Міністерство освіти і науки України

Національний університет «Одеська морська академія»

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Куропятнік Олексій Андрійович

УДК 621.436

ДИСЕРТАЦІЯ

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОРСЬКИХ СУДЕН

Спеціальність 271 – Річковий та морський 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

(О. А. Куропятнік)

Науковий керівник:
Сагін Сергій Вікторович,
доктор технічних наук, доцент

Одеса – 2020

АНОТАЦІЯ

Куропятнік О. А. Забезпечення екологічності експлуатації морських суден. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 271 – Річковий та морський транспорт (галузь знань 27 – Транспорт). – Національний університет «Одеська морська академія» Міністерства освіти і науки України, Одеса, 2020.

Дисертаційне дослідження спрямоване на розв’язання науково-прикладного завдання – визначання оптимальних режимів роботи систем керування випускними газами (з точку зору забезпечення максимального зниження концентрації оксидів азоту та стабілізації досягнутого значення на рівні, відповідному вимогам, що висуваються міжнародними кваліфікаційними товариствами) при одночасному мінімальному зниженні енергетичних та економічних показників двигунів внутрішнього згоряння суден річкового та морського транспорту.

Головною мотивацією досліджень є сьогоденна наявність **запитів практики:**

розв’язання завдання мінімізації емісії оксидів азоту з випускними газами дизелів суден річкового та морського транспорту;

необхідність забезпечення екологічної ефективності морського судна.

Головне завдання наукового дослідження полягає у розробці та визначенні режимів експлуатації систем керування випускними газами, що гарантують забезпечення екологічних показників морських суден відповідно до вимог міжнародних стандартів.

Для розв’язання головного завдання дослідження вирішені наступні **допоміжні завдання**:

1) визначення діапазону роботи системи рециркуляції газів, в якому забезпечується максимальне зниження емісії оксидів азоту при одночасному мінімальному підвищенні витрати палива;

2) визначення критерію оцінки ефективності використання системи рециркуляції випускних газів;

3) визначення оптимальних (з точки зору забезпечення екологічності морських суден) режимів перепуску випускних газів;

4) аналіз зміни статичних та динамічних показників роботи дизелів суден річкового та морського транспорту під час перепуску газів.

У результаті розв'язання головного та допоміжних завдань отримано **наукове положення**: екологічність експлуатації морських суден забезпечується комплексним керуванням випускними газами двигунів внутрішнього згоряння шляхом використання систем їх рециркуляції та перепуску, при цьому оптимальні експлуатаційні режими цих систем визначаються швидкісними або навантажувальними режимами роботи дизелів.

Наукове положення обґрунтоване **науковими результатами**:

вперше встановлено:

- оптимальний (з точки зору максимального зниження емісії оксидів азоту, при мінімальному зменшенні ефективної потужності і мінімальному підвищенні питомої ефективної витрати палива) діапазон рециркуляції випускних газів, якім є 12,5…15,5 % та в якому підтримується стехіометричне співвідношення, що забезпечує надійне самозаймання палива;

- критерій оцінки ефективності системи рециркуляції випускних газів (за який доцільно приймати площу під залежністю $NO_x = f(g_{ew})$ що дозволяє виконувати кількісне та якісне порівняння режимів її експлуатації;

- оптимальний (з точки зору ближчого до максимального зниження емісії оксидів азоту з одночасним мінімальним збільшенням витрати палива)

режим перепуску випускних газів, яким є 4…6 % та в якому попереджається виникнення теплової перенапруженості та помпажних явищ;

•можливість використання системи перепуску випускних газів обмежується частковими (у діапазоні менш ніж 55 % від номінальної потужності) режимами навантаження та підвищеними (у діапазоні більш ніж 9 %) режимами перепуску.

Удосконалено методику визначення концентрації оксидів азоту у випускних газах, що відрізняється від існуючих можливістю оцінки їх відносного значення (щодо потужності та часу роботу дизеля) за остаточною концентрацією кисню у випускних газах.

Отримала подальший розвиток методика розподілення навантаження між паралельно працюючими дизелями з урахуванням їх екологічних показників (вмістом оксидів азоту у випускних газах).

Практичне значення отриманих результатів полягає у наступному:

•для основних експлуатаційних діапазонів роботи головних та допоміжних двигунів суден річкового та морського транспорту встановлено режим роботи систем рециркуляції/перепуску випускних газів, використання якого підвищує екологічну ефективність судна з одночасним мінімальним (не більш як 2,5…3,0 %-им) відхиленням потужності та попередженням теплової напруженості;

•технологію комплексного керування випускними газами доцільно використовувати під час сталих режимів роботи суднового пропульсивного комплексу, а рекомендації щодо визначення оптимальних режимів її експлуатації – під час проектування на налагодження систем рециркуляції/перепуску випускних газів.

Ключові слова: судна річкового та морського транспорту, екологічність, емісія оксидів азоту, рециркуляція випускних газів, перепуск випускних газів, керування випускними газами.

Список опублікованих праць за темою дисертації

Статті у наукових фахових виданнях України (що входять до переліку наукових фахових видань України, які рекомендовані МОН України для публікації результатів дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук):

1. Куропятнік О. А. Зниження емісії оксидів азоту суднових дизелів методом перепуску випускних газів / О. А. Куропятнік // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту. – 2018. – Вип. 4(57). – С. 98-108.

2. Kuropyatnyk O. A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – С. 217-227.

3. Куропятник А. А. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей / А. А. Куропятник, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. – 2018. – Вып. 24. – С. 72-80.

4. Сагин С. В. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей / С. В. Сагин, А. А. Куропятник // Автоматизация судовых технических средств : науч. - техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 79-89. DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-79-89.

5. Куропятник А. А. Комплексная оценка режимов эксплуатации системы рециркуляции выпускных газов судовых дизелей // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць. – 2020. – № 1(61). – С. 106-120. DOI : 10.47049/2226-1893-2020-1-106-120.

6. Куропятник А. А. Комплексное управление выпускными газами судовых дизелей как способ обеспечения их экологических показателей работы / А. А. Куропятник // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць, 2020. – № 2(62). – С. 142-159. DOI : 10.47049/2226-1893-2020-2-142-159.

Статті в іноземних виданнях, які входять до міжнародних наукометричних баз даних Scopus та Web of Science:

7. Sagin S. V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S. V. Sagin, O. A. Kuropyatnyk // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

8. Kuropyatnyk O. A. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines / O. A. Kuropyatnyk, S. V. Sagin // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1-9. https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1.

Статті в інших іноземних виданнях:

9. Sagin S. V. Application of the system of recirculation of exhaust gases for the reduction of the concentration of nitric oxides in the exhaust gases of the ship diesels / S. V. Sagin, A. A. Kuropyatnik // American Scientific Journal. – 2017. – № 15. – Iss. 2. – P. 67-71.

10. Заблоцкий Ю. В. Повышение топливной экономичности и экологических параметров работы судовых дизелей при использовании присадок к топливу / Ю. В. Заблоцкий, А. А. Куропятник // Austria-science. – 2017. – № 2.– С. 83-88.

11. Kuropyatnyk O. A. Reduction of NO_x emission in the exhaust gases of low-speed marine diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. – № 7-8 (July-August). – P. 37-42. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-37-42.

12. Куропятник А. А. Снижение концентрации оксидов азота в выпускных газах судовых дизелей / А. А. Куропятник // Universum: Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 63-66.

13. Kuropyatnyk O. A. Ensuring environmental performance indicators of marine diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31, 2019. Beijing, PRC. – P. 146-153. DOI. 10.34660/INF. 2019.15.36259

14. Kuropyatnyk O. A. Selection of optimal operating modes of exhaust gas recirculation system for marine low-speed diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 203-211. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52992.

15. Kuropyatnyk O. A. Reducing the emission of nitrogen oxides from marine diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration January 25, 2020. Part 2. Beijing, PRC. – P. 154-160. DOI. 10.34660/INF. 2020.24.53689.

16. Куропятник А. А. Обеспечение экологических показателей работы судовой энергетической установки при использовании системы рециркуляции выпускных газов дизеля // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. – 2020. – № 4(73). URL: http://7universum.com/ru/tech/archive/item/9290 (дата обращения: 25.10.2020).

Статті у збірках матеріалів наукових конференцій

17. Куропятник А. А. Обеспечение экологических характеристик работы судовых дизелей / А. А. Куропятник // Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот : експлуатація і ремонт», 23.03.2017 – 24.03.2017. Частина 1. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2017. – С. 120-123.

18. Куропятник А. А. Снижение эмиссии оксидов азота судовых дизелей / А. А. Куропятник // Суднова енергетика: стан та проблеми : Матеріали VIII

Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв : Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – 2017. – С. 63-69.

19. Куропятник А. А. Обеспечение экологических параметров работы судовых дизелей // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті : Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції MINTT-2018, 29-31 травня 2018 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2018. – С. 325-328.

20. Куропятник А. А. Обеспечение требований конвенции МАРПОЛ73/78 по ограничению выбросов NO_X путем перепуска выпускных газов / А. А. Куропятник // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування : матеріали 10-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 12-13 вересня 2019 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2019. – С. 109-111.

21. Куропятник А. А. Обеспечение уровня эмиссии оксидов азота судовых четырехтакных дизелей / А. А. Куропятник // Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт : Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія», 2019. – С. 181-186.

22. Куропятнік О. А. Дослідження режимів перепуску випускних газів суднових дизелів / О. А. Куропятнік // Суднова енергетика: стан та проблеми : Матеріали X Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв : Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – 2019. – С. 73-79.

23. Куропятник А. А. Обеспечение экологических показателей работы энергетических установок морских судов / А. А. Куропятник // Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт : Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія», 2020. – С. 108-112.

24. Куропятник А. А. Диагностирование экологических показателей работы судовых дизелей / А. А. Куропятник // Матеріали II Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету (MPP&O-2020 – Marine Power Plants and Operation), квітень 2020. – Одеса : Одеський національний морський університет. – С. 220-227.

25. Куропятнік О. А. Інтегральна оцінка екологічності та економічності роботи суднових дизелів / О. А. Куропятнік // Збірка матеріалів 11-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 08-10 вересня 2020 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2020. – С. 164-167.

З наукових робіт, опублікованих у співавторстві, автору належать особисто:

[3] – забезпечення технології проведення експериментальних досліджень, обробка та аналіз результатів експерименту; [4] – проведення експериментальних досліджень та обробка отриманих результатів; [7] – налагодження експериментального обладнання, вдосконалення програми випробувань, проведення експериментальних досліджень та обробка їх результатів; [8] – розробка технології експерименті, проведення експерименту та обробка його результатів; [9] – модернізація суднової системи керування випускними газами, проведення експерименту, обробка результатів; [10] – розробка алгоритму проведення експериментальних досліджень, модернізація системи моніторингу екологічних показників роботи судна.

ANNOTATION

Kuropyatnyk O. A. Providing of the sea vessels ecological exploitation – Qualifying scientific work as manuscript.

Dissertation for the scientific level of Doctor of Philosophy for specialties 271 – River and sea transport (Part of knowledge 27 – Transport). – National University "Odessa State Academy" of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Odesa, 2020.

The dissertation research is dedicated to the solution of a scientific and applied problem – definition of exhaust gases control systems optimum modes (from the point of view of maintenance of the maximum decrease of nitrogen oxides concentration and stabilization of the reached value at the level corresponding to the requirements requested by the international qualification societies) at simultaneos minimal decrease of energy and economic parameters of internal combustion engines of river and sea transport vessels.

The main motivation for research is the current availability of **requests for practice**:

solving the problem of minimizing the emission of nitrogen oxides from the exhaust gases of diesels of river and sea transport vessels;

the need to ensure the environmental efficiency of the seagoing vessel.

The main task of the research is to develop and determine the modes of operation of exhaust gases control systems that ensure the environmental parameters of ships in accordance to international standards.

To solve the main task of the study, the following **auxiliary tasks** are solved:

1) determination of the gas recirculation system operation range, which provides the maximum reduction of nitrogen oxides emission while minimizing the increase of fuel consumption;

2) determination of the criterion for evaluating the efficiency of the exhaust gas recirculation system;

3) determination of optimal (from the point of view of ensuring the ecological compatibility of seagoing vessels) modes of exhaust gas bypass;

4) analysis of changes in static and dynamic parameters of diesel engines of river and sea transport vessels during gas bypass.

As a result of solving the main and auxiliary tasks, a **scientific position** is obtained: the ecological compatibility of marine vessels is ensured by integrated control of exhaust gases of internal combustion engines through using the recirculation and bypass systems, herewith the optimal operating modes of these systems are determined by fast-moving or by load conditions modes of diesels operation.

The scientific position is substantiated by **scientific results**:

first installed:

optimal (from the point of view of the maximum reduction of emission of nitrogen oxides, at the minimum decrease of effective power and the minimum increase of the specific effective fuel consumption) the range of recirculation of exhaust gases which is 12,5…15,5 % and in which the stoichiometric ratio is maintained, that provides straight hypergolicity of the fuel;

criterion for evaluating the efficiency of the exhaust gas recirculation system (for which it is advisable to take the area as a function $NO_x = f(\delta_{EW})$ allowing a quantitative and qualitative comparison of the modes of its operation;

optimal (in terms of closer to the maximum reduction of nitrogen oxides emissions with a simultaneous minimum increase in fuel consumption) mode of bypass of exhaust gases, which is 4…6 % and which prevents the occurrence of thermal overvoltage and surges;

the possibility of using the exhaust bypass system is limited by partial (in the range of less than 55 % of rated power) load modes and increased (in the range of more than 9 %) bypass modes.

The method of determining the concentration of nitrogen oxides in the exhaust gases has been **improved**, which differs from the existing ones by the possibility of estimating their relative value (in terms of power and operating time of the diesel engine) by the final oxygen concentration in the exhaust gases.

The method of load distribution between parallel-running diesels taking into account their ecological indicators (content of nitrogen oxides in exhaust gases) was **further developed**.

The practical significance of the results is as follows:

for the main operating ranges of the main and auxiliary engines of river and sea transport vessels the mode of operation of recirculation/exhaust gas transmission systems is established, the use of which increases the ecological efficiency of the vessel with simultaneous minimum (not more than 2.5…3.0 %) power deviation and prevention of thermal stress;

the technology of complex control of exhaust gases should be used during steady-state operation of the ship's propulsion system, and recommendations for determining the optimal modes of its operation – during the design for the installation of recirculation/bypass systems.

Key words: river and sea transport vessels, ecological compatibility, emission of nitrogen oxides, exhaust gas recirculation, exhaust gas bypass, exhaust gas management.

List of published works on the topic of the dissertation

Articles in scientific professional publications of Ukraine (included in the list of scientific professional publications of Ukraine, which are recommended by the Ministry of Education and Science of Ukraine for publication of the results of dissertations for the degree of doctor and candidate of sciences)

1. Куропятнік О. А. Зниження емісії оксидів азоту суднових дизелів методом перепуску випускних газів / О. А. Куропятнік // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту. – 2018. – Вип. 4(57). – С. 98-108.

2. Kuropyatnyk O. A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – С. 217-227.

3. Куропятник А. А. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей / А. А. Куропятник, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. – 2018. – Вып. 24. – С. 72-80.

4. Сагин С. В. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей / С. В. Сагин, А. А. Куропятник // Автоматизация судовых технических средств : науч. - техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 79-89. DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-79-89.

5. Куропятник А. А. Комплексная оценка режимов эксплуатации системы рециркуляции выпускных газов судовых дизелей // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць. – 2020. – № 1(61). – С. 106-120. DOI : 10.47049/2226-1893-2020-1-106-120.

6. Куропятник А. А. Комплексное управление выпускными газами судовых дизелей как способ обеспечения их экологических показателей работы / А. А. Куропятник // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць, 2020. – № 2(62). – С. 142-159. DOI : 10.47049/2226-1893-2020-2-142-159.

Articles in foreign publications included in the international scientometric databases Scopus and Web of Science:

7. Sagin S. V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S. V. Sagin, O. A. Kuropyatnyk // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

8. Kuropyatnyk O. A. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines / O. A. Kuropyatnyk, S. V. Sagin // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1-9. https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1.

Articles in other foreign publications:

9. Sagin S. V. Application of the system of recirculation of exhaust gases for the reduction of the concentration of nitric oxides in the exhaust gases of the ship diesels / S. V. Sagin, A. A. Kuropyatnik // American Scientific Journal. – 2017. – № 15. – Iss. 2. – P. 67-71.

10. Заблоцкий Ю. В. Повышение топливной экономичности и экологических параметров работы судовых дизелей при использовании присадок к топливу / Ю. В. Заблоцкий, А. А. Куропятник // Austria-science. – 2017. – № 2.– С. 83-88.

11. Kuropyatnyk O. A. Reduction of NO_x emission in the exhaust gases of low-speed marine diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. – № 7-8 (July-August). – P. 37-42. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-37-42.

12. Куропятник А. А. Снижение концентрации оксидов азота в выпускных газах судовых дизелей / А. А. Куропятник // Universum: Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 63-66.

13. Kuropyatnyk O. A. Ensuring environmental performance indicators of marine diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31, 2019. Beijing, PRC. – P. 146-153. DOI. 10.34660/INF. 2019.15.36259

14. Kuropyatnyk O. A. Selection of optimal operating modes of exhaust gas recirculation system for marine low-speed diesel engines / O. A. Kuropyatnyk //

Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 203-211. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52992.

15. Kuropyatnyk O. A. Reducing the emission of nitrogen oxides from marine diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration January 25, 2020. Part 2. Beijing, PRC. – P. 154-160. DOI. 10.34660/INF. 2020.24.53689.

16. Куропятник А. А. Обеспечение экологических показателей работы судовой энергетической установки при использовании системы рециркуляции выпускных газов дизеля // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. – 2020. – № 4(73). URL: http://7universum.com/ru/tech/archive/item/9290 (дата обращения: 25.10.2020).

Articles in collections of materials of scientific conferences

17. Куропятник А. А. Обеспечение экологических характеристик работы судовых дизелей / А. А. Куропятник // Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот : експлуатація і ремонт», 23.03.2017 – 24.03.2017. Частина 1. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2017. – С. 120-123.

18. Куропятник А. А. Снижение эмиссии оксидов азота судовых дизелей / А. А. Куропятник // Суднова енергетика: стан та проблеми : Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв : Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – 2017. – С. 63-69.

19. Куропятник А. А. Обеспечение экологических параметров работы судовых дизелей // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті : Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції MINTT-2018, 29-31 травня 2018 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2018. – С. 325-328.

20. Куропятник А. А. Обеспечение требований конвенции МАРПОЛ73/78 по ограничению выбросов NO_X путем перепуска выпускных газов / А. А. Куропятник // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування : матеріали 10-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 12-13 вересня 2019 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2019. – С. 109-111.

21. Куропятник А. А. Обеспечение уровня эмиссии оксидов азота судовых четырехтакных дизелей / А. А. Куропятник // Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт : Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія», 2019. – С. 181-186.

22. Куропятнік О. А. Дослідження режимів перепуску випускних газів суднових дизелів / О. А. Куропятнік // Суднова енергетика: стан та проблеми : Матеріали X Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв : Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – 2019. – С. 73-79.

23. Куропятник А. А. Обеспечение экологических показателей работы энергетических установок морских судов / А. А. Куропятник // Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт : Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія», 2020. – С. 108-112.

24. Куропятник А. А. Диагностирование экологических показателей работы судовых дизелей / А. А. Куропятник // Матеріали II Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету (MPP&O-2020 – Marine Power Plants and Operation), квітень 2020. – Одеса : Одеський національний морський університет. – С. 220-227.

25. Куропятнік О. А. Інтегральна оцінка екологічності та економічності роботи суднових дизелів / О. А. Куропятнік // Збірка матеріалів 11-ій

Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 08-10 вересня 2020 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2020. – С. 164-167.

Of the scientific works published in co-authorship, the author personally owns:

[3] - providing the technology of experimental research, processing and analysis of experimental results; [4] - conducting experimental research and processing the results; [7] - setting up experimental equipment, improving the test program, conducting experimental research and processing their results; [8] - development of experimental technology, conducting an experiment and processing its results; [9] - modernization of the ship's exhaust gas control system, conducting an experiment, processing the results; [10] - development of an algorithm for conducting experimental research, modernization of the system of monitoring the environmental performance of the vessel.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ…….. 22

ВСТУП……... 25

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ З ПРОБЛЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ РІЧКОВИХ ТА МОРСЬКИХ СУДЕН…… 33

1.1. Основні екологічні показники суден річкового та морського транспорту…….. 34

1.2. Вимоги Міжнародних та національних організацій щодо забезпечення рівня шкідливих домішок у випускних газах суден річкового та морського транспорту……. 37

1.3. Механізм утворення оксидів азоту в дизелях морських суден…….. 40

1.4. Аналіз основних шляхів поліпшення екологічних показників роботи дизелів суден річкового та морського транспорту…… 44

1.5. Аналіз основних способів зниження емісії оксидів азоту у випускних газах дизелів суден річкового та морського транспорту…….. 46

1.5.1. Загальна характеристика основних способів зниження емісії оксидів азоту…….. 46

1.5.2. Використання водо-паливних емульсій та технологій безпосереднього впорскування води в циліндр дизеля……... 48

1.5.3. Використання технологій додаткового зволоження наддувнего повітря ……...… 50

1.5.4. Використання технологій рециркуляції випускних газів……... 53

1.5.5. Використання присадок та альтернативних видів палива ……. 54

1.5.6. Використання технологій селективного каталітичного очищення… 55

1.6. Висновки за розділом 1 ……. 56

РОЗДІЛ 2. МЕТОДОЛОГІЯ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ РІЧКОВИХ ТА МОРСЬКИХ СУДЕН …….. 58
2.1. Вибір теми наукового дослідження ……..….. 58
2.2. Обґрунтування мети і завдань дисертаційного дослідження …….. 62
2.3. Системний підхід до розробки технологічної карти наукового дослідження …….. 65
2.4. Принципи експериментальних досліджень …… 68
2.5. Висновки за розділом 2 ……. 71
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ РЕЦИРКУЛЯЦІЇ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ ЯК СПОСОБУ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ МОРСЬКИХ СУДЕН ……. 72
3.1. Основні технологічні схеми рециркуляції випускних газів дизелів суден річкового та морського транспорту ……. 72
3.2. Математичне моделювання нестаціонарних процесів, що відбуваються в циліндрі дизеля під час згоряння рідкого палива …… 77
3.2.1. Моделювання процесу утворення оксидів азоту під час згоряння палива …… 78
3.2.2. Моделювання нестаціонарних процесів переносу ……. 81
3.2.3. Моделювання процесу згоряння в циліндрі дизеля …… 85
3.2.4. Моделювання переносу теплової енергії в циліндрі дизеля …….. 86
3.2.5. Моделювання процесів газообміну ……. 89
3.3. Аналіз методів визначення характеристик випускних газів суднових дизелів …….. 90
3.4. Аналіз способів визначення ступеню рециркуляції випускних газів . 92
3.5. Експериментальні дослідження впливу рециркуляції випускних газів суднового дизеля на екологічність роботи морського судна …….. 93

3.5.1. Технологія і послідовність виконання аналізу випускних газів суднових дизелів …… 95
3.5.2. Результати досліджень, виконаних на судновому малообертовому дизелі 7UEC60LS фірми Mitsubishi …… 98
3.5.3. Результати досліджень, виконаних на судновому малообертовому дизелі 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W …….…….. 111
3.6. Висновки за розділом 3 ……. 118
РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕПУСКУ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ ЯК ЗАСОБУ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ МОРСЬКИХ СУДЕН …….. 120
4.1. Аналіз схем перепуску випускних газів дизелів річкового та морського транспорту …….. 120
4.2. Експериментальні дослідження впливу перепуску випускних газів на показники роботи дизелів суден річкового та морського транспорту .. 123
4.2.1. Технологія і послідовність виконання аналізу процесу перепуску випускних газів …….. 124
4.2.2. Результати досліджень, виконаних на судновому середньообертовому дизелі 6L20 Wartsila ……. 127
4.2.3. Результати досліджень, виконаних на судновому середньообертовому дизелі 6L26 Wartsila ……. 136
4.3. Висновки за розділом 4 ……. 144
РОЗДІЛ 5. КОМПЛЕКСНЕ КЕРУВАННЯ ВИПУСКНИМИ ГАЗАМИ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ЯК ЗАСІБ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОРСЬКИХ СУДЕН …… 146
5.1. Використання адаптивного керування під час експлуатації енергетичних установок суден річкового та морського транспорту ……. 146
5.2. Адаптивні режими керування дизелями морських річкових та суден ……..…… 149

