

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»
НАВЧАЛЬНО НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ АВТОМАТИКИ ТА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКИ
Кафедра: «Електрообладнання і автоматики суден»

ДИПЛОМНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему:

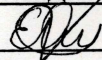
ПОКРАЩЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ
ХАРАКТЕРИСТИК СУДНОВИХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНИХ УСТАНОВОК

Виконав: студент 6 курсу, групи 3601
спеціальності:

271 – «Річковий та морський транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Спеціалізація: «Експлуатація суднового
електрообладнання і засобів автоматики»

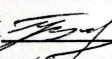


Ошмарін Є. О.

(підпис, прізвище та ініціали)

допущений до захисту 16.12.2021

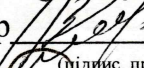
(дата малого захисту)

Завідувач кафедри  Гвоздева І.М.

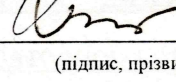
(підпис, прізвище та ініціали)

Керівник  Гвоздева І.М.

(підпис, прізвище та ініціали)

Нормоконтролер  Зеленський С. О.

(підпис, прізвище та ініціали)

Рецензент  Бушук В.В.

(підпис, прізвище та ініціали)

м. Одеса – 2021

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

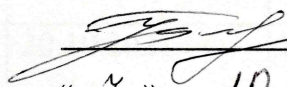
Навчально науковий інститут автоматики та електромеханіки

Спеціалізація: Експлуатація суднового електрообладнання і засобів автоматики

Кафедра Електрообладнання і автоматики суден

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедрою ЕО і АС

 Гвоздева І.М.
« 7 » 10 2021 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломну роботу магістра

Ошмарін Євгеній Олександрович

1. Тема : Покращення техніко-економічних та екологічних характеристик суднових дизель-генераторних установок затверджена наказом ректора № 1913 від “ 7 ” грудня 2021 року
2. Термін закінчення роботи: “ 16 ” грудня 2021 року
3. Вихідні дані до роботи: технічні дані двопаливного двигуна фінської машинобудівної компанії Wartsila W9L34DF.
4. Зміст дипломної роботи магістра: сучасний стан проблеми зниження забруднення навколишнього середовища судновими дизель-генераторними установками, математичне моделювання теплотехнічних параметрів та токсичності відпрацьованих газів судновими дизель-генераторними установками, експериментальні дослідження процесів забруднення навколишнього середовища оксидами азоту при роботі суднових дизель-генераторних установок, комп'ютерне моделювання дизель-генераторної установи фінської машинобудівної компанії Wartsila 9L34DF.

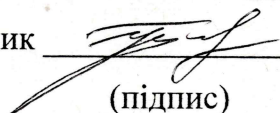
5. Перелік ілюстрацій до презентації дипломної роботи магістра: математична модель ДГУ W9L34DF в Simulink, графіки залежностей викидів оксидів азотів, діоксидів вуглецю, основні компоненти системи керування WECS 8000.

6. Консультанти по роботі, з назвою розділів роботи, що до них відносяться:

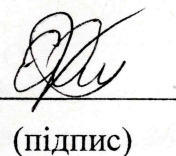
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис і дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1. Сучасний стан проблеми зниження забруднення навколишнього середовища судновими дизель-генераторними установами	Гвоздева І.М. д.т.н., професор	20.10.2021	29.10.2021
2. Математичне моделювання теплотехнічних параметрів та токсичності відпрацьованих газів судновими дизель-генераторними установами	Гвоздева І.М. д.т.н., професор	02.11.2021	16.11.2021
3. Експериментальні дослідження процесів забруднення навколишнього середовища оксидами азоту при роботі суднових дизель-генераторних установок	Гвоздева І.М. д.т.н., професор	24.11.2021	01.12.2021
4. Комп'ютерне моделювання дизель-генераторної установи фінської машинобудівної компанії Wartsila 9L34DF	Гвоздева І.М. д.т.н., професор	02.12.2021	13.12.2021

Дата видачі завдання: " 1 " 10 2021 року

Керівник


(підпис)

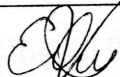
Завдання прийняв до виконання


(підпис)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

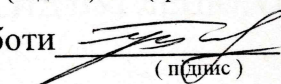
№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітки
1	Отримання завдання дипломної роботи магістра	1.10.2021	Виконано
2	Екологічні правила використання суднових силових установок	18.10.2021-25.10.2021	Виконано
3	Технології декарбонізації суднових двигунів	26.10.2021-10.11.2021	Виконано
4	Ступінь наукової розробленості теми дослідження	10.11.2021-18.11.2021	Виконано
5	Аналіз характеристик двопаливної дизель-генераторної установи фінської машинобудівної компанії Wärtsilä W9L34DF	22.11.2021-24.11.2021	Виконано
6	Математичне моделювання дизель-генераторної установи за зміною статичних (дросельних) характеристик	24.11.2021-30.11.2021	Виконано
7	Розрахунок річних викидів оксидів азоту, діоксиду вуглецю та оксидів сірки судновими енергетичними установками	30.11.2021-01.12.2021	Виконано
8	Складові експериментальних досліджень процесів забруднення навколишнього середовища оксидами азоту	01.12.2021-04.12.2021	Виконано
9	Результати експериментальних досліджень з викиду газів, що забруднюють навколишнє середовище	04.12.2021-08.12.2021	Виконано
10	Математичні моделі динаміки ДГУ та їх комп'ютерна реалізація	08.12.2021-13.12.2021	Виконано
11	Методи визначення (ідентифікації) статичних (дросельних) характеристик ДГУ	08.12.2021-13.12.2021	Виконано
12	Створювання пояснювальної записки магістра	05.12.2021	Виконано

Курсант


(підпис)

Ошмарін Є. О.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Гвоздева І. М.
(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ	9
ВСТУП.....	10
1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ЗНИЖЕННЯ ЗАБРУДНЕННЯ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА СУДНОВИМИ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНИМИ УСТАНОВАМИ	13
1.1 Екологічні правила використання суднових силових установок	13
1.2 Технології декарбонізації суднових двигунів.....	16
1.3 Ступінь наукової розробленості теми дослідження.....	19
Висновки за розділом 1	22
2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ТОКСИЧНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ СУДНОВИМИ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНИМИ УСТАНОВАМИ.....	23
2.1 Аналіз характеристик двопаливної дизель-генераторної установи фінської машинобудівної компанії Wärtsilä W9L34DF.....	23
2.2 Математичне моделювання дизель-генераторної установи за зміною статичних (дросельних) характеристик.	32
2.3 Розрахунок річних викидів оксидів азоту, діоксиду вуглецю та оксидів сірки судновими енергетичними установами	36
Висновки за розділом 2.....	38
3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЗАБРУДНЕННЯ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ОКСИДАМИ АЗОТУ ПРИ РОБОТІ СУДНОВИХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНИХ УСТАНОВОК	39
3.1 Складові експериментальних досліджень процесів забруднення навколишнього середовища оксидами азоту.	39
3.2 Результати експериментальних досліджень з викиду газів, що забруднюють навколишнє середовище	44
Висновки до розділу 3.....	54
4 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЇ УСТАНОВИ ФІНСЬКОЇ МАШИНОБУДІВНОЇ КОМПАНІЇ WARTSILÄ 9L34DF	55
4.1 Математичні моделі динаміки ДГУ та їх комп'ютерна реалізація.....	55
4.2 Методи визначення (ідентифікації) статичних (дросельних) характеристик ДГУ	62
Висновки до розділу 4.....	69
ВИСНОВКИ	70
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	71
ДОДАТОК А	

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ

СЕУ – суднова енергетична установка

ПГ – парникові гази

SDGs – Цілі сталого розвитку (Sustainable Development Goals)

NO_x – оксиди азоту

SO_x – оксиди сірки

CO₂ – діоксид вуглецю

MARPOL – Міжнародна конвенція по запобіганню забрудненню з суден (The International Convention for the Prevention of Pollution from Ships)

IMO – Міжнародна морська організація (International Maritime Organization)

ECAs – зони контролю викидів (emission control areas)

MEPC – комітет з охорони морського середовища (Marine Environment Protection Committee)

EEDI – Індекс енергетичної ефективності (Energy Efficiency Design Index)

SEEMP – План управління енергоефективністю судна (Ship Energy Efficiency Management Plan)

ЗПГ, LNG - Зріджений природний газ (Liquefied natural gas)

ПНВТ – Паливний насос високого тиску

ВСТУП

Актуальність роботи. Зниження рівня шкідливих викидів в атмосферу та зростаючі вимоги щодо екологічності, збільшення економічної ефективності, включаючи економію палива, спрощення експлуатації та сервісу, інтелектуальне управління – все це є визначальними факторами сучасного розвитку суднових двигунів дизель-генераторних установок. Необхідних результатів можна досягти шляхом зниження споживання палива, зміни його характеристик, а також за допомогою різних систем очищення вихлопних газів [1].

Розроблені способи зниження викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів поділяють на первинні та вторинні. Первинні методи пов'язані з організацією процесів сумішоутворення та згоряння, вдосконалення системи впорскування палива. До вторинних методів відносяться: рециркуляція відпрацьованих газів, каталітичне очищення відпрацьованих газів та інші.

В цієї галузі залишаються невирішеними низка питань, пов'язаних з зростаючими вимогами щодо досягнення відповідності NO_x Tier III. В опублікованих літературних джерелах відсутня інформація щодо досліджень забруднення навколишнього середовища двопаливними дизель-генераторами у різних режимах роботи та навантаженнях.

Метою даної роботи є покращення техніко-економічних та екологічних характеристик суднових дизель-генераторних установок за рахунок застосування зрідженого природного газу, в якості палива для суднових дизель-генераторних установ.

Для реалізації зазначеної мети в роботі необхідно розв'язати наступні **задачі**:

- розглянути екологічні правила використання суднових силових установок;

- розглянути технології декарбонізації суднових двигунів;
- проаналізувати ступінь наукової розробленості теми дослідження;
- провести аналіз характеристик двопаливної дизель-генераторної установи фінської машинобудівної компанії Wärtsilä W9L34DF;
- створити математичне моделювання дизель-генераторної установи за зміною статичних (дросельних) характеристик;
- розрахувати річні викиди оксидів азоту, діоксиду вуглецю та оксидів сірки судновими енергетичними установами
- провести експериментальних досліджень процесів забруднення навколишнього середовища оксидами азоту;
- оцінити результати експериментальних досліджень з викиду газів, що забруднюють навколишнє середовище;
- створити комп'ютерну реалізацію дизель-генераторної установки;
- розробити методи визначення (ідентифікації) статичних (дросельних) характеристик ДГУ

Об'єкт дослідження – процеси, які відбуваються під час згоряння палива судновими дизель-генераторними установами.

Предметом дослідження є математичне та комп'ютерне моделювання дизель-генераторної установи W9L34DF

Методи дослідження базуються на побудові, аналізі та комп'ютерній реалізації математичних моделей судового дизель-генераторного агрегату. Застосовані сукупність теоретичних та експериментальних методів досліджень.

Гіпотеза - запропонований метод використання природного газу в якості палива для двигунів забезпечує зменшення викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів та відповідає вимогам додатку VI MARPOL Tier III.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

Вперше:

- розроблено математичний опис двопаливної дизель-генераторної установи;

- виконано аналіз та комп'ютерна реалізація математичних моделей складових дизель-генераторного агрегату W9L34DF фінської машинобудівної компанії та запропоновано метод використання природного газу в якості палива для двигунів, що забезпечує зменшення викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів та відповідає вимогам додатку VI MARPOL Tier III.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що результати дослідження можуть бути використані при удосконаленні процесів згорання палива з метою зменшення викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Публікації результатів дослідження. Основні результати магістерської роботи опубліковані у матеріалах конференції [1].

1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ЗНИЖЕННЯ ЗАБРУДНЕННЯ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА СУДНОВИМИ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНИМИ УСТАНОВАМИ

1.1 Екологічні правила використання суднових силових установок

У 2015 році 193 країни прийняли Порядок денний сталого розвитку до 2030 року та його 17 цілей сталого розвитку (Sustainable Development Goals SDGs), оскільки викиди парникових газів досягають на теперішній час найвищого рівня в історії [2]. Глобальні викиди зросли більш ніж вдвічі з початку сімдесятих і збільшилися приблизно на 40% з 2000 року [3].

Транспортна галузь є одним із найбільших споживачів енергії, отриманої від спалювання нафтопродуктів і є одним із найбільших забруднювачів навколишнього середовища вихлопними газами. Практично вся (95%) світова транспортна енергія надходить від палива на основі нафти (переважно бензину та дизельного палива) [4].

У 2016 році на глобальний транспорт припадало чверть загального обсягу викидів (приблизно 8 Гт CO₂), що на 71% більше, ніж у 1990 році [3]. У 2016 році викиди транспортного сектору склали 27% від загального обсягу викидів парникових газів ЄС-28, що вважається основною причиною забруднення повітря в містах. Транспортні викиди зросли приблизно на 3% порівняно зі значенням 2015 року [5].

Для короткострокової (до 2030 р.) і довгострокової (до 2050 р.) перспектив розробка нових видів палива для транспортного сектора для зниження викидів CO₂ на 40–50% є одним із ключових напрямків розвитку транспортних технологій наряду з розвитком нових транспортних методів, вирішенням проблем у логістиці та підвищенням ефективності інфраструктури.

Незважаючи на те, що морський транспорт стає все більш

енергоефективним, судноплавство все ще відповідає за приблизно 2,5% глобальних викидів парникових газів (ПГ) або приблизно 940 мільйонів тон CO₂ на рік [5]. У майбутньому вплив на навколишнє середовище суднових енергетичних установок (СЕУ) буде зростати через збільшення світового флоту та пов'язане з цим споживання викопного палива [6].

Загальні викиди з суднів (міжнародне судноплавство, внутрішнє судноплавство та рибальство) коливалися від 3,5% або 1100 мільйонів тон у 2007 році до 2,6% або 932 мільйонів тон у 2015 році [7]. Викиди з суднів становили приблизно 13% загальних викидів EU GHG (*greenhouse gas*) від транспортного сектору у 2015 році [8], тому подальше зниження викидів судноплавства є обов'язковим у зелено налаштованій Європі.

Після CO₂, чорний вуглець (Black Carbon) робить найбільший внесок у кліматичний вплив судноплавства. Двома іншими основними забруднювачами з суднів є оксиди азоту (NO_x) і оксиди сірки (SO_x), які завдають шкоди озоновому шару, що призводить до парникового ефекту та глобального потепління [9]. У період з 2013 по 2015 рік NO_x мав найвищий приріст (3,5%), тоді як SO_x – найменший (1%) [7].

Щоб зменшити вплив судноплавства на навколишнє середовище, Міжнародна морська організація (ІМО) у широко відомому Додатку VI MARPOL «Правила запобігання забрудненню повітря з суден» обмежила викиди NO_x і SO_x з суднових енергетичних установок. Більше того, найбільш перевантажені судноплавні води в світі були оголошені районами контролю викидів (emission control areas ECA). З 2015 року викиди сірки в ECAs були обмежені до 0,1% для суднового палива. Крім того, ІМО встановила з 1 січня 2020 року обмеження в 0,50% для сірки в мазуті, що використовується на борту суден за межами ECAs [10].

Нині через низьку ціну на морських суднах використовується важке паливо та нафтові дистилати [11] з вмістом сірки не більше 3,5% [12,13].

Оскільки морські судна споживають приблизно 300 мільйонів тон палива з високим вмістом сірки на рік, перехід на паливо з низьким вмістом сірки створює до 69 мільярдів доларів додаткових витрат на паливо [14]. Це змусить встановлювати на суднах вторинні технології для обробки вихлопних газів SOx, що також передбачає значні капітальні інвестиції та збільшення експлуатаційних витрат. [15,16].

У Правилі 13 Додатку VI MARPOL обмеження викидів NOx застосовуються до кожного суднового дизельного двигуна, встановленого на судні з вихідною потужністю понад 130 кВт. Найсуворіші вимоги Tier III до викидів NOx від дизельних двигунів встановлюються залежно від максимальної робочої швидкості двигуна: від 3,4 г/кВт·год при $n < 130$ об/хв до 1,96 г/кВт·год при $n \geq 2000$ об/хв [17]. З 2016 року стандарти Tier III застосовуються лише в NOx ECA та з 1 січня 2021 року є обов'язковим для Балтійського та Північного морів [17]. Викиди NOx повинні бути скорочені приблизно на 75%, щоб перейти від меж рівня NOx Tier II до рівня Tier III [11,18].

Найбільш значне зниження вмісту сірки належно до нинішньої глобальної межі в 3,5% може бути досягнуто шляхом використання відповідного палива або інвестицій до встановлення скрубберів; однак досягнення відповідності NOx Tier III шляхом налаштування двигунів буде недостатнім.

Кілька індикативних і недорогих первинних технологій, таких, як рециркуляція вихлопних газів (РВГ), оптимізація регульованих і структурних параметрів, метод Міллера тощо, гарантують досягнення лімітів NOx Tier II. Обмеження NOx Tier III можуть бути задоволені за рідкісними винятками і якщо всі заходи застосовувалися комплексно [13,19]. Вторинна технологія, така як селективне каталітичне відновлення (selective catalytic reduction SCR), гарантує відповідність лімітам NOx Tier III, тобто зниження NOx у вихлопних газах на 95–97%.

За останні десятиліття ІМО та інші установи розробили низку методологій

та технічних операційних заходів для зменшення викидів CO₂ шляхом підвищення енергоефективності [19–21]. У липні 2011 року Комітет із захисту морського середовища (Marine Environment Protection Committee MEPC) прийняв поправки до Додатку VI MARPOL (Резолюція MEPC.203(62)), в якій було передбачено індекс проектування енергоефективності (Energy Efficiency Design Index EEDI) для нових суден і План управління енергоефективності судна (Ship Energy Efficiency Management Plan SEMP) для всіх суден після 2013 року. EEDI вимагає мінімального рівня енергоефективності на мильну пропускну здатність для різних типів суден і сегментів розміру.

Підсумовуючи, можна сказати, що ці заходи мають спільну мету – скорочення викидів CO₂ та інших забруднюючих речовин з суден, але вони не визначають конкретних методів досягнення цього. Такі методи також не відображаються в бухгалтерській звітності EEDI. Зростання вимог екологічної та енергетичної ефективності до суднових двигунів і жорсткість стандартів змушують суднобудівників і виробників двигунів шукати економічно ефективні методи їхнього задоволення [19–21].

