

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Будуров Микола Ігорович

УДК 621.431.74

ДИСЕРТАЦІЯ

**ОПТИМІЗАЦІЯ ЕЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ЧАСТОТИ
ОБЕРТАННЯ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ**

Спеціальність 271 – Морський та внутрішній водний транспорт

Галузь знань 27 – Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



Микола БУДУРОВ

Науковий керівник: Горб Сергій Іванович, доктор технічних наук, професор

Одеса – 2025

АНОТАЦІЯ

Будуров М. І. Оптимізація електронного регулятора частоти обертання суднового дизеля. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 271 – Морський та внутрішній водний транспорт (галузь знань 27 – Транспорт). – Національний університет «Одеська морська академія», Одеса, 2025.

Дисертаційну роботу присвячено розв’язанню актуальної науково-практичної проблеми – удосконаленню налаштування електронних регуляторів частоти обертання суднових дизелів у реальних експлуатаційних умовах. Розв’язання цієї проблеми дозволить підвищити ефективність автоматичного регулювання частоти обертання суднових дизелів з електронними регуляторами контролерного типу у всьому діапазоні експлуатаційних режимів, усунувши погіршення якості регулювання частоти обертання при зміні режиму роботи дизельних установок, що також сприятиме безпеці мореплавства.

Вантажні перевезення морськими шляхами становлять основну частку світового товарообігу завдяки найвищій рентабельності, що зумовлена мінімальними питомими витратами палива як на одиницю потужності, так і на одиницю пройденого шляху. Цьому сприяють високі техніко-економічні та експлуатаційно-технічні показники дизелів, які використовуються у складі енергетичних установок більшості морських суден.

Досвід експлуатації дизельних установок з електронними регуляторами частоти обертання контролерного типу, які останніми роками набули широкого розповсюдження на судах, свідчить про наявність проблеми забезпечення задовільної стабільності частоти обертання у широкому діапазоні зміни навантаження на дизелі. У ряді випадків це призводило до втрати ходу та/або електроживлення судна, а також до теплових перевантажень деталей циліндро-поршневої групи. У результаті виникає потреба вручну переналаштовувати електронні регулятори при зміні режимів

роботи дизелів або вимушено знижувати швидкість ходу судна, що погіршує економічні показники роботи судна.

Наразі можна вважати усталеною методику налаштування гідравлічних регуляторів частоти обертання дизелів. Водночас налаштування електронних регуляторів контролерного типу суттєво ускладнилося через появу додаткових параметрів налаштування та набуло багатофакторного характеру. Відповідно методики, розроблені для гідравлічних систем, не можуть бути безпосередньо застосовані для електронних.

У роботі запропоновано новий науково обґрунтований підхід до налаштування електронних регуляторів контролерного типу, який забезпечує підвищення стабільності частоти обертання дизелів у широкому діапазоні навантажень і умов збурення та запобігає перевантаженню за тепловою напруженістю. При цьому **вперше:**

запропоновано методику оптимального налаштування електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу головних дизелів із урахуванням збурень під час хвилювання моря, забезпечуючи стабільність частоти обертання при зміні вітро-хвильових збурень у широкому діапазоні;

розроблений спосіб корекції упору гребного гвинта з технологічним процесом "відновлення" гвинтової характеристики при підвищеному опорі руху судна, запобігаючи перевантаженню головного дизеля за рахунок підтримання заданого співвідношення навантаження – частота обертання.

Удосконалено:

методику налаштування електронного регулятора дизель-генераторної установки з урахуванням ступеневих змін навантаження та їх імовірності виникнення, забезпечуючи задовільну стабільність швидкісного режиму при різних величинах скидання/накидання навантаження в експлуатації;

спосіб обмеження подачі палива судового дизеля за тепловою напруженістю із використанням температури газів на лінії розширення як інтегрального критерію, розширюючи діапазон експлуатаційних режимів дизеля без його перевантаження.

Подальшого розвитку набули:

математична модель системи автоматичного регулювання частоти обертання суднового дизеля з урахуванням нестабільності вхідного сигналу регулятора, зумовленої змінними циклічними процесами у циліндрах дизеля, що дозволяє оптимізовувати налаштування нечутливості електронного регулятора;

методика вибору оптимального співвідношення між кроком гребного гвинта та частотою обертання головного двигуна на перевантажувальних режимах, що зменшує теплову напруженість у циліндро-поршневій групі.

Наукові положення:

1) при використанні електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу роботу головних суднових дизелів доцільно адаптувати до змінних умов хвилювання моря за рахунок оптимізації нечутливості при малих відхиленнях між сигналами заданої та фактичної частоти обертання. Значення малих відхилень сигналів, при яких змінюється нечутливість, доцільно задавати з урахуванням найімовірнішого в експлуатації збурюючого впливу, а нечутливість при малих відхиленнях сигналів – збільшувати приблизно у два рази порівняно з нечутливістю при великих відхиленнях сигналів. Збільшення нечутливості при малих відхиленнях між сигналами заданої та фактичної частоти обертання зменшує коливання подачі палива в дизель, що стабілізує тепловий режим дизеля;

2) при використанні електронних регуляторів частоти обертання з пропорційно-інтегрально-диференціюючими контролерами роботу суднових дизель-генераторів доцільно адаптувати до змінних умов експлуатації шляхом оптимізації налаштування для величини ступеневої зміни відносного моменту навантаження близько 20 %, що серед істотних величин зміни навантаження на дизель-генератор має більшу імовірність виникнення в експлуатації. Для такого суттєвого збурення у пропорційно-інтегрально-диференціюючому контролері електронного регулятора частоти обертання суднового дизель-генератора доцільним є обнулення диференціюючої складової у поєднанні зі

збільшенням коефіцієнта підсилення пропорційної ланки до 1,5 ... 2 відн. од. При цьому інтегруючу складову рекомендується задавати у межах 0,85 ... 1,45 с для зменшення нестабільності частоти обертання дизель-генератора при тривалості перехідного процесу регулювання в межах, допустимих стандартами;

3) для запобігання тепловим перевантаженням двотактної головної дизельної установки з гвинтом, крок якого фіксований, при використанні електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу достатньо апроксимувати у графічному вигляді обмежувальну залежність за тепловою напруженістю в діапазоні частоти обертання дизеля 60 ... 100 % трьома лінійними ділянками;

4) при використанні електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу роботу чотиритактної головної дизельної установки із гвинтами, крок яких регульований, на режимі із регламентованим (не менше десяти відсотків від номінальної потужності) перевантаженням та тривалістю, визначеними правилами класифікації та побудови морських суден, доцільно забезпечувати спільним збільшенням кроку гребного гвинта і частоти обертання головного двигуна, із наданням пріоритету збільшенню частоти обертання, до навантаження з мінімальною тепловою напруженістю циліндро-поршневої групи за критерієм мінімуму температури газів на лінії розширення.

Практичне значення отриманих результатів полягає у підвищенні стабільності швидкісного та теплового режимів суднових дизелів з електронними регуляторами частоти обертання контролерного типу, які використовуються у складі енергетичних установок більшості морських суден.

Розроблений новий науково обґрунтований підхід налаштування електронних регуляторів частоти обертання, що враховує ідентифікацію режимів роботи суднових дизелів та особливості їхнього навантаження, дозволив:

підвищити ефективність автоматичного регулювання частоти обертання судових дизелів з електронними регуляторами у всьому діапазоні експлуатаційних режимів;

надати обґрунтовані рекомендації щодо налаштування електронних регуляторів контролерного типу, спрямовані на підвищення стабільності частоти обертання та експлуатаційної надійності дизельних установок;

усунути погіршення якості регулювання частоти обертання при зміні режиму роботи судових дизельних установок із електронними регуляторами контролерного типу, запобігаючи помилковим та/або неефективним діям в експлуатації, що покращило безпеку мореплавства;

виявити на основі моделювання резерви у серійних конструкціях електронних регуляторів та адаптувати результати оптимізації до різних типів дизельних установок, у тому числі, з різним часом розгону дизелів та запізненням у каналі керуючого впливу;

надати практичні рекомендації та розробити способи запобігання тепловим перевантаженням головних дизелів, які працюють на гвинти, крок яких як фіксований, так і регульований.

Реалізація розробленої методики оптимізації налаштування електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу дизелів забезпечила:

покращення точності підтримання частоти обертання як головної, так і допоміжної, дизельних установок у широкому діапазоні експлуатаційних режимів роботи;

зменшення відхилення частоти обертання на 10 – 15 % у порівнянні з типовими алгоритмами регулювання та знизила ймовірність теплового перевантаження двигунів на перехідних режимах;

для головного судового дизеля HYUNDAI-MAN B&W 6S60MC-C7 із електронним регулятором Nabtesco MG-800 зменшена нестабільність частоти обертання на 14 ... 19 % на різних експлуатаційних режимах під час хвилювання моря;

для суднової дизель-генераторної установки MAN 5L23/30H Mk3 ECR з електронним регулятором SaCoS_{one} компанії Everllence покращено динамічні характеристики автоматичного регулювання частоти обертання на 12 % у реальних умовах експлуатації;

розширення діапазону експлуатаційних режимів головного дизеля HYUNDAI-MAN B&W 6G70ME-C9.2-TII із електронним регулятором Kongsberg DGS C20 без його перевантаження.

усунення необхідності ручного переналаштування регуляторів із використанням візуальної оцінки стабільності частоти обертання та/або вимушеного зниження швидкості ходу судна через погіршення роботи регуляторів.

Практичне значення роботи підтверджується впровадженням результатів у:

звіт про науково-дослідну роботи кафедри теорії автоматичного управління та обчислювальної техніки № ДР 0120U102671 "Технології автоматизації морської індустрії" (акт впровадження від 02.04.2025);

освітній процес за дисципліною "Ідентифікація та моделювання технологічних об'єктів" за спеціальністю 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології на першому бакалаврському рівні вищої освіти (акт впровадження від 02.04.2025);

процедуру налаштування електронного регулятора частоти обертання DGS C20 головної дизельної установки HYUNDAI-MAN B&W 6G70ME-C9.2 танкера "GOLDWAY" (акт впровадження від 24.03.2025);

процедуру налаштування електронного регулятора частоти обертання HIMSEN ECS допоміжної дизельної установки HYUNDAI-HIMSEN 8H32/40 контейнеровоза "CMA CGM EXEMPLARITY" (акт впровадження від 20.06.2025);

патент України на корисну модель № 144705 (заявка № u202000452 від 27.01.2020).

Ключові слова: головний двигун судна, дизель-генератор, електронний регулятор частоти обертання, нечутливість, циклічна нестабільність, теплове навантаження, математичне моделювання.

ANNOTATION

Budurov M. I. Optimization of electronic speed governor for marine diesel engine. – Qualification scientific work in the form of a manuscript.

Dissertation for the degree of doctor of philosophy in the specialty 271 – Maritime and inland water transport (field of knowledge 27 – Transport). – National university "Odessa maritime academy", Odesa, 2025.

The dissertation addresses a relevant scientific and practical problem – improvement of electronic speed governors' tuning for marine diesel engines under actual operating conditions. Solving this problem will enhance the efficiency of automatic speed regulation of marine diesel engines equipped with electronic controller-type speed governors throughout their entire operational range. This approach eliminates the deterioration of speed regulation quality during changes between operational regimes of marine main and auxiliary diesel engines, consequently contributing to maritime safety.

Maritime freight transportation accounts for the major share of global trade turnover due to its highest profitability, driven by minimal specific fuel consumption per unit of power as well as per unit distance traveled. This efficiency is facilitated by the high techno-economic and operational performance characteristics of diesel engines widely used in the power plants of most marine vessels.

Operational experience with diesel plants equipped with electronic controller-type speed governors, which have become widespread on vessels in recent years, indicates the presence of a problem in maintaining satisfactory rotational speed stability over a wide range of load variations. In certain cases, this issue has led to loss of vessel propulsion and/or power supply, as well as thermal overload of components in the cylinder-piston group. As a result, manual retuning of electronic governors upon changes in diesel operating conditions or reduction of vessel speed is required, negatively affecting the vessel's economic performance.

Currently, the methodology for tuning hydraulic diesel speed governors can be considered established. At the same time, the tuning of electronic controller-type speed governors has significantly increased in complexity with the advent of

additional tuning parameters, making it a multifactorial process. Consequently, methodologies developed specifically for hydraulic systems cannot be directly applied to electronic ones.

This work proposes a new scientifically substantiated approach to tuning electronic controller-type speed governors, enhancing diesel rotational speed stability across wide load ranges and disturbance conditions, while preventing thermal overload. In particular, **for the first time:**

methodology for optimal tuning of controller-type electronic speed governors for main marine diesels has been proposed, taking into account the specific features of diesel engine loading under conditions of sea excitation, ensuring rotational speed stability over a wide range of wind-wave conditions;

method for correcting propeller thrust has been developed through a technological process for "restoring" the propeller characteristic under increased hull resistance, preventing overloading of the main diesel engine by maintaining the specified load-speed ratio.

Improved:

methodology for tuning electronic governors of diesel-generator considering stepwise load changes and their probability of occurrence, ensuring satisfactory speed stability under various magnitudes of load shedding/addition during operation;

method of limiting marine diesel fuel supply based on thermal factor, using exhaust gas temperature along the expansion line as an integral criterion, thereby expanding the operational range of the diesel engine without overloading it.

Further developed:

mathematical model of the automatic rotational speed control system for marine diesels, accounting for the instability of the governor's input signal caused by variable cyclic processes in the engine cylinders, which enables optimization of electronic governor's deadband;

methodology for selecting the optimal ratio between propeller pitch and main engine speed on overload modes of operation, reducing thermal stress in the cylinder-piston group.

Scientific propositions:

1) when using electronic controller-type speed governors, it is advisable to adapt the operation of main marine diesel engines to varying sea conditions by optimizing the deadband to minor deviations between setpoint and actual rotational speed signals. The threshold values of these minor deviations, at which the deadband changes, should be determined considering the most probable operational disturbances. Additionally, the deadband for small deviations should be approximately doubled compared to the deadband for larger deviations. Increasing the deadband at minor deviations between set and actual rotational speed signals reduces fluctuations in fuel supply to the diesel engine, thereby stabilizing the thermal regime;

2) when using electronic speed governors with proportional-integral-derivative controllers, it is advisable to adapt the operation of marine diesel generators to variable operational conditions by optimizing the tuning for a step change in relative load torque of about 20 %, which among substantial load variations on the diesel generator has a higher probability of occurrence in operation. For such a significant disturbance, in the proportional-integral-derivative controller of the electronic speed governor for the marine diesel generator it is advisable to zero the derivative term and set the proportional gain to 1.5 ... 2 rel. un. In conjunction with this, the integral time should be set within 0.85 ... 1.45 s to reduce speed instability while keeping the transient response duration within the limits permitted by standards;

3) to prevent thermal overloading of the two-stroke main diesel propulsion plant with a fixed-pitch propeller, when using controller-type electronic speed governors it is sufficient to approximate the thermal-loading limiting characteristic over the engine-speed range of 60 ... 100 % by three linear segments;

4) when using controller-type electronic speed governors, operation of the four-stroke main diesel propulsion plant with a controllable-pitch propeller in the overload mode specified by the rules for the classification and construction of marine vessels (at least 10 % of rated power) and for the prescribed duration should be

ensured by combined increase of propeller pitch and engine speed, giving priority to increasing the engine speed, up to the load with minimal thermal stress on the cylinder-piston group according to the criterion of minimum gas temperature on the expansion line.

The practical significance of the obtained results lies in enhancing the stability of speed and thermal regimes of marine diesels with electronic controller-type speed governors used in power plants of most seagoing vessels.

The scientifically substantiated approach for tuning electronic diesel governors developed in this study takes into account the identification of operating modes of marine diesel engines and the load specifics, enabling:

- improving the efficiency of automatic speed regulation for marine diesels with electronic governors across all operational modes;

- developing justified recommendations for tuning electronic speed governors aimed at enhancing rotational speed stability and diesel reliability;

- eliminating degradation of speed regulation quality during changes in operating modes of marine diesels with controller-type electronic governors, thus preventing erroneous and/or inefficient actions during operation and improving navigation safety;

- identifying performance reserves in serial designs of electronic governors through modeling and adapting optimization results to various types of diesel installations, including those with different acceleration times and control channel delays;

- developing practical recommendations and methods for preventing thermal overload of main diesel engines driving both fixed and controllable pitch propellers.

Implementation of the developed optimization methodology for tuning controller-type electronic speed governors ensured:

- improved accuracy of rotational speed control for both main and auxiliary diesel installations over a wide range of operational modes;

- reduction in speed deviation by 10 – 15 % compared to standard control algorithms, while decreasing the probability of thermal overload during transient conditions;

for the main marine diesel HYUNDAI-MAN B&W 6S60MC-C7 with Nabtesco MG-800 electronic governor – a 14 – 19 % reduction in rotational speed instability across various operating modes under sea wave disturbances;

for the marine diesel-generator MAN 5L23/30H Mk3 ECR with an Everllence SaCoS_{one} electronic governor – an improvement of 12 % in dynamic characteristics of automatic speed regulation under real operating conditions;

expanded operating range without overloading of the main diesel HYUNDAI-MAN B&W 6G70ME-C9.2-TII equipped with Kongsberg DGS C20 electronic governor;

elimination of the necessity for manual retuning of governors based on visual assessment of rotational speed stability and/or forced reduction of vessel speed due to degraded governor performance.

The practical value of this work is confirmed by the implementation of results in: research report of the department of automatic control theory and computer science № DR 0120U102671 "Marine industry automation technologies" (implementation act dated 02.04.2025);

educational process for the discipline "Identification and modeling of technological objects" within specialty 151 Automation and computer-integrated technologies at the bachelor's level (implementation act dated 02.04.2025);

electronic governor tuning procedure of DGS C20 type for the main diesel engine HYUNDAI-MAN B&W 6G70ME-C9.2 on the tanker "GOLDWAY" (implementation act dated 24.03.2025);

electronic governor tuning procedure for the auxiliary diesel engine of the HYUNDAI-HIMSEN 8H32/40 with electronic governor HIMSEN ECS on the container vessel "CMA CGM EXEMPLARITY" (implementation act dated 20.06.2025);

patent of Ukraine for utility model No. 144705 (application No. u202000452 dated 27.01.2020).

Keywords: main marine engine, diesel-generator, electronic speed governor, deadband control, cyclic instability, thermal load, mathematical modeling.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

LIST OF PUBLICATIONS OF THE APPLICANT

Основні наукові результати дисертації опубліковані у наступних працях:

Main dissertation results published in the following works:

Статті, індексовані в Scopus та/або Web of Science (категорія «А»)

Publications indexed in Scopus and/or Web of Science Core Collection

1. Gorb S. I., **Budurov M. I.** Increasing the accuracy of a marine diesel engine operation limit by thermal factor // International review of mechanical engineering. – 2021. – Vol. 15. – № 3. – P. 115 – 121. <https://doi.org/10.15866/ireme.v15i3.20865>
2. Gorb S., Levinskyi M., **Budurov M.** Sensitivity optimisation of a main marine diesel engine electronic speed governor // Scientific horizons. – 2021. – Vol. 24. – № 11. – P. 9 – 19. [https://doi.org/10.48077/scihor.24\(11\).2021.9-19](https://doi.org/10.48077/scihor.24(11).2021.9-19)
3. Gorb S., Popovskii A., **Budurov M.** Adjustment of speed governor for marine diesel generator engine // International journal of GEOMATE. – 2023. – Vol. 25. – № 109. – P. 125 – 132. <https://doi.org/10.21660/2023.109.m2312>
4. **Budurov M.**, Gorb S., Popovskii A. Optimization of electronic speed governors sensitivity for marine diesel engines // Eastern-european journal of enterprise technologies. 2025. – Vol. 2. – № 8 (134). – P. 26 – 35. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2025.322851>

Статті у наукових фахових виданнях України (категорія «Б»)

Publications in Ukrainian professional scientific journals

5. Горб С. І., Поповський О. Ю., **Будуров М. І.** Оптимізація налаштування регулятора частоти обертання дизель-генератора // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 3 – 16. <https://doi.org/10.31653/1819-3293-2023-1-28-03-16>
6. **Будуров М. І.** Перспективні шляхи покращення екологічності суден торгового флоту // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2024. – Вип. 29. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 13 – 24. <https://doi.org/10.31653/1819-3293-2024-1-29-13-24>

7. **Будуров М. І.** Оптимізація електронного регулятора частоти обертання головного дизеля // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2025. – Вип. 30. – Одеса: НУОМА. – С. 3 – 20. <https://doi.org/10.31653/1819-3293-2025-1-29-03-20>

8. **Будуров М. І.** Оптимізація налаштування електронного регулятора частоти обертання суднового дизеля // Двигуни внутрішнього згоряння: наук.-техн. журнал. – 2025. – Вип. 1. – Харків: НТУ "ХПІ". – С. 38 – 50. <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2025.1.05>

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:
Scientific publications reflecting the approbation of the dissertation research:

9. Горб С. І., **Будуров М. І.** Вибір режимів перевантаження головного дизеля на судні із гвинтом, крок якого регульований // Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика: матеріали XII Міжнар. наук.-техн. конф., м. Одеса, 22 – 23 листоп. 2022 р. / Нац. ун-т "Одес. морська акад.". – Одеса, 2023. – С. 101 – 107. <https://doi.org/10.31653/2706-7874.SEEEA-2022.11.1-203>

10. Горб С. І., **Будуров М. І.**, Павленко В. С. Удосконалення моделювання суднового дизеля як об'єкта регулювання частоти обертання // Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика: матеріали XIII Міжнар. наук.-техн. конф., м. Одеса, 22 – 23 листоп. 2023 р. / Нац. ун-т "Одес. морська акад.". – Одеса, 2023. – С. 196 – 200. <https://doi.org/10.31653/2706-7874.SEEEA-2023.11.1-256>

11. **Будуров М. І.** Підвищення стабільності автоматичного регулювання частоти обертання суднового дизеля з електронним регулятором // Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика: матеріали XIV Міжнар. наук.-техн. конф., м. Одеса, 19 – 20 листоп. 2024 р. / Нац. ун-т "Одес. морська акад.". – Одеса, 2024. – С. 154 – 157. <https://doi.org/10.31653/2706-7874.SEEEA-2024.11.1-244>

12. **Будуров М. І.** Оптимізація автоматичного регулювання частоти обертання суднового дизеля з урахуванням варіативності параметрів робочого процесу // Marine power plants and operation: матеріали VI Міжнар. наук.-практ. морської конф., м. Одеса, 4 берез. 2025 р. / Одес. нац. морський ун-т. – Одеса, 2025. – С. 238 – 240. <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.33677.86240/1>

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати:

Additional scientific works reflecting the research findings:

13. Система коригування упору гребного гвинта, крок якого фіксований: пат. 144705 Україна: В63Н5/00, В63Н21/00 / Горб С. І., Сандлер А. К., Будуров М. І. – № u202000452; заявл. 27.01.2020; опубл. 26.10.2020, Бюл. № 20/2020. – 3 с. <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1460598/>

Усі результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем особисто та викладені в одноосібних публікаціях [6–8, 11, 12], а також у спільних роботах, у яких особистий внесок полягає у: способі обмеження подачі палива в дизель за тепловою напруженістю [1]; методиці налаштування електронного регулятора частоти обертання суднового дизеля під час хвилювання моря [2]; методиці налаштування регулятора дизель-генератора при ступеневих змінах навантаження [3]; математичній моделі системи автоматичного регулювання частоти обертання суднового дизеля [4]; математичній моделі системи автоматичного регулювання частоти обертання дизель-генератора [5]; методиці вибору оптимального співвідношення кроку гребного гвинта та частоти обертання головного дизеля на його перевантажувальних режимах [9]; математичній моделі суднового дизеля як об'єкта регулювання частоти обертання [10]; способі коригування упору гребного гвинта [13].

All results submitted for defense were obtained personally by the applicant and presented in sole-authored publications [6–8, 11, 12], as well as in co-authored works where the personal contribution consists in the following: method of limiting fuel supply to a diesel engine based on thermal stress factor [1]; methodology for tuning the electronic speed governor of a marine diesel engine under sea-wave conditions [2]; methodology for tuning a diesel-generator governor during step-load changes [3]; mathematical model of the automatic speed control system of a marine diesel engine [4]; mathematical model of the automatic speed control system of a diesel-generator [5]; methodology for selecting the optimal ratio between propeller pitch and main engine speed under overload conditions [9]; mathematical model of a marine diesel engine as an object of speed control [10]; method for correcting propeller thrust [13].

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ.....	18
ВСТУП.....	19
1 ПРОБЛЕМАТИКА ТА ОСОБЛИВОСТІ ОБ’ЄКТА ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ.....	31
1.1 Аналіз досліджень щодо забезпечення швидкісних та теплових режимів дизелів.....	31
1.2 Практичні проблеми експлуатації суднових дизелів з електронними регуляторами.....	42
1.3 Ідентифікація режимів роботи суднових дизелів.....	46
1.4 Висновки до розділу.....	54
2 ДЕТАЛІЗОВАНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ.....	55
2.1 Конструктивні та експлуатаційні особливості електронних регуляторів частоти обертання суднових дизелів	55
2.2 Модель електронного регулятора судового дизеля.....	61
2.3 Математична модель системи автоматичного регулювання частоти обертання судового дизеля.....	64
2.4 Застосування електронного регулятора частоти обертання у системі автоматичного регулювання судового дизеля.....	66
2.5 Висновки до розділу.....	69
3 СПЕЦІАЛІЗОВАНА МОДЕЛЬ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ ЯК ОБ’ЄКТА РЕГУЛЮВАННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ.....	70
3.1 Методичне обґрунтування моделі.....	70
3.2 Математичне забезпечення для налаштування електронних регуляторів суднових дизелів.....	75
3.3 Верифікація та перевірка адекватності моделі.....	86
3.4 Висновки до розділу.....	91
4 ОПТИМІЗАЦІЯ НАЛАШТУВАННЯ ЕЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ.....	92
4.1 Методика налаштування електронних регуляторів частоти обертання суднових дизелів.....	92

4.2 Оптимізація нечутливості до розбалансу сигналів між заданою та фактичною частотою обертання дизеля.....	98
4.3 Оптимізація пропорційної ланки електронного регулятора.....	104
4.4 Оптимізація інтегруючої ланки електронного регулятора.....	107
4.5 Дослідження диференціюючої ланки регулятора.....	110
4.6 Дослідження впливу особливостей електронного регулятора на динаміку системи автоматичного регулювання частоти обертання.....	113
4.7 Оптимізація налаштування регулятора частоти обертання дизель-генератора.....	116
4.8 Висновки до розділу.....	124
5 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАПОБІГАННЯ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯМ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ.....	126
5.1 Визначення впливу параметрів регулювання дизеля на ефективність запобігання тепловим перевантаженням.....	126
5.2 Визначення діапазону експлуатаційних режимів роботи головного дизеля без теплового перевантаження.....	138
5.3 Налаштування регулятора для забезпечення завантаження дизеля понад номінальне на судні із гвинтом, крок якого регульований	147
5.4 Висновки до розділу.....	152
ВИСНОВКИ.....	154
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	157
ДОДАТОК А. ТЕХНОЛОГІЧНА КАРТА ДОСЛІДЖЕННЯ	169
ДОДАТОК Б. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ РЕАЛІЗАЦІЇ НА ТАНКЕРІ "DIAMONDWAY" ПРИ СТУПЕНЕВІЙ, ПЕРІОДИЧНІЙ ЗМІНІ ТА ПРОВАЛАХ НАВАНТАЖЕННЯ ПІД ЧАС ХВИЛЮВАННЯ МОРЯ.....	170
ДОДАТОК В. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ РЕАЛІЗАЦІЇ НА ТАНКЕРІ "CATALAN SEA" ПРИ РАПТОВІЙ ЗМІНІ ЗАВДАННЯ НА ЕЛЕКТРОННИЙ РЕГУЛЯТОР	171
ДОДАТОК Г. ПРОГРАМНИЙ КОД ПОБУДОВИ ІНДИКАТОРНИХ ДІАГРАМ ДЛЯ ДВОТАКТНОГО ТА ЧОТИРИТАКТНОГО ДИЗЕЛІВ.....	172
ДОДАТОК Ґ. ПАТЕНТ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ	175
ДОДАТОК Д. АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ....	176
ДОДАТОК Е. СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ ТА ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ.....	180

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ

ВМТ	верхня мертва точка
ВМ	виконавчий механізм
ГД	головний двигун
ГРК	гвинт, крок якого регульований
ГФК	гвинт, крок якого фіксований
ДАК	дистанційне автоматизоване керування
ДГ	дизель-генератор
ЗЗ	зворотний зв'язок
ККД	коефіцієнт корисної дії
ПІ	пропорційно-інтегруючий
ПІД	пропорційно-інтегрально-диференціюючий
ПКВ	поворот колінчастого валу
ПНВТ	паливний насос високого тиску
РЧО	регулятор частоти обертання
САРЧ	система автоматичного регулювання частоти обертання
ЦПГ	циліндро-поршнева група

ВСТУП

Актуальність теми. Морські вантажоперевезення охоплюють майже 90 % загального обсягу міжнародного товарообігу. Дизелі протягом тривалого часу залишаються основним типом теплових двигунів у складі енергетичних установок більшості морських суден. Їхнє широке використання зумовлено сукупністю переваг, що охоплюють високі техніко-економічні, експлуатаційні та екологічні показники. У сукупності зазначені фактори визначають довгострокову перспективність дизельного приводу для подальшого використання в енергетичних установках суден різного призначення.

Досвід експлуатації дизельних установок з електронними регуляторами частоти обертання контролерного типу, які останніми роками набули широкого розповсюдження на суднах, свідчить про наявність проблеми забезпечення задовільної стабільності частоти обертання в широкому діапазоні швидкісних режимів без перевантаження за тепловою напруженістю. На практиці виникають ситуації, коли електронні регулятори дизелів не забезпечують задовільної стабільності швидкісних режимів за умов хитавиці судна та/або ступеневого навантаження різної величини, що у ряді випадків призводить до втрати ходу та/або електроживлення судна, а також теплових перевантажень дизелів.

Як наслідок, для забезпечення задовільного регулювання обирається одна з двох стратегій:

1) під час зміни режимів роботи дизеля судновий персонал переналаштовує електронний регулятор з використанням візуальної оцінки стабільності частоти обертання, що ускладнює його обслуговування порівняно з гідравлічними регуляторами;

2) у разі незадовільного регулювання в умовах хитавиці судновий персонал вимушено знижує швидкість ходу судна, що призводить до погіршення економічних показників роботи судна.

Таким чином, актуальним є **запит практики** щодо забезпечення якісної роботи електронних регуляторів частоти обертання на всіх експлуатаційних

режимах суднових дизелів без необхідності періодичного ручного переналаштування регуляторів і без вимушеного зниження швидкості ходу судна через погіршення роботи регуляторів.

Враховуючи викладене, **науково-практична проблема** удосконалення налаштування електронних регуляторів частоти обертання суднових дизелів у реальних експлуатаційних умовах є **актуальною**. Розв'язання цієї проблеми дозволить підвищити ефективність автоматичного регулювання частоти обертання суднових дизелів з електронними регуляторами контролерного типу у всьому діапазоні експлуатаційних режимів, усунувши погіршення якості регулювання частоти обертання при зміні режиму роботи дизельних установок, що також сприятиме безпеці мореплавства.

У такій постановці розглянута проблема передбачає розв'язання наступної **головної задачі**: розроблення методики оптимізації параметрів налаштування електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу для забезпечення стабільності швидкісного та теплового режимів суднових дизелів в експлуатації. Методика, доповнюючи теоретичну базу попередніх напрацювань в області регулювання систем автоматичного регулювання частоти обертання дизелів, виконаних у роботах В. І. Крутова [4], А. А. Грунауера [5], І. І. Кринецького [9], С. І. Горба [11, 38], А. А. Лісовала [7], П. С. Суворова [39], Р. А. Варбанця [21], С. В. Сагіна [34], Є. В. Білоусова [43], М. В. Міюсова [40], О. А. Онищенко [36], А. О. Прохоренка [31], О. Б. Богаєвського [17], М. Blanke [25], N. Watson [32], K. Nielsen [44], має забезпечувати практичне вирішення проблеми удосконалення налаштування електронних регуляторів суднових дизельних установок в експлуатації.

Для розв'язання головної задачі потрібно попередньо розглянути такі **допоміжні задачі**:

- 1) ідентифікація умов роботи суднових дизельних установок, що включає аналіз тривалості основних типів неусталених режимів і визначення статистичних характеристик навантажувального впливу на установку в умовах експлуатації. Результати ідентифікації необхідні для математичного моделювання роботи установок і для обґрунтування критерію оптимізації;

2) побудова та обґрунтування математичної моделі, призначеної для оптимізації електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу зі змінною структурою налаштування, які використовуються у складі сучасних суднових дизельних установок;

3) розроблення математичного забезпечення для налаштування електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу суднових дизельних установок, яке дозволяє усунути погіршення якості регулювання від суб'єктивного впливу, зумовленого інтуїтивними діями під час ручного регулювання з використанням візуальної оцінки стабільності частоти обертання.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційне дослідження виконувалося відповідно до положень Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року та затвердження операційного плану заходів з її реалізації у 2025 – 2027 роках, схваленої постановою Кабінету Міністрів України від 27 грудня 2024 р. № 1550; Морської доктрини України на період до 2035 року, затвердженої постановою Кабінету Міністрів України від 7 жовтня 2009 р. № 1307 (із змінами, внесеними згідно з постановами Кабінету Міністрів України № 1108 від 18.12.2018 та № 1023 від 28.10.2020); а також у рамках держбюджетної науково-дослідної роботи Національного університету «Одеська морська академія» "Технології автоматизації морської індустрії", ДР № 0120U102671, у якій виконано підрозділи 1.1; 1.3 – 1.7.

Об'єктом дослідження є процес автоматичного регулювання частоти обертання суднового дизеля.

Предметом дослідження є оптимізація налаштування електронного регулятора частоти обертання суднового дизеля.

Метою дисертаційного дослідження є підвищення стабільності частоти обертання та запобігання тепловому перевантаження суднових дизельних установок з електронними регуляторами частоти обертання контролерного типу.

Наукова гіпотеза дослідження полягає в тому, що підвищення стабільності частоти обертання та запобігання тепловому перевантаженню судових дизельних установок із електронними регуляторами контролерного типу в реальних умовах експлуатації може бути забезпечено за рахунок оптимізації параметрів регулятора з урахуванням статистичних характеристик найімовірніших збурень навантаження. Врахування цих характеристик під час налаштування регулятора дозволяє адаптувати систему автоматичного регулювання до змінних режимів роботи дизеля, зменшити амплітуду коливань частоти обертання, стабілізувати тепловий стан циліндро-поршневої групи та підвищити надійність і економічність експлуатації судових енергетичних установок.

Методи дослідження. У дисертаційній роботі використано комплекс загальнонаукових, емпіричних, експериментально-теоретичних, теоретичних та системно-методологічних методів дослідження.

Застосовано загальнонаукові методи аналізу, синтезу та дедукції, які забезпечили наукову обґрунтованість постановки проблеми, формування гіпотези та системну інтерпретацію результатів.

На емпіричному рівні використані методи збору експериментальних даних із бортових систем контролю та діагностики судових дизельних установок, а також штатних контрольно-вимірювальних приладів.

На експериментально-теоретичному рівні дослідження використано методи математичного моделювання з подальшим дослідженням моделі методом комп'ютерного експерименту, що дозволило відтворити динамічні характеристики систем автоматичного регулювання частоти обертання судових дизелів з урахуванням нелінійностей та циклічної нестабільності крутного моменту.

Здійснено верифікацію моделі, застосовуючи метод чисельного моделювання, який забезпечує високу точність відтворення внутрішньоциліндрових процесів дизеля, а також валідацію моделей за результатами натурних експериментів.

На теоретичному рівні використано методи абстрагування, формалізації та узагальнення для побудови математичних моделей автоматичного регулювання частоти обертання суднових дизельних установок з електронними регуляторами, а також логічний метод для інтерпретації результатів.

На системно-методологічному рівні застосовано системний аналіз для оцінювання взаємозв'язку між параметрами налаштування електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу, характеристиками зовнішніх збурень і стабільністю параметра регулювання. Використано принципи формалізованого опису структури з урахуванням складної взаємодії компонентів дизельних установок. Для реалізації адаптивного регулювання застосовано положення теорії автоматичного керування з урахуванням можливостей мікропроцесорної реалізації регуляторів зі змінною структурою.

Сукупність використаних методів забезпечила комплексне та послідовне розв'язання науково-практичної проблеми від збору емпіричних даних до побудови моделей, перевірки гіпотези та формулювання практичних рекомендацій щодо налаштування електронних регуляторів частоти обертання суднових дизелів.

Наукова новизна одержаних у дисертаційній роботі результатів полягає у новому науково обґрунтованому підході до налаштування електронних регуляторів контролерного типу, який забезпечує підвищення стабільності частоти обертання суднових дизельних установок у широкому діапазоні навантажень і умов збурення та запобігає перевантаженню за тепловою напруженістю. При цьому у роботі **вперше**:

запропонована методика оптимального налаштування електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу головних дизелів із урахуванням збурень під час хвилювання моря, забезпечуючи стабільність частоти обертання при зміні вітро-хвильових збурень у широкому діапазоні;

розроблений спосіб корекції упору гребного гвинта з технологічним процесом "відновлення" гвинтової характеристики при підвищеному опорі руху судна, запобігаючи перевантаженню головного дизеля за рахунок підтримання заданого співвідношення навантаження – частота обертання.

Удосконалено:

методику налаштування електронного регулятора дизель-генераторної установки з урахуванням ступеневих змін навантаження та їх імовірності виникнення, забезпечуючи задовільну стабільність швидкісного режиму при різних величинах скидання/накидання навантаження в експлуатації;

спосіб обмеження подачі палива суднового дизеля за тепловою напруженістю із використанням температури газів на лінії розширення як інтегрального критерію, розширюючи діапазон експлуатаційних режимів дизеля без його перевантаження.

Подальшого розвитку набули:

математична модель системи автоматичного регулювання частоти обертання суднового дизеля з урахуванням нестабільності вхідного сигналу регулятора, зумовленої змінними циклічними процесами у циліндрах дизеля, що дозволяє оптимізовувати налаштування нечутливості електронного регулятора;

методика вибору оптимального співвідношення між кроком гребного гвинта та частотою обертання головного двигуна на перевантажувальних режимах, що зменшує теплову напруженість у циліндро-поршневій групі.

Виявлені у роботі закономірності впливу налаштування електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу на роботу суднових дизелів в експлуатації визначають **наукові положення**:

1) при використанні електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу роботу головних суднових дизелів доцільно адаптувати до змінних умов хвилювання моря за рахунок оптимізації нечутливості при малих відхиленнях між сигналами заданої та фактичної частоти обертання. Значення малих відхилень сигналів, при яких змінюється нечутливість, доцільно задавати з урахуванням найімовірнішого в експлуатації збурюючого впливу, а нечутливість при малих відхиленнях сигналів – збільшувати приблизно у два рази порівняно з нечутливістю при великих відхиленнях сигналів. Збільшення нечутливості при малих відхиленнях між сигналами заданої та фактичної частоти обертання зменшує коливання подачі палива в дизель, що стабілізує тепловий режим дизеля;

2) при використанні електронних регуляторів частоти обертання з пропорційно-інтегрально-диференціюючими контролерами роботу суднових дизель-генераторів доцільно адаптувати до змінних умов експлуатації шляхом оптимізації налаштування для величини ступеневої зміни відносного моменту навантаження близько 20 %, що серед істотних величин зміни навантаження на дизель-генератор має більшу імовірність виникнення в експлуатації. Для такого суттєвого збурення у пропорційно-інтегрально-диференціюючому контролері електронного регулятора частоти обертання дизель-генератора доцільним є обнулення диференціюючої складової у поєднанні зі збільшенням коефіцієнта підсилення пропорційної ланки до 1,5 ... 2 відн. од. При цьому інтегруючу складову рекомендується задавати у межах 0,85 ... 1,45 с для зменшення нестабільності частоти обертання дизель-генератора при тривалості перехідного процесу регулювання в межах, допустимих стандартами;

3) для запобігання тепловим перевантаженням двотактної головної дизельної установки з гвинтом, крок якого фіксований, при використанні електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу достатньо апроксимувати у графічному вигляді обмежувальну залежність за тепловою напруженістю в діапазоні частоти обертання дизеля 60 ... 100 % трьома лінійними ділянками;

4) при використанні електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу роботу чотиритактної головної дизельної установки із гвинтами, крок яких регульований, на режимі із регламентованим (не менше десяти відсотків від номінальної потужності) перевантаженням та тривалістю, визначеними правилами класифікації та побудови морських суден, доцільно забезпечувати спільним збільшенням кроку гребного гвинта і частоти обертання головного двигуна, із наданням пріоритету збільшенню частоти обертання, до навантаження з мінімальною тепловою напруженістю циліндро-поршневої групи за критерієм мінімуму температури газів на лінії розширення.

Практичне значення отриманих результатів полягає у підвищенні стабільності швидкісного та теплового режимів суднових дизелів з електронними регуляторами частоти обертання контролерного типу, які використовуються у складі енергетичних установок більшості морських суден. Розроблений новий науково обґрунтований підхід налаштування електронних регуляторів частоти обертання, що враховує ідентифікацію режимів роботи суднових дизелів та особливості їхнього навантаження, дозволив:

підвищити ефективність автоматичного регулювання частоти обертання суднових дизелів з електронними регуляторами у всьому діапазоні експлуатаційних режимів;

надати обґрунтовані рекомендації щодо налаштування електронних регуляторів контролерного типу, спрямовані на підвищення стабільності частоти обертання та експлуатаційної надійності дизельних установок;

усунути погіршення якості регулювання частоти обертання при зміні режиму роботи суднових дизельних установок із електронними регуляторами контролерного типу, запобігаючи помилковим та/або неефективним діям в експлуатації, що покращило безпеку мореплавства;

виявити на основі моделювання резерви у серійних конструкціях електронних регуляторів та адаптувати результати оптимізації до різних типів дизельних установок, у тому числі, з різним часом розгону дизелів та запізненням у каналі керуючого впливу;

надати практичні рекомендації та розробити способи запобігання тепловим перевантаженням головних дизелів, які працюють на гвинти, крок яких як фіксований, так і регульований.

Реалізація розробленої методики оптимізації налаштування електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу дизелів забезпечила:

покращення точності підтримання частоти обертання як головної, так і допоміжної, дизельних установок у широкому діапазоні експлуатаційних режимів роботи;

зменшення відхилення частоти обертання на 10 – 15 % у порівнянні з типовими алгоритмами регулювання та знизилася ймовірність теплового перевантаження двигунів на перехідних режимах;

для головного суднового дизеля HYUNDAI-MAN B&W 6S60MC-C7 із електронним регулятором Nabtesco MG-800 зменшена нестабільність частоти обертання на 14 ... 19 % на різних експлуатаційних режимах під час хвилювання моря;

для суднової дизель-генераторної установки MAN 5L23/30H Mk3 ECR з електронним регулятором SaCoS_{one} компанії Everllence покращено динамічні характеристики автоматичного регулювання частоти обертання на 12 % у реальних умовах експлуатації;

розширення діапазону експлуатаційних режимів головного дизеля HYUNDAI-MAN B&W 6G70ME-C9.2-TII із електронним регулятором Kongsberg DGS C20 без його перевантаження.

усунення необхідності ручного переналаштування регуляторів із використанням візуальної оцінки стабільності частоти обертання та/або вимушеного зниження швидкості ходу судна через погіршення роботи регуляторів.

Практичне значення роботи підтверджується впровадженням результатів у: звіт про науково-дослідну роботи кафедри теорії автоматичного управління та обчислювальної техніки № ДР 0120U102671 «Технології автоматизації морської індустрії» (акт впровадження від 02.04.2025);

освітній процес за дисципліною «Ідентифікація та моделювання технологічних об'єктів» за спеціальністю 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології на першому бакалаврському рівні вищої освіти (акт впровадження від 02.04.2025);

процедуру налаштування електронного регулятора частоти обертання DGS C20 головної дизельної установки HYUNDAI-MAN B&W 6G70ME-C9.2 танкера «GOLDWAY» (акт впровадження від 24.03.2025);

процедуру налаштування електронного регулятора частоти обертання HIMSEN ECS допоміжної дизельної установки HYUNDAI-HIMSEN 8H32/40 контейнеровоза «СМА CGM EXEMPLARITY» (акт впровадження від 20.06.2025);

патент України на корисну модель № 144705 (заявка № u202000452 від 27.01.2020).

Особистий внесок здобувача. За темою дисертації опубліковано 13 наукових праць. Зокрема, у наукових профільних виданнях, які включені до наукометричних баз даних Scopus та/або Web of Science Core Collection (категорія «А») – 4 статті; у наукових фахових виданнях України (категорія «Б») – 4 статті; публікації у збірниках матеріалів наукових конференцій – 4; підрозділи 1.1, 1.3 – 1.7 науково-дослідної роботи № ДР 0120U102671; патент на корисну модель № 144705. Усі результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та викладені в одноосібних публікаціях [3, 74, 86, 98, 99], а також у спільних роботах, у яких особистий внесок полягає у: методиці налаштування регулятора дизель-генератора при ступеневих змінах навантаження [72]; математичній моделі суднового дизеля як об'єкта регулювання частоти обертання [79]; математичній моделі системи автоматичного регулювання частоти обертання суднового дизеля [80]; методиці налаштування електронного регулятора частоти обертання суднового дизеля під час хвилювання моря [97]; математичній моделі системи автоматичного регулювання частоти обертання дизель-генератора [101]; способі коригування упору гребного гвинта [104]; способі обмеження за тепловою напруженістю подачі палива в дизель шляхом використання температури газів на лінії розширення як інтегрального критерію [108]; методиці вибору оптимального співвідношення кроку гребного гвинта та частоти обертання головного дизеля на його перевантажувальних режимах [109].

Апробація результатів дисертації. Основні результати і методика виконання досліджень були представлені на науково-практичних та науково-технічних конференціях: XII міжнародна науково-технічна конференція «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика» (Одеса, 22.11.2022 – 23.11.2022); XIII міжнародна науково-технічна конференція «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика» (Одеса, 22.11.2023 – 23.11.2023); XIV міжнародна науково-технічна конференція «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика» (Одеса, 19.11.2024 – 20.11.2024); VI міжнародна науково-практична морська конференція кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету «Marine Power Plants and Operation» (Одеса, 04.03.2025).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковані в 13 наукових роботах (з них 5 одноосібно). Зокрема: 4 статті у наукових профільних виданнях, які включені до наукометричних баз даних Scopus та/або Web of Science Core Collection (категорія «А»); 4 статті у наукових фахових виданнях України (категорія «Б»); 4 публікацій у збірниках матеріалів наукових конференцій; патент на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із анотації, вступу, п'яти розділів, списку використаних джерел і додатків.

У першому розділі проведено аналіз досліджень щодо забезпечення стабільності частоти обертання та запобігання виникненню теплових перевантажень суднових дизелів. Висвітлені проблеми експлуатації суднових дизелів з електронними регуляторами частоти обертання контролерного типу. Обґрунтована актуальність і визначені головна та допоміжні задачі дослідження. Обґрунтовано вибір величини збурюючого впливу для суднових дизельних пропульсивних та допоміжних установок, спрямований на удосконалення налаштування електронних регуляторів частоти обертання.

У другому розділі проаналізовані особливості електронних регуляторів сучасних контролерних конструкцій у складі суднових дизелів. Запропоновано модель автоматичного регулювання частоти обертання дизеля з електронним регулятором, яка деталізована до параметрів його компонентів та враховує конструктивні та експлуатаційні особливості налаштування. У моделі також врахована можливість налаштування нечутливості при малих відхиленнях між фактичною та заданою частотою обертання.

У третьому розділі удосконалено модель системи автоматичного регулювання частоти обертання судового дизеля врахуванням зміни індикаторного крутного моменту в кожному циліндрі протягом робочого циклу. Це дозволяє оптимізовувати налаштування електронних регуляторів частоти обертання з урахуванням циклічності роботи суднових багатоциліндрових дизельних установок різної тактності у широкому діапазоні зміни навантаження.

У четвертому розділі обґрунтовано методику налаштування електронного регулятора частоти обертання головного суднового дизеля, яка враховує особливості навантаження на дизель під час хвилювання моря. За рахунок оптимізації параметрів налаштування регулятора при найімовірнішому в експлуатації судна збурюючому впливі, у тому числі, його нечутливості до розбалансу сигналів між фактичною та заданою частотою обертання, покращена стабільність частоти обертання дизеля. Запропоновано підхід адаптивного регулювання частоти обертання головного дизеля, який забезпечує задовільну стабільність швидкісного режиму дизеля під час хитами судна. Визначено, що при використанні в системах автоматичного регулювання частоти обертання електронного регулятора у факторному просторі збурень на дизель, характерних для хвилювання моря, можуть з'являтися локальні екстремуми критерію оптимальності при зміні параметрів регулятора. Запропоновано та апробовано методику налаштування регулятора дизель-генераторної установки, використання якої покращило динамічні характеристики системи автоматичного регулювання частоти обертання у реальних умовах експлуатації.

У п'ятому розділі проаналізований вплив параметрів регулювання дизеля на ефективність запобігання тепловим перевантаженням. Запропоновано спосіб коригування упору гвинта, а також модуль стабілізації сигналу керування, що враховує вітро-хвильові збурення. Розроблена система дозволяє підтримувати задане навантаження головного суднового дизеля за умов різного опору руху судна, а також обрану залежність навантаження двигуна від його частоти обертання. Розширено діапазон експлуатаційних режимів роботи суднового дизеля на часткових режимах без його перевантаження. Сформульовано та обґрунтовано методику для визначення оптимального співвідношення між кроком гребного гвинта та частотою обертання головного двигуна в умовах перевантаження.

Загальний обсяг роботи складає 182 сторінок, із них 125 сторінок основного тексту, 34 рисунків, 25 таблиць, бібліографія із 109 найменувань на 12 сторінках, 7 додатків на 14 сторінках.

