного палива, окисів азоту, час-

					КРМ.142.6221м.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

тинок золи тощо. Концентрація таких шкідливих газів у повітрі приміщення МВ судна обов'язково нормується санітарними нормами. Витяжка з санітарних норм концентрації компонентів подана у табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Стандартні санітарні норми концентрації шкідливих компонентів у повітрі машинного відділення судна

Межі допустимої концентрації токсичних компонентів, $\text{м}^2/\text{м}^3$ (для МВ судна)									
Сажа	Оксид вуглецю	Вуглеводні		Альдегіди		Окиси азоту		Сполуки сірки	
С	СО	За перерахунком на бензин	C_2OH_1	CH_2O	P_2CO	NO	NO_2	SO_2	H_2SO_4
3,50	20	300	0,0015	0,70	0,05	30	9	0,05	0,10

Мікроклімат у приміщенні машинного відділення можна характеризувати такими показниками, як вологість, температура, вміст шкідливих компонентів, а також швидкість повітряного потоку у ньому.

Необхідні параметри мікроклімату у приміщенні машинного відділення забезпечуються завдяки систем вентиляції, що за своїм принципом функціонування може бути: при токовою або витяжною, з функцією опалення та кондиціонування повітря. Встановлені норми параметрів мікроклімату для МВ суден подано у табл. 5.2.

Світло є фактично електромагнітною хвилею, що генерує певне джерело чи предмет, від якого воно відбивається. Потужність потоку випромінювання світла у певних границях видимої частини спектру, прийнято називати світловим потоком.

Світловий потік, відбиваючись від певної поверхні предмету освітлює інші предмети. Величина освітленості E розраховується шляхом ділення світлового потоку, який позначається F та падає на поверхню предмету, до площі певної поверхні – S .

Таблиця 5.2 – Встановлені норми параметрів мікроклімату машинного відділення судна для нормальної роботи персоналу

Кліматичні умови у приміщенні МВ судна	Температура повітря, °C	Відносна вологість повітря, %	Швидкість потоку повітря, м/с
Літній період експлуатації судна:	34	70 – 40	1.0 – 1.5
– приміщення МВ з тепловиділенням на робочих місцях	25 – 28	60 – 40	1.0 – 1.5
	20 – 23	60 – 40	0. – 0.3
– без тепловиділення на робочих місцях	23 – 25	60 – 40	до 0,5
	20 – 23	60 – 40	0,2 – 0,5
	22 – 28	60 – 40	0,5 – 1,0
– ізольовані пости керування			
Зимовий період експлуатації судна:	22	–	1.5
– робочі приміщення МВ	25	60 – 40	0.5 – 1.0
– ізольовані пости керування			
*В чисельнику – для північних та помірних районів, в знаменнику – для південних районів			

За одиницю визначення ступеня освітленості прийнято Люкс (Лк). У якості джерела світла на судах у приміщеннях зазвичай застосовують люмінесцентні та лампи розжарювання.

Багаторічною практикою визначено основні вимоги, що висуваються до штучного освітлення:

- на достатньому рівні та максимально рівномірне (однорідне) освітлення робочого місць;
- відсутність різноманітного роду тіней на робочих поверхнях;
- неприпустимість змінення напруги у мережі живлення освітлення та відповідно до цього пульсацій світлового потоку (особливо це стосується люмінесцентних ламп).

У таблиці 5.3. представлені встановлені санітарні норми штучного освітлення в приміщеннях суден морського та річкового флоту. Досягнення цих норм є головною задачею при виконанні розрахунків штучного освітлення в приміщеннях машинного відділення судна.

					КРМ.142.6221м.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 5.3 – Встановлені норми штучного освітлення на морських судах

Приміщення МВ, робоче місце	Робоча поверхня	Площина нормування освітленості	Мінімальна освітленість, Лк	
			Люмінесцентна лампа	Лампа розжарювання
Машинне відді- лення, приміщення допоміжних механізмів, постів керування	на палубі шкала прибо- рів двигуна	Горизонтальна	100	50
		Вертикальна	500	300
	ступені трапів	Горизонтальна	75	30
	шкала прибо- рів ГРЩ	Вертикальна	300	200
	пульт ГРЩ	вертикальна	200	150
Котельне відділення	на палубі шкала прибо- рів котла	Горизонтальна	100	50
		Вертикальна	300	200
Гірокомпасні, румпельні, агрегатні, насосні відділення	на палубі шкала приборів	Горизонтальна	75	30
		Вертикальна	100	50
Акумуляторні	шкала приборів	Вертикальна	300	200

Досить рівномірне освітлення приміщень загалом та робочого місця зокрема сприяє підтриманню досить високого рівня працездатності персоналу так як, у значній мірі знижує втому органів зору людини від частого переадаптування при переведенні зору з добре освітленої ділянки на погано.

5.2. Визначення рівня штучного освітлення у приміщенні машинного відділення судна

Головним завданням цього розрахунку є розрахунок потрібної кількості ламп типу – ДРЛ для забезпечення потрібної за нормами освітлення у приміщенні машинного відділення.

Для встановлення значень загального й рівномірного освітлення при горизонтальному розміщенні робочої зони та поверхонь використовується базовий метод, що базується на визначенні світлового потоку (коефіцієнт використання), що враховує також потік, відбитий від стелі та стін приміщення МВ.