MEPC планує коригувати мінімальний рівень енергоефективності кожні п'ять років. Це може спричинити технологічні труднощі для судноконструкторських компаній і виробників двигунів у майбутньому або може стати технічно нерозв'язною проблемою для суден, що працюють на звичайних паливах [16].

1.2 Технології декарбонізації суднових двигунів

В даний час на морських суднах використовується відносно дешеве важке паливо з вмістом сірки не більше 3,5% або нафтові дистилати [22,23]. Перехід на більш дороге паливо з низьким вмістом сірки або встановлення скрубберів для очищення вихлопних газів двигуна внутрішнього згоряння пов'язане зі

значними експлуатаційними витратами [24,25].

Найбільш ефективним методом вирішення дилеми відповідності та вартості є використання газоподібного та альтернативного палива [26,27]. Серед найбільш перспективних видів палива – природний газ, водень, біогаз на основі метану, зріджений пропан і бутан.

Для морських суден, які часто мають електростанції потужністю в кілька десятків мегават, вимагають скорочення викидів у кілька разів і потребують бункерування обсягів, пов'язаних із постачанням альтернативного палива, найбільш раціональним паливом для судна буде зріджений природний газ (Liquefied natural gas LNG).

Багато літературних джерел вказують на те, що модифікація суднових електростанцій для роботи на LNG зменшує викиди NO_x на 85–90%, CO₂ на 10–20%, а твердих частинок (particulate matter PM) і SO_x практично повністю [31–35].

При більш глибокому розгляді результати досліджень девятициліндрового суднового двигуна Wärtsilä 34DF були визнані особливо важливими [36] для виконання вимог Tier III у судноплавстві. В третьому розділі дипломної роботи представлені параметри та пристрої, конструкції яких впливають на викиді оксидів азоту NO_x, для досягнення прийнятних екологічних норм.

Фінська машинобудівна компанія Wärtsilä, як світовий лідер у галузі 4-тактних середньошвидкісних суднових двигунів для морського та енергетичного ринків, покращує екологічні та економічні показники суден, що працюють на широкому спектрі рідкого та газоподібного палива. Двигуни Wärtsilä можуть працювати на важкому паливі (HFO), судновому дизельному паливі (MDO), паливі з низькою в'язкістю або низьким вмістом сірки, LNG, етановий газ (LEG) або нафтовий газ (LPG) [37,38]. Крім того, двигун Wärtsilä 31 був удостоєний титулу Рекордів Гіннеса як найефективніший 4-тактний дизельний двигун [39]: двигун споживає в середньому на 8–10 г/кВт-год палива

менше, ніж його найближчий конкурент у світі. Діапазон навантажень, витрати на технічне обслуговування зменшуються приблизно на 20%, віддалений доступ до оперативних даних зменшує кількість незапланованих відвідувань технічного обслуговування на борту тощо. Компанія Wärtsilä постачає двопаливні двигуни, такі, як 31DF, 34DF, 46DF і 50DF, які відповідають вимогам MARPOL Tier III в двопаливний режим і виробляють потужність в діапазоні 1110–17 550 кВт.

Широко визнана компанія MAN Diesel & Turbo SE є світовим лідером 2-тактних низькошвидкісних суднових двигунів, що постачає різноманітні двигуни з точки зору потужності та швидкості. Їх двопаливні двигуни відповідають екологічним вимогам MARPOL 73/78 Annex VI Tier III. Двотактні високопотужні двигуни серії ME, модифіковані S70-ME-C8-GI (16,350–26,160 кВт), S65-ME-C8-GI (14,350–22,960 кВт) і S60-ME C8-GI (11,900–19,040 кВт) може працювати на рідкому та газоподібному паливі та спиртах, таких як метанол, етанол та диметиловий ефір [40].

Паралельно з сегментом вискоелективних двопаливних двигунів, що динамічно розвивається, постійно збільшується кількість суден і транспортних засобів на LNG. На початок 2019 року флот, що працює на LNG, збільшився в усьому світі зі 118 суден, які працювали в 2017 році, до 143 суден. Ще багато суден знаходяться на замовленнях для подальшої роботи на двопаливних двигунах. Станом на березень 2019 року 18 круїзних суден працювали на LNG[41]. На кінець 2018 року в експлуатації перебувало 495 суден СПГ ємністю понад 100,000 м³ (без урахування плавучого сховища регазифікації (FSRU), плавучого сховища (FSU) та плавучих суден для зрідженого природного газу (FLNG), 55 одиниць було поставлено протягом року [42].

Збільшення замовлень на LNG-судна базується на інтенсивному розвитку берегових і плавучих LNG терміналів, сховищ LNG, спеціалізованої інфраструктури для постачання, зберігання та доставки на судна [42,43]. Ці

факти вказують на те, що використання LNG як палива для суден є динамічно вдосконалюючим і перспективним напрямком.

Використання LNG сприяє зниженню викидів CO₂, представленому шляхом розрахунку EEDI та операційного індикатора енергоефективності (Energy Efficiency Operational Indicator EEOI). Результат розрахунку EEDI частково залежить від потужності головного двигуна, потужності допоміжного двигуна, впроваджених інноваційних енергозберігаючих технологій для виробництва електроенергії на суднах, таких, як технологія когенерації вихлопних газів головного двигуна, та інноваційних енергозберігаючих технологій для поліпшення руху, наприклад, енергії вітру (наприклад, магнус ефект) або сонячної енергії.

1.3 Ступінь наукової розробленості теми дослідження

Кріс Лі-Джоунз (Chris Leigh-Jones), голова британської компанії Krystallon з Літлгемптона, що спеціалізується на поставках комплектуючих для суднобудівної промисловості, казав: "Якщо ви виміряєте, наприклад, викиди поромів, що курсують через Ламанш, то побачите, що один такий пором викидає до атмосфери стільки ж двоокису сірки, скільки півмільйона вантажівок». Але двоокисом сірки справа не обмежується. "Вихлопні гази суден містять і окисли азоту, і окисли сірки, і дрібнодисперсний пил, і озоноруйнуючі речовини, і леткі органічні сполуки", - додає Фолькер Маттіас (Volker Matthias), співробітник Інституту з вивчення узбережжя при Дослідницькому центрі імені Гельмгольца.

Морські судна здавна є злісними забруднювачами атмосфери, і на те є низка причин, - каже Фолькер Маттіас: "По-перше, це пов'язано з тим, що судові двигуни дуже потужні та споживають величезну кількість палива. По-

друге, це паливо - мазут, дешеве пальне з високим вмістом сірки, що є, по суті, відходами нафтопереробки. .

Відомо, що розроблені способи зниження викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів поділяють на первинні та вторинні. Первинні методи пов'язані з організацією процесів сумішоутворення та згоряння, вдосконалення системи впорскування палива, а також використанням альтернативних видів палива. До вторинних методів відносяться: рециркуляція відпрацьованих газів, каталітичне очищення відпрацьованих газів та інші. Зіставлення різних методів зниження емісії шкідливих речовин з відпрацьованими газами показує, що найбільша перевага може бути віддана рішення, пов'язаному із застосуванням альтернативних видів палива.

Значний внесок у вирішення проблеми підвищення екологічної безпеки водного транспорту через зниження викидів від судових дизельних двигунів внесли результати наукових досліджень наступних учених: Голіков В.О., Заблоцкий Ю.В., Куропятник А.А., Sahoo, B.B., Sahoo, N. and Saha, U.K., Kafle, Gopi Krishna, Kim, Sang Hun., Климова Є.В., Wan Nurdiyana Wan Mansor, Zhongcheng Wang, Sergejus Lebedevas, Paulius Rapalis, Justas Zaglinskis, Rima Mickeviciene, Кирпиченко С.В., Vasilij Djackov, Xiaoyu Liu, Вострикова М.О., Щавелев Д.В., Носков А.С., Пай З.П., Gerasimos Theotokatos та інших.

Аналіз Щавелева Д.В. показав, що можливість зниження шкідливих викидів тільки за рахунок організації робочого процесу двигуна може не забезпечити повною мірою вимоги Tier 3. Тому, до питання очищення відпрацьованих газів необхідно шукати комплексний підхід, використовуючи прогресивні пристрої, що не вимагають конструкційних змін двигуна: попередня обробка палива в каталітичному фільтрі-перетворювачі, обробка води для водопаливної емульсії, рециркуляція відпрацьованих газів, а також очищення відпрацьованих газів у рідинному контактному апараті [44].

Визначаючи ефективність способів зниження викидів відпрацьованих газів, О.В. Клімова у своїх дослідженнях обґрунтовує необхідність регулювання кута випередження впорскування палива, якості сумішоутворення для зменшення неповноти згоряння та зниження концентрації токсичних компонентів у відпрацьованих газах [45].

При визначенні найбільш ефективних способів зниження викидів газів, що відпрацьовали, С.В. Кирпиченко та Wan Nurdiyana Wan Mansor у своїх дослідженнях пропонують як вирішення даної проблеми застосування рециркуляції газів, що відпрацьовали [46].

Проведений аналіз показав, що наукові дослідження з токсичності відпрацьованих газів суднових дизельних двигунів проводилися на середньооборотних суднових та автомобільних дизелях застарілої конструкції. В даний час на судах в основному встановлюються дизельні двигуни виробництва компаній MAN Diesel & Turbo (ряд двигунів MC з подальшим розвитком в моделі MC-C; двигуни з електронною системою управління ME, ME-C) та Wartsila (двигуни двопаливні та двигуни з електронною системою управління RT-Flex). Однак в опублікованих літературних джерелах відсутня інформація щодо досліджень забруднення навколишнього середовища з двопаливних двигунів у різних режимах роботи та навантаженнях.

Висновки за розділом 1

1.Проведений аналіз існуючих екологічних правил суднових силових установок. Зростання вимог екологічної та енергетичної ефективності до суднових двигунів і жорсткість стандартів змушують суднобудівників і виробників двигунів шукати економічно ефективні методи їхнього задоволення.

2. Запропоновані технології декарбонізації суднових двигунів. Найбільш ефективним методом вирішення дилеми відповідності та вартості є використання газоподібного та альтернативного палива. Серед найбільш перспективних видів палива – природний газ, водень, біогаз на основі метану, зріджений пропан і бутан.

2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ТОКСИЧНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ СУДНОВИМИ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНИМИ УСТАНОВАМИ

2.1 Аналіз характеристик двопаливної дизель-генераторної установи фінської машинобудівної компанії Wärtsilä W9L34DF

Особливе місце в ряду суднових двигунів займає двигун виробництва компанії Wärtsilä W9L34DF виробничої лінійки компанії Wärtsilä. Цей двигун – дев'ятициліндровий, рядний, чотиритактний, нереверсивний, з турбонаддувом, проміжним охолодженням, з прямим і непрямим уприскуванням рідкого палива [47], в розрізі двигун наведений на рис. 1.1 Двигун може працювати в газовому режимі або в режимі Marine Diesel Oil (MDO).

Перехід двигуна W9L34DF з одного виду палива на інший здійснюється автоматично і практично миттєво, незалежно від режиму, на якому він працює. Важливою особливістю двигуна є те, що він працює із застосуванням бідних газових сумішей, крім того, повітря в циліндрі орієнтовно вдвічі більше, ніж потрібно для повного згорання палива. Тому велика кількість тепла витрачається на нагрівання повітря, а це сприяє суттєвому зниженню пікових значень температур згорання та різкому зменшенню утворення оксидів азоту (NO и NO_2) [45]. Важливим завданням є попередження вибухового згорання (детонації), що відбувається при багатих сумішах.

При всіх навантаженнях та швидкісних режимах, значення коефіцієнта надлишку повітря повинні знаходитись у відносно вузькому діапазоні. Регулювання співвідношення повітря-газ здійснюється автоматично на всіх режимах роботи шляхом зміни продуктивності турбокомпресора за допомогою байпасування вихлопних газів, частина їх спрямовується минаючи газотурбокомпресор (ГТК).

Перед двигуном газ фільтрується, стискається в залежності від навантаження двигуна до тиску (3,5 бар при повному навантаженні), величина якого залежить від режиму двигуна. Далі газ прямує до головного впускного клапана, що встановлюється на кришці кожного циліндра (рис. 2.1).

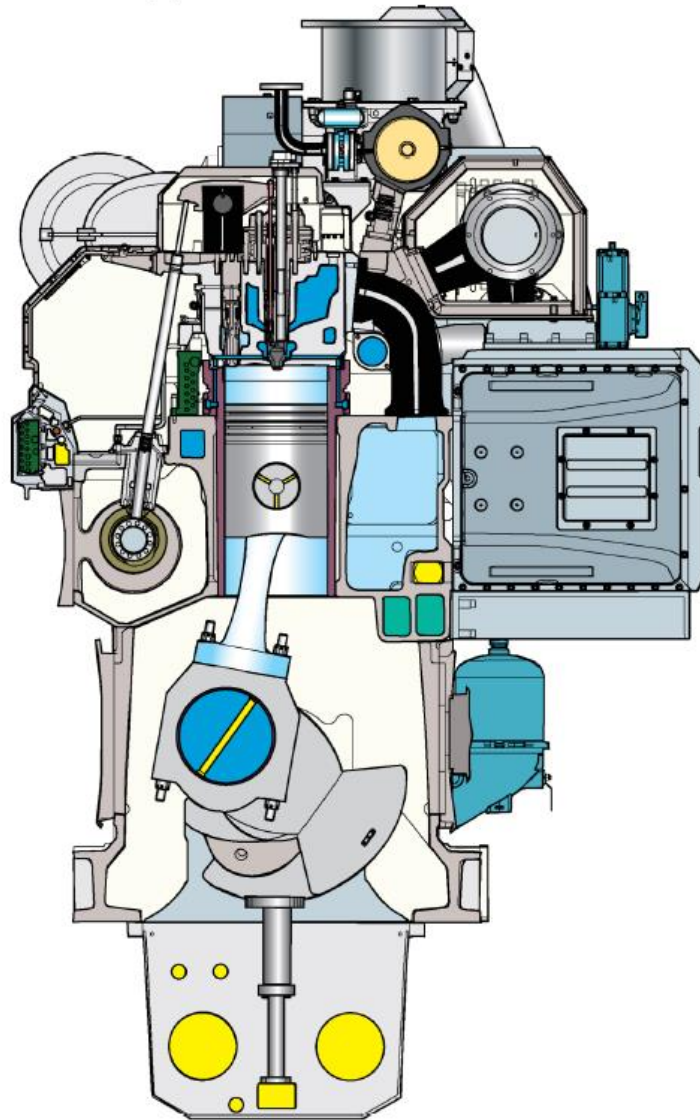


Рисунок 1.1 – Двигун Wärtsilä W9L34DF в розрізі

Керуючі імпульси на клапани подаються від електронного блоку управління [48], який, у свою чергу, отримує інформацію від датчиків обертів, навантаження, тиску та температури надувного повітря та датчика контролю згоряння в кожному циліндрі.

Блок двигуна є цільний литий компонент із кульового чавуну. Він має

жорстку та довговічну конструкцію для сприйняття внутрішніх зусиль.

Двигун обладнаний підвісним коленвалом, який утримується в корпусах рамових підшипників. Корпуси рамових підшипників із кульового чавуну встановлюються у блок знизу на двох шпильках із гідравлічною затяжкою. Вони фіксуються в блоці в поздовжньому напрямку зверху та знизу. Горизонтальні бічні гвинти з гідравлічною затяжкою у нижніх напрямних забезпечують дуже жорстку конструкцію рамових підшипників.

Гідравлічний домкрат з опорою в масляному картері забезпечує можливість виїмки та підйому корпусів рамових підшипників, наприклад, при їх інспекції. Комбінований маховиковий/упорний підшипник знаходиться на кінці приводу двигуна. Масляний піддон полегшеної зварної конструкції кріпиться до блоку знизу та ущільнюється кільцевими прокладками. Масляний піддон полегшеної зварної конструкції кріпиться до блоку знизу та ущільнюється кільцевими прокладками.

Основним критерієм проектування коленвала є надійність, що забезпечується дуже низькими навантаженнями на підшипники. Висока осьова та крутильна жорсткість досягається помірним ставленням діаметра циліндра до ходу поршня. Колінвал задовольняє вимоги всіх класифікаційних суспільств.

Колінвал є цільнокованим компонентом, що підвішується знизу в блоці двигуна. Колінвал повністю збалансований за допомогою противаг на кожній шатунній шийці для протидії ексцентричним навантаженням на підшипники. В результаті на всіх підшипниках формується рівномірна та масляна плівка потрібної товщини. За необхідності колінвал обладнується демпфером крутильних коливань.

Шатун має трикомпонентну конструкцію, що дозволяє зняти шатун без розбирання мотильового підшипника. Були проведені великі дослідження та розробки, щоб розробити шатун, у якому сили згоряння розподілені за максимальною площею мотильового підшипника.

Шатун виготовлений із кованої легованої сталі, з повністю обробленим корпусом. Нижня частина ділиться по горизонталі, що дозволяє витягувати поршень та шатун через циліндр. Усі шпильки шатуна мають гідравлічну затяжку. Підшипник поршневого пальця має трикомпонентну конструкцію.

Рамові та мотильові підшипники мають трикомпонентну конструкцію типу «свинець та бронза на сталі» з товстим та м'яким опорним шаром. Підшипники повністю покриті олов'яним шаром завтовшки 0,5-1 мікрон для захисту від корозії. Навіть незначні пошкодження стають видимими на поверхні підшипника під час опрацювання.

Циліндрові втулки виготовляються відцентровим литтям із спеціального сірого чавуну, який має високу зносостійкість і міцність. Охолодна вода розподіляється по верхній частині втулки за допомогою кілець розподілу води. Нижня частина втулки суха. Для усунення ризику полірування втулка обладнана кільцем.

Поршень зроблений із композитного матеріалу – спідниця із кульового чавуну, головка поршня із сталі. Спідниця поршня змащується примусово, що гарантує добре контрольована витрата олії у втулці циліндра у всіх режимах роботи. Масло подається через шатун в охолодний простір поршня. Канавки поршневого кільця у верхній частині поршня піддаються загартуванням для кращої опірності зносу.