1 ПРОБЛЕМАТИКА ТА ОСОБЛИВОСТІ ОБ'ЄКТА ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Аналіз досліджень щодо забезпечення швидкісних та теплових режимів суднових дизелів

У структурі глобальної транспортної системи понад 80 % світового вантажопотоку припадає на морські перевезення. Згідно з даними [1], на 10.06.2025 у світі зареєстровано 112 495 торгових суден валовою місткістю 100 тонн і більше. Серед усіх типів приводів, що використовуються на морських суднах, переважне застосування отримали дизелі, частка яких перевищує 97 % [2]. Турбіни застосовуються на незначній кількості суден переважно у складі комбінованих пропульсивних комплексів. Ефективність парових та газових турбін складає 25 ... 35 %, тоді як у дизелів коефіцієнт корисної дії (ККД) досягає 49 ... 53 %. Також зустрічається електропривід, проте загальні втрати потужності на всіх елементах електричної пропульсивної установки становлять 8 ... 12 %. Наприклад, у системах з найбільш поширеним типом – прямою передачею від дизеля до гребного гвинта – втрати потужності становлять лише 2 ... 4 %. Використання поворотних гвинторульових колонок типу "Azipod" також передбачає електроживлення від дизелів. Альтернативні види енергоутворення розглядаються переважно як допоміжні засоби підвищення екологічності та енергоефективності суднових енергетичних установок [3].

На морських суднах дизелі мають найкращу перспективу у порівнянні з іншими видами приводів пропульсивних та допоміжних установок завдяки:

- високій термодинамічній ефективності;
- надійності, довговічності та безпеці експлуатації;
- можливості реверсування;
- порівняно низьким витратам на технічне обслуговування;
- гнучкості щодо типів палива;
- високому ступеню пристосованості до автоматизації;

помірній трудомісткості технічного обслуговування у суднових умовах;
 широкий можливості уніфікації вузлів та деталей;
 відсутності жорстких масогабаритних обмежень.

Таким чином, суднові дизелі забезпечують високу паливну економічність, енергоефективність, надійність під час тривалих рейсів у складних умовах експлуатації. З огляду на викладене, існують обґрунтовані підстави вважати, що суднові дизельні установки і надалі залишатимуться основним типом приводу морських суден з прогнозованим збереженням провідної ролі у подальшій перспективі.

Автоматичне регулювання дизелів є ключовим для забезпечення безпеки та надійності їхньої роботи у складних експлуатаційних умовах, мінімізуючи ймовірності перевантажень і відмов. Цьому сприяв розвиток теорії та практики, підходів та принципів регулювання транспортних дизелів, у який зробили значний внесок відомі вітчизняні та зарубіжні вчені: В. І. Крутов, В. І. Небеснов, О. А. Грунауер, М. І. Кринецький, С. І. Горб, А. В. Козьмїних, А. Ф. Головчук, І. Д. Долгіх, А. А. Лісовал, Р. А. Варбанець, С. В. Сагін, В. В. Нікольський, В. В. Будашко, Л. В. Вишневський, О. А. Онищенко, А. О. Прохоренко, О. Б. Богаєвський, M. Blanke, J. Woodward, R. Banning, D. Winterbone, N. Watson, R. Wang.

У роботі В. І. Крутова та О. О. Волкова [4] розроблено теоретичні основи створення мікропроцесорних систем керування та паливних насосів високого тиску (ПНВТ) із дозуванням та фазуванням паливоподачі. Запропоновано методику розрахунку та побудови перехідних процесів нестационарних систем автоматичного регулювання, які описуються нелінійними диференціальними рівняннями зі змінними коефіцієнтами.

Роботи О. А. Грунауера у співавторстві з І. Д. Долгіх, В. М. Нікітиним, В. О. Семеновичем [5], А. А. Лісовала у співавторстві з М. І. Гуменчуком, С. В. Кострицею, З. І. Краснокутською [6, 7] присвячені розробці науково-технічних основ застосування зв'язаного управління системами паливоподачі і газотурбінного наддування при використанні мікропроцесорних технологій для

поліпшення показників паливної економічності та зменшення токсичності відпрацьованих газів дизелів.

Роботи В. І. Небеснова та В. О. Плотнікова [8], І. І. Кринецького [9] присвячено дослідженню алгоритмів керування подачею палива в дизель і кроком гвинта в умовах хвилювання моря. Установлено, що у системі автоматичного регулювання частоти обертання (САРЧ) дизеля при періодичних зовнішніх збуреннях можуть виникати резонансні коливання, зумовлені налаштуванням регуляторів частоти обертання (РЧО).

Роботи А. В. Козьмініх (у співавторстві) [10] та С. І. Горба [11-13] присвячені дослідженням оптимального закону подачі палива в дизель під час хитами судна. У роботах узагальнено математичний опис основних типів гідравлічних РЧО та запропонована модель, яка передбачає можливість моделювання практично всіх типів РЧО, що використовуються у складі судових дизелів.

Роботи Л. В. Вишневського та О. М. Веретенника [14, 15], І. Д. Долгіх [16], О. Б. Богаєвського у співавторстві з О. В. Басовим, О. П. Смирновим [17] спрямовані на розробку методів математичного моделювання систем керування генераторними установками на перехідних та усталених режимах.

Роботи В. В. Будашка у співавторстві із В. В. Нікольським, О. А. Оніщенком, С. Г. Хнюніним [18], J. Woodward та R. Latorre [19], R. Banning у співавторстві з M. Johnson, M. Grimbale [20] присвячені розвитку теорії керування судовими дизельними установками. Запропоновано математичні моделі для оптимізації систем керування пропульсивних комплексів морських суден.

Роботи Р. А. Варбанця у співавторстві з Д. С. Мінчевим, Ю. М. Кучеренком, В. І. Заложем, О. І. Кирилас, Т. С. Тарасенком [21], В. В. Нікольського у співавторстві з С. І. Горбом, Є. М. Оженком, В. С. Свинобоєм, С. Г. Хнюніним [22-24], M. Blanke у співавторстві з L. Pivano, T. Johansen [25] присвячено розробкам методів контролю, керування та налаштування систем судових дизелів у процесі експлуатації.

Запропоновано підходи для підвищення ефективності пропульсивної установки в умовах хвилювання моря.

Роботи А. Ф. Головчука та Ю. І. Габрієля [26, 27], В. В. Вичужаніна у співавторстві з М. Д. Рудніченком, Д. С. Шибасвим, І. В. Грицуком, В. Д. Бойком, Н. О. Шибасвої, А. І. Голованя, В. І. Захарчука, Е. Х. Рабіновича, В. П. Савчука, Є. Ю. Зенкіна [28], А. О. Прохоренка [29-31], N. Watson та M. Marzouk [32, 33] присвячені розробці наукових принципів створення ефективних способів регулювання подачі палива й раціональних алгоритмів автоматичного керування, а також удосконаленню електрогидравлічної паливної апаратури та електронних систем дизелів.

У дослідженнях С. В. Сагіна у співавторстві з О. Ю. Поповським, О. А. Куропятником [34, 35], О. М. Мельника та О. А. Онищенко у співавторстві з О. Г. Шибасвим, С. О. Кузніченком, М. П. Булгаковим, О. В. Щербинуою, Н. О. Яременко, Д. А. Волошиним [36], R. Wang у співавторстві з X. Li, J. Zhang, J. Zhang, W. Li, Y. Liu, W. Fu, X. Ma [37] запропоновано методи налаштування РЧО для покращення динаміки САРЧ, які враховують експлуатаційні особливості дизелів.

Таким чином, розглянуті дослідження підтверджують, що в умовах реальної експлуатації суднових дизельних установок є практична проблема, пов'язана з налаштуванням електронних РЧО та його впливом на стабільність швидкісного режиму, яка залишається недостатньо дослідженою і потребує наукового опрацювання.

Судна здійснюють тривалі рейси у складних експлуатаційних умовах, за яких фактична гвинтова характеристика відрізняється від паспортної: як у бік збільшення моменту опору, що спричиняє перенавантаження головного двигуна (ГД), так і у бік його зменшення, що призводить до його недовантаження. На суднах із гвинтами, крок яких фіксований (ГФК), обмежувальна залежність допустимої подачі палива від частоти обертання реалізується обмежувачем у РЧО, а на суднах із гвинтами, крок яких регульований (ГРК), регулятором навантаження, який впливає на крок гвинта.

Чим точніше визначено і відповідно підтримується така обмежувальна залежність, тим більш широкий діапазон експлуатаційних режимів роботи без перевантажень мають ГД. Для запобігання перевантаженню дизеля за показниками теплової напруженості у випадку "важкого" гвинта на суднах із ГФК, зменшують частоту обертання ГД, що призводить до вимушеного зниження швидкості судна. На суднах із ГРК, використовують комбінаторні діаграми, відповідно до яких запобігання перевантаженням забезпечується регулюванням обмежувачів навантаження, що призводить до зменшення кроку гребного гвинта без зниження частоти обертання дизеля.

Значний внесок у розв'язання завдань, пов'язаних із захистом дизелів від теплових і механічних перевантажень, зроблено у наступних роботах таких відомих вітчизняних та зарубіжних учених: С. І. Горб, П. С. Суворов, М. В. Міюсов, С. В. Сагін, Є. І. Третьак, Є. В. Білоусов, А. В. Триньов, K. Nielsen, S. Lebedevas, R. Geertsma.

У роботі С. І. Горба [38] запропоновано методику оцінки впливу інтенсивності хвилювання моря на нестабільність теплового режиму дизелів, що дозволило установити залежність між довговічністю деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) і налаштуванням РЧО в умовах хвилювання моря.

У роботі П. С. Суворова [39] досліджено зміну показників теплового та механічного напруження середньообертового дизеля на неусталених режимах з системою дистанційного автоматизованого керування (ДАК), що уповільнює керуючий сигнал за експоненціальним законом. Показано, що при навантаженні дизеля основним видом перевантажень є теплові. Надано рекомендації щодо вибору обмежувальних характеристик РЧО суднових дизелів, а також проведено оцінку теплового стану та механічної завантаженості залежно від типу навантаження на судновий дизель.

У роботах М. В. Міюсова у співавторстві з О. Ф. Кривим, В. І. Ланчуковським [40, 41] проведено аналіз експлуатаційно-технічних обмежень на режими роботи ГД, а також запропоновано низку заходів щодо вдосконалення теплового режиму дизеля. Визначено особливості впливу

налаштування РЧО на теплові перевантаження дизеля за різних умов експлуатації.

У роботі С. В. Сагіна у співавторстві з О. А. Куропятником, О. В. Матейком, Р. О. Разінкіним, Т. О. Столяриком, О. М. Волковим [42] встановлено взаємозв'язок між тепловими напруженнями в деталях ЦПГ, а також між інтенсивністю зносу деталей і темпом зміни навантаження дизеля.

У роботі Є. В. Білоусова [43] досліджені процеси застосування у робочому циліндрі дизеля дисперсної суміші атмосферного повітря та водяного аерозолі, що дозволяє знизити температурні навантаження на деталі ЦПГ.

У роботах К. Nielsen у співавторстві з М. Blanke, L. Eriksson, M. Vejlgaard-Laursen [44], S. Lebedevas та E. Milašius [45], R. Geertsma у співавторстві з К. Visser, R. Negenborn [46] обґрунтовано необхідність узгодження динамічних характеристик обмежувача навантаження, що впливає на механізм зміни кроку, з інерційними характеристиками САРЧ.

У роботі L. Kregele та С. Krina [47] виявлено, що внаслідок неоднакових умов охолодження і підводу тепла, а також різних значень теплового опору у різних частинах деталей ЦПГ, розподіл температури відбувається нерівномірно як і на поверхні цих деталей, так і вглиб в товщину металу. Це зумовлює перепади температури і викликає появу значних теплових напружень у деталях ЦПГ. Під їхнім впливом стінка циліндра деформується і у випадку, коли напруження перевищують границю міцності матеріалу, у місцях з найбільшими перепадами або з найвищим загальним рівнем температури можуть з'явитися тріщини.

У роботі Є. І. Третьяка у співавторстві із Б. Л. Гоцкалом, О. С. Кинжаловим [48] запропоновано методи впливу на процеси тепловідведення деталей ЦПГ, які забезпечують регулювання температури у широких межах. Виділені тепловий захист за допомогою керамічних матеріалів, локальне охолодження, а також перерозподіл теплових потоків.

У роботі О. Ю. Поповського та С. В. Сагіна [49] встановлено, що зі зростанням агрегатної потужності дизелів за рахунок форсування робочого

процесу значно зростають навантаження на деталі ЦПГ і агрегати турбонаддування, ресурсні показники яких істотно знижуються зі зростанням температур робочого тіла. У результаті також підвищуються температури поверхонь тертя в сполучених деталях та змінюються температурний режим масляної плівки.

У роботі О. В. Триньова та Р. Ю. Бугайцова [50] проведено оптимізацію теплового стану циліндрової втулки суднового дизеля, що полягала у формуванні певного температурного профілю по її робочій поверхні. Такий підхід дозволив мінімізувати витрати на тертя завдяки підтриманню в'язкості мастила. Розроблено та уточнено на основі експериментальних досліджень математичну модель теплонапруженого стану втулки циліндра, а також сформульовано практичні рекомендації щодо покращення температурного режиму.

У роботі S. Lebedevas та E. Milašius [51] запропоновані критерії для оцінки теплової напруженості, які передбачають використання одного або декількох параметрів, у тому числі, середній індикаторний або середній ефективний тиск, крутний момент на валу дизеля, максимальний тиск згоряння, температуру випускних газів, коефіцієнт надлишку повітря. Зазначено, що хоча в експлуатації часто використовують температуру випускних газів через простоту вимірювання, цей критерій не завжди об'єктивно характеризує теплову напруженість. Трапляється, що при нормальному значенні температур випускних газів дизель у тепловому відношенні перевантажується. Це відбувається, наприклад, тоді, коли дизельна установка в експлуатаційних умовах працює за зовнішньою характеристикою. Для суднових дизелів з високим наддуванням робота за зовнішньою характеристикою допускається лише у зоні, близької до номінальної частоти обертання [52].

Таким чином, розглянуті дослідження підтверджують, що під час експлуатації суднових дизелів є практична проблема визначення взаємозв'язку між налаштуванням електронних РЧО та стабільністю

теплого режиму, яка досі залишається невирішеною та потребує теоретичного та прикладного дослідження.

У роботах D. Winterbone у співавторстві з C. Thiruarooran, P. Wellstead, W. Loo, S. Jai-In [53-55] для налаштування параметрів регулятора запропоновано метод математичного моделювання системи автоматичного регулювання дизеля за створеною моделлю, який потребує менших ресурсів для проведення експериментів з метою емпіричного підбору. На етапі складання математичної моделі системи проведено ідентифікацію об'єкта регулювання у активному режимі. У процесі ідентифікації за допомогою отриманого відгуку об'єкта (припущена його лінійність) на зовнішні входні сигнали розраховано коефіцієнти його передатної функції. Запропонований метод ґрунтується на обробці відгуків об'єкту на стрибкоподібну зміну входного сигналу, а перехідний процес при цьому має неколивальний характер.

У роботі R. Dittmar у співавторстві з S. Gill, H. Singh, M. Darby [56] для ідентифікації неколивального об'єкта використано метод площ Сімою, який ґрунтується на обробці перехідної характеристики елемента ідентифікації. У роботі рекомендується для забезпечення прийнятної точності моделі обчислювати не більше чотирьох площ. Проте ефективність методу обмежується впливом невимірюваних збурень, які виникають під час ідентифікації та виконують роль випадкових шумів, що також знижує точність визначення параметрів для об'єктів вищого порядку.

Як альтернативу ідентифікаційної процедури у роботі P. White у співавторстві з M. Tan, J. Hammond [57] проведено аналіз відгуку на гармонічний входний сигнал методом вузлових частот. Отримані результати подано у вигляді частотних характеристик, на основі яких визначено коефіцієнти передачі та постійні часу. Цим методом рекомендовано досліджувати об'єкти, порядок яких перевищує другий.

У роботі Y. Zweiri у співавторстві з J. Whidborne, L. Seneviratne, K. Althoefer [58] розглядаються пасивні методи ідентифікації, які дають змогу отримати математичну модель об'єкта регулювання без порушення ходу

технологічного процесу, на відміну від активних експериментальних методів, які передбачають контрольовану зміну вхідного впливу. Модель створена на основі спостережень за змінами вхідних і вихідних величин об'єкта регулювання, який розглядається як "чорний ящик". Отримані вхідні та вихідні сигнали використовуються для оцінки параметрів моделі відповідно до середньоквадратичного критерію якості, що оцінює відхилення вихідного сигналу моделі від відгуку об'єкта при однаковому вхідному впливі.

Основним завданням коректного налаштування системи автоматичного регулювання є параметричний синтез регулятора, тобто визначення його оптимальних налаштувань відповідно до заданих критеріїв та обмежень. Однак у випадку складних систем регулювання, таких як САРЧ суднових дизелів, для пошуку оптимальних налаштувань на багатопараметричній моделі системи у роботі S. Şahin [59] запропоновано використовувати обробку отриманих експериментальних відгуків за допомогою спеціалізованих алгоритмів. До таких методів належать: градієнтний метод, метод сполучених градієнтів, симплексний метод, комплексний метод, метод Гука-Дживса, метод випадкового пошуку екстремуму, а також метод покоординатної оптимізації.

У роботі С. І. Горба та А. Ф. Бурденко [60] застосовано градієнтний метод знаходження екстремуму цільової функції для оптимізації регресійної моделі гідромеханічного РЧО Woodward PG-58 у складі ГД судна. Процес оптимізації охоплював амплітудно-частотні характеристики дизельної установки та регулятора. Суть методу полягає в тому, що в будь-якій точці факторного простору обчислюється вектор градієнта функції, який вказує напрямок найшвидшого спадання (зростання) функції. У цьому напрямку здійснюється рух протягом певного кроку. У кінці кроку градієнт знову обчислюється, і процедура розрахунку повторюється. Швидкість наближення до екстремуму функції залежить від алгоритму вибору кроку переміщення уздовж градієнта. Найчастіше крок вибирається з умови руху вздовж градієнта

доти, доки не припиняється спадання (зростання) оптимізованої функції. У цьому випадку градієнтний метод отримав назву методу найшвидшого спуску.

Метод сполучених градієнтів є більш ефективним у виборі нового напрямку руху [61]. На практиці можуть застосовуватися різні його модифікації, зокрема методи Грама-Шмідта, Полака-Райбера, Флетчера-Рівса, які забезпечують пошук екстремуму для функціональних поверхонь різної форми.

Наразі задача прямого програмування методів оптимізації регресійних моделей втратила своє первинне практичне значення, оскільки пошук умовного екстремуму функції з обмеженнями на її аргументи може реалізовуватися за допомогою процедур, інтегрованих у сучасні пакети комп'ютерної математики.

У той же час наявність у методі оптимізації етапу побудови за допомогою складної моделі проміжних регресійних залежностей, які є спрощеною моделлю об'єкта оптимізації, неминуче супроводжується зниженням точності розв'язання оптимізаційної задачі. У зв'язку з цим застосовують методи оптимізації з прямим пошуком оптимальних параметрів на початковій (деталізованій) моделі об'єкта.

Існує ціла низка методів оптимізації налаштування (що, у свою чергу, зводиться до пошуку мінімуму певного критерію), які не потребують попередньої побудови регресійної моделі. Найпростішим є метод покоординатної оптимізації, в якому здійснюється покрокове варіювання кожного з факторів окремо. Метод є відносно простим у реалізації, проте при великій кількості змінних потребує значної кількості ітерацій.

Альтернативним є симплексний метод пошуку екстремуму. У роботі С. Lin у співавторстві з С. Wu, J. Yang, С. Liao [62] показано, що для гідравлічного РЧО стандартний симплексний метод пошуку екстремуму у низці випадків погіршував результати оптимізації порівняно з вихідними значеннями параметрів або забезпечував знаходження лише локального екстремуму. Водночас перевагами методу є його простота, можливість урахування обмежень на значення факторів, а також можливість додавання

або виключення окремих факторів у ході експерименту. Така властивість методу дозволяє здійснювати оптимізацію об'єктів безпосередньо на їх складних аналітичних моделях. При практичному використанні викладеного методу слід враховувати, що стандартна процедура передбачає початкове проведення експериментів без урахування результатів у вихідній точці. Це може призвести до погіршення результатів оптимізації через зміщення не до глобального, а до локального екстремуму (що характерно для складних аналітичних моделей), оскільки стандартний симплекс-метод пошуку екстремуму не забезпечує високої ймовірності знаходження глобального екстремуму. Крім того, метод недостатньо адаптований до ситуацій з обмеженнями на параметри оптимізації.

Застосування комплексного математичного методу пошуку екстремуму у роботі С. Huang у співавторстві з Y. Huang, S. Chen, S. Yang [63] показало, що будь-який локальний екстремум, який трапляється у факторному просторі, призводить до зупинки процедури оптимізації, оскільки відповідно до алгоритму методу в таких випадках відбувається зменшення кроку розрахунку. Крім того, у комплексному методі на початкових етапах процедури оптимізації експерименти проводяться з використанням генератора випадкових чисел, що в більшості випадків призводить до погіршення значень оптимізованих параметрів РЧО.

У роботі С. І. Горба та А. Ф. Бурденко [64] використано математичний метод пошуку екстремуму Гука-Дживса, ідея якого полягає в поєднанні двох оптимізаційних процедур: "дослідного" пошуку з циклічним перебором оптимізованих змінних та "прискорювального" пошуку за зразком. "Дослідний" пошук спрямований на виявлення локальної поведінки цільової функції та визначення напрямків руху. Пошук за зразком полягає у виконанні одного кроку з нової точки, координати якої відповідають успішним приращенням параметрів, вздовж прямої, що сполучає цю точку з початковою. Перевагою метода Гука-Дживса є те, що він не погіршує значення цільової функції порівняно з її значенням як у вихідній, так і в наступних базисних точках факторного простору, навіть якщо поблизу них є декілька локальних мінімумів.

У роботі С. І. Горба та А. Ф. Бурденко [65] використано метод випадкового пошуку екстремума, який характеризується як ефективний і досить простий в реалізації при оптимізації складних аналітичних моделей. За наявності у факторному просторі великої кількості локальних екстремумів метод рекомендовано застосовувати з використанням адаптивного алгоритму зі змінним кроком. У цьому алгоритмі випадкові вибірки використовуються для визначення напрямку пошуку, а довжина кроку змінюється відповідно до досягнутого рівня мінімізації цільової функції. Такий адаптивний підхід дозволяє балансувати між глобальним пошуком і локальним уточненням, підвищуючи ймовірність знаходження глобального мінімуму в складних багатовимірних просторах.

Підсумовуючи викладене, можна вважати теорію та методики налаштування гідравлічних РЧО усталеними та перевіреними на практиці. Однак останніми роками широкого поширення набули дизельні установки з електронними регуляторами контролерного типу, які мають додаткові налаштування, зокрема параметрів логічної частини, обробки та обмеження сигналів, виконавчого механізму (ВМ), адаптивної корекції тощо. У зв'язку з цим завдання налаштування електронних регуляторів суттєво ускладнилося та стало багатофакторним, а наявні методики, розроблені для гідравлічних систем, не можуть бути безпосередньо застосованими для електронних.

Таким чином, проведений аналіз досліджень підтверджує, що існує актуальна практична проблема удосконалення налаштування електронних РЧО суднових дизелів у реальних умовах експлуатації, яка залишається невирішеною та потребує наукового опрацювання.

1.2 Практичні проблеми експлуатації суднових дизелів з електронними регуляторами

В умовах реальної експлуатації морських суден часто виникають ситуації, пов'язані з незадовільною динамікою електронного регулятора під

час зміни навантаження на дизель як у головних, так і у допоміжних установках. У результаті, відбувається зниження стабільності частоти обертання дизелів на різних режимах роботи судна, що у ряді випадків призводить до втрати ходу та/або електроживлення судна, а також теплових перевантажень деталей ЦПГ дизелів.

Під час експлуатації ГД HYUNDAI-MAN B&W 6G70ME-C9.2-TII танкерів "GOLDWAY", "SILVERWAY" та "DIAMONDWAY" у період 2020 – 2021 років було виявлено задимлення вихлопу на малих ходах судна, що вказує на теплові перевантаження. У результаті аналізу зроблено висновок про незадовільну роботу обмежувача KONGSBERG AutoChief C600 зі штатною лінійною обмежувальною характеристикою.

Під час експлуатації у період 2021 – 2022 років на часткових режимах роботи ГД HYUNDAI – MAN B&W 6S70MC-C8 з електронними РЧО DGS C20 на танкерах "NOBLEWAY", "BRIGHTWAY" та "FAIRWAY" спостерігалось зниження стабільності швидкісних режимів під час штормових умов плавання. Аналіз показав, що налаштування логічної частини електронного регулятора в умовах зміни навантаження на дизель у широкому діапазоні не забезпечує достатньої якості регулювання частоти обертання ГД. У той же період на зазначених судах із допоміжними установками HYUNDAI-HIMSEN 5H21/32 спостерігалось коливання параметрів електричного струму та обмінні коливання потужності при паралельній роботі дизель-генераторів (ДГ), що призводило до самовільного від'єднання ДГ від суднової електромережі. У результаті виявлено проблему у некоректному налаштуванні РЧО, що призводила до появи автоколивань у САРЧ.

При використанні електронного регулятора частоти обертання Nabtesco MG-800 головних дизелів HYUNDAI-MAN B&W 6S60MC-C7 великотоннажних нафтових танкерів "CATALAN SEA" та "LIGURIAN SEA", а також HITACHI ZOSEN – MAN B&W 6S60MC-6 танкера "KORO SEA", у навігаційний період 2022 – 2023 років виявилася недостатня стабільність та точність підтримання частоти обертання валу під час хвилювання моря. У цей

же період на зазначених вище трьох суднах, які мають ДГ HYUNDAI-HIMSEN 7H17/28 та YANMAR 6N18AL-UV відповідно, виявлена незадовільна ефективність автоматичного регулювання частоти обертання у широкому діапазоні експлуатаційних режимів, що зумовила необхідність частого переналаштування регуляторів.

У процесі експлуатації ГД MAN B&W 6S50MC-C танкерів "PACIFIC DIAMOND" та "PACIFIC QUARTZ", обладнаних електронними РЧО типу MAG-200IIIa виробництва компанії Mitsui, у період 2023 – 2024 років спостерігалася нестабільність швидкісних режимів дизеля під час зміни різної інтенсивності та періоду коливань моменту опору на гребному валу. У вказаний період на зазначених вище двох суднах ДГ DAIHATSU 6DK-20, а також на танкерах "PACIFIC BLUE" та "PACIFIC JADE" із ДГ YANMAR 6EY22ALW, налаштування регуляторів не забезпечували задовільної реакції під час вмикання/вимкнення споживачів великої потужності, що призводило до зниження стабільності частоти обертання та, у ряді випадків, до відключення дизель-генераторних установок від суднової електромережі.

На танкерах "ATLANTIC EMERALD" та "ATLANTIC JADE" із ДГ HYUNDAI-HIMSEN 6H22CDF, а також на танкерах "ATLANTIC BLUE" та "ATLANTIC GOLD" із ДГ DAIHATSU 6DE-23, у період 2024 – 2025 років виявлено зниження стабільності частоти обертання при ступеневому навантаженні середньої величини, що призвело до збоїв у роботі чутливого електрообладнання.

У результаті судновий персонал був змушений вручну переналаштовувати електронні регулятори під час зміни режимів роботи дизелів або знижувати швидкість ходу судна, орієнтуючись при цьому на візуальну оцінку стабільності частоти обертання.

Таким чином, актуальною є **науково-практична проблема** удосконалення налаштування електронних РЧО суднових дизелів у реальних експлуатаційних умовах. Розв'язання цієї проблеми дозволить підвищити ефективність автоматичного регулювання частоти обертання суднових

дизелів з електронними регуляторами контролерного типу у всьому діапазоні експлуатаційних режимів, усунувши погіршення якості регулювання частоти обертання при зміні режиму роботи дизельних установок, що також сприятиме безпеці мореплавства.

У такій постановці розглянута проблема передбачає розв'язання наступної **головної задачі**: розроблення методики оптимізації параметрів налаштування електронних РЧО контролерного типу для забезпечення стабільності швидкісного та теплового режимів суднових дизелів в умовах експлуатації. Методика, доповнюючи теоретичну базу попередніх напрацювань в області регулювання САРЧ дизелів, виконаних у роботах В. І. Крутова [4], А. А. Грунауера [5], І. І Кринецького [9], С. І. Горба [11, 38], А. А. Лісовала [7], П. С. Суворова [39], Р. А. Варбанця [21], С. В. Сагіна [34], Є. В. Білоусова [43], М. В. Міюсова [40], О. А. Онищенко [36], А. О. Прохоренка [31], О. Б. Богаєвського [17], М. Blanke [25], N. Watson [32], K. Nielsen [44], має забезпечувати практичне вирішення проблеми удосконалення налаштування електронних регуляторів суднових дизельних установок в експлуатації.

Проведення експериментальних досліджень у реальних суднових умовах супроводжується низкою об'єктивних труднощів. Зокрема, складністю керованого відтворення необхідних умов через багатofакторність зовнішніх впливів на суднові дизелі: під час роботи судна в умовах хвилювання моря амплітуди та періоди зміни навантаження на дизель залежать від розмірностей, швидкості та ризику судна, бальності моря та курсового кута судна по відношенню до напрямку хвиль та вітру. Крім того, такі натурні випробування є надто ресурсомісткими та технічно складними в реалізації. Найбільш обґрунтованим у цьому випадку є застосування математичного моделювання, яке дозволяє проводити дослідження з меншими витратами ресурсів, уникати спотворення отриманих результатів випадковими факторами та забезпечувати відтворення різноманітних комбінацій експлуатаційних умов роботи суднових дизелів. З огляду на викладене, для розв'язання головної задачі потрібно попередньо розглянути такі **допоміжні задачі**:

1) ідентифікація умов роботи суднових дизельних установок, що включає аналіз тривалості основних типів неусталених режимів і визначення статистичних характеристик навантажувального впливу на установку в умовах експлуатації. Результати ідентифікації необхідні для математичного моделювання роботи установок і для обґрунтування критерію оптимізації;

2) побудова та обґрунтування математичної моделі, призначеної для оптимізації електронних РЧО контролерного типу зі змінною структурою налаштування, які використовуються у складі сучасних суднових дизельних установок;

3) розроблення математичного забезпечення для налаштування електронних РЧО контролерного типу суднових дизельних установок, яке дозволяє усунути погіршення якості регулювання від суб'єктивного впливу, зумовленого інтуїтивними діями під час ручного регулювання з використанням візуальної оцінки стабільності частоти обертання.

Графічне відображення технології наукового дослідження дисертації наведено у Додатку А.

1.3 Ідентифікація режимів роботи суднових дизелів

Суднові дизелі експлуатуються у широкому діапазоні швидкісних режимів, навантаження на яких змінюються не тільки пропорційно квадрату частоти обертання, а й унаслідок зміни осадки та диферента судна, глибини під кілем, ступеня обростання корпусу та гвинта, сили вітру та течії, а також хвилювання моря. У свою чергу, найвідповідальнішою системою суднових дизелів із погляду безпеки є САРЧ, від роботи якої залежить не тільки стабільність швидкісного режиму дизеля, але і можливість адекватно реагувати на ступеневі або періодичні зміни навантаження, а також "провали" навантаження під час хитавиці на морі або оголенні гребного гвинта (Додаток Б).

Особливістю усталених ходових режимів роботи ГД є квадратична залежність моменту опору гребного гвинта при його незмінному кроці від частоти обертання дизеля, яка отримала назву гвинтової. Крім того, для

головних суднових дизелів характерна тривала робота з різними значеннями потужності. Це зумовлено тим, що дизелі мають забезпечувати рух суден із різною, що задається в широких межах, швидкістю, яка приблизно пропорційна кубічному кореню з потужності дизелів [66]. Із цих причин, а також у зв'язку з експлуатаційними змінами гвинтової залежності, крутний момент і частота обертання головних суднових дизелів змінюються в широкому діапазоні.

Нестаціонарні режими роботи ГД виникають при маневрах та під час хвилювання моря [67], а на суднах льодового плавання також при взаємодії гребного гвинта і корпусу з льодом. Умовно їх можна поділити на:

1) режими, які характеризуються "обтяженням" гвинтової характеристики та періодичними коливаннями навантаження на дизель унаслідок періодичної зміни упору гребного гвинта;

2) режими, зумовлені збуреннями, близькими до стрибкоподібних, які надходять збоку гребного гвинта. У ГД за каналом завдання збурення не змінюються ступенево, оскільки сигнал цілеспрямовано уповільнюється системою ДАК під час його зростання (Додаток В).

Особливістю нестаціонарних режимів під час маневрування судна є їхня короткочасність, оскільки процеси пуску, різкої зміни навантаження, а також гальмування контрповітрям займають лише незначну частину річного експлуатаційного періоду установки. Нестаціонарні режими, спричинені зменшенням навантаження на установку, мають тривалість, близьку до режимів навантаження, та охоплюють несуттєву частку загального часу роботи дизеля.

Процеси переведення установки з маневреного режиму в ходовий та навпаки характеризуються повільною зміною параметрів дизеля. У той же час їхня інтенсивність визначає рівень теплової напруженості деталей ЦПГ та впливає на показники довговічності та надійності дизеля. Для дизеля сприятливі уповільнені програми розігріву та охолодження, проте надмірно повільне введення/виведення дизеля в/із ходовий(-ого) режим може призвести до втрат швидкості ходу судна. Це пов'язано з відносно значною тривалістю зазначених процесів, які сумарно охоплюють близько 3 % експлуатаційного періоду установки [68].

Найбільш характерний неусталений режим роботи ГД – це режим, пов'язаний із хвилюванням моря: дизельні пропульсивні установки транспортних суден у цьому режимі працюють орієнтовно 1/3 ходового часу (за хвилювання моря, спричиненого вітром силою 5 балів і більше), причому в умовах сильного хвилювання (при силі вітру 7 балів і більше) – приблизно 1/12 ходового часу [69]. Це означає, що нестаціонарні режими роботи ГД під час хитами судна мають суттєву тривалість, тому показники надійності та довговічності головних суднових дизелів в умовах хитами мають вагомe значення. У зв'язку з чим, САРЧ головних суднових дизелів мають забезпечувати стабільність швидкісного режиму за різних амплітуд і періодів коливань навантаження на дизель. Проведення аналізу режимів роботи суднових дизелів спрямоване на обґрунтування найімовірніших значень збурюючих впливів, які імітують хвилювання моря для пропульсивних та миттєву зміну навантаження для допоміжних дизельних установок.

Особливістю збурюючого впливу на дизель під час хвилювання моря є його залежність від кутової швидкості валу дизеля [70]. Амплітуда та частота збурюючого впливу на головну дизельну установку залежать від низки факторів, зокрема розмірів судна, району плавання, імовірних курсів руху, а також зміною погодних умов, що особливо характерно під час зміни пори року. Значення амплітуди зміни збурюючого впливу, δ_λ , наведені у табл. 1.1 [71].

Табл. 1.1 – Амплітуди зміни функції збурюючого впливу

Границі вимірів δ_λ	Середнє значення δ_λ	Повторюваність, δ_λ , %					
		при силі вітру по шкалі Бофорта, бали					на лініях суден
		5	6	7	8	9	
0 - 0,025	0	51	28	19	14	10	77,2
0,025 - 0,075	0,05	47	48	36	26	20	15,9
0,075 - 0,125	0,10	2	20	27	24	19	4,4
0,125 - 0,175	0,15	-	4	13	18	16	1,6
0,175 - 0,225	0,20	-	-	4	10	14	0,5
0,225 - 0,275	0,25	-	-	1	5	9	0,2
0,275 - 0,325	0,30	-	-	-	2	6	0,1
0,325 - 0,375	0,35	-	-	-	1	3	0,1
0,375 - 0,425	0,40	-	-	-	-	2	
0,425 - 0,475	0,45	-	-	-	-	1	

Споживач	Потужність, кВт		Кількість		Коефіцієнт потужності, %	Завантаження, кВт	
	вихідна	вхідна	на борту	у вживанні		постійне	миттєве
У морі (чистка танків)							
Головний компресор повітря	37	40,9	2	1	80	-	32,7
№ 1 Насос охолодження забортною водою	55	60,3	1	1	80	48,2	-
№ 2 Насос охолодження забортною водою	55	60,3	1	1	80	48,2	-
Насос живлення водою котла	75	81,8	2	1	40	32,7	-
Масляний насос ГД	65	71,0	2	1	70	49,7	-
Вентилятор інертного газу	55	60,3	2	2	70	84,4	-
Вентилятор примусової тяги котла	110	119,4	1	1	70	83,6	-
Інші споживачі (всього)	-	-	-	-	-	269,7	80,0
Усього						616,5	112,7
Еквівалентне безперервне завантаження з коефіцієнтом диверсифікації = 2,00						-	56,4
Загальна сума						672,9	
Коефіцієнт завантаження з 2 (двома) генераторами в експлуатації = 67,3%							
У морі (підігрів вантажу)							
Головний компресор повітря	37	40,9	2	1	80	-	32,7
№ 1 Насос охолодження забортною водою	55	60,3	1	1	75	45,2	-
Насос живлення водою котла	75	81,8	2	1	40	32,7	-
Масляний насос ГД	65	71,0	2	1	70	49,7	-
Вентилятор примусової тяги котла	110	119,4	1	1	70	83,6	-

Споживач	Потужність, кВт		Кількість		Коефіцієнт потужності, %	Завантаження, кВт	
	вихідна	вхідна	на борту	у вживанні		постійне	миттєве
У морі (підігрів вантажу)							
Інші споживачі (всього)	-	-	-	-	-	228,5	90,4
Усього						439,7	123,1
Еквівалентне безперервне завантаження з коефіцієнтом диверсифікації = 2,00						-	61,6
Загальна сума						501,2	
Коефіцієнт завантаження з 2 (двома) генераторами в експлуатації = 50,1 %							
Прибуття і вихід в/із порт(у)							
Головний компресор повітря	37	40,9	2	2	80	-	65,4
№ 1 Насос охолодження забортною водою	55	60,3	1	1	75	45,2	-
Пожежний насос	55	60,3	2	1	80	48,2	-
Насос живлення водою котла	75	81,8	2	1	40	32,7	-
Масляний насос ГД	65	71,0	2	1	70	49,7	-
Вентилятор примусової тяги котла	110	119,4	1	1	70	83,6	-
Допоміжна повітродувка ГД	35	38,7	2	2	80	61,9	-
Гідравлічний насос для брашпиля	90	97,9	2	2	75	-	146,9
Гідравлічний насос для швартовної лебідки	55	60,3	2	2	75	-	90,4
Інші споживачі (всього)	-	-	-	-	-	222,6	70,9
Усього						543,9	373,6
Еквівалентне безперервне завантаження з коефіцієнтом диверсифікації = 2,00						-	186,8
Загальна сума						730,7	
Коефіцієнт завантаження з 2 (двома) генераторами в експлуатації = 73,1%							

Споживач	Потужність, кВт		Кількість		Коефіцієнт потужності, %	Завантаження, кВт	
	вихідна	вхідна	на борту	у вживанні		постійне	миттєве
Під час розвантажувальних операцій							
Головний компресор повітря	37	40,9	2	1	80	-	32,7
№ 2 Насос охолодження забортною водою	55	60,3	1	1	80	48,2	-
Баластний насос	330	356,4	1	1	80	285,1	-
Насос живлення водою котла	75	81,8	2	1	40	32,7	-
Вентилятор інертного газу	55	60,3	2	2	70	84,4	-
Вентилятор примусової тяги котла	110	119,4	1	1	70	83,6	-
Гідравлічний насос для брашпиля	90	97,9	2	2	25	-	49,0
Гідравлічний насос для лебідки	55	60,3	2	2	25	-	30,1
Інші споживачі (всього)	-	-	-	-	-	248,3	77,2
Усього						782,3	189,0
Еквівалентне безперервне завантаження з коефіцієнтом диверсифікації = 2,00						-	94,5
Загальна сума						876,8	
Коефіцієнт завантаження з 2 (двома) генераторами в експлуатації = 87,7 %							
У порту							
Головний компресор повітря	37	40,9	2	1	80	-	32,7
Вентилятор примусової тяги котла	110	119,4	1	1	70	83,6	-
Інші споживачі (всього)	-	-	-	-	-	194,8	64,2
Усього						278,4	96,9
Еквівалентне безперервне завантаження з коефіцієнтом диверсифікації = 2,00						-	48,5
Загальна сума						326,9	
Коефіцієнт завантаження з 1 (одним) генератором в експлуатації = 65,4%							

У табл. 1.2 наведено вхідну/вихідну потужності споживачів, їхню кількість на борту та в роботі на кожному режимі, а також вказано постійні та миттєві навантаження при врахуванні коефіцієнта потужності. За кожним експлуатаційним режимом розраховані загальні постійне та миттєве навантаження суднових споживачів, враховано коефіцієнт різночасності для споживачів, які працюють у режимі старт/стоп, під час їхнього переведення у еквівалентну постійну потужність. Також підраховано загальне сумарне навантаження працюючих дизель-генераторів із їхнім завантаженням у відсотках.

Найбільші величини скидання/накидання навантаження на великотоннажному танкері "KORO SEA" (при включенні/вимкненні споживачів потужністю понад 30 кВт) становлять:

- нормальний ходовий режим судна – 25 ... 50 %;
- очищення вантажних танків на ходу судна – 20 ... 55 %;
- обігрів вантажу на ходу судна – 10 ... 30 %;
- під час прибуття/виходу судна в/із порт(-а) – 25 ... 60 %;
- при вантажних операціях – 25 ... 75 %;
- у порту – 20 ... 40 %.

Аналіз потужностей споживачів великотоннажного танкера "KORO SEA", а також їхнього відношення до потужності дизель-генераторів (з урахуванням їхньої кількості в роботі на різних експлуатаційних режимах та ймовірності включення), показав, що в експлуатації САРЧ має забезпечити необхідну динаміку в широкому діапазоні скидання/накидання навантаження. У свою чергу, аналіз величин збурень на основних експлуатаційних режимах ДГ дозволив визначити найімовірнішу суттєву величину скидання/накидання навантаження протягом експлуатаційного періоду судна – 20 ... 25 %.

1.4 Висновки до розділу

Проведено аналіз досліджень щодо забезпечення швидкісних та теплових режимів транспортних дизелів. Виділено актуальний напрямок дослідження: забезпечення задовільної стабільності частоти обертання сучасних суднових дизельних установок з електронними регуляторами контролерного типу в реальних умовах експлуатації із запобіганням перевантаженню за тепловою напруженістю.

Висвітлено практичні проблеми експлуатації суднових дизелів з електронними РЧО, які у ряді випадків призводили до втрати ходу та/або електроживлення судна, підвищеного димлення та теплового перевантаження деталей ЦПГ. Обґрунтована актуальність і визначені головна та допоміжні задачі дослідження.

Виконаний комплексний аналіз експлуатаційних режимів роботи суднових дизелів, спрямований на обґрунтування найімовірніших значень збурюючих впливів, які імітують хвилювання моря для пропульсивних та миттєву зміну навантаження для допоміжних дизельних установок.

2 ДЕТАЛІЗОВАНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ

2.1 Конструктивні та експлуатаційні особливості електронних регуляторів частоти обертання суднових дизелів

Упродовж останніх років у САРЧ дизелів морських суден широкого застосування набули пропорційно-інтегруючий (ПІ) та пропорційно-інтегродиференціюючий (ПІД) алгоритми регулювання [74]. На теперішній час провідними електронними РЧО суднових дизелів є Nabtesco MG-800/MG-800 FLEX, Lyngsø EGS 2000/EGS2200, Kongsberg DGS C20, Wärtsilä WECS-9500/UNIC, MAN ME-ECS/Triton/SACoSone/SaCoS 5000, Hyundai HiMSEN ECS, Woodward 2301E/723 Plus/Flex500, GAC EEG6500, Heinzmann XIOS UC/HELENOS/PANDAROS, REGULATEURS EUROPA Viking35, Rolls-Royce MTU ADEC ECU 9, QTAGG DEGO IV.

Основними складовими частинами електронних РЧО є:

контролер (мікропроцесор), який містить селектори заданої частоти обертання, вимірюючий блок, блок обробки сигналів, блок формування закону регулювання, блок обмеження навантаження;

датчики, які вимірюють експлуатаційні параметри, зокрема частоти обертання колінчастого валу судового дизеля, тиск наддувного повітря тощо;

виконавчі пристрої (електричні, гідравлічні або пневматичні), які реагують на керуючі сигнали від контролера і регулюють паливоподачу за допомогою зміни положення рейки ПНВТ або електронного клапану;

інтерфейс керування – програмний модуль для налаштування параметрів, діагностики відмов та моніторингу роботи.

Для визначення пріоритетності параметрів налаштування електронного РЧО у забезпеченні стабільності частоти обертання суднових дизелів у табл. 2.1 виокремлено налаштування електронного регулятора EGS2000 компанії Wärtsilä Lyngsø Marine A/S, які впливають на динаміку регулятора та на обмеження навантажувальних режимів. Регулятор виконано на базі

контролера Gamma Micro CPU, який забезпечує регулювання частоти обертання дизеля за ПІ-законом. Налаштування поділяються на бінарні з номерами у діапазонах: 93–235, 512, 704–789, 795–796, 960–999; та аналогові у діапазонах: 240–511, 513–703, 800–897, 900–959. Параметри налаштування та характеристики РЧО взяті з конструкторської документації [75].

Табл. 2.1 – Параметри налаштування електронного РЧО EGS2000

Модуль параметрів	Номери параметрів налаштування	Призначення
Вибір заданої частоти обертання	103, 119-121, 134, 182, 202-204, 211, 284-287, 304, 314-315, 345, 346, 400, 401, 415, 620-624, 717	Завдання та контроль за зміною частоти обертання
Нахил характеристики регулювання	288, 329	Забезпечення паралельної роботи двигунів
Налаштування ПІ-контролера	240-251, 289, 295, 316-321, 335, 337-340, 408	Стабілізація частоти обертання двигуна
Вибір режиму роботи	310-313, 108-110, 185-188	Зміна режимів роботи двигуна: автоматичний, підтримання постійної частоти обертання потужності або подачі палива в двигун
Обмежувач індексу	104, 106, 124-129, 131, 133, 153, 280-283, 411, 412	Контроль максимального навантаження
Максимальний обмежувач індексу	102, 290, 343	Захист двигуна від перевантаження
Контроль допустимої частоти обертання	160, 291, 331-333	Безпека при перевищенні максимальної допустимої частоти обертання двигуна
Керування подачею палива	172, 292, 299, 420-429	Контроль процесів паливоподачі
Блокування подачі палива	94, 189, 192, 193, 214	Налаштування для аварійного блокування паливоподачі
Зворотній зв'язок за навантаженням або потужністю	93, 112, 158, 194, 341, 428, 429, 444, 445, 558, 559, 593, 597-599, 679, 771, 773, 774	Контроль навантаження та потужності двигуна

Валогенератор	330, 625, 630-640, 714, 728-731, 738, 739	Стабілізація роботи валогенератора
Кут випередження впорскування палива для двигунів B&W	136-143, 276, 277, 322, 324-326, 334, 367-377, 379, 416, 417, 449	Оптимізація роботи двигунів B&W
Налаштування ГРК	118, 180, 336, 364, 402-406, 600-608, 628, 629, 646, 647	Налаштування співвідношення частоти обертання та кроку ГРК
Вимушене зниження частоти обертання двигуна	619, 716, 718-725	Контроль при аварійних ситуаціях
Програма навантаження	556, 557, 626, 627, 641-645, 713, 732-737	Поступовість зміни навантаження двигуна
Програма навантаження за індексом	132, 145-149, 349-356	Регулювання навантаження за паливним індексом
Захист від перевантаження	267, 274, 297, 393-394, 443, 444, 533-537, 749-759, 787-789, 900-953, 970-973	Забезпечення безпечної роботи двигуна

В якості ВМ електронного регулятора EGS 2000 застосовується трифазний безщітковий електродвигун із понижувальним планетарним редуктором типу SIZE, який в залежності від модифікації має максимальне зусилля опору до 13 кН. Забезпечує переміщення робочого органу через вал із різьбленням і роликову гайку, повне переміщення якої здійснюється за 0,3 с.

В електронному регуляторі EGS 2000 можуть задаватися режим підтримування постійної частоти обертання, режим постійної потужності, індексний режим із фіксацією положення робочого органу при допустимих відхиленнях частоти обертання, а також автоматичний режим. Якщо обраний режим підтримування постійної частоти обертання – регулятор коригує подачу палива в дизель зі зменшеною нечутливістю між заданим і фактичним значеннями частоти обертання для стабілізації частоти обертання. У режимі підтримування постійної потужності передбачено підвищену нечутливість. У автоматичному режимі регулятор залежно від умов експлуатації використовує режим підтримування частоти обертання на спокійній воді, а при погіршених (3 та більше балів за шкалою Бофорта) – режим підтримування потужності.

Індексний режим вибирається виключно вручну і не може бути активований автоматично.

Для захисту дизеля від перевантажень у регуляторі реалізовано обмеження навантаження за крутним моментом, тиском наддувного повітря та подачею палива. Крім того, застосовуються уповільнені програми навантаження – за частотою обертання або за індексом, що використовуються відповідно на суднах із гвинтами фіксованого та змінного кроку. У випадку роботи ГД на ГРК у регуляторі використовується сигнал фактичного положення лопатей гвинта для коригування подачі палива в дизель.

У табл. 2.2 наведено параметри налаштування електронного РЧО MG-800 корпорації Nabtesco, який виконаний на базі програмованого логічного контролера MCG-402-13 та забезпечує регулювання частоти обертання дизеля за ПД-законом. Параметри налаштування та характеристики РЧО взято з конструкторської документації [76]. У табл. 2.2 виокремлено лише ті налаштування, що впливають на динаміку регулятора та обмеження навантажувальних режимів.