Світловий потік який генерується від групи ламп Фл, Лм світильників з встановленими люмінесцентними лампами визначаються за формулою:

$$\sum \Phi_{\text{л}} = E_{\text{н}} \times S \times z \frac{k}{\eta},$$

де S – площа приміщення машинного відділення судна, яке потребує освітлення, м; $E_{\text{н}}$ – мінімально-нормована освітленість, Лк; k – коефіцієнт запасу; z – коефіцієнт, що враховує мінімальну освітленість приміщення, що фактично є відношенням $E_{\text{сер}}/E_{\text{min}}$; η – коефіцієнт, що враховує застосування світлового потоку відпної лампи.

Площа приміщення машинного відділення судна, що потребує освітлення складатиме:

$$S=A \times B=29,5 \times 24,5=722,75 \text{ м}^2$$

Мінімально допустима за нормами освітленість для машинного відділення судна даного типу становить близько 50 лк. Коефіцієнт, що оцінює мінімальну освітленість для ламп типу – ДРЛ становитиме 1,1. Коефіцієнт запасу для машинного відділення судна даного типу – 1,5.

Коефіцієнт, що оцінює використання світлового потоку від ламп залежить від ККД, а також відповідної кривої розподілу інтенсивності сили потоку світла від світильника, коефіцієнтів відбивання від стелі – $\rho_{\text{стеля}}$ та стін – $\rho_{\text{стіна}}$, висоти розміщення світильника – $H_{\text{р}}$ та показника приміщення:

$$i = \frac{S}{H_{\text{р}} \times (A + B)} = \frac{722,75}{6,5 \times (29,5 + 24)} = 2,1$$

де $H_{\text{р}}$ – висота розміщення світильників над робочою поверхнею у машинному відділені, в нашому випадку вона становитиме 6,5 м, $\rho_{\text{стеля}} = 30\%$, $\rho_{\text{стіна}} = 10\%$. Звідки отримуємо – $\eta = 0,7$.

Світловий потік у машинному відділені, що утворено групою люмінесцентних ламп, буде:

$$\sum \Phi_{\text{л}} = 50 \times 722,75 \times 1,2 \frac{1,5}{0,7} = 92925 \text{ лм}$$

Світловий потік від однієї лампи типу – ДРЛ складатиме $\Phi_{\text{л}} = 18210 \text{ лм}$.

					КРМ.142.6221м.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для освітлення МВ обираємо лампу типу – ДРЛ-750. Тоді визначемо кількість таких ламп, що потрібно для створення зазначених вище норм освітленості у приміщенні машинного відділення даного типу судна:

$$N = \sum \Phi_{\text{л}} / \Phi_{\text{л}} = 92925 / 18210 = 5 \text{ шт.}$$

5.3. Забезпечення екологічних норм судновим двигуном 8ДКРН 70/325,6 за умов використання палив типу HFO, MDO, MGO

Щорічний приріст парку поршневих двигунів внутрішнього згоряння та їхньої питомої потужності посилює їх негативний вплив на навколишнє середовище та людей.

У результаті спалювання моторних палив різної якості, тільки в Україні, в атмосферу викидається понад 10 млн тонн забруднювальних речовин. На двигуни суднового, тепловозного і промислового застосування припадає близько 11% глобальних викидів у світі. Переведення суднових дизелів на важкі палива ще більше посилюватиме ситуацію, що склалася.

Останнім часом у світовому двигунобудуванні намітилася стійка тенденція до зміни пріоритетів у сфері підвищення паливної економічності, питомої потужності, ресурсу в сферу безумовного виконання дедалі жорсткіших норм щодо забезпечення екологічної безпеки експлуатації дизелів.

Складність розв'язання проблеми шкідливих викидів полягає в різноманітті взаємопов'язаних чинників, які впливають на процеси в камері згоряння двигуна. Теоретично встановлено та підтверджено експериментально зв'язок між максимальною температурою циклу, кількістю токсичних сполук у ВГ та експлуатаційними характеристиками дизеля: з підвищенням температури покращується повнота згоряння палива, збільшується термічний ККД, знижується питома витрата палива, але зростає кількість найтоксичнішого компонента – оксидів азоту (NOx). Таким чином, для зниження шкідливих викидів з ВГ доводиться знижувати експлуатаційні характеристики двигуна, що суперечить ще одній гострій проблемі двигу-

					КРМ.142.6221м.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

нобудування – підвищенню паливної економічності. Розв'язання цієї суперечливої проблеми є актуальним складним науковим і технічним завданням.

У всьому світі обмежують концентрацію шкідливих речовин жорсткими нормами: Євро для автотранспорту, Tier і Stage для спецтехніки та залізничної техніки, норми MARPOL-73/78 для суден. Особливо гостро ця проблема зачіпає флот, де дизельні двигуни великої потужності, що працюють тривалий період, складно адаптувати під сучасні екологічні норми.

Відпрацьовані гази – робоче тіло, що виконало роботу в циліндрі двигуна. Є продуктами окислення і неповного згоряння вуглеводневого палива. Являють собою складну за складом багатокomпонентну суміш газів, парів, крапель рідин і дисперсних твердих частинок. Викиди ВГ – основна причина перевищення допустимих концентрацій токсичних речовин і канцерогенів в атмосфері великих міст, утворення смогів, які є частою причиною отруєння в замкнутих просторах.