Набір поршневих кілець складається з двох спрямованих компресійних кілець і одного відповідно пружного олійного кільця. Усі кільця хромовані, перебувають у голівці поршня.

Циліндрова кришка виконана із чавуну; Основний критерій проектування – висока надійність та простота обслуговування.

Механічна навантаження поглинається міцною проміжною складовою, яка, разом з верхньою складовою, і бічними сторонами утворюють замкнуту область, в чотирьох кутах якої розташовані болти кріплення циліндрової

втулки, що гідравлічно затягуються.

У циліндровій кришці є два впускні і два випускні клапани на циліндр. Усі клапани обладнані ротокапами. Клітини клапанів не застосовуються, що забезпечує дуже добру газодинаміку. Основний критерій проектування випускних клапанів – підтримання правильної температури шляхом точно контрольованого водяного охолодження сидла випускного клапана.

На кожен циліндр припадає по кулачку, вони розділені між собою окремими підшипниками. Кулачки та шийки розподільного валу кріпляться один до одного фланцевими з'єднаннями. Ця конструкція дозволяє знімати деталі розподільного валу в горизонтальному напрямку. Штамповані, повністю загартовані частини розподільного валу мають нерухомі кулачки. Корпуси підшипників інтегровані у виливку блоку циліндрів, тому практично закриті. Монтаж та демонтаж підшипників виконується гідравлічним пристроєм. Кришки розподільного валу (одна на кожен циліндр) ущільнені по відношенню до блоку циліндра замкнутим ущільнювачем круглого перерізу. Напрямні приводи клапанів інтегровані у блок двигуна. Товкачі клапана – поршневого типу, з роликом, що саморегулюється, по відношенню до кулачка для рівномірного розподілу контактної напруги. Здвоєні пружини клапана забезпечують динамічну стійкість механізму клапана.

Привід розподільного валу здійснюється через зубчасту передачу від колінвалу. Передавальна шестерня кріпиться до коленвала на фланцевому з'єднанні. Внутрішні зубчасті колеса закріплені у вузлі з допомогою гідравлічно затягнутих центральних болтів.

Система газового палива на двигуні складається з наступних компонентів:

- магістраль низького тиску газового палива;
- впускний газовий клапан для кожного циліндра;
- запобіжні фільтри на кожному впускному газовому клапані;
- вентиляційний клапан магістралі.

По магістралі газове паливо подається до кожного впускного клапана. Магістраль є звареною двостінною трубою збільшеного діаметра, яка одночасно служить акумулятором тиску. По газових трубках газове паливо з магістралі підводиться до впускних клапанів, встановлених у кожному циліндрі.

Впускні газові клапани (по одному на циліндр) мають електронне керування; вони відкриваються для подачі у кожен окремий циліндр правильної кількості газу. Впускні газові клапани керуються системою управління двигуна, що регулює частоту обертання та потужність двигуна. Впускний клапан є соленоїдним клапаном з прямим приводом. Клапан закривається пружиною (позитивне ущільнення) за відсутності електричного сигналу. Система управління двигуна може регулювати кількість газу, що подається в кожен окремий циліндр під час роботи двигуна для вирівнювання його навантаження. Впускний газовий клапан також обладнаний запобіжними фільтрами (90 мкм).

Вентиляційний клапан труби газової магістралі використовується для скидання тиску в магістралі під час переходу з газового в дизельний режим роботи. Клапан має пневматичний привід та керується системою керування двигуна.

Система упорскування основного дизельного палива використовується під час роботи двигуна в дизельному режимі. Коли двигун працює в газовому режимі, відбувається постійна циркуляція в системі основного дизельного палива, що забезпечує можливість миттєвого перемикання в дизельний режим.

Внутрішня система упорскування основного дизельного палива складається з наступного обладнання, на кожен циліндр:

ПНВТ;

трубка високого тиску;

здвоєна форсунка (для упорскування основного та запального палива)

Конструкція паливного насоса – монокомпонентного типу; насос розрахований на тиск упорскування до 150 МПа. Паливні насоси мають

вбудовані ексцентрики; вони також обладнані пневматичними стоп-циліндрами, що підключені до системи захисту від закидання оборотів.

Впорскувальна трубка високого тиску з'єднує насос упорскування з форсункою. Труби двостінні, екрановані, розташовуються в хот-боксі двигуна, що добре захищає їх.

Форсунка являє собою комбіновану форсунку упорскування основного та запального палива. Форсунка впорскування основного палива встановлена у центрі циліндрової кришки. Форсунка упорскування основного палива має традиційну конструкцію із пружинним голчастим клапаном.

У хот-боксі встановлена вся паливна апаратура основного палива та системні трубопроводи, що забезпечує максимальну надійність та безпеку. Сторона високого тиску системи основного дизельного палива, таким чином, повністю відокремлена від вихлопної системи та порожнин мастила двигуна. Будь-які протікання всередині хот-боксу відводяться для запобігання змішуванню палива зі мастилом. З тієї ж причини насоси упорскування повністю ізольовані від порожнини розподільного валу.

Система упорскування запального палива використовується для запалення повітряно-газової суміші в циліндрі під час роботи двигуна в газовому режимі. Для системи запального палива використовується та сама зовнішня паливна система, що і для системи основного палива. Система запального палива складається з наступних наважених компонентів:

- фільтр пального;

- насос високого тиску паливної магістралі;

- трубопровід паливної магістралі;

- здвоєна форсунка на кожен циліндр

фільтр запального палива є повнопроточним здвоєним блоком, що не допускає попадання забруднень в систему запального палива. Розмір осередку фільтра – 10 мікрон.

Насос запального палива високого тиску радіального поршневого типу має привід від двигуна та встановлюється на непривідній стороні двигуна. Система управління двигуна відстежує та контролює тиск палива, який становить близько 10 МПа.

Запальне паливо під тиском подається від насоса трубопроводу паливної магістралі малого діаметра. По магістралі запальне паливо надходить у кожен форсунку; магістраль також виконує функцію акумулятора тиску для запобігання коливанням тиску. Трубки високого тиску двостінні, екрановані, розташовуються в хот-боксі двигуна, що добре захищає їх. По цих трубках паливо від магістралі надходить до форсунок.

Блок запального палива з двоєної форсунки обладнаний голчастим розпилювачем із приводом від соленоїда, керованого системою керування двигуна. Запальне паливо подається по з'єднанням високого тиску, загвинченим корпус розпилювача. Коли двигун працює в дизельному режимі, впорскування пального продовжується для утримання в чистоті голки розпилювача.

Патрубки випускного колектора виконані із спеціального жаростійкого литого кульового чавуну. З'єднання на циліндрових кришках – типу обтискного кільця. Вся система відведення відпрацьованого газу розміщена в ізольованій коробці, що складається з панелей, що легко прибираються. Як ізоляційний матеріал використовується мінеральна вата.

Внутрішня система мастильного масла двигуна складається з насоса мастила з приводом від двигуна, насоса попереднього прокачування з електроприводом, термостата, фільтрів та масляного холодильника. Насоси мастила розташовані на вільній стороні двигуна, тоді як автоматичний фільтр, холодильник та термостат інтегровані в єдиний блок.

Система водяного охолодження розділена на високотемпературний (ВТ) та низькотемпературний (НТ) контури.

Вода ВТ контуру охолоджує втулки циліндра, кришку циліндра та перший

ступінь холодильника надувного повітря. Вода НТ контуру охолоджує другий ступінь холодильника надувного повітря та мастило.

Система турбонаддува SPEX (Single Pipe Exhaust system) поєднує переваги як імпульсної системи, так і системи постійного тиску. Вихлопний колектор повністю міститься в теплоізоляційному кожусі, що забезпечує низьку температуру поверхні двигуна.

Рядні двигуни мають один ГТН. ГТН розташований у поперечному напрямку із вільного кінця двигуна. Вихлопний патрубок може бути вертикальним, горизонтальним або нахиленим у поздовжньому напрямку.

Для оптимізації системи турбонаддуву для роботи на високих та низьких навантаженнях, а також для роботи в дизельному та газовому режимі з боку вихлопного газу в системі передбачено розвантажувальний клапан (waste gate). Цей розвантажувальний клапан використається на високих навантаженнях.

Як стандартний використовується двоступінчастий холодильник наддувного повітря з ВТ та НТ ступенями. В обох контурах використовується прісна вода.

Альтернативним видам палива приділяється більше уваги, оскільки загострюється занепокоєння з приводу викидів вихлопних газів, що виробляються двигунами внутрішнього згоряння, вищої вартості палива та виснаження сирої нафти. Були запропоновані різні рішення, включаючи використання альтернативного палива як спеціального палива в двигунах із іскровим запалюванням, дизельних двигунах із пілотним запалюванням, двопаливних двигунів з природним газом як додатковим паливом.

Це дослідження має на меті оцінити результати викидів до навколишнього середовища оксидів азоту з використанням дизельного палива та зрідженого природного газу в двопаливному двигуні. Більше використання двопаливних двигунів використовується через суворіші стандарти викидів, збільшення витрат на дизельне паливо та зниження витрат на природний газ.

2.2 Математичне моделювання дизель-генераторної установи за зміною статичних (дросельних) характеристик.

Моделі динаміки ДГУ є композицією ММ механічного руху обертових частин, що підпорядковуються рівнянням другого закону Ньютона та рівноваги моментів для обертового руху, та рівнянням зміни електромагнітного поля, що підпорядковуються рівнянням Парка-Горева для синхронного генератору.

Канонічне рівняння рівноваги моментів для обертового руху ДГУ має вигляд

$$\begin{aligned} J_{dz} \frac{d\omega_{dz}}{dt} + M_{BTdz}(\omega_{dz}) = \\ = M_{dz}(\omega_{dz}, G_t) - M_{dzn}(\omega_{dz}) - M_{Cdz}(\omega_{dz}), \end{aligned}$$

де

J_{dz} - приведений момент інерції обертових частин ДГУ,

M_{BTdz} - момент в'язкого тертя,

M_{dz} - обертовий момент, що створюється дизелем,

M_{dzn} - момент навантаження,

M_{Cdz} - момент опору у вузлах тертя,

G_t - витрати палива.

Оскільки $M_{BTdz} \ll M_{dz}, M_{dzn}, M_{Cdz}$, то в наступному така складова не приймається до розгляду.

Звідси, обертовий момент, що створюється дизелем, визначається співвідношенням

$$M_{dz} = N_{dz}(n_{dz}, G_t) / \omega_{dz},$$

де наявна потужність дизелю визначається його статичними (дросельними) характеристиками.

Аналогічно, момент навантаження визначається співвідношенням

$$M_{dzn} = N_{dzn} / \omega_{dz},$$

де потужність, що є навантаженням і споживається мережею, визначається електричними параметрами генератору, зокрема струмом навантаження та співвідношеннями активної та реактивної потужностей мережі.

Двопаливний режим роботи ДГУ враховується зміною статичних (дросьельних) характеристик ДГУ, оскільки теплотворна здатність дизельного палива та ЗПГ є різною, та існують деякі обмеження щодо режимів застосування ЗПГ.

Паливна автоматика ДГУ має два режиму функціонування відповідно до застосовуваного типу палива. При використанні ЗПГ в системі автоматичного управління (САУ) паливної автоматики виконавчим пристроєм є електромагнітний клапан (ЕМК), рівняння динаміки якого мають наступний вигляд:

$$m_k \frac{d^2 x_k}{dt^2} + \alpha_k \frac{dx_k}{dt} + \beta_k x_k = F_i(x_k, i_k) - F_k\left(x_k, \frac{dx_k}{dt}\right),$$

де

m_k - приведений маса рухомих частин ЕМК,

α_k - коефіцієнт в'язкого тертя,

β_k - коефіцієнт демпфуючої сили,

$F_i(x_k, i_k)$ - сила руху,

$F_k\left(x_k, \frac{dx_k}{dt}\right)$ - сила опору у вузлах тертя, яка враховує тертя руху (Кулонівське тертя), та тертя спокою.

$$L_k \frac{di_k}{dt} + R_k x_k - c_k \frac{dx_k}{dt} = U_k,$$

L_k - індуктивність обмотки ЕМК,

R_k - опір обмотки ЕМК,

c_k - коефіцієнт протито - ЕРС, що створюється рухом ЕМК,

U_k - напруга на обмотці ЕМК, що залежить від його положення та витрати палива:

$$U_k = f(G_t, x_k)$$

Вказана залежність враховує, по перше, калібровочну характеристику дозуючого пристрою

$$x_k = f_G(G_t),$$

та зворотній зв'язок в САУ паливної автоматики за переміщенням дозуючого пристрою (витрат палива).

Таким чином, рівняння сумісного руху динаміки ДГУ мають вигляд наступної системи диференціальних та алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{aligned} J_{dz} \frac{d\omega_{dz}}{dt} + M_{BTdz}(\omega_{dz}) &= \\ &= M_{dz}(\omega_{dz}, G_t) - M_{dzn}(\omega_{dz}) - M_{Cdz}(\omega_{dz}), \\ M_{dz} &= N_{dz}(n_{dz}, G_t) / \omega_{dz}, \\ M_{dzn} &= N_{dzn} / \omega_{dz}, \\ m_k \frac{d^2 x_k}{dt^2} + \alpha_k \frac{dx_k}{dt} + \beta_k x_k &= F_i(x_k, i_k) - F_k\left(x_k, \frac{dx_k}{dt}\right), \\ L_k \frac{di_k}{dt} + R_k x_k - c_k \frac{dx_k}{dt} &= U_k, \\ U_k &= f(G_t, x_k), \\ x_k &= f_G(G_t). \end{aligned}$$

Сумісне рішення наведених нелінійних диференціальних та алгебраїчних рівнянь визначає динаміку змін параметрів ДГУ в процесі експлуатації. Слід вказати, що загалом динаміка ДГУ є суперпозицією рухів з суттєво різними масштабами часу. Складова руху регулювання ДГУ по витратам палива має

масштаб часу, який значно перевищує масштаб часу електромагнітних явищ в синхронному генераторі. Тому виконується умова справедливості гіпотези про розподіл масштабів руху і вказані процеси можуть розглядатися незалежно.

Згідно викладеному, для наближеного структурного аналізу динаміки САУ стабілізації та регулювання режимів ДГУ, відповідно термінам та визначенням теорії автоматичного управління, слід розглядати об'єкт регулювання як аперіодичну ланку першого порядку вигляду

$$W_{dz} = \frac{k_{dz}(\omega_{dz})}{T_{dz}(\omega_{dz})s + 1},$$

де її параметри залежать від положення робочої точки на сукупності ДХ ДГУ.

Виконавчий пристрій в САУ має відповідно наступну передатну функцію:

$$W_{xu} = \frac{k_i / R_k}{m_k \tau_k s^3 + (m_k + \tau_k \alpha_k) s^2 + (\alpha_k + k_i c_k / R_k + \tau_k \beta_k) s + \beta_k},$$

де

$\tau_k = L_k / R_k$ - постійна часу електричної частини ЕМК.

Підсистема паливної автоматики є окремою слідкуючою системою, характеристики якої є відомими та атестованими. Загальною вимогою до такої системи є рівномірність логарифмічної частотної характеристики в робочому діапазоні частот з відхиленням не більше 3 db та демпфуванням не менше ніж 40 db/dec за межами такої смуги робочих частот.

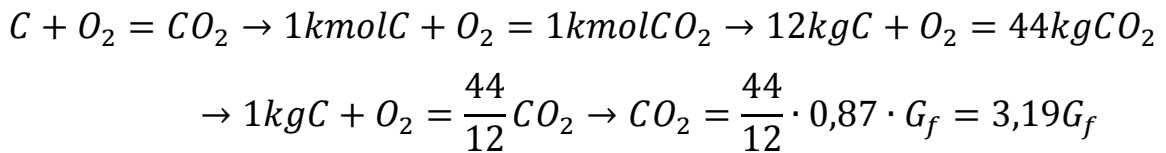
Вважається в наступному при моделюванні режимів ДГУ, що інерційність підсистеми паливної автоматики є несумірно малою за порівнянням з інерційністю об'єкта керування, тому на попередньому етапі моделювання може не прийматися до уваги.

В якості регулятора режимів, відповідно до керівництва з експлуатації ДГУ, приймається класичний ПІД-регулятор у цифровій реалізації.

Параметри ММ, зокрема момент інерції, номінальні потужність та оберти, та інші параметри, відповідають паспортним даним ДГУ W9L34DF.

2.3 Розрахунок річних викидів оксидів азоту, діоксиду вуглецю та оксидів сірки судновими енергетичними установами

Викиди CO₂ визначаються елементним складом використовуваного палива та витратою палива. Вміст діоксиду вуглецю в (MDO) було прийнято за 0,87. Теорія синтезу кисню та вуглецю використовується для розрахунку річних викидів CO₂ двигунами.

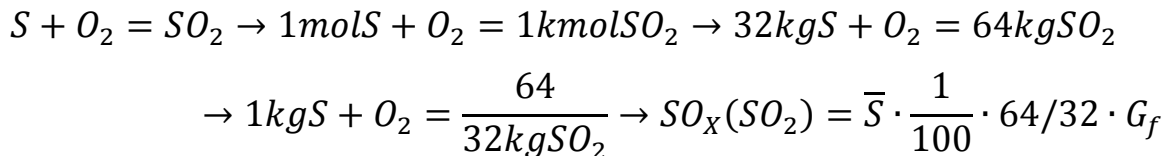


де, G_f - витрата палива за рік, кг.

Коефіцієнт викидів CO₂ при заміні головного двигуна на Wartsila 9L34DF, що працює на LNG з концентрацією вуглецю 0,75:

$$CO_2 = \frac{44}{12} \cdot 0,75G_f = 2,75G_f$$

Викиди SO₂ у вихлопі двигуна залежать від вмісту сірки в паливі та витрати палива. SO₂ утворюється в результаті реакції сірки, що міститься в паливі, з киснем у камері згоряння двигуна.



де, вміст S-сірки у відсотках, для MGO, $S = 0,1\%$, G_f - витрата палива за рік, кг.

Викиди NO_x від двигуна в першу чергу визначаються параметрами згоряння палива, температурою, однорідністю температурного поля та подачею повітря в циліндр.