Табл. 2.2 – Параметри налаштування електронного РЧО MG-800

Модуль параметрів	Номери параметрів налаштування	Призначення
Зона нечутливості	060-064, 082	Налаштування зони нечутливості регулятора щодо розбалансу сигналів заданої та фактичної частоти обертання двигуна
Налаштування положення актуатора	058, 083, 089-091, 097, 129, 139, 142, 158, 159, 173, 180, 193-200, 204, 211, 234-269, 288-300, 331, 333, 348-351	Корекція положення актуатора
Фільтри сигналів	081, 141, 145, 146, 153-157, 175, 205, 212-214, 741, 772	Налаштування фільтрів шумів сигналів заданої та фактичної частоти обертання, тиску наддувного повітря, затримки сигналу положення актуатора

Налаштування ПІД-контролера	096, 100-106, 110-124, 280-286	Стабілізація частоти обертання двигуна
Обмеження допустимого значення крутного моменту та заданої частоти обертання двигуна	065-080, 084-088, 093, 094, 098, 099, 125-128	Контроль допустимого навантаження та захист двигуна від перевантаження
Налаштавання діапазонів зміни заданого навантаження	147-150, 166-169, 181-192, 206-210, 215-224, 301-330, 334-347	Регулювання плавності навантаження двигуна
Нахил характеристики регулювання	176-179	Забезпечення паралельної роботи двигунів
Вимушене зниження частоти обертання двигуна	056, 057, 059	Контроль при аварійних ситуаціях
Режим мінімізації коливання паливної рейки	270-279	Налаштування автоматичного пониження чутливості регулятора у разі, якщо відхилення частоти обертання двигуна залишається в межах заданого значення протягом визначеного часу

Електронний РЧО MG-800 обладнується електромеханічним сервоприводом паливних рейок типу EAR із часом переключення 0,4 с та максимальним моментом на вихідному валу – 330 Нм. ВМ представляє собою електродвигун змінного струму з планетарним редуктором, вихідний вал якого з'єднаний із паливною рейкою. Регулятор схожий за конструкцією з EGS 2000, проте він реалізовує ПІД-закон регулювання. Параметри налаштування РЧО можуть змінюватися за заданою програмою залежно від режиму роботи дизельної установки, що дозволяє змінювати характеристики регулювання. Коефіцієнт підсилення пропорційної ланки k_p , час інтегрування інтегруючої ланки T_i і коефіцієнт передачі диференціюючої ланки k_d можуть встановлюватися незалежно один від одного для п'яти режимів роботи дизеля (залежно від навантаження). Навантаження ГД може визначатися: за фактичною або заданою

частотою обертання, за положенням паливної рейки або за розрахунковою потужністю. Наприклад, базове налаштування забезпечує автоматичну зміну параметрів логічної частини залежно від навантаження дизеля: 10 % ($k_p = 0,72$ відн. од., $T_i = 7$ с, $k_d = 0,25$ відн. од.); 30 % ($k_p = 1,4$ відн. од., $T_i = 4$ с, $k_d = 0,1$ відн. од.); 50 % та вище ($k_p = 2,2$ відн. од., $T_i = 2$ с, $k_d = 0$ відн. од.).

У регуляторі ширина зони нечутливості може задаватися у межах від 0 до 10 хв^{-1} . Коефіцієнт передачі сигналу в цій зоні може задаватися в діапазоні 0,1 – 1,0 (тобто чутливість може зменшуватися до 10 %). Регулятор може працювати у режимі забезпечення заданої частоти обертання при заданій нечутливості регулятора (нормальній, підвищеній або зниженій).

На панелі керування передбачено кнопку активації режиму підвищеної чутливості, у якому параметри ПІД-регулювання змінюються для "активнішої" роботи регулятора. У цьому режимі базові налаштування передбачають, що k_p збільшується у 1,3 разів, а до поточного значення k_d додається 0,1. Цей режим рекомендовано вмикати, якщо регулятор не забезпечує потрібну стабільність швидкісного режиму під час шторму, особливо у випадках наявності валогенератора.

Зміні подачі палива при незначних коливаннях частоти обертання запобігає автоматичне зниження чутливості регулятора на основі оцінки величини коливання частоти обертання ГД. Якщо протягом заданого часу (базове значення 30 с) коливання частоти обертання не перевищують встановленого значення (базове налаштування 1 хв^{-1}), чутливість регулятора автоматично знижується за рахунок зміни параметрів ПІД-регулювання до значень $k_p = 0,5$ відн. од., $T_i = 4$ с, $k_d = 0$ відн. од. У разі перевищення заданого значення режим вимикається і відновлюється нормальна чутливість. Діапазон частоти обертання, в якій діє цей режим, а також налаштування часу для оцінки та амплітуди коливання частоти обертання ГД, а також параметрів k_p , T_i , k_d можна задавати.

Регулятор підтримує роботу із заданим ступенем нерівномірності, що дозволяє задавати необхідний нахил статичної характеристики для забезпечення паралельної роботи дизелів.

2.2 Модель електронного регулятора суднового дизеля

На основі проведеного аналізу визначена пріоритетність параметрів налаштування електронних РЧО для забезпечення стабільності частоти обертання суднових дизелів, тобто які впливають на динаміку регулятора та обмеження навантажувальних режимів. У результаті на рис. 2.1 запропонована структурна схема електронного РЧО EGS 2000 з електричним ВМ типу SIZE.

Елементи 1 – 7 виробляють необхідне значення ходу ВМ \bar{z}'_c , яке "відпрацьовується" елементами 8 – 14. Значення \bar{z}'_c обчислюється безпосередньо за сигналом завдання частоти обертання $\bar{\omega}_s$ із використанням перетворювача F_v , залежність якого близька до квадратичної: $\bar{z}_v \approx \bar{\omega}_v^2$. Якщо сигнал \bar{z}_v не забезпечить необхідної подачі палива в дизель (виникає розбаланс заданої $\bar{\omega}_s$ та виміряної $\bar{\omega}_d$ частоти обертання), ланки 1 – 4 сформулюють коригувальні сигнали, що подаються на суматор 5. Ці сигнали змінюють сигнал $\bar{\omega}_v$, чим забезпечиться уточнення сигналу \bar{z}'_v .

Елемент 2 забезпечує нечутливість регулятора до розбалансу сигналів $\bar{\omega}_s$ та $\bar{\omega}_d$. Із панелі керування може задаватися режим збільшеної нечутливості (сигнал v). Елементи 3 та 4 перетворюють сигнал за ПІ-законом.

Селектор мінімального сигналу 7 обмежує подачу палива в дизель. Для цього на нього подаються три сигнали допустимого ходу ВМ: у функції від виміряної частоти обертання $\bar{z}_{d\omega}$, у функції від тиску повітря наддування \bar{z}_{dp} і встановлений на пульті керування \bar{z}_{ds} . ВМ має два зворотні зв'язки (33): за положенням роликової гайки (вихідного сигналу \bar{z}_c) і частотою обертання електродвигуна \bar{n}_e . На усталених режимах $\bar{z}_c = \bar{z}'_c$ та $\bar{n}_e = 0$, тому вихідний сигнал суматора 8 дорівнює нулю.

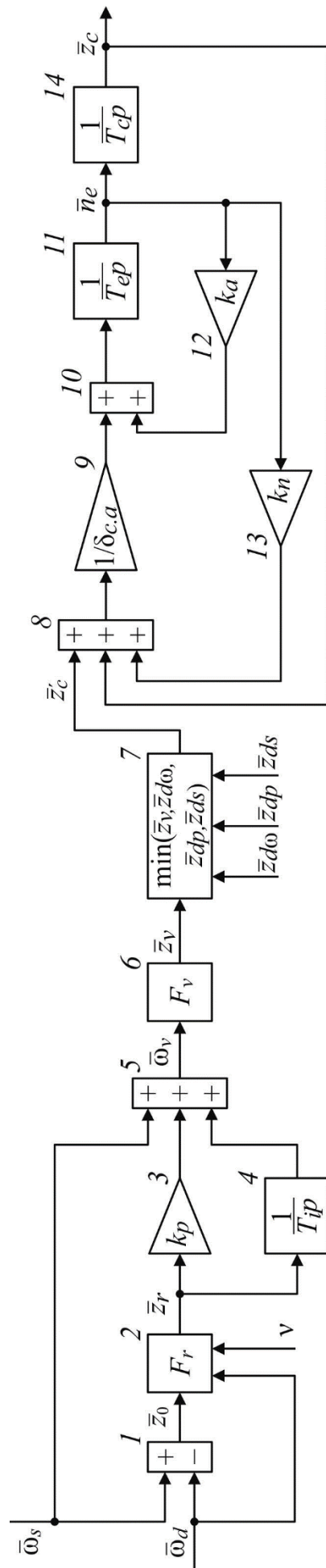


Рис. 2.1 – Структурна схема електронного РЧО EGS 2000: 1, 5, 8, 10 – суматори; 2 – функціональний перетворювач, який вводить нечутливість; 3, 9, 12, 13 – пропорційні ланки; 4, 11, 14 – інтегруючі ланки; 6 – нелінійний безінерційний підсилювач; 7 – селектор мінімального сигналу

При виникненні розбалансу заданого та "відпрацьованого" сигналів (\bar{z}'_c і \bar{z}_c) вихідний сигнал суматора 8 стає відмінним від нуля. Цей сигнал посилюється керуючим елементом 9, що має обмеження вихідного сигналу на рівні відносної одиниці. Поява сигналу на виході елемента 9 призводить до розгону електродвигуна, який на схемі представлений інтегруючою ланкою 11. Час розгону електродвигуна T_e становить 0,03 с. Електродвигун рухає роликову гайку. Перетворювач частоти обертання електродвигуна в хід гайки зображено на схемі інтегруючою ланкою 14. Час цієї ланки T_c , як зазначалося вище, становить 0,3 с. Роликова гайка переміщується до того часу, поки сигнал \bar{z}_c не стане рівним \bar{z}'_c .

ЗЗ за частотою обертання електродвигуна забезпечує його швидкий розгін і гальмування. Гальмування починається при підході роликової гайки до необхідного положення. За схемою це пояснюється в такий спосіб. Коли значення сигналу \bar{z}_c наблизиться до значення \bar{z}'_c , на суматорі 8 вихідний сигнал елемента 13 стане домінуючим. Це призведе до різкого зменшення та зміни сигналу на виході елемента 9 на протилежний. Максимальний рівень вихідного сигналу елемента 12 приблизно дорівнює $k_a \approx 0,4$. Коли вихідний сигнал ланки 9, який отримав протилежний знак, перевищить за абсолютною величиною це значення, почнеться гальмування електродвигуна. Зменшення частоти обертання електродвигуна сприятиме зменшенню сигналу на виході елемента 12, що ще більшою мірою знизить частоту обертання.

При розгоні електродвигуна елемент 12 форсує процес тільки у разі, якщо відносний вихідний сигнал елемента 9 менше одиниці. Це пов'язано з тим, що сигнал на виході суматора 10 також обмежується на рівні відносної одиниці. Одиничне обмеження має і сигнал \bar{n}_e . Коефіцієнт передачі k_n визначає рівень розбалансу сигналів \bar{z}'_c і \bar{z}_c , при якому здійснюється гальмування (при розгоні – обмеження) частоти обертання електродвигуна. Нерівномірність елемента керування $\delta_{c,a}$ менше k_n у кілька разів.

2.3 Математична модель системи автоматичного регулювання суднового дизеля

Зміна частоти обертання дизеля визначається відповідно до принципу Д'Аламбера за виразом:

$$I_e \frac{d\omega_d}{dt} = M_d - M_r,$$

де I_e – приведений до осі обертання валу момент інерції обертових мас дизеля та споживача потужності, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; ω_d – частота обертання дизеля, хв^{-1} ; M_d – крутний момент дизеля на валу, $\text{кг}\cdot\text{м}$; M_r – момент опору на валу, $\text{кг}\cdot\text{м}$.

Після переходу до відносних змінних:

$$T_d \frac{d\bar{\omega}_d}{dt} = \bar{M}_d - \bar{M}_r,$$

де $T_d = I_e \omega_{d0} / M_{d0}$ – час розгону дизельної установки, с, (ω_{d0} – номінальне значення частоти обертання, хв^{-1} ; M_{d0} – номінальне значення моменту дизеля на валу, $\text{кг}\cdot\text{м}$).

Крутний момент дизеля $M_d = M_i - M_m$ (M_i – індикаторний момент дизеля, $\text{кг}\cdot\text{м}$; M_m – момент механічних втрат, $\text{кг}\cdot\text{м}$) у відносних змінних:

$$\bar{M}_d = \frac{M_{i0}}{M_{d0}} \bar{M}_i - \frac{M_{m0}}{M_{d0}} \bar{M}_m, \quad (2.1)$$

де M_{i0} – номінальне значення індикаторного моменту дизеля, $\text{кг}\cdot\text{м}$; M_{m0} – номінальне значення моменту механічних втрат, $\text{кг}\cdot\text{м}$.

Розрахунок моменту механічних втрат здійснюється за залежністю, отриманою в результаті усереднення експериментальних даних у діапазоні 25 – 110 % потужності дизелів, та за існуючими відомостями про величину механічних втрат при частотах обертання дизелів, наближених до нуля [77]. Залежність дозволяє обчислювати моменти на часткових режимах навантаження з використанням параметрів номінального режиму та у відносних змінних має такий вигляд:

$$\bar{M}_m = \frac{M_{i0}}{M_{m0}}(1 - \eta_{m0})(0,19 + 0,14\bar{M}_i + 0,67\bar{\omega}_d), \quad (2.2)$$

де η_{m0} – механічний ККД дизеля на номінальному режимі; $\bar{\omega}_d$ – відносна частота обертання дизеля.

Підставимо вираз (2.2) у формулу (2.1), враховуючи, що $M_{d0} = M_{i0} \cdot \eta_{m0}$:

$$\bar{M}_d = \frac{1}{\eta_{m0}}[\bar{M}_i - (1 - \eta_{m0})(0,19 + 0,14\bar{M}_i + 0,67\bar{\omega}_d)]. \quad (2.3)$$

У зв'язку з циклічністю роботи дизеля, присвоєння значення зміни відносної величини подачі палива \bar{h} індикаторному відносному моменту дизеля \bar{M}_i виконується з інтервалами часу, що відповідають повороту кута кривошипа (ПКВ) між послідовними впорскуваннями в циліндри:

$$\Delta\tau = \frac{\Phi_c}{in_{d0}\omega_d 60}, \quad (2.4)$$

де Φ_c – кут повороту кривошипа за цикл, град. ПКВ; i – кількість циліндрів; n_{d0} – частота обертання дизеля на номінальному режимі, хв^{-1} .

Для дизелів характерне запізнення зміни \bar{M}_i відносно \bar{h} , що пояснюється тим, що після відсікання подачі палива індикаторний момент не відразу досягає максимальної величини. Значення максимуму моменту відповідає куту повороту кривошипа 22 ... 32 град. ПКВ після верхньої мертвої точки (ВМТ). Менші значення характерні для часткових подач палива. При регулюванні паливоподачі зміною закінчення упорскування момент відсікання палива залежить від величини \bar{h} і зазвичай змінюється від ВМТ до 18 град. ПКВ після ВМТ. Враховуючи викладене, можна вважати, що при \bar{h} , близькому до 1, запізнення зміни \bar{M}_i приблизно відповідає 10 град. ПКВ, а при \bar{h} , близькому до нуля, зростає до 20 град. ПКВ. Таким чином, величина запізнення, с:

$$\tau_d = \frac{20 - 10\bar{h}}{6n_{d0}\bar{\omega}_d}. \quad (2.5)$$

Відносна зміна подачі палива, пов'язана з вихідним сигналом регулятора:

$$\bar{h} = \frac{\bar{z}_c}{k_{u.m}}, \quad (2.6)$$

де $k_{u.m}$ – відносна величина використання ходу регулятора при переході від нульової паливоподачі до номінальної.

Структурна схема САРЧ суднового дизеля наведена на рис. 2.2.

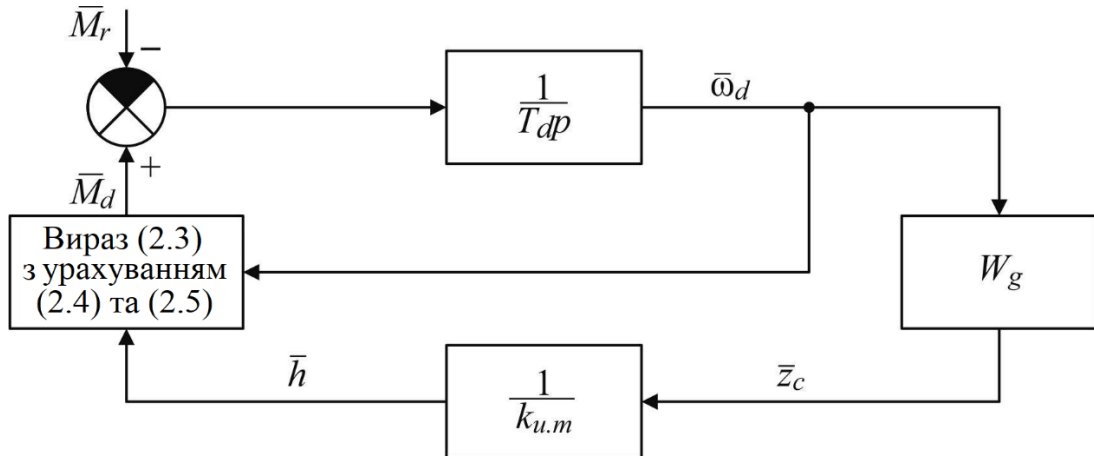


Рис. 2.2 – Структурна схема САРЧ суднового дизеля

Структурна схема включає дизель, як об'єкт регулювання за частотою обертання – $1/T_d p$, регулятор W_g (відповідно до рис. 2.1 з урахуванням алгоритму логічної частини), вираз крутного моменту дизеля на валу (2.3) з урахуванням запізнення зміни індикаторного моменту дизеля по відношенню до зміни подачі палива (2.4 – 2.5), а також співвідношення (2.6) величини використання ходу регулятора.

2.4 Застосування електронного регулятора у системі автоматичного регулювання суднового дизеля

На рис. 2.3 запропонована структурна схема САРЧ суднового дизеля з електронним РЧО Nabtesco MG-800. Для дослідження динаміки регулятора при збуреннях, близьких до гармонійних, у структурній схемі прийняті допущення щодо врахування обмежень допустимого ходу ВМ: як функції від вимірюваної частоти обертання; як функції від тиску повітря наддування і встановленого на пульті керування. Також прийнято, що індикаторний відносний момент дизеля пропорційний зміні відносної величини паливоподачі.

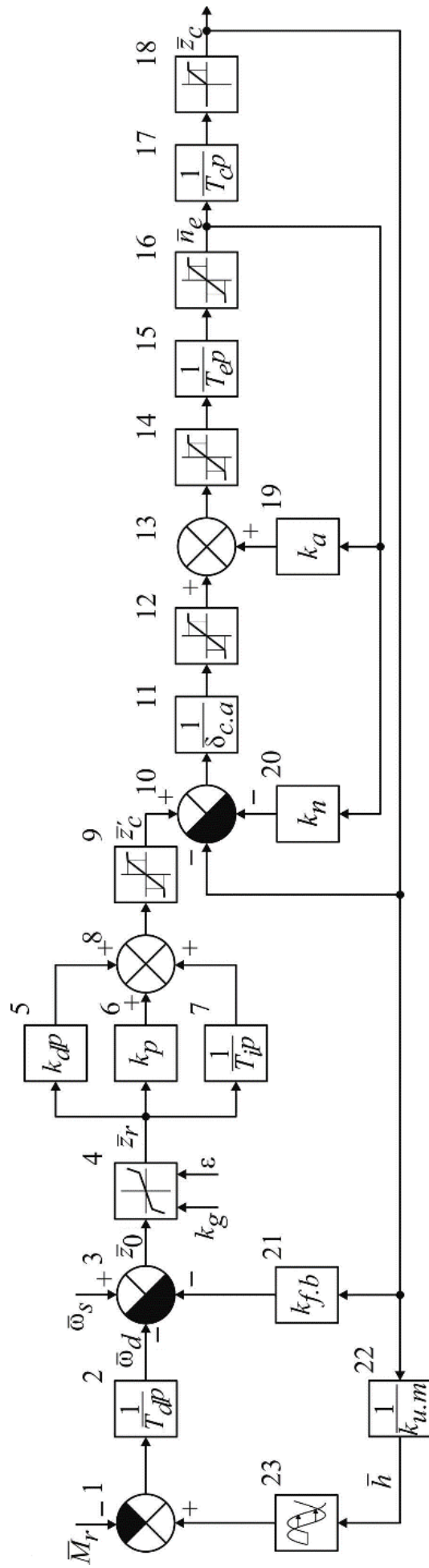


Рис. 2.3 – Структурна схема SARCh суднового дизеля з електронним РЧО Nabtesco MG-800: 1, 3, 8, 10, 13 – суматори; 2, 7, 15, 17 – інтегруючі ланки; 4 – функціональний перетворювач, що вводить зону зниженої чутливості; 5 – диференціююча ланка; 6, 11, 19, 20, 21, 22 – пропорційні ланки; 9, 12, 14, 16 – нелінійні ланки, що враховують насичення сигналу на рівні ± 1 ; 18 – нелінійна ланка, яка враховує насичення сигналу в діапазоні $0 \dots 1$; 23 – нелінійна ланка, що враховує транспортне запізнення τ_d згідно з (2.5)

Збурення на систему здійснюється через суматор 1 зміною відносного моменту опору на валу дизеля \bar{M}_r (за каналом навантаження). Дизель як об'єкт регулювання за частотою обертання представлений у вигляді інтегруючої ланки 2 із часом розгону T_d . Нелінійні перетворення сигналів здійснюються: ланкою 4, яка вводить зону нечутливості при малому розбалансі сигналів $\bar{\omega}_s$ та $\bar{\omega}_d$; ланками 9, 12, 14 і 16, які обмежують сигнал на рівні відносної одиниці; ланкою 22, яка реалізує транспортне запізнення зміни моменту дизеля відносно подачі палива. Ланки 3 – 9 формують необхідне значення ходу ВМ \bar{z}'_c , яке обробляється ланками 10 – 20. Якщо сигнал \bar{z}'_c не забезпечить необхідної подачі палива в дизель, ланки 3 – 7 формують коригувальні сигнали, які надходять на суматор 8, уточнюючи значення сигналу \bar{z}'_c .

Конструктивно у регуляторі замість "жорсткої зони нечутливості" (коли регулятор взагалі не реагує на зміну вхідного сигналу) застосовується зменшення коефіцієнта передачі сигналу k_g , що збільшує нечутливість регулятора. У зв'язку з цим нечутливість \bar{z}_r до розбалансу сигналів \bar{z}_0 має алгоритм перетворення:

$$\bar{z}_r = \begin{cases} \bar{z}_0 + \frac{\varepsilon}{2}(1 - k_g) & \text{при } \bar{z}_0 < -\frac{\varepsilon}{2}; \\ k_g \bar{z}_0 & \text{при } -\frac{\varepsilon}{2} \leq \bar{z}_0 \leq \frac{\varepsilon}{2}; \\ \bar{z}_0 - \frac{\varepsilon}{2}(1 - k_g) & \text{при } \bar{z}_0 > \frac{\varepsilon}{2}, \end{cases} \quad (2.7)$$

де ε – відносна ширина зони нечутливості; k_g – величина коефіцієнта передачі (нахилу статичної характеристики) у зоні нечутливості, відн. од.

Ланка 4 реалізує зону нечутливості до розбалансу сигналів $\bar{\omega}_s$ та $\bar{\omega}_d$ з шириною зони ε (від 0 до 10 хв⁻¹) та коефіцієнтом передачі k_g (від 0,1 до 1 відн. од.). Ланки 5, 6 і 7 перетворюють сигнал за ПД-законом регулювання. Коефіцієнт підсилення пропорційної ланки k_p , час інтегрування T_i і коефіцієнт передачі диференціюючої ланки k_d можуть змінюватися в межах 0,1 ... 5 відн. од., 0,5 ... 30 с і 0 ... 2 відн. од. відповідно.

Ланка 20 використовується для забезпечення паралельної роботи дизелів. Якщо застосовується один дизель, то коефіцієнт передачі $k_{f,b}$ нульовий. Ланка 21 враховує величину використання ходу РЧО при переході від нульової подачі палива до номінальної.

2.5 Висновки до розділу

Проаналізовані особливості електронних РЧО сучасних конструкцій зі змінною структурою налаштування, які використовуються на дизельних установках морських суден. Визначена пріоритетні параметри налаштування електронних регуляторів для забезпечення стабільності частоти обертання судових дизелів, тобто такі, що впливають на динаміку регулятора та обмеження навантажувальних режимів.

Запропоновано математичну модель електронного РЧО судового дизеля, у якій структура регулятора деталізована до компонентів, які реалізують алгоритм регулювання з урахуванням наступних параметрів налаштування: відносної ширини зони нечутливості до розбалансу заданої та вимірної частоти обертання дизеля та величини коефіцієнта передачі сигналу у цій зоні, коефіцієнта підсилення пропорційної ланки, часу інтегрування інтегруючої ланки, коефіцієнта передачі диференціюючої ланки, нерівномірності керуючого елемента виконавчого механізму, часу розгону виконавчого електродвигуна, коефіцієнта передачі ланки для форсованого розгону і гальмування виконавчого електродвигуна, коефіцієнта передачі зворотного зв'язку за частотою обертання виконавчого електродвигуна. У моделі також реалізовано обмеження подачі палива в дизель за допустимим ходом виконавчого механізму в залежності від: вимірної частоти обертання, тиску повітря наддування, жорстко заданого на пульті керування.

Модель може бути використана для електронних регуляторів контролерного типу, що забезпечують автоматичне регулювання частоти обертання судових дизелів із можливістю змінної структури налаштування.

Модель дозволяє досліджувати вплив параметрів налаштування електронних РЧО на динамічні характеристики САРЧ судових дизелів, у тому числі, з різним часом розгону дизеля та запізненням у каналі керуючого впливу від регулятора до дизеля.

3 СПЕЦІАЛІЗОВАНА МОДЕЛЬ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ ЯК ОБ'ЄКТА РЕГУЛЮВАННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ

3.1 Методичне обґрунтування спеціалізованої моделі

Для дизелів характерна нестабільність вхідного сигналу РЧО, що обумовлена періодичними змінами крутного моменту протягом робочих циклів. Оскільки амплітуда цих коливань у межах одного циклу може досягати 20 % [78], у спеціалізованій моделі багатциліндрового суднового дизеля як об'єкта регулювання частоти обертання для достовірності рекомендацій налаштування електронного регулятора необхідно враховувати вплив внутрішньоциліндрових збурень [79]. У моделі робочі цикли мають розраховуватися у функції від подачі палива в дизель, яка визначається вихідним сигналом РЧО. Для цього використано алгоритм розрахунку руху валу дизеля [80], згідно з яким індикаторний момент дизеля протягом робочого циклу розраховується відповідно до залежності:

$$M_i = \text{sign}(n) z \frac{\pi D^2 s}{8 \varphi_c} \int_0^{\varphi_c} (p - p_a) b d\varphi, \quad (3.1)$$

де n – частота обертання дизеля, хв^{-1} ; z – кількість циліндрів дизеля; D – діаметр циліндра, м; s – хід поршня, м; φ_c – величина кута повороту кривошипу за один цикл, град. ПКВ; p – тиск газів у циліндрі, Па; p_a – атмосферний тиск (прийнято рівним 101325), Па; b – відносна швидкість ходу поршня.

Оскільки вплив процесів у газоповітряному тракті на динаміку САРЧ є несуттєвим [81], припущення про те, що на обраних для налаштування РЧО режимах роботи дизеля система наддування забезпечує умови, необхідні для повного згоряння палива, є правомірним. Це дозволяє не включати в модель описання динамічних процесів у системі газотурбінного наддування, що суттєво спрощує як модель, так і розв'язання задач моделювання.

У роботі [82] порівняно результати розрахунку основних показників робочих процесів суднового двотактного малооборотного дизеля при використанні точної та наближеної залежностей безрозмірної величини, що визначає швидкість поршня. У результаті чого зроблено висновок, що хоча наближена залежність досить точно відтворює дійсну, проте її використання погіршує точність розрахунку робочих процесів дизеля. У зв'язку з цим, у моделі переміщення поршня на будь-якій ділянці ходу виражається через кут повороту кривошипу за допомогою точної залежності:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\pi D^2}{4} \frac{s}{2} \left[\sin \varphi + \frac{\lambda \sin(2\varphi)}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right] \frac{d\varphi}{dt}, \quad (3.2)$$

де V – поточний об'єм циліндра, м^3 ; D – діаметр циліндра, м ; s – робочий хід поршня, м ; φ – кут повороту кривошипа, рад. ; λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Тобто безрозмірна величина швидкості поршня має вигляд:

$$b = \left[\sin \varphi + \frac{\lambda \sin(2\varphi)}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right]. \quad (3.3)$$

Як збурення в моделі може використовуватися залежність, яка враховує зворотний вплив суднового дизеля на збурення. Однак раніше проведене дослідження [83] з гідромеханічним РЧО показало, що результати оптимізації САРЧ при використанні вказаної залежності та звичайної синусоїди виявляються практично однаковими. У зв'язку з цим прийняте спрощення щодо функції збурюючого впливу, яка для процесу проведення валідації моделі приймається синусоїдальною.

Як об'єкти дослідження обрані двотактний ГД HYUNDAI-MAN B&W 6S60MC-C7 танкера "CATALAN SEA", а також чотиритактний ГД MaK 9M25C багатоцільового судна "TIMBER NAVIGATOR". Основні технічні характеристики дизелів HYUNDAI-MAN B&W 6S60MC-C7 та MaK 9M25C взято з конструкторських документації [84, 85] та наведено в табл. 3.1.

Табл. 3.1 – Технічні характеристики ГД HYUNDAI-MAN B&W
6S60MC-C7 та MaK 9M25C

Параметр	HYUNDAI-MAN B&W 6S60MC-C7	MaK 9M25C
Номінальна потужність, кВт	13560	2970
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	105	750
Кількість циліндрів	6	9
Діаметр циліндру, м	0,6	0,25
Хід поршня, м	2,4	0,4
Максимальний тиск згоряння, МПа	15	19,5

Досліджуваний двотактний дизель є крейцкопфним, реверсивним та має ізобарну систему наддування, яку забезпечує турбонагнітач Hyundai-ABB TPL80B12. Обладнаний електронною системою керування Nabtesco, яка складається з системи ДАК типу М-800-III, електронного РЧО типу MG-800 та системи захисту. У табл. 3.2 наведені експериментальні показники робочих процесів досліджуваного двотактного ГД на режимах роботи 25; 50; 75, 90, 100 і 110 % потужності.

Табл. 3.2 – Експериментальні показники робочих процесів ГД
HYUNDAI-MAN B&W 6S60MC-C7 на навантажувальних режимах

№ п/п	Показник	110 %	100 %	90 %	75 %	50 %	25 %
1	Частота обертання валу головного двигуна, хв ⁻¹	108,4	105,0	101,4	95,4	83,3	66,1
2	Хід рейки паливних насосів, мм	99,2	90,5	85,0	75,3	62,0	46,2
	Кут випередження упорскування палива, ПКВ	1,8	2,5	4,0	3,0	0	0
3	Частота обертання турбонагнітача, хв ⁻¹	14460	13670	13060	12114	10259	6668
4	Тиск повітря наддування, бар	3,17	2,89	2,57	2,09	1,34	0,51

№ п/п	Показник		110 %	100 %	90 %	75 %	50 %	25 %
5	Температура повітря перед холодильником, °С		219	202	188	168	126	68
6	Температура повітря після холодильника, °С		40	38	37	34	31	32
7	Перепад тиску на повітряному холодильнику, мм вод. ст.		257	242	228	210	165	99
8	Температура газів перед турбіною, °С		489	443	420	400	373	280
9	Температура газів за турбіною, °С		272	246	237	235	249	263
10	Максимальний тиск у циліндрі № 6, бар		150,8	150,0	149,8	134,5	104,3	75,7
11	Температура газів на виході із циліндра, °С	№ 1	411	378	356	340	322	300
		№ 2	389	360	342	325	320	302
		№ 3	397	369	340	330	327	303
		№ 4	403	371	350	330	316	300
		№ 5	399	366	350	340	327	305
		№ 6	413	380	360	343	340	320

Досліджуваний чотиритактний дизель є тронковим, нереверсивним та має імпульсну систему наддування, яку забезпечує турбонагнітач KBV HPR 6000. Чотиритактна дизельна установка діє у зв'язці з чотирьохлопатним ГРК типу BCP 1140 HDX-511, який приводиться в обертання через редуктор із передатним числом 5,8. Цей дизель обладнаний електронним РЧО фірми Regulateurs Europa типу Viking 35 та гідравлічною виконавчою частиною типу RE 2231-1GH. Регулятор взаємодіє з системою ДАК фірми BERG PROPULSION типу ERC3000. У табл. 3.3 наведені експериментальні показники робочих процесів досліджуваного чотиритактного ГД на режимах роботи 25; 50; 75, 85, 100 та 110 % потужності.

Табл. 3.3 – Експериментальні показники робочих процесів ГД
MaK 9M25C на навантажувальних режимах

№ п/п	Показник		110 %	100 %	85 %	75 %	50 %	25 %
1	Частота обертання валу головного двигуна, хв^{-1}		750	750	750	750	750	750
2	Хід рейки паливних насосів, мм		45,5	42,0	37,0	34,0	27,0	20,5
3	Частота обертання турбоагнітача, хв^{-1}		33433	31586	29146	27439	22416	15932
4	Тиск повітря наддування, бар		3,62	3,32	2,77	2,33	1,34	0,56
5	Температура повітря перед холодильником, $^{\circ}\text{C}$		235	216	192	174	127	80
6	Температура повітря після холодильника, $^{\circ}\text{C}$		52	50	49	47	47	44
7	Перепад тиску на повітряному холодильнику, мм вод. ст.		255	245	235	214	184	143
8	Температура газів перед турбіною, $^{\circ}\text{C}$		564	525	490	474	451	409
9	Температура газів за турбіною, $^{\circ}\text{C}$		381	357	346	345	366	366
10	Максимальний тиск у циліндрі № 9, бар		204,5	195,0	176,4	163,8	126,5	86,3
11	Температура газів на виході із циліндра, $^{\circ}\text{C}$	№ 1	454	419	388	371	348	335
		№ 2	425	391	359	343	321	318
		№ 3	429	395	366	353	334	331
		№ 4	431	396	365	353	336	340
		№ 5	437	400	369	353	335	325
		№ 6	430	395	370	357	341	344
		№ 7	456	415	386	370	349	341
		№ 8	430	395	370	352	344	340
		№ 9	429	392	365	351	332	322

3.2 Математичне забезпечення для налаштування електронних регуляторів суднових дизельних установок

На рис. 3.1 наведена структурна схема САРЧ суднового двотактного ГД HYUNDAI-MAN B&W 6S60MC-C7 з електронним регулятором Nabtesco MG-800 та розробленим блоком обліку циклічності роботи дизеля, у який надходять наступні сигнали:

- змінний з часом керуючий сигнал величини паливоподачі;
- постійний для досліджуваного режиму роботи дизеля сигнал значення кута випередження впорскування палива;
- циклічно-змінний сигнал кута повороту колінчастого валу дизеля відповідно до (3.3), який змінюється з часом у характерному для двотактного дизеля діапазоні пропорційно частоті обертання валу.

ГД представлений у вигляді інтегруючої ланки 2 із часом розгону дизеля T_d , який розраховано з урахуванням моментів інерції кривошипно-шатунного механізму, маховика, гребного валу та гвинта, а також захопленої водної маси під час обертання гвинта.

Ланкою 4 задається величина зони нечутливості до розбалансу сигналів $\bar{\omega}_d$ і $\bar{\omega}_s$ у межах від 0 до 10 хв⁻¹ (тобто для досліджуваного двотактного дизеля від 0 до 0,095 відн. од.). Коефіцієнт передачі сигналу в цій зоні може встановлюватися в діапазоні 0,1...1,0. Ланка має алгоритм перетворення відповідно до залежності (2.7).

На рис. 3.2 показана модель САРЧ суднового дизеля HYUNDAI MAN B&W 6S60MC-C7 з електронним регулятором Nabtesco MG-800 та розробленим блоком обліку циклічності роботи дизеля, що відтворює циклову нестабільність крутного моменту, яка призводить до нестабільності вхідного сигналу РЧО.

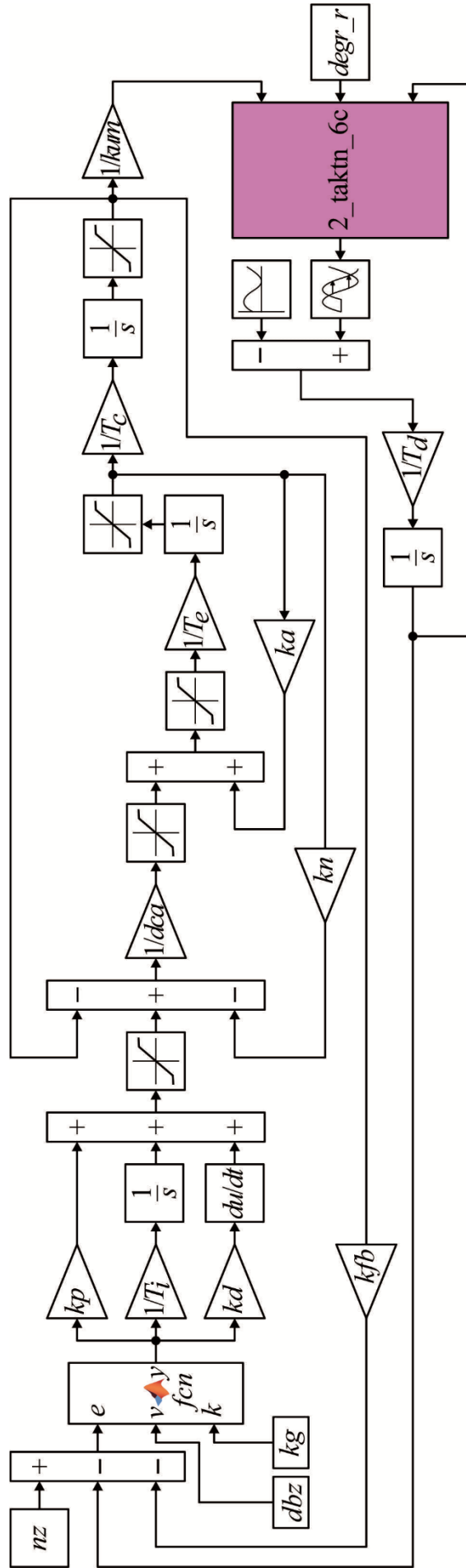


Рис. 3.2 – Модель САРЧ суднового дизеля HYUNDAI–MAN B&W 6S60MC-C7 з електронним регулятором Nabtesco MG-800 та розробленим блоком обліку циклічності роботи дизеля

Базове (реально встановлене на пульті керування) налаштування логічної частини електронного РЧО: відносна ширина зони нечутливості $\varepsilon = 0,005$ відн. од.; коефіцієнт передачі зони нечутливості $k_g = 0,5$ відн. од.; коефіцієнт підсилення пропорційної ланки $k_p = 2,2$ відн. од.; час інтегруючої ланки $T_i = 2$ с; коефіцієнт передачі диференціюючої ланки $k_d = 0$ відн. од. Числові значення інших параметрів моделі відповідають конструкторській документації досліджуваного дизеля та РЧО: час розгону дизеля $T_d = 2,3$ с; кут випередження упорскування палива на номінальному режимі $\varphi_i = -2,5$ град. ПКВ; час запізнення $\tau_d = 0,024$ с; час ВМ РЧО $T_c = 0,4$ с; нерівномірність керуючого елемента ВМ $\delta_{c.a} = 0,04$ відн. од.; час розгону виконавчого електродвигуна $T_e = 0,03$ с; коефіцієнт передачі ланки, що форсує розгін і гальмування виконавчого електродвигуна $k_a = 0,3$ відн. од.; коефіцієнт передачі ЗЗ за частотою обертання виконавчого електродвигуна $k_n = 0,06$ відн. од.; коефіцієнт використання ходу регулятора при переході від нульової подачі палива до номінальної $k_{u.m} = 0,8$ відн. од.; коефіцієнт ЗЗ $k_{fb} = 0$ відн. од.

На рис. 3.3 показана структура розробленого блоку врахування циклічної нестабільності крутного моменту дизеля, що призводить до нестабільності вхідного сигналу РЧО. Індикаторні моменти, отримані на виході із кожного циліндра, формують сумарний індикаторний момент дизеля, який нормується коефіцієнтом k_{norm} до одиниці.

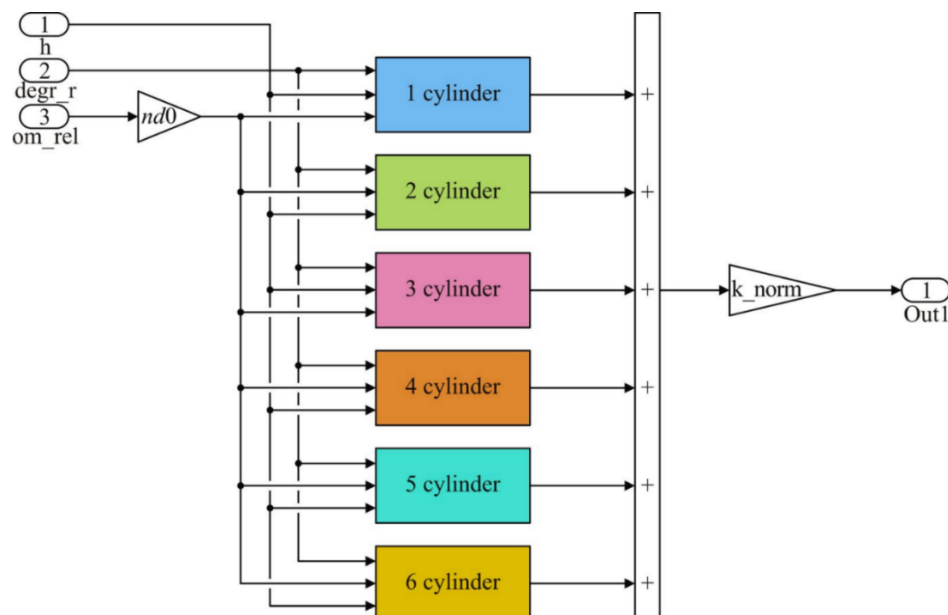


Рис. 3.3 – Структура розробленого блоку врахування циклічності роботи дизеля

На рис. 3.4 показана внутрішня структура кожного із циліндрів, за допомогою якої розраховується зміна кута повороту колінчастого валу дизеля та виконується побудова індикаторних діаграм.

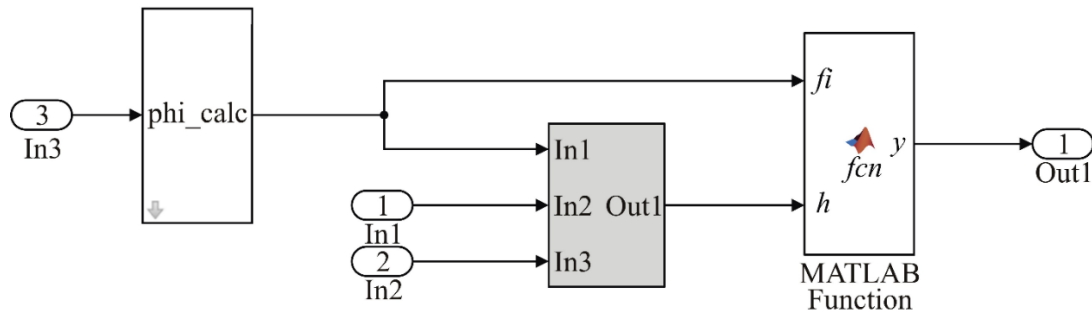


Рис. 3.4 – Внутрішня структура кожного із циліндрів дизеля

На рис. 3.5 показана структура блоку розрахунку зміни кута повороту колінчастого валу *phi_calc* (див. рис 3.4), за допомогою якого для кожного із циліндрів двотактного дизеля відтворена циклічна зміна за часом величини кута ПКВ у діапазоні – 180 град. ПКВ ... + 180 град. ПКВ.

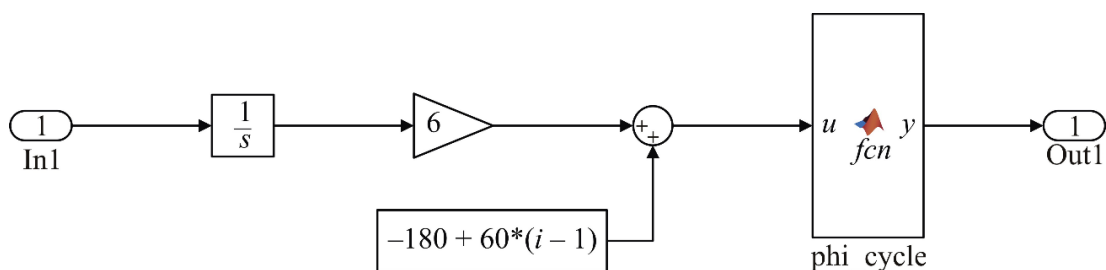


Рис. 3.5 – Блок розрахунку зміни кута повороту колінчастого валу

Блок *phi_cycle* (див. рис 3.5) має наступний алгоритм перетворення сигналу:

```
function y = fcn(u)
y1=u; i=0;
while i<100000
if u<=180+360*i && u>-180+360*i
    y1=u-360*i;
end
i=i+1;
end
y=y1;
```

На рис. 3.6 зображена структура блоку з трьома вхідними сигналами (див. рис. 3.4), за допомогою якого у моделі враховано дискретну зміну величини подачі палива дизеля для кутів, що відповідають значенням кутів випередження впорскування.

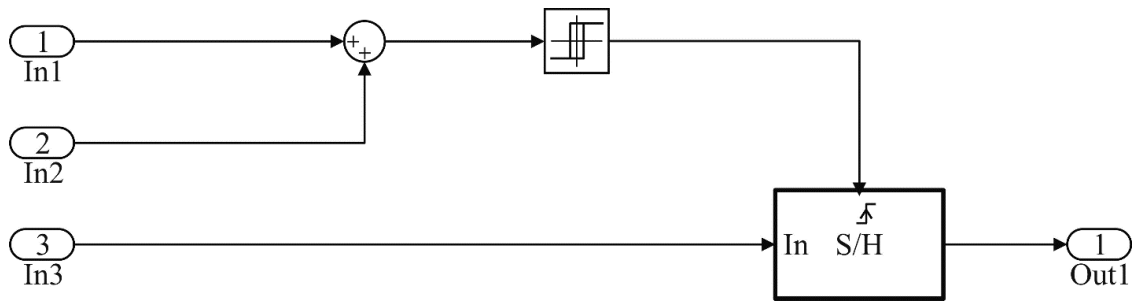


Рис. 3.6 – Блок урахування дискретної зміни величини подачі палива дизеля

Вхідні сигнали у блок урахування дискретної зміни величини подачі палива: 1 – поточне значення кута повороту валу в циклі, 2 – значення кута випередження упорскування $degr_r$ (див. рис 3.2), 3 – значення сигналу ходу рейки ПНВТ. Сигнали із входів 1 і 2 порівнюються на суматорі, який фактично формує їхню різницю, оскільки початкове (на початку циклу) значення кута повороту є від'ємним. Поки сигнал на виході суматора від'ємний, двопозиційне реле перебуває в нижньому положенні та формує сигнал "–1", який надходить на керувальний вхід блока "Sample and Hold" (S/H). Поки цей сигнал дорівнює "–1", вихідний сигнал блока утримується сталим і дорівнює значенню вхідного на момент початку циклу, тобто величина ходу рейки не коригується, а зберігається сталою до моменту, коли поточне значення кута досягне значення " $-degr_r$ ". Тоді вихід суматора змінює знак на додатний, реле перемикається у верхнє положення "+1", і вихід блока S/H змінює своє значення, яке стає рівним вхідному сигналу ходу рейки на момент перемикавання реле, тобто в момент, коли поточний кут повороту дорівнює куту випередження впорскування палива в дизель.

Побудова індикаторних діаграм циліндрів дизеля програмується у межах блоку формування індикаторного моменту *MATLAB Function* (див. рис 3.4) за зміни поточного тиску в циклі. Розрахунок зміни тиску газів у циліндрі суднового дизеля виконується за методом Гриневецького-Мазінга, який має достатню точність для відтворення змін параметрів циклу, що відбуваються у робочому циліндрі. Для побудови задавалися значення об'ємів та тисків в циліндрі в характерних точках робочого циклу: нижня мертва точка, точка закриття продувних вікон, верхня мертва точка, точка максимального тиску

згоряння, точка відкриття продувних вікон. У цих точках сполучаються ділянки політроп стискання та розширення із прийнятими постійними для всього ходу поршня значеннями їхніх показників.

У процесі попереднього стискання суміші (від нижньої мертвої точки до точки закриття продувних вікон) зміна тиску у циліндрі описується лінійною залежністю:

$$P_{MA} = P_m + \frac{P_a - P_m}{V_m - V_a} \cdot (V_m - V),$$

де P_a – тиск на початку стискання, МПа; P_m – тиск у нижній мертвій точці, МПа; V_m – об’єм у нижній мертвій точці, м³; V_a – об’єм на початку стискання, м³; V – поточне значення робочого об’єму циліндра згідно із формулою (3.2), м³.

Зміна тиску на ділянці стискання (від точки закриття продувних вікон до ВМТ) описується політропною залежністю:

$$P_{AC} = P_a \cdot \left(\frac{V_a}{V} \right)^{n_1},$$

де n_1 – показник політропи стискання, відн. од.

Зміна тиску на ділянці згоряння (від ВМТ до точки максимального тиску згоряння) апроксимувалася параболою з вершиною, спрямованою вгору:

$$P_{CZ} = A \cdot V^2 + B \cdot V + C,$$

де A, B, C – параметри параболи, відн. од.

При цьому параметри параболи добивалися так, щоб лінія процесу згоряння плавно сполучалася в районі верхньої мертвої точки з політропою стискання, і в районі точки максимального тиску згоряння з політропою розширення.