Найнебезпечнішими для довкілля є такі компоненти ВГ: сажа, оксиди азоту, альдегіди, оксиди вуглецю та вуглеводні.

Оксид вуглецю CO – утворюється під час передполум'яних реакцій під час згоряння вуглеводневого палива з деякою нестачею повітря, а також під час дисоціації CO₂ (за температури понад 2 000 K). У камері згоряння двигуна вуглеводні, кисень і пари води розпадаються й утворюють радикали типу CH₃, CHO, OH, вуглецю, атомарних кисню і водню. У результаті рекомбінації цих сполук утворюється оксид вуглецю.

Головна причина утворення оксиду вуглецю в камері згоряння двигуна – нерівномірний розподіл палива за об'ємом камери, що призводить до утворення локальних ділянок із нестачею кисню, де спостерігається неповне згоряння палива. У таких зонах концентрація CO може досягати 5%.

Оксид вуглецю – безбарвний газ, що не має запаху і має сильний токсикологічний вплив на людину. CO витісняє кисень із крові людини, оскільки його поглинання кров'ю в 240 разів вище порівняно з киснем, що в підсумку призводить до задухи. При регулярному впливі на людину CO відзначаються зміни складу крові. Навіть незначні концентрації оксиду вуглецю в навколишньому повітрі (до

					КРМ.142.6221м.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

0,01%) викликають головний біль і знижують працездатність. Подальше підвищення концентрації CO призводить до розвитку атеросклерозу та хронічних легевих захворювань.

Оксид вуглецю також негативно впливає на центральну нервову систему, спричиняючи непритомність і порушення колірної та світлової чутливості. За концентрації понад 1% настає втрата свідомості вже через один-два вдихи. Симптоми отруєння газом CO – головний біль, прискорене серцебиття, утруднене дихання і нудота.

Використання палива типу MDO у порівнянні з паливом HFO на судновому двигуні 8ДКРН 70/325,6 дозволяє скоротити викиди оксиду вуглецю – $[CO]_{HFO} = 775,45$ ppm проти $[CO]_{MDO} = 583,17$ ppm.

Діоксид вуглецю CO_2 – нетоксична, але шкідлива речовина у зв'язку з фіксованим підвищенням його концентрації в атмосфері планети і його впливом на зміну клімату. Основна частка утворених у камері згоряння CO окислюється до CO_2 , не виходячи за межі камери згоряння. Вуглекислий газ активно поглинається рослинами з утворенням кисню, проте глобальне підвищення його концентрації в атмосфері призводить до поглинання сонячного проміння, спричиняючи парниковий ефект.

Оксиди азоту NO_x являють собою набір різних сполук. Ці сполуки утворюються в камері згоряння двигуна в результаті окиснення азоту з повітря і азотистих сполук у паливі. Однак, таких молекул у паливі небагато – не більше 0,2 % від загальної маси палива, тому їх не беруть до уваги і розглядають лише процес окислення азоту з атмосферного повітря.

За нормальних умов азот інертний, але за високих тиску і температури в камері згоряння дизеля він реагує з киснем із подальшим утворенням різних оксидів, серед яких переважає NO – 90% від усіх викидів NO_x дизельного двигуна. При цьому відбувається дисоціація молекул азоту, кисню, водню і парів води, частинки якої мають підвищену хімічну активність.

					КРМ.142.6221м.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Використання палива типу MDO у порівнянні з паливом HFO на судновому двигуні 8ДКРН 70/325,6 дозволяє також дещо скоротити викиди NO_x – $[\text{NO}]_{\text{HFO}} = 1525 \text{ ppm}$ проти $[\text{NO}]_{\text{MDO}} = 1521 \text{ ppm}$.

5.4. Висновки до розділу

У розділі виконано розгорнутий аналіз небезпечних та шкідливих факторів для людини, що виникають у машинному відділенні судна. Виконано розрахунок штучного освітлення у приміщенні машинному відділенні судна, а також проаналізовано вплив шкідливих компонентів у складі відпрацьованих газів на здоров'я людини. Визначено, що використання палива типу MDO дозволяє дещо покращити екологічні показники суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6.

					КРМ.142.6221м.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Магістерська робота на тему: «*Дослідження впливу властивостей палива на показники роботи головного суднового двигуна*» містить усі рекомендовані розділи та креслення.

У першому розділі розглянуто конструкцію суднового головного двигуна 8ДКРН 70/325,6 та його основних систем.

У другому розділі виконано вибір вихідних даних та моделювання номінального режиму роботи суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6 у програмному комплексі Blitz-PRO. Отримані результати з достатньою точністю відповідають паспортним даним двигуна прототипу.

У третьому розділі магістерської роботи проведено аналіз основних властивостей та характеристик палив для двигунів внутрішнього згорання, виділено головні вимоги, що висуваються саме до палив суднових дизелів.