Оцінка викидів NOx від двигунів регулюється в Додатку VI MARPOL 73/78; Рівняння із додатку VI MARPOL 73/78 було використано для визначення викидів NOx від двигунів Wartsila 9L34DF.

$$e'_{NO_x} = \frac{\sum G_{fi} \cdot e_{NO_x}^f \cdot \omega_i}{\sum_{i=1}^7 P_{e_i} \cdot \omega_i}$$

де, e'_{NO_x} – питомі викиди NOx g/kWh

$e_{NO_x}^f$ – питомі викиди NOx kg/kg_{fuel}

G_f - витрата палива kg/h

P_{e_i} – потужність двигуна під навантаженням.

ω_i – ваговий коефіцієнт

Остаточна формула викидів NOx в g/h:

$$NO_X = \sum_{i=1}^n e'_{NO_x} \cdot G_{fi} \cdot \omega_i$$

Висновки за розділом 2

1) Двопаливний режим роботи ДГУ розрахован з-за допомоги зміни статичних (дросельних) характеристик ДГУ, оскільки теплотворна здатність дизельного палива та ЗПГ є різною.

2) Розраховані річні викиди CO_2 – $3,19G_f$ при роботі на MDO, $2,75G_f$ – на LNG - $2,75G_f$, де G_f - витрата палива за рік; NO_x , SO_x .

3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЗАБРУДНЕННЯ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ОКСИДАМИ АЗОТУ ПРИ РОБОТІ СУДНОВИХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНИХ УСТАНОВОК

3.1 Складові експериментальних досліджень процесів забруднення навколишнього середовища оксидами азоту

Найважливішою складовою частиною наукових досліджень є експеримент, основою якого є науково поставлений досвід з точно врахованими і керованими умовами. У це поняття “експеримент” вкладається наукова постановка дослідів і спостереження досліджуваного явища в точно врахованих умовах, що дозволяють стежити за ходом явищ і відтворювати їх кожного разу при повторенні цих умов. Саме по собі поняття "експеримент" означає дію, спрямовану на створення умов з метою здійснення того чи іншого явища і по можливості найбільш частого, тобто не ускладнюється іншими явищами.

Експериментальні дослідження присвячені вивченню процесів забруднення навколишнього середовища оксидами азоту, які виникають при роботі суднових дизель-генераторних установок, зокрема двопаливного двигуна Wartsila 9L34DF. Під час роботи двигуна у різних режимах роботи та залежно від навантаження необхідно знімати дані оксидів азоту NO_x.

Метою експерименту є:

дослідження вмісту оксидів азоту NO_x у різних режимах роботи двигуна Wartsila 9L34DF та параметрів, які впливають на них, та управління pilot injection (пілотний впорскування) двопаливного двигуна.

Завданням проведення експерименту є отримання значень оксидів азоту та засобів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища при роботі суднових дизель-генераторних установ.

Експерименти виконувались з дотриманням вимог правил безпеки.

Як правило, пуск і зупинка агрегату здійснюється з кімнати управління двигуном. Перехід з одного режиму роботи у інший повинен бути узгоджений з дозволу старшого механіка.

При проведенні експериментальних досліджень використовувалося наступне обладнання та прилади:

- Wartsila 9FL34DF - дев'ятициліндровий, рядний, чотиритактний, нереверсивний, з турбонаддувом, проміжним охолодженням, з прямим і непрямым уприскуванням рідкого палива. Двигун може працювати в газовому режимі або в режимі Marine Diesel Oil (MDO) ;

- Інтегрована система контролю та безпеки HONEYWELL;

- Розподілена система керування двигуном для моніторингу та контролю всіх функцій двигуна WECS 8000.. Система контролює подачу палива, повітря, запалювання, детонацію, швидкість, навантаження, діагностику та зв'язок із інтегрованою системою контролю та безпеки HONEYWELL. Система складається з декількох апаратних модулів.. Модулі зв'язуються один з одним двома шинами зв'язку на основі протоколу CAN. Огляд системи показаний на рисунку 3.1.

Для отримання значень оксидів азоту NO_x у різних режимах роботи та параметрів, які впливають на виброси використовується двопаливний двигун Wartsila 9L34DF з паспортними даними:

циліндрова потужність – 480 кВт;

частота обертання двигуна – 720 об/хв.;

потужність двигуна – 4320 кВт;

діаметр циліндра – 340 мм;

хід поршня – 400 мм;

номінальний ступінь стиснення – 12.6:1;

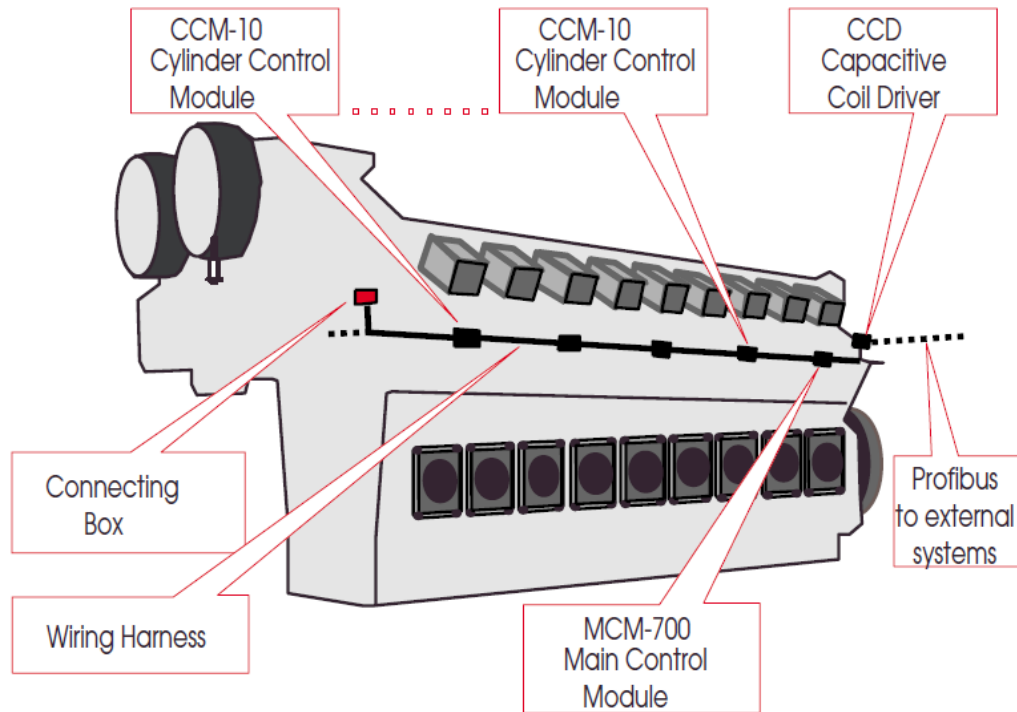


Рисунок 3.1 – Основні компоненти системи керування WECS 8000

прокладка шатуна, товщина – 5 ± 0.05 мм;

гільза циліндра, внутрішній діаметр – 340 Н7;

прокладка головки блоку циліндра, товщина – 2 ± 0.09 мм.

Система подачі повітря в камеру згоряння:

температура наддувного повітря, не більше 75 ($^{\circ}\text{C}$).

Паливна система:

тиск перед ПНВТ 7-8 (bar);

тиск подачі газу 5.3 (bar).

Система мастила:

тиск перед двигуном, номінальний 5.0 ± 0.5 (bar);

температура перед двигуном, номінальна 63 ($^{\circ}\text{C}$);

система високотемпературної охолоджувальної води 4.0 (bar).

Максимальна безперервна потужність двигуна доступна при максимальних значеннях температури охолоджуючої рідини наддувного

повітря, не більше 38(°C); температури повітря, макс. 45(°C); протитиску вихлопних газів, максимум 400 (mmWC).

У двопаливному двигуні необхідне застосування пілотного впорскування (pilot injection) дизельного палива в циліндр, щоб забезпечити безпечне запалювання газу. Система пілотного впорскування зазвичай активується, як в газовому, так і в дизельному режимах. Дизельне паливо без пілотного уприскування рекомендується лише у випадку, якщо використовуються стандартні дизельні форсунки (тобто для більш тривалих періодів роботи на дизельному паливі). Двигун завжди при запуску працює лише на пілотному впорскуванні палива. При частоті обертання двигуна 600 об/хв активується також вибрана основна паливна система [49].

Управління пілотним уприскуванням двопаливного двигуна здійснюється індивідуально за допомогою керуючого сигналу від ССМ (Cylinder control module). Один ССМ керує пілотним уприскуванням двох циліндрів. Клапан керування пілотним уприскуванням прикріплений до комбінованого дизельного/пілотного інжектора на головці циліндрів. Тривалість пілотного впорскування залежить від навантаження і швидкості двигуна. Якщо виникла несправність однієї форсунки, це можна визначити як аномальну температуру вихлопних газів у цьому циліндрі. У такому випадку відбудеться автоматичний перехід в дизельний режим і спрацює сигнал тривоги.

Розглянемо пристрої, конструкція яких впливають на викиди оксиду азоту NO_x, а саме:

форсунка (injection nozzle);

паливний насос, дизельний режим (injection pump, diesel mode)

розподільний вал (camshaft);

головка циліндрів (cylinder head);

прокладка головки циліндрів (cylinder head gasket);

поршень (piston);

шатун (connecting rod);
 прокладка шатуна (connecting rod shim);
 турбокомпресор (turbocharger);
 охолоджувач наддувного повітря (charge air cooler);
 exhaust waste gate valve (diesel mode);
 повітряний перепускний клапан, дизельний режим (air by-pass valve, diesel mode);
 направляючий блок для VIC (перемінний впускний клапан закриття), дизельний режим (Guide block for VIC (Variable Inlet valve Closing) (Diesel Mode)

До параметрів, що впливають на викид оксидів азоту NO_x, відносяться:
 час уприскування, зазначений для дизельного режиму (injection timing, diesel Mode);

час роботи впускного та випускного клапанів (inlet, exhaust valves timing);

коефіцієнт стиснення (compression ratio);

кількість пілотного палива та час уприскування (pilot fuel amount and timing);

час подачі газу, газовий режим (main gas timing, gas mode)

тиск наддувного повітря (charge air pressure);

exhaust wastegate valve position, diesel mode;

положення перепускного клапана повітря, дизельний режим (air by-pass valve position diesel mode) ;

CRC (Catalytic Redundance Check) for VIC position (Diesel Mode) CRC.

Розглянемо більш детально допустимі регулювання фізичних величин, які впливають на зменшення викидів оксидів азоту двигуном.

Час упорскування. Щоб відповідати критеріям максимального тиску запалення та тиску наддувного повітря, час упорскування ніколи не повинен випереджати максимально допустимі значення. Ці значення наведені у технічних даних двигуна.

Тиск надуваного повітря. Тиск надуваного повітря при повному навантаженні контролюється шляхом обмеження швидкості турбокомпресора відповідно до попередньо встановленого значення в системі керування двигуном.

У дизельному режимі головне упорскування палива керується дизельним приводом. Дизельний привод, який є ротаційним електрогідравлічним типом (Woodward PG-EG 58), керує кутовим положенням стійки для дизельного палива. Сигнал від WECS (блок МСМ) визначає потребу в паливі відповідно до умов регулювання швидкості або навантаження двигуна. Цей пропорційний сигнал передається через трансформатор струму (4...20 мА/0...200 мА) на привод. Під час прокручування двигуна тиск у приводі підвищується за допомогою окремо керованого клапана підвищення тиску масла.

Розроблена методика включає наступну послідовність дій:

- 1) Знімаються параметри, що впливають на викид оксидів азоту NO_x двох двигунів.
- 2) Знімаються дані про викиди газів двигуна № 1, в дизельному режимі роботи при різних навантаженнях.
- 3) Знімаються дані про викиди газів двигуна № 1, в газовому режимі роботи при різних навантаженнях.
- 4) Знімаються дані про викиди газів двигуна № 2, в дизельному режимі роботи при різних навантаженнях.
- 5) Знімаються дані про викиди газів двигуна № 2, в газовому режимі роботи при різних навантаженнях.

3.2 Результати експериментальних досліджень з викиду газів, що забруднюють навколишнє середовище

Експерименти проводилися 13, 15, 20, 21 вересня 2021 року. Кількість проведених експериментів – 18. У таблицях 3.1-3.7 наведено параметри, які впливають на викиди забруднюючих повітря газів, для двох ідентичних двопаливних двигунів Wartsila 9FL34DF – D1, D2.

Таблиця 3.1 – Кут відкриття та закриття клапанів

Випускний клапан відкритий bBDC [°]	Впускний клапан відкритий bTDC [°]	Випускний клапан закритий aTDC [°]	Впускний клапан відкритий aBDC [°]
(Допустиме відхилення: $\pm 2^\circ$)	(Допустиме відхилення: $\pm 2^\circ$)	(Допустиме відхилення: $\pm 2^\circ$)	(Допустиме відхилення: $\pm 2^\circ$)
38.5	9	6.5	-54.8

Час упорскування має значний вплив на продуктивність двигуна та викиди двигунів. Коли час упорскування збільшується, велика частина палива спалюється під час останньої частини такту стиснення. Отже, більше згорання палива відбувається раніше, що підвищує температуру циліндрів і призводить до більш високого пікового тиску в циліндрі 32, що виникає поблизу верхньої мертвої точки (BMT).

Таблиця 3.2 – Час уприскування, дизельний режим

№	Швидкість	Час вприскування, макс. раніше TDC [°CA]
D1	720	13.1
D2	720	15.2

Оскільки збільшення часу впорскування призводить до високої температури циліндра, утворення NOx також більше. Якщо впорскування починається пізніше або сповільнюється, піковий тиск і температура циліндра виникають після верхньої мертвої точки, коли об'єм циліндра більший. Уповільнення часу упорскування зменшувати затримки запалювання. Подальше уповільнення часу упорскування після BMT призводить до низької температури в циліндрі та втрат енергії, що призводить до низької теплової ефективності.

Таблиця 3.3 – Час подачі газу, газовий режим:

№	Швидкість	Навантаження %	Час впорскування, макс. [°CA bTDC]
D1	720	100	390
D1	720	75	382
D1	720	50	368
D1	720	25	352
D1	720	10	350
D2	720	100	390
D2	720	75	390
D2	720	50	382
D2	720	25	361

Необхідний тиск газового палива залежить від очікуваної низької теплотворної здатності (НТЗ) газового палива, а також від падіння тиску в системі подачі газу в двигун. НТЗ газового палива має бути вище 28 МДж/м³ при 0°C і 101,3 кПа

Усі двигуни незалежно від кількості циліндрів запускаються за допомогою стисненого повітря з максимальним тиском 3 МПа (30 Бар) [50]. Запуск здійснюється шляхом прямого подавання повітря в циліндри через клапани пускового повітря в циліндрових кришках. Головний пусковий клапан на двигуні може керуватись, як вручну, так і електричним клапаном. Система пускового повітря обладнана клапаном для повільного прокручування, що забезпечує повільне прокручування коленвала на кілька обертів без подачі палива перед запуском. Повільне прокручування не виконується, якщо двигун працював до запуску протягом 30 хвилин або якщо повільне прокручування виконується автоматично кожні 30 хвилин. Всі двигуни виробничої лінійки Wartsila обладнані навішеними безповоротними клапанами та пламегасниками.

Як запобіжний засіб двигун не може бути запущений при підключеному валоповоротному пристрою.

Таблиця 3.4 – Дані тиску наддувного повітря(дизельний режим)

№	Швидкість	Середній ефективний тиск [bar]	Тиск наддувного повітря[bar]
D1	720	18.7-22.0	3.6-4.3
D2	720	18.8-22.1	3.5-4.2

Таблиця 3.5 – Дані тиску наддувного повітря (газовий режим)

№	Швидкість	Середній ефективний тиск [bar]	Тиск наддувного повітря[bar]
D1	720	18.7-22.0	2.7-3.3
D2	720	18.7-22.0	2.7-3.3

Таблиця 3.6 – Пілотне паливо (дизельний режим)

№	Швидкість	Навантаження %	Тривалість пілотного палива[ms]	Кут випередження пілотного палива [°CA bTDC]
D1	720	100	1.7	10
D1	720	75	1.7	10
D1	720	50	1.9	10
D1	720	25	2.1	11
D1	720	10	2.9	22
D2	720	100	1.7	12
D2	720	75	1.7	12
D2	720	50	1.9	12
D2	720	25	2.1	13

Таблиця 3.7 – Пілотне паливо (газовий режим)

№	Швидкість	Навантаження %	Тривалість пілотного палива[ms]	Кут випередження пілотного палива [°CA bTDC]
D1/D2	720	100	1.7	32
D1/D2	720	75	1.7	32
D1/D2	720	50	1.7	31
D1/D2	720	25	2.5	30
D1/D2	720	10	3.9	31

Експерименти проводились в режимі дизель (табл. 3.8) та у режимі газ для двигуна D1 при навантаженнях 10%, 25%, 50%, 75% та 100%; для двигуна D2 при навантаженнях 25%, 50%, 75% та 100%. Параметри щодо газового режиму наведені в Додатку А.