5.2.1. Вибір оптимального режиму системи рециркуляції випускних газів 150
5.2.2. Вибір оптимального режиму системи перепуску випускних газів 158
5.2.3. Вибір оптимального режиму комплексного (адаптивного) керування випускними газами 162
5.3. Висновки за розділом 5 170
ВИСНОВКИ 172
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 176
ДОДАТКИ 208

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ

ВГ	–	випускні гази
ВПЕ	–	водопаливна емульсія
ГД	–	головний двигун
ГТН	–	газотурбонагнетач
ДВЗ	–	двигун внутрішнього згоряння
ДД	–	допоміжний двигун
ККД	–	коефіцієнт корисної дії
МАРПОЛ	–	Міжнародна конвенція по запобіганню забрудненню з суден
МОД	–	малообертовий дизель
СЕУ	–	суднова енергетична установка
СОД	–	середньообертовий дизель
CASS	–	Combustion Air Saturation System
CEMS	–	Continuous Emission Monitoring System
CWI	–	Continuous Water Injection
DWI	–	Direct Water Injection
EGR	–	Exhaust Gas Recirculation
ECA	–	Emission Control Areas
EPA	–	Environmental Protection Agency
EWG	–	Exhaust Gas Wastegate
HAM	–	Humid Air Motor
HLP-EGR	–	High and Low pressure Exhaust Gas Recirculation
HP-EGR	–	High pressure Exhaust Gas Recirculation
IMO	–	The International Maritime Organization
MEPC	–	The Marine Environment Protection Committee
LP-EGR	–	Low pressure Exhaust Gas Recirculation
SCR	–	Selective catalytic reduction

$B_г$ – годинна витрата палива, кг/год

G_0 – теоретично необхідна кількість повітря, для згоряння 1 кг палива, кг/кг

K_E – коефіцієнт імпульності газової турбіни

c_{pc} – середня питома ізобарна теплоємність суміші повітря і залишкових газів в кінці процесу стиснення (у точці *c* індикаторної діаграми), кДж/(кг·К)

c_{pz} – середня питома ізобарна теплоємності продуктів згоряння, кДж/(кг·К)

G_{EGR} – витрата газів, що надходять на рециркуляцію, кг/с

G_s – витрата повітря і газів, що надходять у продувний ресивер, кг/с;

G_S – витрата повітря на двигун (через повітряний компресор), кг/с

G_T – витрата газів через газову турбіну, кг/с

i – число циліндрів, од

H_K – адіабатна робота стиснення в компресорі, кДж/кг

H_T – адіабатна робота розширення в газової турбіні, кДж/кг

L_0 – масове стехіометричне кількість повітря, кмоль/кг

m_T – коефіцієнт збільшення маси заряду

n_1 – показник політропи стиснення в циліндрі

n – частота обертання колінчастого вала, об/хв

N_K – потужність повітряного компресора, кВт

N_T – потужність газової турбіни, кВт

p_i – середній індикаторний тиск, МПа

p_z – максимальний тиск газів в кінці згоряння, МПа

$Q_н$ – нижча теплотворна здатність палива, кДж/(кг·К)

R_c – універсальна газова постійна, кДж/(кг·К)

T_0 – температура навколишнього середовища, К

T_a – температура суміші повітря і залишкових газів на початку процесу стиснення (у точці *a* індикаторної діаграми), К;

T_c – температура в кінці процесу стиснення (у точці *c* індикаторної діаграми), К

T_{EGR} – температура газів, що прямують на рециркуляцію, К

T_r – температура залишкових газів, К

T_s – температура в продувному ресивері, К

T_z – температура в кінці процесу згоряння, К

V_a – об’єм циліндру на початку стиснення, м^3

V_c – об’єм циліндру наприкінці стиснення, м^3

z – коефіцієнт тактності

α – коефіцієнт надлишку повітря

α_Σ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря

α_{EGR} – коефіцієнт надлишку повітря під час використанні системи рециркуляції випускних газів

γ_r – коефіцієнт залишкових газів

δ_{EGR} – ступінь рециркуляції

ε – ступінь стиснення

η_{K} – адіабатний ККД повітряного компресора

η_{T} – адіабатний ККД газової турбіни

η_m – механічний коефіцієнт корисної дії

λ – ступінь підвищення тиску під час згоряння

ξ_z – коефіцієнт використання тепла в т. *z* індикаторної діаграми

ρ – густина, кг/м^3

φ – кут повороту колінчастого вала, °ПКВ

φ_a – коефіцієнт продувки

ВСТУП

Актуальність теми. Річковий та морський транспорт є суттєвою складовою економіки будь якої країни, територія якої з'єднується з іншими водними шляхами. Корисна транспортна робота, яка забезпечується під час перевезення вантажу або пасажирів, пов'язана з неминучим утворенням шкідливих викидів з випускними газами (ВГ) теплових двигунів (на сам перед – дизелів, як самих розповсюджених генераторів механічної енергії, що встановлюються на річкових та морських суднах). Важливість розв'язання завдань щодо забезпечення екологічних показників суден річкового та морського транспорту під час експлуатації двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) визначається вимогами Додатка VI MARPOL, яким (у тому числі) обмежуються рівень емісії оксидів азоту у ВГ. Одним із способів підтримання емісії NO_X в межах, що відповідають цим вимогам, є використання систем керування ВГ, яке (у більшості випадків) виконується шляхом їх рециркуляції, або перепуску. Будь яке поліпшення екологічності роботи суден річкового та морського транспорту пов'язане з одночасним погіршенням енергетичних (на сам перед ефективної потужності) та економічних (питомої або годинної витрати палива) показників ДВЗ. Підвищення екологічності морських суден визначанням оптимальних (з точку зору забезпечення максимального зниження емісії оксидів азоту та стабілізації досягнутого значення на рівні, відповідному вимогам, що висуваються міжнародними кваліфікаційними товариствами) режимів роботи систем керування ВГ при одночасному мінімальному зниженні енергетичних та економічних показників ДВЗ річкового та морського транспорту є **актуальним завданням.**

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася відповідно до положень Транспортної стратегії України на

період до 2020 року (розп. КМУ 20.10.10 р. № 2174); положень Транспортної стратегії України на період до 2030 року (розп. КМУ 30.03.18 р. № 430-р); а також у рамках наступних держбюджетних науково-дослідних робіт Національного університету «Одеська морська академія»: «Розвиток систем і методів удосконалення технічної експлуатації суднових енергетичних установок на підставі сучасних інформаційних технологій» № ДР 0110U005910 (2017–2019 рр.), «Прогнозування експлуатаційного технічного стану суднової пропульсивної установки на основі контролю її вібраційно-коливальних характеристик» № ДР 0119U001654 (2018–2021 рр.), у яких автор дисертації брав участь у виконанні окремих розділів.

Мета дослідження. Метою дослідження є підвищення екологічної ефективності суден морського транспорту.

Основною науковою гіпотезою дослідження є теза про те, що підвищення екологічної ефективності морських суден досягається шляхом керування випускними газами двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Головне завдання наукового дослідження полягає у розробці та визначенні режимів експлуатації систем керування випускними газами, що гарантують забезпечення екологічних показників морських суден відповідно до вимог міжнародних стандартів.

Для розв’язання головного завдання дослідження вирішені наступні **допоміжні завдання**:

1) визначення діапазону роботи системи рециркуляції газів, в якому забезпечується максимальне зниження емісії оксидів азоту при одночасному мінімальному підвищенні витрати палива;

2) визначення критерію оцінки ефективності використання системи рециркуляції випускних газів;

3) визначення оптимальних (з точки зору забезпечення екологічності морських суден) режимів перепуску випускних газів;

4) аналіз зміни статичних та динамічних показників роботи дизелів суден річкового та морського транспорту під час перепуску газів.

Об'єкт дослідження – процес підвищення екологічної безпеки суден річкового та морського транспорту.

Предмет дослідження – процес керування випускними газами суднових дизелів.

Методи дослідження:

- дедукції (під час здійснення інформаційного пошуку);
- системного аналізу (під час визначення мети та завдань дослідження, а також під час розробки технологічної карти дослідження);
- математичного та фізичного моделювання (під час розробки моделі об'єкта дослідження та визначенні впливу зовнішніх та внутрішніх факторів на процес утворення оксидів азоту);
- статистичної обробки даних (під час обробки результатів експериментів).

Наукова новизна роботи полягає у тому, що зниження емісії оксидів азоту дизелів суден річкового та морського транспорту на 35…45 % забезпечується комплексним керуванням випускними газами, що здійснюється шляхом їх сумісної рециркуляції та перепуску. При цьому оптимальне розподілення (щодо зального обсягу випускних газів) між рециркуляцією та перепуском знаходиться в межах 12…15 % та 5…6 % відповідно.

У результаті дослідження вперше встановлено:

оптимальний (з точки зору максимального зниження емісії оксидів азоту, при мінімальному зменшенні ефективної потужності і мінімальному підвищенні питомої ефективної витрати палива) діапазон рециркуляції випускних газів, якім є 12,5…15,5 % та в якому підтримується стехіометричне співвідношення, що забезпечує надійне самозаймання палива;

критерій оцінки ефективності системи рециркуляції випускних газів (за який доцільно приймати площу під залежністю $NO_X = f(\delta_{EWG})$, що дозволяє виконувати кількісне та якісне порівняння режимів її експлуатації;

оптимальний (з точки зору ближчого до максимального зниження емісії оксидів азоту з одночасним мінімальним збільшенням витрати палива) режим перепуску випускних газів, яким є 4…6 % та в якому попереджається виникнення теплової перенапруженості та помпажних явищ;

можливість використання системи перепуску випускних газів обмежується частковими (у діапазоні менш ніж 55 % від номінальної потужності) режимами навантаження та підвищеними (у діапазоні більш ніж 9 %) режимами перепуску.

Удосконалено методику визначення концентрації оксидів азоту у випускних газах, що відрізняється від існуючих можливістю оцінки їх відносного значення (щодо потужності та часу роботу дизеля) за остаточною концентрацією кисню у випускних газах.

Отримала подальший розвиток методика розподілення навантаження між паралельно працюючими дизелями з урахуванням їх екологічних показників (вмістом оксидів азоту у випускних газах).

Практичне значення отриманих результатів полягає у наступному:

для основних експлуатаційних діапазонів роботи головних та допоміжних двигунів суден річкового та морського транспорту встановлено режим роботи систем рециркуляції/перепуску випускних газів, використання якого підвищує екологічну ефективність судна з одночасним мінімальним (не більш як 2,5…3,0 %-им) відхиленням потужності та попередженням теплової напруженості;

технологію комплексного керування ВГ доцільно використовувати під час сталих режимів роботи суднового пропульсивного комплексу, а рекомендації щодо визначення оптимальних режимів її експлуатації – під час проектування на налагодження систем рециркуляції/перепуску ВГ.

Результати дисертаційного дослідження впроваджені:

технологія визначення оптимального ступеню рециркуляції під час експлуатації системи рециркуляції низького тиску – на судновому дизелі 7UEC60LS фірми Mitsubishi Heavy Industries Ltd, що забезпечило більш ніж 20 %-е зниження емісії оксидів азоту з випускними газами та сприяло збільшенню екологічної ефективності морського судна; а також на судновому дизелі 16V32 фірми Wartsila-Sulzer, при цьому було досягнуте зниження концентрації оксидів азоту у випускних газах на 7,7…33,6 % (залежно від ступеню рециркуляції та навантаження на дизель);

технологія визначення оптимального ступеню рециркуляції під час експлуатації системи рециркуляції високого тиску – на судновому дизелі 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W, що в діапазоні експлуатаційних навантажень 25...100 % і ступеня рециркуляції 0...21 % сприяло зниженню викидів NO_X на 15...36 %;

методика визначення ефективності використання системи рециркуляції для різних режимів її експлуатації – на судновому дизелі 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W, що сприяло скороченню часу налагодження системи рециркуляції з боку оператора;

технологія визначення оптимального режиму перепуску випускних газів суднових дизелів – на морському транспортному судні «Selinda», при цьому було забезпечено поліпшення екологічних параметрів та експлуатаційних характеристик суднового дизелю 5L23/30H-Tier II, що визначилось у зниженні на 8…12 % викидів NO_X з одночасним зменшенням на 5…7 % температури випускних газів; а також на суднових дизелях KTA19 фірми Cummins, що виконують функції допоміжних двигунів на суднах ТОВ МАРІН КРЮ МЕНЕДЖМЕНТ, що сприяло 8…10 %-му зниженні емісії оксидів азоту та підвищенню стійкості окремих режимів роботи дизелів;

технологія визначення оптимального режиму під час комплексного керування випускними газами (що поєднає їх рециркуляцію та перепуск) – на

спеціалізованому морському судні водотоннажністю 59580 тонн, що забезпечило майже 40 %-е зниження емісії оксидів азоту та сприяло підвищення екологічності морського судна, яке тривалий час експлуатується в особливих екологічних районах Світового океану;

теоретичне обґрунтування переваг методу керування випускними газами з метою підвищення екологічності суден річкового та морського транспорту, а також технологію проведення дослідницьких робот – у навчальний процес Національного університету «Одеська морська академія» під час вивчення дисциплін «Суднові двигуні внутрішнього згоряння», «Процеси в суднових дизельних, парових та газотурбінних установка».

Особистий внесок здобувача полягає в наступному: проведення інформаційного пошуку та аналізу літературних джерел; розробка математичної моделі нестаціонарних процесів, що відбуваються в циліндрі дизеля під час згоряння рідкого палива; проведення експериментальних досліджень з визначення оптимального ступеню під час використання технології рециркуляції/перепуску газів та визначення оптимального розподілення потоку випускних газів між системами рециркуляції та перепуску під час дослідження оптимальних режимів комплексного керування випускними газами; обробка та аналіз експериментальних даних; розробка рекомендації щодо налагодження та вдосконалення технічної експлуатації систем керування випускними газами з метою забезпечення екологічності суден річкового та морського транспорту.

Роботи [4, 7, 15, 16, 21, 26, 31, 35, 45, 50, 126, 175, 181, 187, 202, 213, 218, 219, 226] виконані автором самостійно. У наукових працях, опублікованих у співавторстві, здобувачеві належать такі результати: [36] – налагодження експериментального обладнання, вдосконалення програми випробувань, проведення експериментальних досліджень та обробка їх результатів; [69] – розробка технології експерименті, проведення експерименту та обробка його результатів; [174] – модернізація суднової системи керування випускними

газами, проведення експерименту, обробка результатів; [190] – проведення експериментальних досліджень та обробка отриманих результатів; [198] – розробка алгоритму проведення експериментальних досліджень, модернізація системи моніторингу екологічних показників роботи судна; [211] – забезпечення технології проведення експериментальних досліджень, обробка та аналіз результатів експерименту.

Апробація результатів роботи. Основні результаті досліджень за темою дисертаційної роботи доповідались, обговорювались та були схвалені на ряді міжнародних та Всеукраїнських наукових конференціях, зокрема:

Міжнародної науково-технічної конференції «Річковий та морський флот : експлуатація і ремонт», 23.03.2017 – 24.03.2017, Одеса, Національний університет «Одеська морська академія»;

VIII Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми», Миколаїв, Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, 2017;

X Міжнародної науково-практичної конференції Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті – MINTT-2018, 29-31 травня 2018 р., Херсон : Херсонська державна морська академія, 2018;

X Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми», Миколаїв, Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, 2019;

Міжнародної науково-технічної конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт», Одеса, Національний університет «Одеська морська академія», 2019;

International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”, August 31, 2019, Beijing;

10-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 12-13 вересня 2019 р., Херсон, Херсонська державна морська академія, 2019;

Міжнародної науково-технічної конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт», Одеса, Національний університет «Одеська морська академія», 2020;

International Conference “Process Management and Scientific Developments”, 16 January, 2020, Birmingham, United Kingdom;

II Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету (MPP&O-2020 – Marine Power Plants and Operation), квітень 2020, Одеса : Одеський національний морський університет, 2020;

International Conference «Scientific research of the SCO countries: synergy and integration», January 25, 2020, Beijing;

11-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 08-10 вересня 2020 р., Херсон, Херсонська державна морська академія, 2020.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 25 наукові праці, з яких 6 – у наукових фахових виданнях України (що входять до переліку наукових фахових видань України, які рекомендовані МОН України для публікації результатів дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук); 2 – в іноземних виданнях, які входять до міжнародних наукометричних баз даних Scopus та Web of Science; 8 – в інших іноземних виданнях (5 – у наукових журналах та 3 – у збірках матеріалів наукових конференцій); 9 – у збірках за матеріалами міжнародних конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з переліку умовних скорочень, вступу, п’яти розділів, висновків, переліку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг дисертаційної роботи становить 228 сторінок, зокрема: основний текст 175 сторінок з анотацією на 16 сторінках, перелік використаних джерел із 226 найменувань на 32 сторінках, додатки – 21 сторінка, 46 рисунків, 31 таблиця.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ З ПРОБЛЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ РІЧКОВИХ ТА МОРСЬКИХ СУДЕН

Річковий та морський транспорт є складовою частиною економіки всіх розвинених країн, що мають вихід до акваторії Світового океану. Згідно з «Морським звітом Організації Об'єднаних Націй за 2019 рік» ("United Nations 2018 Maritime Report"), обсяг морських перевезень у 2018 році досяг 112 млрд. тонн, при цьому після світової кризи 2008-2010 рр. підтверджено стабільне зростання світової морської торгівлі (рис. 1.1) [1]. Аналогічні тенденції були зафіксовані у 2019 р. [2] й очікуються у 2020 р. [3].

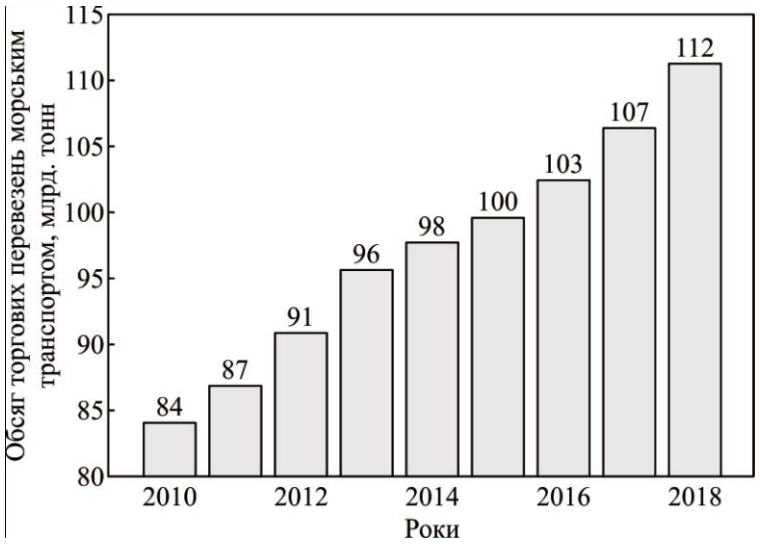


Рис. 1.1. Динаміка зміни обсягу світової морської торгівлі в період 2010-2018 рр.

Активний розвиток судноплавства сприяє зростанню суднобудування і двигунобудування. При цьому головним генератором енергії, що забезпечує рух і функціювання суден річкового і морського транспорту (незалежно від їх призначення, дедвейту і району плавання), а також життєдіяльність екіпажу та відпочинок пасажирів є двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ).

1.1. Основні екологічні показники суден річкового та морського транспорту

Експлуатація суден морського та річкового транспорту пов’язана як із забезпеченням їх енергетичних показників, так і з підтриманням необхідного рівня їх екологічності (екологічних параметрів). Теплові двигуні суден річкового та морського транспорту не тільки генерують корисну енергію (яка передається на гребний гвинт, забезпечуючи рух судна, або використовується для електричного приводу допоміжних механізмів і пристроїв), але і є джерелами різного забруднення морського і повітряного середовища [4]. До основних продуктів, які згубно впливають на екологію в результаті використання будь-яких теплових двигунів, відносяться нафтові залишки (забруднене паливо і мастило, дисперсний стан яких не дозволяє паливній апаратурі здійснити їх упорскування в камеру згоряння дизеля або топку котла) і випускні гази (ВГ), безпосередньо викидаються в атмосферу [5]. Нафтові залишки (відходи сепарації і фільтрації палива і мастила, а також неподільні емульсії води і палива) збираються в спеціальних накопичувальних ємностях і згодом здаються на берегові станції рециклінгу або утилізації [6]. ВГ, на жаль, викидаються безпосередньо в атмосферу, лише в поодиноких випадках піддаючись додатковому очищенню [7].

За своєю природою ВГ дизелів є дуже складною сумішшю парів, газів, крапель рідин і частинок і містять близько 270 речовин, частина з яких є токсичними. При використанні вуглеводневих палив нафтового походження і атмосферного повітря як окислювача ВГ суднових енергетичних установок (СЕУ) складаються на 99...99,9 % з нетоксичних компонентів – продуктів неповного згоряння (діоксид вуглецю CO_2 і водяна пара H_2O), а також повітря зі зниженим вмістом кисню O_2 і азоту N_2; решту 0,1...1,0 % обсягу складають домішки, які є шкідливими для довкілля та людини [8].

Під час окислення киснем повітря горючих елементів палива (вуглецю C, водню H та сірки S), а також азоту N та подальшого згоряння паливо-повітряної суміші здійснюється утворення наступних токсичних компонентів: вуглекислого газу CO, оксидів вуглеводню, вуглеводнів C_nH_m (в тому числі поліциклічних і ароматичних), сажі C, оксидів азоту NO_X, оксидів сірки SO_X, а також сполук важких металів, що знаходяться в паливі (рис. 1.2).

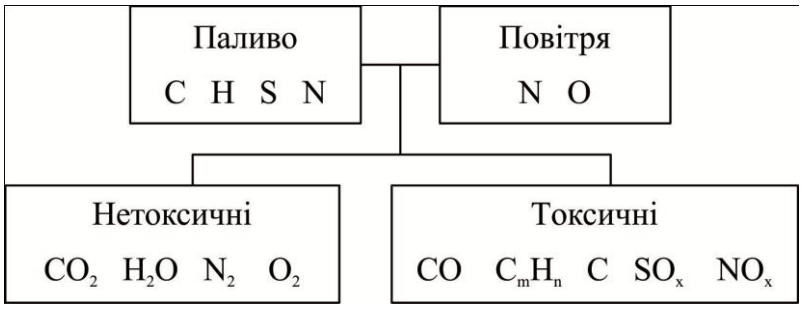


Рис. 1.2. Механізм утворення токсичних складових ВГ під час окислення та згоряння палива

Усі токсичні компоненти, які утворюються в суднових дизелях, можна розподілити на дві групи. До першої групи належать продукти неповного згоряння палива (речовини, що містять вуглець) – це монооксид вуглецю CO, вуглеводні C_nH_m, альдегіди R-CH-O, сажа (твердий вуглець) C. Токсичні компоненти другої групи утворюються в результаті повного окислення хімічних елементів, що входять до складу палива і повітря – це оксиди азоту NO_X і сірки SO_X [9-13].

Оксиди азоту NO_X є одними з найбільш токсичних компонентів ВГ [14]. За нормальних атмосферних умов азот являє собою інертний газ. При високому тиску і особливо високих температурах азот активно вступає в реакцію з киснем, перетворюючись на оксиди азоту [15, 16].