Виконано дослідження впливу властивостей палива типу HFO, MDO, MGO на показники роботи головного суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6 за різних моделей визначення характеристик тепловиділення (за методом Вібе та методикою Разлейцева). При використанні методу Вібе з метою входження у обмеження за максимальним тиском та температурою, для виконання розрахунків було закладено більш пізній кут впорскування палива. Проведені теоретичні дослідження показали, що при використанні методу Вібе, середній діаметр крапель палива, що впорскується у робочий циліндр двигуна, у порівнянні з методикою Разлейцева, є збільшеним, що, таким чином, напряду впливає на сам процес згорання. Також, встановлено, що при використанні методу Вібе значна частка тепла втрачається з випускними газами. Таким чином, використання методики Разлейцева забезпечує більш точне моделювання робочого процесу двигуна, завдяки кращому розрахунку моделі впорскування циклової дози палива та процесу горіння в циліндрі дизеля. Аналізуючи результати дослідження з використання у двигуні 8ДКРН 70/325,6 різних видів палива – HFO, MDO, MGO, можна зробити узагальнюючі висновки:

					КРМ.142.6222м.14.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

– при використанні на двигуні палива типу HFO спостерігається найбільша затримка запалювання, найбільш висока температура випускного колектору й найвища витрата палива головним двигуном (190,9 г/кВт·год), що робить використання цього палива менш ефективним з точки зору енергоперетворення;

– за умов застосування на двигуні палива типу MDO при розрахунках за обома методиками отримано майже однакові значення характеристик роботи дизеля 8ДКРН 70/325,6 та найбільш оптимальні значення питомої витрати палива (182 г/кВт·год) й шкідливих викидів з ВГ;

– використання палива типу MGO дає максимальні переваги від застосування у якості пального для дизелів тому, що спостерігається найменша витрата палива (181,5 г/кВт·год), мінімальний середній діаметр крапель розпорошеного пального та найвищий ефективний ККД двигуна.

Екологічна складова доцільності використання палива типу MDO та MGO полягає у зменшенні викидів шкідливих речовин з ВГ (концентрація $[NO]_{HFO} = 1525$ ppm проти $[NO]_{MDO} = 1521$ ppm; $[CO]_{HFO} = 775,45$ ppm проти $[CO]_{MDO} = 583,17$ ppm).

У четвертому розділі виконано розрахунки економічної доцільності від застосування палива виду HFO та MDO на головному судновому двигуні 8ДКРН 70/325,6 виробництва фірми MAN. Встановлено, що річна економія при використанні палива типу MDO складатиме 6723615,4. Досягнення економії забезпечується за рахунок меншої питомої витраті палива та збільшення ресурсу роботи двигуна, що є наслідком зменшенням у паливі вмісту високомолекулярних сполук та сірки.

У п'ятому розділі виконано розгорнутий аналіз небезпечних та шкідливих факторів для людини, що виникають у машинному відділенні судна. Виконано розрахунок штучного освітлення у приміщенні машинному відділенні судна, а також проаналізовано вплив шкідливих компонентів у складі відпрацьованих газів на здоров'я людини.

					КРМ.142.6222м.14.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

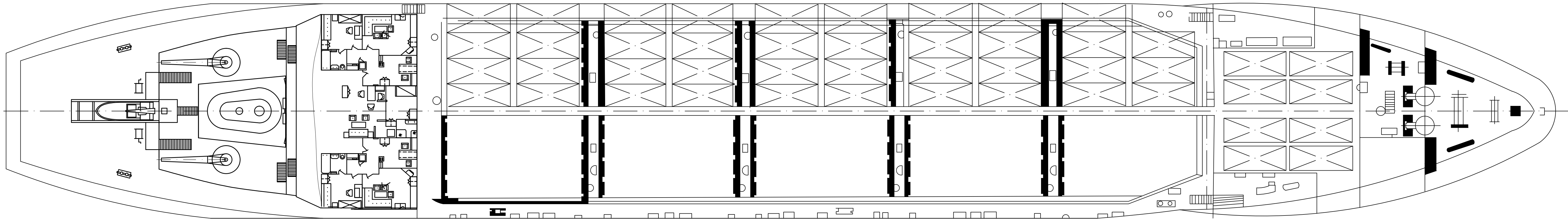
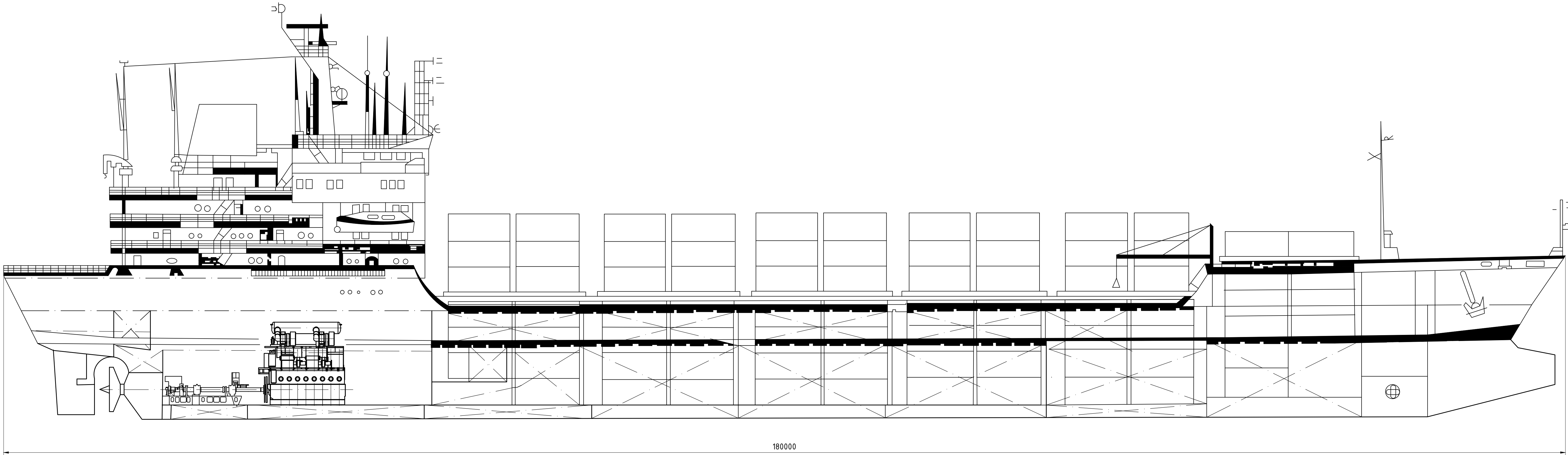
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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., 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.
3. 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.
4. Наливайко В.С. Конструктивні вузли та системи судових двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський. – Миколаїв : Нук, 2013. – 100 с.
5. Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 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. Heywood John B. Internal Combustion Engine Fundamentals / John B. Heywood. - New York.: McGraw Hill New York, 1988. – 930 –. – ISBN 0-07-100499-8
9. Realizing Future Trends in Diesel Engine Development / B. Georgi, S. Hunkert, J. Liang, M. Willmann // SAE Papers. – 1997. – 972686. – P. 2133–2145.
10. An Innovative 3D-CFD-Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines. / Chiodi M./ Stuttgart. 2011. 275 pp.