Таблиця 3.8 – Дані про викиди газів двигуна № 1, в дизельному режимі роботи при різних навантаженнях

Diesel Mode		D #1, 720 rpm Test date 13.09.2021				
Mode		1	2	3	4	5
Power/Torque	%	100	75	50	25	10
Speed	%	100	100	100	100	100
Time at beginning of mode		12:40	13:10	13:40	14:10	14:40
Ambient Data						
Atmospheric pressure	kPa	99.72	99.8	99.82	99.85	99.89
Intake air temperature	° C	22	23	26	26	26
Intake air humidity	g/kg	4.34	4.3	4.28	4.28	4.3
Relative humidity (RH) of intake air	%	26.8	25.9	23.4	22.6	22.6
Air temperature at RH sensor	° C	21.6	22	23.6	24.2	24.3
Test condition parameter, fa		0.98	0.99	1.0	1.0	1.0
Gaseous Emission Data						
NOx concentration dry	ppm	733	790	833	702	509
CO concentration dry	ppm	62	62	112	122	220
CO2 concentration dry	%	5.93	5.8	6.05	4.37	3.49
O2 concentration dry	%	12.61	12.77	12.42	14.77	15.98
HC concentration wet/as CH4	ppm	164	180	224	211	245
NOx humidity correction factor, khd		0.92	0.92	0.93	0.93	0.93
Dry/wet correction factor, kwr		0.99	0.99	0.99	0.99	0.99
NOx mass flow	kg/h	31.4	25.9	18.5	12.3	6.1
CO mass flow	kg/h	1.8	1.3	1.6	1.4	1.7
CO2 mass flow	kg/h	2630.5	1970.9	1379.2	788.0	431.1
O2 mass flow	kg/h	4067.1	3155.1	2058.7	1936.6	1435.3
HC mass flow	kg/h	2.4	2.0	1.7	1.3	1.0
SO2 mass flow	kg/h					
NOx specific	g/kWh	7.3	8.0	8.6	11.4	14.2
Weighted NOx value	g/kWh	8.8				

Продовження таблиці 3.8

Engine Data						
Speed	rpm	720	720	720	720	720
Dynamometer setting	kW	4208	3137	2074	974	345
Power	kW	4320	3240	2160	1080	432
Mean effective pressure	kPa	2203	1652	1101	551	220
Fual rack	mm	37	29	21	14	8
Uncorrected spec. fuel consumption	g/kWh	193.45	193.3	203.23	232.27	318.94
Fuel flow	kg/h	836	626	439	251	138
Exhaust flow	kg/h	30870	23619	15881	12372	8408
Exhaust temperature	° C	319	326	386	321	284
Exhaust back pressure	kPa	4.1	1.7	0.4	0.4	0.1
Cylinder Coolant temperature in	° C	80	84	87	89	82
Cylinder Coolant temperature out	° C	86	88	90	91	84
Cylinder Coolant pressure	kPa	330	330	310	310	310
Charge air reference temperature (intercooled)	° C	50	50	50	50	50
Charge air temperature (Tscrf)	° C	50	50	50	50	50
Lubricant temperature	° C	63	63	62	62	62
Lubricant pressure	kPa	530	540	540	530	530
Air intake restriction	kPa	0.68	0.42	0.2	0.11	0.1
Charge air coolant temperature in	° C	43	47	48	49	50
Charge air coolant temperature out	° C	53	54	54	54	54
Charge air pressure	kPa	431.0	304.0	176.0	72.0	22.0
Fuel oil temperature	° C	34.	34.0	34.0	34.0	34.0
By pass valve position	O/C	C	C	C	C	C
Waste gate position	C/O deg.	C	C	C	C	C
VIC	ON/OFF	OFF	OFF	OFF	ON	ON

На рисунках (3.2-3.9) побудовані графіки залежностей викидів оксидів азотів, діоксидів вуглецю двигуна №1 та №2 при різних режимах роботи та навантаженнях.

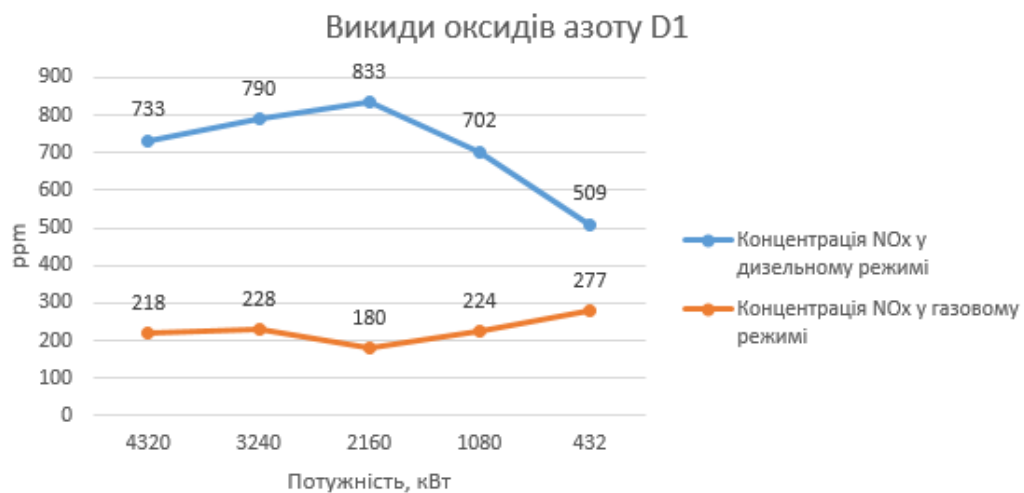


Рисунок 3.2 – Викиди оксидів азоту двигуна № 1

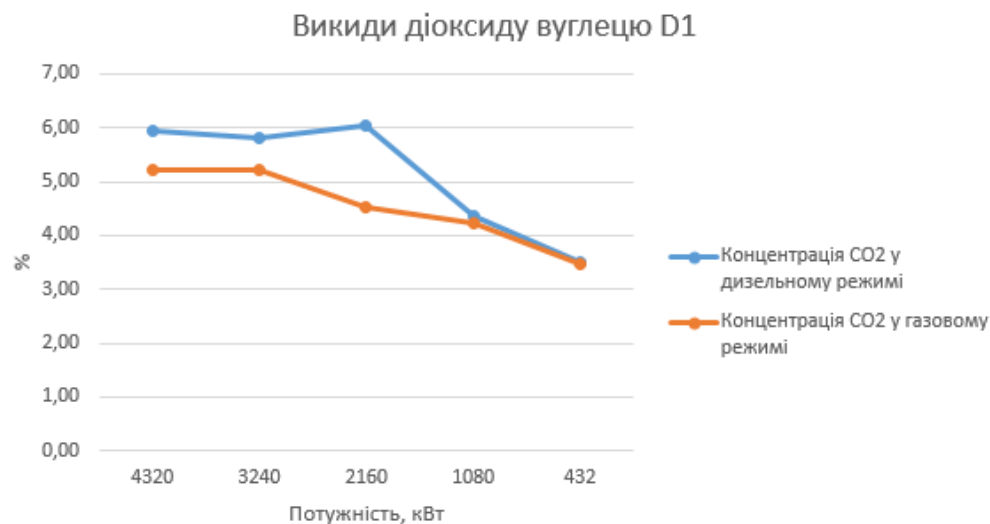


Рисунок 3.3 – Викиди діоксиду вуглецю двигуна № 1

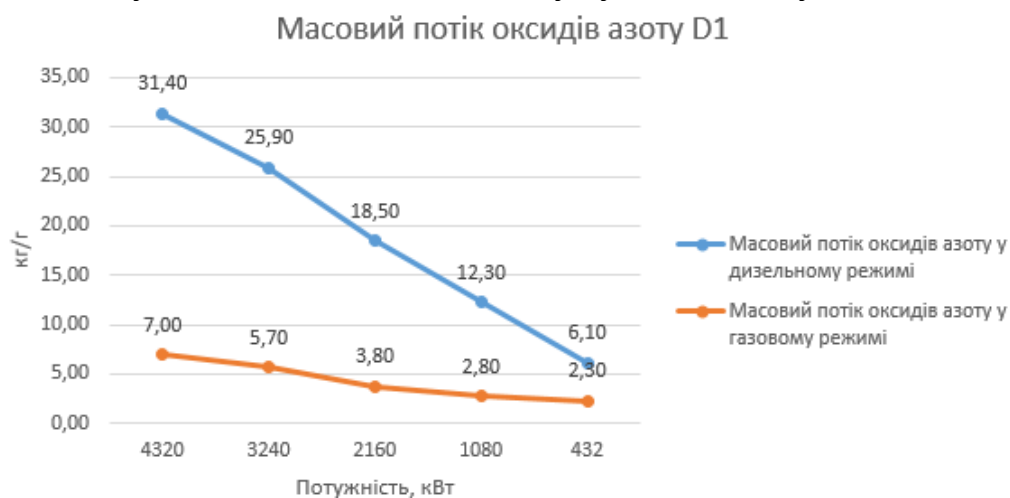


Рисунок 3.4 – Масовий потік оксидів азоту двигуна № 1

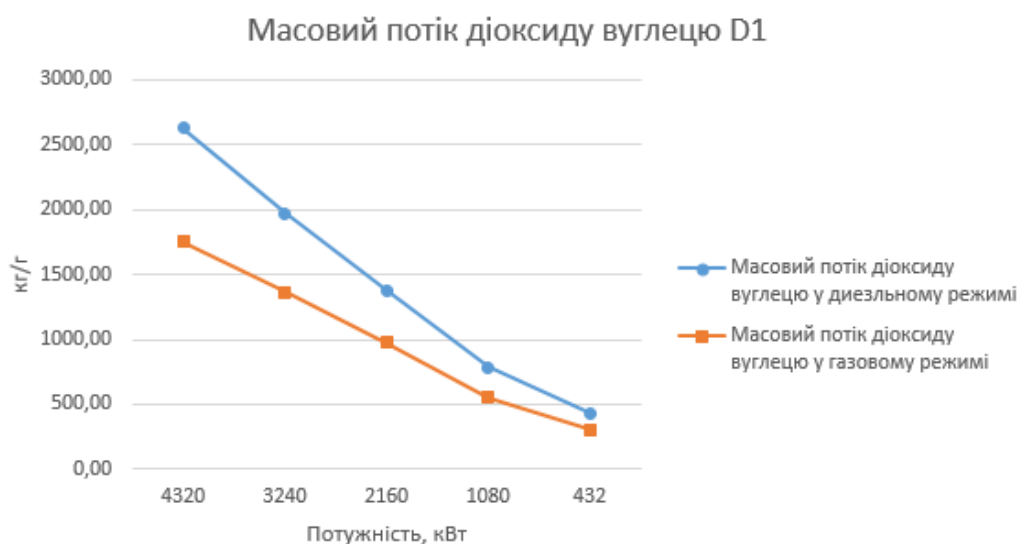


Рисунок 3.5 – Масовий потік діоксиду вуглецю двигуна № 1

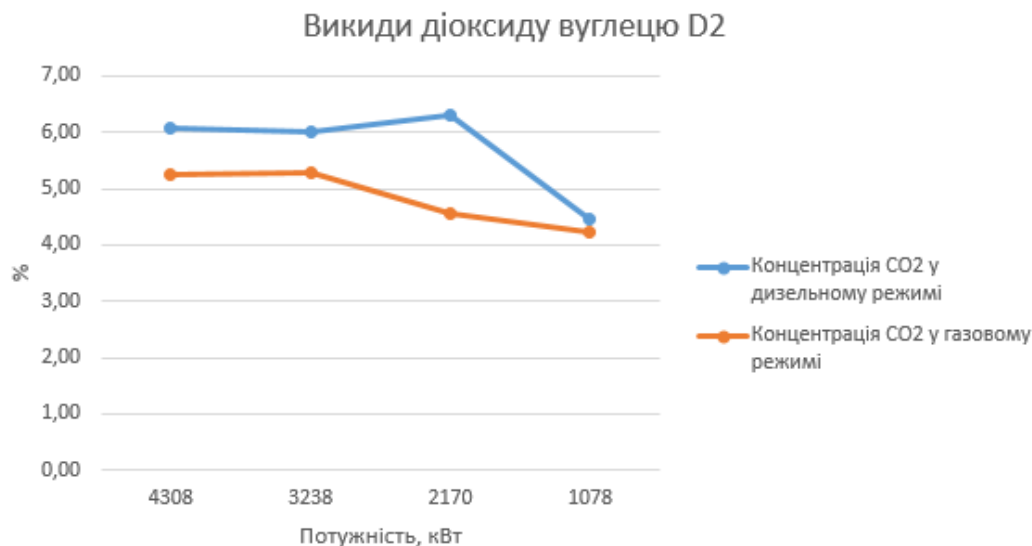


Рисунок 3.6 – Викиди діоксиду вуглецю двигуна № 2

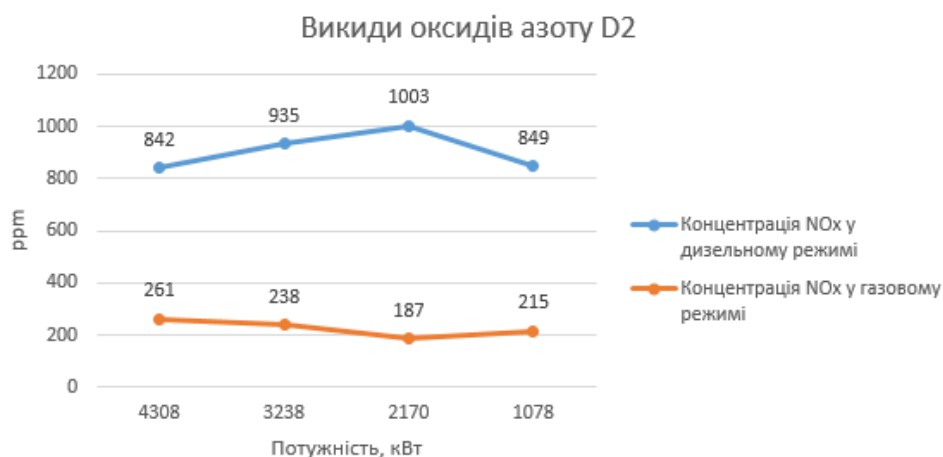


Рисунок 3.7 – Викиди оксидів азоту двигуна № 2

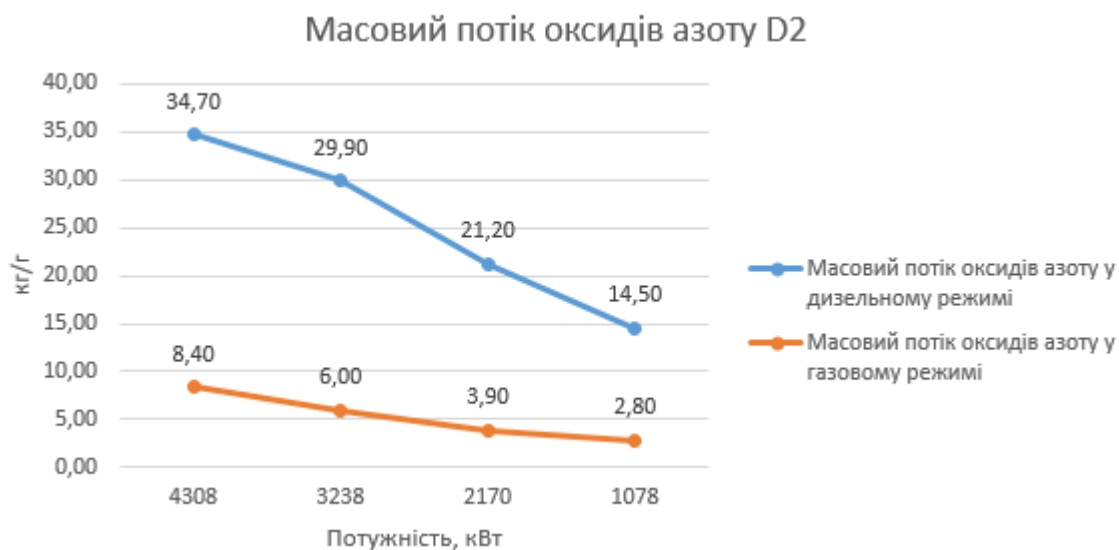


Рисунок 3.8 – Масовий потік оксидів азоту двигуна № 2

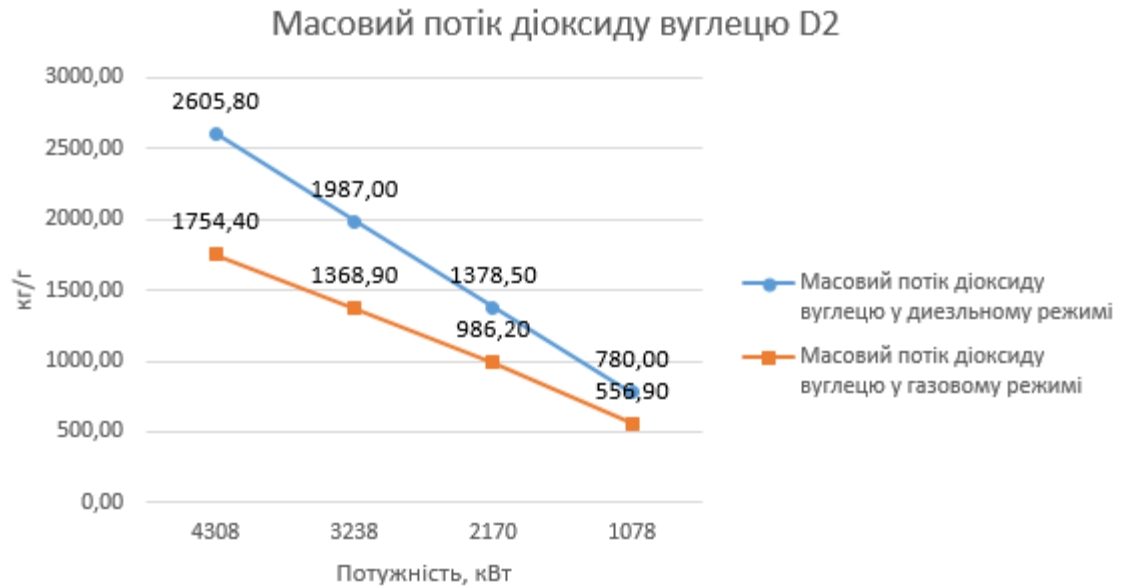


Рисунок 3.9 – Масовий потік діоксиду вуглецю двигуна № 2

За результатами досліджень оксиди азоту при повному навантаженню двигуна на дизельному паливі складають 733 ppm з масовим потоком 31.4 kg/h тоді як у газовому режимі 218 ppm з масовим потоком 7.0 kg/h. Також порівнюючи обидва режими, видно що в газовому режимі викиди твердих CO₂ набагато менше. То ж двигун відповідає екологічним вимогам MARPOL 73/78 Annex VI Tier III.

Висновки до розділу 3

1. У результаті проведення низки експериментів досліджений вміст оксидів азоту NO_x при різних навантаженнях двигуна Wartsila 9L34DF значно вище при роботі двигуна на дизельному паливі. Найбільш ефективним методом вирішення дилеми відповідності та вартості є використання газоподібного та альтернативного палива. Серед найбільш перспективних видів палива – природний газ, водень, біогаз на основі метану, зріджений пропан і бутан.

2. Модифікація суднових електростанцій для роботи на LNG зменшує викиди NO_x на 85–90%, CO₂ на 10–20%, а твердих частинок (particulate matter PM) і SO_x практично повністю.