Зміна тиску на ділянці розширення (від точки максимального тиску згоряння до точки відкриття продувних вікон) описується політропною залежністю:

$$P_{ZB} = P_z \cdot \left(\frac{V_z}{V} \right)^{n_2},$$

де P_z – максимальний тиск згоряння, МПа; V_z – об’єм, що відповідає завершенню видимого згоряння, м³; n_2 – показник політропи розширення, відн. од.

Зміна тиску на ділянці випуску та продування (від точки відкриття продувних вікон до нижньої мертвої точки) описується лінійною залежністю:

$$P_{BM} = P_b + \frac{P_b - P_m}{V_m - V_b} \cdot (V - V_b),$$

де P_b – тиск на початку випуску, МПа; V_b – об’єм на початку випуску, м³.

При цьому на кожній ділянці індикаторної діаграми за поточним значенням тиску газової суміші в циліндрі перераховується величина індикаторного моменту згідно з формулою (3.1). Програмний код побудови індикаторних діаграм циліндра двотактного дизеля наведений у Додатку Г.

На рис. 3.7 зображена структурна схема САРЧ чотиритактного ГД МаК 9М25С з електронним РЧО Regulateurs Europa Viking 35 та гідравлічним ВМ RE 2231-1GH, а також із розробленим блоком обліку циклічності роботи дизеля.

Гідравлічний ВМ представлений як аперіодична ланка першого порядку, у якої постійна часу визначається добутком нерівномірності керуючого елементу гідравлічного ВМ та його часу [86]. Нерівномірність керуючого елементу гідропідсилювача δ_a визначається співвідношенням максимально можливої висоти відкриття вікон каналу наповнення сервомотора до повного ходу плунжера керуючого золотника та може задаватися у діапазоні 0,03...0,1 відн. од. Сигнал має обмеження на рівні відносної одиниці. Під часом гідропідсилювача T_c розуміється час переміщення поршня силового сервомотора з одного крайнього положення в інше за умови максимального відкриття вікон каналу наповнення сервомотора протягом усього переміщення. Час гідропідсилювача може задаватися в діапазоні 0,08...0,6 с.

У електронному РЧО ширина зони нечутливості задається у межах від 0 до 40 хв⁻¹ (тобто для досліджуваного чотиритактного дизеля від 0 до 0,05 відн. од.) із коефіцієнтом передачі, який може змінюватися в діапазоні 0,1...1,0 відн. од. Ланка зони нечутливості перетворює сигнал за залежністю (2.7).

На рис. 3.8 приведена модель САРЧ суднового дизеля МаК 9М25С з електронним РЧО Regulateurs Europa Viking 35 із гідравлічним ВМ RE 2231-1GH, а також розробленим блоком обліку циклічності.

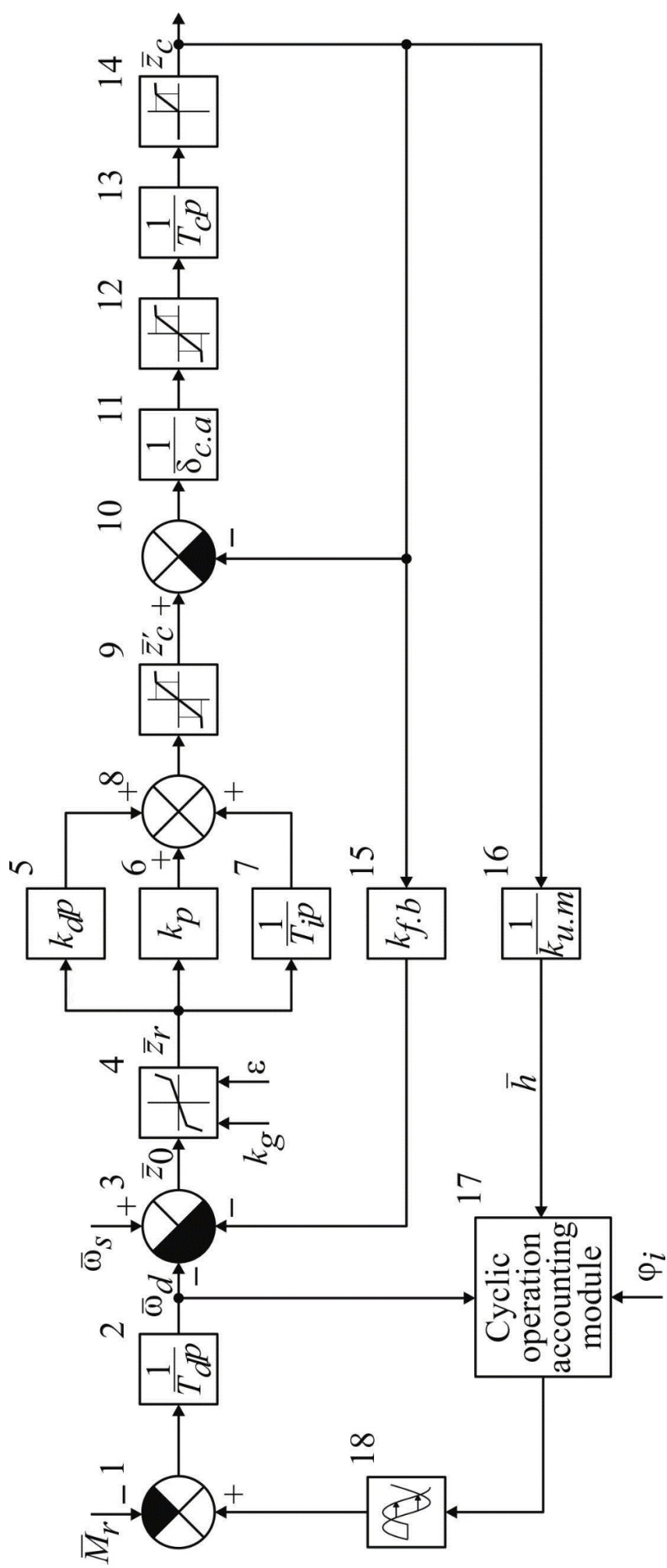


Рис. 3.7 – Структурна схема САРЧ суднового дизеля МаК 9М25С з електронним РЧО Viking 35 та гідравлічним ВМ RE 2231-1GN: 1, 3, 8, 10 – суматори; 2, 7, 13 – інтегруючі ланки; 4 – функціональний перетворювач, який вводить зону нечутливості; 5 – диференціююча ланка; 6, 11, 15, 16 – пропорційні ланки; 9, 12 – нелінійні ланки, які враховують насичення сигналу на рівні ± 1 ; 14 – нелінійна ланка, яка враховує насичення сигналу в діапазоні $0 \dots 1$; 17 – блок обліку циклічності роботи дизеля; 18 – нелінійна ланка, що враховує транспортне запізнення τ_d за (2.5)

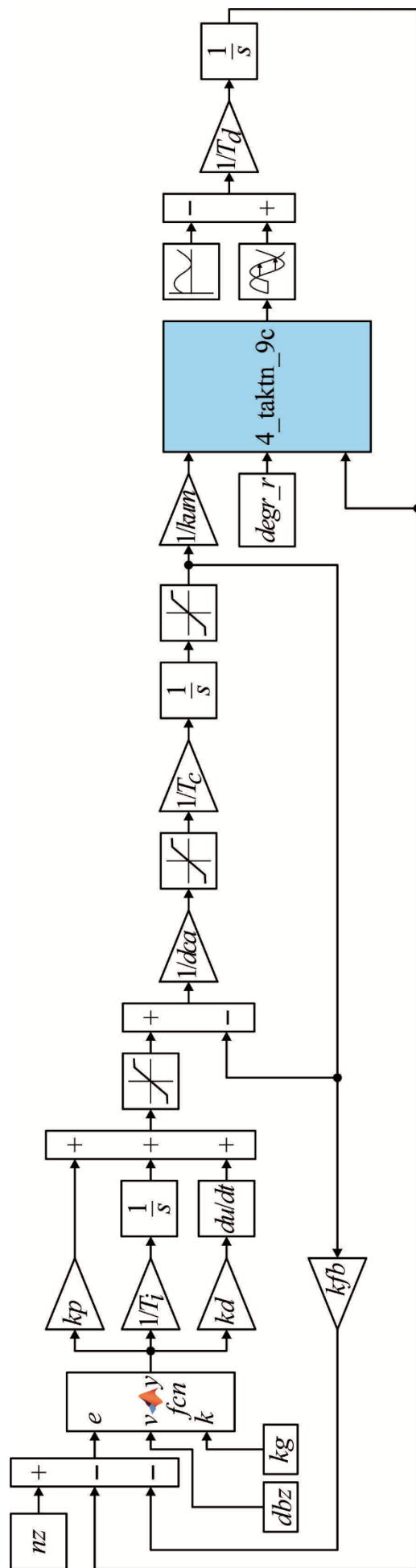


Рис. 3.8 – Модель САРЧ суднового дизеля МаК 9М25С з електронним регулятором Regulateurs Europa типу Viking 35 із гідравлічним ВМ RE 2231-1GN та розробленим блоком обліку циклічності роботи дизеля

Базові налаштуванні логічної частини електронного РЧО: коефіцієнт підсилення пропорційної ланки $k_p = 2,5$ відн. од.; час інтегруючої ланки $T_i = 2$ с; коефіцієнт передачі диференціюючої ланки $k_d = 0$ відн. од.. Числові значення інших параметрів моделі відповідають конструкторській документації досліджуваного дизеля та РЧО: час розгону дизеля $T_d = 1,9$ с; кут випередження упорскування палива $\varphi_i = -9,5$ град. ПКВ; час запізнення $\tau_d = 0,004$ с; відносна ширина зони нечутливості $\varepsilon = 0 \dots 0,04$ відн. од.; коефіцієнт передачі зони нечутливості $k_g = 0,5$ відн. од.; час ВМ РЧО $T_c = 0,37$ с; нерівномірність керуючого елемента ВМ $\delta_{c.a} = 0,04$ відн. од.; коефіцієнт використання ходу регулятора при переході від нульової подачі палива до номінальної $k_{u.m} = 0,75$ відн. од.; коефіцієнт зворотного зв'язку $k_{f.b} = 0$ відн. од.

Структура розробленого блоку врахування циклічної нестабільності крутного моменту для чотиритактного дизеля відрізняється розрахунком константи перерахунку величини кута ПКВ, яка для досліджуваного дизеля складає $-180 + 80 \cdot (i-1)$ та алгоритмом перетворення сигналу блоку *phi_cycle* (див. рис 3.5):

```
function y = fcn(u)
y1=u;i=0;
while i<100000
if u<=540+720*i && u>-180+720*i
    y1=u-720*i;
end
i=i+1;
end
y=y1;
```

У чотиритактному дизелі для кожного з циліндрів промодельована циклічна зміна за часом величини кута повороту колінчастого валу в діапазоні -180° ПКВ ... $+540^\circ$ ПКВ, проте на відміну від моделі двотактного дизеля політропи стискання та розширення зсунутих індикаторних діаграм циліндра сполучені із характерними графіками газових процесів наповнення та випуску. Побудова індикаторних діаграм циліндрів чотиритактного дизеля має програмний код, наведений у Додатку Г.

На рис. 3.9 представлені індикаторні діаграми дво- та чотиритактного досліджуваних ГД, які побудовані за даними розрахунку зміни тиску газів у першому циліндрі для номінального режиму.

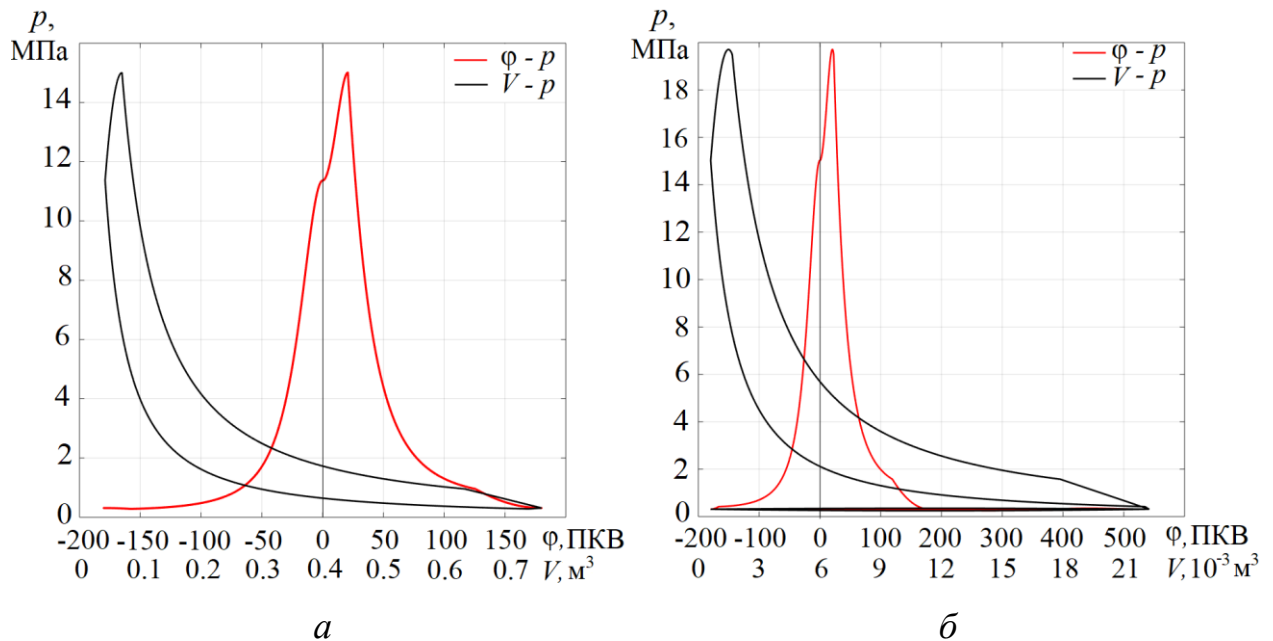


Рис. 3.9 – Розрахункові індикаторні діаграми суднових дизелів:

а – двотактного HYUNDAI-MAN B&W 6S60MC-C7; *б* – чотиритактного MaK 9M25C

Зіставлення даних реального робочого процесу та результатів математичного моделювання може використовуватися для аналізу ефективності роботи циліндрів, оцінки резервів навантаження та визначення оптимального поєднання параметрів налаштування [87]. Запропоноване математичне забезпечення для налаштування електронних РЧО суднових дизельних установок дозволяє враховувати вплив внутрішньоциліндрових збурень крутного моменту протягом робочих циклів на нестабільність вхідного сигналу регулятора. У реалізованому підході робочі цикли розраховуються у функції від подачі палива в дизель, яка визначається вихідним сигналом РЧО.

3.3 Верифікація та перевірка адекватності спеціалізованої моделі

Для верифікації використано метод математичного моделювання за методикою [88], яка отримала назву методики чисельного моделювання. У

вдосконаленому вигляді, зокрема в частині опису робочих процесів, що відбуваються в колекторах дизеля та в газотурбінному нагнітачі, а також на неустановлених режимах роботи, вона опублікована в роботі [89]. Щодо судових енергетичних установок, ця методика моделювання адаптована в роботі [90], і відрізняється від раніше використаних тим, що:

робочі процеси в циліндрі дизеля та колекторах описуються диференціальними рівняннями першого закону термодинаміки, масового балансу та стану, які розв'язуються на кожному кроці повороту кривошипа (крок автоматично коригується в межах від 0,1 до 4 град. ПКВ залежно від інтенсивності протікання процесів);

газова суміш у циліндрі дизеля та в колекторах розглядається як така, що складається з двох компонентів – повітря та "чистих" продуктів згоряння, співвідношення яких змінюється на кожному кроці розрахунку;

під час розрахунку процесу продування передбачається двоступеневий характер взаємодії продувного повітря з газами в циліндрі, тобто вважається, що на початку продування взаємодія повітря з газами має характер пошарового витіснення, а в кінці – повного перемішування. При цьому закон переходу від пошарового витіснення до повного перемішування приймається експоненціальним;

при розрахунках враховуються зміни гідравлічних втрат (залежно від витрати) на вході в компресор, у повітроохолоджувачі та після турбіни. Також враховуються зміни теплових втрат (залежно від витрати повітря) у повітроохолоджувачі. У випускному колекторі враховується перетворення кінетичної енергії газів у потенційну. У циліндрі враховується теплообмін газів зі стінками циліндра.

У останній редакції методика представлена в роботі [91] з удосконаленням у частині:

опису робочого процесу дизеля, який розглядається як сукупність взаємопов'язаних процесів, представлених універсальними балансовими співвідношеннями, справедливими на всіх стадіях робочого циклу та в усіх об'ємах газоповітряного тракту;

визначення масивів значень витрат і ентальпій газів, що виходять із циліндра, залежно від кута повороту кривошипа, що дозволило уточнити розрахунок процесів випуску із сусідніх циліндрів, об'єднаних випускним колектором (процеси випуску із сусідніх циліндрів розраховуються шляхом зсуву по фазі від розрахункового циліндра на кут повороту кривошипа, що дорівнює частці від ділення кута повороту кривошипа за цикл на кількість циліндрів, об'єднаних у колектор);

опису процесу продування циліндра, який розраховується за допомогою тризонної підмоделі, що запозичує окремі положення методики [92], в якій вважається, що при продуванні циліндра виникають три зони: продувного повітря, змішування продувного повітря з залишковими газами і залишкових газів, а також вважається, що продувне повітря надходить у заданій пропорції у першу та другу зони, а через випускні органи спочатку витісняється зона залишкових газів, а потім одночасно перша і друга зони.

Викладене дозволило звести до мінімуму застосування емпіричних та напівемпіричних залежностей. Вони використовуються лише для опису закону згоряння палива, визначення періоду затримки самозаймання палива і коефіцієнта тепловіддачі від газів до стінки, а також під час моделювання режимів, відмінних від вихідного, для розрахунку змін показників згоряння палива, ККД компресора і турбіни.

Із (3.1) випливає, що індикаторний крутний момент визначається інтегралом кута повороту кривошипа від різниці між тиском у циліндрі та атмосферним, помноженою на відносну швидкість ходу поршня (3.2). Відповідно, будь-які зміни тиску газів усередині циліндра прямо впливають на значення індикаторного крутного моменту. Оскільки залежність індикаторного моменту від тиску газів є однозначною, верифікація виконана шляхом порівняння результатів обчислень тиску газів у циліндрі дизеля із даними, отриманими за допомогою описаної вище високоточної моделі за допомогою чисельного моделювання.

На рис. 3.10 зіставлені індикаторні діаграми досліджуваного ГД на номінальному режимі, які побудовані за даними розрахунку зміни тиску газів

у першому циліндрі на розробленій моделі та за допомогою чисельного моделювання (враховує конструктивні характеристики дизеля з табл. 3.1 та експериментальні показники з табл. 3.2).

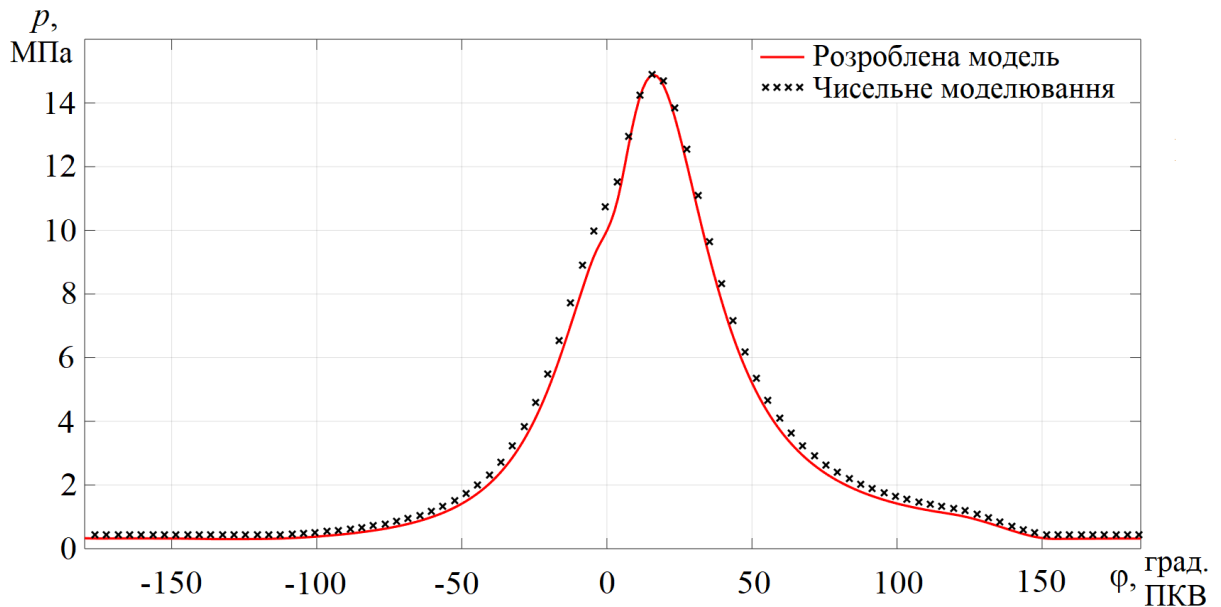


Рис. 3.10 – Розрахункові індикаторні діаграми суднового двотактного дизеля
HYUNDAI-MAN B&W 6S60MC-C7

Із рис. 3.10 випливає, що зміни тиску газів у розробленій моделі практично збігаються з перевіреними за допомогою чисельного моделювання. Це свідчить, що модель адекватно відтворює реальну картину робочого процесу та, як наслідок, правильно розраховує індикаторний крутний момент. Аналіз зіставлених індикаторних діаграм показав, що значення середньоквадратичного відхилення не перевищує 4,3 %, що свідчать про вдалу верифікацію розробленої моделі.

Для перевірки адекватності моделі виміряні коливання частоти обертання дизеля на основному експлуатаційному режимі ГД – 84 хв^{-1} , викликані циклічним характером роботи циліндрів, що демонструють нестабільність вхідного сигналу регулятора. Розрахункові значення визначалися при еквівалентному експерименту збурюючому впливі та при базовому (реально установленому на пульті керування) налаштуванні регулятора. Експеримент проводився в умовах стану моря за шкалою Бофорта – 2 бали, з висотою хвиль – 1 м, та швидкістю вітру 5,5–6,5 м/с. Напрямок вітру – північно-західний. Курс судна – 218° . Осадка носова/кормова – 6,0 м/8,6 м. Температура повітря

в машинному відділенні – 34 °С. Температура забортої води – 22 °С. Барометричний тиск – 1020 мбар.

На рис. 3.11 порівняні розрахункові значення відносної частоти обертання ГД, отримані на моделі, з експериментальними даними, отриманими за допомогою штатного контрольно-вимірюючого пристрою Nabtesco PG-40E (враховано усереднення значень вимірювачем) з часом зчитування сигналу 0,01 с, що для обраного режиму відповідає 2,57 град. ПКВ.

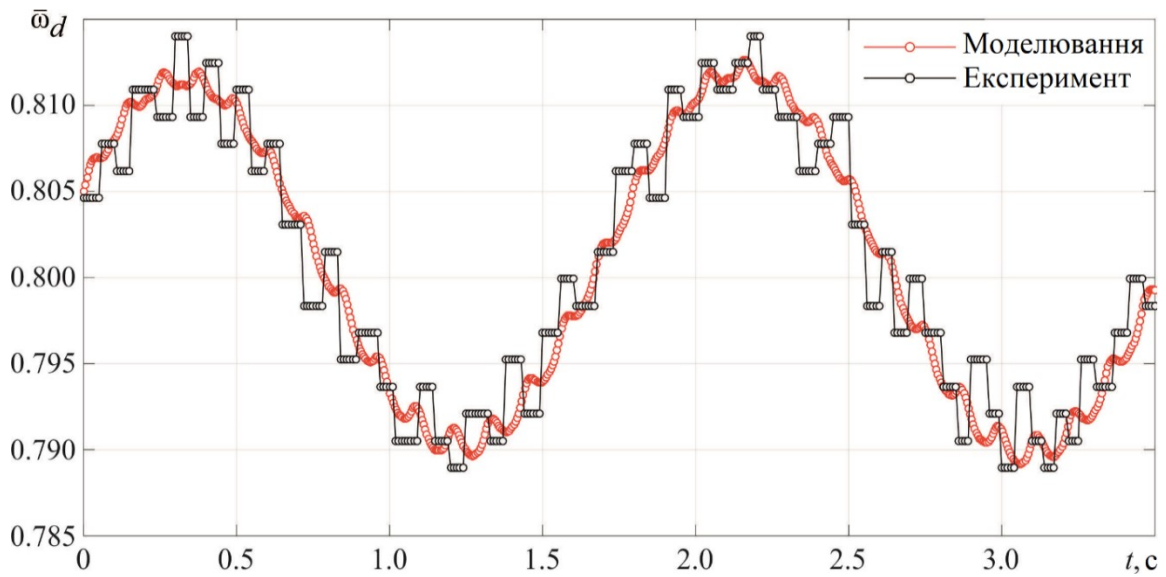


Рис. 3.11 – Перевірка адекватності розробленої спеціалізованої моделі

На рис. 3.11 спостерігається вплив роботи кожного із циліндрів на індикаторний момент дизеля, якій викликає появу високочастотних осциляцій частоти обертання як наслідок циклічності роботи дизелю. Це, в свою чергу, надає можливість враховувати при оптимізації об'єкту регулювання циклову нестабільність обертаючого моменту. Така пульсація призводить до нестабільності вхідного сигналу, що надходить на РЧО.

Таким чином удосконалена математична модель суднового двотактного дизеля з сучасними електронним РЧО дозволяє оптимізувати роботу САРЧ з урахуванням циклічності роботи дизелів, оскільки вхідний сигнал регулятора розраховується неусередненим за робочий цикл. Аналіз експериментальних та отриманих моделюванням перехідних процесів показав, що їхнє середньоквадратичне відхилення не перевищує 9,7 %, що свідчить про адекватність розробленої моделі.

3.4 Висновки до розділу

Запропоновано модель автоматичної системи регулювання частоти обертання суднового дизеля, яка дозволяє оптимізовувати налаштування нечутливості електронного регулятора. Модель підходить як для двотактних, так і для чотиритактних дизелів, і функціонує в широкому діапазоні навантажень і швидкостей. Ключові особливості розробленої моделі:

- для кожного з циліндрів відтворена циклічна зміна за часом величини кута ПКВ у діапазоні -180 град. ПКВ ... $+180$ град. ПКВ для двотактного дизеля та -180 град. ПКВ... $+540$ град. ПКВ для чотиритактного;
- врахована дискретна зміна кількості паливоподачі за цикл для кожного циліндру для кута повороту колінчастого валу, що відповідає значенню кута випередження упорскування палива;
- для кожного із циліндрів проводиться розрахунок зсунутих індикаторних діаграм, кожна з яких формується як набір відповідних сполучених політроп, в залежності від зміни кута повороту колінчастого валу дизеля, шляхом програмування в рамках блоків *Matlab fcn*;
- під час розрахунку індикаторних діаграм циліндрів дизеля відтворюються політропи стискання та розширення, які сполучаються з відповідними графіками газових процесів наповнення та випуску – лінійних у першому наближенні;
- розрахована зміна індикаторного моменту кожного із циліндрів дизеля в функції від кута повороту кривошипно-шатунного механізму та величини паливоподачі як наслідок зміни тиску в межах робочого циклу;
- розраховані індикаторні моменти, отримані на виході кожного із циліндрів, утворюють сумарний індикаторний момент дизеля шляхом звичайного алгебраїчного підсумовування і нормування його на одиницю з метою подальшого розрахунку перехідних процесів у відносних одиницях;
- досягнуто відтворення з великою точністю зміни частоти обертання багатоциліндрового дизеля як у межах робочого циклу, так і за рахунок зміни паливоподачі у дизель у широкому діапазоні частоти обертання та навантаження.

Таким чином, запропонована модель враховує нестабільність вхідного сигналу регулятора, зумовленою змінними циклічними процесами у циліндрах дизеля, що дозволяє отримувати близький до реального сигнал, який надходить на вхід РЧО.

4 ОПТИМІЗАЦІЯ НАЛАШТУВАННЯ ЕЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ

4.1 Методика налаштування електронних регуляторів частоти обертання суднових дизелів

Наразі можна вважати усталеною методику налаштування гідравлічних регуляторів частоти обертання дизелів [93-96]. Водночас налаштування електронних регуляторів контролерного типу суттєво ускладнилося через появу додаткових параметрів налаштування та набуло багатofакторного характеру. Відповідно методики, розроблені для гідравлічних систем, не можуть бути безпосередньо застосовані для електронних.

У зв'язку з цим, для розроблення методики налаштування електронних РЧО, яка б враховувала особливості експлуатації морських суден, використані результати роботи [97], у якій обґрунтована коректність припущень про стаціонарність характеру збурюючого впливу на ГД під час хвилювання моря. У роботі також підтверджена коректність припущення щодо нормальності функції густини розподілу ймовірності, зокрема через те, що досліджувана система містить лінійні інерційні ланки, які фактично є фільтрами негауссовості закону розподілу випадкових сигналів. Із цієї роботи запозичені кількісні залежності змін дисперсії збурюючого впливу D_λ від бальності вітру за шкалою Бофорта та взаємозв'язок параметрів α і β ($\alpha \approx 0,16\beta$), що характеризують ступінь загасання та середню частоту кореляційної функції збурюючого впливу.

Спектральну густину збурюючого впливу рекомендовано задавати таким чином, щоб вона мала найменшу густину потужності на низьких частотах. У зв'язку з цим для моделювання використовувалося її наближення поліноміальною функцією [98]:

$$S_{\lambda}(\omega) = D_{\lambda} \frac{\frac{4\alpha}{\pi\beta^2} \cdot \left[0,5 \cdot \left(\frac{\omega^2}{\beta^2} + \frac{\alpha^2}{\beta^2} + 1 \right) \right]}{\frac{\omega^4}{\beta^4} + 2 \frac{\omega^2}{\beta^2} \cdot \left(\frac{\alpha^2}{\beta^2} - 1 \right) + \left(\frac{\alpha^2}{\beta^2} + 1 \right)^2},$$

де D_{λ} – дисперсія збурюючого впливу, відн. од.; α – ступінь загасання кореляційної функції збурюючого впливу, с^{-1} ; β – середня частота кореляційної функції збурюючого впливу, рад/с .

Наприклад, для сили вітру 4 бали за шкалою Бофорта та попутного напрямку хвиль відносно корпусу судна ($\alpha = 0,1 \text{ с}^{-1}$; $\beta = 0,016 \text{ рад/с}$; $D_{\lambda} = 0,0015$ відн. од.) формула спектральної густини матиме вигляд:

$$S_{\lambda}(\omega) = A \frac{\omega^2 + \gamma}{\omega^4 + \delta_1 \cdot \omega^2 + \delta_2},$$

де $A = 0,095 \cdot 10^{-3}$; $\gamma = 10,25 \cdot 10^{-3}$; $\delta_1 = 19,5 \cdot 10^{-3}$; $\delta_2 = 0,105 \cdot 10^{-3}$ – параметри фільтра, який формує сигнал із заданою формою функції спектральної густини збурюючого впливу на ГД під час хвилювання моря, відн. од.

Сигнал з такою спектральною густиною формується за допомогою джерела псевдобілого шуму, вихід якого підключений до формуючого фільтра з передатною функцією:

$$W_{\lambda}(s) = k \cdot \frac{s + b_1}{s^2 + a_1 \cdot s + a_2},$$

де a_1 – коефіцієнт часу релаксації, відн. од.; $k \cdot (b_1/a_2)$ – загальний коефіцієнт підсилення фільтру, відн. од.

Врахуємо, що на вхід ланки надходить псевдобілий шум з одиничним (у певному діапазоні частот) значенням спектральної густини:

$$|W_{\lambda}(j\omega)|^2 = k^2 \cdot \frac{\omega^2 + b_1^2}{\omega^4 + (a_1^2 - 2 \cdot a_2) \cdot \omega^2 + a_2^2}.$$

Порівняючи з виразом для спектральної густини моделі вхідного збурення, можемо отримати числові значення параметрів фільтру:

$k = \sqrt{A} \approx 0,00975$ відн. од.; $b_1 = \sqrt{\gamma} \approx 0,1012$ відн. од.; $a_1 = \sqrt{\delta_1 + 2\sqrt{\delta_2}} = 0,2$ відн. од.; $a_2 = \sqrt{\delta_2} = 0,0102$ відн. од.

Отже, передатна функція формуючого фільтра матиме вигляд:

$$W(s) = 0,00975 \cdot \frac{s + 0,1012}{s^2 + 0,2s + 0,0102}.$$

Адекватність математичної моделі САРЧ ГД з електронним РЧО Nabtesco MG-800 (див. рис. 3.2) із запропонованим вище стохастичним збуренням оцінена для суднової дизельної установки HYUNDAI MAN B&W 6S60MC-C7 танкера "CATALAN SEA". У табл. 4.1 наведено порівняння експериментальних і розрахункових значень середньоквадратичного відхилення відносної частоти обертання дизеля $\sqrt{D_n}$ за різних умов плавання. Експериментальні значення параметрів, що характеризують збурення дизельної установки, розраховані на основі реалізацій моменту скручування, частоти обертання гребного валу та ходу рейки паливних насосів.

Експеримент проводився у водах Атлантичного океану під час баластного переходу Гібралтар – Ріо-де-Жанейро з носовою та кормовою осадкою 6,0 м та 8,6 м відповідно при середній швидкості судна відносно земної поверхні – 13,5 вузлів. Реалізації моменту скручування та частота обертання гребного валу отримані за допомогою штатної системи вимірювання потужності на проміжному валу TSX5 виробництва компанії Trelleborg. Система здійснює вимірювання моменту опору гребного гвинта на основі кута скручування проміжного валу, використовуючи тензорезисторну технологію. Похибки вимірювання моменту опору та частоти обертання гребного гвинта не перевищувала відповідно 0,25 % та 0,01 % їхніх номінальних значень. Для вимірювання ходу рейки ПНВТ використовувався штатний датчик положення виконавчого механізму EAR-120-RH04, значення якого відображаються на панелі керування регулятором.

Обробка експериментальних реалізацій здійснювалася цифровими методами. При цьому крок дискретизації за часом обирався таким чином, щоб

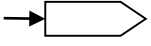
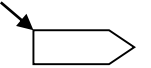
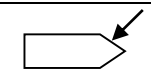
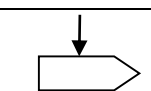
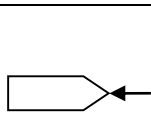
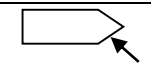
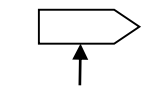
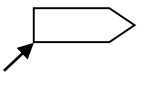
на аналізованому періоді коливань процес був представлений щонайменше 18 точками (крок дискретизації менше або дорівнює $1/18f_{u.l}$, де $f_{u.l}$ – верхня межа досліджуваного частотного діапазону, Гц). Статистичні характеристики реалізацій визначалися як середньоарифметичні значення характеристик інтервалів. Дотримувалася умова, щоб довжина інтервалів була не меншою за два періоди коливань (довжина інтервалів більша або дорівнює $2/f_{l.l}$, де $f_{l.l}$ – нижня межа досліджуваного частотного діапазону, Гц).

Часові властивості випадкових процесів аналізувалися за допомогою кореляційних функцій і спектральних характеристик. Під час апроксимації збурюючих впливів стохастичними виразами зручніше користуватися кореляційними функціями. Це пов'язано з тим, що до кореляційної теорії випадкових процесів існує достатньо велика кількість апроксимуючих функцій, які використовують два параметри: α , що характеризує ступінь затухання функції, і β , яка являє собою середню частоту коливань. Для визначення параметрів α і β часова вісь розбивалася на періоди між максимумами кореляційної функції і визначався середній період з урахуванням кількості незалежних інтервалів (у кількості не менше п'яти). Значення кореляційної функції розраховувалися за нормалізованими виразами для кожної реалізації сигналу, при цьому середній декремент затухання визначався на основі амплітуд екстремумів цієї функції.

На основі експериментально отриманого набору реалізацій моменту опору гребного гвинта під час різних умов плавання судна обчислювалися середні значення моменту, після чого визначалися відхилення миттєвих значень від середнього. Кожне відхилення підносилося до квадрату, і шляхом усереднення квадратів відхилень розраховувалась дисперсія моменту опору.

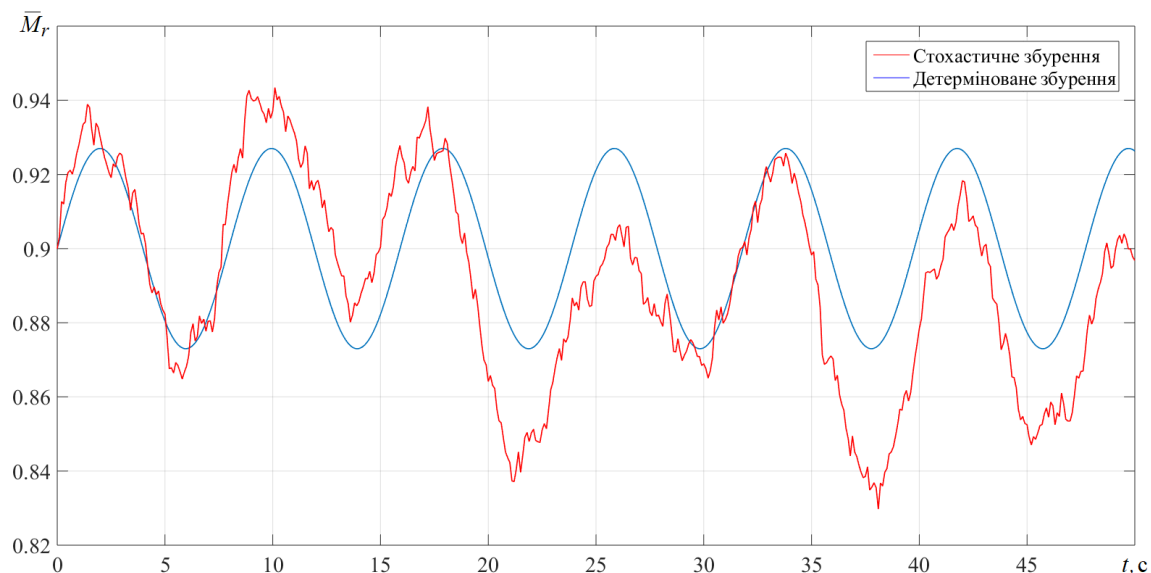
Розрахункові значення визначалися при еквівалентному експерименту збурюючому впливі та при базовому (реально установленому на пульті керування) налаштуванні регулятора.

Табл. 4.1 – Експериментальні та розрахункові значення $\sqrt{D_n}$ ГД HYUNDAI MAN B&W 6S60MC-C7 танкера "CATALAN SEA" за різних умов плавання

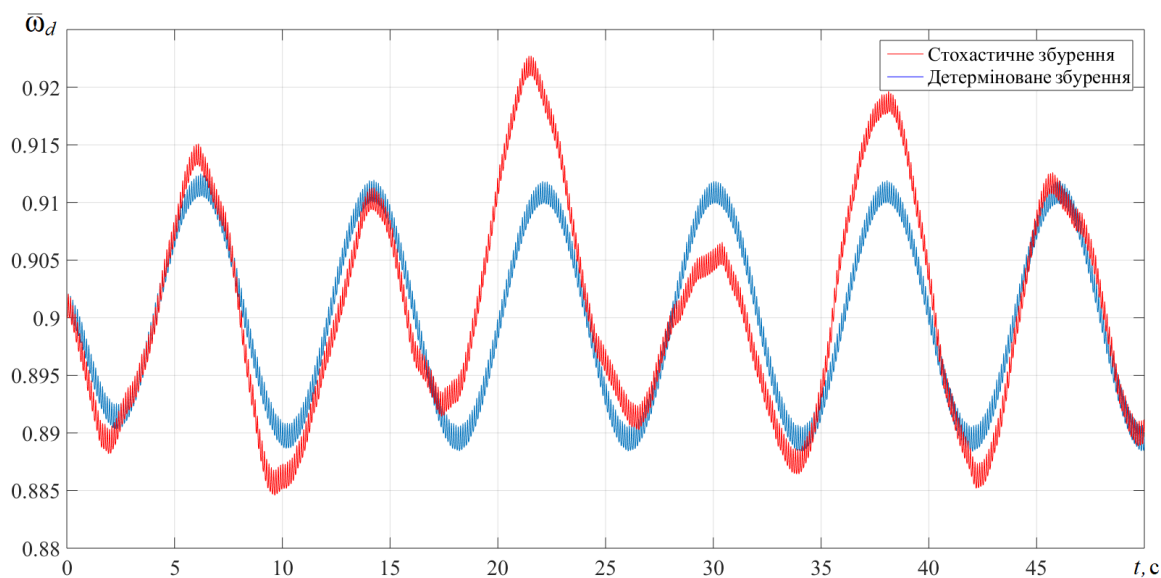
Сила вітру, бали	Зиб, м	Напрямок хвиль відносно корпусу судна	Експериментальне значення $\bar{\omega}_d$	Експериментальні параметри, що характеризують збурення дизельної установки			Середньоквадратичне відхилення $\bar{\omega}_d$	
				$\alpha, \text{с}^{-1}$	$\beta, \text{рад/с}$	$D_\lambda, \text{відн. од.}$	експеримент	розрахунок
4	2		0,90	0,092	0,368	0,00195	0,014	0,010
6	1		0,90	0,115	0,419	0,00209	0,0095	0,0069
5	3		0,93	0,149	0,795	0,00128	0,0077	0,0086
4	–		0,87	0,088	0,608	0,00236	0,0109	0,0128
5	2,5		0,94	0,187	1,657	0,00290	0,0046	0,0031
7	2		0,90	0,215	1,013	0,00274	0,0042	0,0049
6	–		0,92	0,194	0,671	0,00249	0,0145	0,0152
8	–		0,89	0,229	0,506	0,215	0,0098	0,0061

Із табл. 4.1 випливає, що середньоквадратичне відхилення розрахункових значень від експериментальних становить 10,1 %, що свідчить про адекватність запропонованої моделі САРЧ із стохастичним збуренням на суднову дизельну установку HYUNDAI MAN B&W 6S60MC-C7 танкера "CATALAN SEA" з електронним РЧО Nabtesco MG-800.

Порівняння зміни відносного моменту опору та відносної частоти обертання суднової дизельної установки HYUNDAI MAN B&W 6S60MC-C7 танкера "CATALAN SEA", наприклад, при середньому періоді коливань детермінованого та стохастичного збурюючого впливу $T_0 = 7,9$ с на режимі $\bar{\omega}_d = 0,9$ представлені на рис. 4.1.



a



б

Рис. 4.1 – Порівняння дії стохастичного та детермінованого синусоїдального збурення на дизель при середньому періоді коливань збурюючого впливу $T_0 = 7,9$ с: *a* – відносний момент опору ; *б* – відносна частота обертання валу

Порівняння типів збурюючого впливу свідчить про те, що детерміновані збурення на суднову дизельну установку доцільно використовувати для встановлення фізичних закономірностей процесів у САРЧ, зокрема на етапі побудови для визначення початкових параметрів налаштування регулятора. Натомість стохастичні збурення на дизель доцільно застосовувати для уточнення кількісних взаємозв'язків, наприклад, під час оптимізації налаштування регулятора в умовах, характерних для реальної експлуатації суден.

4.2 Оптимізація нечутливості до розбалансу сигналів між заданою та фактичною частотою обертання дизеля

На рис. 4.2 зображений вплив нечутливості електронного РЧО (з базовими параметрами налаштування регулятора $k_p = 2,2$ відн. од.; $T_i = 2,0$ с; $k_d = 0$ відн. од.) на середньоквадратичне відхилення відносної частоти обертання дизеля – $\sqrt{D_n}$, та середньоквадратичне відхилення відносного ходу рейки ПНВТ – $\sqrt{D_h}$, за різної інтенсивності хвилювання (кількісно вираженої силою вітру за шкалою Бофорта). У зв'язку з тим, що конструктивно в електронному регуляторі Nabtesco MG-800 замість "жорсткої зони нечутливості" реалізовано зону нечутливості при малих відхиленнях між сигналами заданої та фактичної частоти обертання зменшенням ширини зони ϵ та/або коефіцієнта передачі k_g , то можна вважати, що обидва параметри впливають на динаміку РЧО аналогічним чином [99]. Тому значення коефіцієнта k_g встановлено на рівні 0,5 відн. од., а вплив на $\sqrt{D_n}$ та $\sqrt{D_h}$ при різній інтенсивності та періодах хвилювання моря досліджується шляхом зміни ширини зони – ϵ , відн. од. Результати отримані при трьох середніх періодах коливань збурюючого впливу $T_0 = 3,3; 7,9$ і $20,9$ с, які практично охоплюють весь діапазон значень, що трапляється в експлуатації. Дослідження виконувалося при навантаженнях на ГД HYUNDAI–MAN B&W 6S60MC-C7, що відповідають експлуатаційним режимам із $\bar{\omega}_d = 0,25; 0,5$ та $0,75$.

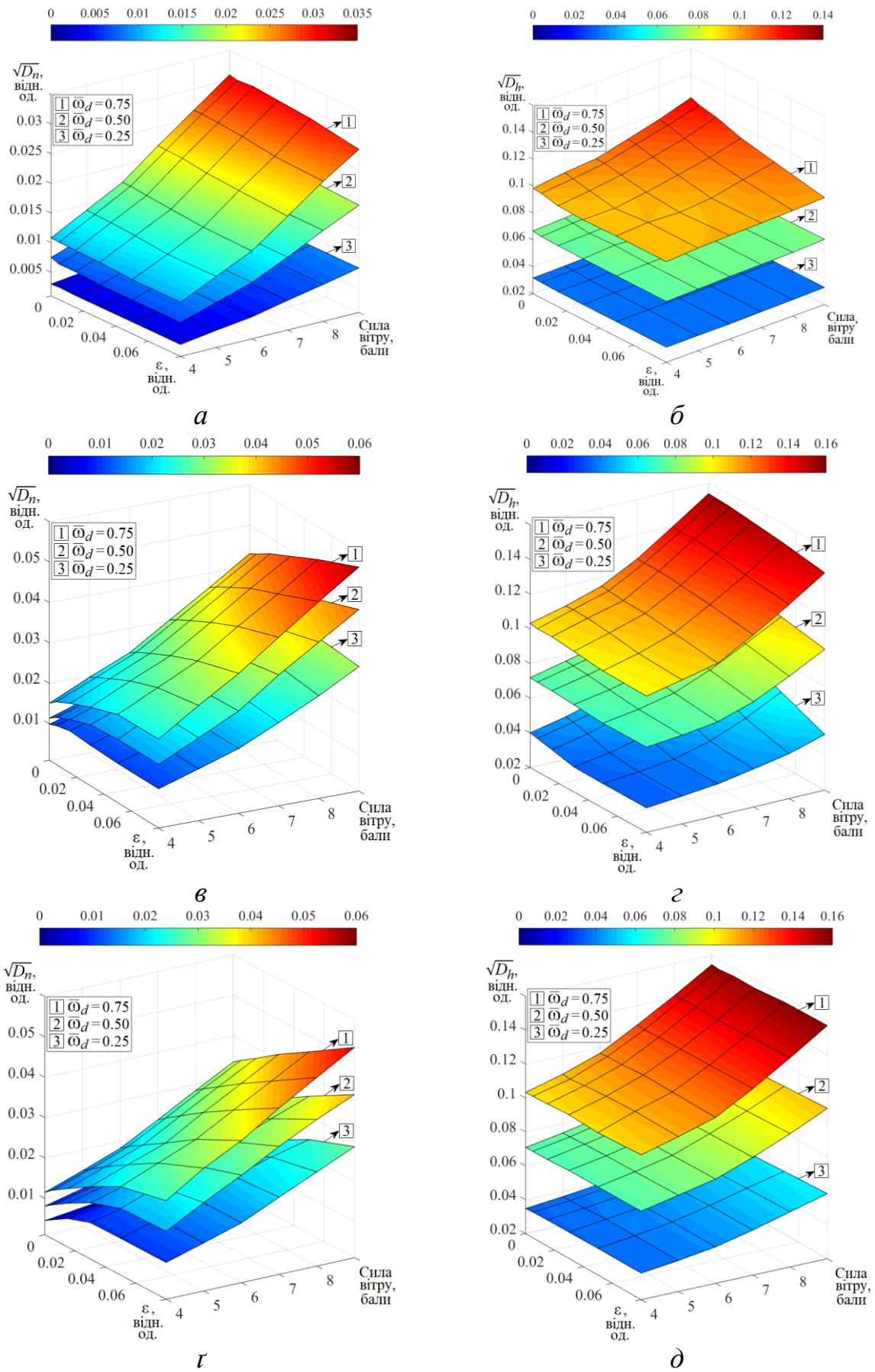


Рис. 4.2 – Вплив нечутливості РЧО на $\sqrt{D_n}$ та $\sqrt{D_h}$ при зміні бальності вітру за шкалою Бофорта з періодом хвилювання моря: а, б – 3,3 с; в, г – 7,9 с; и, д – 20,9 с

Із рис. 4.2, *a* та *б*, випливає, що при малому періоді коливання збурюючого впливу $T_0 = 3,3$ с збільшення ширини зони нечутливості в електронному РЧО підвищує стабільність як швидкісного, так і теплового режимів роботи ГД у всьому діапазоні вітрового хвилювання. Наприклад, під час хитавиці, яка викликана силою вітру 7 балів, для режиму $\bar{\omega}_d = 0,75$ при збільшенні ширини зони нечутливості з 0 до 0,08 відн. од. оцінка $\sqrt{D_n}$ зменшилася з 0,0219 до 0,0202 відн. од., а $\sqrt{D_h}$ зменшилася з 0,1092 до 0,0977 відн. од. Таким чином, за рахунок збільшення нечутливості РЧО при малому хвилюванні в експлуатаційних умовах спостерігається підвищення стабільності швидкісного та теплового режимів роботи ГД, завдяки тому, що РЧО перестає надмірно реагувати на зміни навантаження на дизель (збурення з малою амплітудою).