Утворення шкідливих домішок у ВГ суднових дизелів річкового та морського транспорту має деякі особливості. Малообертові дизелі (МОД) працюють з сумарним коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha_\Sigma = \alpha \cdot \varphi_a$ (де α – коефіцієнт надлишку повітря, φ_a – коефіцієнт продувки) більше трьох.

Більше половини повітря споживається в процесі згоряння, а інша частина йде на продувку циліндрів. Тому ВГ МОД містять підвищений відсоток (до 13...16 %) активного O_2. Азот N, який в атмосфері займає 80 % і складає при високих α основну частину ВГ, вступає в реакцію з киснем під час робочого процесу, утворюючи токсичні оксиди азоту, які є найшкідливішими складовими ВГ: це NO, NO_2, N_2O. Кількість кожного з окислів визначається локальними умовами: величиною температури і концентрацією кисню [17].

У середньообертових дизелях (СОД) це відбувається менш інтенсивно через швидкий перебіг процесу згоряння (за рахунок підвищеної частоти обертання вала) та менших (за рахунок більшого часу продування та випуску) коефіцієнту продувки φ_a та сумарного коефіцієнту надлишку повітря α_Σ. Склад ВГ для МОД та СОД надано у таблиці 1.1 [20].

Таблиця 1.1

Шкідливі включення у випускних газах суднових двигунів

Найменування включень	Кількість включень, кг/т палива	
	МОД	СОД
Оксиди азоту	84…86	59…61
Оксиди сірки	18…21	12…14
Окисел вуглецю	9…10	8…9
Вуглеводні	2,5…3,0	2,7…3,5
Вуглекислота	3150…3200	3250…3300

Дослідження Регістру Ллойду показали, що у ВГ МОД вміст NO_X набагато більше, ніж у СОД. Так, викиди NO_X при навантаженні двигунів 80 % від максимально тривалої потужності у МОД складають 1300...1800 ppm при вмісті O_2 15 %, в економічній модифікації СОД не більше 1000 ppm при тому ж вмісті O_2, в екологічній модифікації СОД вони складають 500...700 ppm. Тому можна вважати, що СОД знаходяться ближче до нормативних вимог, ніж МОД [21]. Проте за іншими шкідливими складовими ВГ у СОД і МОД мало відмінностей (див. таблицю. 1.1).

На даний час існують суворі норми за окремими компонентами, що містяться у ВГ ДВЗ такі, як: оксид вуглецю CO, вуглеводні C_nH_m, оксиди сірки SO_X і оксиди азоту NO_X [22, 23]. ІМО введені не тільки норми на вміст у випускних газах SO_X і NO_X, але й визначені спеціальні морські акваторії (зони контролю SO_X і NO_X), де вимоги до цих параметрів ще більш регламентовані [24].

1.2. Вимоги Міжнародних та національних організацій щодо забезпечення рівня шкідливих домішок у випускних газах суден річкового та морського транспорту

Проведені Комісією із захисту морського середовища MEPC (The Marine Environment Protection Committee), що входить у Міжнародну морську організацію (The International Maritime Organization – IMO), випробування різних типів суден показали, що в середньому величини викидів суднових дизелів у кг на 1 тонну палива складають: NO_X – 59; CO – 8; CH – 2,7; CO_2 – 3250 і SO_2 – 2,4. Частка забруднення повітряного середовища транспортними суднами складає 5...10 % і поступово збільшується. Річний викид суднового дизеля потужністю біля 20 тис. кВт рівний: за NO_X – 1500 тонн; SO_X – 600 тонн; CO – 100 тонн і за твердими частками – 50 тонн [25, 26].

Екологічні характеристики дизельних двигунів визначаються головним чином вмістом у продуктах згоряння оксидів азоту NO_X, які за індексом токсичності значно перевершують інші шкідливі компоненти ВГ. Згідно з Додатком VI Міжнародної Конвенції щодо запобігання забрудненню із суден (MARPOL) «Обмеження на викиди NO_X», з січня 2016 року всі нові судна повинні будуть відповідати стандартам рівня Tier-III, які передбачають

зниження викидів на 80 % (рис. 1.3) порівняно зі стандартами рівня I, для експлуатації в зонах, позначених як зони контролю викидів NO_X [27, 28].

У зв'язку з цим ціла низка міжнародних організацій (зокрема IMO) вводить суворі вимоги, виконання яких дозволяє забезпечити екологічні параметри роботи суднових дизелів [29].

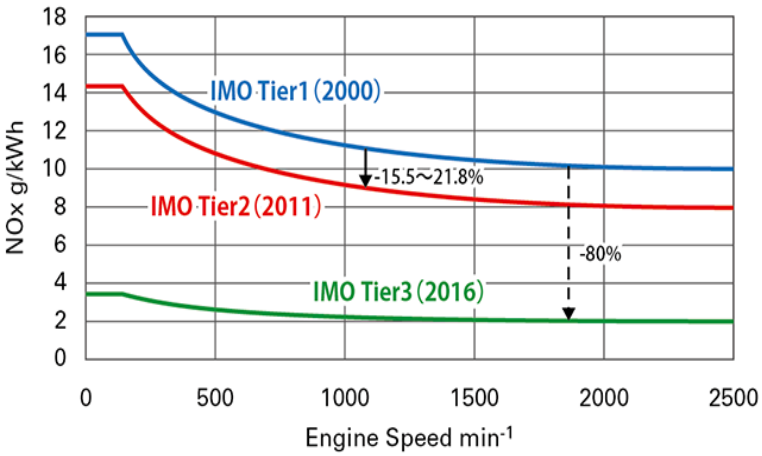


Рис. 1.3. Вимоги IMO до кількості NO_X у відпрацьованих газах суднових дизелів

Україна є повноправним членом IMO і ратифікувала всі її основні конвенції. У зв'язку з цим експлуатація суден річкового та морського транспорту здійснюється відповідно до резолюцій, розроблених Комітетом із захисту морського середовища Міжнародної морської організації (Marine Environment Committee for the Protection of the of the International Maritime Organization – MEPC IMO): «Запобігання забрудненню повітря з суден і контроль якості палива» ("Prevention of Air Pollution from Ships and Quality Control of Fuel") і «Переглянутий Додаток VI до Конвенції МАРПОЛ» та згідно із Законом України «Про охорону навколишнього природного середовища» [30].

Основним документом, який регламентує шкідливі викиди в атмосферу від морських транспортних суден, є Додаток VI до Міжнародної конвенції по запобіганню забрудненню з суден (МАРПОЛ). Цим документом викиди

оксидів сірки SO_X запропоновано унормувати відповідно до вмісту сірки в паливі, а викиди оксидів азоту NO_X – виходячи з типу суднового дизеля [31]. Додаток VI МАРПОЛ (Правила запобігання забрудненню повітряного середовища з суден) встановлює рівневий підхід до скорочення цих викидів:

- рівень Tier I являє собою межу вмісту оксидів азоту NO_X в викидах дизелів суден, побудованих після 1 січня 2000 року, але до 2011 року;
- рівень Tier II – стандарт за вмістом NO_X для двигунів, встановлених на суднах, побудованих 1 січня 2011 року, або після цієї дати;
- рівень Tier III – стандарт за вмістом NO_X у викидах двигунів, встановлених на суднах, побудованих 1 січня 2016 року або після цієї дати.

На даний час на сучасних річкових та морських транспортних суднах використовуються дизелі, відповідні рівням Tier II і Tier III. При цьому викиди NO_X двигунів рівня Tier II в залежності від номінальної частоті обертання колінчастого вала дизеля n в об/хв, повинні складати:

- 14,4 г/(кВт·год) – при $n<130$ об/хв;
- $44n^{-0,23}$ г/(кВт·год) – при $130<n<2000$ об/хв;
- 7,7 г/(кВт·год) – при $n\geq2000$ об/хв.

Двигуни рівня Tier III повинні забезпечувати наступні вимоги щодо вмісту NO_X у випускних газах:

- 3,4 г/(кВт·год) – при $n<130$ об/хв;
- $9n^{-0,2}$ г/(кВт·год) – при $130<n<2000$ об/хв;
- 2,0 г/(кВт·год) – при $n\geq2000$ об/хв.

Слід зазначити, що виконання вимог рівня Tier II можливе за рахунок зміни конструкції двигуна. Водночас досягнення норм рівня Tier III неможливе без використання спеціальних технологій: каталітичного відновлення [32]; рециркуляція випускних газів (Exhaust Gas Recirculation – EGR) [33]; перепуск випускних газів (Exhaust Gas Wastegate – EWG) [34]; перехід на зріджений природний газ [35].

1.3. Механізм утворення оксидів азоту в дизелях морських суден

Оксиди азоту займають перше місце серед шкідливих викидів практично на всіх режимах роботи дизелів, незалежно від їх типу, класу, розмірів і конструктивних особливостей. Частка оксидів азоту в сумарних викидах становить 30...80 % за масою і 60...95 % за еквівалентною токсичністю. Оксиду азоту руйнують озоновий шар, який знаходиться на висоті 25 км та поглинає 99 % сонячних та ультрафіолетових променів [36].

Термін «оксид азоту» є збірною назвою, що характеризує бінарне з'єднання азоту з киснем. З точки зору забезпечення екологічності під час експлуатації СЕУ розглядають два з'єднання – NO і NO_2 [37]. Оксиди азоту є єдиними забруднюючими речовинами, які не можуть бути усунені шляхом зміни сорту палива (як це можливо для зниження викидів SO_X), оскільки найчастіше вони утворюються при з'єднанні азоту (обов'язково знаходиться в складі рідкого палива) з киснем (обов'язково знаходиться в складі повітря в циліндрі дизеля). Серед комплексу оксидів NO_X саме NO є тими речовинами, які переважають всередині циліндра дизеля (≈90...95 %), у той час, як велика кількість NO_2 утворюється тільки при контакті з низькими температурами, тобто при попаданні ВГ в атмосферу. Утворення NO_2 відбувається при з'єднанні NO з озоном, що знаходиться в повітрі. У результаті чого одноокис азоту NO перетворюється на двоокис NO_2 і кисень O_2:

$$NO + O_3 \rightarrow NO_2 + O_2.$$

Після чого NO_2 з'єднаються з водяними парами H_2O, що призводить до утворення азотної кислоти HNO_2 і далі азотної кислоти HNO_3:

$$NO_2 + H_2O \rightarrow HNO_2 \rightarrow HNO_2 + O_2 \rightarrow HNO_3.$$

Саме азотна кислота, яка згодом конденсується в повітрі і повертається на поверхню Світового океану або острівну і материкову частину Землі у вигляді кислотних дощів, є тим з'єднанням, яке завдає екологічної шкоди довкіллю і на боротьбу з яким спрямовані всі конструктивні і технологічні рішення щодо зниження вмісту оксидів азоту у ВГ (рис. 1.4) [38].

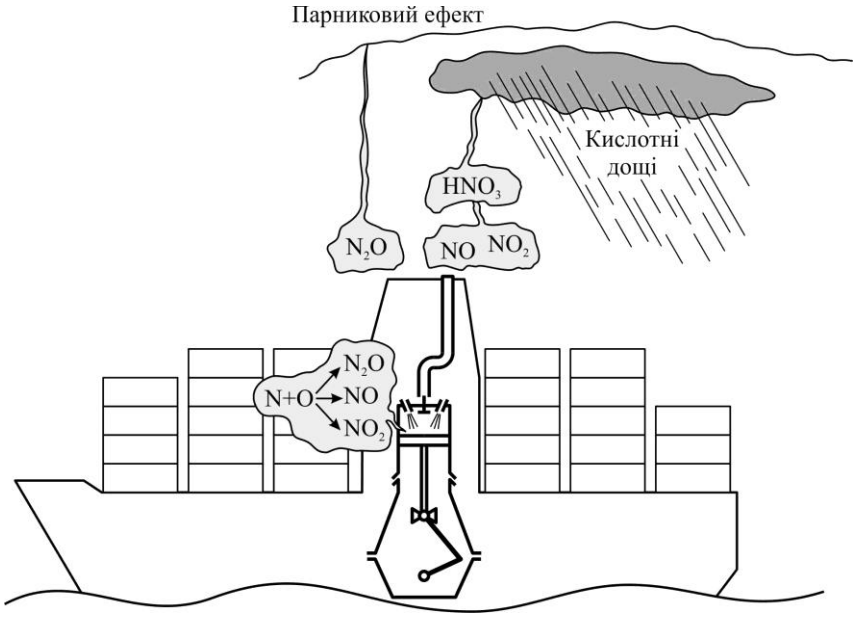


Рис. 1.4. Азотно-кислотний вплив на довкілля під час експлуатації теплових двигунів

За своїм походженням розрізняють три механізми утворення NO_X:

1) тепловий механізм, або високотемпературний механізм Зельдовича (теплові NO_X);

2) швидкий механізм, званий також «хімічним» (швидкі NO_X);

3) паливний механізм, пов'язаний з утворенням NO_X з азотовмісних компонентів палива (паливні NO_X).

Джерелами оксидів азоту є молекулярний азот повітря, що використовується в якості окислювача при згорянні палива, і азотовмісні компоненти органічної маси самого палива. Відповідно до цього, оксиди азоту переділяються на повітряні і паливні. З азоту, що знаходиться в повітрі,

утворюються термічні NO_X (механізм Я. В. Зельдовича) і швидкі NO_X (механізм Фенімора). Із пов'язаного з органічною масою азоту палива утворюються паливні NO_X (рис. 1.5).

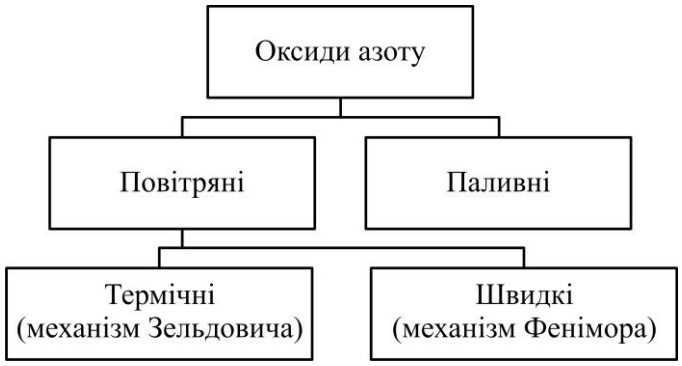
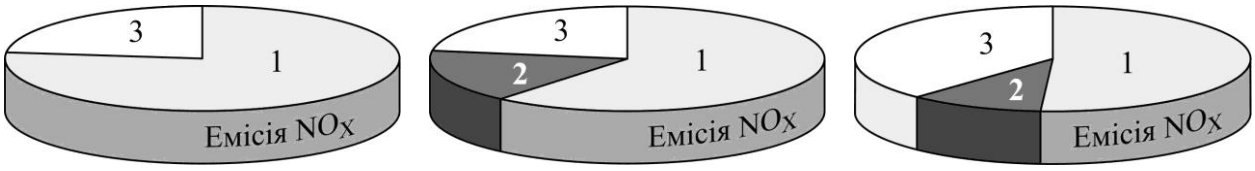


Рис. 1.5. Класифікація оксидів азоту

Утворення термічних NO_X відбувається за максимальної температури, тобто в тій зоні паливного факела, де вже згоріла основна маса палива [39]. Швидкі NO_X утворюються у фронті полум'я і залежать головним чином від стехіометричного співвідношення в місці їх утворення [40]. Паливні NO_X не утворюються при спалюванні природного газу (оскільки він, за рідкісним винятком, не містить пов'язаного азоту) [41]. Номограма розподілу типів NO_X для різних видів палива представлена у вигляді рис. 1.6.



газоподібне рідке (легке) рідке (важке)

Рис. 1.6. Номограма розподілу типів NO_X для різних видів палива:
1 – теплові; 2 – паливні; 3 – швидкі

Теплові оксиди азоту, що становлять більшу частину від усіх видів NO_X, утворюються при високій температурі (T>1500 К) і за умови високої концентрації кисню при окисленні атмосферного азоту в процесі горіння.

Теплові оксиди утворюються при спалюванні газоподібного палива (природний газ і зріджений нафтовий газ) і палива, в якому не містяться речовини, що мають у своєму складі азот [42].

Високотемпературний механізм окислення азоту в зоні горіння був запропонований Я. Б. Зельдовичем ще в середині 1940-х років і вважається основним механізмом утворення оксидів азоту під час горіння. Цей механізм включає наступні елементарні стадії:

$$N_2 + O \leftrightarrow NO + N, \quad (1.1)$$

$$N + O_2 \leftrightarrow NO + O \quad (1.2)$$

до яких додається реакція, запропонована К. Фенімором і Г. Джонсом

$$N + OH \leftrightarrow NO + H. \quad (1.3)$$

Сукупність реакцій (1.1-1.3) називається розширеним механізмом Зельдовича. Реакція (1.1) має велику енергію активації і може проходити з помітною швидкістю лише за високих температур. Тому цей механізм відіграє важливу роль у випадку високих температур у зоні горіння, наприклад, під час горіння паливно-повітряних сумішей зі стехіометричним або близьким до нього співвідношенням, а також під час дифузійного горіння. Вважається, що підвищення максимальної температури в зоні горіння понад 1850 К призводить до неприпустимо високих викидів NO_X [43].

Швидкі оксиди азоту утворюються при з'єднанні наявного в повітрі молекулярного азоту з фрагментами вуглеводню, що утворюються при розкладанні палива на перших стадіях згоряння. Прямі вимірювання, проведені К. Фенімором в 1971 році, показали, що NO утворюється вже на початку зони хімічної реакції. Цей механізм був названий «швидким» (prompt NO) або механізмом К. Фенімора [44].

Утворення NO_X за швидким механізмом пов'язано з реакцією радикала CH, який присутній тільки в початковій зоні розкладання вуглеводневих палив, з молекулярним азотом:

$$CH + N_2 \leftrightarrow NCN + H. \qquad (1.4)$$

Оскільки в швидкому механізмі реакція (1.4) триває з невеликою енергією активації, вона можлива за відносно невисоких температур порядку 1000 К, а в багатих сумішах (з надлишком палива) утворенню NO сприяє підвищена концентрація радикалів CH [45, 46].

Паливні оксиди азоту утворюються при окисленні азотовмісних речовин, наявних у паливі в зоні факела. Концентрація паливних оксидів може досягати значних розмірів, якщо вміст у паливі азотовмісних речовин перевищує 0,1 % від ваги [47].

Частка швидких оксидів азоту більш-менш постійна, у той час, як частка паливних оксидів азоту збільшується під час горіння видів палива з більш високою молекулярною вагою. При цьому частка теплових оксидів азоту знижується [48-49].

1.4. Аналіз основних шляхів поліпшення екологічних показників роботи дизелів суден річкового та морського транспорту

Під час використання вуглеводневих палив нафтового походження, які спалюють у циліндрі дизеля з надлишком кисню, приблизно 80...95 % загальної маси токсичних домішок ВГ припадає на п'ять основних токсичних компонентів: CO, NO_X, SO_X, альдегідів і незгорілих вуглеводнів [50].

До числа методів, спрямованих на нейтралізацію шкідливих компонентів у ВГ суднових дизелів, належать такі організаційні заходи:

- обмеження кількості маневрів ГД при відходах і підходах суден річкового та морського транспорту до портів [51];
- зведення до мінімуму роботи допоміжних двигунів на стоянках [52];
- переведення суден на малосірчисте паливо [53];
- використання альтернативних видів палива (додавання водню в камеру згоряння при здійсненні робочого циклу; використання спирту, метанолу, стисненого природного газу, зрідженого нафтового газу) [54-56].

Конструктивні та технологічні заходи щодо поліпшення екологічних показників суднових дизелів полягають у наступних заходах:

- з метою зниження NO_X – зниження загальних і локальних температур у камері згоряння, зниження локального і місцевого вмісту кисню, зниження вмісту азоту в паливі, підвищення швидкості згоряння [57-60];
- з метою зниження CO – оптимізація закону виділення теплоти під час згоряння, використання антидимних присадок, виключення місцевих перезбагачених зон [61-64];
- з метою зниження альдегідів – турбулізація заряду, руйнування зон гасіння [65-67].

Під поняттям «поліпшення екологічних показників роботи дизеля» хоча розглядається зниження всього традиційного набору шкідливих речовин, що утворюються під час спалювання рідких палив – оксидів азоту NO_X, оксидів вуглецю CO, оксидів сірки SO_X, твердих часток, вуглеводних C_nH_m, особлива увага приділяється оксидам азоту NO_X, які мають односпрямовану дію з оксидами сірки SO_X і становлять до 80…90 % токсичності від загальної кількості ВГ [68].

Нейтралізація шкідливих компонентів у ВГ ДВЗ поділяється на дві групи методів:

1-ша група – методи внутрішньої нейтралізації (первісні методи), які характеризуються: забезпеченням малотоксичних робочих процесів, подачею води в циліндр, рециркуляцією ВГ, регулюванням подачі палива;

2-га група – методи зовнішньої нейтралізації (вторинні методи), а саме використання: фільтрів, рідинних та каталітичних нейтралізаторів [69, 70].

При проєктуванні СЕУ найбільш перспективними вважаються методи, в основі яких лежить нейтралізація оксидів азоту в рідинних, термічних і каталітичних нейтралізаторах [71-72]. Дослідженням різних аспектів цієї проблеми займалася велика кількість організацій, як вітчизняних, так і закордонних, включаючи науково-дослідні інститути й лабораторії дизелебудівних фірм [73].

Слід зазначити, що в цей час не існує комплексної оцінки (або критерію) ефективності методів (засобів) поліпшення екологічних показників суднових дизелів. Наявні методики дозволяють зробити тільки відносні оцінки ефективності засобів зниження викидів, тому подальшим завданням науково-дослідних організацій і наглядових органів є створення системи комплексної оцінки пропонованих методів і засобів поліпшення екологічності роботи суден річкового та морського транспорту.

1.5. Аналіз основних способів зниження емісії оксидів азоту у випускних газах дизелів суден річкового та морського транспорту

1.5.1. Загальна характеристика основних способів зниження емісії оксидів азоту

Основним технологічним завданням методів, що спрямовані на зменшення емісії оксидів азоту у ВГ, є зменшення максимальної температури в циліндрі дизеля під час згоряння палива.

Найбільшого розповсюдження серед первинних методів зниження емісії NO_X отримали наступні:

1) зволоження повітря наддуву;

2) застосування водопаливних емульсій (ВПЕ);

3) використання прямого впорскування води в циліндр дизеля;

4) модернізація конструкції паливної апаратури;

5) використання системи EGR [36, 69].

Перший варіант передбачає додаткове впорскування в об’єм повітря, що надходить в циліндр дизеля, прісної води. Впорскування проводиться спеціальною форсункою, встановленою або за охолоджувачем повітря наддуву, або безпосередньо в ресивері продувочного повітря. Надходження в циліндр зволоженого повітря вимагає додаткових витрат теплової енергії на його випаровування, що сприяє зниженню температури в циліндрі дизеля в процесі згоряння палива [47].

Другий варіант забезпечується створенням високо-однорідної суміші води і палива і подачею утвореної емульсії до циліндра дизеля. При цьому також відбувається зниження температури в процесі згоряння палива, а центральна частина паливного факела додатково збагачується киснем, що утворюється під час випаровування води. Однак, з огляду на те, що кількість палива, яке подається в циліндр, повинна залишатися постійною, додаткова подача води (оптимальна кількість якої знаходиться в межах 15...20 %) призводить до збільшення тривалості впорскування порції ВПЕ порівняно з впорскуванням «чистого» палива. Це зумовлює збільшення кута випередження подачі палива, що може спричинити впорскування ВПЕ в повітряне середовище, температура якого ще не забезпечує надійне самозаймання [74].