4 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЇ УСТАНОВИ ФІНСЬКОЇ МАШИНОБУДІВНОЇ КОМПАНІЇ WARTSILA 9L34DF

4.1 Математичні моделі динаміки ДГУ та їх комп'ютерна реалізація

Моделі динаміки ДГУ є композицією ММ механічного руху обертових частин, що підпорядковуються рівнянням другого закону Ньютона та рівноваги моментів для обертового руху, та рівнянням зміни електромагнітного поля, що підпорядковуються рівнянням Парка-Горева для синхронного генератора.

Канонічне рівняння рівноваги моментів для обертового руху ДГУ має вигляд

$$\begin{aligned} J_{dz} \frac{d\omega_{dz}}{dt} + M_{BTdz}(\omega_{dz}) = \\ = M_{dz}(\omega_{dz}, G_t) - M_{dzn}(\omega_{dz}) - M_{Cdz}(\omega_{dz}), \end{aligned}$$

де

J_{dz} - приведений момент інерції обертових частин ДГУ,

M_{BTdz} - момент в'язкого тертя,

M_{dz} - обертовий момент, що створюється дизелем,

M_{dzn} - момент навантаження,

M_{Cdz} - момент опору у вузлах тертя,

G_t - витрати палива.

Оскільки $M_{BTdz} \ll M_{dz}, M_{dzn}, M_{Cdz}$, то в наступному така складова не приймається до розгляду.

Звідси, обертовий момент, що створюється дизелем, визначається співвідношенням

$$M_{dz} = N_{dz}(n_{dz}, G_t) / \omega_{dz},$$

де наявна потужність дизелю визначається його статичними (дросьельними) характеристиками.

Аналогічно, момент навантаження визначається співвідношенням

$$M_{dzn} = N_{dzn} / \omega_{dz},$$

де потужність, що є навантаженням і потребує мережею, визначається електричними параметрами генератору, зокрема струмом навантаження та співвідношеннями активної та реактивної потужностей мережі.

Двопаливний режим роботи ДГУ враховується зміною статичних (дросьельних) характеристик ДГУ, оскільки теплотворна здатність дизельного палива та ЗПГ є різною, та існують деякі обмеження щодо режимів застосування ЗПГ.

Вважається в наступному при моделюванні режимів ДГУ, що інерційність підсистеми паливної автоматики є несумірно малою за порівнянням з інерційністю об'єкта керування, тому на попередньому етапі моделювання не приймається до уваги.

В якості регулятора режимів, відповідно до керівництва з експлуатації ДГУ, приймається класичний ПІД-регулятор у цифровій реалізації.

Параметри ММ, зокрема момент інерції, номінальні потужність та оберти, та інші параметри, відповідають паспортним даним ДГУ W9L34DF

Математична модель ДГУ W9L34DF в додатку Simulink інтерактивного середовища MATLAB на рис. 4.1

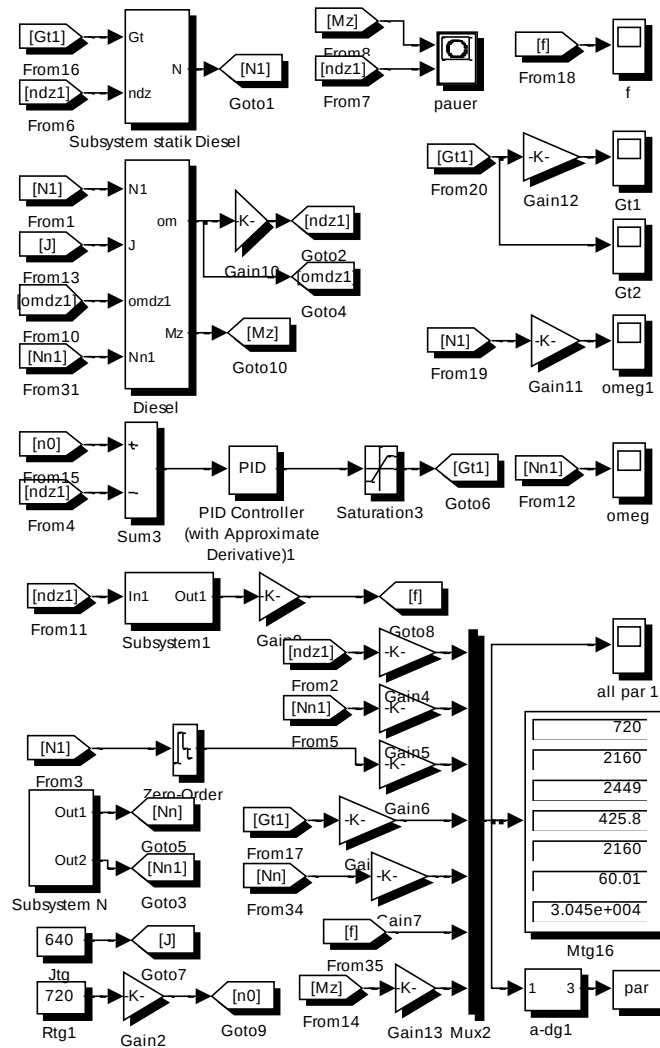


Рис. 4.1 – Математична модель ДГУ W9L34DF в Simulink

Підсистеми математичної моделі ДГУ W9L34DF в Simulink на рис. 4.2

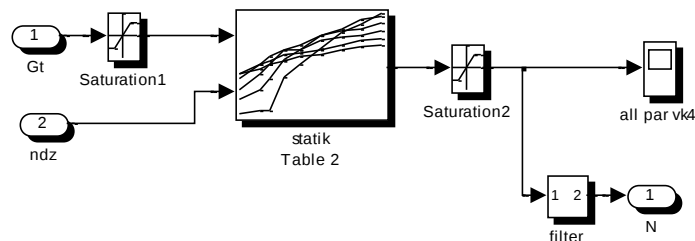


Рис. 4.2 – Підсистема формування статичних дросельних характеристик ДГУ
W9L34DF

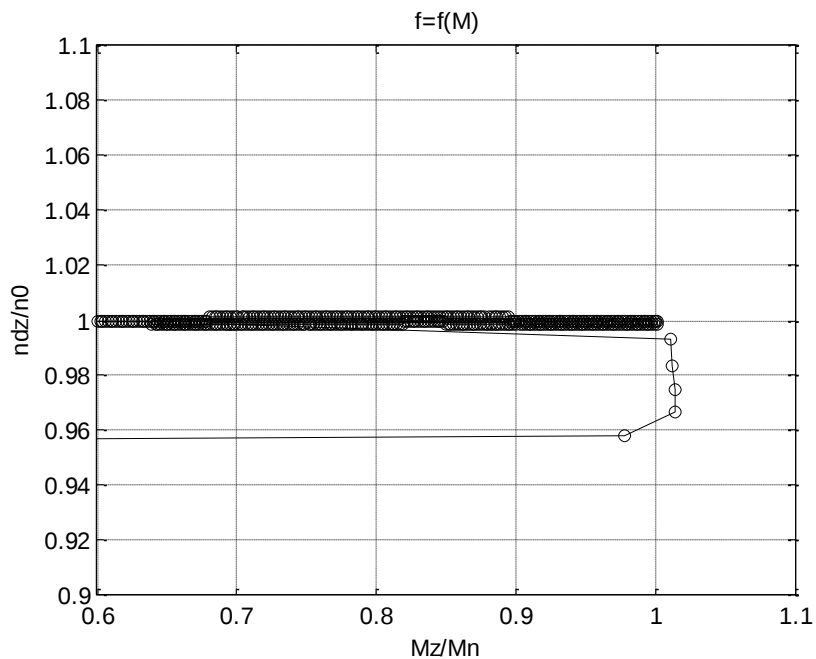


Рис. 4.5 – Діаграма робочої характеристики при поступовому зміні навантаження ДГУ W9L34DF

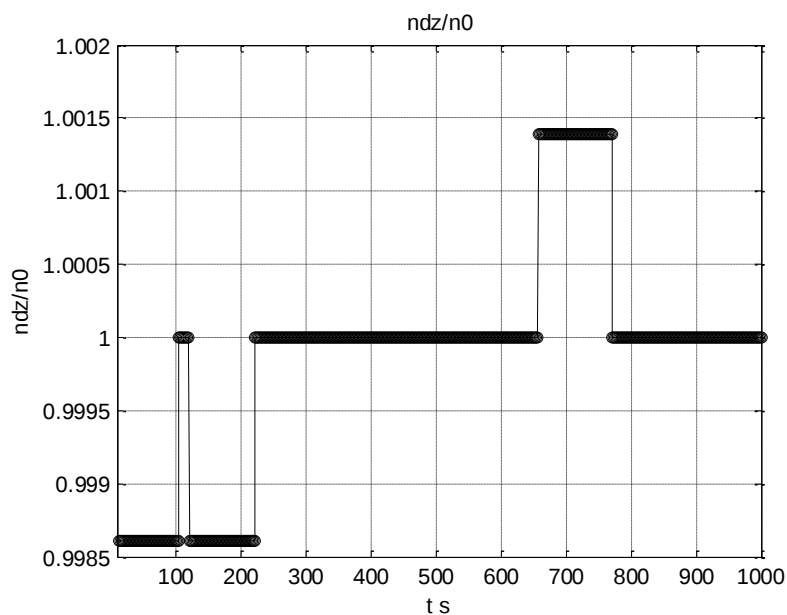


Рис. 4.6 – Діаграма зміни обертів/частоти при поступовому зміні навантаження ДГУ W9L34DF

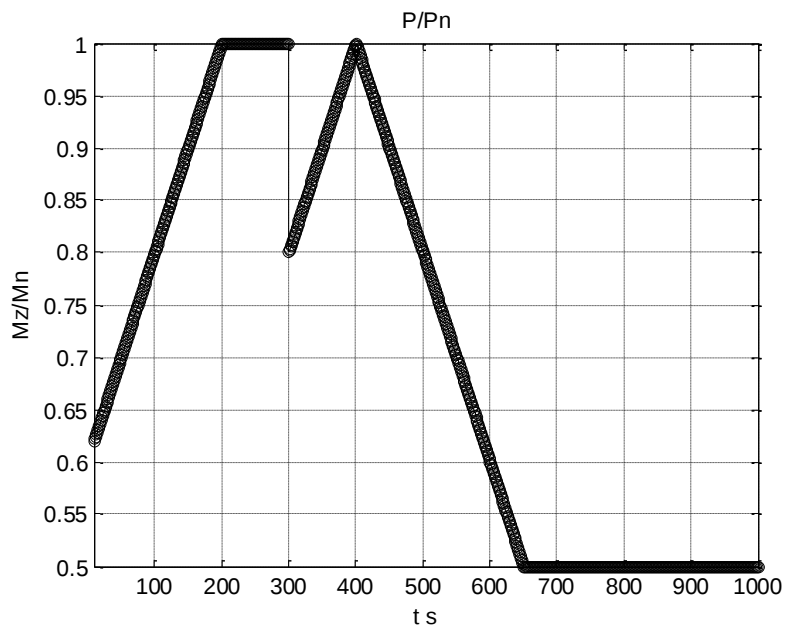


Рис. 4.7 – Діаграма раптового скиду навантаження ДГУ W9L34DF

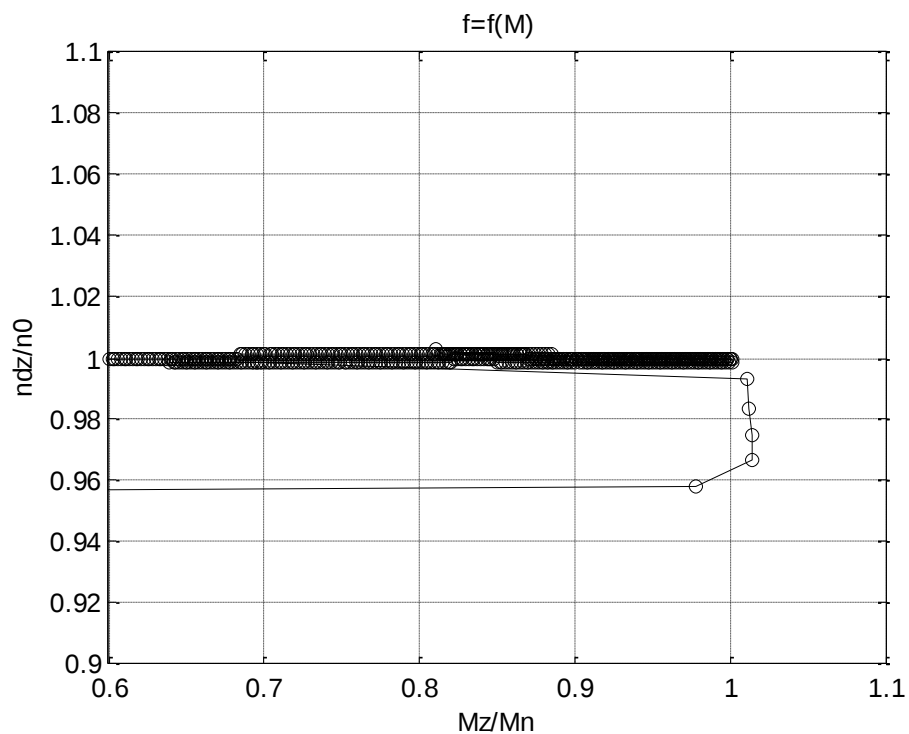


Рис. 4.8 – Діаграма робочої характеристики при раптовому скиду навантаження ДГУ W9L34DF

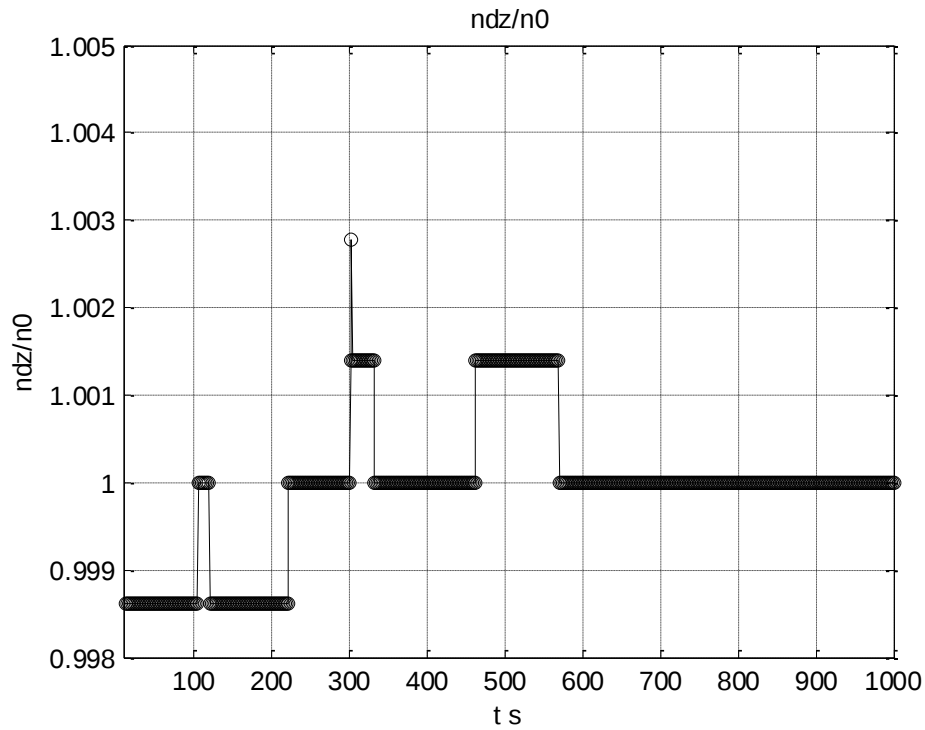


Рис. 4.9 – Діаграма зміни обертів/частоти при раптовому скиду навантаження ДГУ W9L34DF

Завдяки отриманим даним можна сказати, що:

- 1 Математичні моделі ДГУ відповідають паспортним даним та дозволяють досліджувати перехідні (динамічні) режими зміни навантаження.
2. Обраний закон регулювання ДГУ забезпечує нормативні вимоги щодо якості процесів регулювання та підтримання частоти, обертів в заданому нормативними документами діапазоні 4%.
3. Перехід на ЗПГ не призводить до суттєвої зміни процесів регулювання ДГУ з урахуванням обмежень по теплотворної здатності та режимів експлуатації.

4.2 Методи визначення (ідентифікації) статичних (дросельних) характеристик ДГУ

Статичні (дросельні) характеристики ДГУ визначають основні її параметри в номінальних та перехідних режимах. Тому завдання їх встановлення, ідентифікації та апроксимації є визначальними для проектування, експлуатації та математичного моделювання режимів експлуатації та їх зміни.

Вихідними даними є паспортні характеристики ДГУ та дані щодо типових режимів ДГУ.

Такі дані та результат їх апроксимації поліноміальними залежностями представлені на рисунку 1.

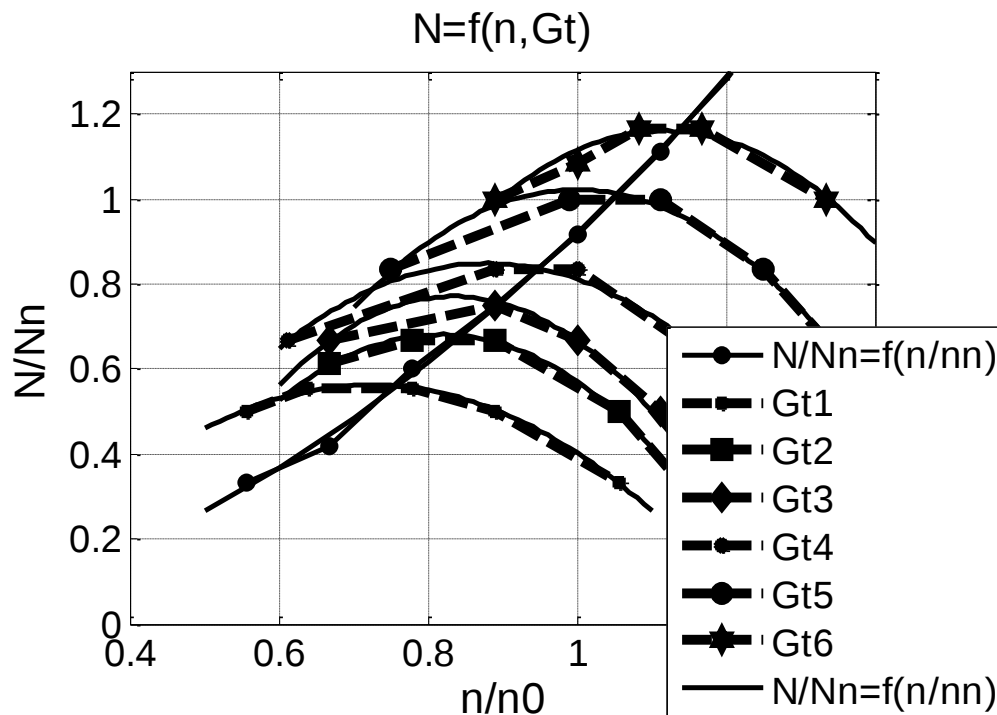


Рис. 4.9 – Дросельні нормовані характеристики ДГУ та їх поліноміальна апроксимація.