					КРМ.142.6222м.14.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

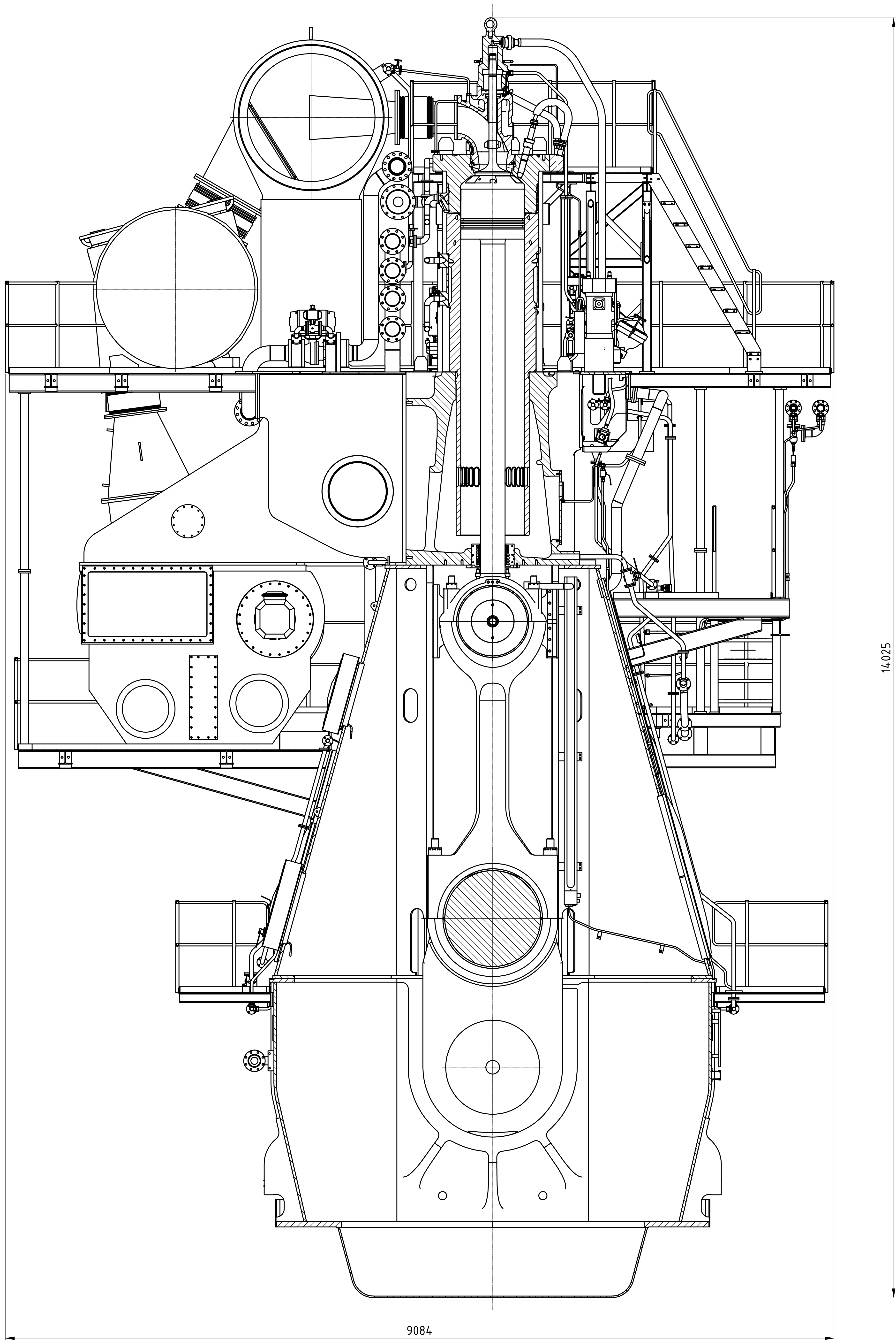
11. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. –634 p.
12. <http://blitzpro.zeddmalam.com/application/index/signin>