Третій варіант передбачає пряме впорскування води в циліндр дизеля і здійснюється або загальним (коли паливо і вода подаються через загальну форсунку), або роздільним впорскуванням (коли вода і паливо впорскується

в циліндр через індивідуальні форсунки). Однак, даний варіант також сприяє нестійкому згорянню палива [58]. Кут випередження подачі палива знижує температуру в кінці стиснення. Знаходження в циліндрі дизеля підвищеної порції розпорошеної води може призвести до зниження температури в циліндрі дизеля до критичного рівня і неможливості подальшого самозаймання палива.

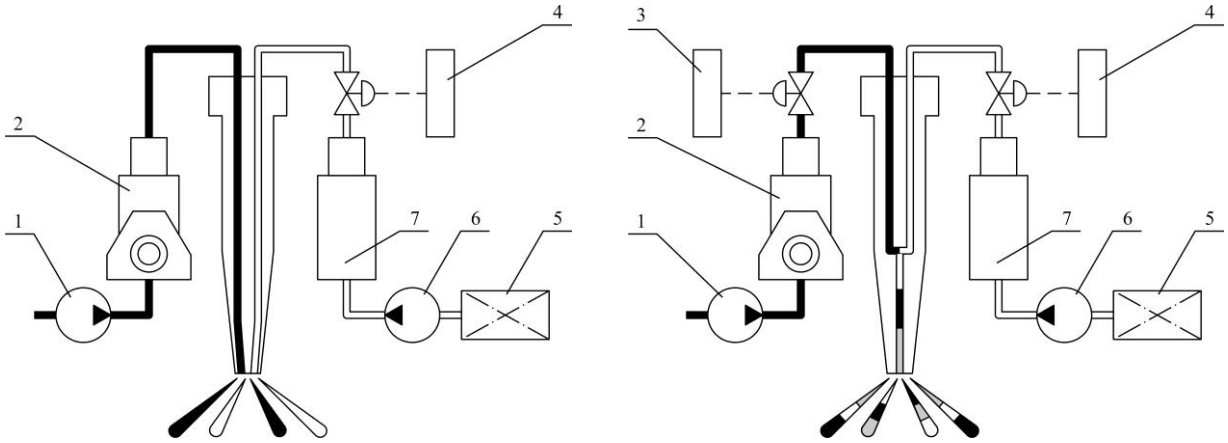
Четвертий варіант забезпечення необхідного рівня емісії NO_X первинними методами пов'язаний із вдосконаленням конструкції паливної апаратури (зміною форми розпилювача форсунки, збільшенням тиску впорскування палива і т.д.) і пов'язаний з модернізацією всієї паливної системи високого тиску [75, 76].

П'ятий варіант – використання системи EGR активно розробляється в даний час і має позитивний досвід застосування на морських суднах [77].

Серед вторинних методів зниження емісії NO_X найбільшого поширення набуло виборче (селективне) каталітичне відновлення – Selective catalytic reduction (SCR) [78, 79].

1.5.2. Використання водо-паливних емульсій та технологій безпосереднього впорскування води в циліндр дизеля

Під час використання ВПЕ (Fuel-Water Emulsion – FWE), а також безпосереднього впорскування води (Direct Water Injection – DWI) в циліндрі дизеля за рахунок «мікровибухів» водяної пари (що утворюється під впливом високого тиску та температури) здійснюється додаткове зволоження повітряно-паливної суміші. Безпосереднє впорскування води в циліндр може здійснюватися як через окремий розпилювач, так і через загальну водо-паливну форсунку. Залежно від послідовності впорскування води і палива таке впорскування поділяють на двофазне і багатофазне (рис. 1.7) [36].



а) *б*)

Рис. 1.7. Двофазне (*а*) і багатофазне (*б*) впорскування:
1 – паливний насос, що підкачує; 2 – паливний насос високого тиску;
3 – контролер подачі палива; 4 – контролер подачі води; 5 – цистерна прісної води; 6 – насос, що підкачує прісну воду; 7 – насос високого тиску прісної води

Під час двофазного впорскування (рис. 1.7, *а*) форсунка забезпечує впорскування палива і води через окремі групи сопел. Насос 1, який підкачує паливо, подає паливо до паливного насосу високого тиску 2, від якого паливо нагнітається до розпилювача форсунки. У разі додаткового впорскування в циліндр дизеля прісної води насос 6 забирає воду з цистерни 5 і подає її до насоса високого тиску 7. Кількість прісної води, яка подається в циліндр, а також синхронізація впорскування води і палива здійснюється за допомогою контролера 4. З огляду на те, що експлуатація дизеля відбувається не тільки на режимах двофазного впорскування (коли до циліндра подається паливо і вода), але і на режимах, коли дизель працює тільки на паливі, кількість паливних сопел має залишатися незмінною і забезпечувати необхідну циклову подачу палива при будь-якому навантаженні дизеля. Це спонукає комплектувати розпилювач форсунки додатковою кількістю сопел, які забезпечують впорскування в циліндр прісної води – це ускладнює конструкцію паливної апаратури.

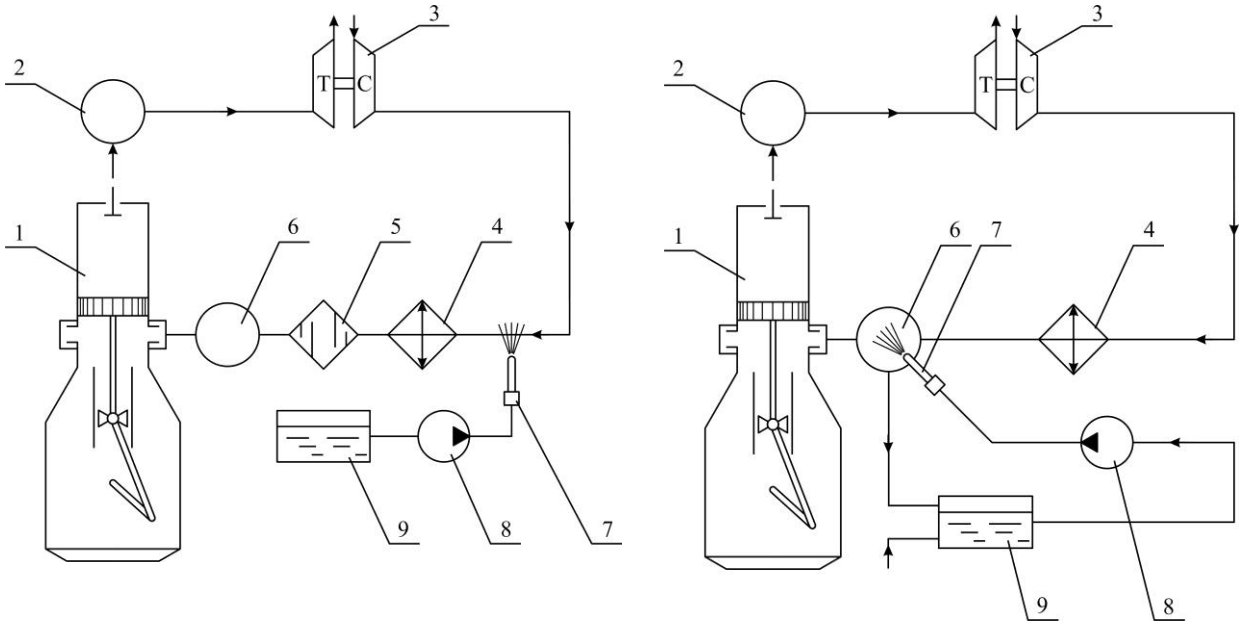
Під час багатофазного впорскування (рис. 1.7, *б*) паливо і прісна вода впорскуються в циліндр через загальні сопла. Це спрощує конструкцію розпилювача (тому що не потрібні сопла для різного виду рідини, яка впорскується – палива і води), але збільшує тривалість циклової подачі (у зв'язку з тим, що через постійний перетин розпилювача необхідно подавати більший об'єм рідини). При цьому виникає необхідність збільшувати кут випередження впорскування палива, що, у свою чергу, відповідає меншому значенню температури в циліндрі в момент впорскування, тому може сприяти нестійкому самозайманню палива. При багатофазному впорскуванні в циліндр навперемінки надходять паливо, вода і їхня суміш, а їх черговість регулюється контролерами впорскування палива 3 і води 4 (рис. 1.7, *б*). До недоліків даного методу також слід віднести і те, що паливо і вода надходять до розпилювача форсунки з різними температурами, що впливає на його теплову напруженість [69].

За різними оцінками даний спосіб забезпечує 20...40 % скорочення концентрації NO_X в випускних газах. Однак слід зазначити, що даний спосіб більшою мірою використовується для зниження концентрації незгорілих вуглеводнів і монооксиду вуглецю [80-81]. Також визначимо, що технологія DWI вимагає модернізації двигуна, тому економічно ефективна для нових конструкції двигунів.

1.5.3. Використання технологій додаткового зволоження наддувного повітря

Аналогічний термодинамічний вплив на зниження температури паливно-повітряної суміші та подальше зниження температури в зоні горіння надає зволоження наддувного повітря, або безперервне впорскування води до

повітря CWI (Continuous Water Injection). У даному випадку в потік повітря, який після компресора подається в продувний ресивер і призначений для згоряння палива, впорскується прісна вода [82]. При цьому форсунки, які розпилюють прісну воду, можуть розміщуватися як відразу за компресором (рис. 1.8, *а*), так і безпосередньо в продувному ресивері (рис. 1.8, *б*).



а) *б*)

Рис. 1.8. Технологічні схеми зниження концентрації NO_X у випускних газах шляхом зволоження повітря наддуву:

1 – циліндр дизеля; 2 – випускний колектор; 3 – турбокомпресор; 4 – охолоджувач повітря наддуву; 5 – відділювач вологи; 6 – продувний ресивер; 7 – форсунка впорскування води; 8 – насос подачі прісної води; 9 – цистерна прісної води

Перший варіант отримав назву Combustion Air Saturation System (CASS), другий – Humid Air Motor (HAM) [36, 69], обидва варіанти дозволяють підвищити вологість повітря до 99 % у подальшому підвищений вміст парів у наддувочному повітрі зрізає піки температур в камері згоряння. У першому випадку (рис. 1.8, *а*) насос подачі прісної води 8 забирає воду з цистерни 9 і

подає її до форсунки 7, яка встановлена в повітряній магістралі за турбокомпресором 3. Повітря охолоджується в холодильнику 4 і, пройшовши додатково встановлений відділювач вологи 5 (що забезпечує конденсацію великих крапель води), надходить у продувний ресивер 6. Під час використання системи НАМ (рис. 1.8, б) форсунка 7 впорскує прісну воду безпосередньо в продувний ресивер 6. Якщо в ресивері 6 утворюється конденсат, він надходить у цистерну 9, звідки забирається насосом 8 і подається до форсунки 7.

Використання даних методів дозволяє до 30...40 % знизити концентрацію NO_X у ВГ суднових дизелів. Однак слід зазначити, що дані методи можуть сприяти нестійкому самозапалюванню палива [83]. У зв'язку з тим, що паливо впорскується в циліндр дизеля з деяким кутом випередження (у момент, коли поршень ще не знаходиться у верхній мертвій точці), в реальному циклі спостерігається зменшення температури в кінці процесу стиснення від подібного значення для ідеального (теоретичного) циклу. Знаходження в циліндрі дизеля підвищеної порції розпорошеної води (що відбувається при викладених способах зниження температури паливно-повітряної суміші і збільшення вологості повітря наддуву) може привести до зниження температури в циліндрі дизеля до критичного рівня і неможливості подальшого самозапалювання палива. Впорскування водяної пари або подача додаткового зволоженого повітря до зони реакції пов'язані з ускладненням конструкції як самого дизеля, а також систем стисненого повітря і випускних газів, які забезпечують його роботу.

CWI виявляється найбільш економічно ефективною системою для низьких рівнів (20...40 %) скорочення NO_X, але малий досвід застосування цього методу вимагає його подальшого дослідження.

1.5.4. Використання технологій рециркуляції випускних газів

На даний час як розчинник повітряно-паливної суміші використовуються продукти згоряння, що забираються з потоку ВГ. Даний метод являє собою систему рециркуляції випускних газів – Exhaust Gas Recirculation EGR. Первісний розвиток і впровадження метод EGR отримав на автомобільному транспорті та застосовувався для бензинових двигунів невеликої потужності, а також дизельних авіаційних двигунів [84-86]. Наразі час він почав активно використовуватися на річкових та морських суднах. Конструктивно система EGR реалізується за допомогою зовнішнього газоходу, що з'єднує випускний колектор і продувний ресивер. ВГ, проходячи по системі рециркуляції, охолоджуються [87]. Це забезпечує лише мінімальне збільшення питомого обсягу суміші свіжого повітря, що нагнітається повітряним компресором, і продуктів згоряння, що надходять по системі рециркуляції. Ефект від підмішування до свіжого повітряного заряду ВГ (продуктів згоряння з низькою температурою) при цьому можна розглядати як розбавлення свіжої суміші інертним газом, який в основному складається з діоксиду вуглецю CO_2 і парів води H_2O. Ці продукти мають високу теплоємність та ефективно відбирають тепло із зони реакції горіння, знижуючи її температуру. Як наслідок у ВГ зменшується концентрація оксидів азоту NO_X, термічний механізм утворення яких є превалюючим в умовах згоряння палива в циліндрі ДВЗ.

Енергетична ефективність дизеля, обладнаного системою EGR, знижується меншою мірою, ніж при подачі повітря або водяної пари ззовні, оскількі енергія продуктів згоряння частково повертається в систему. Конструкція самої установки (порівняно із системами подачі води і зволоження повітря) спрощується, оскільки не потрібно створювати окремі вузли, що забезпечують подачу зовнішніх компонентів, а також

встановлювати додаткові контролери, що підтримують необхідне співвідношення між водою та паливом під час впорскування.

В останнє десятиліття системи рециркуляція відпрацьованих газів усе ширше застосовуються як в стаціонарній [88], так і в судновій енергетиці [89] для зниження концентрації оксидів азоту NO_X у випускних газах дизелів. Розробка даних систем та їх установка виконуються для новоспроєктованих суден. Широкого досвіду технічної експлуатації цих систем на даний час не існує, а рекомендації щодо їх використання в основному базуються на теоретичних дослідженнях і моделюванні процесів, які при цьому відбуваються [90].

До способів, що забезпечують зниження емісії оксидів азоту шляхом використання властивостей ВГ, також відноситься їх перепуск, або скидання (система Exhaust Wastegate EWG). Ця технологія заснована на зменшенні кількості газів, що надходять до газотурбонагнетача (ГТН). При цьому знижуються частота обертання ГТН, тиск і кількість повітря, що нагнітається в циліндр повітря. Перепуск газів здійснюється за допомогою спеціального клапана, що дозволяє спрямувати частину газів не до ГТН, а безпосередньо в газовипускну трубу. Сьогодні системи EWG встановлюються на суднових середньообертових головних і допоміжних дизелях.

1.5.5. Використання присадок та альтернативних видів палива

Зниженню емісії NO_X також сприяє використання присадок до палива, проте даний метод більшою мірою спрямований на інтенсифікацію процесу згоряння палива [91, 92]. Існують також варіанти зниження концентрації оксидів азоту у випускних газах за рахунок використання альтернативних

видів палива. На сьогоднішній момент вони набули поширення для ДВЗ автомобільного та залізничного транспорту [93]. Що стосується дизелів річкового і морського транспорту, то використання даного варіанту доцільне тільки на спеціалізованих суднах [94, 95]. До них відносяться газовози і нафтові танкери, які в якості палива для дизелів можуть використовувати вантаж, що перевозиться (газовози) або випаровуються з поверхні вантажу легкі вуглеводневі фракції (танкери).

1.5.6. Використання технологій селективного каталітичного очищення

Ефективність методу Selective Catalytic Reduction – SCR, який використовується для очищення ВГ від NO_X, може досягати 90...95 %. Під час використання даного методу в потік ВГ інжектується реагент, зазвичай аміак або сечовина, і суміш надходить на каталізатор [96].

Каталізатор забезпечує перебіг наступних реакцій, у яких оксид азоту поновлюється до молекулярного азоту:

- у випадку додавання у ВГ аміаку NH_3

$$4NO + 4NH_3 + O_2 \rightarrow 4N_2 + 6H_2O$$
$$6NO_2 + 8NH_3 \rightarrow 7N_2 + 12H_2O,$$

- у випадку додавання у ВГ сечовини $(NH_2)_2CO$

$$4NO + 2(NH_2)_2CO + 4H_2O + O_2 \rightarrow 4N_2 + 6H_2O + 2CO_2$$
$$6NO_2 + 2(NH_2)_2CO + 4H_2O + O_2 \rightarrow 7N_2 + 12H_2O + 4CO_2.$$

Як каталізатори застосовуються оксид титану з добавками ванадію, молібдену або вольфраму; цеоліти; оксиди заліза з тонкою плівкою з фосфатів заліза або активований вуглець у вигляді агломерованих гранул [97].

Принцип дії системи SCR зрозумілий з рис. 1.9 [69].

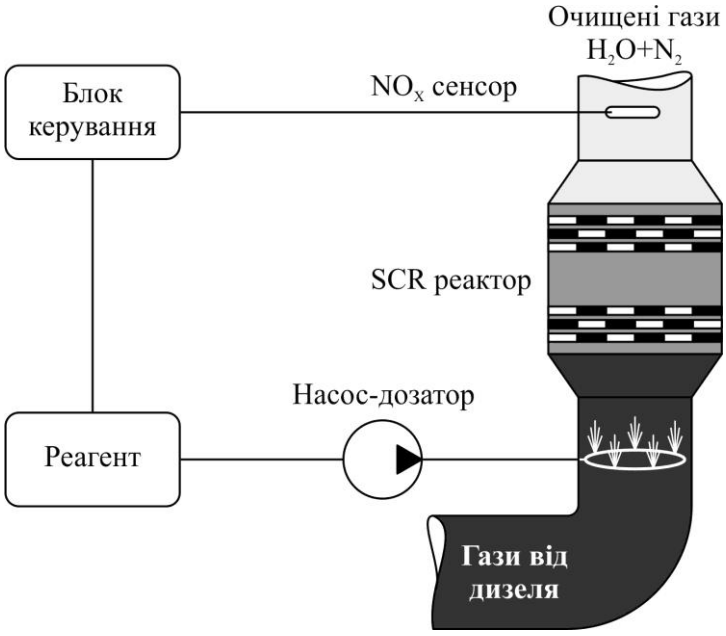


Рис. 1.9. Схема дії системи SCR для очищення ВГ від домішок NO_X

У даний час системи SCR ефективно використовуються в автомобільному транспорті [98]. Застосування системи SCR для очищення випускних газів суднових дизелів носить одиничний характер і обмежується високою вартістю реактора [99, 100]. Крім того, великі масові показники реактора і необхідність його установки над дизелем змінюють метацентричну висоту судна, що може бути критичним в умовах хвилювання моря.

1.6. Висновки за розділом 1

Як результат досліджень, пов’язаних з оглядом та аналізом літературних джерел, у яких вивчається та висвітлюється проблема забезпечення екологічності морських суден, визначимо наступне.

1. Генератором механічної енергії яка використовується для забезпечення руху морських суден, або електропостачання суднових

споживачів є дизелі, здійснення замкненого робочого циклу яких неможливе без видалення у довкілля випускних газів, до складу яких входить численні шкідливі речовини. Перше місце (з точки зору негативного впливу на довкілля) серед шкідливих газових викидів з річкових та морських суден практично на всіх режимах роботи дизелів, незалежно від їх типу, класу, розмірів і конструктивних особливостей, займають оксиди азоту.

2. Серед механізмів утворення оксидів азоту найбільш проблемним залишається високотемпературний, нівелювання його впливу на емісію NO_X пов’язано з необхідністю зниження температурних піків, що утворюються під час згоряння рідкого палива.

3. Здійснення інформаційного пошуку за напрямом дослідження, застосовуючи філософський підхід сходження від загального до окремого через часткове дозволило встановити, що різноманітність систем, які сприяють зниженню емісії оксидів азоту, не дозволяє скласти та використовувати єдиний загальний алгоритм визначення оптимальних режимів їх експлуатації. Тому кожна з цих систем повинна вивчатися системно, з розробкою рекомендацій, які враховують її власні характеристики та особливості.

4. До однієї зі найбільш ефективних технологій, що забезпечують екологічність роботи морських суден, належить керування випускними газами, яке здійснюється шляхом їх рециркуляції або перепуску. Реалізація цього методу впроваджується на окремих морських суднах, але відсутність системного підходу до визначення його оптимальних режимів експлуатації та недосконаліть критеріїв оцінки його ефективності потребує проведення досліджень, що спрямовані на розробку алгоритмів та способів підвищення екологічної ефективності морських суден шляхом керування випускними газами теплових двигунів.

РОЗДІЛ 2. МЕТОДОЛОГІЯ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ РІЧКОВИХ ТА МОРСЬКИХ СУДЕН

2.1. Вибір теми наукового дослідження

Наукові дослідження, що виконуються в Національному університеті «Одеська морська академія», як фундамент, який забезпечує їх доцільність, цілісність, стійкість та ієрархічну підпорядкованість, використовують методологію та технологію наукових досліджень, що вдосконалена відомим українським вченим – професором В. А. Голіковим, який поширив ідею розробки структурної схеми дисертаційного дослідження, яка

- базується на запиті практики, спрямованому на розв’язання науково-прикладної проблеми, що пов’язана з вдосконаленням експлуатації річкового та морського транспорту;
- визначає мету та завдання дослідження;
- формулює головне завдання дисертаційного дослідження та допоміжні завдання, які допомагають його розв’язанню;
- виявляє наукове значення та практичну цінність закінченого дослідження з подальшим формулюванням наукового положення [101].

При цьому головним методологічним принципом проведення наукового дослідження є стратегія, що спрямована на запобігання однобічності під час вивчення властивостей об’єкта та передбачає обов’язкове врахування всіх його суттєвих зв’язків [102].

Одним із методів, що сприяють розв’язання прикладних науково-дослідницьких завдань, є метод експертних оцінок. Основне призначення методів експертних оцінок – це визначення індивідуальних точок зору експертів і формування на їхній основі єдиного рішення. Методи експертних оцінок – це організаційні, логічні і математико-статистичні процедури, які

спрямовані на отримання від фахівців інформації, її аналіз та узагальнення для підготовки і прийняття ефективних рішень.

Низький ступінь можливої формалізації деяких об’єктів дослідження, недостатні знання законів їх розвитку і тощо визначають методологічні основи використання експертних оцінок з метою забезпечення обґрунтованості прийняття рішень з управління ними. Процес експертизи включає пред’явлення експертам прогнозних гіпотез, їх персональну оцінку кожним з експертів і визначення міри правдоподібності гіпотези на основі узагальнення оцінок [103].

Класифікація методів експертних оцінок проводиться на основі двох класифікаційних ознак: методи опитування експертів і методи оцінювання результатів (рис. 2.1).

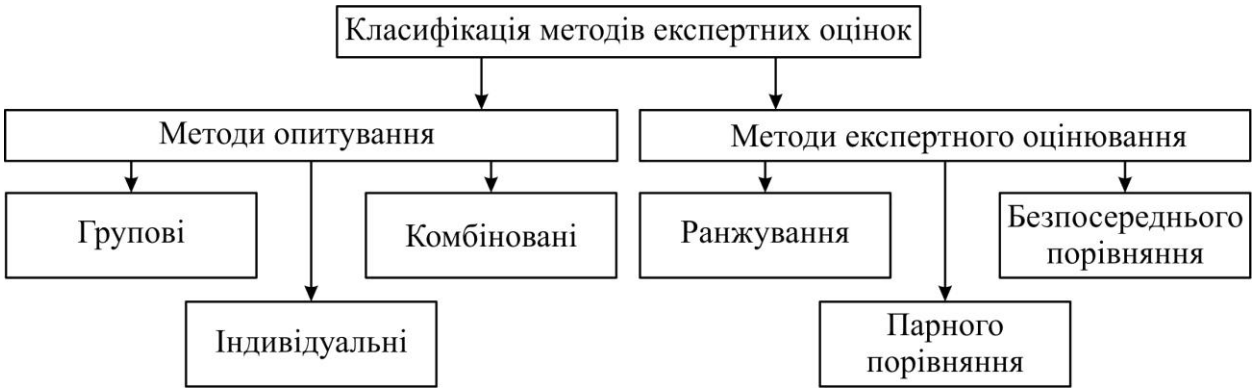


Рис. 2.1. Класифікація методів експертних оцінок

З огляду на наведені підходи до розв’язання наукових та науково-прикладних завдань, вибір напрямку наукового дослідження був заснований на проведеній експертній оцінці можливих варіантів виконання завдання **забезпечення екологічності роботи суден річкового та морського транспорту шляхом мінімізації емісії оксидів азоту у випускних газах двигунів внутрішнього згоряння** за наступними критеріями:

1) актуальність;

2) наукова новизна;

3) економічна ефективність;

4) можливість використання в умовах морського судна;

5) відповідність основним напрямкам наукової спеціальності і наукової школи [104-106].