Апроксимація ДХ ДГУ поліноміальними залежностями є загальноприйнятим засобом, але має значні недоліки, оскільки застосовуваний

метод апроксимації (метод найменших квадратів) є дуже чутливим до похибок вимірювання.

Тому є нагальним питання застосування альтернативних засобів апроксимації, що застосовані на сучасних методах штучного інтелекту, зокрема, нейромережових технологій.

Для вирішення поставлених завдань пропонується, як альтернатива, апроксимація ДХ ДГУ радіально-базисною нейронною мережею

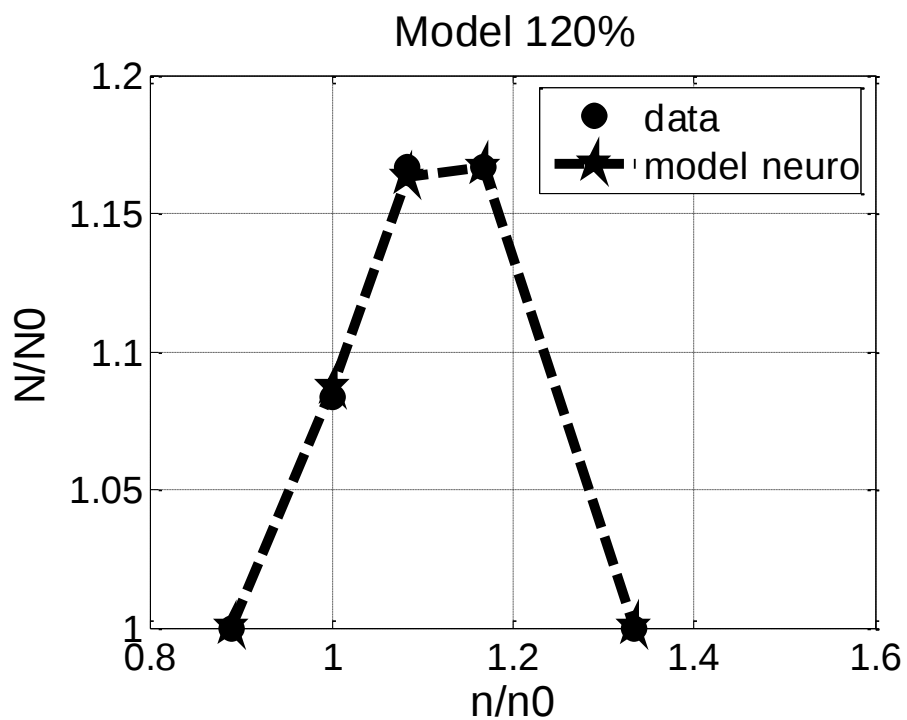
Радіальна базисна нейронна мережа (РБНС) складається із двох шарів: схованого радіального базисного шару з S^1 нейронів і вихідного лінійного шару з S^2 нейронів. Елементи першого шару РБНС обчислюють відстані між вхідним вектором і векторами ваг першого шару, сформованих з рядків матриці $W^{2,1}$. Вектор порогів B і відстані поелементно множаться. Вихід першого шару можна виразити формулою

$$A^1 = radbas(\|W - X\| \cdot B),$$

де A^1 – вихід першого шару; функція *radbas* – радіально-базисна функція; W – матриця ваг першого шару мережі; X – вхідний вектор; B – вектор порогів першого шару.

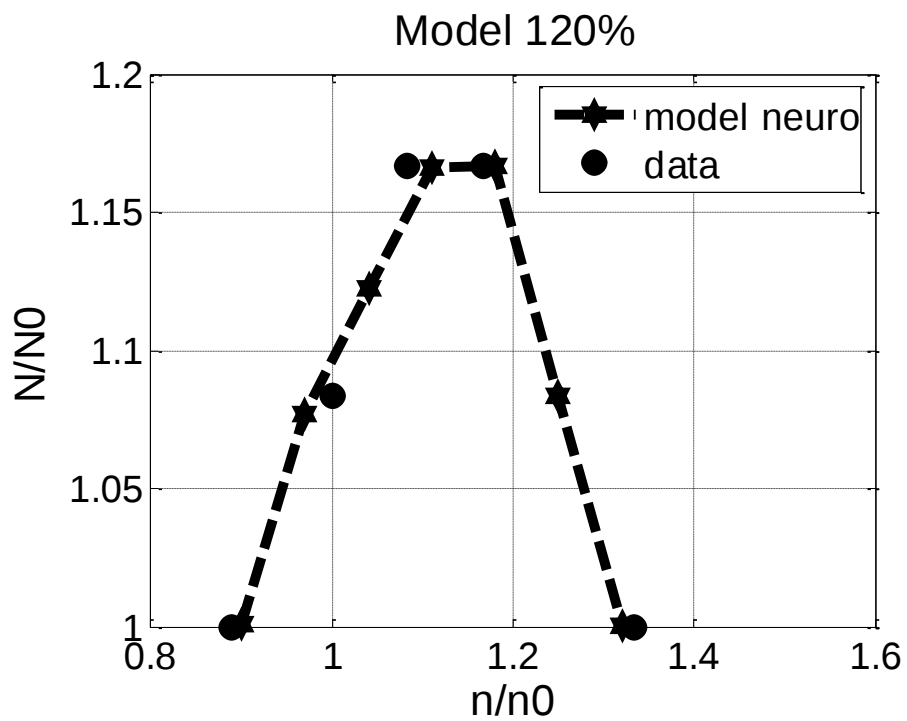
Відповідно до формули радіальні базисні нейрони з вектором ваг, близьким до X , згенерують значення, близькі до 1. Якщо нейрон має вихід 1, то це значення вагами другого шару буде передано на його лінійні нейрони. Фактично радіальний базисний нейрон з виходом 1 перетворює виходи всіх інших нейронів у нулі. Проте, типовим є випадок, коли кілька нейронів дають на виходах значимий результат, хоча й з різним ступенем.

Апроксимація гілок ДХ ДГУ радіально-базисною нейронною мережею
Апроксимація гілок ДХ ДГУ радіально-базисною нейронною мережею
виконано для низки режимів ДГУ.
Режим 120%



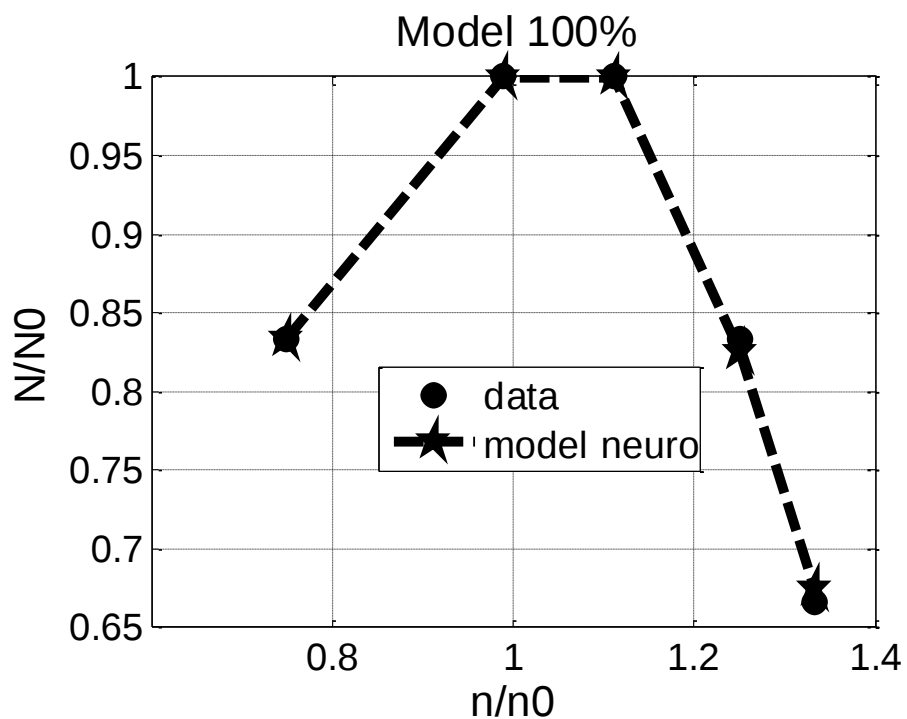
Результат навчання нейронної мережі.

Похибка 0.26%



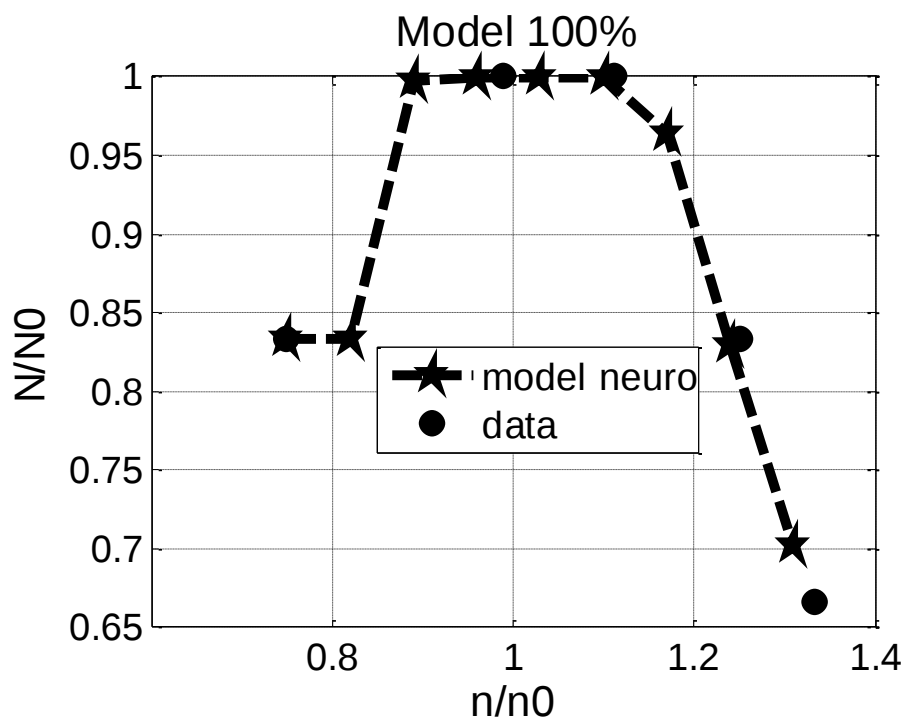
Результат апроксимації ДХ нейронною мережею.

Режим 100%



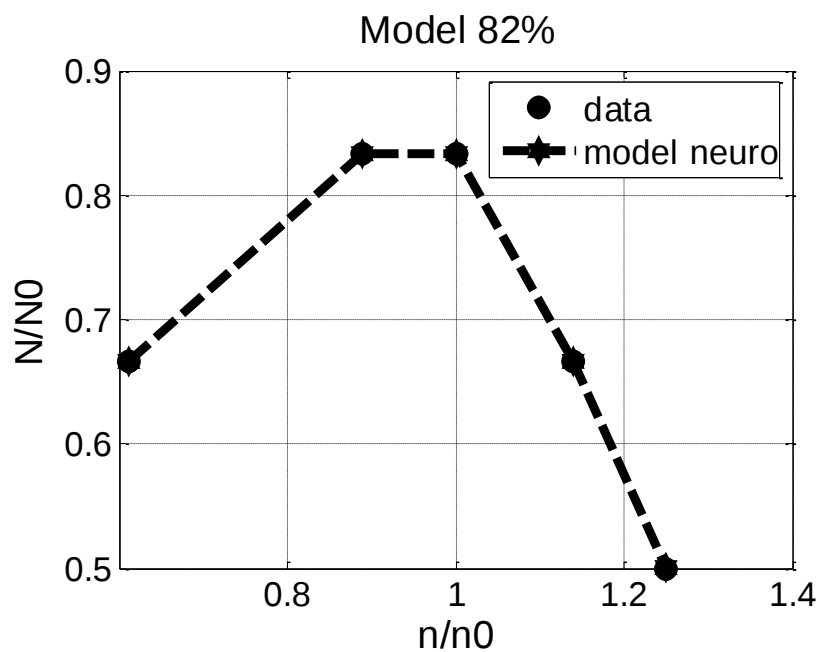
Результат навчання нейронної мережі.

Похибка 0.55%

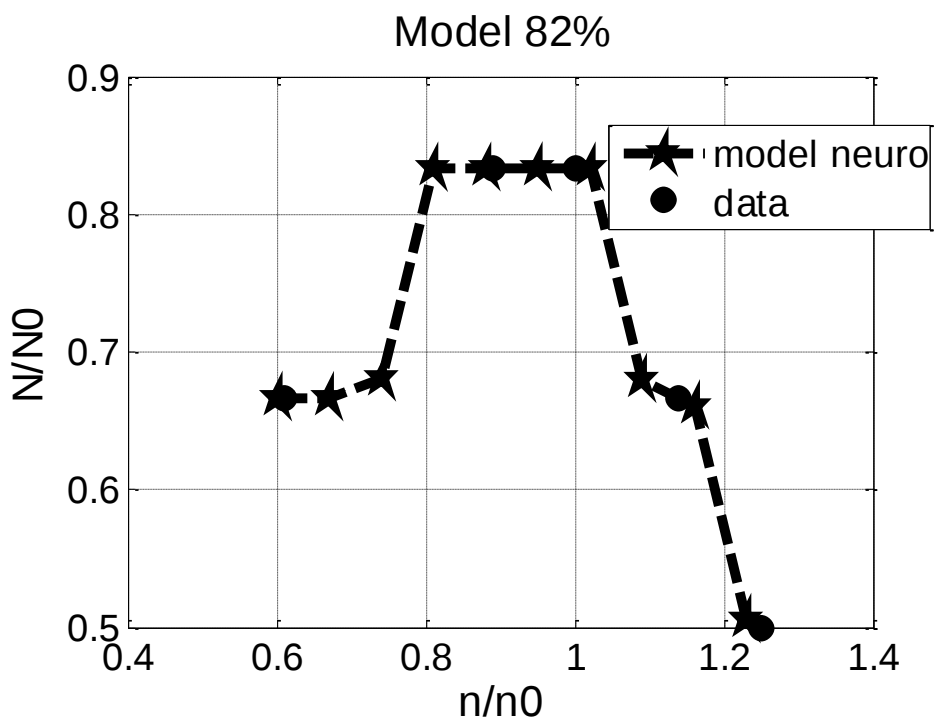


Результат апроксимації ДХ нейронною мережею.

Режим 82%

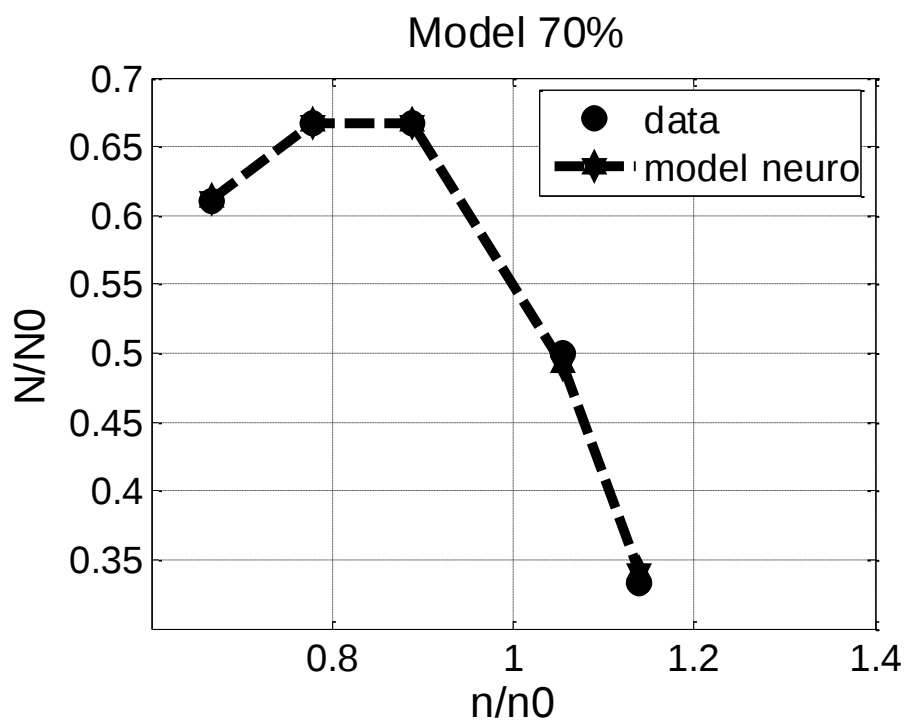


Результат навчання нейронної мережі.
Похибка 5.4526e-002%

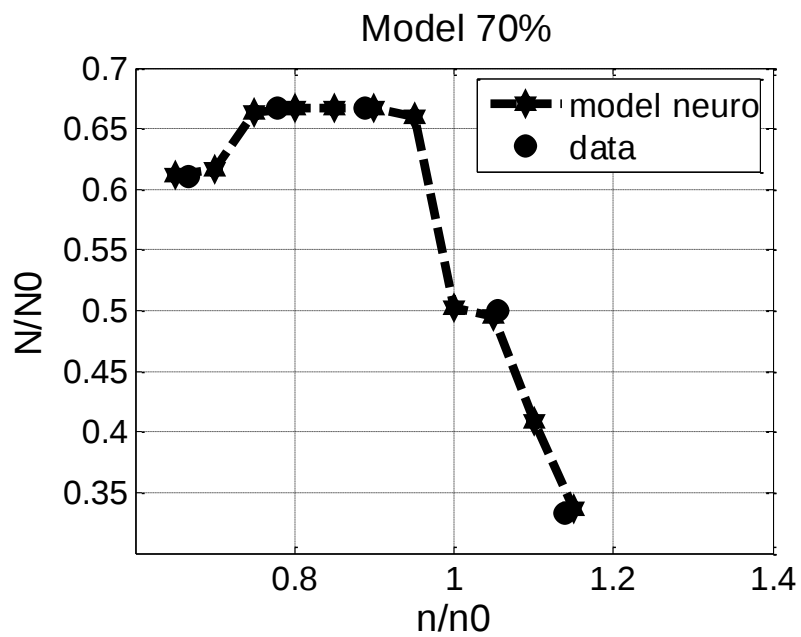


Результат апроксимації ДХ нейронною мережею.