Із рис. 4.2, *в* та *г*, випливає, що при середньому періоді $T_0 = 7,9$ с при збільшенні нечутливості в електронному РЧО спостерігається незначна тенденція до стабілізації швидкісного режиму ($\sqrt{D_n}$ суттєво не змінюється) при малій інтенсивності хвилювання, а також покращення теплового режиму у широкому діапазоні зміни навантаження на дизель. Наприклад, при хвилюванні моря, викликаного силою вітру 5 балів, на режимі $\bar{\omega}_d = 0,25$ у діапазоні ширини зони нечутливості 0 ... 0,08 відн. од. $\sqrt{D_n}$ стабілізується на рівні 0,013...0,014 відн. од., а $\sqrt{D_h}$ зменшується з 0,0445 до 0,036 відн. од. При інтенсивному хвилюванні моря, яке викликає значні зміни частоти обертання дизеля (тобто при великій дисперсії збурюючого впливу) ширину зони нечутливості рекомендується задавати 0,01 ... 0,035 відн. од. для того, щоб РЧО більш "активно" регулював частоту обертання валу, одночасно стабілізуючи тепловий режим дизеля.

Із рис. 4.2, *г* та *д*, випливає, що при великому періоді коливання $T_0 = 20,9$ с збільшення нечутливості РЧО як при помірному (викликаному силою вітру до 6 балів), так при інтенсивному хвилюванні (викликаному силою вітру 6 балів і

вище), погіршує динаміку РЧО у всьому діапазоні вітрового хвилювання, про що свідчить істотне збільшення оцінки $\sqrt{D_n}$. Наприклад, під час хвилювання моря, викликаного силою вітру 6 балів, на режимі $\bar{\omega}_d = 0,5$ при збільшенні ширини зони нечутливості з 0 до 0,08 відн. од. $\sqrt{D_n}$ збільшилося з 0,0126 до 0,0276 відн. од. Схожа тенденція погіршення стабільності має і тепловий режим ГД: $\sqrt{D_h}$ збільшилося з 0,0792 до 0,0815 відн. од. Пояснюється це тим, що при збільшенні нечутливості регулятор переміщує рейку ПНВТ із запізненням, але ривками, що не зменшує амплітуду її переміщення.

У табл. 4.2 приведені оптимальні налаштування нечутливості електронного РЧО за критерієм мінімуму нестабільності параметра регулювання, тобто середньоквадратичного відхилення відносної частоти обертання дизеля – $\sqrt{D_n}$, відн. од., при різних середніх періодах коливань та дисперсії збурюючого впливу. Результати наведено для навантаження ГД, що відповідають режимам $\bar{\omega}_d = 0,25; 0,5$ та $0,75$.

Табл. 4.2 – Оптимальні налаштування нечутливості електронного РЧО при різних періодах коливань та дисперсії збурюючого впливу

$\bar{\omega}_d$	ε, відн. од.					
	Сила вітру при $T_0 = 3,3$ с		Сила вітру при $T_0 = 7,9$ с		Сила вітру при $T_0 = 20,9$ с	
	4–6 балів	7–9 балів	4–6 балів	7–9 балів	4–6 балів	7–9 балів
0,25	0,02	0,04	0,015	0,010	0,005	0,002
0,50	0,03	0,05	0,030	0,015	0,007	0,003
0,75	0,05	0,07	0,035	0,025	0,010	0,005

У ході дослідження впливу нечутливості РЧО встановлено:

при $T_0 = 3,3$ с стабільність швидкісного та теплового режимів дизеля як за помірного (спричиненого силою вітру до 6 балів), так і за інтенсивного хвилювання (спричиненого силою вітру 6 балів і більше), покращується зі збільшенням ширини зони нечутливості РЧО, що підтверджується зниженням оцінок $\sqrt{D_n}$ та $\sqrt{D_h}$ (рис. 4.2 а, б);

при $T_0 = 7,9$ с при збільшенні нечутливості РЧО, як за малої дисперсії збурюючого впливу, так і за хвилювання моря, що спричиняє інтенсивні та значні зміни частоти обертання дизеля, спостерігається "виграш" у стабільності теплового режиму (зменшення $\sqrt{D_h}$), при цьому суттєвого покращення стабільності швидкісного режиму не відбувається (рис. 4.2 в, г);

при $T_0 = 20,9$ с зменшення ширини зони нечутливості РЧО покращує динаміку РЧО в усьому діапазоні вітрового хвилювання, що підтверджується зменшенням $\sqrt{D_n}$ і $\sqrt{D_h}$ (рис. 4.2 г, д).

Моделюванням визначено, що мінімум критерію оптимальності при найімовірніших значеннях амплітуди – δ_λ , відн. од., (відповідно до табл. 1.1) та середнього періоду коливань – T_0 , с, збурюючого впливу досягається при значенні ширини зони нечутливості $\varepsilon = 0,03$ відн. од.

На практиці часто трапляється, що під час помірного хвилювання моря регулятор надмірно реагує на періодичні зміни навантаження, що викликає нестабільність теплового режиму двигуна. Якщо зменшити швидкодію регулятора на періодичні зміни навантаження на дизель, наприклад, зменшенням коефіцієнта підсилення пропорційної ланки та/або збільшенням часу інтегрування, стабільність теплового режиму ГД покращиться, але при інтенсивному хвилюванні моря погіршиться стабільність швидкісного режиму, що неприпустимо.

У зв'язку з цим, на рис. 4.3 запропоновано підхід до забезпечення стабільності швидкісного режиму ГД при хвилюванні моря різної інтенсивності шляхом адаптації ширини зони нечутливості регулятора під характеристики збурення.

За допомогою елемента 1 обчислюється модуль відхилення фактичної частоти обертання від заданої. Цей сигнал порівнюється за допомогою елемента 2 із заданим у блоці 3 пороговим допустимим відхиленням фактичної частоти обертання від заданої, а саме 0,05 відн. од. У випадку, коли відхилення фактичної та заданої частоти обертання знаходиться у "допустимого діапазоні",

за допомогою елемента уповільнення сигналу 4, який працює за інтегруючим або ступеневим позиційним законом, відбувається коригування ширини зони нечутливості ланки 6. Якщо заданий допуск не перевищується, то регулятор вибирає підвищену ширину зони нечутливості 0,03 відн. од., яка зменшує коливання рейки під час хитами судна. Якщо допуск під час хвиль із середньою інтенсивністю та періодом досягнув середини допустимого значення, система зменшує ширину зони нечутливості регулятора до 0,02 відн. од., що приводить до покращення швидкісного режиму та зменшенню теплових перенавантажень ГД. Якщо допуск підходить до верхньої границі під час хвилювання з великим періодом або оператор змінив режим роботи головного дизеля, система зменшує ширину зони нечутливості регулятора до 0,01 відн. од., що приводить до кращої роботи регулятора, завдяки більш "активнішій" реакції на збурення. У випадку перевищення допустимого порогу відхилення тригер 12 миттєво повертає ширину зони нечутливості до штатного значення.

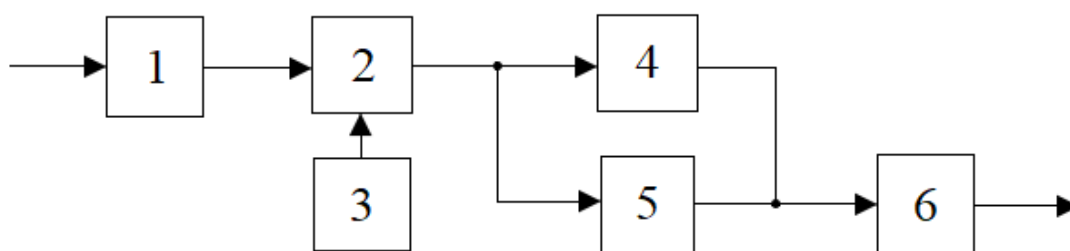
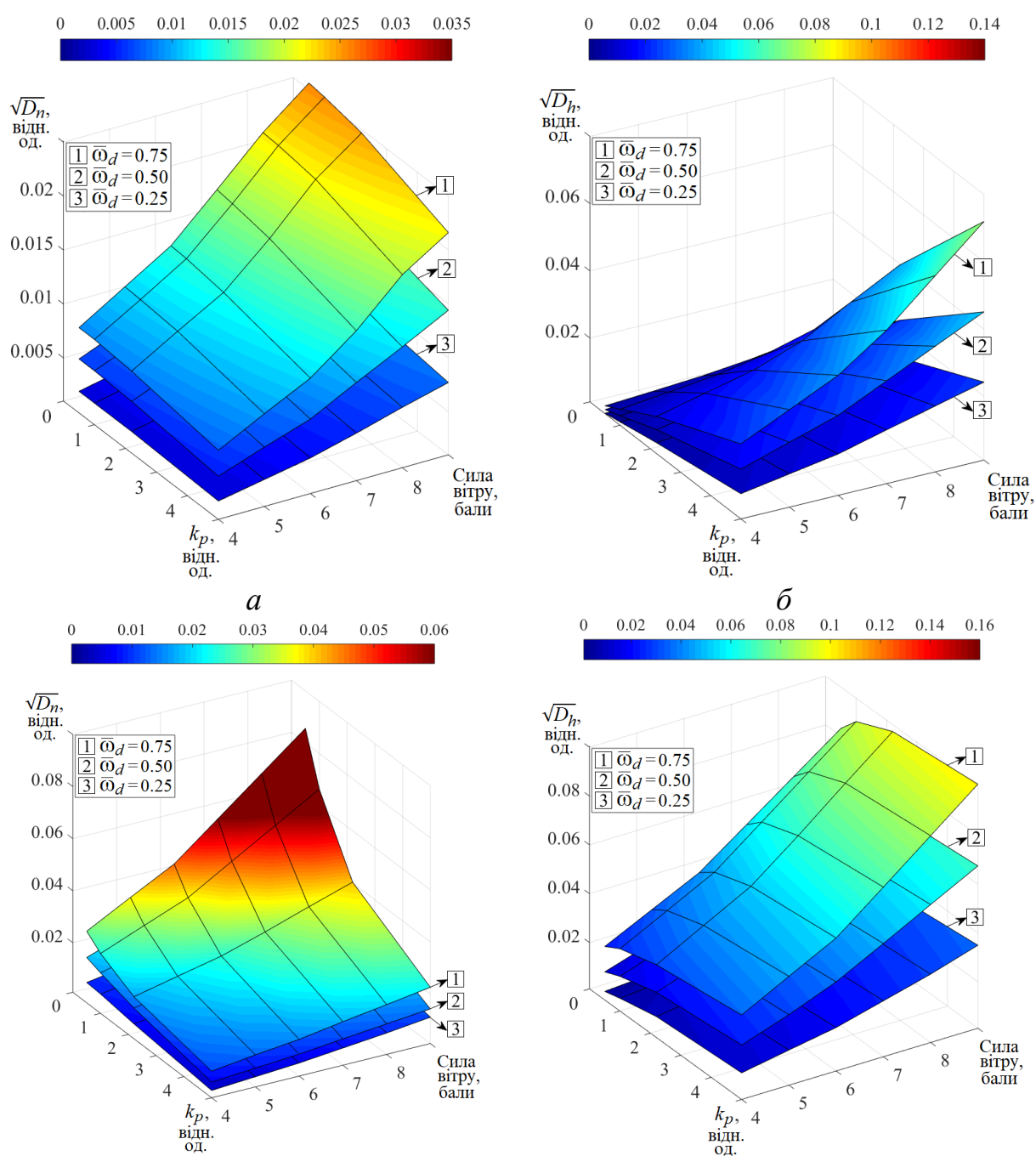


Рис. 4.3 – Блок-схема для адаптації ширини зони нечутливості електронного регулятора ГД під характеристики збурення: 1 – елемент обчислення модуля відхилення фактичної частоти обертання від заданої; 2 – елемент порівняння із заданим пороговим допустимим відхилення фактичної частоти обертання від заданої; 3 – елемент завдання порогового значення допустимого відхилення; 4 – елемент уповільнення сигналу; 5 – тригер; 6 – ланка нечутливості

В умовах помірного навантаження за рахунок запропонованого підходу регулювання частоти обертання ГД забезпечується покращення стабільності роботи системи автоматичного регулювання частоти обертання з одночасним зберіганням стабільності теплового режиму роботи дизеля завдяки тому, що регулятор припиняє надмірно реагувати на зміну навантаження.

4.3 Оптимізація пропорційної ланки електронного регулятора

На рис. 4.4 зображений вплив коефіцієнту підсилення пропорційної ланки електронного РЧО (з параметрами налаштування нечутливості РЧО відповідно до табл. 4.2 та $T_i = 2,0$ с; $k_d = 0$ відн. од.) на середньоквадратичне відхилення відносної частоти обертання дизеля та відносного ходу рейки ПНВТ. Результати отримані при зміні бальності вітру за шкалою Бофорта для трьох середніх періодів коливань збурюючого впливу $T_0 = 3,3; 7,9$ і $20,9$ с. Дослідження виконувалося при відносній частоті обертання дизеля $\bar{\omega}_d = 0,25; 0,5$ та $0,75$.



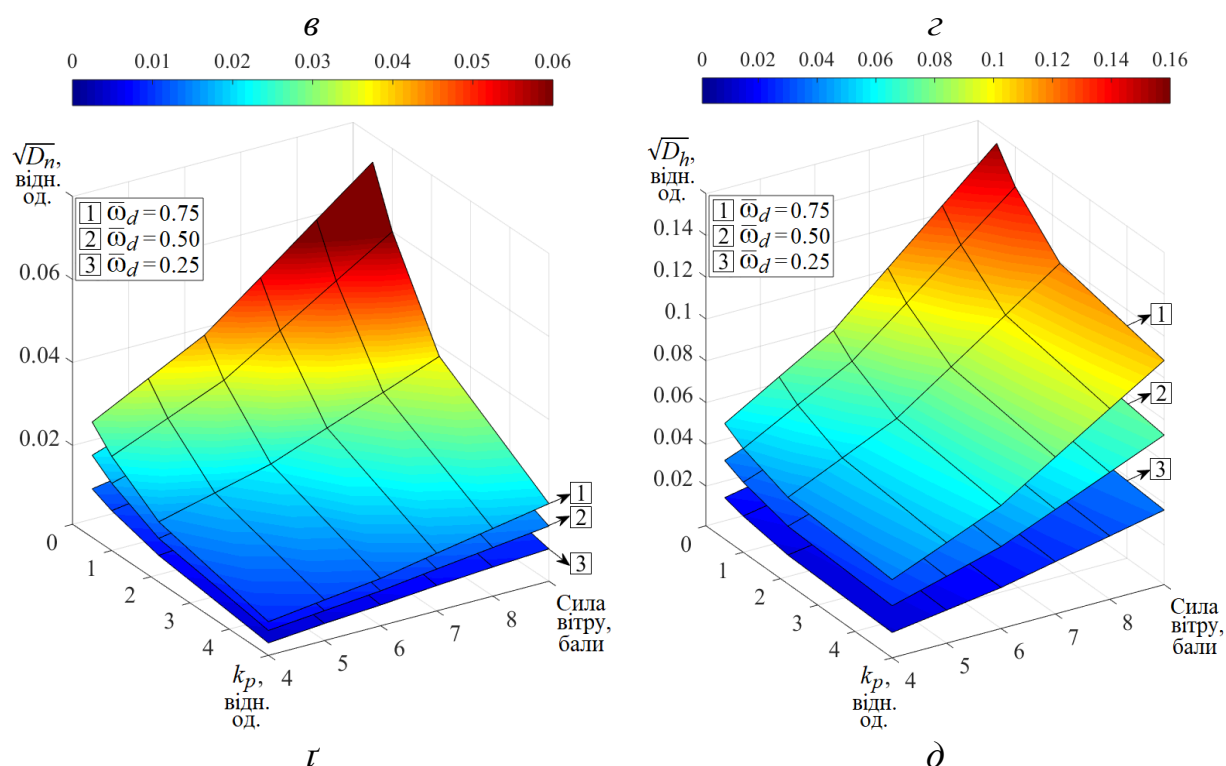


Рис. 4.4 – Вплив пропорційної ланки електронного РЧО на $\sqrt{D_n}$ та $\sqrt{D_h}$ при зміні бальності вітру за шкалою Бофорта з періодом хвилювання моря: *а, б* – 3,3 с; *в, г* – 7,9 с; *г, д* – 20,9 с

Із рис. 4.4, *а* та *б*, випливає, що при періоді коливань збурюючого впливу $T_0 = 3,3$ с при збільшенні k_p спостерігається позитивний ефект у стабілізації частоти обертання під час зміни навантаження у широкому діапазоні, проте стабільність теплового режиму погіршується. Наприклад, під час хвилювання, викликаного силою вітру 8 балів, на режимі $\bar{\omega}_d = 0,75$ при збільшенні k_p з 0,5 до 5 відн. од. оцінка $\sqrt{D_n}$ зменшилась з 0,0222 до 0,0189 відн. од., а $\sqrt{D_h}$ збільшилась з 0,0088 до 0,0594 відн. од.

Із рис. 4.4, *в* та *г*, випливає, що при $T_0 = 7,9$ с спостерігається значне поліпшення в стабільності швидкісного режиму у широкому діапазоні зміни навантаження на дизель, однак залишається тенденція погіршення теплового режиму роботи ГД. Наприклад, при хвилюванні, викликаного силою вітру 9 балів, на режимі $\bar{\omega}_d = 0,75$ при збільшенні k_p з 0,5 до 5 відн. од. оцінка $\sqrt{D_n}$ зменшилась з 0,0856 до 0,0226 відн. од., проте оцінка $\sqrt{D_h}$ збільшилась з 0,0831 до 0,101 відн. од.

Із рис. 4.4, τ та ∂ , випливає, що при $T_0 = 20,9$ с зменшення коефіцієнта підсилення пропорційної ланки призводить до появи автоколивальних явищ у САРЧ у всьому діапазоні вітрового хвилювання. Пояснюється це виникненням перерегулювання в САРЧ (оцінки $\sqrt{D_n}$ та $\sqrt{D_h}$ зростають одночасно). Наприклад, при хвилюванні моря, викликаного силою вітру 4 бали, на режимі $\bar{\omega}_d = 0,75$ при зменшенні k_p з 5 до 0,5 відн. од. оцінки $\sqrt{D_n}$ та $\sqrt{D_h}$ збільшились з 0,0091 до 0,0288 відн. од. та з 0,0384 до 0,0563 відн. од. відповідно.

У табл. 4.3 приведені оптимальні налаштування пропорційної ланки електронного РЧО за критерієм мінімуму нестабільності параметра регулювання при різних середніх періодах коливань та дисперсії збурюючого впливу. Результати наведено для режимів роботи ГД при $\bar{\omega}_d = 0,25; 0,5$ та $0,75$.

Табл. 4.3 – Оптимальні налаштування пропорційної ланки електронного РЧО при різних періодах коливань та дисперсії збурюючого впливу

$\bar{\omega}_d$	k_p , відн. од.					
	Сила вітру при $T_0 = 3,3$ с		Сила вітру при $T_0 = 7,9$ с		Сила вітру при $T_0 = 20,9$ с	
	4–6 балів	7–9 балів	4–6 балів	7–9 балів	4–6 балів	7–9 балів
0,25	0,5	0,6	1,7	2,2	2,9	3,2
0,50	0,6	0,7	2,3	2,9	3,1	3,5
0,75	0,7	0,8	3,1	3,4	3,3	3,9

За результатами дослідження впливу коефіцієнту підсилення пропорційної ланки РЧО випливає:

при $T_0 = 3,3$ с зменшення k_p покращує стабільність швидкісного режиму роботи ГД, одночасно погіршуючи стабільність теплового режиму. Однак занадто мале значення може призвести до недостатньої здатності до слідування командам завдання через незадовільний час відгуку (рис. 4.4 а, б);

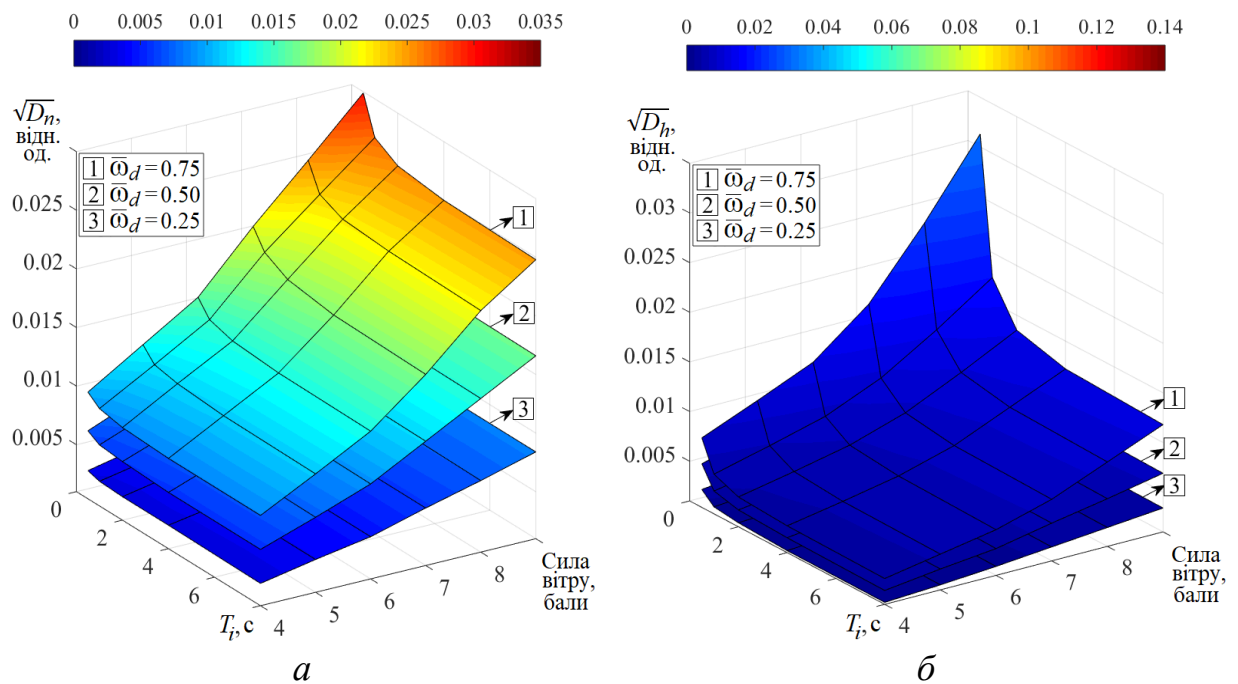
при $T_0 = 7,9$ с спостерігається підвищення стабільності частоти обертання при збільшенні k_p , водночас показники теплового режиму погіршуються. Однак занадто мале значення призводить до погіршення динаміки РЧО, особливо при інтенсивному хвилюванні (рис. 4.4 в, г);

при $T_0 = 20,9$ с збільшення k_p призводить до покращення стабільності як швидкісного, так і теплового режимів роботи ГД. При цьому в області малих значень k_p спостерігається явище перерегулювання в САРЧ (рис. 4.4 *г, д*).

Моделюванням визначено, що мінімум критерію оптимальності при найімовірніших значеннях амплітуди – δ_λ , відн. од., (відповідно до табл. 1.1) та середнього періоду коливань – T_0 , с, збурюючого впливу досягається при значенні коефіцієнту підсилення РЧО $k_p = 2,8$ відн. од.

4.4 Оптимізація інтегруючої ланки електронного регулятора

На рис. 4.5 зображений вплив часу інтегрування електронного РЧО (з параметрами налаштування нечутливості РЧО та пропорційної ланки відповідно до табл. 4.2 і 4.3 та $k_d = 0$ с) на $\sqrt{D_n}$ та $\sqrt{D_h}$ при зміні бальності вітру за шкалою Бофорта та для $T_0 = 3,3; 7,9$ і $20,9$ с. Дослідження виконувалося при навантаженні на ГД, що відповідають $\bar{\omega}_d = 0,25; 0,5$ та $0,75$.



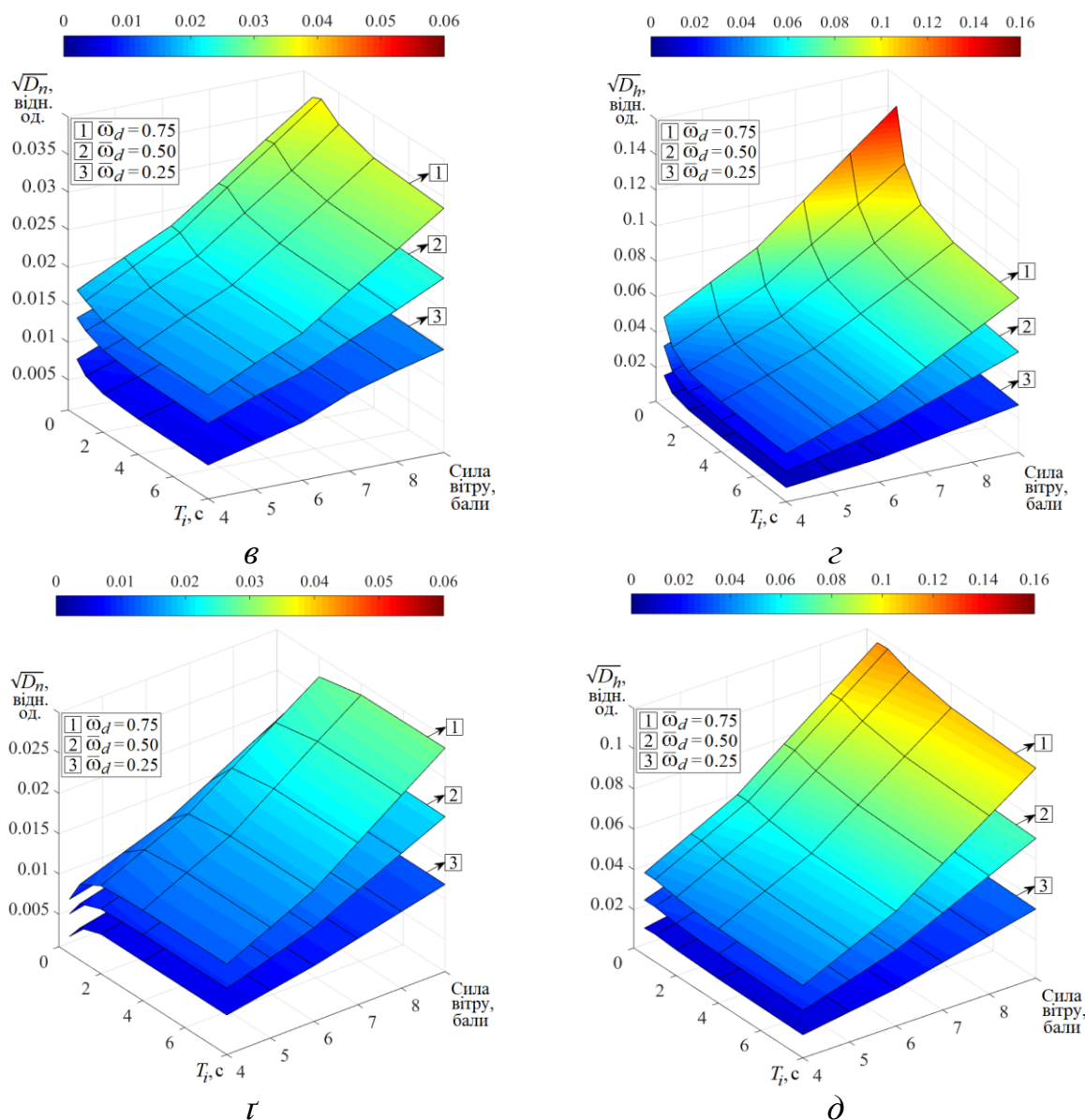


Рис. 4.5 – Вплив інтегруючої ланки РЧО на $\sqrt{D_n}$ та $\sqrt{D_h}$ при зміні бальності вітру з періодом хвилювання моря: *a*, *б* – 3,3 с; *в*, *г* – 7,9 с; *г*, *д* – 20,9 с

Із рис. 4.5, *a* та *б*, випливає, що при $T_0 = 3,3$ с зі збільшенням часу інтегруючої ланки підвищується стабільність швидкісного режиму роботи у діапазоні вітрового хвилювання від 4 до 9 балів по шкалі Бофорта. У свою чергу, налаштування T_i в діапазоні 0,5 ... 2 с призводить до значної нестабільності теплового режиму роботи ГД, особливо при інтенсивному хвилюванні. Наприклад, під час хитавиці, яка викликана силою вітру 9 балів, на режимі $\bar{\omega}_d = 0,75$ оцінка $\sqrt{D_h}$ збільшується з 0,0118 відн. од. при $T_i = 8$ с до 0,0135 відн. од. при $T_i = 2$ с та до 0,0313 відн. од. при $T_i = 0,5$ с.

Із рис. 4.5, *в* та *з*, випливає, що при $T_0 = 7,9$ с у широкому діапазоні зміни навантаження на дизель збільшення T_i підвищує стабільність як швидкісного, так теплового режиму роботи ГД. Наприклад, при хвилюванні, викликаному силою вітру 6 балів, на режимі $\bar{\omega}_d = 0,75$ при зміні T_i з 0,5 до 8 с оцінка $\sqrt{D_n}$ зменшилася з 0,0238 до 0,0206 відн. од. Параметр T_i суттєво впливає на стабільність теплового режиму дизеля, причому його вплив особливо помітно при інтенсивному хвилюванні. Наприклад, при хвилюванні, викликаному силою вітру 7 балів, на режимі $\bar{\omega}_d = 0,75$ оцінка $\sqrt{D_h}$ зменшилося з 0,101 відн. од. при $T_i = 0,5$ с до 0,067 відн. од. при $T_i = 2$ с та до 0,0601 відн. од. при $T_i = 8$ с.

Із рис. 4.5, *г* та *д*, випливає, що при $T_0 = 20,9$ с в електронному РЧО спостерігається підвищення стабільності швидкісного режиму ГД при зменшенні T_i у широкому діапазоні зміни навантаження на дизельну установку. Наприклад, при хвилюванні, викликаному силою вітру 8 балів, на режимі $\bar{\omega}_d = 0,75$ оцінка $\sqrt{D_n}$ зменшилася з 0,0249 до 0,0138 відн. од. при зміні T_i з 8 до 0,5 с. При цьому видна тенденція погіршення стабільності теплового режиму ГД у всьому діапазоні вітрового хвилювання, наприклад, при хвилюванні, викликаному силою вітру 5 балів, на режимі $\bar{\omega}_d = 0,75$ оцінка $\sqrt{D_h}$ збільшилась з 0,0473 до 0,0533 відн. од. при зміні T_i з 8 до 0,5 с.

Дослідження впливу інтегруючої ланки РЧО дозволяє зробити висновок:

при $T_0 = 3,3$ с збільшення T_i підвищує стабільність швидкісного та теплового режимів роботи ГД у всьому діапазоні вітрового хвилювання від 4 до 9 балів за шкалою Бофорта. При цьому занадто велике значення може призвести до погіршення здатності слідування командам завдання у зв'язку зі зниженням швидкодії "відпрацювання" РЧО на зміни навантаження (рис. 4.5 *а*, *б*);

при $T_0 = 7,9$ с збільшення T_i підвищує стабільність швидкісного та теплового режимів роботи дизеля. Однак занадто велике значення T_i призводить до погіршення маневрових якостей судна у зв'язку зі зменшенням швидкодії РЧО (рис. 4.5 *в*, *з*);

при $T_0 = 20,9$ с зменшення T_i призводить до підвищення стабільності швидкісного режиму ГД у всьому діапазоні вітрового хвилювання. При цьому спостерігається тенденція погіршення стабільності теплового режиму (рис. 4.5 *г*, *д*).

У табл. 4.4 приведені оптимальні налаштування інтегруючої ланки електронного РЧО за критерієм мінімуму нестабільності параметра регулювання при різних середніх періодах коливань та дисперсії збурюючого впливу. Результати структуровані для режимів роботи ГД, що відповідають $\bar{\omega}_d = 0,25; 0,5$ та $0,75$.

Табл. 4.4 – Оптимальні налаштування інтегруючої ланки електронного РЧО при різних періодах коливань та дисперсії збурюючого впливу

$\bar{\omega}_d$	$T_i, \text{с}$					
	Сила вітру при $T_0 = 3,3 \text{ с}$		Сила вітру при $T_0 = 7,9 \text{ с}$		Сила вітру при $T_0 = 20,9 \text{ с}$	
	4–6 балів	7–9 балів	4–6 балів	7–9 балів	4–6 балів	7–9 балів
0,25	6,3	5,9	3,8	3,4	2,3	2,1
0,50	6,0	5,5	3,3	3,0	1,8	1,4
0,75	5,2	4,8	2,7	2,1	1,2	0,9

Моделюванням визначено, що мінімум критерію оптимальності при найімовірніших значеннях амплітуди – δ_λ , відн. од., (відповідно до табл. 1.1) та середнього періоду коливань – T_0 , с, збурюючого впливу досягається при значенні часу інтегрування РЧО $T_i = 2,5 \text{ с}$.

4.5 Дослідження диференціюючої ланка регулятора

Доцільність використання диференціюючої ланки в електронних РЧО головних дизелів потребує перевірки її впливу на стабільність частоти обертання ГД під час хвилювання моря. На рис. 4.6 зображений вплив коефіцієнта передачі диференціюючої ланки електронного РЧО (з параметрами налаштування нечутливості, пропорційної та інтегруючої ланок РЧО відповідно до табл. 4.2 – 4.4) на $\sqrt{D_n}$ та $\sqrt{D_h}$ при зміні бальності вітру за шкалою Бофорта. Результати отримані при $T_0 = 3,3; 7,9$ і $20,9 \text{ с}$ та для $\bar{\omega}_d = 0,25; 0,5$ та $0,75$.

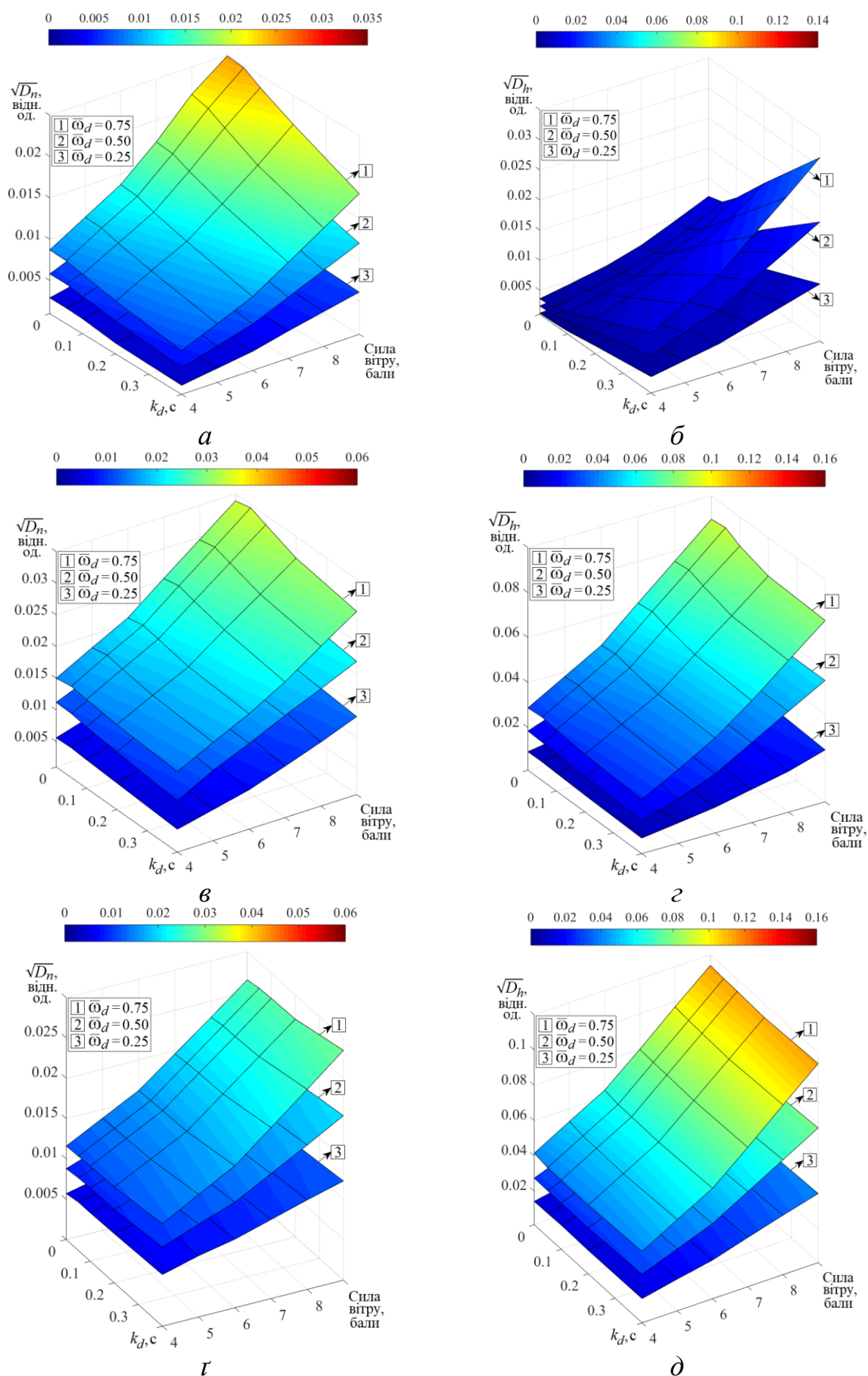


Рис. 4.6 – Вплив диференціюючої ланки РЧО на $\sqrt{D_n}$ та $\sqrt{D_h}$ при зміні бальності вітру з періодом хвилювання моря: *a, б* – 3,3 с; *в, г* – 7,9 с; *е, д* – 20,9 с

Із рис. 4.6, *а* та *б*, випливає, що при $T_0 = 3,3$ с збільшення k_d чинить незначний вплив на стабільність частоти обертання дизеля під час зміни навантаження у широкому діапазоні, однак призводить до суттєвого погіршення стабільності теплового режиму. Наприклад, під час хвилювання, викликаного силою вітру 9 балів, на режимі $\bar{\omega}_d = 0,75$ при збільшенні k_d з 0 до 0,4 відн. од. оцінка $\sqrt{D_h}$ збільшилась з 0,0012 до 0,0315 відн. од.

Із рис. 4.6, *в* та *г*, випливає, що при $T_0 = 7,9$ с збільшення k_d не призводить до істотних змін стабільності як швидкісного, так і теплового режимів роботи ГД у всьому діапазоні вітрового хвилювання. Наприклад, при хвилюванні, викликаному силою вітру 7 балів, на режимі $\bar{\omega}_d = 0,75$ при збільшенні k_d з 0 до 0,4 відн. од. оцінки $\sqrt{D_n}$ та $\sqrt{D_h}$ залишаються практично стабільними на рівні 0,025 відн. од. та 0,06 відн. од. відповідно.

Із рис. 4.6, *г* та *д*, випливає, що при $T_0 = 20,9$ с зменшення коефіцієнта передачі диференціюючої ланки підвищує стабільність швидкісного режиму ГД у широкому діапазоні зміни навантаження на дизель, при цьому суттєвого впливу на зміни теплового режиму не виявляється. Наприклад, при хвилюванні моря, викликаного силою вітру 9 балів, на режимі $\bar{\omega}_d = 0,75$ при зменшенні k_d з 0,4 до 0 відн. од. оцінка $\sqrt{D_n}$ зменшується з 0,0285 до 0,0265 відн. од., а $\sqrt{D_h}$ стабілізується на рівні 0,113 відн. од.

На основі дослідження впливу диференціюючої ланки РЧО встановлено:

при $T_0 = 3,3$ с збільшення k_d практично не покращує стабільність швидкісного режиму дизеля при низьких навантаженнях та одночасно призводить до значної нестабільності теплового режиму ГД. Завищене значення k_d , особливо при збільшеному значенні k_p , призводить до сильних коливань частоти обертання або перерегулювання (рис. 4.6 *а*, *б*);

при $T_0 = 7,9$ с незначне збільшення k_d практично не впливає на стабільність як швидкісного, так теплового режимів дизеля. Однак надто велике значення k_d призводить до появи автоколивань в САРЧ та погіршенню динаміки РЧО (рис. 4.6 *в*, *г*);

при $T_0 = 20,9$ с спостерігається тенденція покращення стабілізації швидкісного режиму при зменшенні k_d у всьому діапазоні вітрового хвилювання. При цьому суттєвого впливу на зміну теплового режиму не виявляється (рис. 4.6 r, ∂).

Моделюванням визначено, що мінімум критерію оптимальності при найімовірніших значеннях амплітуди – δ_λ , відн. од., (відповідно до табл. 1.1) та середнього періоду коливань – T_0 , с, збурюючого впливу досягається при значенні коефіцієнта передачі диференціюючої ланки РЧО $k_d = 0$ відн. од.

Таким чином, підтверджено, що диференціююча ланка електронних РЧО не покращує динаміку САРЧ в умовах хвилювання моря і може бути відключена для головних дизелів без втрати якості регулювання.

4.6 Дослідження впливу особливостей електронного регулятора на динаміку системи автоматичного регулювання частоти обертання

Параметри налаштування електронного РЧО Nabtesco MG-800 змінюються за заданою програмою залежно від режиму роботи (до п'яти режимів) дизельної установки HYUNDAI MAN B&W 6S60MC-C7, що дозволяє змінювати характеристики регулювання. Це означає, що при використанні в САРЧ електронного РЧО в факторному просторі збурень на дизель, характерних при хвилюванні моря, імовірні локальні екстремуми критерію оптимальності при зміні параметрів регулятора.

На рис. 4.7 – 4.9 наведено результати моделювання динаміки САРЧ дизеля HYUNDAI MAN B&W 6S60MC-C7 з електронним РЧО Nabtesco MG-800 у всьому діапазоні експлуатаційних збурень на дизель, характерних для хвилювання моря. При цьому змінювалися: коефіцієнт підсилення РЧО (рис. 4.7) – k_p , відн. од.; ширина зони нечутливості (рис. 4.8) – ε , відн. од.; час інтегрування (рис. 4.9) – T_i , с.

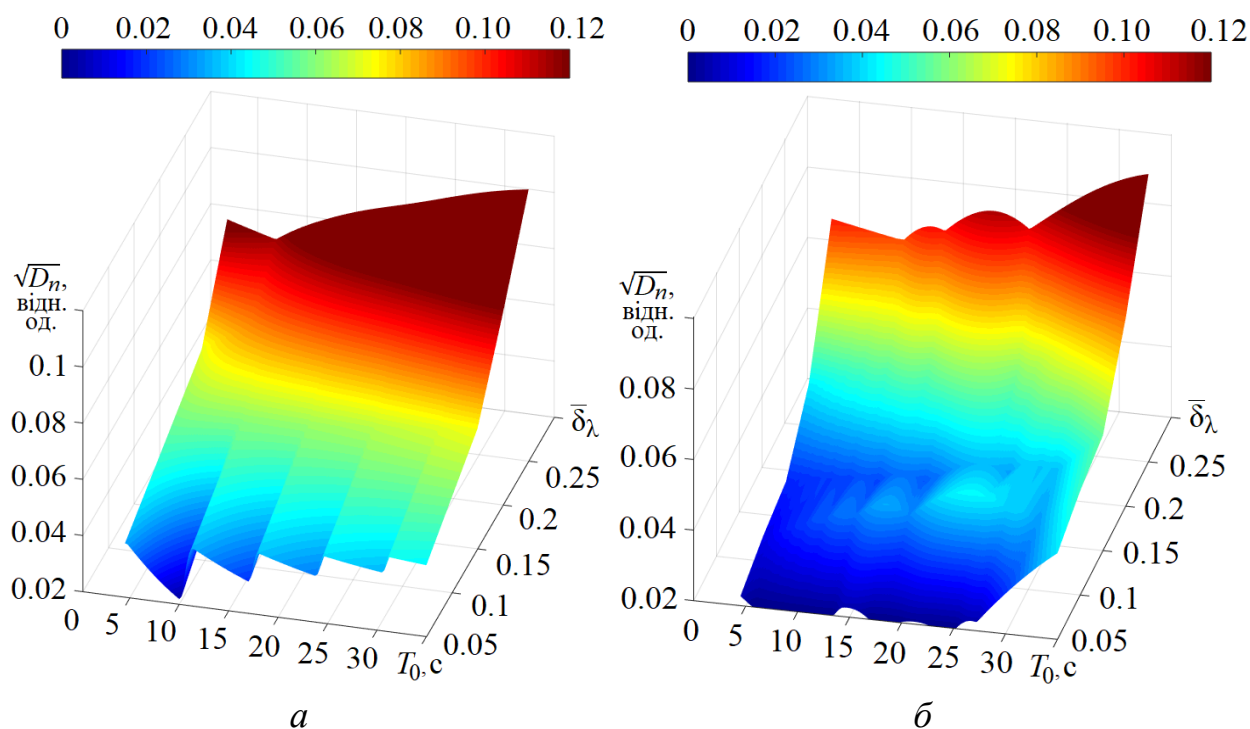


Рис. 4.7 – Залежність амплітуди коливань частоти обертання валу дизеля від амплітуди і періоду коливань хвильових збурень при $\varepsilon = 0,005$ відн. од. та $T_i = 2,0$ відн. од.: а) $k_p = 2,2$ відн. од.; б) $k_p = 2,8$ відн. од.

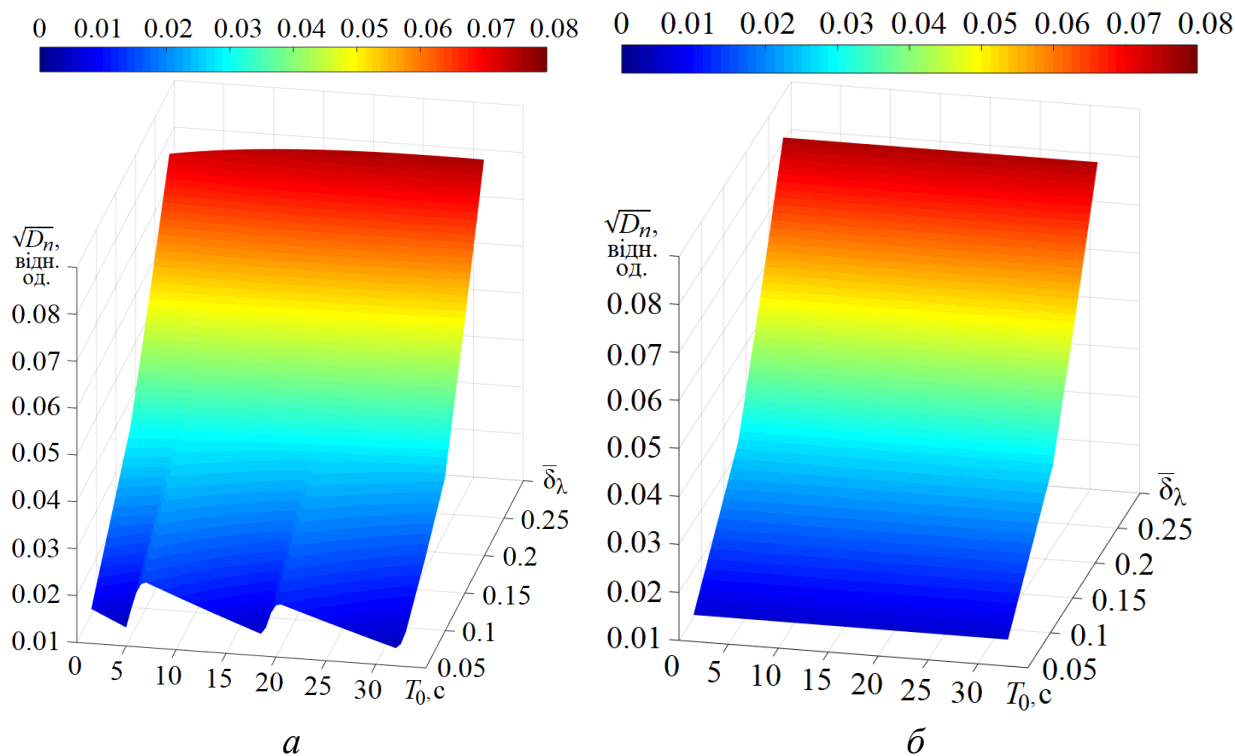


Рис. 4.8 – Залежність амплітуди коливань частоти обертання валу дизеля від амплітуди і періоду коливань хвильових збурень при $k_p = 2,8$ відн. од. та $T_i = 2,0$ відн. од.: а) $\varepsilon = 0,005$ відн. од.; б) $\varepsilon = 0,03$ відн. од.

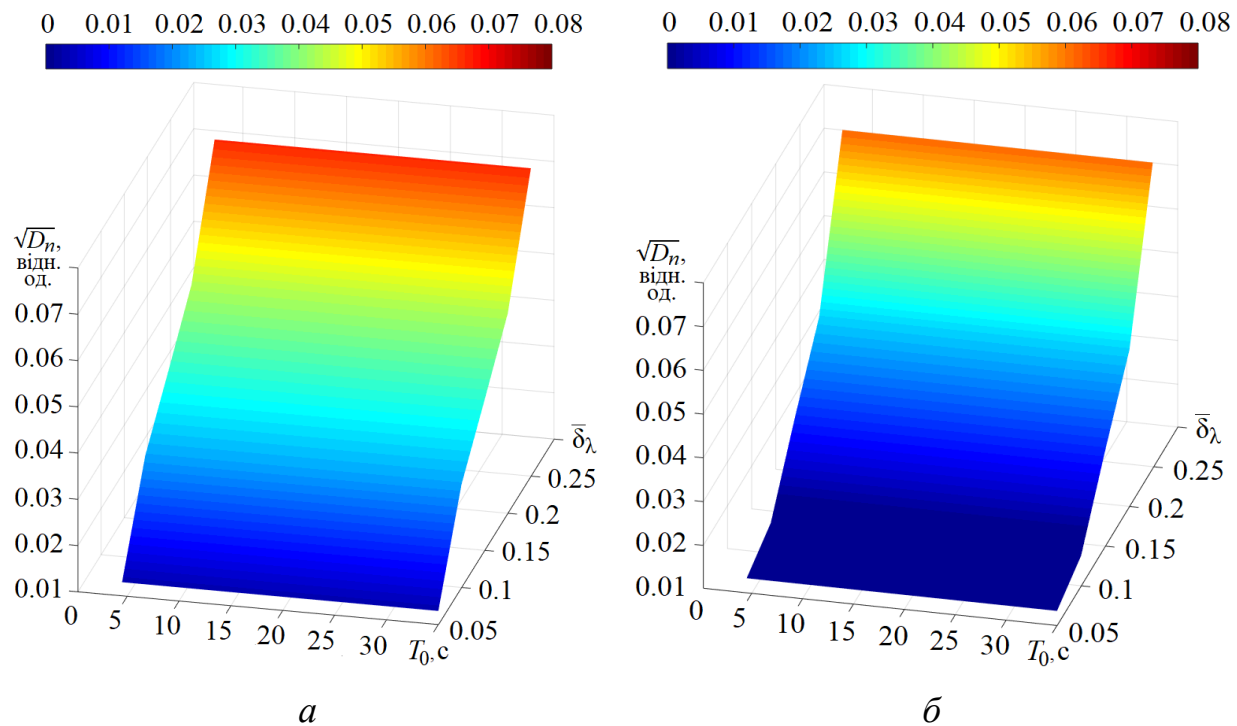


Рис. 4.9 – Залежність амплітуди коливань частоти обертання валу дизеля від амплітуди і періоду коливань хвильових збурень при $k_p = 2,8$ відн. од. та $\varepsilon = 0,03$ відн. од.: а) $T_i = 2,0$ відн. од.; б) $T_i = 2,5$ відн. од.