Його результати наведені в таблиці 2.1, при цьому випадку позитивної оцінки відповідає позначка «+», випадку негативної позначка «–».

Таблиця 2.1

Порівняння можливих варіантів розв’язання завдання дослідження

Варіант розв’язання	Критерії					
	актуальність	наукова новизна	економічна ефективність	можливість використання в умовах морського судна	відповідність основним напрямкам наукової спеціальності і наукової школи	сума балів
1. Удосконалення системи подачі палива	–	–	+	+	–	2
2. Впровадження альтернативних видів рідких або газоподібних палив	+	+	–	–	+	3
3. Удосконалення перебігу робочого циклу	+	–	+	+	–	3
4. Використання додаткового очищення випускних газів	+	+	–	+	+	4
5. Комплексне керування випускними газами	+	+	+	+	+	5

Виконана експертна оцінка методу вдосконалення системи подачі палива свідчить, що на сьогодні конструктивне виконання паливної апаратури досягло максимального рівня технологічної вдосконаленості.

Метод впровадження альтернативних видів рідких або газоподібних видів палива, на жаль, обмежує економічну ефективність його впровадження (через поки ще високу ціну альтернативних видів палива), а його поширення на морських суднах обмежується характеристиками та призначенням суден, а також вимагає додаткового переобладнання систем подачі палива

Оцінка значущості варіанту, який пов’язаний з удосконаленням перебігу робочого циклу, висвітлила його позитивні риси: актуальність, економічну ефективність та можливість використання в умовах морського судна. На жаль, впровадження цього методу не сприяє отриманню наукової новизни (через вичерпаність досліджень у цьому науковому напрямку), а також не відповідає основним напрямкам наукової спеціальності і наукової школи.

Експертні оцінки використання додаткового очищення випускних газів висвітлили наступне. Актуальність цього методу зумовлюється можливістю очищення випускних газів від широкого спектру шкідливих викидів; наукова новизна забезпечується можливістю встановлення взаємозв’язків між тепловими газовими потоками та міжмолекулярною побудовою речовин, що забезпечують їхнє очищення. Але поруч із позитивними рисами цей метод не забезпечує економічної ефективності у зв’язку з високою собівартістю речовин, за допомогою яких виконується очищення ВГ; під час його використання зростає газодинамічний опір у випускному тракті дизеля; встановлення очищувального обладнання пов’язано з необхідністю проведення додаткових монтажних робіт.

За результатом експертних оцінок як метод, що більш за всіх сприяє поліпшенню екологічних показників засобів транспорту в умовах експлуатації, слід визначити метод комплексного керування ВГ, який забезпечує виконання всіх критеріїв, за якими виконувалось оцінювання. У

зв’язку з цим саме на його вивчення, розвиток та впровадження спрямоване наукове дослідження та тема дисертаційної роботи.

Як **об’єкт дослідження** визначено процес підвищення екологічної безпеки суден річкового та морського транспорту.

Як **предмет дослідження** прийнято процес керування випускними газами суднових дизелів

Розв’язання завдань, визначених у дисертаційному дослідженні, є продовженням розробок наукової школи д-ра техн. наук, проф. Голікова В. А. та його учнів та послідовників к-та техн. наук Голубєва М. В., к-та техн. наук Солодовнікова В. Г., ці розробки базуються на експериментальних та теоретичних дослідженнях, що спрямовані на забезпечення екологічних показників морських транспортних суден під час їх експлуатації в різних районах Світового океану за умовою використання палива різного структурного та фракційного складу [107-109].

2.2. Обґрунтування мети і завдань дисертаційного дослідження

Наукові дослідження, результати яких наведені з дисертаційної роботи, базуються на **запиті практики**, яким є розв’язання завдання мінімізації емісії оксидів азоту з випускними газами дизелів суден річкового та морського транспорту з одночасним забезпеченням їх ефективних та економічних показників та запобіганням теплової напруженості під час їх експлуатації, а також необхідність забезпечення екологічної ефективності морського судна.

Метою дослідження є підвищення екологічної ефективності суден морського транспорту.

Основною науковою гіпотезою дослідження є теза про те, що підвищення екологічної ефективності морських суден досягається шляхом керування випускними газами двигунів внутрішнього згоряння.

Головне завдання наукового дослідження полягає у розробці та визначенні режимів експлуатації систем керування випускними газами, що гарантують забезпечення екологічних показників морських суден відповідно до вимог міжнародних стандартів.

На даний час не існує одного загальноприйнятого способу забезпечення екологічності морських суден. Крім того, саме поняття «екологічність» має під собою велику кількість показників, які стосуються попередження забруднень водного й повітряного середовища рідкими, твердими і газоподібними речовинами. Одним із способів, що сприяють забезпеченню вимог Додатка VI Міжнародної конвенції MARPOL щодо запобігання забруднення довкілля оксидами азоту, є використання систем керування випускними газами (рециркуляції і перепуску). При цьому не існує системного підходу, реалізація якого:

- забезпечувала б експлуатацію цих систем на оптимальних режимах роботи (з точки зору максимального зниження емісії оксидів азоту при мінімальному збільшенні економічності дизеля);
- дозволяла б виконувати керування роботою цих систем у широкому діапазоні експлуатаційних навантажень дизеля і швидкісних характеристик морського судна;
- допускала б експлуатацію цих систем у різних акваторіях Світового океану, включаючи особливі екологічні райони;
- гарантувала б безаварійну експлуатацію морського судна в цілому і ДВЗ зокрема.

Для розв’язання головного завдання дослідження розв’язані наступні **допоміжні завдання**:

1) визначення діапазону роботи системи рециркуляції газів, у якому забезпечується максимальне зниження емісії оксидів азоту при одночасному мінімальному підвищенні витрати палива;

2) визначення критерію оцінки ефективності використання системи рециркуляції випускних газів;

3) визначення оптимальних (з точки зору забезпечення екологічності морських суден при одночасному мінімальному підвищенні теплової напруженості дизеля) режимів перепуску випускних газів;

4) аналіз зміни статичних та динамічних показників роботи дизелів суден річкового та морського транспорту під час перепуску газів.

Перше допоміжне завдання передбачає дослідження режимів рециркуляції випускних газів і визначення їх впливу на зміну екологічних, енергетичних та економічних показників ДВЗ. При цьому необхідне проведення експериментів для систем рециркуляції низького і високого тиску.

Розв’язання другого допоміжного завдання дозволяє визначити критерій, який найбільш повно характеризує ступінь ефективності того чи іншого експлуатаційного режиму системи рециркуляції випускних газів.

При розв’язанні третього допоміжного завдання передбачається визначення найбільш раціонального режиму перепуску випускних газів, при цьому повинна забезпечуватися відсутність помпажних явищ ГТН і запобігання виникнення теплових перевантажень циліндрової групи дизеля.

Четверте допоміжне завдання пов’язане з визначенням впливу системи перепуску випускних газів на емісію оксидів азоту, а також на економічність і теплову напруженість дизеля.

При розв’язанні кожного допоміжного завдання отримані відповідні наукові результати. Розв’язання головного завдання дисертаційного дослідження виконано синтезом наукових результатів допоміжних завдань шляхом їх параметричної оптимізації.

2.3. Системний підхід до розробки технологічної карти наукового дослідження

Сучасний етап розвитку теорії та практики наукових досліджень характеризується підвищеним рівнем системності. Науковці, інженери, фахівці та представники різноманітних професій оперують поняттям системний/комплексний підхід, що використовується під час розв’язання наукових проблем та вирішення наукових питань. Корисність та важливість системного/комплексного підходу вийшла за рамки спеціальних наукових істин та набула рангу звичайних та загальноприйнятих. Така ситуація стала відображенням об’єктивних процесів розвитку уявлень про матеріальний світ, сформувалася під впливом об’єктивних чинників [110].

Під час проведення наукових досліджень під поняттям «система» розуміють упорядковану сукупність матеріальних об’єктів (елементів), об’єднаних будь-якими зв’язками (механічними, інформаційними), призначених для досягнення певної мети, які досягають її найкращим (у разі можливості) чином. При цьому виділяється три основні компоненти системи, а саме – елементи, зв’язки та операції [111].

Систему, що відповідає темі дисертаційного дослідження – «Забезпечення екологічності експлуатації морських суден», можливо відобразити у вигляді рис. 2.2.

При цьому компоненти цієї системи «морське судно» і «двигун внутрішнього згоряння» мають двосторонні зв’язки. Технічний стан морського судна, режими та райони його експлуатації створюють зовнішні обурення на роботу двигуна внутрішнього згоряння. Механічна енергія, що генерується двигуном внутрішнього згоряння, забезпечує рух і функціонування морського судна.

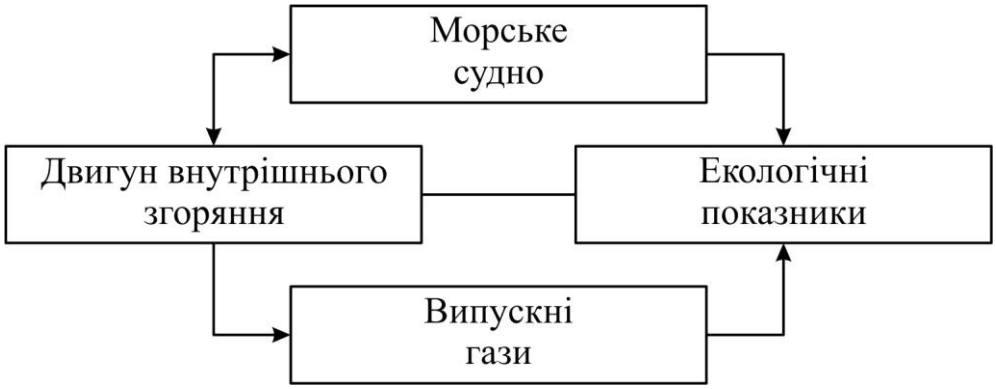


Рис. 2.2. Принципова схема системи забезпечення екологічності експлуатації морських суден

Одним із вихідних параметрів (як для двигуна внутрішнього згоряння, так і для морського судна) є екологічні показники (під якими може розглядатися широкий спектр величин, але в цілях і завданнях дисертаційного дослідження – емісія оксидів азоту). Вплив на екологічні показники з боку двигуна внутрішнього згоряння виявляється шляхом керування випускними газами.

З урахуванням загальної методології наукових досліджень і системного підходу до проблеми безпечної експлуатації морського судна, процес керування випускними газами можна уявити як складну багатокомпонентну систему. Ця система характеризується динамічно мінливими контрольованими і регульованими параметрами і (в залежності від конструкційного виконання) може складатися з додаткових підсистем. Дослідження процесів, що відбуваються в цих підсистемах, і вибір оптимальних режимів керування цими підсистемами призводить до розв’язання завдання щодо забезпечення екологічності експлуатації морського судна з одночасним забезпеченням його енергетичної та економічної ефективності. З урахуванням принципів, послідовності і законів системного аналізу замкнутий цикл дисертаційного дослідження може бути представлений у вигляді технологічної карти, наведеної на рис. 2.3.

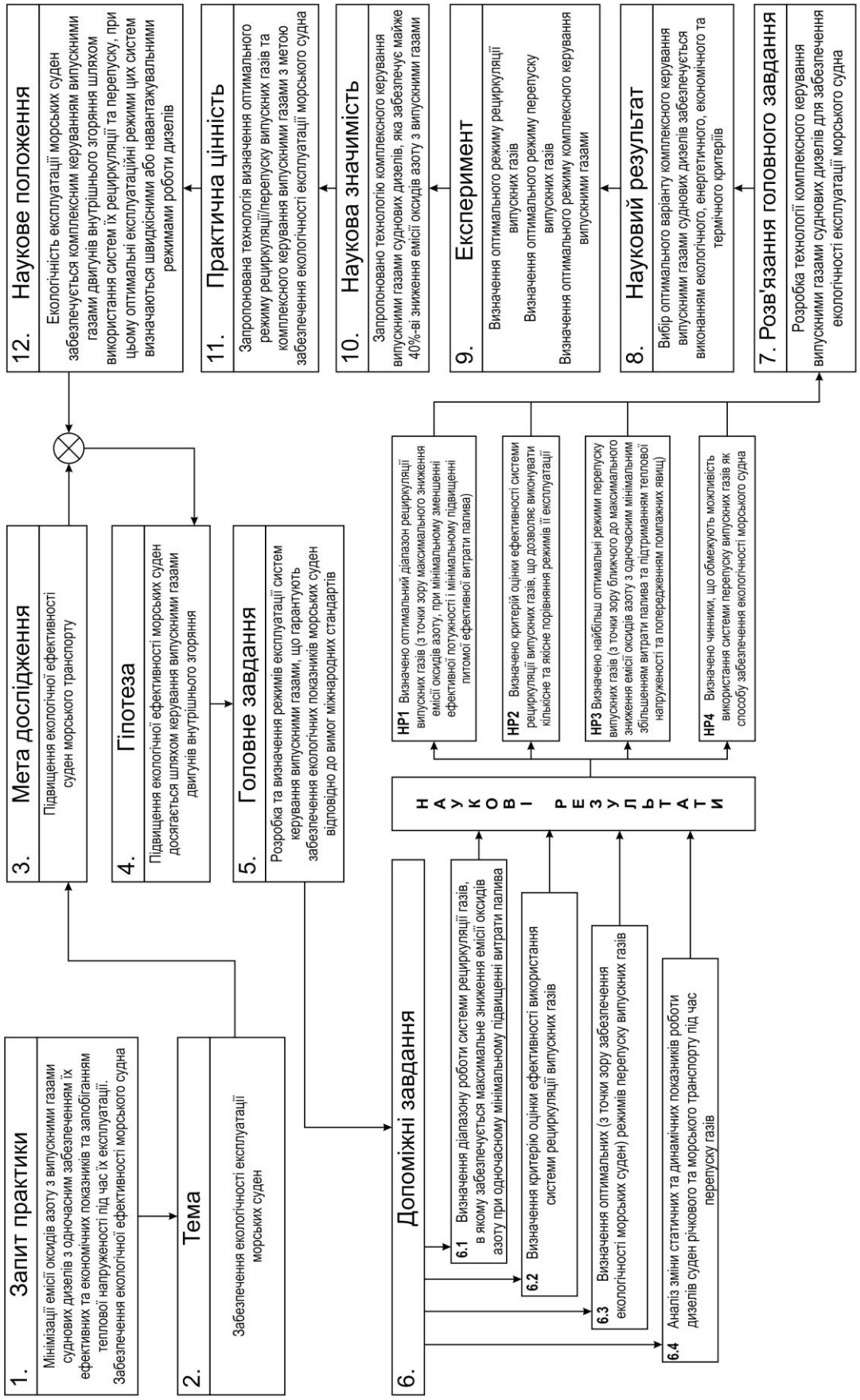


Рис. 2.3. Технологічна карта наукового дослідження

2.4. Принципи експериментальних досліджень

Загальна організація експериментальних досліджень включає в себе побудову моделі об'єкта, планування і проведення експерименту, виключення або облік випадкових дії довкілля, аналіз отриманих результатів з оцінкою помилок і їх сукупного впливу на результати вимірювання, перевірку прийнятності результатів та їх інтерпретація, представлення отриманих даних в упорядкованому та візуальному вигляді [112].

Побудова та формування математичної моделі по визначенню екологічності експлуатації морського судна виконувались з урахуванням динаміці зміни температурних потоків в циліндрі дизеля, а також визначення витрати повітря та ВГ в скрізь ГТН та лінію рециркуляції або перепуску. Експерименти по визначенню екологічних показників морського судна виконувались безпосередньо під час експлуатації суднового пропульсивного комплексу. При цьому дослідження здійснювалися на суднах різного призначення (спеціалізованому морському судні, що забезпечує технологічний процес видобутку вуглеводної сировини; навалювальному судні; морському судні, призначеному для перевезення скрапленого газу; універсальному судні; судні, призначеному для перевезення надважких вантажів) на ДВЗ, що виконують функції головного та допоміжних двигунів (рейсові завдання, згідно до яких виконувались випробування, та акти впровадження результатів дисертаційного дослідження наведені у додатках А та Б).

Під час визначення оптимального варіанту керування ВГ з метою забезпечення екологічності експлуатації морського судна цикли відповідних досліджень виконувалися на алгоритмом, наведеним на рис. 2.4.

Рис. 2.4. Блок-схема проведення експериментальних досліджень під час визначення оптимального варіанту керування випускними газами

Під час випробувань, що виконувались на суднових ДВЗ, обладнаних системою рециркуляції/перепуску випускних газів, здійснювалося визначення:

- екологічних (концентрації оксидів азоту NO_X в випускних газах);
- індикаторних та ефективних (індикаторного тиску p_i; індикаторної потужності N_i; ефективної потужності N_e; питомої ефективної витрати палива b_e) показників роботи дизеля;

- показників, що визначають теплову напруженість (температуру охолоджувальної води $t_{ов}$; температуру змащувального мастила $t_{зм}$; температуру ВГ $t_{вг}$) та характеристики роботи системи рециркуляції/ перепуску ВГ.

Для досягнення цієї мети використовувались мобільні та вбудовані в систему контролю та реєстрації основних показників роботи ДВЗ прилади та системи діагностування:

- газоаналізатори, що дозволяли визначити концентрації кисню, азоту та оксидів азоту в ВГ;
- системи діагностики Doctor та ProPower, що забезпечували визначення температури, тиску та потужності з одночасною візуалізацією цих показників;
- витратоміри повітря та ВГ, а також палива, мастила та охолоджувальної води.

Похибка під час визначення всіх вищевказаних показників не перевищувала ±2,5 %.

Випробування виконувались лише на сталих режимах роботи суднового пропульсивного комплексу: за умовою відсутність зовнішніх збурень (підвищеного опору корпусу судна через повітря або хитавицю, збільшення/зменшення крену або диференту судна, співмірного занурення підводної частини судна) – у разі проведення дослідження на головному двигуні; за умовою постійного навантаження з боку споживачів енергії – у разі проведення дослідження на допоміжному двигуні.

2.5. Висновки за розділом 2

1. У результаті вибору теми дослідження, застосовуючи метод експертного оцінювання за факторами: актуальність, наукова новизна, економічна ефективність, можливість використання в умовах морського судна, відповідність основним напрямкам наукової спеціальності і наукової школи, відповідності галузі знань «Транспорт», спеціальності 271 «Річковий та морський транспорт» сформульована тема, спрямована на підвищення екологічної ефективності суден морського транспорту.

Об’єктом дослідження обрано процес підвищення екологічної безпеки суден річкового та морського транспорту.

Предметом дослідження є процес керування випускними газами суднових дизелів.

2. Метою дослідження є підвищення екологічної ефективності суден морського транспорту шляхом зниження концентрації оксидів азоту в випускних газах двигунів внутрішнього згоряння.

3. Головне завдання дисертаційного дослідження полягає у розробці та визначення режимів експлуатації систем керування випускними газами, що гарантують забезпечення екологічних показників морських суден відповідно до вимог міжнародних стандартів.

4. Розв’язання головного завдання дисертаційного дослідження здійснено шляхом синтезу наукових результатів трьох допоміжних завдань. За допомогою системного підходу розроблена технологічна карта наукова дослідження, що визначає його основні етапи та результати.

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ РЕЦИРКУЛЯЦІЇ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ ЯК СПОСОБУ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ МОРСЬКИХ СУДЕН

Третій розділ дисертаційного дослідження присвячено розв'язанню 1-ого та 2-ой допоміжного завдань, якими є:

визначення діапазону роботи системи рециркуляції газів, у якому забезпечується максимальне зниження емісії оксидів азоту при одночасному мінімальному підвищенні витрати палива;

визначення критерію оцінки ефективності використання системи рециркуляції випускних газів.

Основні результати розділу 3 висвітлені в джерелах [4], [7], [15], [16], [26], [36], [37], [45], [69], [174], [175].

3.1. Основні технологічні схеми рециркуляції випускних газів дизелів суден річкового та морського транспорту

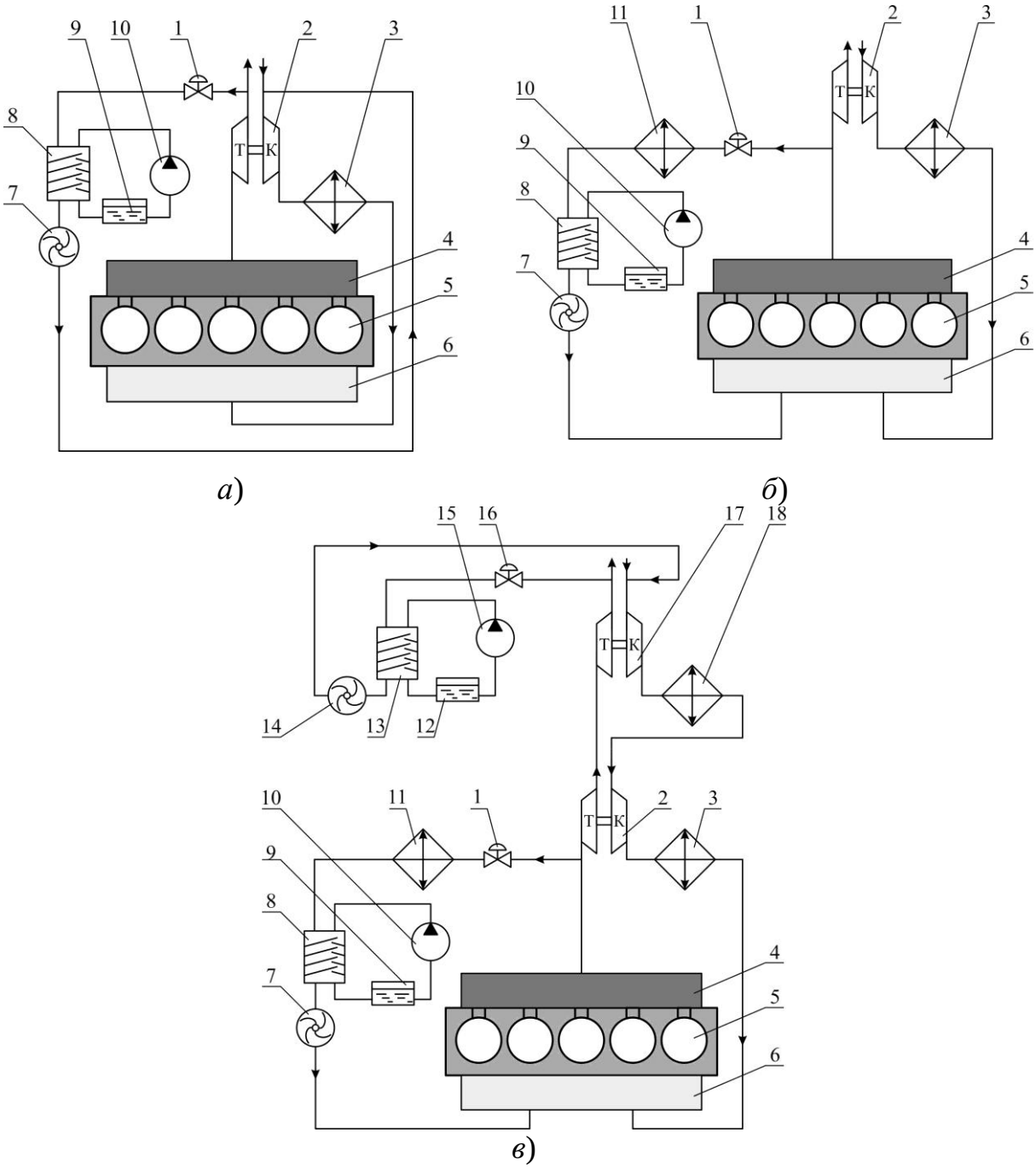
Системи рециркуляції випускних газів перш за все розроблялися для автомобільної техніки (як для бензинових, так і для дизельних двигунів) [113, 114]. Позитивний досвід їх застосування, а також необхідність пошуку нових рішень для забезпечення екологічних показників роботи ДВЗ суден річкового та морського транспорту, сприяли впровадженню даних систем до складу СЕУ. Залежно від характеристик ДВЗ (конструкційного виконання, потужності, характеристик системи наддуву), щоб забезпечити процес рециркуляції випускних газів, використовуються різні схеми: високого тиску (High pressure – HP-EGR), низького тиску (Low pressure – LP-EGR) і

комбінована системи (High and Low pressure – HLP-EGR) [115]. На основі аналізу сучасних технологічних рішень принципові схеми даних систем наведені на рис. 3.1.