					<i>KPM.142.6222м.14.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

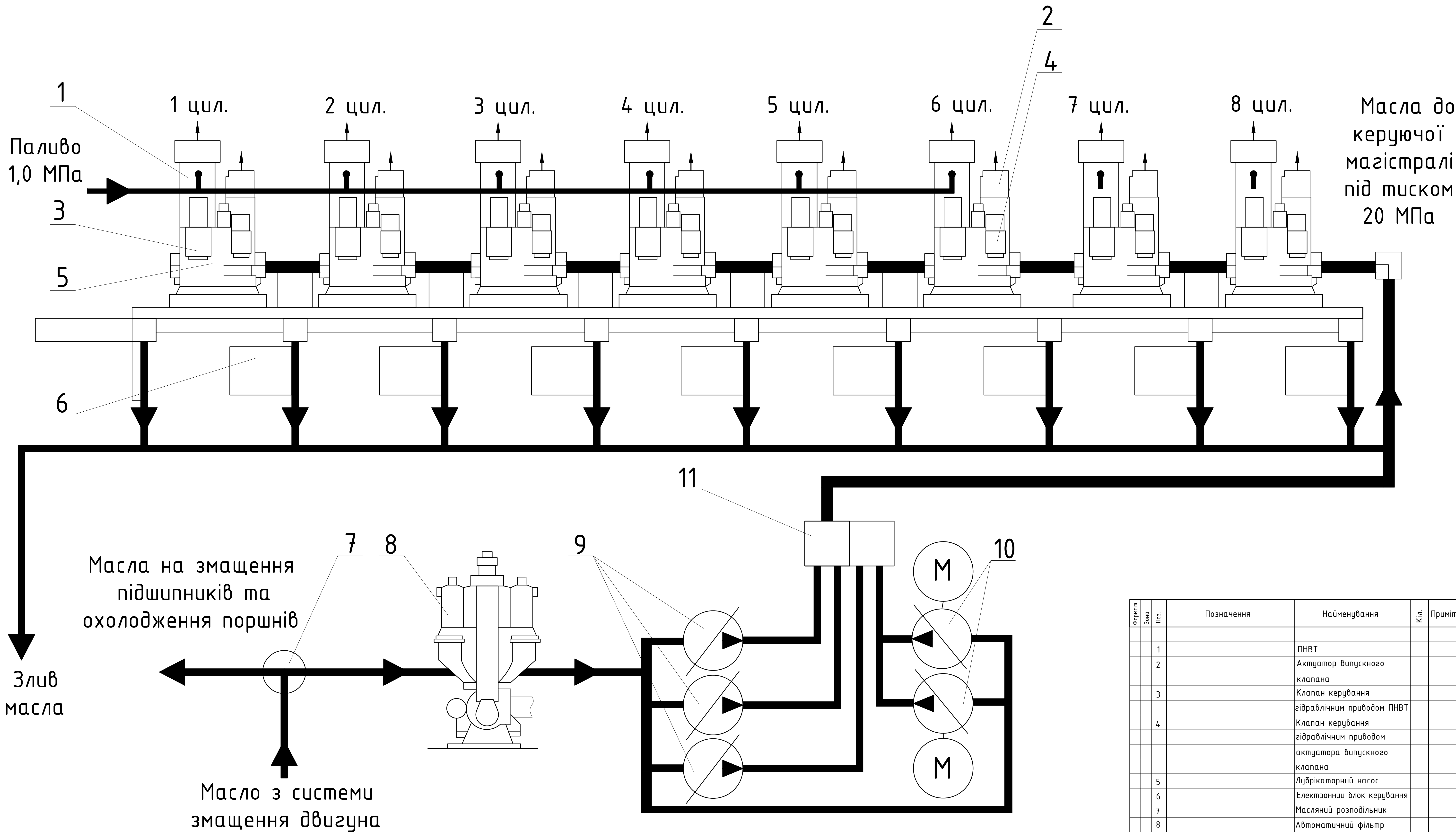


Довжина найбільша, м	180
Довжина між перпендикулярами, м	172
Ширина, м	28
Висота борту, м	16,85
Осадка розрахункова, м	9,20
Осадка максимальна, м	11,83
Габарит судна по висоті від основної лінії, м	39,70
Найменша теоретична висота міжпалубних просторів в житлових та службових приміщеннях, м	2,70
Висота другого дна в районі 17...77 шп. в ДП, м	2,59
Висота другого дна в районі 77...244 шп., м	1,98
Прогин дімсів верхньої палуби, м	0,15

КРМ.142.6222М.14.01						Літ.МасаМасштаб		
Зм.Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Двигун 8ДКРН 70/325,6 у складі об'єкту застосування		1:200		
Студент	Полегенько В.Р.					ЛистЛистов		
Керівник	Налявайко В.С.					НУК		
Зав. каф.	Гозаренко О.А.					ім. адм. Макарова		