Із рис. 4.7 – 4.9 випливає, що за рахунок використання оптимізованого при найімовірнішому значенні амплітуди та середнього періоду коливань збурюючого впливу налаштування (ширини зони нечутливості, пропорційної та інтегруючої ланок) при зміні параметрів регулятора вдалося виключити появу локальних екстремумів критерію оптимальності в факторному просторі збурень на дизель, характерних при хвилюванні моря.

На рис. 4.10 порівняно перехідні процеси в САРЧ при базових параметрах налаштування електронного РЧО та оптимізованих за критерієм мінімуму нестабільності частоти обертання дизеля на режимі $\bar{\omega}_d = 0,9$. На рис. 4.10 результати отримані при найімовірнішого значення амплітуди δ_λ (відповідно до табл. 1.1) та середнього періоду коливань збурюючого впливу T_0 .

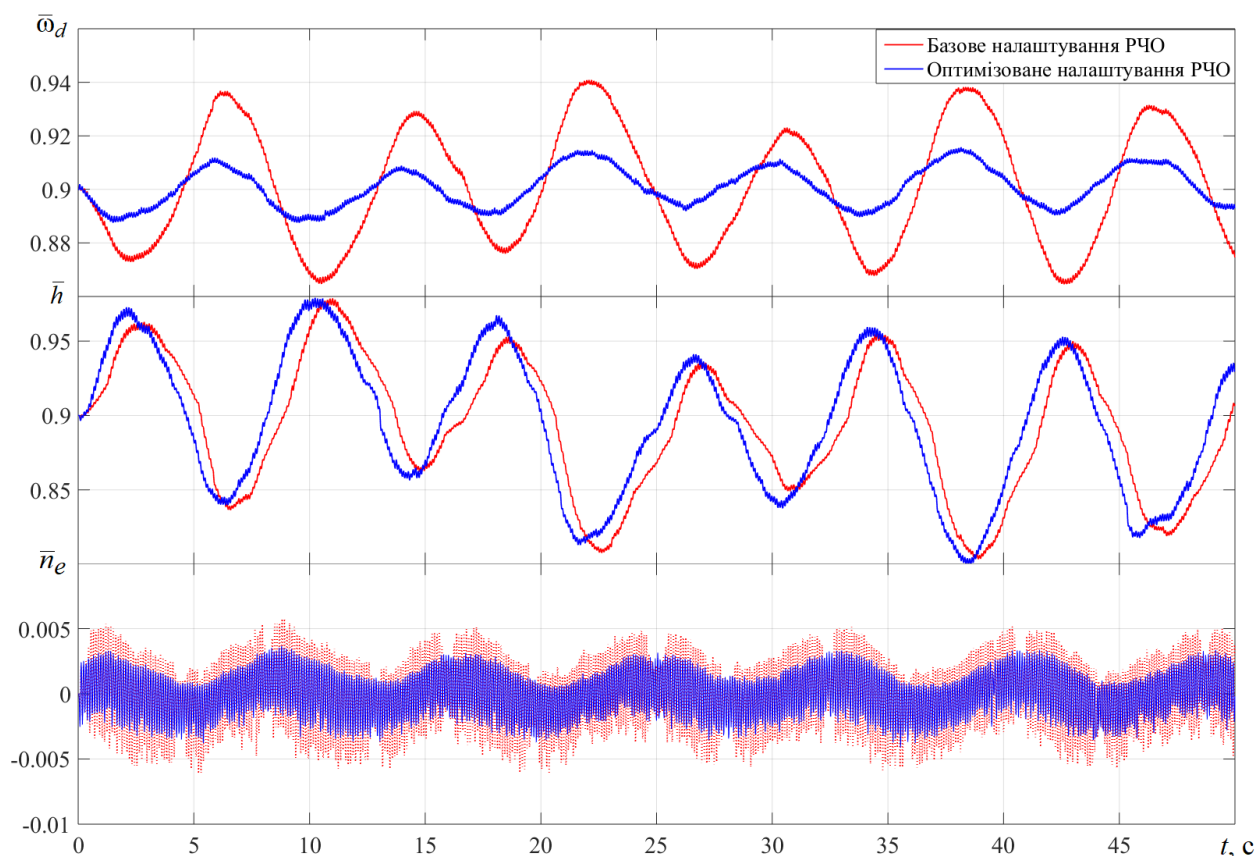


Рис. 4.10 – Реакція системи на зовнішній збурюючий вплив при

$$\delta_\lambda = 0,12 \text{ відн. од. та } T_0 = 7,9 \text{ с}$$

На рис. 4.10 результати отримані при $\delta_\lambda = 0,12$ відн. од. та $T_0 = 7,9$ с, проте у досить широкому діапазоні зміни δ_λ та T_0 оптимізовані значення параметрів регулятора забезпечили аналогічний ефект, зменшивши нестабільність частоти обертання на 14 ... 19 % в залежності від навантаження ГД у діапазоні 35 ... 100 %.

4.7 Оптимізація налаштування регулятора частоти обертання дизель-генератора

Для розроблення методики налаштування електронних РЧО суднових дизель-генераторів із програмованими логічними контролерами, як об'єкт дослідження обрано дизель-генераторну установку MAN 5L23/30H Mk3 ECR з електронним РЧО контролерного типу SaCoS_{one} компанії Everllence (раніше MAN Energy Solutions) при використанні ВМ компанії Regulateurs Europa типу 2800. ДГ розвиває номінальну потужність 500 кВт і номінальну частоту

обертання 720 хв^{-1} , є чотиритактним, тронковим, п'ятициліндровим, нереверсивним.

Дослідження виконане з використанням структурної схеми САРЧ (див. рис. 2.2). Проте у досліджуваному високообертovому ДГ величини $\Delta\tau$ і τ_d відносно малі: порядку 0,002 с кожна. Це означає, що врахуванням циклічності роботи дизеля за виразом (2.4) і запізнення за виразом (2.5) у даному випадку можна знехтувати. Для моделювання використана модель САРЧ суднового дизеля з електронним регулятором, представлена на рис. 3.7. Нижче приведені значення параметрів моделі відповідно до конструкторської документації [100]:

час розгону ДГ $T_d = 1,8 \text{ с}$;

кут випередження упорскування палива $\varphi_i = -14,5$ град. ПКВ;

нерівномірність вимірювача частоти обертання $\delta_c = 0,08$ відн. од.;

коефіцієнт підсилення пропорційної ланки $k_p = 0,1 \dots 5$ відн. од.;

час інтегруючої ланки $T_i = 0,5 \dots 8 \text{ с}$;

коефіцієнт передачі диференціюючої ланки $k_d = 0 \dots 1$ відн. од.;

відносна ширина зони нечутливості $\varepsilon = 0,002$ відн. од.;

коефіцієнт передачі зони нечутливості $k_g = 1$ відн. од.;

нерівномірність керуючого елемента ВМ $\delta_{c.a} = 0,04$ відн. од.;

час ВМ РЧО $T_c = 0,47 \text{ с}$;

коефіцієнт використання ходу регулятора під час переходу від нульової до номінальної подачі палива $k_{u.m} = 0,8$ відн. од.;

коефіцієнт ЗЗ $k_{f.b} = 0$ відн. од.

Аналіз потужностей споживачів великотоннажного танкера у табл. 1.2, а також їхнє співвідношення до потужності ДГ (з урахуванням кількості в роботі на різних експлуатаційних режимах та ймовірності вмикання), показав, що САРЧ суднових дизель-генераторних установок в умовах реальної експлуатації має забезпечувати необхідну динаміку в широкому діапазоні скидання/накидання навантаження [101]. У зв'язку з цим, визнано доцільним

провести дослідження впливу величини ступеневої зміни відносного моменту навантаження ΔM_r в діапазоні 10 ... 100 % на закидання частоти обертання ДГ. Дослідження виконано при зміні коефіцієнта підсилення пропорційної ланки k_p , часу інтегруючої ланки T_i , а також коефіцієнта передачі диференціюючої ланки k_d . Обрані діапазони варіювання параметрів налаштування електронного РЧО суднового ДГ у конструктивно визначених межах становили: $k_p = 1 \dots 2,5$ відн. од.; $T_i = 0,65 \dots 1,85$ с; $k_d = 0 \dots 0,1$ відн. од. Параметри варіювання k_p та T_i змінювалися у 1,25 та 1,3 разів відповідно. Значення параметра k_d змінювалося з кроком 0,025.

На рис. 4.11 наведено перехідні процеси в САРЧ ДГ MAN 5L23/30H Mk3 ECR із налаштуваннями ПІД контролера електронного РЧО SaCoS_{one}: $k_p = 1,0$ відн. од.; $T_i = 1,85$ с; $k_d = 0$ відн. од.

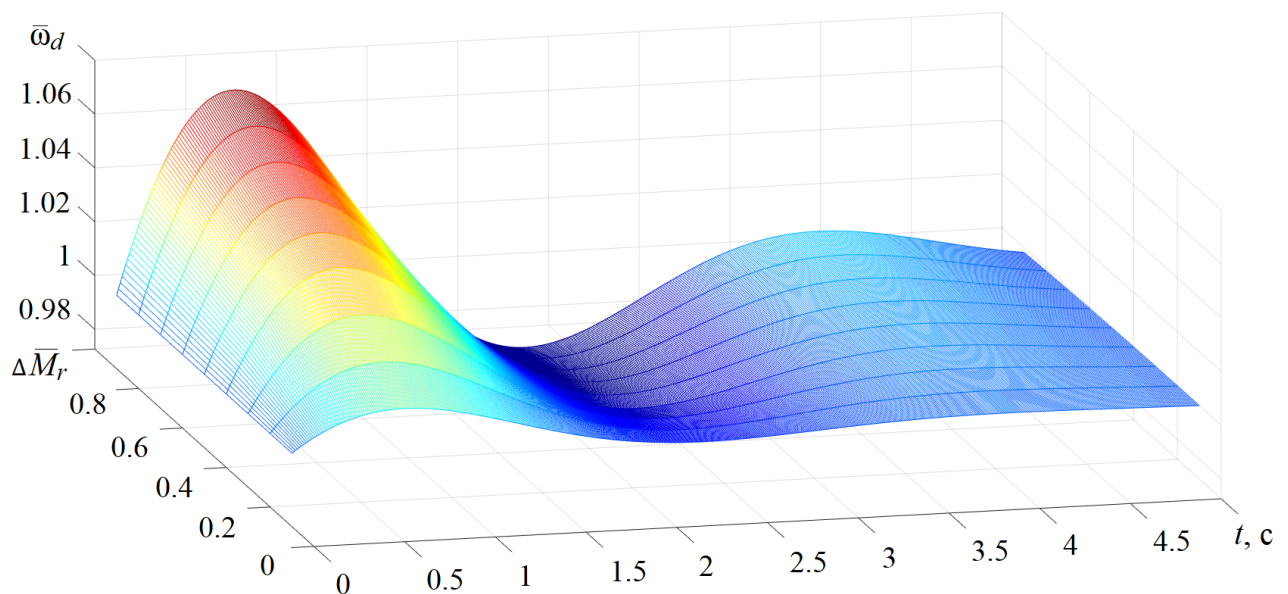


Рис. 4.11 – Перехідні процеси в САРЧ ДГ при скиданні навантаження ΔM_r із налаштуваннями електронного РЧО: $k_p = 1,0$ відн. од.; $T_i = 1,85$ с; $k_d = 0$ відн. од.

Із рис. 4.11 випливає, що при збуреннях 10 % і 20 % динамічний закид частоти обертання не перевищив 1,1 % та 1,5 % від номінальної частоти обертання ДГ із часом регулювання до 2 с. При збуреннях 30 ... 100 % закидання частоти обертання ДГ склало 2,0 ... 6,5 % відповідно з часом регулювання до 3,0 ... 4,5 с.

На рис. 4.12 наведено перехідні процеси в САРЧ ДГ MAN 5L23/30H Mk3 ECR із налаштуваннями ПІД контролера електронного РЧО SaCoS_{one}: $k_p = 1,25$ відн. од.; $T_i = 1,45$ с; $k_d = 0,025$ відн. од.

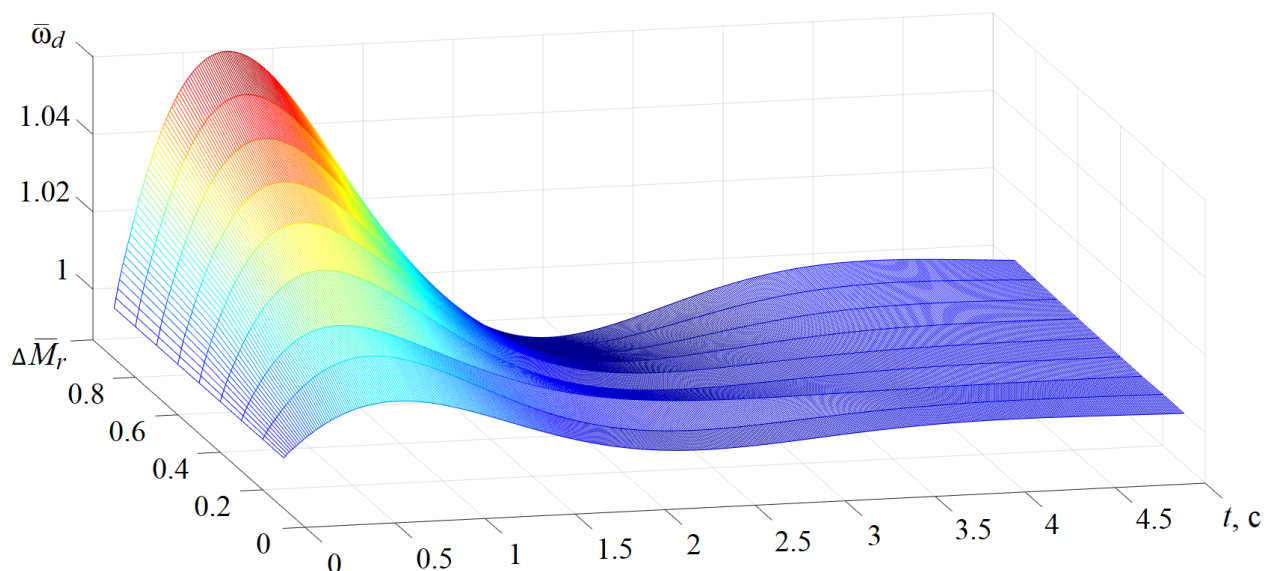


Рис. 4.12 – Перехідні процеси в САРЧ ДГ при скиданні навантаження ΔM_r із налаштуваннями електронного РЧО: $k_p = 1,25$ відн. од.; $T_i = 1,45$ с; $k_d = 0,025$ відн. од.

Із рис. 4.12 випливає, що при збуреннях 10 % і 20 % динамічний закид частоти обертання не перевищив 0,9 % та 1,4 % від номінальної частоти обертання ДГ із часом регулювання до 2,5 с. За збурень 30 ... 50 % закидання частоти обертання ДГ склало 2 ... 3 % з часом регулювання до 3 с. За зміни навантаження в діапазоні 60 ... 100 % закидання становило 3,5 ... 6,0 % відповідно з часом регулювання до 4 с.

На рис. 4.13 наведено перехідні процеси в САРЧ ДГ MAN 5L23/30H Mk3 ECR із налаштуваннями ПІД контролера електронного РЧО SaCoS_{one}: $k_p = 1,55$ відн. од.; $T_i = 1,10$ с; $k_d = 0,05$ відн. од.

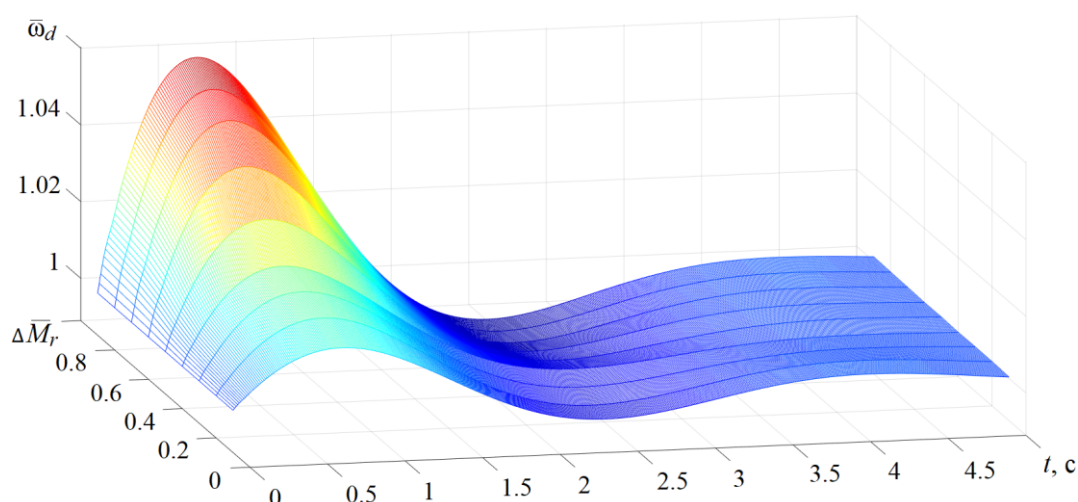


Рис. 4.13 – Перехідні процеси в САРЧ ДГ при скиданні навантаження $\Delta \bar{M}_r$ із налаштуваннями електронного РЧО: $k_p = 1,55$ відн. од.; $T_i = 1,10$ с; $k_d = 0,05$ відн. од.

Із рис. 4.13 випливає, що при збуреннях 10 % і 20 % динамічний закид частоти обертання не перевищив 1,3 % та 1,6 % від номінальної частоти обертання ДГ з часом регулювання до 3 с. За збурень 30 ... 50 % закидання частоти обертання ДГ не перевищувало 2,1 ... 2,8 % із часом регулювання до 3 с. За зміни навантаження в діапазоні 60 ... 100 % закидання становило 3,0 ... 5,8 % відповідно з часом регулювання до 3,5 с.

На рис. 4.14 наведено перехідні процеси в САРЧ ДГ HYUNDAI MAN 5L23/30H Mk3 ECR із налаштуваннями ПІД контролера електронного РЧО SaCoS_{one}: $k_p = 1,95$ відн. од.; $T_i = 0,85$ с; $k_d = 0,075$ відн. од.

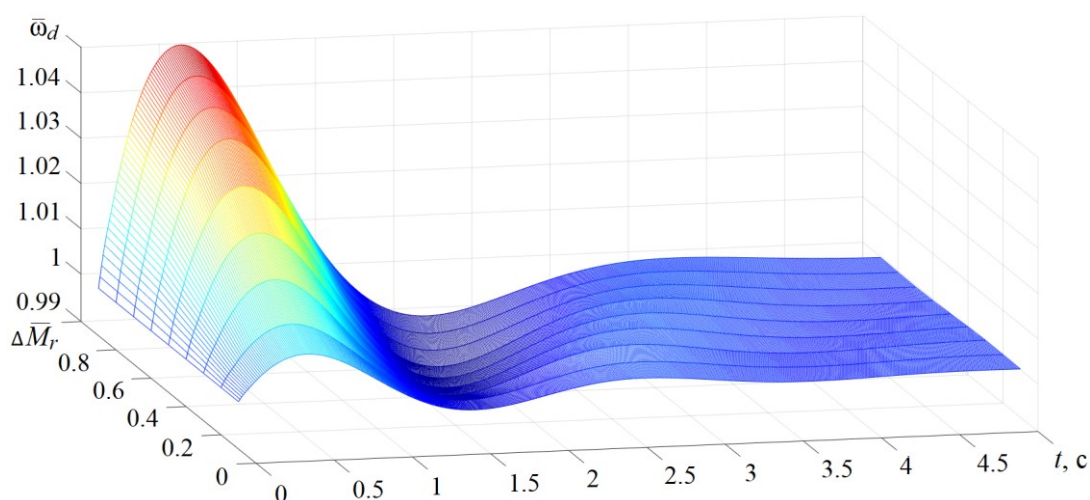


Рис. 4.14 – Перехідні процеси в САРЧ ДГ при скиданні навантаження $\Delta \bar{M}_r$ із налаштуваннями електронного РЧО: $k_p = 1,95$ відн. од.; $T_i = 0,85$ с; $k_d = 0,075$ відн. од.

Із рис. 4.14 випливає, що при збуреннях 10 % і 20 % динамічний закид частоти обертання не перевищив 1,0 % та 1,3 % від номінальної частоти обертання ДГ із часом регулювання до 2,5 с. За збурень 30 ... 50 % закидання частоти обертання ДГ не перевищувало 2 ... 3,5 % із часом регулювання до 3 с. За зміни навантаження в діапазоні 60 ... 100 % закидання становило 4 ... 5 % відповідно з часом регулювання до 3,5 с.

На рис. 4.15 наведено перехідні процеси в САРЧ ДГ MAN 5L23/30H Mk3 ECR із налаштуваннями ПІД контролера електронного РЧО $\text{SaCoS}_{\text{one}}$: $k_p = 2,45$ відн. од.; $T_i = 0,65$ с; $k_d = 0,1$ відн. од.

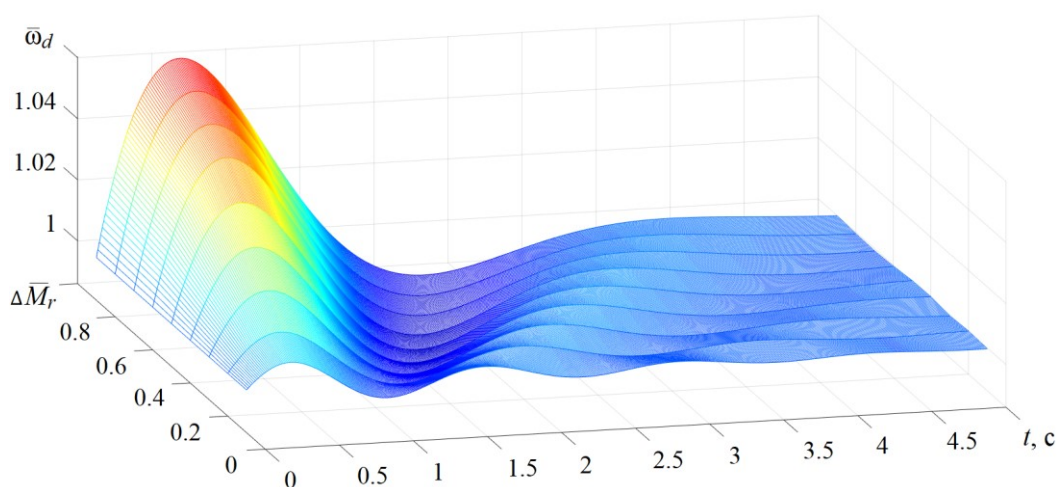


Рис. 4.15 – Перехідні процеси в САРЧ ДГ при скиданні навантаження ΔM_r із налаштуваннями електронного РЧО: $k_p = 2,45$ відн. од.; $T_i = 0,65$ с; $k_d = 0,1$ відн. од.

Із рис. 4.15 випливає, що при збуреннях 10 % і 20 % динамічний закид частоти обертання не перевищив 0,8 % та 1,3 % від номінальної частоти обертання ДГ, а час регулювання становив 1,7 с та 1,9 с відповідно. За збурень 30 ... 50 % закидання частоти обертання ДГ не перевищувало 3 % з часом регулювання до 3 с. За зміни навантаження в діапазоні 60 ... 100 % закидання становило 4 ... 6 % відповідно з часом регулювання до 3,5 с.

Із рис. 4.11 – 4.15 випливає, що при будь-яких (в обраному діапазоні варіювання) налаштуваннях регулятора при значеннях ΔM_r до 20 % динамічний закид частоти обертання не перевищував 0,8 ... 1,6 % від номінальної частоти обертання ДГ із часом регулювання менше 2 с. Це означає, що істотність впливу величини ступеневої зміни навантаження до

20 % ΔM_r при оптимізації електронного РЧО ДГ на динаміку САРЧ є несуттєвою. У зв'язку з цим, оптимізація ПД контролерів електронних РЧО, які можуть налаштовуватися в експлуатації в залежності від величини відхилення фактичної частоти обертання ДГ від заданої, доцільна у діапазоні величин збурення 20 ... 100 %.

У реальних умовах експлуатації суднових ДГ чим менші амплітуди ступеневих збурень, тим більша ймовірність їхнього виникнення. Відповідно, обґрунтованим можна вважати налаштування САРЧ ДГ з електронним РЧО контролерного типу на таку амплітуду збурення, що має більшу ймовірність виникнення і водночас має істотний вплив на динаміку САРЧ ДГ. Такою величиною є ступеневе збурення 20 %. Для цієї величини оптимальне налаштування ПД контролера склало: $k_p = 1,95$ відн. од.; $T_i = 0,85$ с; $k_d = 0$ відн. од. У дослідженні під "оптимальним" налаштуванням електронного РЧО розуміється таке, що забезпечує мінімум закидання регульованої величини з дотриманням дозволеного стандартами часу регулювання частоти обертання ДГ при максимальному скиданні навантаження.

У табл. 4.5 наведено порівняння експериментальних значень показників якості зі штатним ($k_p = 2,45$ відн. од.; $T_i = 0,65$ с; $k_d = 0,1$ відн. од.) та запропонованим ($k_p = 1,95$ відн. од.; $T_i = 0,85$ с; $k_d = 0$ відн. од.) налаштуванням ПД контролера електронного РЧО для шести варіантів скидання/накидання навантаження.

Табл. 4.5 – Експериментальні значення показників якості

Зміна навантаження, %	Штатне налаштування		Запропоноване налаштування	
	закидання частоти обертання ДГ, хв ⁻¹	час регулювання, с	закидання частоти обертання ДГ, хв ⁻¹	час регулювання, с
100 → 0	43	2,7	52	2,9
100 → 50	40	3,5	19	3,3
100 → 75	37	3,4	11	2,7
0 → 25	39	3,5	13	2,8
0 → 50	45	3,7	24	3,2
50 → 100	43	4,0	23	3,7

При запропонованому налаштуванні РЧО регламентовані вимоги до закидання частоти обертання та часу регулювання дотримуються в усіх перехідних режимах. Таким чином, оптимальним для найімовірнішого суттєвого збурення 20 % налаштуванням ПД контролера електронного регулятора дизель-генераторної установки вдалося підвищити стабільність частоти обертання до 12 %.

У ході дослідження САРЧ ДГ з електронним РЧО також встановлено:

збільшення коефіцієнта підсилення пропорційної ланки ПД контролера вище 2 відн. од. зменшує величину закидання частоти обертання ДГ, проте при збуреннях, вищих за 20 %, виникає перерегулювання в САРЧ дизель-генераторної установки. При значеннях 1 ... 1,5 відн. од. перерегулювання істотно зменшується, проте стабільність частоти обертання ДГ погіршується;

зниження часу інтегруючої ланки нижче 0,85 с збільшує нестабільність до 0,8 % від номінальної частоти обертання ДГ при зміні навантаженні до 40 %, а значення T_i 1,45 ... 1,85 с – тривалість перехідного процесу регулювання – на 0,3 ... 0,8 с при зміні навантаження 40 ... 100 %;

збільшення коефіцієнта передачі диференціюючої ланки не покращує динаміку САРЧ при значеннях коефіцієнта підсилення пропорційної ланки 1,5 ... 2 відн. од.

Із цього випливає, що для електронного РЧО суднових ДГ доцільно обнулення диференціюючої складової у поєднанні з підвищенням коефіцієнта підсилення пропорційної ланки до 1,5 ... 2 відн. од. При цьому інтегруючускладову рекомендується задавати у межах 0,85 ... 1,45 с для покращення стабільності частоти обертання ДГ при збуреннях до 40 %, та зменшенні тривалості перехідного процесу регулювання при зміні навантаження на ДГ 40 ... 100 %.

Запропонована методика вибору параметрів налаштування РЧО дозволила адаптувати роботу САРЧ до реальних умов експлуатації ДГ. При цьому показано, що навіть у налаштованому заводом-виробником електронному РЧО суднових ДГ є резерви оптимізації експлуатаційних режимів з урахуванням істотності впливу величини скидання/накидання навантаження та ймовірності її виникнення в експлуатації.

4.8 Висновки до розділу

Виявлені закономірності впливу параметрів налаштування електронного РЧО на показники роботи суднової дизельної установки в умовах хвилювання моря. Ці закономірності, запропонована методика дослідження, а також підхід до забезпечення стабільності швидкісного режиму ГД при хвилюванні моря шляхом адаптації ширини зони нечутливості регулятора, дають змогу оптимізувати експлуатаційні режими головного дизеля у реальних умовах плавання.

Моделюванням визначені оптимальні налаштування електронного РЧО Nabtesco MG-800 за критерієм мінімуму нестабільності відносної частоти обертання головного суднового дизеля HYUNDAI-MAN B&W 6S60MC-C7 на різних експлуатаційних режимах під час хвилювання моря. У результаті шляхом налаштування електронного РЧО для найімовірніших значеннях амплітуди та середнього періоду коливань збурюючого впливу вдалося зменшити нестабільність частоти обертання ГД на 14 ... 19 % при зміні вітрохвильових збурень у широкому діапазоні в залежності від експлуатаційного навантаження на дизель у діапазоні 35 ... 100 %.

Запропоновано методику вибору параметрів налаштування ПІД контролера електронного регулятора суднових ДГ для найімовірнішої істотної величини скидання/накидання навантаження 20 %, яка дозволила оптимізувати роботу САРЧ відповідно до реальних умов експлуатації ДГ. Апробація методики на судновій дизель-генераторній установці MAN 5L23/30H Mk3 ECR забезпечила покращення динамічних характеристик САРЧ до 12 % без порушення регламентованих стандартами вимог до регулювання частоти обертання під час максимально допустимого скидання навантаження.

Отримані моделюванням значення параметрів налаштування електронних РЧО суднових дизелів за запропонованою методикою дозволяють усунути необхідність періодичного ручного переналаштування електронних РЧО та/або зниження швидкості ходу судна через погіршення роботи РЧО.

Наукові положення:

1) при використанні електронних РЧО контролерного типу роботу головних суднових дизелів доцільно адаптувати до змінних умов хвилювання моря за рахунок оптимізації нечутливості при малих відхиленнях між сигналами заданої та фактичної частоти обертання. Значення малих відхилень сигналів, при яких змінюється нечутливість, доцільно задавати з урахуванням найімовірнішого в експлуатації збурюючого впливу, а нечутливість при малих відхиленнях сигналів – збільшувати приблизно у два рази порівняно з нечутливістю при великих відхиленнях сигналів. Збільшення нечутливості при малих відхиленнях між сигналами заданої та фактичної частоти обертання зменшує коливання подачі палива в дизель, що стабілізує тепловий режим дизеля;

2) при використанні електронних РЧО з ПД контролерами роботу суднових ДГ доцільно адаптувати до змінних умов експлуатації шляхом оптимізації налаштування для величини ступеневої зміни відносного моменту навантаження близько 20 %, що серед істотних величин зміни навантаження на ДГ має більшу імовірність виникнення в експлуатації. Для такого суттєвого збурення у ПД контролері електронного РЧО ДГ доцільним є обнулення диференціюючої складової у поєднанні зі збільшенням коефіцієнта підсилення пропорційної ланки до 1,5 ... 2 відн. од. При цьому інтегруючу складову рекомендується задавати у межах 0,85 ... 1,45 с для зменшення нестабільності частоти обертання ДГ при тривалості перехідного процесу регулювання в межах, допустимих стандартами;

5 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАПОБІГАННЯ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯМ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

5.1 Визначення впливу параметрів регулювання дизеля на ефективність запобігання тепловим перевантаженням

Для визначення впливу зміни параметрів регулювання ГД на запобігання тепловому перевантаженню деталей ЦПГ під час роботи на "важкий" гвинт нижче проведено дослідження за схемою роботи [102], в якій виявлені закономірності для середньообертового чотиритактного дизеля з імпульсним наддуванням.

Об'єктом даного дослідження обрано малообертовий двотактний ГД HYUNDAI B&W 7S60MC з ізобарним наддуванням танкера "BARENTS SEA". Цей двигун має пряму передачу на гребний гвинт і розвиває номінальну потужність 14310 кВт при частоті обертання 105 хв^{-1} , є крейцкопфним і реверсивним. Газотурбінне наддування забезпечує турбонагнітач SAMSUNG-MAN B&W NA70/T09049.

Дослідження виконано із використанням удосконаленої методики чисельного моделювання [91]. Для моделювання використано параметри, наведені в конструкторській документації [103]. Також використано дані ходових випробувань судна та параметри, виміряні спеціально для моделювання на чотирьох усталених ходових режимах. Для виміру використовувалися штатні прилади; максимальний тиск у циліндрі визначався стаціонарною діагностичною системою Kuma Diesel Analyzer. Вимірювання проводилися в умовах: осадки судна носом та кормою по 11,78 м; температура повітря у машинному відділенні $22 \text{ }^{\circ}\text{C}$; тиск повітря у машинному відділенні 101,3 кПа; температура забортної води $11 \text{ }^{\circ}\text{C}$; хвилювання моря 3 бали; паливо IFO 120 (суміш 11,88 % Gas Oil Marino та 88,12 % Fuel Oil 380). Результати вимірювань наведено у табл. 5.1.

Табл. 5.1 – Експериментальні показники робочих процесів ГД

№ п/п	Показник		Експериментальні значення при потужності дизеля			
			25 %	50 %	75 %	100 %
1	Частота обертання ГД, хв ⁻¹		66,1	83,3	95,4	105
2	Хід рейки паливних насосів, мм		41,9	58,6	72,0	87,0
3	Частота обертання турбонагнітача, хв ⁻¹		3960	7210	9060	10340
4	Тиск повітря перед холодильником, бар		0,24	0,99	1,75	2,49
5	Тиск повітря після холодильника, бар		0,27	0,96	1,72	2,45
6	Температура повітря перед холодильником, °С		42	95	138	176
7	Температура повітря після холодильника, °С		19	26	32	37
8	Перепад тиску охолоджувача повітря, мм вод. ст.		95	160	200	230
9	Температура газів перед турбіною, °С		300	330	345	392
10	Температура газів за турбіною, °С		263	250	222	224
11	Максимальний тиск у циліндрі № 7, кгс/см ²		66	91	121	138
12	Температура газів на виході із циліндру, °С	№1	278	300	295	324
		№2	288	295	280	310
		№3	290	300	292	325
		№4	302	294	294	328
		№5	300	300	300	332
		№6	290	300	298	315
		№7	296	303	302	330

У якості розрахункового для моделювання обраний режим із частотою обертання $83,3 \text{ хв}^{-1}$. На цьому режимі вдалося досягти задовільного збігу розрахункових та емпіричних параметрів за наступних значень вихідних даних: показник процесу згоряння палива $m_0 - 1,5$; тривалість процесу згоряння палива $\varphi_0 - 59$; коефіцієнт гідравлічних втрат у випускному колекторі – $0,2$;

адіабатичний ККД компресора – 0,83; адіабатичний ККД турбіни – 0,8; ступінь реактивності турбіни – 0,4; перепад тиску в газовому тракті за турбіною – 0,011 кгс/см²; середня умовна температура стінок циліндра – 650 К; постійна складова на вихлопі – 1 атм.; ККД охолоджувача повітря – 0,88.

При зазначених вихідних даних забезпечився баланс потужностей турбіни та компресора і повністю збіглися розрахункові та емпіричні параметри: тиск наддування в охолоджувачі повітря; тиск наддування повітря після охолоджувача; максимальний тиск циклу. Розрахункова температура газів перед турбіною (317 °С) виявилася на 13 °С меншою експериментальної (330 °С), що можна вважати припустимим для дослідження якісної зміни параметрів.

Аналіз показників розрахункового режиму показав, що добуток адіабатичного ККД компресора на адіабатичний ККД турбіни в порівнянні з номінальним режимом зменшився на 10 %, що з урахуванням зменшення кількості газів, що проходять через сопловий апарат турбіни, призвело до зменшення дійсного коефіцієнта надлишку повітря під час згоряння до 1,71. Це викликало зростання максимальної температури циклу до 1660 К. Відповідно зросли температури газів на лінії розширення та погіршилися умови роботи випускних клапанів. Тобто на розрахунковому режимі, що відповідає економічному ходу судна, проявилися негативні наслідки "важкого" гвинта.

У табл. 5.2 показано, що зміна геометричного ступеня стиснення щодо регламентованого конструкторською документацією 17,3 (показники при регламентованому значенні кута випередження упорскування виділені жирним шрифтом) не призводить до суттєвої зміни робочих процесів. Аналіз температур у циліндрі та випускному тракті свідчить, що значення геометричного ступеня стиснення 17,3 можна вважати виправданим.

У табл. 5.3 показаний вплив кута випередження упорскування палива на показники робочих процесів дизеля на розрахунковому режимі (показники при фактичному значенні кута виділені жирним шрифтом).

Табл. 5.2 – Вплив геометричного ступеня стиснення на розрахунковому режимі

Показник	16,5	17,3	17,7	18,5
Максимальний тиск циклу, кгс/см ²	82,4	90,7	94,5	97,9
Максимальна температура циклу, К	1643	1660	1670	1698
Температура в циліндрі в момент початку випуску, К	652	663	663	664
Доля тепла, яке відводиться у стінки циліндру за цикл, %	7,8	8,5	8,7	9,0
Середня умовна температура стінок циліндру, К	638	650	655	661
Дійсний коефіцієнт надлишку повітря	1,65	1,67	1,67	1,66
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,78	2,80	2,80	2,78
Середня температура газів перед турбіною, К	670,8	671,1	677,5	683,3
Сумарний індикаторний ККД	0,449	0,451	0,452	0,454

Табл. 5.3 – Вплив кута випередження упорскування палива, град, на розрахунковому режимі

Показник	-1,0	-1,3	-1,5	-1,83	-2	-2,5
Максимальний тиск циклу, кгс/см ²	75,6	82,8	85,7	90,7	92,1	96,0
Максимальна температура циклу, К	1598	1620	1641	1660	1693	1732
Температура в циліндрі в момент початку випуску, К	682	675	670	663	657	640
Доля тепла, яке відводиться у стінки циліндру за цикл, %	7,2	7,8	8,1	8,5	9,0	9,5
Середня умовна температура стінок циліндру, К	617	631	648	650	660	682
Дійсний коефіцієнт надлишку повітря	1,76	1,72	1,70	1,67	1,67	1,65
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,86	2,85	2,84	2,80	2,80	2,80
Середня температура газів перед турбіною, К	672,2	670,4	669,3	671,1	669,6	667,3
Сумарний індикаторний ККД	0,453	0,453	0,452	0,451	0,497	0,488

Загалом моделювання показало, що перерегулювання кута випередження упорскування (щодо значення 1,83 ... 2 град.) не дозволяє усунути проблему підвищених температур газів (також низького коефіцієнта надлишку повітря) на розрахунковому режимі. Також перерегулювання кута випередження упорскування не дає такої економії палива, яку можна було б порівняти з економією від використання економічної швидкості судна.

Зміну кута відкриття випускних клапанів розглянуто при одночасному відповідному зміщенні кута закриття, тобто при незмінному діапазоні відкриття цих клапанів. У табл. 5.4 показаний вплив кута відкриття випускних клапанів на показники робочих процесів дизеля на розрахунковому режимі (показники при фактичному значенні кута відкриття випускних клапанів виділені жирним шрифтом).

Табл. 5.4 – Вплив кута відкриття випускних клапанів, град, на розрахунковому режимі

Показник	110	113	117,5	122	125
Максимальний тиск циклу, кгс/см ²	90,8	90,7	90,7	90,7	90,9
Максимальна температура циклу, К	1659	1659	1660	1660	1666
Температура в циліндрі в момент початку випуску, К	663	663	663	663	663
Доля тепла, яке відводиться у стінки циліндру за цикл, %	8,9	8,5	8,5	8,5	8,9
Середня умовна температура стінок циліндру, К	654	650	650	652	657
Дійсний коефіцієнт надлишку повітря	1,67	1,67	1,67	1,67	1,67
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,76	2,78	2,80	2,81	2,86
Середня температура газів перед турбіною, К	681,3	673,9	671,1	668,8	653,6
Сумарний індикаторний ККД	0,450	0,451	0,451	0,450	0,450

Із табл. 5.4 випливає, що на розрахунковому режимі зміна кута відкриття випускних клапанів у діапазоні 8 град. не істотно впливає на робочі процеси дизеля. Однак за більш раннього випуску порівняно з паспортним 117,5 град. видно тенденцію підвищення температури газів перед турбіною. При

пізнішому випуску температура газів перед турбіною дещо зменшується одночасно з невеликим зменшенням сумарного індикаторного ККД. Це означає, що паспортне значення кута початку відкриття випускних клапанів можна вважати оптимальним і на розрахунковому режимі.

Зміну кута закриття впускних вікон розглянуто при одночасному відповідному зміщенні кута їхнього відкриття, тобто при незмінному діапазоні відкриття цих вікон. У табл. 5.5 показано вплив кута закриття впускних вікон на показники робочих процесів дизеля на розрахунковому режимі (показники при фактичному значенні кута закриття впускних вікон виділено жирним шрифтом).

Табл. 5.5 – Вплив кута закриття впускних вікон, град, на розрахунковому режимі

Показник	217	220	224,5	229	232
Максимальний тиск циклу, кгс/см ²	91,4	91,0	90,7	90,5	89,9
Максимальна температура циклу, К	1651	1657	1660	1661	1671
Температура в циліндрі в момент початку випуску, К	663	663	663	663	663
Доля тепла, яке відводиться у стінки циліндру за цикл, %	8,5	8,5	8,5	8,6	8,8
Середня умовна температура стінок циліндру, К	650	650	650	652	656
Дійсний коефіцієнт надлишку повітря	1,68	1,68	1,67	1,67	1,65
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,83	2,81	2,80	2,81	2,78
Середня температура газів перед турбіною, К	664,8	669,5	671,1	670,6	673,9
Сумарний індикаторний ККД	0,451	0,451	0,451	0,450	0,450

Із табл. 5.5 випливає, що на розрахунковому режимі зміна кута закриття впускних клапанів у діапазоні 8 град. впливає на робочі процеси дизеля. Однак за більш раннього закриття порівняно з паспортним (паспортне значення дорівнює 224,5 град.) трохи зменшуються максимальна температура циклу і температура газів перед турбіною за рахунок збільшення об'єму повітря на початку стиснення.

Моделюванням також визначено, що якщо кут закриття впускних клапанів встановити рівним 217 град. та збільшенням подачі палива підняти частоту обертання на 2 хв^{-1} (тобто з 83,3 до 85,3 хв^{-1}), то середня температура газів перед турбіною досягне значення 670,5 К (практично як при закритті впускних клапанів 671,1 К), максимальна температура циклу збільшиться до 1659 К (що близько до значення при закритті впускних клапанів 224,5 град.), а температура в циліндрі в момент початку випуску дорівнюватиме 664 К. Це означає, що за рахунок більш раннього початку стиснення повітря у циліндрі можна трохи виправити недоліки робочого процесу та збільшити потужність дизеля на 5,6 %.

У табл. 5.6 показано вплив ефективного прохідного перерізу соплового апарату турбіни на показники робочих процесів дизеля на розрахунковому режимі (показники при фактичному ефективному прохідному перерізі виділені жирним шрифтом).

Табл. 5.6 – Вплив ефективного прохідного перерізу соплового апарату турбіни, см^2 , на розрахунковому режимі

Показник	708,1 – 5 %	708,1 – 5 %	708,1	708,1 + 5 %	708,1 + 15 %
Максимальний тиск циклу, кгс/см^2	95,2	91,5	90,7	89,6	86,9
Максимальна температура циклу, К	1615	1641	1660	1676	1701
Температура в циліндрі в момент початку випуску, К	660	662	663	665	668
Доля тепла, яке відводиться у стінки циліндру за цикл, %	8,5	8,5	8,5	8,6	8,7
Середня умовна температура стінок циліндру, К	656	652	650	661	664
Дійсний коефіцієнт надлишку повітря	1,73	1,69	1,67	1,62	1,57
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,80	2,81	2,80	2,83	2,81
Середня температура газів перед турбіною, К	683,7	673,3	671,1	662,5	658,9
Сумарний індикаторний ККД	0,451	0,451	0,451	0,450	0,449

Із табл. 5.6 випливає, що збільшення прохідного перерізу соплового апарату турбіни призводить до зменшення середньої температури газів перед турбіною, але при цьому суттєво збільшується максимальна температура циклу (відповідно збільшуються температури на лінії розширення), що означає погіршення умов роботи випускних клапанів. При зменшенні прохідного перерізу умови роботи випускних клапанів покращуються, але середня температура газів перед турбіною зростає.

Оскільки при зменшенні прохідного перерізу соплового апарату турбіни температура в циліндрі в момент початку випуску зменшується незначно, а температура газів перед турбіною збільшується, коригування прохідного перерізу соплового апарату турбіни не можна визнати ефективним способом поліпшення робочих процесів дизеля на розрахунковому режимі.

У табл. 5.7 показано вплив температури повітря наддування на показники робочих процесів дизеля на розрахунковому режимі (показники при початковому значенні тиску виділені жирним шрифтом).

Табл. 5.7 – Вплив температури повітря наддування, °С, на розрахунковому режимі

Показник	22	25	27	30
Максимальний тиск циклу, кгс/см ²	90,7	90,5	90,1	89,5
Максимальна температура циклу, К	1660	1674	1692	1710
Температура в циліндрі в момент початку випуску, К	663	673	685	694
Доля тепла, яке відводиться у стінки циліндру за цикл, %	8,5	8,8	9,1	9,1
Середня умовна температура стінок циліндру, К	650	656	671	675
Дійсний коефіцієнт надлишку повітря	1,67	1,67	1,66	1,62
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,80	2,80	2,77	2,73
Середня температура газів перед турбіною, К	671,1	674,0	679,3	685,9
Сумарний індикаторний ККД	0,451	0,450	0,449	0,446

Із табл. 5.7 випливає, що збільшення температури повітря наддування в робочому діапазоні на 5 К призводить до зростання: середньої температури газів перед турбіною на 4 ... 9 К, максимальної температури циклу на 28 ... 32 К і температури в циліндрі в момент початку випуску на 20 ... 22 К. Збільшення температури повітря наддування також призводить до невеликого погіршення сумарного індикаторного ККД. Це означає, що в експлуатації на часткових ходових режимах судна доцільно прагнути максимального охолодження повітря наддування.

У табл. 5.8 показаний вплив тиску повітря у машинному відділенні на показники робочих процесів дизеля на розрахунковому режимі (при тиску 101,3 кПа, тобто без підпору повітря, виділені жирним шрифтом).

Табл. 5.8 – Вплив тиску повітря в машинному відділенні, кПа, на розрахунковому режимі

Показник	101,3	102,0	102,5	103,5
Максимальний тиск циклу, кгс/см ²	90,7	91,2	91,8	92,1
Максимальна температура циклу, К	1660	1656	1650	1641
Температура в циліндрі в момент початку випуску, К	663	663	663	662
Доля тепла, яке відводиться у стінки циліндру за цикл, %	8,5	8,6	8,7	8,5
Середня умовна температура стінок циліндру, К	650	655	653	651
Дійсний коефіцієнт надлишку повітря	1,67	1,69	1,70	1,73
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,80	2,83	2,89	2,92
Середня температура газів перед турбіною, К	671,1	667,5	665,8	661,1
Сумарний індикаторний ККД	0,451	0,451	0,451	0,451

Із табл. 5.8 випливає, що створення підпору повітря в машинному відділенні зменшує максимальну температуру циклу та середню температуру газів перед турбіною. За рахунок реалізації цього заходу реально знизити максимальну температуру циклу та середню температуру газів перед турбіною на 10 К.

Моделюванням також визначено: якщо підняти тиск у машинному відділенні до 102,5 кПа, то з'явиться можливість збільшити частоту обертання двигуна до 85,3 хв⁻¹ без погіршення максимальної температури циклу та середньої температури газів перед турбіною (температура в циліндрі в момент початку випуску зростає незначно – на величину менше 1 К).

Вплив "ваги" гребного гвинта на робочі процеси дизеля оцінено шляхом зміни співвідношення частоти обертання та моменту опору зі збереженням індикаторної потужності двигуна. При зменшенні моменту опору на:

- 1 % частота обертання збільшувалася до 84,1 хв⁻¹;
- 2 % частота обертання збільшувалася до 85,0 хв⁻¹;
- 3 % частота обертання збільшувалася до 85,8 хв⁻¹;
- 3,5 % частота обертання збільшувалася до 86,2 хв⁻¹.

У табл. 5.9 показаний вплив моменту опору на показники робочих процесів дизеля за умови збереження індикаторної потужності двигуна (показники при моменті опору на розрахунковому режимі виділені жирним шрифтом).