Система рециркуляції випускних газів (як низького, так і високого тиску) включає до свого складу:

- клапан рециркуляції (за допомогою якого здійснюється керування потоком газів, що надходять на рециркуляцію);
- скрубер (призначений для очищення випускних газів від твердих незгорілих частинок) із системою водяного зрошення та охолодження випускних газів;
- газовий нагнітач (за допомогою якого забезпечується рециркуляція випускних газів у продувний ресивер або до компресора ГТН).

У системі рециркуляції низького тиску (рис. 3.1, *а*) випускні гази від дизеля 5 надходять до загального випускного колектора 4 і далі до ГТН 2. Після ГТН частина газів повертається на рециркуляцію. Їхня кількість регулюється клапаном 1, положення якого, як правило, задається контролером [116]. Випускні гази (навіть після ГТН) мають високу температуру, крім того, до їх складу входять тверді частинки незгорілих вуглеводнів, подальше потрапляння яких на лопатки повітряного компресора сприяє погіршенню його технічного стану і може призвести до виникнення такого явища, як помпаж [117]. Із цих причин на магістралі рециркуляції випускних газів встановлюється скрубер (позиція 8 на рис. 3.1), у якому відбувається їх очищення та охолодження. З цією метою в системі використовується прісна вода (позиція 9 на рис. 3.1) і циркуляційний насос (позиція 10). Крім того, до системи охолодження входять спеціальні модулі (на рис. 3.1 не показані) очищення охолоджувальної води і нейтралізації оксидів сірки SO_X, що знаходяться у випускних газах і також надходять у скрубер. Випускні гази, що пройшли скрізь скрубер 8, за допомогою газового нагнітача 7 спрямовуються до повітряного компресора К ГТН 2.



а) *б*) *в*)

Рис. 3.1. Принципові схеми системи рециркуляції випускних газів

а) низького тиску; *б*) високого тиску; *в*) комбінована:

1, 16 – керуючий клапан системи рециркуляції випускних газів; 2, 17 – ГТН; 3, 11, 18 – охолоджувач повітря; 4 – газовипускний колектор; 5 – ДВЗ; 6 – повітряний (продувний) ресивер; 7, 14 – газовий нагнітач з електричним приводом; 8, 13 – скрубер; 9, 12 – цистерни прісної води; 10, 15 – насос прісної води; Т, К – газова турбіна і повітряний компресор ГТН

Новоутворена таким чином газоповітряна суміш охолоджується в холодильнику наддувочного повітря 3 і надходить у продувний ресивер 6 дизеля 5.

У системі рециркуляції високого тиску (рис. 3.1, *б*) випускні гази з газовипускного колектора 4 дизеля 5 надходять, як до газової турбіни Т ГТН 2, так і в систему рециркуляції. У зв'язку з високою температурою випускних газів їх попередньо охолоджують в охолоджувачі 11. Після чого гази надходять в скрубер 8 (в якому вони, аналогічно системі рециркуляції низького тиску, очищуються і охолоджуються) і за допомогою нагнітача 7 спрямовуються безпосередньо в продувний ресивер 6 дизеля 5. Також в продувний ресивер надходить свіже повітря, що подається компресором К ГТН 2 і охолоджується в охолоджувачі наддувочного повітря 3. Новоутворена таким чином газоповітряна суміш надходить у циліндри дизеля.

Переваги системи рециркуляції низького тиску:

• проста конструкція газоходів і скрубера, зважаючи на порівняно низький тиск і низьку температуру випускних газів (порівняно з системою рециркуляції високого тиску);

• низька потужність додаткового газового нагнітача, з огляду на те, що випускні гази під час рециркуляції спрямовуються не в продувний ресивер (як у системі рециркуляції високого тиску), а в компресор ГТН.

При цьому, компоненти системи низького тиску мають більш великі геометричні розміри ніж в системі високого тиску (у зв'язку з тим, що при низькому тиску випускних газів пропорційно збільшується їх об'єм) [118].

Система рециркуляції високого тиску (порівняно із системою низького тиску) відрізняється більшою компактністю – високий тиск сприяє меншому питомому об'єму випускних газів. Однак, з огляду, як на високий тиск, так і високу температуру газів, скрубер, що забезпечує їх очищення, зазнає великі температурні і гідравлічні навантаження, тому має більш складну

конструкцію. Крім того, з огляду на те, що в системі рециркуляції високого тиску випускні гази надходять безпосередньо в ресивер продувного повітря, потужність газового нагнітача повинна забезпечувати такий самий високий тиск, як і основний повітряний компресор ГТН. Також необхідно відзначити, що висока температура випускних газів зобов'язує використовувати додатковий охолоджувач (позиція 11 на рис. 3.1), це ускладнює конструкцію системи рециркуляції високого тиску.

У системах рециркуляції низького і високого тиску кількість ВГ, що надходять у циліндр, може досягати 25...30 % від їх загального обсягу [119].

Комбіновані системи (забезпечують рециркуляцію ВГ, як з високим, так і з низьким тиском) застосовуються в разі двоступеневого наддуву. Принципова схема такої системи наведена на рис. 3.1, *в*. Перший контур рециркуляції цієї системи скомплектований у вигляді системи високого тиску. Потік ВГ з колектора 4 дизеля 5 розподіляється між турбіною Т ГТН високого тиску 2 і контуром рециркуляції, що складається з керуючого клапана 1, охолоджувача випускних газів 11, скрубера 8 (із системою охолодження і зрошення – цистерна 9, насос 10), газового нагнітача 7 , що забезпечує їх подачу в продувний ресивер 6. Також у ресивер 6 надходить свіже повітря, стиснене в компресорі К ГТН високого тиску 2 і охолоджене в охолоджувачі 3. Другий контур комбінованої системи рециркуляції являє собою систему низького тиску, в якій випускні гази поділяються на два потоки після турбіни Т ГТН низького тиску 17. Один з цих потоків рухається газовипускною трубою і надходить в атмосферу, другий (об'єм якого регулюється клапаном рециркуляції 16) повертається в повітряну магістраль. При цьому випускні гази проходять скрубер 13 (де очищуються від твердих частинок і оксидів сірки завдяки водному розчину, що подається в скрубер насосом 15 із цистерни 12) і газовим нагнітачем 14 подаються до повітряного компресора К ГТН низького тиску 17. Між повітряними компресорами ГТН низького тиску 17 і високого тиску 2 встановлений охолоджувач ГТН повітря

18, у якому забезпечується охолодження повітря перед другим ступенем стиснення.

У комбінованій системі рециркуляції кількість ВГ, що надходять на рециркуляцію в контур високого тиску, не перевищує 10...15 %. Цим забезпечується потужність ГТН низького тиску. Перевищення зазначених меж може суттєво знизити потужність газової турбіни ГТН низького тиску, що призведе до зменшення продуктивності повітряного компресора (джерела подачі свіжого повітря до дизеля) і, відповідно, зниження потужності дизеля. Кількість газів, що надходять у контур рециркуляції низького тиску, знаходиться в цих же межах. Перевищення цих значень призводить до суттєвого збільшення кількості ВГ у продувному ресивері дизеля (в який також надходять випускні гази по контуру високого тиску) [120, 121].

3.2. Математичне моделювання нестаціонарних процесів, що відбуваються в циліндрі дизеля під час згоряння рідкого палива

Ефективні та екологічні показники робочого циклу поршневого двигуна обумовлені перш за все характером складних нестаціонарних гідродинамічних, газодинамічних, теплофізичних і хімічних процесів, що відбуваються в циліндрі за короткі проміжки часу. Математичне моделювання турбулентних процесів перенесення і горіння в сучасній теорії поршневих двигунів засноване на застосуванні системи з тривимірних рівнянь кількості руху (Нав’є-Стокса), енергії (Фур’є-Кірхгофа), дифузії (Фіка) і збереження маси [122]. В результаті чисельного розв’язання такої системи рівнянь визначають локальні значення нестаціонарних параметрів робочого тіла в об’ємі, а також локальні теплові навантаження (термічні граничні умови) на теплосприймаючих поверхнях камери згоряння.

3.2.1. Моделювання процесу утворення оксидів азоту під час згоряння палива

Відповідно до результатів літературного огляду, виконаного в розділі 1, у продуктах згоряння ДВЗ кількість NO становить понад 90 % від сумарної кількості всього комплексу оксидів азоту NO_X, у зв'язку з цим у розрахунках за визначенням екологічних параметрів поршневих двигунів в якості переважаючого приймається механізм утворення. При цьому розширений механізм утворення NO Зельдовича може бути представлений як

$$\dot{N}_2 + \dot{O} \xleftrightarrow{k_{1V}, k_{1R}} NO + \dot{N}, \quad (3.1)$$

$$\dot{N} + O_2 \xleftrightarrow{k_{2V}, k_{2R}} NO + \dot{O}, \quad (3.2)$$

$$\dot{N} + \dot{O}H \xleftrightarrow{k_{3V}, k_{3R}} NO + \dot{H} \quad (3.3)$$

де k_i – константа швидкості *i*-й реакції;

V і *R* – індекси, що вказують на пряму і зворотну реакції відповідно [123].

У даний час розширений механізм утворення NO Зельдовича є основним під час опису наведених процесів [124-126]. Одночасно з цим, при дослідженнях розглядається ряд інших схем утворення NO, які засновані на детальному описі кінетичних механізмів, при цьому кількість проміжних реакцій досягає декількох десятків і сотень [127]. Огляд цих схем, що застосовуються при моделюванні процесів утворення NO_X у поршневих двигунах, може бути виконаний на підставі даних [128] і наведений у вигляді таблиці 3.1. У ній як приклад показані три такі схеми приблизно з однаковим числом проміжних реакцій. Через M позначена нейтральна молекула, яка не бере участі в даній реакції і сприймає енергію збудника активних частинок. Схеми, показані в таблиці 3.1, свідчать про те, що реакції класичного або розширеного механізмів Зельдовича (виділені жирним шрифтом) наявні у всіх випадках.

Таблиця 3.1

Схеми утворення NO в поршневих двигунах внутрішнього згоряння

№ реакції	Схема № 1. На основі тепломасообміну і хімічної кінетики реакції догорання	№ реакції	Схема № 2. На основі хімічної термодинаміки і реакції розпаду молекулярного азоту	№ реакції	Схема № 3. На основі хімічної термодинаміки і кінетики хімічних реакцій
1	$OH+H_2 \leftrightarrow H+H_2O$	1	$\mathbf{N_2+O \leftrightarrow NO+N}$	1	$\mathbf{O+N_2 \leftrightarrow N+NO}$
2	$OH+OH \leftrightarrow O+H_2O$	2	$\mathbf{O_2+N \leftrightarrow NO+O}$	2	$N_2+O_2 \leftrightarrow N+NO_2$
3	$OH+H \leftrightarrow H_2O$	3	$\mathbf{OH+N \leftrightarrow NO+H}$	3	$N_2+O_2 \leftrightarrow 2NO$
4	$H+O_2 \leftrightarrow HO_2$	4	$N_2+O_2 \leftrightarrow NO+NO$	4	$2NO \leftrightarrow N_2+O_2$
5	$OH+OH \leftrightarrow H_2O_2$	5	$NO+M \leftrightarrow N+O+M$	5	$\mathbf{NO+O \leftrightarrow N+O_2}$
6	$CO+OH \leftrightarrow CO_2+H$	6	$N_2O+M \leftrightarrow N_2+O+M$	6	$O+N+M \leftrightarrow NO+M$
7	$\mathbf{N+NO \leftrightarrow N_2+O}$	7	$NO+NO \leftrightarrow N_2O+O$	7	$NO_2+M \leftrightarrow O+NO+M$
8	$\mathbf{N+O_2 \leftrightarrow NO+O}$	8	$NO+O+M \leftrightarrow NO_2+M$	8	$NO_2+M \leftrightarrow O_2+N+M$
9	$\mathbf{N+OH \leftrightarrow NO+H}$	9	$NO_2+O \leftrightarrow NO+O_2$	9	$NO+O_2 \leftrightarrow NO_2+O$
10	$N_2+O_2 \leftrightarrow 2NO$				
11	$H+CO \leftrightarrow HCO$				
12	$OH+HCO \leftrightarrow CO+H_2O$				
13	$H+HCO \leftrightarrow H_2+CO$				

Струменево-кінетична модель горіння (схема № 1) розв’язує пов’язані завдання тепломасообміну і хімічної кінетики реакції догоряння в зоні продуктів згоряння поршневого двигуна з безпосереднім уприскуванням палива. Такий підхід, при якому розраховуються поля температури і дифузії, дозволяє визначити локальні зони в камері згоряння, де суміш інтенсивно реагує і де вона виходить слабкореагуючою [123].

Дві інші схеми утворення NO, наведені в таблиці 3.1, розроблено та запропоновано В. Клайншмідтом (W. Kleinchmidt) [129-130] і А. І. Лушпою [131]. Незважаючи на однакову кількість реакцій вони значно відрізняються одна від одної. Схема № 2 містить реакції розширеного механізму Зельдовича, а схема № 3 – класичного механізму Зельдовича (виділені жирним шрифтом). Константи швидкостей реакції визначаються згідно із законом Арреніуса. Решта реакцій (2-4 і 7-9) грають другорядну роль [132].

Відзначимо, що всі розглянуті схеми утворення оксидів азоту є модельними, тобто відображають реальний кінетичний процес тільки приблизно. Ці модельні схеми зазвичай використовуються для розрахунку утворення NO в поршневих двигунах. Більш докладний опис хімічної кінетики утворення NO під час горіння суміші традиційних палив з повітрям на сучасному рівні наших знань неможливий. Складність полягає в тому, що нафтові сорти палива є сполуками вуглецю і водню C_mH_n, у молекулах яких міститься кілька атомів вуглецю. А для вуглеводнів з декількома атомами вуглецю в молекулі число можливих проміжних реакцій і проміжних продуктів згоряння настільки велике, що повний кінетичний опис процесу стає неможливим.

Для розширеного механізму Зельдовича з трьох реакцій (3.1)-(3.3) на основі закону діючих мас випливає, що швидкість утворення оксиду азоту можна знайти як

$$\frac{d[\mathrm{NO}]}{d\tau} = k_{1V}[\mathrm{N_2}][\mathrm{O}] - k_{1R}[\mathrm{NO}][\mathrm{N}] + k_{2V}[\mathrm{O_2}][\mathrm{N}] - \\ - k_{2R}[\mathrm{NO}][\mathrm{O}] + k_{3V}[\mathrm{N}][\mathrm{OH}] - k_{3R}[\mathrm{NO}][\mathrm{H}]. \qquad (3.4)$$

Зміна правої частини рівняння (3.4), тобто зміна числа проміжних реакцій, може впливати тільки на час обрахунку, що для рівнянь такого типу в разі застосування сучасних комп’ютерів не принципово. Тут виникає інша проблема: зі збільшенням числа проміжних реакцій зростає число констант швидкостей прямих і зворотних реакцій, які зазвичай задаються. При виборі цих констант проблемою є їх неоднозначність: їх значення залежать від умов, покладених в основу їх визначення. Експериментальну перевірку достовірності обраних макрокінетичних констант слід проводити шляхом безпосереднього вимірювання NO в продуктах згоряння двигуна.

3.2.2. Моделювання нестаціонарних процесів переносу

Диференціальні рівняння, на основі яких описуються нестаціонарні процеси переносу кількості руху, енергії, маси і концентрації в камері згоряння поршневого двигуна, можна записати у вигляді узагальненого закону збереження [133]. При цьому сума нестаціонарного і конвективного потоків дорівнює сумі дифузійного і джерельного потоків:

$$\begin{gathered}\frac{\partial}{\partial\tau}(\rho\Phi)+\operatorname{div}\left(\rho\vec{W}\Phi\right)=\operatorname{div}(\Gamma_{\Phi}\operatorname{grad}\Phi)+S_{\Phi}\Leftrightarrow\\ \Leftrightarrow\frac{\partial}{\partial\tau}(\rho\Phi)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho W_j\Phi)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho W_j\Phi\right)\left(\Gamma_{\Phi}\frac{\partial\Phi}{\partial x_j}\right)+S_{\Phi},\end{gathered}\tag{3.5}$$

де ρ – густина;

$\vec{W}$ – вектор швидкості;

Ф – довільна залежна змінна;

Γ_{ϕ} – коефіцієнт обміну (дифузії);

S_{ϕ} – джерельний член, який у загальному випадку можна подати як різницю генерації S_{Φ_g} та анігіляції S_{Φ_a} потоків, тобто $S_{\Phi}=S_{\Phi_g}-S_{\Phi_a}$.

Конкретний вид Γ_{ϕ} і S_{ϕ}, а також S_{Φ_g} і S_{Φ_a} залежить від сенсу змінної Ф (таблиця 3.2), і після підстановки відповідних значень з виразу (3.5) отримуємо рівняння: кількості руху (рівняння Нав'є-Стокса) [134], енергії (Фур'є-Кіргофа) [135], дифузії або концентрації (Фіка) [136] та збереження маси (нерозривності) [137, 138].

Таблиця 3.2

Рівняння законів збереження у вихідній формі і в формі Рейнольдса

<table>
<tr><td colspan="2">Рівняння законів збереження як окремі випадки узагальненого диференціального рівняння
$$\frac{\partial}{\partial\tau}(\rho\Phi)+\operatorname{div}\left(\rho\vec{W}\Phi\right)=\operatorname{div}(\Gamma_\Phi \operatorname{grad}\Phi)+S_\Phi \Leftrightarrow \frac{\partial}{\partial\tau}(\rho\Phi)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho W_j\Phi)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho W_j\Phi\right)\left(\Gamma_\Phi\frac{\partial\Phi}{\partial x_j}\right)+S_\Phi$$</td></tr>
<tr><td>Рівняння збереження кількості руху
(рівняння Нав'є-Стокса)
$\Phi=W_i,\ \Gamma_\Phi=\mu,\ S_\Phi=G_i-\frac{\partial p}{\partial x_i}+V_\mu$</td><td>Вихідна форма
$$\rho\frac{DW_i}{D\tau}=G_i-\frac{\partial p}{\partial x_j}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial W_i}{\partial x_j}+\frac{\partial W_j}{\partial x_i}-\frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial W_k}{\partial x_k}\right)\right],$$
форма Рейнольдса
$$\rho\frac{D\overline{W_i}}{D\tau}=\overline{G_i}-\frac{\partial\overline{p}}{\partial x_j}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial\overline{W_i}}{\partial x_j}+\frac{\partial\overline{W_j}}{\partial x_i}-\frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial\overline{W_k}}{\partial x_k}\right)-\rho\overline{W_i'W_j'}\right],$$
$\rho\overline{W_i'W_j'}$ – тензор рейнольдовських турбулентних напруг, визначений за пульсаційними складовими швидкості.</td></tr>
</table>

Продовження таблиці 3.2

Рівняння збереження енергії $\Phi = H,\ \Gamma_\Phi = \frac{\lambda}{c_p},$ $S_\Phi = \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial p}{\partial x_i}\left(\tau_{ij} W_j\right) + G_j W_j + + w_r Q_r + \frac{\partial q_{Rj}}{\partial x_i}$	Вихідна форма $\rho \frac{DH}{D\tau} = G_j W_j + \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\tau_{ij} W_j\right) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j}\right) + w_r Q_r + \frac{\partial q_{Rj}}{\partial x_i},$ форма Рейнольдса $\bar{\rho} \frac{D\overline{H}}{D\tau} = \overline{G_j}\,\overline{W_j} + \frac{\partial \bar{p}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\overline{\tau_{ij}}\,\overline{W_{ij}}\right) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} - c_p \bar{\rho}\,\overline{T'W'_j}\right) + \overline{w_r}\,\overline{Q_r} + \frac{\partial \bar{q}_{Rj}}{\partial x_i},$ $\overline{\tau_{ij}} = \mu\left(\frac{\partial \overline{W_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{W_j}}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial \overline{W_k}}{\partial x_k}\right)$ – тензор в'язких турбулентних напруг, визначений за усередненим значенням компонентів швидкості; $c_p \bar{\rho}\,\overline{T'W'_j}$ – турбулентний перенос ентальпії $\bar{\rho} c_p T'$ за допомогою флуктуації швидкості W'_j.
Рівняння збереження маси (нерозривності) $\Phi = 0,\quad \Gamma_\Phi = 0,$ $S_\Phi = 0$	Вихідна форма $\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho W_j\right) = 0,$ форма Рейнольдса $\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{\rho W_j}\right) = 0.$

Закінчення таблиці 3.2

Рівняння дифузії (концентрації) $\Phi = \frac{C}{\rho},\ \Gamma_\Phi = D_c\rho,\ S_\Phi = \dot{m}_l$	Вихідна форма $\frac{DC}{D\tau} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(D_c \frac{\partial C}{\partial x_j}\right) + \dot{m},$ форма Рейнольдса $\frac{D\overline{C}}{D\tau} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(D_c \frac{\partial \overline{C}}{\partial x_j} - \overline{C_j'}\overline{W_j'}\right) + \overline{\dot{m}},$ $\overline{C_j'}\overline{W_j'}$ – турбулентний дифузійний перенос маси компонента, концентрація якого C, за допомогою флуктуації швидкості W_j'
Позначення: ρ – густина газу, кг/м^3; p – тиск, Па; G_i – проекція густини об'ємних сил, Н/м^3, на вісь Ox, прямокутної декартової системи координат; C – концентрація, кг/м^3; H – повна питома енергія, Дж/кг; $V_\mu = \frac{1}{3}\mu\mathrm{grad}\left(\mathrm{div}\vec{W}\right)$ – об'ємна деформація; μ – динамічна в'язкість, кг/(м·с); $\vec{W}$ – вектор швидкості газу; c_p – теплоємність при постійному тиску, Дж/(кг·К); w_r – швидкість хімічної реакції на одиницю об'єму, кг/(м^3·с); Q_r – кількість виділеної теплоти на одиницю маси, Дж/кг; λ – теплопровідність, Вт/(м·К); δ_{ij} – символ Кронекеру; D_c – коефіцієнт дифузії, м^2/с; $\dot{m}$ – інтенсивність джерела маси (швидкість зміни маси хімічної компоненти в одиниці об'єму), кг/(м^3·с)	

При цьому вихідна система рівнянь переносу замінюється незамкненою системою рівнянь у формі Рейнольдса (див. таблицю 3.2), для замикання якої використовуються різні моделі турбулентності, наприклад (k-ε)-модель [139, 140]. Згідно [123, 141], стандартна форма цієї моделі, призначеної для опису процесів турбулентного перенесення в об'ємі циліндра двигуна, має вигляд

$$\begin{aligned} \rho\frac{\partial\bar{k}}{\partial\tau}+\rho W_j\frac{\partial\bar{k}}{\partial x_j} &= P+G-\bar{\varepsilon}\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(\mu+\frac{\mu_t}{\mathrm{Pr}_{tdk}}\right)\frac{\partial\bar{k}}{\partial x_j}\right); \\ \rho\frac{D\bar{\varepsilon}}{D\tau} &= \left(C_{\varepsilon_1}P+C_{\varepsilon_3}G+C_{\varepsilon_4}\bar{k}\frac{\partial W_k}{\partial x_k}-C_{\varepsilon_2}\bar{\varepsilon}\right)\frac{\bar{\varepsilon}}{\bar{k}}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\mu_t}{\mathrm{Pr}_{tdk}}\frac{\partial\bar{\varepsilon}}{\partial x_j}\right), \end{aligned} \tag{3.6}$$

де складові $P=-\overline{W_i'W_j'}\frac{\partial W_i}{\partial x_j}=2\nu_t S_{ij}-\frac{2}{3}\left(\mu_t S_{kk}+\bar{k}\right)S_{kk}$, $G=-g_i\frac{\mu_t}{\mathrm{Pr}_t}\frac{\partial\bar{\rho}}{\partial x_i}$ вказують на генерацію (або анігіляцію) кінетичної енергії турбулентності за рахунок деформації потоку та об'ємних сил відповідно. З об'ємних сил найбільш часто зустрічається гравітаційна сила. Нею не можна нехтувати, якщо зміна (стратифікація) середньої густини стає суттєвим через зміни температури і концентрацій (рухомі потоки, або переміщення теплового або концентраційного фронту). У цих виразах $S_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial W_i}{\partial x_j}+\frac{\partial W_j}{\partial x_i}\right)$ – тензор швидкостей деформації; $\mu_t=C_\mu\bar{\rho}\frac{\overline{k^2}}{\bar{\varepsilon}}$ – турбулентна в'язкість.