Режим 70%

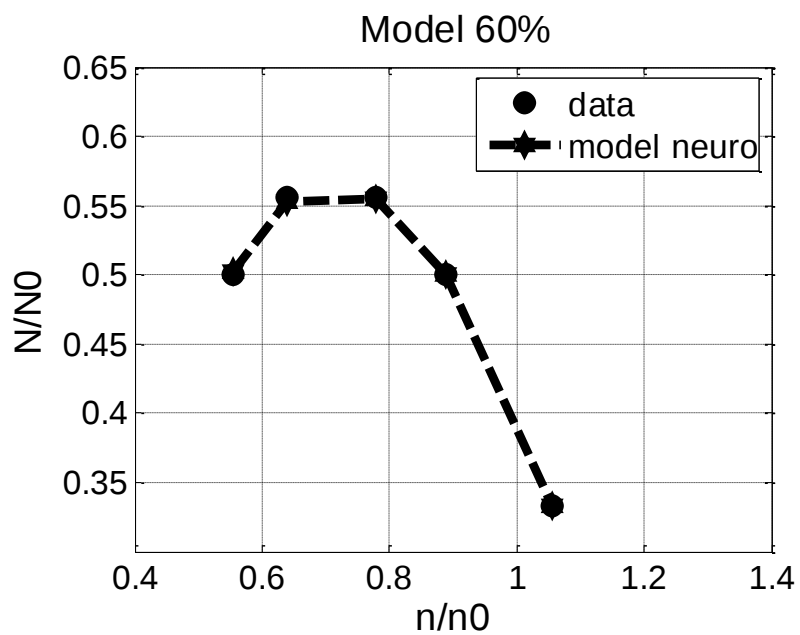


Результат навчання нейронної мережі.
Похибка 0.56%



Результат апроксимації ДХ нейронною мережею.

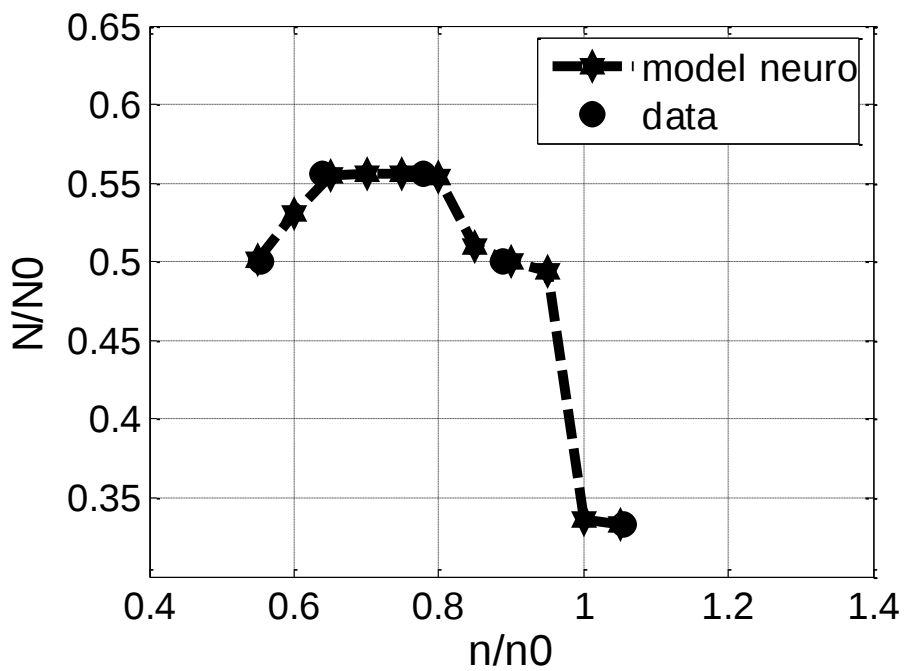
Режим 60%



Результат навчання нейронної мережі.

Похибка 0.19%

Model 60%



Результат апроксимації ДХ нейронною мережею.

Висновки до розділу 4

1. Апроксимація ДХ ДГУ поліноміальними залежностями методом найменших квадратів (МНК)

1.1 Переваги складаються в малій середньоквадратичній похибці апроксимації, безперервності залежностей, невеликій обчислювальній складності.

1.2 Недоліки складаються у високій чутливості до похибок у вихідних даних, значній похибці на межах завданого інтервалу апроксимації, неможливості застосування непарних значень ступенів поліномів апроксимації.

2. Апроксимація ДХ ДГУ радіально-базисною нейронною мережею

2.1 Переваги складаються в малій середньоквадратичній похибці апроксимації, нечутливості до викидів (похибок) у вихідних даних, інваріантності похибок до завдання інтервалу апроксимації..

2.2 Недоліки складаються у високій обчислювальній складності, необхідності завдання навчальної вибірки, яка повинна бути індивідуалізована до конкретного екземпляру ДГУ.

ВИСНОВКИ

На підставі виконаних теоретичних та експериментальних досліджень викладено нові науково обґрунтовані технічні та технологічні рішення та розробки, спрямовані на підвищення екологічної безпеки при експлуатації дизельних двигунів компанії «Wartsila» за допомогою роботи двигуна на газовому паливі та коригування впливу на екологічність регулювальних параметрів двигунів.

В результаті виконаних досліджень отримано такі наукові та практичні результати:

1. Виконано аналіз експлуатаційних режимів суднових дизельних двигунів, що впливають на їхню екологічну безпеку, а також заходів та технологічних рішень, що дозволяють здійснювати контроль у суднових умовах токсичності відпрацьованих газів двигунів.

2. Отримано дані щодо токсичності відпрацьованих газів суднових дизельних двигунів при зміні їх навантаження та частоти обертання колінчастого валу двигуна, які дозволяють розробляти організаційні заходи та технологічні рішення, спрямовані на зниження вмісту шкідливих речовин у продуктах згоряння суднових палив.

3. Отримано математичні моделі ДГУ, які відповідають паспортним даним та дозволяють досліджувати перехідні (динамічні) режими зміни навантаження.

4. Обраний закон регулювання ДГУ забезпечує нормативні вимоги щодо якості процесів регулювання та підтримання частоти, обертів в заданому нормативними документами діапазоні 4%.

5. Перехід на ЗПГ не призводить до суттєвої зміни процесів регулювання ДГУ з урахуванням обмежень по теплотворної здатності та режимів експлуатації.

В роботі представлені таблиці, графіки та моделі, які пояснюють принципи реалізації зниження викидів шкідливих речовин СЕУ.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ошмарін Є.О. Аналіз технологічних процесів подачі палива в суднових двопаливних двигунах / Ошмарін Є.О., Гвоздева І.М., Зеленюк С.О., Щербінін В.А., Тумольський О.П. // Труди 11 конф. “Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика” (Одесса, 23-24 листопада 2021 р.). – НУ “ОМА”. – 2021. – С.

2. The Sustainable Development Agenda. Available online: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/development-agenda/> (accessed on 15 October 2021)

3. Greenhouse Gas Emissions from Transport in Europe. Available online: <https://www.eea.europa.eu/dataand-maps/indicators/transport-emissions-of-greenhouse-gases/transport-emissions-of-greenhouse-gases> (accessed on 30 September 2021).

4. IPCC. Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change; Cambridge University Press: Cambridge, UK; New York, NY, USA, 2014.

5. CO₂ Emissions Statistics. Available online: <https://www.iea.org/statistics/co2emissions/> (accessed on 15 October 2021).

6. Anink, D.; Krikke, M. The IMO Energy Efficiency Design Index—A Netherlands Trend Study. Cent. Marit.Technol. Innov. 7 January 2009.

7. Fournier, A. Controlling Air Emission from Marine Vessels: Problems and Opportunities A. Fournier.—University of California Santa Barbara.—2006—91 с. Available online: <http://www.ourair.org/itg/past-activities>.

8. European Environmental Bureau (EEB). Available online: <http://eeb.org/> (accessed on 30 September 2021).

9 Black Carbon Emissions and Fuel Use in Global Shipping, 2015. International Council on Clean Transportation. Available online: https://theicct.org/sites/default/files/publications/Global-Marine-BCInventory-2015_ICCTReport_15122017_vF.pdf ((accessed on 17 October 2021)).

10. IMO–Draft Union Submission to be Submitted to the Intersessional Meeting of the IMO on the Consistent implementation of Regulation 14.1.3 of MARPOL Annex VI in London 9–13 July 2018–Port State Control Guidelines. Available online: <http://data.consilium.europa.eu/doc/document/ST-8759-2018-INIT/en/pdf> (accessed on 15 October 2021).

11. IMO Marine Engine Regulations. Available online: <https://www.dieselnets.com/standards/inter/imo.php> (accessed on 16 April 2020).

12. Assessment of Fuel Oil Availability. Final Report. Available online: <http://www.imo.org/en/OurWork/Documents/MEPC%2070INF.6%20%20Assessment%20of%20fuel%20oil%20availability.pdf>.

13. Demidova, N.P.; Marchenko, A.A.; Onishchenko, O.A. Basic indexes of ship fuel and their basic operating properties. Bull. Kamchatka State Tech. Univ. 2015, 6–11.

14. Keith, W. Older Vessels to Be Phased out within Two to Three Years of IMO Sulphur Cap. Available online: <https://safetyatsea.net/news/2018/older-vessels-to-be-phased-out-within-two-to-three-years-of-imosulphur-cap>.

15. Panasiuk, I.; Lebedevas, S.; Čerka, J. The assessment algorithm of technological feasibility of SOX scrubber installation. Transport 2018, 33, 197–207, ISBN: 1648-4142, eISSN: 1648-3480.

16. Panasiuk, I.; Turkina, L. The evaluation of investments efficiency of SOX scrubber installation. Transp. Res. Part D Transp. Environ. 2015, 40, 87–96. [CrossRef]

17. Olmer, N.; Comer, B.; Roy, B.; Mao, X.; Rutherford, D. Greenhouse Gas Emissions from Global Shipping, 2013–2015. Available online:

https://theicct.org/sites/default/files/publications/Global-shipping-GHGemissions2013-2015_ICCT-Report_17102017_vF.pdf

18. EMEP/EEA Air Pollutant Emission Inventory Guidebook 2016. Available online: <https://www.eea.europa.eu/themes/air/emep-eea-air-pollutant-emission-inventory-guidebook>.

19. Naohiro, H. Technologies Update for IMO NOX Tier III Regulations. Available online: https://www.mhimme.com/news/4_Technologies_update_for_IMO_NOX_Tier3_regulations.pdf

20. Winnes, H.; Fridell, E.; Yaramenka, K.; Nelissen, D.; Faber, J.; Ahdour, S. NOX controls for shipping in EU Seas. Available online: https://www.transportenvironment.org/sites/te/files/publications/2016_Consultant_report_shipping_NOX_abatement.pdf (accessed on 23 April 2020).

21. Lindstad, H.E.; Eskeland, G.S. Environmental regulations in shipping: Policies leaning towards globalization of scrubbers deserve scrutiny. *Transp. Res. Part D Transp. Environ.* 2016, 47, 67–76.

22. Dnv, G.L. IMO NOX Tier III Requirements to Take Effect on 1 January 2016. Available online: <https://goo.gl/ZKAoTw>.

23. Joint Industry Guidance The Supply and Use of 0.50%-Sulphur Marine Fuel. Available online: <https://www.ocimf.org/media/137137/Marine-fuels-guidance-Final-draft-19-August-2019-V3.pdf>

24. ABS Advisory on Exhaust Gas Scrubber Systems, July 2018. Available online: <https://ww2.eagle.org/content/dam/eagle/advisories-and-debriefs/exhaust-gas-scrubber-systems-advisory.pdf>

25. Exhaust Scrubbers. What You Need to Know. Bureau Veritas-Marine and Offshore Division. Available online: https://marineoffshore.bureauveritas.com/sites/g/files/zypfnx136/files/media/document/Scrubbers_04-2015.pdf

26. MEPC, Resolution. 2013 Guidelines for Calculation of Reference Lines for Use with the Energy Efficiency Design Index (EEDI). Annex 14 2013, 231, 12. Available online: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/231%2865%29.pdf>

27. MEPC, Resolution. 2014 Guidelines on the Method of Calculation of the attained energy efficiency design index (EEDI) for new ships. 66/21/Add 1 Annex 5 2015, 245, 30. Available online: www.schonescheepvaart.nl/downloads/regelgeving/doc_1400076573.pdf

28. Bezyukov, O.K.; Zhukov, B.A.; Yashchenko, O.I. Dual-Fuel engines on water transport. Bull. Admiral Makarov State Univ. Marit. Inland Shipp. 2014, 6, 31–39.

29. European Commission. Alternative Fuels Expert Group Report. Available online: <https://ec.europa.eu/transparency/regexpert/index.cfm?do=groupDetail.groupDetailDoc&id=34592&no=1>

30. Gerd Michael Würsig. Alternative Fuels: The Options. Available online: <https://www.dnvgl.com/expertstory/maritime-impact/alternative-fuels.html>

31. IMO. Studies on the Feasibility and Use of LNG as a fuel for shipping. Available online: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/LNG%20Study.pdf>

32. Anderson, M.; Salo, K.; Fridell, E. Particle-and Gaseous Emissions from an LNG Powered Ship. Environ. Sci. Technol. 2015, 49, 12568–12575.

33. Thomson, H.; Corbett, J.J.; Winebrake, J.J. Natural gas as a marine fuel. Energy Policy 2015, 87, 153–167.

34. Le Fevre, C.N. A Review of Demand Prospects for LNG as a Marine Transport Fuel; Oxford Institute for Energy Studies: Oxford, UK, 2018.

35. Great Britain, Parliament, House of Commons, Transport Committee. Sulphur Emissions by Ships: Sixteenth Report of Session 2010-12, 1, Report, Together with Formal Minutes, Oral and Written Evidence; Parliament: House of Commons: Transport Committee: Great Britain, UK, 2012; p. 78. Available online: <https://publications.parliament.uk/pa/cm201012/cmselect/cmtran/1561/1561vw.pdf>

36. Valladolid, P.G.; Tunestål, P.; Monsalve-Serrano, J.; García, A.; Hyvönen, J. Impact of diesel pilot distribution on the ignition process of a dual fuel medium speed marine engine. *Energy Convers. Manag.* 2017, 149, 192–205.

37. Wartsila. Wärtsilä Low-Speed engines NOX-Emission-Tier III Solutions. INTERTANKO Annual Event Technical Workshop-Air Emissions NOX Tier III Athens. 2015. Available online: http://www.intertanko.com/Global/presentations/2015/Intertanko_W%C3%A4rtsil%C3%A4_low-speed_engine_Tier3.pdf

38. Wärtsilä 20DF Product Guide. Available online: https://www.wartsila.com/docs/defaultsource/productfiles/engines/df-engine/product-guide-0-ew20df.pdf?utm_source=engines&utm_medium=dfengines&utm_term=w20df&utm_content=productguide&utm_campaign=msleadscoring (accessed on 4 May 2020). *J. Mar. Sci. Eng.* 2020, 8, 720 22 of 23

39. Wärtsilä 31 Product Guide. Available online: https://www.wartsila.com/docs/default-source/productfiles/engines/ms-engine/product-guide-0-ew31.pdf?utm_source=engines&utm_medium=dieselengines&utm_term=w31&utm_content=productguide&utm_campaign=msleadscoring

40. MAN Diesel and Turbo SE products. Available online: <https://www.man-es.com/marine/products/fourstroke-engines>

41. Peter, K. 2019 Will be the Year of Acceleration for LNG as Marine Fuel. Available online: <https://www.maritime-executive.com/editorials/2019-will-be-the-year-of-acceleration-for-lng-as-marine-fuel>

42. DNV GL. LNG Regulatory Update. Available online: <http://www.golng.eu/files/Main/20180417/2.%20Ole%20Vidar%20Nilsen%20-%20DNV%20GL.pdf>

43. DNV GL AFI Platform: Tank Capacity Shows LNG a Growing Force in Large Vessel Orders. Available online: <https://www.dnvgl.com/news/dnv-gl-afi-platform-tank-capacity-shows-lng-a-growing-force-in-large-vessel-orders-149176>

44. Щавелев, Д.В. Разработка системы очистки отработавших газов судовых дизелей и с использованием жидкостных контактных аппаратов: Дис. канд. техн. наук: 05.03.05. - М.: РГБ, 2005. - 162 с.

45. Климова, Е.В. Методы дескриптивной статистики в анализе токсичных составляющих отработавших газов судовых дизелей // Вестник АГТУ, сер. Морская техника и технологии . - 2010. - № 2. - С. 88-95.

46. Wan Nurdyana Wan Mansor Dual fuel engine combustion and emissions – an experimental investigation coupled with computer simulation. Dissertation - Fort Collins, Colorado, 2014. – 162 p.

47. Lap Lambert Dual Fuel Diesel Engine: An Experimental Study: Bio Fuels: Future Green Fuels. 2019. - 96 p.

48. М.В. Миусов, В.И. Ланчуковский, Е.М. Оженко Электронные системы управления главными судовыми двигателями. Одеса: ОНМА, 2013. – 98с

49. Ghazi A. Karim Dual-Fuel Diesel Engines. CRC Press, 2021 -315 p.

50. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания. М.: Моркнига, 2008. – 470 с.