Табл. 5.9 – Вплив моменту опору двигуна, %, на розрахунковому режимі

Показник	100	99	98	97	96,5
Максимальний тиск циклу, кгс/см ²	90,7	90,9	87,8	83,9	80,4
Максимальна температура циклу, К	1660	1640	1615	1590	1573
Температура в циліндрі в момент початку випуску, К	663	660	658	653	649
Доля тепла, яке відводиться у стінки циліндру за цикл, %	8,5	8,5	8,4	8,3	8,0
Середня умовна температура стінок циліндру, К	650	646	640	632	620
Дійсний коефіцієнт надлишку повітря	1,67	1,7	1,74	1,81	1,87
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,80	2,83	2,87	2,93	2,98
Середня температура газів перед турбіною, К	671,1	668,7	664,9	663,2	656,0
Сумарний індикаторний ККД	0,451	0,451	0,453	0,456	0,460

Із табл. 5.9 випливає, що "полегшення" гребного гвинта суттєво покращує робочі процеси, дещо підвищує сумарний індикаторний ККД та дозволяє підвищити експлуатаційну потужність ГД. Наприклад, якщо "полегшити"

гребний гвинт на 3 %, то, як встановлено моделюванням, потужність дизеля можна підвищити на 7 % (що досягається при частоті обертання $85,8 \text{ хв}^{-1}$) за умови не перевищення температури в циліндрі в момент початку випуску 663 К (тобто температури на розрахунковому режимі). При цьому максимальна температура циклу дорівнюватиме 1622 К , що на 38 К менше, ніж на розрахунковому режимі, а середня температура газів перед турбіною підвищиться до $681,5 \text{ К}$ (на $10,4 \text{ К}$), що дозволяється конструкторською документацією і відповідає стендовим випробуванням ГД.

Таким чином, результати моделювання показали, що при "важкому" гвинті закономірності зміни робочих процесів у малооборотному двотактному ГД з ізобарним наддуванням схожі із закономірностями в середньооборотному чотиритактному дизелі з імпульсним наддуванням.

Викладене дозволило зробити висновок, що на судах при "важкому" ГФК перерегулюванням ГД із традиційною системою наддування практично неможливо вирішити проблему теплового перевантаження дизеля. У зв'язку з цим особливого значення набуває вдосконалення налаштування обмежувальної характеристики за тепловою напруженістю ГД, реалізація якої може бути забезпечена сучасними електронними РЧО контролерного типу.

Для вирішення проблеми перевантаження ГД при роботі на "важкий" ГФК розроблений спосіб коригування упору гребного гвинта, який забезпечує підтримку навантаження головного суднового дизеля в умовах різного опору руху судна, а також задане співвідношення навантаження дизеля та його частоти обертання (Додаток Г).

Запропоноване технічне рішення [104] включає пристрій підготовки стисненого повітря, клапани, кільцеву насадку з повітряними соплами. Стиснене повітря через клапан, положення якого регулюється блоком керування, надходить до повітряних сопел кільцевої насадки, а далі – у робочу зону гребного гвинта. За рахунок подачі повітря (або газів) та утворення повітряних бульбашок зменшується кількість води, що контактує із гвинтом, що призводить до зменшення упору та відповідно моменту опору гвинта.

Запропонований спосіб коригування упору гребного гвинта забезпечує коригування гвинтової характеристики, тобто необхідне коригування моменту опору ГД у всьому діапазоні частоти обертання на ходових режимах. Також забезпечується коригування моменту опору під час зміни сили та напрямків вітру, хвилювання моря, течій та впливу мілководдя.

Для коригування упору гребного гвинта під впливом сильних вітро-хвильових збурень запропонована система керування подачею повітря на ГФК, яка шляхом зміни подачі стисненого повітря забезпечує "відновлення" заданої частоти обертання ГД [105]. Запропонована система керування умовно поділяється на керуючий і виконавчий модулі. Керуючий модуль подачі повітря на гвинт складається з:

- датчика частоти обертання гребного гвинта;
- перетворювача сигналу датчика частоти обертання гребного гвинта в напругу постійного струму;
- потенціометричного датчика ходу рейки паливних насосів;
- підсилюючого пристрою з регульованим коефіцієнтом підсилення для налаштування сигналу фактичного ходу рейки паливних насосів;
- функціонального перетворювача сигналу частоти обертання у сигнал ходу рейки паливних насосів (реалізує квадратичну залежність);
- регульовального потенціометра для налаштування паспортної гвинтової характеристики;
- блока, що реалізує інтегруючий закон регулювання.

Виконавчий модуль керування приводом подачі повітря до гвинта складається з клапана, що регулює подачу повітря до гребного гвинта, і джерела стисненого повітря.

Система керування подачею повітря на ГФК працює наступним чином. До блока керування надходять інформаційні сигнали від датчика частоти обертання валу через блок підсилення, регульовальний потенціометр, датчик ходу рейки ПНВТ та функціональний перетворювач, який для кожного значення частоти обертання відтворює паспортну гвинтову характеристику.

Якщо сигнал від датчика ходу рейки перевищує сигнал функціонального перетворювача, система відкриває клапан, що регулює подачу повітря до гребного гвинта. Момент опору гвинта зменшується, і РЧО головного дизеля починає зменшувати хід рейки паливних насосів доти, поки сигнали від датчика ходу рейки і функціонального перетворювача не зрівняються, що припиняє подальше відкриття клапана регулювання подачі повітря до гвинта.

Регулюванням потенціометра на будь-якому усталеному ходовому режимі судна, шляхом зміни подачі стисненого повітря до насадки й відповідної корекції упору гребного гвинта, забезпечується необхідне навантаження головного двигуна. При цьому фактичний хід рейки паливних насосів ГД дорівнює розрахунковому значенню, яке перебуває у квадратичній залежності від частоти обертання гребного гвинта. Якщо оператор судна змінює частоту обертання гребного гвинта для переходу на інший швидкісний режим, система також забезпечує рівність ходу рейки паливних насосів розрахунковому значенню, обчисленому за квадратичною залежністю від нового значення частоти обертання гвинта.

Фактично завдяки керуванню технологічним процесом коригування упору гребного гвинта система змінює гвинтову характеристику і запобігає перевантаженню ГД при "важкому" гвинті. Це, у свою чергу, дозволяє суднам із ГФК працювати в розширеному діапазоні упору гребного гвинта з більшими швидкостями як у завантаженому стані, так і при підвищеному опорі руху корпусу судна [106].

5.2 Визначення діапазону експлуатаційних режимів роботи головного дизеля без теплового перевантаження

Об'єктом даного дослідження обрано головний малообертовий двотактний дизель HYUNDAI-MAN B&W 6G70ME-C9.2-TII через проблему теплового перевантаження деталей ЦПГ під час експлуатації на малих ходах танкера "GOLDWAY". Відповідно до конструкторської документації [107] дизель має пряму передачу на ГФК і розвиває номінальну потужність

15088 кВт за номінальної частоти обертання $71,8 \text{ хв}^{-1}$, а також є шестициліндровим, крейцкопфним та реверсивним. Діаметр циліндра та хід поршня відповідно рівні 0,7 м та 3,256 м. Максимальний тиск згоряння 18,5 МПа. ГД має ізобарне газотурнінне наддування, яке забезпечує турбокомпресор компанії MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES серії MET60MB.

У зв'язку з виявленою проблемою, пропонується підхід до удосконалення налаштування обмежувальної характеристики за тепловою напруженістю, яка реалізується штатним електронним РЧО Kongsberg DGS C20.

Дослідження виконано математичним моделюванням за удосконаленою методикою [91]. Для налаштування математичної моделі використано конструктивні та спеціально виміряні за допомогою штатних контрольно-вимірювальних приладів параметри:

максимальний тиск у циліндрі визначався за допомогою п'єзокварцового датчика Kistler стаціонарної діагностичної системи PMI Auto tuning 1410-v1.42.0.11, похибка вимірювання $\pm 1 \%$;

кут повороту колінчастого валу визначався датчиком магнітного типу, похибка вимірювання $\pm 0,5$ град. ПКВ;

положення випускного клапана вимірювалося датчиком положення ZT-4111, похибка вимірювання $\pm 1 \%$;

крутний момент і ефективна потужність на валу вимірювались стаціонарною системою Sea Performer System (CE-HW-01-I5) фірми Enamor Ltd. з датчиком моменту ETM-E-Torque meter, похибка вимірювання $\pm 1 \%$;

індекс подачі палива визначався за допомогою блоку дистанційного керування K-Chief, R/N 98530, S/N 992117, похибка вимірювання $\pm 1 \%$;

тиск повітря наддування в ресивері та постійний протитиск на виході вимірювались манометром комбінованого типу EN 837-1 фірми WİKA, Польща, з діапазоном вимірювання $0 - 6 \text{ кгс/см}^2$, похибка вимірювання $\pm 0,06 \text{ кгс/см}^2$,

частота обертання турбонагнітача визначалася цифровим тахометром типу 73RS-DM (DC24V, 190 mA) фірми Applied Electronics Corporation, Японія, похибка вимірювання $\pm 0,5 \%$;

температура газів перед і за турбіною, на виході з циліндрів вимірювалася термометрами Tempresc фірми Keumyang Ind. Co., Ltd., Данія, з діапазоном вимірювання 50 – 650 °C, похибка вимірювання $\pm 6,5$ °C;

температура води, що охолоджує випускний колектор і циліндр на виході, вимірювалася термометрами типу 5/1 фірми Sinwoo Co., Ltd., з діапазоном вимірювання 0 – 200 °C, похибка вимірювання ± 2 °C;

температура повітря наддування до і після охолоджувача вимірювалася термопарами R/B HR 101 (R2), тип PT100, фірми Heriana Co., Ltd., з діапазоном вимірювання 0 – 200 °C, похибка вимірювання ± 1 °C;

температура води охолодження на вході та виході в охолоджувач повітря вимірювалася термометрами типу 2/1 фірми Sinwoo Co., Ltd., з діапазоном вимірювання 0 – 120 °C, похибка вимірювання $\pm 1,2$ °C;

втрати тиску в повітроохолоджувачі вимірювалися манометром типу НМА 10 фірми Hyundai Instruments Co., Ltd., з діапазоном вимірювання ± 220 мм вод. ст., похибка вимірювання $\pm 3,3$ мм вод. ст.;

втрати тиску на вході до компресора і за турбонагнітачем вимірювалися манометрами типу DY MANO 150 виробництва Daeyoung Instrument, з діапазоном вимірювання ± 150 мм вод. ст., похибка вимірювання ± 2 мм вод. ст.

Результати вимірювань показників робочих процесів ГД на п'яти усталених ходових режимах для налаштування математичної моделі наведені у табл. 5.10. Вимірювання проводилися в умовах: осадка судна носом і кормою по 17,28 м; температура повітря в машинному відділенні 16,2 °C; тиск повітря в машинному відділенні 101,3 кПа; температура забортної води 21,1 °C; хвилювання моря – 3 бали; паливо Marine Diesel Oil.

У табл. 5.11 наведено результати моделювання на п'яти усталених ходових режимах роботи дизеля.

Табл. 5.10 – Експериментальні показники робочих процесів головного суднового двигуна HYUNDAI-MAN B&W 6G70ME-C9.2-ТII

№ п/п	Показник		Експериментальні значення при потужності дизеля				
			25 %	50 %	75 %	85 %	100 %
1	Частота обертання ГД, хв ⁻¹		45,2	57,0	65,0	68,0	71,8
2	Індекс паливоподачі, відн. од.		43,0	64,0	84,0	90,0	100,0
3	Частота обертання турбонагнітача, хв ⁻¹		7049	11251	13397	13556	14343
4	Тиск повітря перед холодильником, бар		0,43	1,60	2,64	2,69	3,08
5	Тиск повітря після холодильника, бар		0,50	1,62	2,68	2,73	3,13
6	Температура повітря перед холодильником, °С		52	110	156	163	176
7	Температура повітря після холодильника, °С		19	24	26	29	32
8	Перепад тиску на повітряному холодильнику, мм вод. ст.		40	105	156	160	180
9	Температура газів перед турбіною, °С		253	319	355	381	421
10	Температура газів за турбіною, °С		182	180	189	208	247
11	Максимальний тиск у циліндрі № 6, кгс/см ²		104,9	141,5	167,3	184,0	185,7
12	Температура газів на виході з циліндру, °С	№ 1	161	238	289	321	370
		№ 2	168	228	273	310	359
		№ 3	191	257	301	331	380
		№ 4	189	251	293	321	369
		№ 5	190	256	309	332	378
		№ 6	191	257	308	329	375

Табл. 5.11 – Розрахункові показники робочих процесів головного суднового двигуна HYUNDAI-MAN B&W 6G70ME-C9.2-ТII

№ п/п	Показник	Розрахункові значення при потужності дизеля				
		25 %	50 %	75 %	85 %	100 %
1	Максимальний тиск циклу, кгс/см ²	105,1	141,4	167,4	183,9	185,7
2	Максимальна температура циклу, К	1746,6	1710,6	1688,9	1681,2	1678,9
3	Температура в циліндрі на момент початку випуску, К	620,3	620,7	638,1	655,6	663,5
4	Частка тепла, яка відводиться у стінки циліндру за цикл, %	20,5	17,0	15,3	14,3	13,9
5	Середня умовна температура стінок циліндру, К	501,6	537,1	565,0	584,9	593,0
6	Дійсний коефіцієнт надлишку повітря	2,133	2,313	2,457	2,493	2,562
7	Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,372	2,577	2,792	2,824	2,845
8	Середня температура газів перед турбіною, К	536,2	602,7	637,6	657,7	695,3
9	Сумарний індикаторний ККД	0,497	0,497	0,499	0,500	0,499

За даними [108], якщо в дизеля зафіксовано підвищення температури в кінці подачі палива або після нього на певну кількість градусів, ця тенденція зберігається до початку випуску. Це означає, що температуру достатньо контролювати при будь-якому обраному куті повороту кривошипа після закінчення упорскування. Для цього можна використовувати максимальну температуру циклу, оскільки вона визначає температуру стінок, перепади температур, температурні напруження та теплове навантаження деталей ЦПГ. Враховуючи вищевикладене, як критерій обмеження подачі палива за тепловою напруженістю обрана температура газів на лінії розширення.

Для оцінки ефективності використаної в обмежувачі лінійної обмежувальної залежності за допомогою чисельного моделювання на часткових режимах визначені допустимі подачі палива (індекси паливних насосів) у діапазоні частоти обертання $45,2 \dots 71,8 \text{ хв}^{-1}$. Під допустимими значеннями розумілися такі, при яких температура газів на лінії розширення (відповідно температура у випускному колекторі) не перевищувала значення номінального режиму.

На рис. 5.1 зображено штатну лінійну обмежувальну залежність та розраховану шляхом чисельного моделювання за умови постійності максимальної температури циклу на рівні $1678,9 \text{ К}$ (отримане для номінального режиму). На рис. 5.2 порівняно індекси паливних насосів штатної та розрахованої обмежувальних характеристик, а також визначено, що у ГД подається надмірна кількість палива на наступних режимах: при 25 % потужності – на 2 %, при 50 % потужності – на 7 %, при 75 ... 85 % потужності – на 3 %.

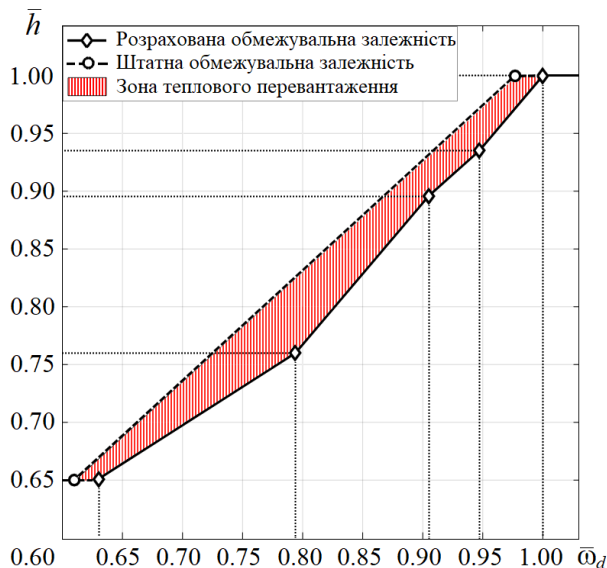


Рис. 5.1 – Штатна та розрахована при постійності максимальної температури циклу обмежувальні характеристики дизеля за тепловою напруженістю

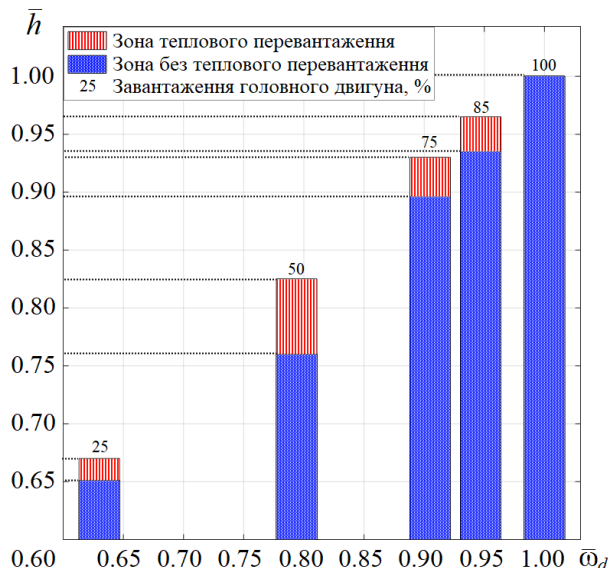


Рис. 5.2 – Порівняння індексів паливних насосів штатної та розрахованої обмежувальних характеристик дизеля за тепловою напруженістю

Штатна лінійна обмежувальна залежність електронного РЧО Kongsberg DGS C20 налаштована за показниками теплової напруженості дизеля на номінальному режимі (тобто при номінальній частоті обертання РЧО обмежує номінальну подачу палива шляхом коригування частоти обертання дизеля). Однак, якщо другу точку лінійної залежності обирати при зменшенні частоти обертання, наприклад, до 50 ... 60 % від номінальної та забезпечити у цій точці відсутність перевантаження, то в проміжку між цими точками реальна обмежувальна залежність, яка має прогин, виявляється нижчою за лінійну. Це означає перевантаження дизеля в цьому діапазоні. На експлуатаційних режимах ГД (у зазначеному проміжку) надмірно зростають температури деталей ЦПГ, що вимагає встановлення індикатора обмежувача навантаження нижче 100 %. Як показано на рис. 5.3, лінійна залежність зміститься паралельно вниз, що суттєво звужить зону допустимої роботи дизеля.

На рис. 5.4 порівняно індекси паливних насосів із розрахованою та штатною лінійною обмежувальною характеристикою, зміщеною паралельно вниз.

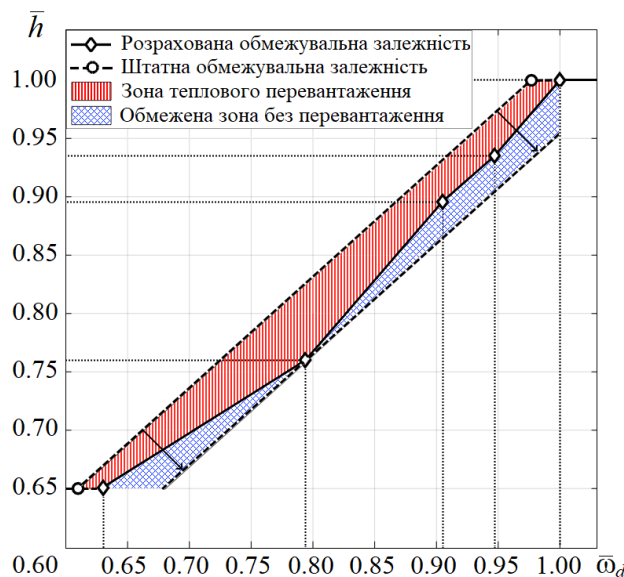


Рис. 5.3 – Розрахована та штатна лінійна обмежувальна характеристика, зміщена паралельно вниз

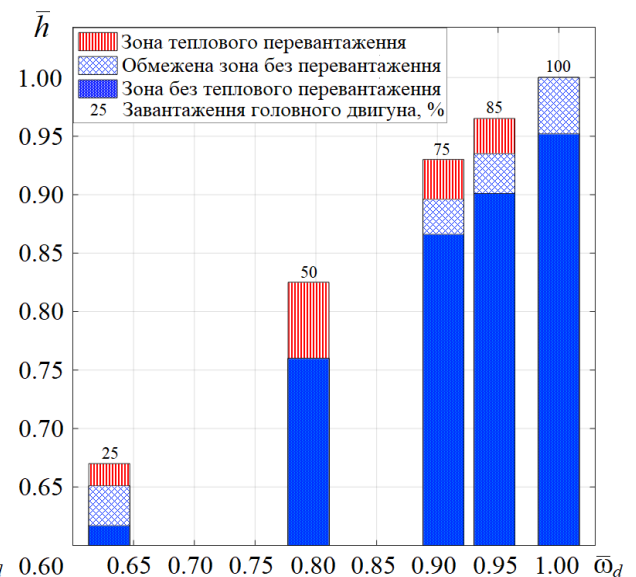


Рис. 5.4 – Порівняння індексів паливних насосів із розрахованою та штатною лінійною обмежувальною характеристикою, зміщеною паралельно вниз

Визначено, що в ГД подається надлишкова кількість палива на таких режимах: при 25 % потужності – на 4 %, при 75 ... 85 % потужності – на 3 %, при 100 % потужності – на 5 %. Тобто використання універсальної обмежувальної характеристики, реалізованої в електронному РЧО, призводить до звуження діапазонів робочих режимів через необхідність "перестраховування" від перевантажень дизеля і, як наслідок, до надмірного обмеження потужності.

Інший варіант виправлення ситуації в експлуатації – збільшити нахил обмежувальної залежності. У такому разі індикатор залишиться близьким до 100 %, проте діапазон можливих режимів роботи дизеля знову звужиться, і ГД працюватиме при співвідношенні навантаження та частоти обертання, яке призведе до підвищеного споживання палива.

На рис. 5.5 розглянуто варіант зі змінним нахилом штатної лінійної обмежувальної характеристики. На рис. 5.6 порівняно індекси паливних насосів із розрахованою та штатною лінійною обмежувальною характеристикою зі змінним нахилом.

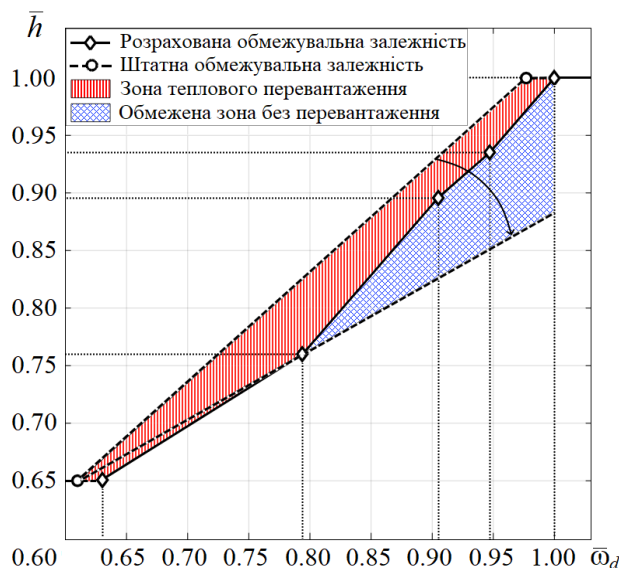


Рис. 5.5 – Розрахована та нахилена лінійна обмежувальна характеристика за тепловою напруженістю

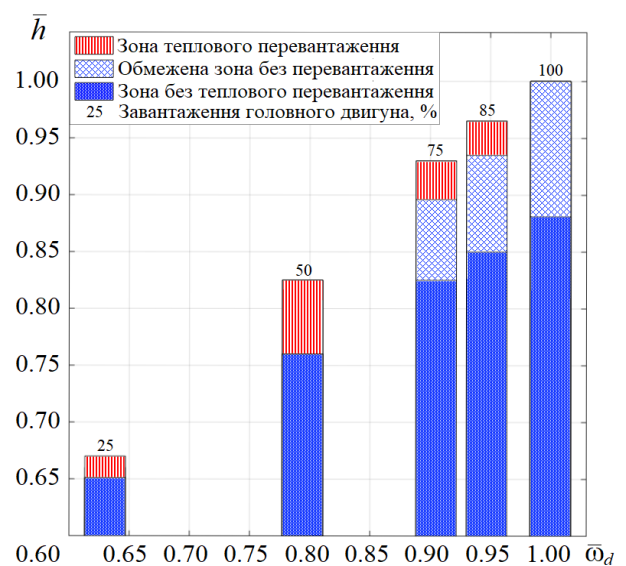


Рис. 5.6 – Порівняння індексів паливних насосів із розрахованою та штатною лінійною обмежувальною характеристикою зі змінним нахилом

Установлено, що діапазони робочих режимів ГД звузилися за індексами паливних насосів на таких режимах: при 75 % потужності – на 7 %, при 85 % потужності – на 8 %, при 100 % потужності – на 12 %.

Оскільки у штатному електронному РЧО можна реалізовувати лише лінійні залежності, рекомендується апроксимувати розраховану для налаштування залежність трьома лінійними ділянками. Відхилення температури на лінії розширення при цьому становитиме для режиму ГД із потужністю 85 % – 2,5 К. Застосування такої залежності дозволить розширити діапазон часткових режимів роботи дизеля без його перевантаження.

За результатами дослідження зроблено висновок, що штатна лінійна обмежувальна залежність при будь-якому її нахилі або не запобігає перевантаженню дизеля, або (у випадку додаткового обмеження) звужує діапазон експлуатаційних режимів роботи дизеля, що супроводжується рейсовою перевитратою палива. Проведене дослідження дозволяє рекомендувати розраховану обмежувальну характеристику для використання в електронному РЧО DGS C20 пропульсивного комплексу великотоннажного танкера "GOLDWAY" із ГД HYUNDAI-MAN B&W 6G70ME-C9.2-ТII.

У якості інтегрального критерію обмеження подачі палива за тепловою напруженістю рекомендується температура газів на лінії розширення, яка не має перевищувати номінальне значення на всіх часткових режимах роботи. Використовуючи цю умову, за допомогою моделювання можна визначити допустимі подачі палива у всьому діапазоні швидкісних режимів роботи головного дизеля.

Таким чином, запропоновано розраховану обмежувальну залежність за тепловою напруженістю достатньо апроксимувати трьома лінійними ділянками, що суттєво розширить діапазон експлуатаційних режимів роботи головного дизеля без теплового перевантаження порівняно зі штатним налаштуванням. Експлуатаційне зміщення штатної лінійної обмежувальної залежності як паралельно, так і шляхом зміни її нахилу, або не запобігає перевантаженню дизеля, або необґрунтовано звужує діапазон експлуатаційних режимів роботи головного дизеля.

5.3 Налаштування регулятора для забезпечення завантаження дизеля понад номінальне на судні із гвинтом, крок якого регульований

Відповідно до пункту 11.3 міжнародного стандарту ISO 3046-1:2002 "Reciprocating internal combustion engines – Performance" тривалість і частота використання дозволеної перевантажувальної потужності залежать від умов експлуатації, однак при встановленні обмеження подачі палива має бути передбачено достатній запас для забезпечення стабільної роботи двигуна на перевантажувальному режимі. Двигун допускається до роботи з перевантаженням 110 % від номінальної потужності при частоті обертання, що відповідає умовам застосування двигуна, протягом однієї години (з перервами або без них) у межах дванадцятигодинного періоду роботи. Ці ж умови поширюються на будь-яку перевантажувальну потужність до 110 % від номінальної.

Пунктом 7.2 вимоги UR M51 "Factory acceptance test of reciprocating internal combustion engines" Міжнародної асоціації класифікаційних товариств для головних суднових двигунів, що приводять у дію гребний гвинт, повинні проводитися випробування тривалістю не менше 1/4 години для режиму 110 % потужності при частоті обертання двигуна, що, як правило, становить 103,2 % від номінальної частоти обертання для двигунів із ГФК, або при номінальній частоті обертання для двигунів із ГРК.

Відповідно до пункту 5.4 вимоги UR M71 "Type testing of reciprocating internal combustion engines" Міжнародної асоціації класифікаційних товариств передбачається випробування ГД тривалістю 30 хвилин при максимальному допустимому крутному моменті (110 %) при 100 % номінальної частоти обертання – для двигунів, які працюють на ГРК, або при максимальній допустимій потужності (110 %) і відповідній частоті обертання за номінальною гвинтовою характеристикою – для двигунів, які працюють на ГФК.

Вимога короткочасної роботи дизелів при 110 % також регламентується для суднових дизелів Правилами класифікаційних товариств (табл. 5.12).

Табл. 5.12 – Вимоги деяких Класифікаційних товариств щодо режимів перевантаження ГД

Класифікаційне товариство, назва вимоги	Вимоги
Det Norske Veritas, Rules for classification of ships. Part 4. Chapter 3. Section 1. July 2025.	п. 2.1.3 – максимальна безперервна потужність має бути визначена таким чином, щоб можна було досягти перевантажувальної потужності у 110 % від номінальної.
American Bureau of Shipping, Rules for building and classing of marine vessels. Part 4. Chapter 2. Section 1. January 2025.	<p>п. 13.5.4 – ГД мають працювати при заданих навантаженнях, які обираються з урахуванням сфери застосування та мають охоплювати як нормальний, так і аварійний режими роботи, включаючи режим 110 % від номінальної потужності за паспортною гвинтовою характеристикою та при постійній номінальній частоті обертання (при використанні ГРК);</p> <p>п. 13.5.4 (b) – ГД має забезпечувати режим із максимально допустимим крутним моментом (110 %) при 100 % частоті обертання для ГД із ГРК або з максимальною допустимою виробником потужністю (110 %) при 103,2 % номінальної частоти обертання відповідно до паспортної гвинтової характеристики для ГД із ГФК – із тривалістю, затвердженою виробником для короткочасного використання.</p>
Bureau Veritas, Rules for classification of steel ships. Part C. Chapter 1. Section 2. July 2025.	п. 4.1.2 (d) – розширений звіт про приймально-здавальні випробування має включати випробування при максимально допустимому крутному моменті (110 %) при 100 % частоті обертання для ГД із ГРК ... тривалістю не менше 1/2 години.

У практиці експлуатації судових дизелів, які працюють на ГРК, режими перевантаження реалізуються виключно збільшенням уставки обмеження подачі палива в обмежувачі навантаження (у центральному посту керування) та можливістю повного вимкнення обмежувача навантаження з пульта ходового містка. Це забезпечує максимальну економічність пропульсивної установки на режимі регламентованого перевантаження, так само як і на режимах ходу судна, нижчих за номінальний [109].

У разі здійснення регламентованого вимогами перевантаження (110 % номінальної потужності) з центрального посту керування, використовується шкала навантаження ГД 0 ... 110 %, яка відповідає фактичному ходу рейки ПНВТ (відповідність забезпечується налаштуванням датчиків ходу рейки).

У випадках, коли обмежувач навантаження відключається з ходового містка, є можливість коригувати крок гвинта за допомогою потенціометра на пульті керування містка. Цей потенціометр дозволяє збільшити крок гвинта для забезпечення регламентного перевантаження ГД, а також зменшити крок, якщо вимкнення регулятора навантаження призвело до надмірного перевантаження дизеля. Проте його поділки не можуть точно відображати фактичне навантаження ГД, оскільки фактичне положення паливної рейки не контролюється. Це означає, що навантаження ГД може перевищити допустиме значення 110 % та призвести до серйозних пошкоджень дизельної установки. Викладене означає, що вимкнення регулятора навантаження на пульті керування містка може застосовуватися лише в екстремальних ситуаціях, пов'язаних із безпекою судна.

Таким чином, на практиці перевантажувальні режими забезпечуються виключно додатковим розворотом лопатей ГРК без зміни частоти обертання ГД. Це забезпечує максимальну економічність рушійної установки, але не гарантує, що збільшення навантаження без зміни частоти обертання створює найсприятливіші умови для протікання робочих процесів у дизелі. У зв'язку з цим проведено дослідження варіантів режимів перевантаження ГД при різних поєднаннях навантаження на дизель розворотом лопатей

гвинта та частоти обертання. Мета такого дослідження – визначити найкраще поєднання кроку гребного гвинта та частоти обертання ГД при регламентному навантаженні 110 %. Як критерій оптимальності – обрано не економічність рушійної установки, а величина теплових навантажень двигуна в порівнянні з номінальним режимом. Такий критерій є обґрунтованішим через короткочасність перевантажувальних режимів, оскільки величина економії палива на перевантажувальних режимах є незначною в балансі річних витрат на паливо, а теплові навантаження мають критичне значення для надійної роботи ГД.

В якості об'єкта дослідження обраний ГД MaK 9M25C багатоцільового судна "TIMBER NAVIGATOR" з електронним РЧО Regulateurs Europa Viking 35 із логічним пристроєм, який впливає на крок гвинта та дозволяє задавати до п'яти точок для формування криволінійної залежності обмеження навантаження двигуна. На судні "TIMBER NAVIGATOR" використовується комбінаторна діаграма, у відповідності до якої на ходових режимах крок гребного гвинта встановлюється максимальним у межах обмеження навантаження ГД, а швидкість судна регулюється зміною частоти обертання ГД шляхом переміщення рукоятки керування на містку в діапазоні 6 ... 10 умовних одиниць.

Технічні характеристики та показники робочих процесів ГД представлені в табл. 3.1 та 3.3 відповідно. У якості оцінювання теплової напруженості деталей ЦПГ дизеля прийнята температура газів на лінії розширення. Для моделювання використано методику чисельного моделювання [91] та дані ходових випробувань судна [85].

У табл. 5.13 порівняно режими перевантаження 110 % потужності для двох варіантів поєднань частоти обертання ГД та подачі палива:

режим 1 – частота обертання 750 хв^{-1} (100 %) та подача палива $0,002545 \text{ кг/цикл}$ (110 %);

режим 2 – частота обертання 774 хв^{-1} (103,2 %) та подача палива $0,002712 \text{ кг/цикл}$ (106,5 %), що також забезпечує перевантаження за потужністю 110 %.

Табл. 5.13 – Результати моделювання режимів перевантаження ГД
MaK 9M25C

№ п/п	Показник	Режим 1	Режим 2
1	Максимальний тиск циклу, кгс/см ²	206,2	203,7
2	Максимальна температура циклу, К	2033,4	2008,1
3	Температура в циліндрі на момент початку випуску, К	818,8	813,2
4	Частка тепла, що відводиться у стінки циліндра на робочих ходах, %	9,4	9,3
5	Середня умовна температура стінок циліндра, К	646,6	642,0
6	Дійсний коефіцієнт надлишку повітря	1,60	1,64
7	Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,14	2,17
8	Середня температура газів перед турбіною, К	838,5	833,2
9	Сумарний індикаторний ККД	0,473	0,475

Із табл. 5.13 випливає, що на режимі 2 порівняно з режимом 1 покращується наддування циліндрів, внаслідок чого максимальна температура циклу і відповідно температури газів на лінії розширення зменшуються на 25 К. Одночасно зменшується на 5 К середня температура газів перед турбіною. Це означає, що режим обмеженого часу перевантаження ГД доцільніше забезпечувати за рахунок пріоритету у збільшенні частоти обертання, а не збільшенням кроку (як це зроблено на режимі 2).

У результаті дослідження рекомендується реалізувати для регламентованого режиму перевантаження ГД (110 %) можливість збільшення частоти обертання дизеля до 103,2 %. При цьому штатний електронний РЧО із логічним пристроєм, який впливає на крок гвинта, рекомендується налаштовувати так, щоб була можливість збільшення частоти обертання до 103,2 % з одночасним налаштуванням обмеження навантаження ГД (за ходом рейки паливних насосів) 106,5 %. При цьому на пульті містка можна зберегти можливість збільшення навантаження ГД (за ходом рейки паливних насосів) до 110 % на випадок екстримальних ситуацій, пов'язаних із безпекою судна (з можливістю ручного коригування кроку гвинта при надмірному навантаженні ГД).

Слід також врахувати, що необхідність перейти на перевантажувальний режим може виникнути при збільшеному опорі руху судна внаслідок хвилювання моря, зустрічного вітру, великого осадку корпусу, обростання корпусу тощо. У цьому випадку обмеження навантаження за ходом рейки паливних насосів 106,5 % може не дозволити збільшити частоту обертання ГД до 103,2 %. Тому знадобиться зменшити крок гребного гвинта. Щоб не виконувати таку процедуру вручну, рекомендується виконати конструкторське опрацювання автоматизації процесу коригування кроку гребного гвинта на перевантажувальних режимах. Відповідний пристрій має зменшувати крок гребного гвинта, якщо обмежувач навантаження (за ходом рейки паливних насосів) перешкоджає заданому збільшенню частоти обертання ГД понад 100 %.

5.4 Висновки до розділу

Для визначення впливу зміни параметрів регулювання ГД на запобігання тепловому перевантаженню деталей ЦПГ під час роботи на "важкий" ГФК встановлено, що перерегулювання ГД із традиційною системою наддування в експлуатації не дозволяє усунути проблему його теплового перевантаження. У зв'язку з цим, для запобігання перевантаженням ГД із електронними РЧО контролерного типу при "важкому" гвинті запропоновано спосіб коригування упору гребного гвинта, який запобігає перевантаженню головного дизеля за рахунок підтримання заданого співвідношення навантаження – частота обертання.

Для ГД, які працюють на ГФК, встановлено, що розраховану обмежувальну залежність за тепловою напруженістю достатньо апроксимувати трьома лінійними ділянками, використовуючи температуру газів на лінії розширення в якості критерію обмеження подачі палива в дизель, що розширює діапазон експлуатаційних режимів дизеля без його перевантаження. Експлуатаційне зміщення штатної лінійної обмежувальної залежності як паралельно, так і шляхом зміни її нахилу, або не запобігає перевантаженню дизеля, або необґрунтовано звужує діапазон експлуатаційних режимів роботи головного дизеля.

Для ГД, які працюють на ГРК, встановлено, що регламентований режим перевантаження 110 % доцільно здійснювати з пріоритетом у збільшенні частоти обертання, а не збільшенням кроку. Це забезпечить зменшення теплового навантаження деталей ЦПГ двигуна за критерієм мінімуму температури газів на лінії розширення. Для реалізації запропоновано переналаштувати штатний електронний РЧО таким чином, щоб була можливість збільшення частоти обертання ГД до 103,2 % з одночасним налаштуванням обмеження навантаження ГД 106,5 %. При цьому на пульті керування містка рекомендується зберегти можливість збільшення навантаження ГД до 110 % на випадок екстримальних ситуацій, пов'язаних із безпекою судна. У разі використання перевантажувального режиму при збільшеному опорі руху судна обмеження навантаження 106,5 % може не дозволити збільшити частоту обертання ГД понад 100 %. У такому випадку, щоб не зменшувати крок вручну, рекомендується виконати конструкторське опрацювання автоматизації процесу коригування кроку гребного гвинта.

Наукові положення:

1) для запобігання тепловим перевантаженням двотактної головної дизельної установки з ГФК при використанні електронних РЧО контролерного типу достатньо апроксимувати у графічному вигляді обмежувальну залежність за тепловою напруженістю в діапазоні частоти обертання дизеля 60 ... 100 % трьома лінійними ділянками;

2) при використанні електронних РЧО контролерного типу роботу чотиритактної головної дизельної установки із ГРК на режимі із регламентованим (не менше десяти відсотків від номінальної потужності) перевантаженням та тривалістю, визначеними правилами класифікації та побудови морських суден, доцільно забезпечувати спільним збільшенням кроку гребного гвинта і частоти обертання ГД, із наданням пріоритету збільшенню частоти обертання, до навантаження з мінімальною тепловою напруженістю ЦПГ за критерієм мінімуму температури газів на лінії розширення.

ВИСНОВКИ

Дизелі є найпоширенішим та перспективним типом приводу на морських судах, для яких характерна експлуатація у широкому діапазоні зміни навантаження як за величиною, так і за характером. Останніми роками у складі енергетичних установок суден широкого застосування набули дизелі з електронними регуляторами частоти обертання контролерного типу. Досвід експлуатації показав, що на практиці часто виникають ситуації, пов'язані зі зниженням якості регулювання частоти обертання таких дизелів під час зміни режимів роботи, особливо в умовах хвилювання моря та при ступеневих змінах навантаження різної величини. У зв'язку з цим розв'язано актуальну науково-практичну проблему – удосконалення налаштування електронних регуляторів частоти обертання суднових дизелів у реальних експлуатаційних умовах.

У роботі представлений новий науково обґрунтований підхід до налаштування електронних регуляторів контролерного типу, який забезпечує підвищення стабільності частоти обертання в широкому діапазоні навантажень і умов збурення та дозволяє запобігати тепловому перенавантаженню суднових дизелів. Основні складові розробленого підходу:

методика оптимального налаштування електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу головних суднових дизелів із урахуванням збурень під час хвилювання моря, яка забезпечує стабільність частоти обертання при зміні вітро-хвильових збурень у широкому діапазоні;

спосіб корекції упору гребного гвинта з технологічним процесом "відновлення" гвинтової характеристики при підвищеному опорі руху судна, який запобігає перевантаженню головного дизеля за рахунок підтримання заданого співвідношення навантаження – частота обертання;

методика налаштування електронного регулятора дизель-генераторної установки з урахуванням ступеневих змін навантаження та їх імовірності виникнення, яка забезпечує задовільну стабільність швидкісного режиму при ступеневих змінах навантаження різної величини;

спосіб обмеження подачі палива суднового дизеля за тепловою напруженістю із використанням температури газів на лінії розширення як інтегрального критерію, що розширило діапазон експлуатаційних режимів дизеля без його перевантаження;

математична модель системи автоматичного регулювання частоти обертання суднового дизеля з урахуванням нестабільності вхідного сигналу регулятора, зумовленої змінними циклічними процесами у циліндрах дизеля, яка дозволяє оптимізовувати налаштування нечутливості електронного регулятора;

методика вибору оптимального співвідношення між кроком гребного гвинта та частотою обертання головного двигуна на перевантажувальних режимах для зменшення теплової напруженості в циліндро-поршневій групі.

Виявлені закономірності впливу параметрів налаштування електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу на показники стабільності швидкісного та теплового режимів судових дизельних установок в експлуатації визначають **наукові положення** дисертації:

1) при використанні електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу роботу головних судових дизелів доцільно адаптувати до змінних умов хвилювання моря за рахунок оптимізації нечутливості при малих відхиленнях між сигналами заданої та фактичної частоти обертання. Значення малих відхилень сигналів, при яких змінюється нечутливість, доцільно задавати з урахуванням найімовірнішого в експлуатації збурюючого впливу, а нечутливість при малих відхиленнях сигналів – збільшувати приблизно у два рази порівняно з нечутливістю при великих відхиленнях сигналів. Збільшення нечутливості при малих відхиленнях між сигналами заданої та фактичної частоти обертання зменшує коливання подачі палива в дизель, що стабілізує тепловий режим дизеля;

2) при використанні електронних регуляторів частоти обертання з пропорційно-інтегрально-диференціюючими контролерами роботу судових дизель-генераторів доцільно адаптувати до змінних умов експлуатації шляхом

оптимізації налаштування для величини ступеневої зміни відносного моменту навантаження близько 20 %, що серед істотних величин зміни навантаження на дизель-генератор має більшу імовірність виникнення в експлуатації. Для такого суттєвого збурення у пропорційно-інтегрально-диференціюючому контролері електронного регулятора частоти обертання дизель-генератора доцільним є обнулення диференційної складової у поєднанні зі збільшенням коефіцієнта підсилення пропорційної ланки до 1,5 ... 2 відн. од. При цьому інтегруючу складову рекомендується задавати у межах 0,85 ... 1,45 с для зменшення нестабільності частоти обертання дизель-генератора при тривалості перехідного процесу регулювання в межах, допустимих стандартами;

3) для запобігання тепловим перевантаженням двотактної головної дизельної установки з гвинтом, крок якого фіксований, при використанні електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу достатньо апроксимувати у графічному вигляді обмежувальну залежність за тепловою напруженістю в діапазоні частоти обертання дизеля 60 ... 100 % трьома лінійними ділянками;

4) при використанні електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу роботу чотиритактної головної дизельної установки із гвинтами, крок яких регульований, на режимі із регламентованим (не менше десяти відсотків від номінальної потужності) перевантаженням та тривалістю, визначеними правилами класифікації та побудови морських суден, доцільно забезпечувати спільним збільшенням кроку гребного гвинта і частоти обертання головного двигуна, із наданням пріоритету збільшенню частоти обертання, до навантаження з мінімальною тепловою напруженістю циліндро-поршневої групи за критерієм мінімуму температури газів на лінії розширення.

Виявлені закономірності, запропонована методика дослідження та новий науково обґрунтований підхід до забезпечення стабільності швидкісного та теплового режимів судових дизельних установок дозволили удосконалити налаштування електронних регуляторів частоти обертання контролерного типу у реальних експлуатаційних умовах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. The United Nations trade and development data hub: Merchant fleet by flag of registration and by type of ship, annual. – Режим доступу: <https://stats.unctad.org/fleet> (дата звернення: 22.07.2025).
2. Nguyen H., Hoang A., Nizetic S., Nguyen X., Le A., Luong C., Chu V., Pham V. The electric propulsion system as a green solution for management strategy of CO₂ emission in ocean shipping: a comprehensive review // International transactions on electrical energy systems. – 2020. – Vol. 31. – № 11. – P. 1 – 29.
3. **Будуров М. І.** Перспективні шляхи покращення екологічності суден торгового флоту // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2024. – Вип. 29. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 13 – 24.
4. Крутов В. И., Волков А. А. Методика расчета переходных процессов дизеля с учетом динамических свойств топливной аппаратуры // Двигатели внутреннего сгорания: науч.-техн. сб. – 1975. – Вып. 21. – Харьков: ХПИ. – С. 42 – 46.
5. Грунауэр А. А., Долгих И. Д., Никитин В. М., Семенович В. А. Микропроцессорный регулятор частоты вращения транспортного дизель-генератора // Двигатели внутреннего сгорания: науч.-техн. сб. – 1983. – Вып. 44. – Харьков: ХПИ. – С. 18 – 26.
6. Лісовал А. А., Гуменчук М. І., Костриця С. В., Краснокутська З. І. Розробка електронного регулятора дизеля з програмно-вимірювальним комплексом // Вісник НТУ. – 2007. – Вип. 14. – С. 90 – 92.
7. Лисовал А. А., Вербовский А. В. Настройка электронного регулятора дизеля // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2013. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 49 – 54.
8. Небеснов В. И., Плотников В. А. Об электрическом моделировании режимов совместной работы корпуса судна, винтов и двигателей // Судоремонт и судостроение: науч.-техн. сб. – 1963. – Вып. 2. – Одесса: ОИИМФ. – С. 37 – 44.

9. Кринецкий И. И. Регулирование двигателей внутреннего сгорания. – Киев: Машгиз, 1960. – 192 с.

10. Козьминых А. В., Горб С. И. Некоторые направления совершенствования топливной аппаратуры судовых дизелей // Судовые энергетические установки. – 1979. – Вып. 19. – Одесса: ОВИМУ. – С. 21 – 26.

11. Горб С. И. Согласование динамических характеристик регулятора частоты вращения с параметрами дизельной установки // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2002. – Вып. 7. – Одесса: ОНМА. – С. 29 – 42.

12. Горб С. И. Эксплуатация электронных регуляторов частоты вращения при волнении // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2004. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 26 – 30.

13. Горб С. И. Обоснование нелинейностей в системах автоматического регулирования частоты вращения главных дизелей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 10. – Одесса: ОНМА. – С. 18 – 24.

14. Вишневский Л. В., Веретенник А. М. Допустимые нелинейности регуляторов частоты вращения судовых дизель-генераторов // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 10. – Одесса: ОНМА. – С. 11 – 17.

15. Вишневский Л. В., Веретенник А. М. Расчет параметров автоколебаний в системе стабилизации частоты судового генератора // Электромашинобудовання та електрообладнання. – 2005. – Вып. 64. – С. 28 – 32.

16. Долгих И. Д. Исследование микропроцессорной САР частоты вращения транспортного дизеля на основе математического моделирования // Двигатели внутреннего сгорания: науч.-техн. сб. – 1986. – Вып. 46. – Харьков: ХПИ. – С. 86 – 91.

17. Богаевский А. Б., Басов А. В., Смирнов О. П. Микропроцессорная система управления частотой вращения и мощностью дизель-генераторной установки // Вестник ХГАДТУ. – 2001. – Вып. 15 – 16. – С. 153 – 156.

18. Budashko V., Nikolskyi V., Onishchenko O., Khniunin S. Decision support system's concept for design of combined propulsion complexes // Eastern-european journal of enterprise technologies. – 2016. – Vol. 3. – № 8. – С. 10 – 21.
19. Woodward J. B., Latorre R. G. Modeling of diesel engine transient behavior in marine propulsion analysis // Transactions – society of naval architects and marine engineers. – 1985. – Vol. 92. – P. 33 – 49.
20. Banning R., Johnson M. A., Grimble M. J. Advanced control design for marine diesel engine propulsion systems // Journal of dynamic systems, measurement and control – Transactions of the ASME. – 1997. – Vol. 119. – № 2. – P. 167 – 174.
21. Varbanets R., Minchev D., Kucherenko Yu., Zalozh V., Kyrylash O., Tarasenko T. Methods of real-time parametric diagnostics for marine diesel engines // Polish maritime research. – 2024. – Vol. 31. – № 3 (123). – P. 71 – 84.
22. Никольский В. В., Оженко Е. М., Горб С. И. Повышение надежности АСУ «Интеллектуального двигателя» // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 16. – Одесса: ОНМА. – С. 77 – 82.
23. Никольский В. В., Оженко Е. М., Свинобой В. С., Хнюнин С. Г. Совершенствование системы управления частоты вращения дизель-генератора // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 16. – Одесса: ОНМА. – С. 87 – 92.
24. Никольский В. В., Оженко Е. М. Применение пьезоэлектрического исполнительного механизма для повышения эффективности автоматизированной системы управления подачей топлива // Судовые энергетические установки. – 2015. – Вып. 36. – Одесса: ОНМА. – С. 130 – 140.
25. Blanke M., Pivano L., Johansen T. A. An efficiency optimizing shaft speed control for ships in moderate seas // Control applications in marine systems. – 2007. – Vol. 7. – P. 1 – 8.
26. Головчук А. Ф., Габріель Ю. І. Універсальний електронний регулятор для тракторного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания: науч.-техн. журнал. – 2014. – Вып 1. – Харьков: НТУ "ХПИ". – С. 31 – 34.