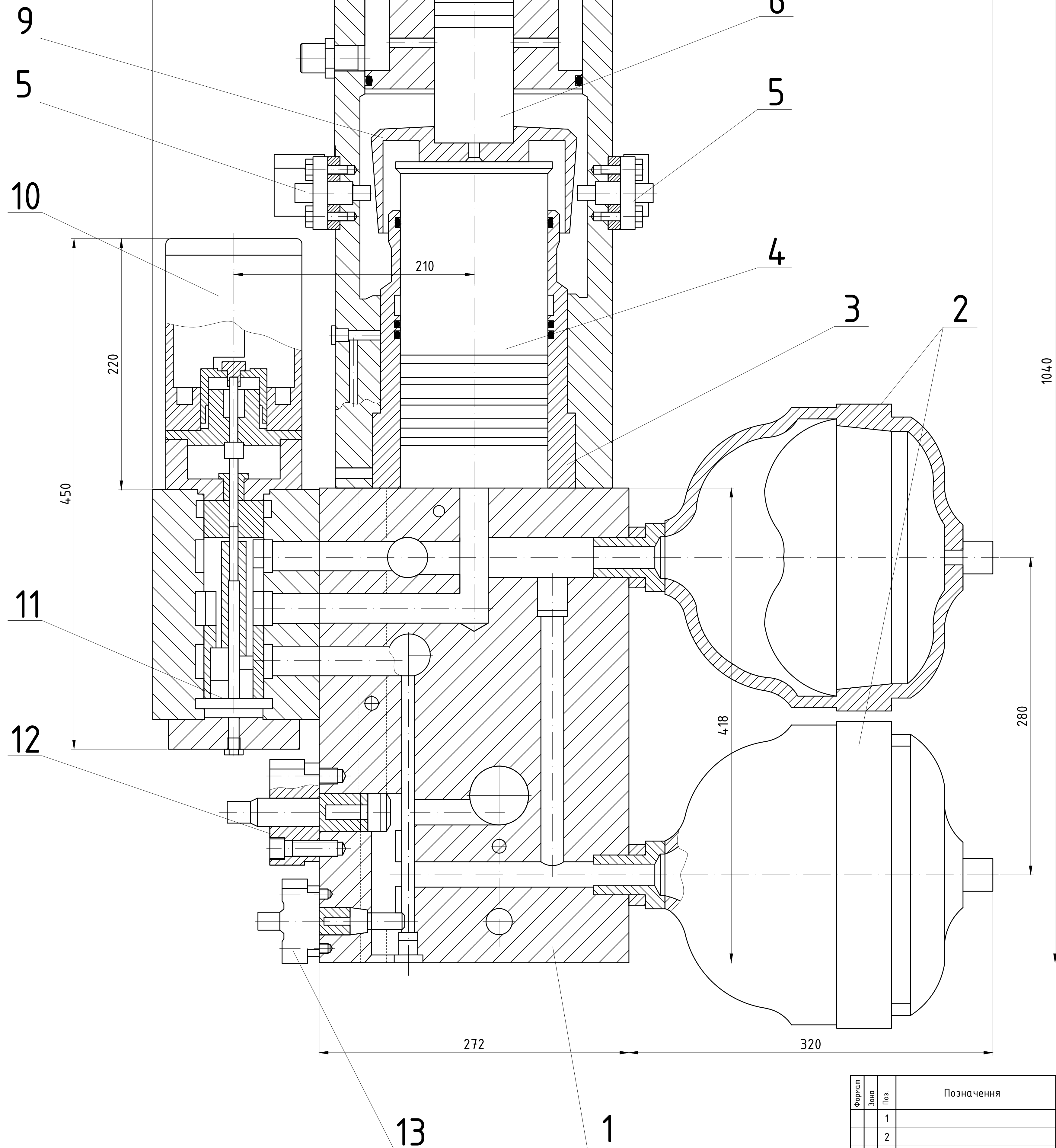


					KPM.142.6222м.14.02			
					Двигун 8ДКРН 70/325,6	Лит.	Маса	Масштаб
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				1:20
Студент	Полегенько В.Р.							
Керівник	Наливайко В.С.							
Зав. каф.	Гозоренко О.А.					Лист	Листов	
						НУК ім. адм. Макарова		