3.2.3. Моделювання процесу згоряння в циліндрі дизеля

Процеси перенесення в камері згоряння ДВЗ здійснюються в тісному взаємозв'язку з хімічної кінетикою. Тепловиділення під час горіння рідкого

палива сприяє виникненню градієнтів тиску, температури і густини, а також впливає на процеси перенесення кількості руху, енергії, маси і концентрації.

Швидкість хімічної реакції згоряння можна обчислити на основі моделі згоряння Магнуссен-Хартагера [142, 143]. Відповідно до цієї моделі, горюча суміш у загальному випадку складається з палива, кисню, продуктів згоряння та інертних газів (азоту), при цьому маси цих фракцій, що позначаються через $m_{\text{п}}, m_{\text{O}_2}, m_{\text{пр.зг}}, m_{\text{N}}$ відповідно, повинні бути розраховані. Середня швидкість реакції згоряння палива відповідно до моделі Магнуссен-Хартагера [144] записується в наступному вигляді:

$$\overline{w}_{r_{\text{М-Х}}} = \frac{B}{\tau_t}\overline{\rho}\min\left(\overline{m}_{\text{п}}, \frac{\overline{m}_{\text{O}_2}}{L_0}, C\frac{\overline{m}_{\text{пр.зг}}}{1+L_0}\right),$$

де L_0 – масова стехіометрична кількість повітря;

$\tau_t = \overline{k}/\overline{\varepsilon}$ – масштаб часу турбулентного перемішування;

B, C – емпіричні коефіцієнти, що враховують вплив турбулентності і параметрів палива на швидкість хімічної реакції. Очевидно, що для конкретного випадку вони вимагають уточнення відповідно до експериментальних даних [145].

3.2.4. Моделювання переносу теплової енергії в циліндрі дизеля

Утворення оксидів азоту NO_X у циліндрі дизеля відбувається в результаті високотемпературних реакцій процесу згоряння палива. Критичною вважається температура 1800 К (1530° С), досягнення якої призводить до виникнення ланцюгової реакції утворення NO_X.

Максимальна температура робочого циклу (температура в кінці «видимого» згоряння) T_z може бути визначена в результаті розв'язання термодинамічного рівняння згоряння методом послідовних наближень з виразів для T_z і середньої питомої ізобарної теплоємності продуктів згоряння c_{pz}:

$$\begin{cases} T_z = \dfrac{(m_{\text{т}} - 1)\xi_z Q_{\text{н}} + (c_{pc} + R_c(\lambda - 1))T_c}{m_{\text{т}} c_{pz}} \\ c_{pz} = 0{,}9727 + \dfrac{0{,}1274}{\alpha} + \left(0{,}97 - \dfrac{0{,}1298}{\alpha}\right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z. \end{cases} \quad (3.7)$$

Значення, що входять до системи:

$m_{\text{т}}$ – коефіцієнт збільшення маси заряду;

ξ_z=0,9...0,95 – коефіцієнт використання тепла в т. *z* діаграми;

$Q_{\text{н}}$ – нижча теплотворна здатність палива, кДж/(кг·К);

c_{pc}, R_c, T_c – середня питома ізобарна теплоємність, кДж/(кг·К), універсальна газова постійна, кДж/(кг·К), температура, К, суміші повітря і залишкових газів в кінці процесу стиснення (у точці *c* індикаторної діаграми);

λ – ступінь підвищення тиску під час згоряння;

α – коефіцієнт надлишку повітря,

приймаються або розраховується виходячи з наступного:

$m_{\text{т}} = 1 + \dfrac{1}{(1 + \gamma_r)\alpha G_0}$, (де G_0=14,28 повітря/кг палива – теоретичне кількість повітря для згоряння 1 кг палива);

$Q_{\text{н}}$=38000...44000 кДж/(кг·К) – в залежності від характеристик палива;

$c_{pc} = 0{,}9582 + 0{,}8834 \cdot 10^{-4} \cdot T_c$, кДж/(кг·К);

$\lambda = \dfrac{p_z}{p_c}$, (де тиски в циліндрі в кінці згоряння p_z, МПа, і в кінці стиснення p_c, МПа, визначаються шляхом індиціювання дизеля) [146, 147].

Температура в кінці процесу стиснення T_c (у точці *c* індикаторної діаграми) визначається комплексом виразів:

$$\begin{cases} T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \\ T_a = \dfrac{T_s + \Delta T_s + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \\ \varepsilon = \dfrac{V_a}{V_c} \\ n_1 = 1 + \dfrac{1}{2{,}339 + 3{,}078 \cdot 10^{-4} T_a (\varepsilon^{n_1 - 1} + 1)}, \end{cases}$$

в який входять значення:

T_a – температура суміші повітря і залишкових газів на початку процесу стиснення (у точці *a* індикаторної діаграми), К;

T_s – температура в продувному ресивері, К (відповідно до Правил технічної експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння підтримується в межах T_s=310...313 К);

ΔT_s – ступінь підігріву повітря об стінки циліндра (ΔT_s=5...15 К в залежності від конструкційних особливостей дизеля);

T_r – температура залишкових газів, К (T_r=600...750 К залежно від організації процесів продувки і випуску, а також від конструкції дизеля);

γ_r – коефіцієнт залишкових газів (γ_r=0,01...0,08 залежно від організації процесів продувки і випуску, а також від конструкції дизеля);

$\varepsilon = \dfrac{V_a}{V_c}$ – ступінь стиснення (ε=10...17 в залежності від конструкції циліндричної втулки дизеля, V_a, V_c – об’єм циліндру на початку і наприкінці стиснення, м^3);

n_1 – показник політропи стиснення в циліндрі (розраховується методом послідовних наближень, n_1=1,34...1,39) [148, 149].

3.2.5. Моделювання процесів газообміну

Подача повітря в циліндр дизеля, його змішування з продуктами згоряння (що залишилися в циліндрі дизеля), впорскування палива і його окислення, утворення продуктів згоряння відбуваються при постійній масі повітря і газів і при змінних значеннях їх температури і теплоємності. Зміна стану повітря і продуктів згоряння в циліндрі ДВЗ може бути представлено системою рівнянь, що складається з: рівняння першого закону термодинаміки (вираженого в диференціальній формі); рівнянь співвідношення робочого тіла (повітря і продуктів згоряння) у циліндрі; рівняння стану.

Така система має вигляд:

$$\left.\begin{aligned} \left(c_{\mathrm{V}}^{/}G^{/}+c_{\mathrm{V}}^{//}G^{//}\right)\frac{dT}{d\varphi}+u^{/}\frac{dG^{/}}{d\varphi}+u^{//}\frac{dG^{//}}{d\varphi}&=Q_{\text{н}}\frac{dg_{\mathrm{x}}}{d\varphi}+\frac{dQ_{\mathrm{w}}}{d\varphi}-\frac{\pi V_{\mathrm{s}}}{360}\upsilon p;\\ G^{/}&=G_{\mathrm{d}}^{/}-G_0 g_{\mathrm{x}};\\ G^{//}&=G_{\mathrm{d}}^{//}-\left(G_0+1\right)g_{\mathrm{x}};\\ p&=\frac{\left(G^{/}R_{\mathrm{s}}+G^{//}R_{\mathrm{g}}\right)T}{V};\end{aligned}\right\} \qquad (3.8)$$

де $c_{\mathrm{V}}^{/}, c_{\mathrm{V}}^{//}$ – справжні питомі ізохорні теплоємності «чистого» повітря і «чистих» продуктів згоряння, кДж/(кг·К);

$G^{/}, G^{//}$, $u^{/}, u^{//}$ – маса, кг, та питомі внутрішні енергії, кДж/кг, «чистого» повітря і «чистих» продуктів згоряння в циліндрі дизеля температурі T;

φ – кут повороту колінчастого вала, °ПКВ;

g_{x} – маса згорілого палива, кг;

Q_{w} – кількість теплоти, що підводиться/відводиться до робочого тіла за рахунок теплообміну зі стінками циліндра, кДж;

V, V_{s} – поточний і робочий об’єм циліндра, м^3;

$\bar{\upsilon}$ – аналог швидкості руху поршня;

p, T – поточні значення тиску і температури в циліндрі дизеля, кПа, К;

$G_{\text{d}}^{/}, G_{\text{d}}^{//}$ – маси «чистого» повітря і «чистих» продуктів згоряння на початку стиснення, кг;

R_{s}, R_{g} – газові постійні «чистого» повітря і «чистих» продуктів згоряння, кДж/(кг·К).

3.3. Аналіз методів визначення характеристик випускних газів суднових дизелів

На суднах морського і річкового транспорту для визначення екологічних параметрів роботи двигунів внутрішнього згоряння і теплоенергетичних показників випускних газів з метою контролю та керування процесами перетворення теплотворної здатності палива в корисну роботу використовується газовий аналіз [150].

У переважній більшості випадків завдання аналізу випускних газів полягає у вимірюванні концентрації одного хімічного елемента або його сполуки в складній багатокомпонентній газовій суміші. Такий аналіз можливий тільки тоді, коли компонент, що підлягає визначенню, відрізняється від інших компонентів газової суміші принаймні якою одною фізико-хімічною властивістю, яка може бути використана як вимірювана величина [151, 152].

Газовий аналіз якісного виявлення та кількісного визначення компонентів газових сумішей проводиться як за допомогою газоаналізаторів, так і за лабораторними методиками [153]. За характером вимірюваного фізичного параметра методи газового аналізу можна розподілити на

механічні, акустичні, теплові, магнітні, оптичні, іонізаційні, мас-спектрометричні, електрохімічні, напівпровідникові.

До механічних методів відносять пневматичні, серед яких розрізняють аеростатичний та аеродинамічний. Акустичні методи засновані на вимірюванні поглинання або швидкості поширення звукових та ультразвукових хвиль у газовій суміші [154]. Теплові методи засновані на вимірюванні теплопровідності газової суміші (термокондуктометричний метод) або теплового ефекту реакції за участі компонента, параметри якого визначаються – (термохімічний метод). У магнітних методах вимірюють фізичні характеристики газу, зміна яких зумовлена магнітними властивостями визначуваного компонента в магнітному полі. В оптичних методах вимірюють оптичну щільність (абсорбційні методи), інтенсивність випромінювання (емісійні методи), коефіцієнт заломлення (рефрактометричний) і деякі інші оптичні властивості [155]. Оптичні методи, засновані на розсіюванні (релєєвського, комбінаційного) світла, отримали розвиток завдяки лазерній техніці [156, 157]. Іонізаційні методи засновані на вимірі електричної провідності іонізованих газових сумішей. Іонізацію здійснюють радіоактивним випромінюванням, електричним розрядом, полум’ям, ультрафіолетовим випромінюванням, на нагрітій каталітично активній поверхні [158]. Мас-спектрометричні методи засновані на вимірі мас іонізованих компонентів аналізованого газу [159]. В електрохімічних методах вимірюють параметри системи, що складається з рідкого або твердого електроліту, електродів і визначуваного компонента газової суміші або продуктів його реакції з електролітом [160-162].

Серед методів газового аналізу іноді виділяють так звані комбіновані. До них відносяться методи, що відрізняються способом попереднього перетворення проби (хроматографія, ізотопне розведення), які можуть поєднуватися з вимірюванням різних фізичних параметрів, а також багатопараметричний обчислювальний метод [163-165].

3.4. Аналіз способів визначення ступеню рециркуляції випускних газів

ДВЗ знаходять безліч застосувань у багатьох областях транспортної енергетики. На річковому і морському транспорті дизелі використовуються як пропульсивні двигуни і як електрогенератори, працюючи при цьому на самих різноманітних паливах, як рідких, так і газоподібних. Усі двигуни повинні відповідати певним екологічним вимогам [166-168].

Визначення ступеня рециркуляції випускних газів може виконуватися за різними методиками, залежно від типу та особливостей конструкції системи рециркуляції, місця установки газоаналізаторів або датчиків контролю, а також характеристик вимірюваного параметра.

У разі, коли вимірюваним параметром є температури системи подачі повітря і випуску газів [169], ступінь рециркуляції δ_{EGR} може бути визначений із виразу

$$\delta_{EGR} = \left(\frac{T_s - T_0}{T_{EGR} - T_s} \right) \Big/ \left(1 + \frac{T_s - T_0}{T_{EGR} - T_s} \right),$$

де T_s – температура газоповітряної суміші (чистого повітря і газів, що прямують на рециркуляцію) в продувному ресивері, К;

T_0 – температура навколишнього середовища, К;

T_{EGR} – температура газів, що прямують на рециркуляцію, К;

Ступінь рециркуляції випускних газів також може бути визначений за значеннями витрати повітря і газів:

$$\delta_{EGR} = \frac{G_s - G_{EGR}}{G_s},$$

тут G_s – витрата повітря і газів, що надходять у продувний ресивер, кг/с;

G_{EGR} – витрата газів, що надходять на рециркуляцію, кг/с [170].

Якщо контрольованим параметром при рециркуляції випускних газів є вміст вуглекислого газу, то ступінь рециркуляції визначається за виразом:

$$\delta_{\text{EGR}} = \frac{C_s - C_0}{C_{\text{вг}}},$$

де C_s, C_0, $C_{\text{вг}}$ – концентрації CO_2 відповідно в продувному ресивері, навколишньому середовищі та випускних газах.

«Будь-яке дослідження зводиться до вимірювання» – приблизно так звучить висловлювання, яке, як прийнято вважати, належить одному з родоначальників створення ДВЗ – німецькому інженеру Рудольфу Дизелю. Щоб виправдати очікування замовників, необхідно підтримувати якість вимірювань на вищому рівні, що потребують значних інвестицій у дослідження. Для більш глибокого вивчення проблем зниження викидів будуть потрібні, крім загальноприйнятих, інноваційні методи вимірювань і більш широка номенклатура. Реальні показники можуть відрізнятися. Це може бути досягнуто за рахунок використання нових аналізаторів газоподібних компонентів [171, 172].

3.5. Експериментальні дослідження впливу рециркуляції випускних газів суднового дизеля на екологічність роботи морського судна

Однією з особливостей експлуатації морських суден є їх підзвітність міжнародним класифікаційним товариствам (наприклад, Lloyd’s Register of Shipping – England, Bureau Veritas – France, Det Norske Veritas & Germanischer Lloyd – Germany, The American Bureau of Shipping – USA). Причому одне морське судно може бути під наглядом відразу декількох товариств. Ці організації на базі емпіричного досвіду, статистичного обліку та наукових

досліджень розробляють свої власні Правила класифікації морських суден і ведуть систему безперервного контролю над дотриманням цих правил на класифікованих суднах. Це обмежує можливість виконання конструкційних змін в устрої суднового енергетичного устаткування (як теплових і механічних двигунів, так і систем, що забезпечують їхню роботу) без відповідного погодження з цими наглядовими органами. Судновий екіпаж при виконанні своїх функціональних обов'язків позбавлений можливості самостійного переобладнання як самої енергетичної установки, так і систем, що її обслуговують. Тому завданням і суднових механіків, і представників науково-дослідних організацій є визначення оптимальних умов експлуатації суднової енергетичної установки без внесення будь-яких удосконалень і модернізацій в її конструкцію.

Математичне моделювання процесів газообміну і згоряння під час використання системи EGR пов'язане з необхідністю врахування складних явищ перенесення теплоти та маси [173], при цьому отримані результати не враховують технічний стан як самого дизеля і його паливної апаратури, так і системи EGR. Тому вдосконалення системи ERG і вибір найбільш оптимальних режимів її експлуатації доцільно здійснювати на базі експериментальних даних, отриманих безпосередньо при експлуатації систем EGR, уже встановлених на ДВЗ суден річкового та морського транспорту [174].

У зв'язку з цим вивчення впливу системи рециркуляції випускних газів на зміну екологічних (концентрації NO_X у випускних газах), економічних (питомої ефективної витрати палива b_e), енергетичних (ефективної потужності N_e) показників роботи ДВЗ, а також визначення оптимальних режимів експлуатації системи рециркуляції випускних газів виконувалося на суднових малообертових дизелях 7UEC60LS фірми Mitsubishi та 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W, що працюють за двотактним циклом та обладнані штатними системами ERG.

3.5.1. Технологія і послідовність виконання аналізу випускних газів суднових дизелів

Як зазначено в п. 3.3, моніторинг концентрації шкідливих компонентів у випускних газах найбільш доцільно визначати за допомогою переносних газоаналізаторів [175].

Нами під час проведення експериментів емісія NO_X (а також концентрація інших складових ВГ) визначалася за допомогою газоаналізатора Testo350XL виробництва Німеччини, що дозволяє визначати концентрації наступних речовин: CO, O_2, N_2, NO_X, CH_4, HC, SO_2, H_2S, а також температуру, вологість, швидкість і диференціальний тиск вимірюваного середовища. Основні характеристики газоаналізатора Testo350XL при визначенні параметрів наведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

Основні характеристики газоаналізатора Testo350XL

Параметр, що виміряється	Діапазон вимірювання	Похибка вимірювання	Дозвіл	Швидкодія
Температура	-40…1200°C	±0,5 %	±0,5 %	2…30 с
Вміст O_2	0…25 об'ємних %	±1 об'ємний %	0,1 об'ємний %	5…20 с
Вміст N_2	0…25 об'ємних %	±1 об'ємний %	0,1 об'ємний %	5…20 с
Вміст NO_X	0…3000 млн$^{-1}$	±5 %	1 млн$^{-1}$	1…30 с
Вміст CO_2	0…75 об'ємних %	±1 об'ємний %	0,1 об'ємний %	1…10 с
Вміст CO	0…75 об'ємних %	±1 об'ємний %	0,1 об'ємний %	1…10 с
Вміст HC	0…5 об'ємних %	±1 об'ємний %	0,05 об'ємних %	5…20 с

Газовий аналіз ВГ виконувався в газовипускній магістралі на відстані 10 м від місця виходу газів з ГТН, що відповідало вимогам Технічного кодексу за NO_X.

Ступінь рециркуляції відхідних газів δ_{EGR} під час експериментів розраховувалася за виразом

$$\delta_{EGR} = \frac{\alpha_{EGR}}{\alpha},$$

де α – поточне значення коефіцієнта надлишку повітря;

α_{EGR} – коефіцієнт надлишку повітря при використанні системи рециркуляції випускних газів.

Коефіцієнт надлишку повітря α визначався з урахуванням об'ємних концентрацій $O_{2,Gas}$ та $N_{2,Gas}$ у випускних газах (вимірюваних за допомогою газоаналізатора Testo350XL) за виразом

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3{,}76\dfrac{O_{2,Gas}}{N_{2,Gas}}}.$$

Для перерахунку виміряної за допомогою газоаналізатора Testo350XL концентрації $NO_{X,ppm}$ (яка визначається в млн$^{-1}$ або ppm) в необхідну згідно з вимогами Міжнародної морської організації (International Marine Organization – IMO) розмірність к г/(кВт·год) розраховувалося значення маси (годинної витрати) випускних газів G_{Gas}, кг/год, що виходять з дизеля

$$G_{Gas} = \alpha L_0 b_e N_e \varphi_a,$$

де L_0=0,495 кмоль/кг – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння палива;

φ_a – коефіцієнт продування.

Для підтвердження точності експериментальних досліджень, визначення витрати випускних газів додатково виконувалося методом витрати палива і методом вуглецевого балансу (відповідно до Технічного кодексу з контролю викидів окислів азоту з суднових дизельних двигунів). Цей метод полягає в розрахунку масової витрати випускних газів за витратою палива, складом палива і концентрацією випускних газів [176].

При цьому масова витрата випускних газів q_{mew}, кг/год, визначається за виразом

$$q_{mew} = q_{mf} \cdot \left(\left(\frac{1{,}4 w_{BET} \cdot w_{BET}}{\frac{\left(\frac{1{,}4 w_{BET}}{f_c} + 0{,}08936 w_{BET} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1{,}293} + f_{fd}}{f_c \cdot f_c}} + 0{,}08936 w_{BET} - 1 \right) \cdot \left(1 + \frac{H_a}{100} \right) \right),$$

де q_{mf} – витрата рідкого палива, кг/год;

w_{BET} – масовий склад вуглецю в паливі, %;

H_a – абсолютна вологість повітря, гр. H_2O/кг повітря;

f_{fd} – коефіцієнт складу палива для сухих відпрацьованих газів;

f_c – коефіцієнт вуглецю.

Коефіцієнти f_{fd} та f_c розраховуються за виразами:

$$f_{fd} = -0{,}055593 w_{ALF} + 0{,}008002 w_{DEL} + 0{,}0070046 w_{EPS},$$

$$f_c = 0{,}5441 \left(c_{CO_2 d} - c_{CO_2 ad} \right) + \frac{c_{COd}}{18522} + \frac{c_{HCw}}{17335},$$

де w_{ALF} – масовий склад водню в паливі, %;

w_{DE} – масовий склад азоту в паливі, %;

w_{EPS} – масовий склад кисню в паливі, %;

$c_{CO_2 d}$ – концентрація CO_2 у випускних газах, %;

$c_{CO_2 ad}$ – концентрація CO_2 у навколишньому повітрі, %, ($c_{CO_2 ad}$ =0,03 %);

$c_{\mathrm{CO}d}$ – концентрація CO у випускних газах, млн$^{-1}$;

$c_{\mathrm{HC}w}$ – концентрація HC у випускних газах, млн$^{-1}$.

Розбіжність у визначенні значень G_{Gas} та q_{mew} не перевищувала 1 %.

Далі виконувався розрахунок концентрації $\mathrm{NO_{X,кг/год}}$

$$\mathrm{NO_{X,кг/год}} = \frac{\mathrm{NO_{X,ppm}} G_{\mathrm{Gas}}}{\mathrm{limNO_X}},$$

де $\mathrm{limNO_X}$ – максимально можливе значення концентрації $\mathrm{NO_X}$, яка визначається за газоаналізатором Testo350XL (2000^{-1} або 3000 mln^{-1} залежно від обраного діапазону вимірювань).