27. Головчук А. Ф., Габрієль Ю. І. Електронна система паливоподачі тракторного дизеля // Вісник НТУ. – 2012. – Вип. 25. – С. 72 – 75.
28. Vychuzhanin V., Rudnichenko N., Shybaiev D., Gritsuk I., V. Boyko, N. Shybaieva, A. Golovan, V. Zaharchuk, E. Rabinovich, V. Savchuk, E. Zenkin. Cognitive Model of the Internal Combustion Engine // SAE Technical Paper. – 2018. – № 2018-01-1738. – P. 1 – 10.
29. Прохоренко А. А. Дифференциальное уравнение движения САР дизеля с аккумуляторной топливной системой // Вісник НТУ. – 2012. – Вип. 25. – С. 138 – 140.
30. Прохоренко А. А. Статические характеристики электронного регулятора для дизеля с аккумуляторной топливной системой // Двигатели внутреннего сгорания: науч.-техн. журнал. – 2012. – Вып 2. – Харьков: НТУ "ХПИ". – С. 41 – 44.
31. Прохоренко А. А. Прецизионный электронный регулятор для дизеля с аккумуляторной топливной системой // Двигатели внутреннего сгорания: науч.-техн. журнал. – 2012. – Вып 1. – Харьков: НТУ "ХПИ". – С. 45 – 48.
32. Watson N. Dynamic turbocharged diesel engine simulator for electronic control system development // Journal of dynamic systems, measurement, and control. – 1984. – Vol. 106. – P. 27 – 45.
33. Watson N., Marzouk M. A non-linear digital simulation of turbocharged diesel engines under transient conditions // SAE Technical Paper. – 1977. – № 770123. – P. 1 – 18.
34. Сагін С. В., Поповський О. Ю., Куропятник О. А. Забезпечення швидкісних режимів роботи суднових дизелів при використанні системи рециркуляції вихлопних газів // Водний транспорт. – 2025. – Вип. 2. – № 43. – С. 200 – 214.
35. Сагін С. В., Поповський О. Ю., Куропятник О. А. Особливості регулювання частоти обертання суднового дизеля при використанні системи вибіркового каталітичного відновлення // Водний транспорт. – 2025. – Вип. 2. – № 43. – С. 161 – 176.

36. O. M. Melnyk, O. A. Onishchenko, O. G. Shibaev, S.O. Kuznichenko, M. P. Bulgakov, O. V. Shcherbina, N. O. Yaremenko, D. A. Voloshyn. Development of strategies for reducing nitrous oxide emissions from marine diesel engines // Journal of chemistry and technologies. – 2024. – № 32 (2). – P. 465 – 479.

37. Wang R., Li X., Zhang J., Zhang J., Li W., Liu Y., Fu W., Ma X. Speed control for a marine diesel engine based on the combined linear-nonlinear active disturbance rejection control // Mathematical problems in engineering. – Vol. 2018. – № 7641862. – P. 1 – 18.

38. Горб С.И. Предотвращение перегрузок главного двигателя на судах с винтом регулируемого шага // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 1999. – Вып. 3. – Одесса: ОГМА. – С. 21 – 33.

39. Suvorov P.S. The choice of criterion of optimum control over main ship's diesel loading process // Brodogradnja. – 1995. – Vol. 1. – P. 48 – 51.

40. Миусов М. В., Кривой А. Ф. Методы оптимизации режимов работы судового пропульсивного комплекса // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – С. 39 – 48.

41. Миусов М. В., Ланчуковский В. И. Системы управления современным главным двигателем // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – Вып. 30. – Одесса: ОНМА. – С. 84 – 91.

42. Sagin S., Kuropyatnyk O., Matieiko O., Razinkin R., Stoliaryk T., Volkov O. Ensuring operational performance and environmental sustainability of marine diesel engines through the use of biodiesel fuel // Journal of marine science and engineering. – 2024. – Vol. 12. – № 1440. – P. 1 – 25.

43. Белоусов Е. В. Моделирование процесса сжатия с охлаждением воздушного заряда путем распыливания воды в рабочем цилиндре ДВС // Двигатели внутреннего сгорания: науч.-техн. журнал. – 2006. – Вып 1. – Харьков: НТУ "ХПИ". – С. 72 – 78.

44. Nielsen K. V., Blanke M., Eriksson L., Vejlgaard-Laursen M. Marine diesel engine control to meet emission requirements and maintain maneuverability // Control engineering practice. – 2018. – Vol. 76. – P. 12 – 21.

45. Lebedevas S., Milašius E. Comparative assessment of the thermal load of a marine engine operating on alternative fuels // Journal of marine science and engineering. – 2025. – Vol. 13. – № 748. – P. 1 – 24.

46. Geertsma R. D., Visser K., Negenborn R. R. Adaptive pitch control for ships with diesel mechanical and hybrid propulsion // Applied energy. – 2018. – Vol. 228. – P. 2490 – 2509.

47. Kpegele L. A., Kpina C. B. Numerical analysis of diesel engine component under thermal loading. // International research journal of engineering and technology. – 2019. – Vol. 6. – № 2. – P. 1392 – 1398.

48. Третьяк Е. И., Гоцкало Б. Л., Кинжалов О. С. Оценка возможности улучшения топливной экономичности судового дизеля 6ЧН26/34 при тепловой защите гильзы цилиндра // Двигатели внутреннего сгорания: науч.-техн. сб. – 1987. – Вып. 45. – Харьков: ХПИ. – С. 33 – 39.

49. Поповский А. Ю., С. В. Сагин. Оценка эксплуатационных свойств смазочно-охлаждающих жидкостей судовых технических средств // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2016. – Вып. 22. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 66 – 74.

50. Триньов О. В., Бугайцов Р. Ю. Оптимізація теплового стану циліндрової гільзи середньообертового судового дизеля // Двигатели внутреннего сгорания: науч.-техн. журнал. – 2018. – Вып 2. – Харьков: НТУ "ХПИ". – С. 40 – 47.

51. Lebedevas S., Milašius E. Methodological Aspects of Assessing the thermal load on diesel engine parts for operation on alternative fuel // Journal of marine science and engineering. – 2024. – Vol. 12. – № 325. – P. 1 – 16.

52. Nanda S., Jia B., Smallbone A., Roskilly A. Fundamental Analysis of Thermal Overload in Diesel Engines: Hypothesis and Validation // Energies. – 2017. – Vol. 10. – № 329. – P. 1 – 12.

53. Winterbone D. E., Thiruarooran C., Wellstead P. E. A wholly dynamic model of a turbocharged diesel engine for transient function evaluation // SAE Technical Paper. – 1977. – № 770124. – P. 1 – 16.

54. Winterbone D. E., Loo W. Y. A dynamic simulation of a two-stroke turbocharged deisel engine // SAE Technical Paper. – 1981. – № 810337. – P. 1 – 15.
55. Winterbone D. E., Jai-In S. The application of modern control theory to a turbocharged diesel engine powerplant // Journal of systems and control engineering. – 1991. – Vol. 205. – № 19. – P. 69 – 83.
56. Dittmar R., Gill S., Singh H., Darby M. Robust optimization-based multi-loop PID controller tuning: a new tool and its industrial application // Control engineering practice. – 2012. – Vol. 20. – № 4. – P. 355 – 370.
57. White P. R., Tan M. H., Hammond J. K. Analysis of the maximum likelihood, total least squares and principal component approaches for frequency response function estimation // Journal of sound and vibration. – 2006. – Vol. 290. – № 3 – 5. – P. 676 – 689.
58. Zweiri Y. H., Whidborne J. F., Seneviratne L. D., Althoefer K. A comparison of dynamic models of various complexity for diesel engines // Mathematical and computer modelling of dynamical systems. – 2002. – Vol. 8. – № 3. – P. 273 – 289.
59. Şahin S. Comparison of machine learning algorithms for predicting diesel/biodiesel/iso-pentanol blend engine performance and emissions // Heliyon. – 2023. – Vol. 9. – № 11. – P. 1 – 13.
60. Горб С. И., Бурденко А. Ф. Метод оптимизации гидромеханических регуляторов частоты вращения главных двигателей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 1999. – Вып. 4. – Одесса: ОГМА. – С. 52 – 57.
61. Shoid S., Rivaie M., Mamat M., Salleh Z. A new conjugate gradient method with exact line search // Applied mathematical sciences. – 2015. – Vol. 9. – P. 4799 – 4812.
62. Lin C.-H., Wu C.-J., Yang J.-Z., Liao C.-J. Parameters identification of reduced governor system model for diesel-engine generator by using hybrid particle swarm optimisation // IET Electric power applications. – 2018. – Vol. 12. – № 9. – P. 1265 – 1271.

63. Huang C.-M., Huang Y.-C., Chen S.-J., Yang S.-P. A hierarchical optimization method for parameter estimation of diesel generators // IEEE Access. – 2020. – Vol. 8. – P. 176467 – 176479.

64. Горб С. И., Бурденко А. Ф. Усовершенствованный метод оптимизации гидромеханических регуляторов частоты вращения главных двигателей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2000. – Вып. 5. – Одесса: ОГМА. – С. 28 – 32.

65. Горб С. И., Бурденко А. Ф. Оптимизация сложного объекта методом случайного поиска экстремума // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2001. – Вып. 6. – Одесса: ОГМА. – С. 18 – 23.

66. Adland R., Cariou P., Wolff F.-C. Optimal ship speed and the cubic law revisited: Empirical evidence from an oil tanker fleet // Transportation research part E: Logistics and transportation review. – 2020. – Vol. 140. – № 101972. – P. 1 – 18.

67. Суворов П. С., Т. В. Тарасенко. Оценка ходкости судна при нерегулярном волнении // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 16. – Одесса: ОНМА. – С. 96 – 110.

68. Perera L. P., Mo B., Kristjánsson L. A., Jønvik P. C., Svardal J. Ø. Evaluations on ship performance under varying operational conditions // Proceedings of the ASME 2015 34th International conference on ocean, offshore and arctic engineering, St. John's, Newfoundland, Canada, 31 May–05 June 2015. – P. 1 – 10.

69. Sui C., Vos P., Hopman H., Visser K., Stapersma D., Ding Y. Effects of adverse sea conditions on propulsion and manoeuvring performance of low-powered ocean-going cargo ship // Ocean Engineering. – 2022. – Vol. 254. – № 111348. – P. 1 – 34.

70. Yang J., Pu L., Wang Z., Zhou Y., Yan X. Fault detection in a diesel engine by analysing the instantaneous angular speed // Mechanical systems and signal processing. – 2001. – Vol. 15. – № 3. – P. 549 – 564.

71. Горб С. И., Будуров М. І. Оптимизация автоматического регулирования частоты вращения судового дизеля // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. зб. – 2021. – Вып. 27. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 3 – 21.

72. Gorb S., Popovskii A., **Budurov M.** Adjustment of speed governor for marine diesel generator engine // International journal of GEOMATE. – 2023. – Vol. 25. – № 109. – P. 125 – 132.

73. Shop Test Result for Main Diesel Generator Engine 6N18AL-UV. – 2007. – № B6-0046501. – 38 p.

74. **Будуров М. І.** Оптимізація автоматичного регулювання частоти обертання суднового дизеля з урахуванням варіативності параметрів робочого процесу // Marine power plants and operation: матеріали VI Міжнар. наук.-практ. морської конф., м. Одеса, 4 берез. 2025 р. / Одес. нац. морський ун-т. – Одеса, 2025. – С. 238 – 240.

75. CONNO-list for EGS2000-RTf Electronic governor system of SAM Electronics GmbH & Lyngsø Marine. – 2004. – № 810.000.677-01. – 63 p.

76. Tenkey data list for MG-800 Electronic governor system of Nabtesco Corporation. – 2011. – № 74H63927-82B. – 16 p.

77. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels. // Technology audit and production reserves. – 2021. – Vol. 5. – № 2 (61). – P. 26 – 32.

78. Yang Z., Steffen T., Stobart R. Disturbance sources in the diesel engine combustion process // SAE Technical Paper. – 2013. – № 2013-01-0318. – P. 1 – 14.

79. Горб С. І., **Будуров М. І.**, Павленко В. С. Удосконалення моделювання суднового дизеля як об'єкта регулювання частоти обертання // Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика: матеріали XIII Міжнар. наук.-техн. конф., м. Одеса, 22 – 23 листоп. 2023 р. / Нац. ун-т "Одес. морська акад.". – Одеса, 2023. – С. 196 – 200.

80. **Budurov M.**, Gorb S., Popovskii A. Optimization of electronic speed governors sensitivity for marine diesel engines // Eastern-european journal of enterprise technologies. 2025. – Vol. 2. – № 8 (134). – P. 26 – 35.

81. Nezhadali V., Sivertsson M., Eriksson L. Turbocharger Dynamics Influence on Optimal Control of Diesel Engine Powered Systems // SAE International Journal of Engines. – 2014. – Vol. 7 (1). – P. 6 – 13.

82. Горб С. И. Повышение точности численного моделирования рабочих процессов дизелей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2020. – Вып. 26. – Одесса: НУ "ОМА". – С. 3 – 26.

83. Горб С. И., Бурденко А. Ф. Параметрическая оптимизация объекта с помощью пакета MATLAB // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2011. – Вып. 17. – Одесса: ОНМА. – С. 17 – 23.

84. Shop test result for main engine HYUNDAI-MAN B&W 6S60MC-C7. – 2011. – № K630-IR11A-5984. – 18 p.

85. Acceptance test record № 271204 of engine MaK 9M25C. – 2011. – № 45229. – 21 p.

86. **Будуров М. І.** Підвищення стабільності автоматичного регулювання частоти обертання суднового дизеля з електронним регулятором // Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика: матеріали XIV Міжнар. наук.-техн. конф., м. Одеса, 19 – 20 листоп. 2024 р. / Нац. ун-т "Одес. морська акад.". – Одеса, 2024. – С. 154 – 157.

87. Varbanets R., Karianskyi S., Rudenko S., Gritsuk I., Yeryganov A., Kyrylash O., Aleksandrovskaya N. Improvement of diagnosing methods of the diesel engine functioning under operating conditions. // SAE Technical Paper. – 2017. – № 2017-01-2218. – P. 1 – 10.

88. Catania A. E., Finesso R., Spessa E. Predictive zero-dimensional combustion model for DI diesel engine feed-forward control // Energy conversion and management. – 2011. – Vol. 52. – № 10. – P. 3159 – 3175.

89. Finesso R., Spessa E. A real time zero-dimensional diagnostic model for the calculation of in-cylinder temperatures, HRR and nitrogen oxides in diesel engines // Energy conversion and management. – 2014. – Vol. 79. – P. 498 – 510.

90. Lebedevas S, Čepaitis T. Parametric analysis of the combustion cycle of a diesel engine for operation on natural gas // Sustainability. – 2021. – Vol. 13. – № 5 (2773). – P. 1 – 23.

91. Горб С. І., Карпілов О. Ю. Розрахунок робочих процесів суднового дизеля: навч. посіб. – Одеса: НУ "ОМА", 2020. – 88 с.

92. Foteinos M. I., Papazoglou A., Kyrtatos N. P., Stamatelos A., Zogou O., Stamatellou A. M. A three-zone scavenging model for large two-stroke uniflow marine engines using results from CFD scavenging simulations // *Energies*. – 2019. – Vol. 12 (9). – №. 1719. – P. 1 – 20.

93. Sinha R. P., Balaji R. A Mathematical model of marine diesel engine speed control system // *Journal of the institution of engineers*. – 2018. – Vol. 99. – № 1. – P. 63 – 70.

94. Yuan Y., Zhang M., Chen Y., Mao X. Multi-sliding surface control for the speed regulation system of ship diesel engines // *Transactions of the institute of measurement and control*. – 2016. – Vol. 40. – № 1. – P. 22 – 34.

95. Li X., Ahmed Q., Rizzoni G. Nonlinear robust control of marine diesel engine // *Journal of marine engineering & technology*. – 2017. – Vol. 16. – № 1. – P. 1 – 10.

96. Hua H., Ma N., Ma J., Zhu X. Robust intelligent control design for marine diesel engine // *Journal of Shanghai Jiaotong university*. – 2013. – Vol. 18. – № 6. – P. 660 – 666.

97. Gorb S., Levinskyi M., **Budurov M.** Sensitivity optimisation of a main marine diesel engine electronic speed governor // *Scientific horizons*. – 2021. – Vol. 24. – № 11. – P. 9 – 19.

98. **Будуров М. І.** Оптимізація електронного регулятора частоти обертання головного дизеля // *Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб.* – 2025. – Вип. 30. – Одеса: НУОМА. – С. 3 – 20.

99. **Будуров М. І.** Оптимізація налаштування електронного регулятора частоти обертання суднового дизеля // *Двигуни внутрішнього згоряння: наук.-техн. журнал*. – 2025. – Вип. 1. – Харків: НТУ "ХПІ". – С. 38 – 50.

100. Project guide for GenSet MAN L23/30H. – Режим доступу: https://man-es.com/applications/projectguides/4stroke/manualcontent/L23-30H_GenSet_TierII.pdf (дата звернення: 04.08.2025).

101. Горб С. І., Поповський О. Ю., **Будуров М. І.** Оптимізація налаштування регулятора частоти обертання дизель-генератора //

Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 3 – 16.

102. Горб С. И. Оптимизация главного двигателя на режиме экономического хода судна // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2019. – Вип. 25. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 17 – 34.

103. Test result of sea trial for main engine HYUNDAI-B&W 7S60MC. – 1999. – № DCDF-C35C-G21. – P. 89 – 111.

104. Система коригування упору гребного гвинта, крок якого фіксований: пат. 144705 Україна: В63Н5/00, В63Н21/00 / Горб С. І., Сандлер А. К., **Будуров М. І.** – № u202000452; заявл. 27.01.2020; опубл. 26.10.2020, Бюл. № 20/2020. – 3 с.

105. Горб С. І., Сандлер А. К., **Будуров М. І.** Повышение эффективности работы главного двигателя корректировкой упора гребного винта // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2019. – Вип. 25. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 35 – 52.

106. Горб С. І., **Будуров М. І.** Модернізована система коригування упору гребного гвинта, крок якого фіксований // Marine power plants and operation: матеріали III Міжнар. наук.-практ. морської конф., м. Одеса, 30 квіт. 2021 р. / Одес. нац. морський ун-т. – Одеса, 2021. – С. 362 – 364.

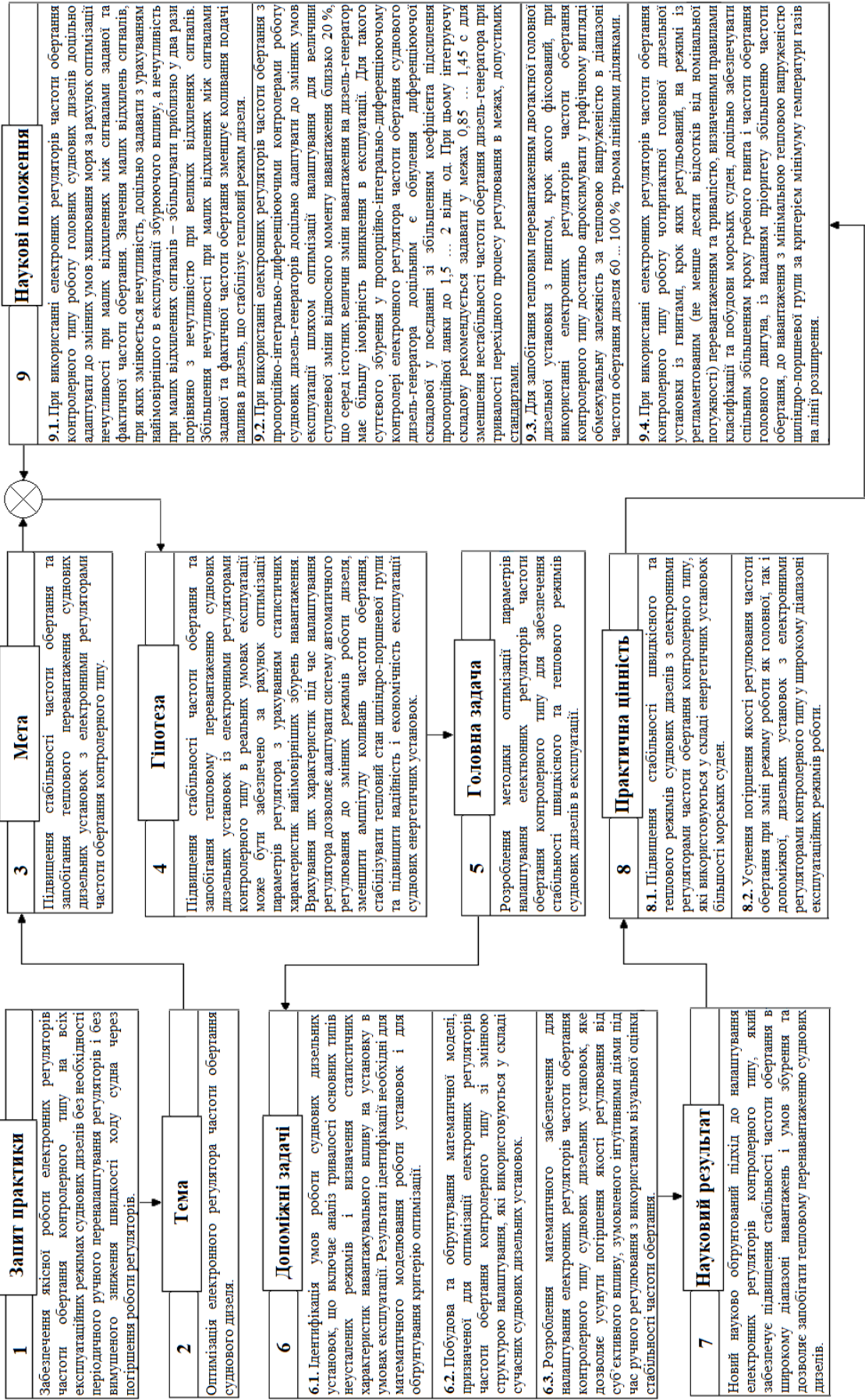
107. Shop test result for main engine HYUNDAI-B&W 6G70ME-C9.2. – 2016. – № K630- IR16A-0780. – 18 p.

108. Gorb S. I., **Budurov M. I.** Increasing the accuracy of a marine diesel engine operation limit by thermal factor // International review of mechanical engineering. – 2021. – Vol. 15. – № 3. – P. 115 – 121.

109. Горб С. І., **Будуров М. І.** Вибір режимів перевантаження головного дизеля на судні із гвинтом, крок якого регульований // Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика: матеріали XII Міжнар. наук.-техн. конф., м. Одеса, 22 – 23 листоп. 2022 р. / Нац. ун-т "Одес. морська акад.". – Одеса, 2023. – С. 101 – 107.

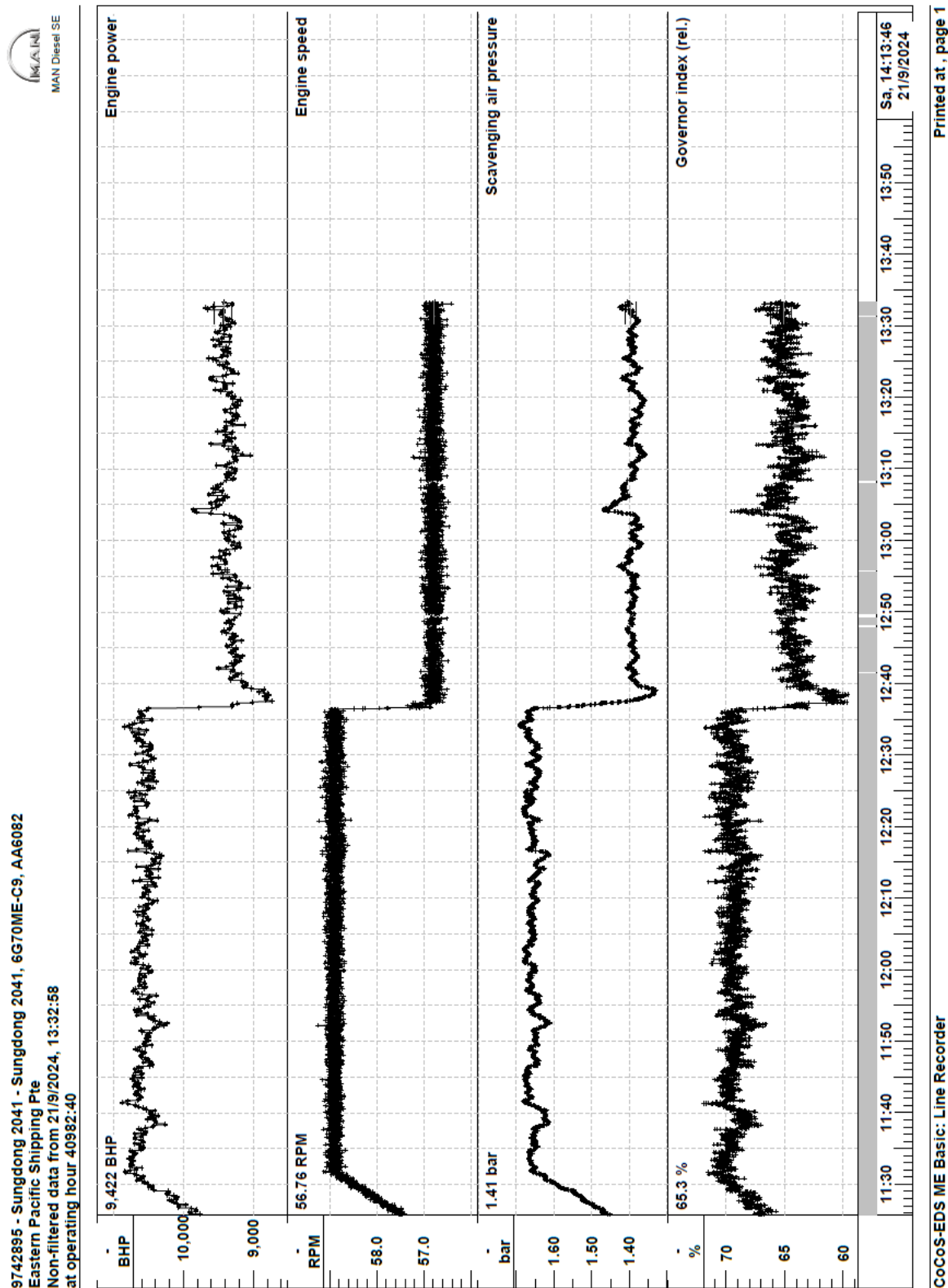
ДОДАТОК А.

ТЕХНОЛОГІЧНА КАРТА ДОСЛІДЖЕННЯ



ДОДАТОК Б.

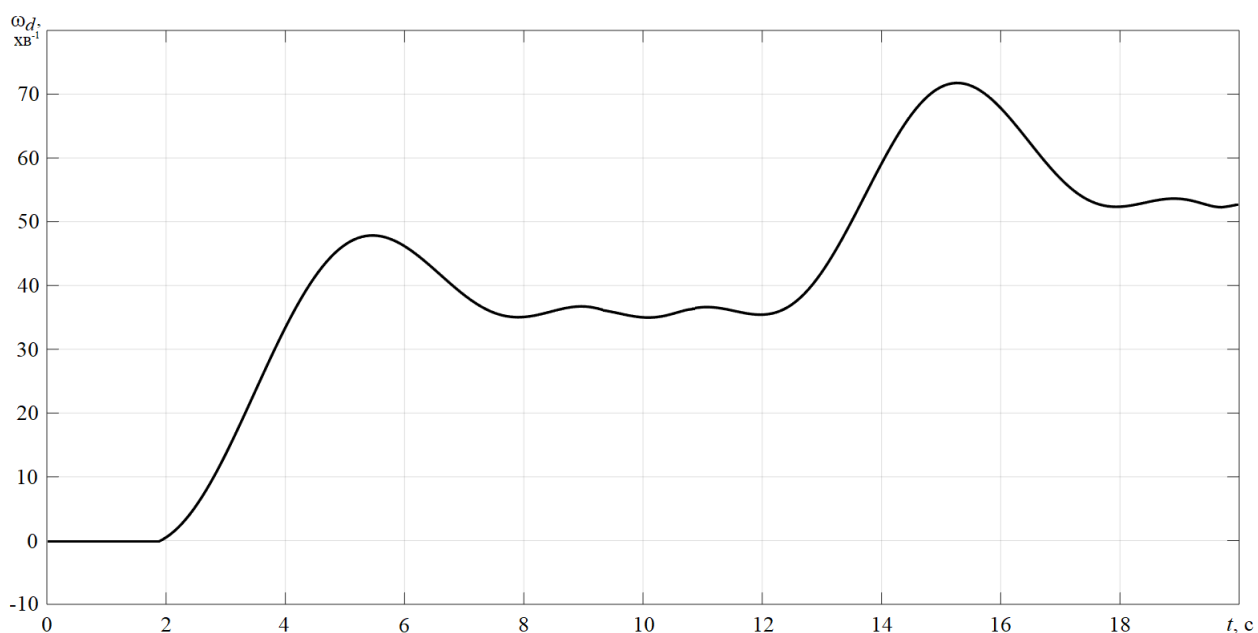
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ РЕАЛІЗАЦІЇ НА ТАНКЕРІ "DIAMONDWAY" ПРИ СТУПЕНЕВІЙ, ПЕРІОДИЧНІЙ ЗМІНІ ТА ПРОВАЛАХ НАВАНТАЖЕННЯ ПІД ЧАС ХВИЛЮВАННЯ МОРЯ



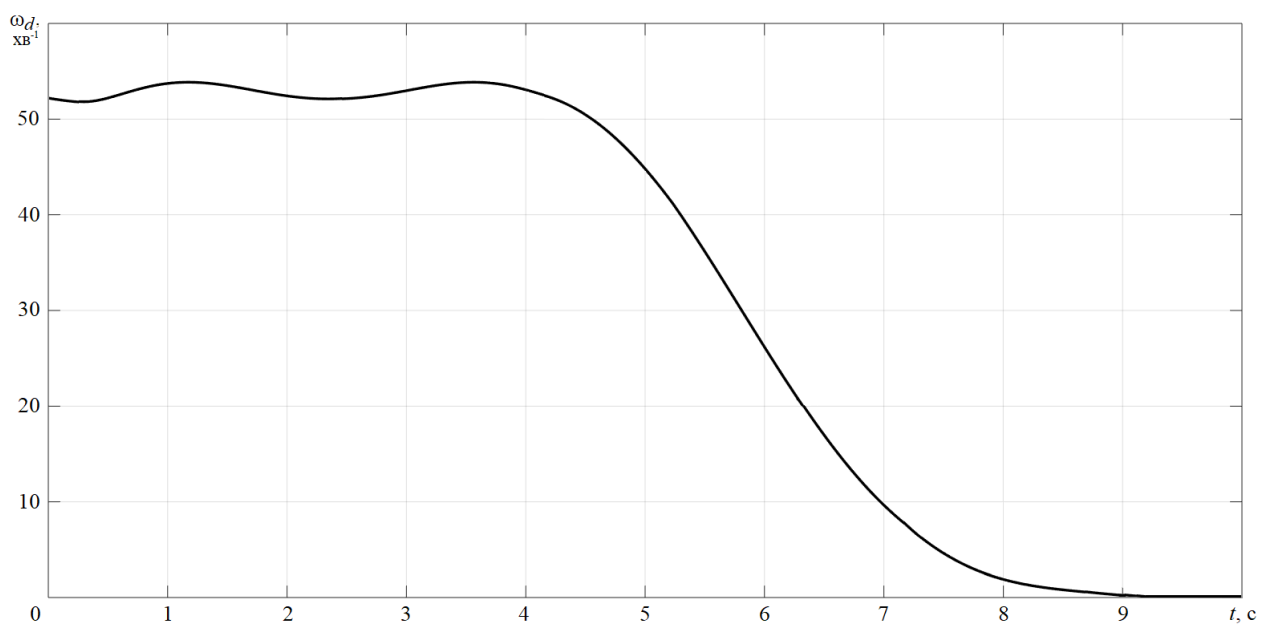
На рисунку зображено робота головного двигуна протягом 1 години на ходовому режимі в умовах хвилювання моря 3 бали за шкалою Бофорта

ДОДАТОК В.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ РЕАЛІЗАЦІЇ НА ТАНКЕРІ "CATALAN SEA" ПРИ РАПТОВІЙ ЗМІНІ ЗАВДАННЯ НА ЕЛЕКТРОННИЙ РЕГУЛЯТОР



На рисунку зображено пуск головного двигуна на найменший хід (36 хв^{-1}) із подальшим підвищенням частоти обертання до малого ходу (53 хв^{-1})



На рисунку зображено роботу головного двигуна на малому ході (53 хв^{-1}) із подальшою його зупинкою

ДОДАТОК Г.

ПРОГРАМНИЙ КОД ПОБУДОВИ ІНДИКАТОРНИХ ДІАГРАМ ДЛЯ ДВОТАКТНОГО ТА ЧОТИРИТАКТНОГО ДИЗЕЛІВ

Для двотактного дизеля

```
function y = fcn(fi,hr)
D=0.6; S=2.4; L=2; r=0.4; lam1=r/L; % геометричні параметри
P0=0.1; % атмосферний тиск
n1=1.368477; n2=1.30491; % показники політроп стискання та розширення
% параметри узлових точок індикаторної діаграми:
Va=0.70556; Pa=0.281818; % т.А
Vc=0.047353; Pc=Pa*(Va/Vc)^n1; % т.С
Vz=0.073575; Pz=15.0; % т.З
Vb=0.6065; Pb=Pz*(Vz/Vb)^n2; % т.В
Vm=Vc+pi*D^2*(L+r)/4; Pm=0.312; % т.М
% параметри залежностей ділянок індикаторної діаграми
k1=(Pa-Pm)/(Vm-Va); k2=(Pb-Pm)/(Vm-Vb);
A=-5291; B=778.6; C=-13.64;
% параметри, які залежать від поточного значення кута
fi1=fi*pi/180; % вхідний кут у радіанній мірі
a=sin(fi1); b=cos(fi1);
s_t=0.5*S*(1-b+(1/lam1)*(1-sqrt(1-(lam1*a)^2)));
V=Vc+pi*D^2*s_t/4;
K=6*pi*D^2*S*b/8;% коефіцієнт перерахунку тиску в індикаторний момент
% Розрахунок тиску та індикаторного моменту за ділянками циклу:
% Стискання від т.М до т.А
if V<Vm && V>=Va && fi>-180 && fi<0
    P=Pm+k1*(Vm-V);
    Mi=(P-P0)*K*hr;
% Політропа стискання
elseif Va > V && V >=Vc && fi>-180 && fi<0
    P=Pa*(Va/V)^n1;
    Mi=(P-P0)*K*hr;
% Ділянка згоряння - апроксимація параболою
```



```

elseif V<=Vz && V > Vc && fi>0 && fi<180
    P=A*V^2+B*V+C;
    Mi=(P-P0)*K*hr;
% Політропа розширення
elseif V>Vz && V<=Vb && fi>0 && fi<180
    P=Pz*(Vz/V)^n2;
    Mi=(P-P0)*K*hr;
% Остання ділянка розширення
else
    P=Pb-k2*(V-Vb);
    Mi=(P-P0)*K*hr;
end
y=Mi;

```

Для чотиритактного дизеля

```

function y = fcn(fi,hr)
D=0.255; S=0.4; L=1.1; r=0.3; lam1=r/L; % геометричні параметри
P0=0.1; % атмосферний тиск
% показники політроп стиснення та розширення
n1=1.369377; n2=1.30491;
% параметри вузлових точок індикаторної діаграми
Va=0.021822; Pa=0.419315; % т. А
Vc=0.001599; Pc=Pa*(Va/Vc)^n1; % т.С - ВМТ (Pc=15.026)
Vm=Vc+pi*D^2*S/4; Pm=0.312; % т.М - НМТ (Vm=0.02203;)
Vz=0.002604; Pz=19.5; % т. Z
Vb=0.017877; Pb=Pz*(Vz/Vb)^n2; % т.В - (Pb=1.578299)
% параметри залежностей ділянок індикаторної діаграми
k1=(Pa-Pm)/(Vm-Va); k2=(Pb-Pm)/(Vm-Vb);
A=-6.8375*10^6; B=3.31875*10^4; C=-20.566; % параметри параболи
від т.С до т.З (ділянка згоряння)
A1=618.23; B1=-14.61; C1=0.334; % параметри параболи 3-го такту
A2=-378.92; B2=8.953; C2=0.298; % параметри параболи 4-го такту
% параметри, які залежать від поточного значення кута
fil=fi*pi/180; % вхідний кут у радіанній мірі
a=sin(fil); b=cos(fil);

```

```

s_t=0.5*S*( 1-b+(1/lam1)*(1-sqrt(1-(lam1*a)^2)));
V=Vc+pi*D^2*s_t/4;
K=9*pi*D^2*S*b/16;% коефіцієнт перерахунку тиску в індикаторний момент
% Розрахунок тиску та індикаторного моменту по ділянкам циклу
% Стискання від т.М до т.А (1-ий такт) - лінійна зміна тиску
if V<= Vm && V > Va && fi>=-180 && fi<0
    P=Pm+k1*(Vm-V);
    Mi=(P-P0)*K*hr;
% Політропа стискання від т.А до т.С (1-ий такт)
elseif V<Va && V >=Vc && fi>-180 && fi<=0
    P=Pa*(Va/V)^n1;
    Mi=(P-P0)*K*hr;
% Ділянка згоряння - апроксимація параболою (2-ий такт)
elseif V <= Vz && fi >= 0 && fi < 180
    P=A*V^2+B*V+C;
    Mi=(P-P0)*K*hr;
% Політропа розширення (2-ий такт)
elseif V>Vz && V<Vb && fi>=0 && fi< 180
    P=Pz*(Vz/V)^n2;
    Mi=(P-P0)*K*hr;
% Остання ділянка розширення (2-ий такт)
elseif V > Vb && V <= Vm && fi>0 && fi<= 180
    P=Pb-k2*(V-Vb);
    Mi=(P-P0)*K*hr;
% 3-ій такт стискання
elseif fi > 180 && fi <= 360
    P=A1*V.^2+B1*V+C1;
    Mi=(P-P0)*K*hr;
% 4-ий такт розширення
else fi>360 && fi<=540
    P=A2*V.^2+B2*V+C2;
    Mi=(P-P0)*K*hr;
end
y=Mi;

```

ДОДАТОК Г.
ПАТЕНТ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ



ДОДАТОК Д.

АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

ЗАТВЕРДЖУЮ



Перший проректор Національного
університету «Одеська морська
академія», д-р юрид. наук, професор

Олександр ШЕМЯКІН

04 _____ 2025 р.

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи
«Оптимізація електронного регулятора частоти обертання суднового дизеля»
здобувача третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти
Будурова Миколи Ігоровича

м. Одеса

Ми, що нижче підписалися, цим актом підтверджуємо, що результати дисертаційної роботи Будурова Миколи Ігоровича «Оптимізація електронного регулятора частоти обертання суднового дизеля» впроваджені у якості складової частини навчальної дисципліни «Ідентифікація та моделювання технологічних об'єктів» за спеціальністю 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології на першому бакалаврському рівні вищої освіти.

Впроваджено:

- 1) методику моделювання суднового дизеля як об'єкта регулювання частоти обертання, в якій відтворюється зміна частоти обертання в межах робочих циклів у кожному циліндрі дизеля з урахуванням зміни подачі палива;
- 2) модель електронного регулятора частоти обертання, яка деталізована до всіх параметрів його компонентів;
- 3) метод оптимізації налаштування електронного регулятора частоти обертання у широкому діапазоні експлуатаційних режимів роботи головних суднових дизелів.

Начальник навчального відділу

Микола ПАРХОМЕНКО

Директор навчально-наукового інституту
автоматики та електромеханіки,
д-р техн. наук, професор

Віталій БУДАШКО

Завідувач кафедри теорії автоматичного
управління та обчислювальної техніки,
д-р техн. наук, професор

Сергій ГОРБ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної
роботи Національного університету
«Одеська морська академія»,
д-р техн. наук, професор

Вадим ЗАХАРЧЕНКО

04 2025 р.

АКТ

використання результатів дисертаційної роботи
здобувача третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти
Будурова Миколи Ігоровича

«Оптимізація електронного регулятора частоти обертання суднового дизеля»

м. Одеса

Ми, що нижче підписалися, цим актом засвідчуємо, що результати дисертаційної роботи Будурова Миколи Ігоровича «Оптимізація електронного регулятора частоти обертання суднового дизеля» використані під час виконання науково-дослідної роботи кафедри теорії автоматичного управління та обчислювальної техніки «Технології автоматизації морської індустрії», № ДР 0120U102671, та включені до звіту про НДР 2024 року.

Використано:

- 1) розроблену систему керування подачею повітря на гвинт фіксованого кроку для вирішення проблеми перевантаження головного двигуна;
- 2) метод оптимізації налаштування електронного регулятора частоти обертання головного суднового дизеля під час хитами судна;
- 3) математичну модель автоматичного регулювання частоти обертання дизель-генератора при найбільш імовірних випадках зміни навантажень;
- 4) обґрунтування оптимальних співвідношень кроку гребного гвинта та частоти обертання головного двигуна на режимах перевантаження;
- 5) удосконалену математичну модель суднового дизеля з електронним регулятором для оптимізації з урахуванням циклічності роботи дизеля;
- 6) рекомендації вибору чутливості електронного регулятора з урахуванням стохастичності коливань моменту опору гребного валу під час хитами судна.

Начальник науково-дослідної частини,
канд. техн. наук, старш. наук. співроб., професор

Віктор САВЧУК

Директор навчально-наукового інституту
автоматики та електромеханіки,
д-р техн. наук, професор

Віталій БУДАШКО

Завідувач кафедри ТАУ та ОТ,
д-р техн. наук, професор

Сергій ГОРБ



АКТ

використання результатів дисертаційної роботи

здобувача ступеня доктора філософії

Будурова Миколи Ігоровича

«Оптимізація електронного регулятора частоти обертання суднового дизеля»

т/х «GOLDWAY»

Цим актом засвідчується, що результати дисертаційної роботи Будурова Миколи Ігоровича «Оптимізація електронного регулятора частоти обертання суднового дизеля» використані при налаштуванні параметрів електронного регулятора частоти обертання DGS C20 головного дизеля HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2.

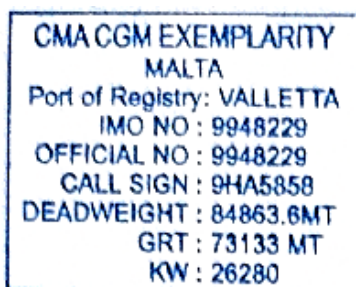
У результаті на основних експлуатаційних режимах роботи головного дизеля підвищилася стабільність автоматичного регулювання частоти обертання під час зміни навантаження у широкому діапазоні.

Капітан т/х «GOLDWAY»



Олег ШУЛЬГА

« 24 » БЕРЕЗНЯ 2025 р.



АКТ

використання результатів дисертаційної роботи

здобувача ступеня доктора філософії

Будурова Миколи Ігоровича

«Оптимізація електронного регулятора частоти обертання суднового дизеля»

т/х «CMA CGM EXEMPLARITY»

Цим актом підтверджується, що результати дисертаційної роботи Будурова Миколи Ігоровича «Оптимізація електронного регулятора частоти обертання суднового дизеля» використані під час оптимізації електронного регулятора частоти обертання HIMSEN ECS допоміжної дизельної установки HYUNDAI-HIMSEN 8H32/40.

Це дозволило підвищити стабільність та точність підтримання частоти обертання валу у широкому діапазоні експлуатаційних режимів роботи дизель-генератора.

Старший механік

т/х «CMA CGM EXEMPLARITY»



Дмитро ЖГУТОВ

« 20 » ЧЕРВНЯ 2025 р.

ДОДАТОК Е.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ ТА ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ

Основні наукові результати дисертації опубліковані у наступних працях:

Main dissertation results published in the following works:

Статті, індексовані в Scopus та/або Web of Science (категорія «А»)

Publications indexed in Scopus and/or Web of Science Core Collection

1. Gorb S. I., **Budurov M. I.** Increasing the accuracy of a marine diesel engine operation limit by thermal factor // International review of mechanical engineering. – 2021. – Vol. 15. – № 3. – P. 115 – 121. <https://doi.org/10.15866/ireme.v15i3.20865>

2. Gorb S., Levinskyi M., **Budurov M.** Sensitivity optimisation of a main marine diesel engine electronic speed governor // Scientific horizons. – 2021. – Vol. 24. – № 11. – P. 9 – 19. [https://doi.org/10.48077/scihor.24\(11\).2021.9-19](https://doi.org/10.48077/scihor.24(11).2021.9-19)

3. Gorb S., Popovskii A., **Budurov M.** Adjustment of speed governor for marine diesel generator engine // International journal of GEOMATE. – 2023. – Vol. 25. – № 109. – P. 125 – 132. <https://doi.org/10.21660/2023.109.m2312>

4. **Budurov M.**, Gorb S., Popovskii A. Optimization of electronic speed governors sensitivity for marine diesel engines // Eastern-european journal of enterprise technologies. 2025. – Vol. 2. – № 8 (134). – P. 26 – 35. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2025.322851>

Статті у наукових фахових виданнях України (категорія «Б»)

Publications in Ukrainian professional scientific journals

5. Горб С. І., Поповський О. Ю., **Будуров М. І.** Оптимізація налаштування регулятора частоти обертання дизель-генератора // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 3 – 16. <https://doi.org/10.31653/1819-3293-2023-1-28-03-16>

6. **Будуров М. І.** Перспективні шляхи покращення екологічності суден торгового флоту // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2024. – Вип. 29. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 13 – 24. <https://doi.org/10.31653/1819-3293-2024-1-29-13-24>

7. **Будуров М. І.** Оптимізація електронного регулятора частоти обертання головного дизеля // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2025. – Вип. 30. – Одеса: НУОМА. – С. 3 – 20. <https://doi.org/10.31653/1819-3293-2025-1-29-03-20>

8. **Будуров М. І.** Оптимізація налаштування електронного регулятора частоти обертання суднового дизеля // Двигуни внутрішнього згоряння: наук.-техн. журнал. – 2025. – Вип. 1. – Харків: НТУ "ХПІ". – С. 38 – 50. <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2025.1.05>

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:
Scientific publications reflecting the approbation of the dissertation research:

9. Горб С. І., **Будуров М. І.** Вибір режимів перевантаження головного дизеля на судні із гвинтом, крок якого регульований // Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика: матеріали XII Міжнар. наук.-техн. конф., м. Одеса, 22 – 23 листоп. 2022 р. / Нац. ун-т "Одес. морська акад.". – Одеса, 2023. – С. 101 – 107. <https://doi.org/10.31653/2706-7874.SEEEA-2022.11.1-203>

10. Горб С. І., **Будуров М. І.**, Павленко В. С. Удосконалення моделювання суднового дизеля як об'єкта регулювання частоти обертання // Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика: матеріали XIII Міжнар. наук.-техн. конф., м. Одеса, 22 – 23 листоп. 2023 р. / Нац. ун-т "Одес. морська акад.". – Одеса, 2023. – С. 196 – 200. <https://doi.org/10.31653/2706-7874.SEEEA-2023.11.1-256>

11. **Будуров М. І.** Підвищення стабільності автоматичного регулювання частоти обертання суднового дизеля з електронним регулятором // Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика: матеріали XIV Міжнар. наук.-техн. конф., м. Одеса, 19 – 20 листоп. 2024 р. / Нац. ун-т "Одес. морська акад.". – Одеса, 2024. – С. 154 – 157. <https://doi.org/10.31653/2706-7874.SEEEA-2024.11.1-244>

12. **Будуров М. І.** Оптимізація автоматичного регулювання частоти обертання суднового дизеля з урахуванням варіативності параметрів робочого процесу // Marine power plants and operation: матеріали VI Міжнар. наук.-практ. морської конф., м. Одеса, 4 берез. 2025 р. / Одес. нац. морський ун-т. – Одеса, 2025. – С. 238 – 240. <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.33677.86240/1>

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати:

Additional scientific works reflecting the research findings:

13. Система коригування упору гребного гвинта, крок якого фіксований: пат. 144705 Україна: В63Н5/00, В63Н21/00 / Горб С. І., Сандлер А. К., Будуров М. І. – № u202000452; заявл. 27.01.2020; опубл. 26.10.2020, Бюл. № 20/2020. – 3 с. <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1460598/>

Усі результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем особисто та викладені в одноосібних публікаціях [6–8, 11, 12], а також у спільних роботах, у яких особистий внесок полягає у: способі обмеження подачі палива в дизель за тепловою напруженістю [1]; методиці налаштування електронного регулятора частоти обертання суднового дизеля під час хвилювання моря [2]; методиці налаштування регулятора дизель-генератора при ступеневих змінах навантаження [3]; математичній моделі системи автоматичного регулювання частоти обертання суднового дизеля [4]; математичній моделі системи автоматичного регулювання частоти обертання дизель-генератора [5]; методиці вибору оптимального співвідношення кроку гребного гвинта та частоти обертання головного дизеля на його перевантажувальних режимах [9]; математичній моделі суднового дизеля як об'єкта регулювання частоти обертання [10]; способі коригування упору гребного гвинта [13].

All results submitted for defense were obtained personally by the applicant and presented in sole-authored publications [6–8, 11, 12], as well as in co-authored works where the personal contribution consists in the following: method of limiting fuel supply to a diesel engine based on thermal stress factor [1]; methodology for tuning the electronic speed governor of a marine diesel engine under sea-wave conditions [2]; methodology for tuning a diesel-generator governor during step-load changes [3]; mathematical model of the automatic speed control system of a marine diesel engine [4]; mathematical model of the automatic speed control system of a diesel-generator [5]; methodology for selecting the optimal ratio between propeller pitch and main engine speed under overload conditions [9]; mathematical model of a marine diesel engine as an object of speed control [10]; method for correcting propeller thrust [13].