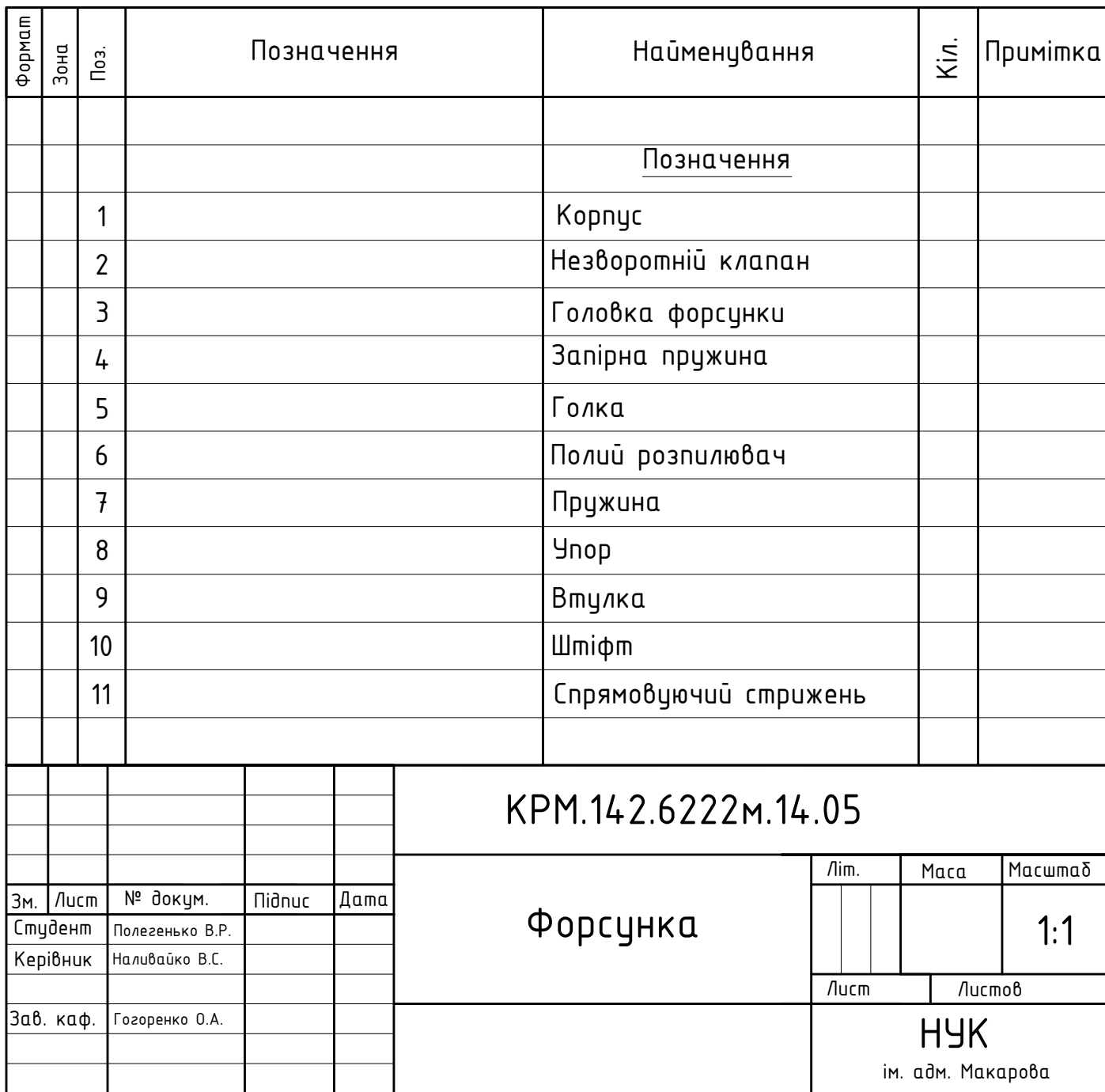


Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		1		ПНВТ		
		2		Актuator випускного клапана		
		3		Клапан керування гідравлічним приводом ПНВТ		
		4		Клапан керування гідравлічним приводом актуатора випускного клапана		
		5		Лубрикаторний насос		
		6		Електронний блок керування		
		7		Масляний розподільник		
		8		Автоматичний фільтр тонкого очищення		
		9		Масляні насоси з приводом від двигуна		
		10		Масляні насоси з приводом від електродвигуна		
		11		Акумулятор		

					KPM.14.2.6222м.14.03			
					Схема системи керування масла для гідравлічного приводу ПНВТ	Літ.	Маса	Масштаб
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Полегенько В.Р.						
Керівник		Малишак В.С.						
Зав. каф.		Гогоренко О.А.				Лист	Листів	
						НУК ім. адм. Макарова		



Формат	Знак	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка	
		1		Корпус ПНВТ			
		2		Газові акумулятори тиску			
		3		Втулка гідравлічного поршня			
		4		Гідравлічний поршень			
				приводу плунжера ПНВТ			
		5		Датчики руху			
		6		Плунжер			
		7		Втулка плунжера			
		8		Елемент приєднання			
				магістралі високого тиску			
		9		Вимірвальний конус			
		10		Соленоїд			
		11		Керуючий золотник			
		12		Клапан регулювання			
				керуючого тиску			
		13		Клапан обмеження			
				керуючого тиску			
				КРМ.142.6222м.14.04			
				Паливний насос з гідравлічним приводом	Лит.	Маса	Масштаб
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис				
Студент		Полегенько В.Р.					
Керівник		Наливайко В.С.					
Заб. каф.		Гогаренко О.А.			Лист	Листов	
					НУК ім. адм. Макарова		



Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				Позначення		
		1	Корпус			
		2	Незворотній клапан			
		3	Головка форсунки			
		4	Запірна пружина			
		5	Голка			
		6	Полій розпилювач			
		7	Пружина			
		8	Упор			
		9	Втулка			
		10	Штіфт			
		11	Спрямовуючий стрижень			

KPM.142.6222м.14.05

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Форсунка	Лім.	Маса	Масштаб
Студент		Полегенько В.Р.						1:1
Керівник		Наливайко В.С.						
Зав. каф.		Газаренко О.А.						

НУК
ім. адм. Макарова