Після чого, з урахуванням значення ефективної потужності дизеля N_e, концентрації $\mathrm{NO_X}$ в розмірності г/(кВт·год) визначалася як

$$\mathrm{NO_X} = \frac{\mathrm{NO_{X,кг/год}}}{N_e}.$$

3.5.2. Результати досліджень, виконаних на судновому малообертовому дизелі 7UEC60LS фірми Mitsubishi

Дизелебудівна корпорація Mitsubishi Heavy Industries Ltd. є однією з перших світових фірм, які почали впроваджувати системи рециркуляції випускних газів на морські судна [177].

Основні характеристики дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi:

- діаметр циліндра – 600 мм;
- хід поршня – 2400 мм;
- кількість циліндрів – 7;
- номінальна потужність – 12600 кВт;
- частота обертання, відповідна номінальній потужності – 82 об/хв.

Принципова схема дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi з системою рециркуляції випускних газів низького тиску (LP-EGR) показана на рис. 3.2.

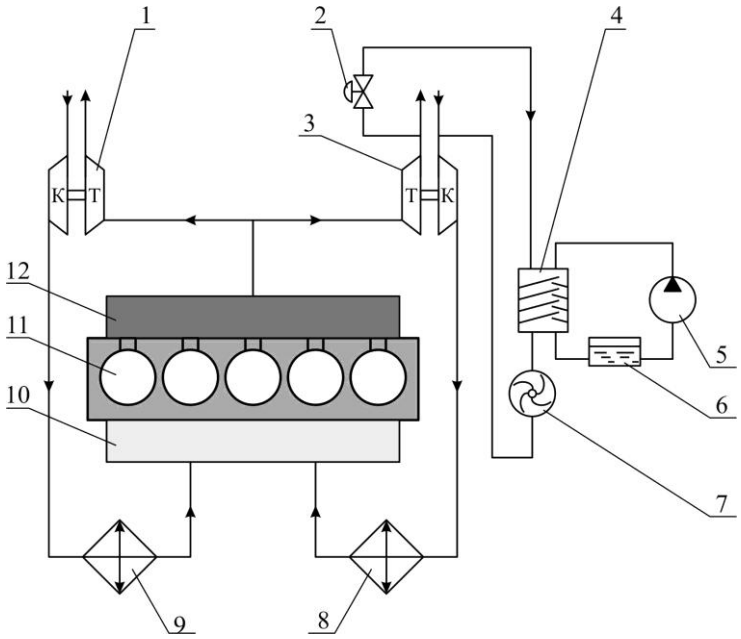


Рис. 3.2. Принципова схема системи рециркуляції випускних газів суднового малообертового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi:
1, 3 – ГТН; 2 – керуючий клапан системи рециркуляції випускних газів;
4 – скрубер; 5 – водяний насос; 6 – водяна цистерна; 7 – газовий нагнітач з електричним приводом; 8, 9 – охолоджувач наддувочного повітря;
10 – повітряний ресивер; 11 – циліндри дизеля; 12 – випускний колектор;
Т, К – газова турбіна і повітряний компресор ГТН

Функціювання системи рециркуляції відбувається наступним чином. Випускні гази з циліндрів дизеля 11 надходять у загальний випускний колектор 12 і далі до ГТН 1 і 3, після чого через газовипускну трубу видаляються в атмосферу. ГТН 1 і 3 забирають повітря з машинного відділення і після стиснення спрямовують його через охолоджувачі 8 і 9 у повітряний (продувний) ресивер 10. При цьому ГТН 3 обладнаний системою рециркуляції випускних газів, яка складається з керуючого клапана 2, скрубера очищення газів 4, газового нагнітача 7, водяної цистерни 6 і

водяного насоса 5. У разі використання системи рециркуляції випускних газів їх кількість регулюється клапаном 3. Випускні гази очищуються і попередньо охолоджуються в скрубері 4, після чого додатковим нагнітачем 7 подаються до повітряного компресора ГТН 3 і разом зі свіжим повітрям стискаються і надходять до охолоджувача 8, повітряного ресивера 10 і далі в циліндр дизеля 11.

Експериментальні дослідження з визначення емісії NO_X у ВГ виконувалися відповідно до вимог Технічного кодексу з контролю за викидами окислів азоту з суднових дизельних двигунів [176], згідно з яким випробування проводилися за випробувальним циклом Е3 (що застосовується до головних і допоміжних двигунів, які працюють за гвинтовою характеристикою). Режими роботи дизеля задавалися частотою обертання колінчастого вала, яка визначалася становищем паливної рейки.

Експерименти виконувалися за умови стабілізації зовнішніх збурень тв. навантажень для наступних швидкісних режимів роботи дизеля: 80, 75, 65 і 55 об/хв, що відповідало значенням відносної потужності дизеля: $0{,}93N_{e\text{ном}}$, $0{,}77N_{e\text{ном}}$, $0{,}5N_{e\text{ном}}$ і $0{,}3N_{e\text{ном}}$. Як $N_{e\text{ном}}$ приймалася номінальна потужність, відповідна своїм значенням коефіцієнта надлишку повітря α.

Випробування проводилися під час зниження потужності ГД, починаючи з максимально можливої за умови чистого корпусу судна (відповідно до рекомендацій [178-179]). Зниження частоти обертання здійснювалося приблизно на один оберт кожні п’ять хвилин, що забезпечувало рівномірну зміну теплового режиму роботи дизеля. При цьому на кожному з досліджуваних режимів ГД попередньо працював протягом 30...45 хвилин, що гарантувало рівномірний розподіл теплових і масових потоків, після чого виконувалася фіксація необхідних параметрів. Під час досліджень дизель працював на одному і тому ж сорті палива і циліндрового мастила. Також постійними підтримувалися значення охолоджувальних середовищ на вході/виході дизеля (води і циркуляційного мастила).

Значення ефективної потужності дизеля N_e визначалося шляхом індіціювання дизеля за допомогою суднової системи діагностики робочого процесу Doctor, що дозволяє визначати значення контрольованих величин (у тому числі значення середнього індикаторного тиску p_i) з відхиленням менше 1,0 %. Далі за величиною p_i (в МПа), а також з урахуванням характеристик дизеля і режиму його роботи, величина N_e (в кВт) розраховувалася за виразом

$$N_e = \frac{V_s niz}{60} p_i \eta_m,$$

де V_s – об'єм циліндра, м^3;

n – частота обертання, об/хв;

i – число циліндрів;

z – коефіцієнт тактності (для розглянутого дизеля z=1);

p_i – середній індикаторний тиск, МПа;

η_m – механічний коефіцієнт корисної дії дизеля, який під час проведення експерименту відповідно до інструкції з експлуатації приймався в діапазоні η_m=0,903...0,924 залежно від режиму роботи дизеля.

Частота обертання ГД задавалася електронним регулятором MG-800 Governor System і контролювалася за даними штатного лічильника частоти обертання.

Питома ефективна витрата палива розраховувалася за виразом $b_e = B_г / N_e$, де годинна витрата палива $B_г$ визначався за витратоміром, встановленим на паливній магістралі бустерної системи подачі палива. Вимірювання значення витрати палива здійснювалося з точністю до 0,01 кг/год, можливий інтервал вимірів – з точністю до 1 с.

Концентрація оксидів азоту у ВГ вимірювалась газоаналізатором Testo350XL, характеристики якого надані у таблиці 3.3.

Протягом усього експерименту двигун працював на одному й тому ж сорті важкого палива класу RMG 380 стандарту ISO 8217-2005 з наступним структурним складом: вуглець – 85,8%, водень – 13,28 %, сірка – 0,82 %, кисень – 0,02 %, азот – 0,08 %.

Ступінь рециркуляції випускних газів δ_{EGR} під час експериментів визначався положенням клапана рециркуляції і відповідно наступним значенням: 4,7 %, 9,8 %, 14,6 %, 18,8 %.

Результати досліджень наведені в таблиці 3.4, та на рис. 3.3-3.5.

Недоліком використання системи рециркуляції ВГ є зниження ефективної потужності дизеля. Це відбувається у зв'язку зі збільшенням маси залишкових газів у циліндрі, зниженням кількості повітря в циліндрі, погіршенням процесу згоряння та його зміщенням на лінію розширення, зниженням термічного ККД і відповідним зменшенням теплової ефективності замкнутого термодинамічної циклу. Зниження ефективної потужності може бути оцінене у відносному значенні

$$\frac{N_e - N_{e\,\mathrm{EGR}}}{N_e} \cdot 100, \%,$$

де значення потужності без використання системи рециркуляції N_e і в разі її $N_{e\,\mathrm{EGR}}$ застосування визначаються експериментально. Зміну цієї величини для досліджуваних режимів наведено в таблиці 3.5.

Таблиця 3.4

Зміна показників роботи суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi залежно від частоти обертання *n*, об/хв та ступеня рециркуляції газів δ_{EGR}, %

		Ступінь рециркуляції газів δ_{EGR}, %				
		0	4,7	9,8	14,6	18,8
		концентрація оксидів азоту NO_X, г/(кВт·год)				
Частоти обертання колінчастого вала *n*, об/хв	55	9,5	8,6	8,3	8,1	7,7
	65	9,9	9,4	9,1	8,2	8,1
	75	11,4	10,4	10,1	9,7	9,3
	80	12,7	11,3	10,8	10,3	10,0
		питома ефективна витрата палива b_e, г/(кВт·год)				
Частоти обертання колінчастого вала *n*, об/хв	55	184,3	188,0	189,2	190,5	192,3
	65	181,0	184,1	185,3	188,0	188,8
	75	176,2	177,0	178,2	179,1	180,2
	80	177,1	178,5	179,5	180,0	180,3

Таблиця 3.5

Відносне зниження ефективної потужності $\frac{N_e - N_{e\text{EGR}}}{N_e} \cdot 100$, %, суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi залежно від частоти обертання *n*, об/хв та ступеня рециркуляції газів δ_{EGR}, %

		Ступінь рециркуляції газів δ_{EGR}, %			
		4,7	9,8	14,6	18,8
Частоти обертання колінчастого вала *n*, об/хв	55	1,52	1,71	2,48	3,43
	65	1,17	1,33	1,97	2,95
	75	0,76	1,11	1,56	2,06
	80	0,36	0,54	0,82	1,26

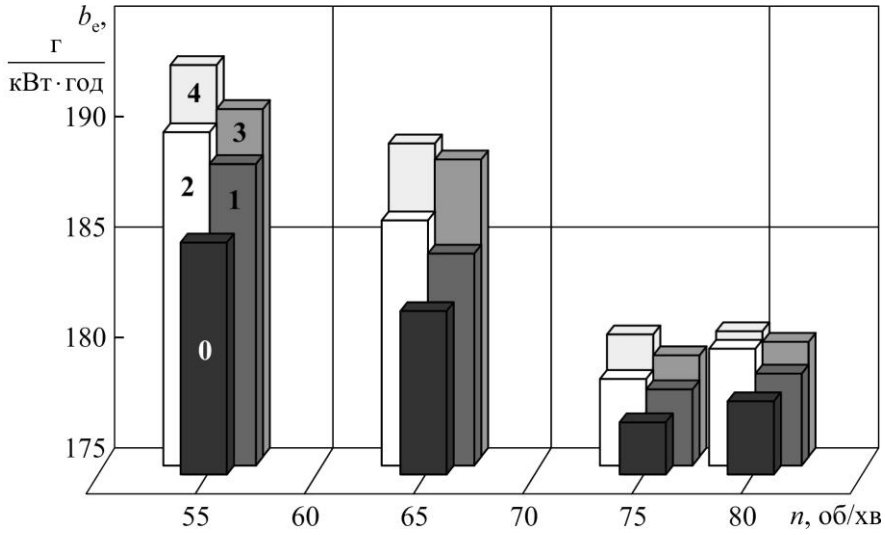


Рис. 3.3. Зміна питомої ефективної витрати палива b_e, г/(кВт·год) суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi залежно від частоти обертання n, об/хв для різного ступеня рециркуляції газів δ_{EGR}, %: 0 – робота без рециркуляції, δ_{EGR}=0 %; 1 – δ_{EGR}=4,7 %; 2 – δ_{EGR}=9,8 %; 3 – δ_{EGR}=14,6 %; 4 – δ_{EGR}=18,8 %

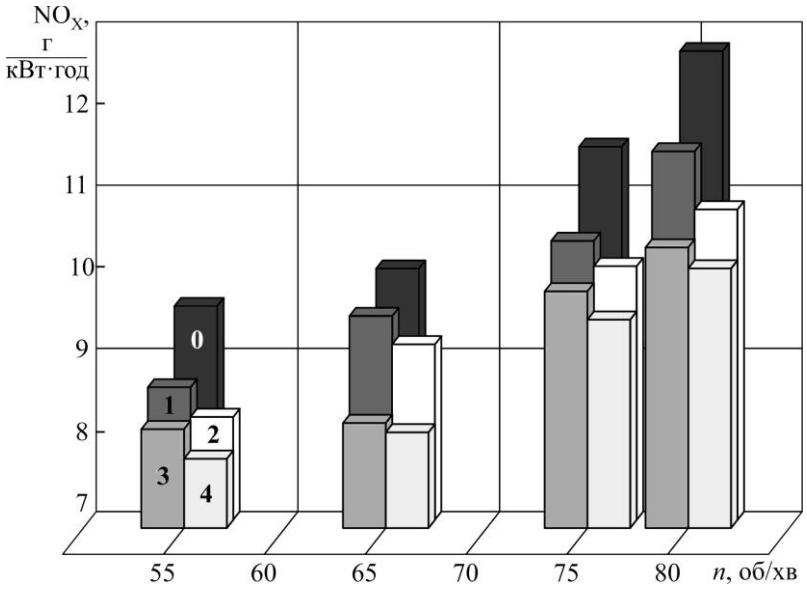


Рис. 3.4. Зміна концентрації оксидів азоту NO_X, г/(кВт·год) у випускних газах суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi залежно від частоти обертання n, об/хв для різного ступеня рециркуляції газів δ_{EGR}, % 0 – робота без рециркуляції, δ_{EGR}=0 %; 1 – δ_{EGR}=4,7 %; 2 – δ_{EGR}=9,8 %; 3 – δ_{EGR}=14,6 %; 4 – δ_{EGR}=18,8 %

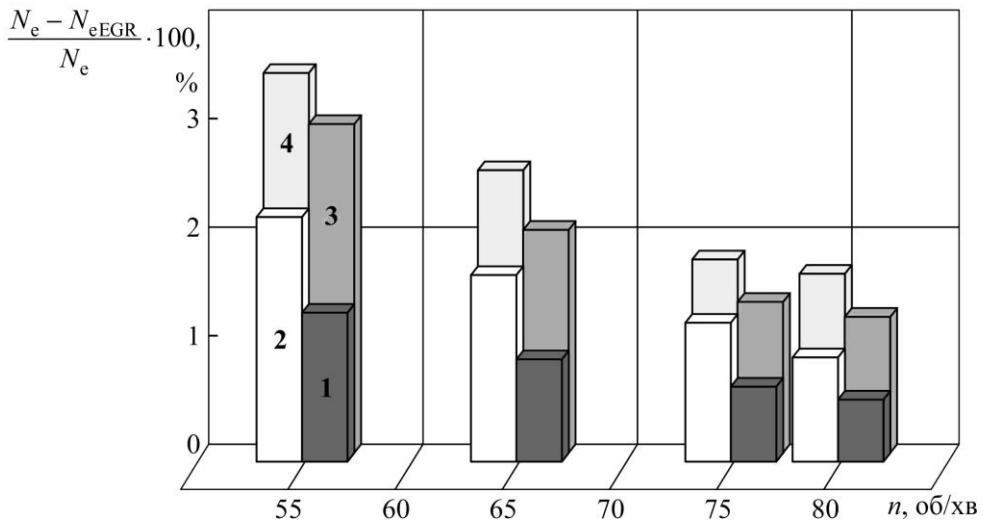


Рис. 3.5. Відносне зниження ефективної потужності $\frac{N_e - N_{eEGR}}{N_e} \cdot 100, \%,$ суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi залежно від частоти обертання n, об/хв для різного ступеня рециркуляції газів δ_{EGR}, %: 0 – робота без рециркуляції, δ_{EGR}=0 %; 1 – δ_{EGR}=4,7 %; 2 – δ_{EGR}=9,8 %; 3 – δ_{EGR}=14,6 %; 4 – δ_{EGR}=18,8 %

З метою зіставлення максимальної температури циклу (за яку бралася температура в кінці згоряння T_z) і концентрації NO_X у ВГ виконувалося дослідження залежності $NO_X = f(T_z)$ при різних швидкісних режимах роботи дизеля і різного ступеня рециркуляції газів. У зв'язку з неможливістю експериментального визначення значення T_z (через інерційність процесу вимірювання температури і швидкоплинність процесу згоряння та подальшого газообміну) величина максимальної температури циклу була отримана шляхом чисельного моделювання з урахуванням термодинамічних процесів стиснення і згоряння (з урахуванням умов, що надані у п. 3.2.4). Результати моделювання наведені в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6

Зміна максимальної температури циклу T_z, K, суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi залежно від частоти обертання n, об/хв для різного ступеня рециркуляції газів δ_{EGR}, %

		Ступень рециркуляції газів δ_{EGR}, %				
		0	4,7	9,8	14,6	18,8
Частоти обертання колінчастого вала n, об/хв	55	1794	1781	1748	1733	1720
	65	1786	1768	1735	1710	1692
	75	1784	1753	1732	1696	1681
	80	1767	1743	1714	1678	1651

За результатами, наведеними в таблиці 3.6, побудовані номограми (рис. 3.6), що відображають зниження концентрації NO_X у ВГ під час зменшення значення T_z. Також відзначимо, що зменшення максимальної температури циклу T_z відбувається як зі збільшенням ступеня рециркуляції випускних газів δ_{EGR}, так і зі збільшенням ефективної потужності дизеля N_e [174, 175, 180].

Узагальнена діаграма, що відображає діапазон зміни максимальної температури робочого циклу дизеля T_z для різного ступеня рециркуляції випускних газів δ_{EGR} у діапазоні експлуатаційних навантажень суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi наведена на рис. 3.7 [181].

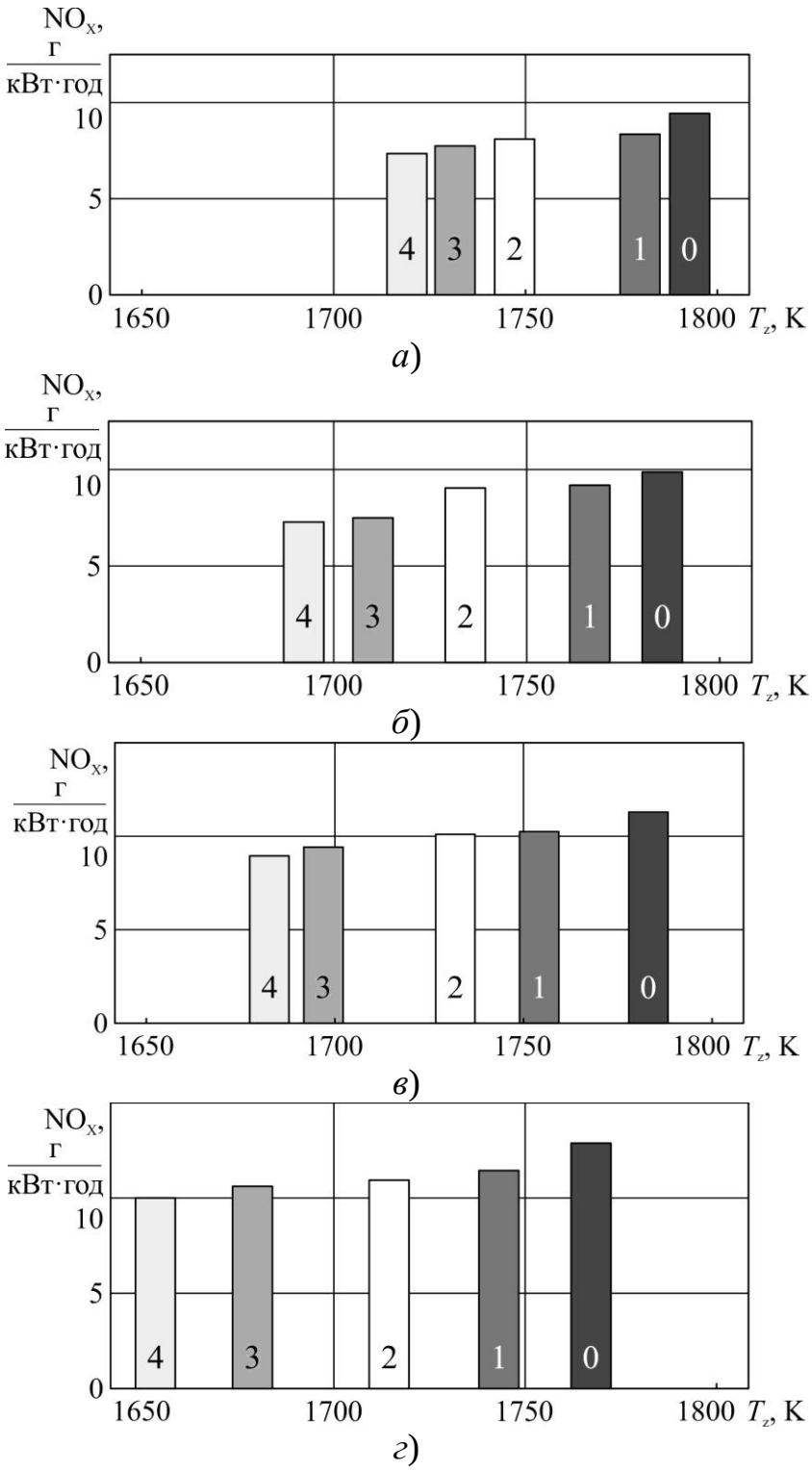


Рис. 3.6. Вплив максимальної температури робочого циклу дизеля T_z на утворення оксидів азоту NO_X під час різних режимів роботи суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi:

а – $N_{e\text{реж}}$=0,3$N_{e\text{ном}}$; *б* – $N_{e\text{реж}}$=0,5$N_{e\text{ном}}$; *в* – $N_{e\text{реж}}$=0,77$N_{e\text{ном}}$; *г* – $N_{e\text{реж}}$=0,93$N_{e\text{ном}}$;

0 – δ_{EGR}=0 %; 1 – δ_{EGR}=4,7 %; 2 – δ_{EGR}=9,8 %; 3 – δ_{EGR}=14,6 %; 4 – δ_{EGR}=18,8 %

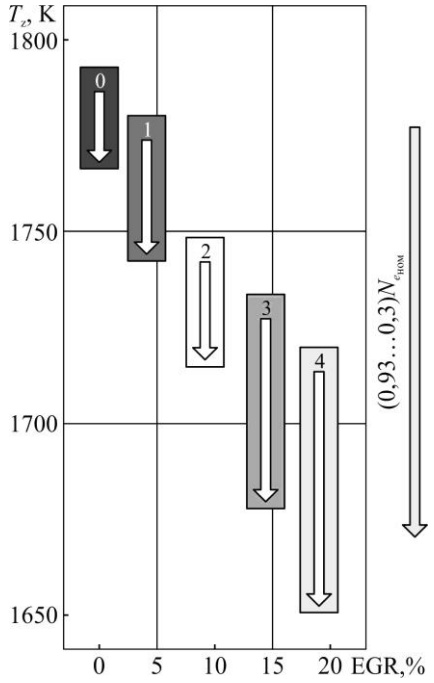


Рис. 3.7. Діапазон зниження максимальної температури робочого циклу дизеля T_z залежно від ступеня рециркуляції випускних газів δ_{EGR}:
0 – δ_{EGR}=0 %; 1 – δ_{EGR}=4,7 %; 2 – δ_{EGR}=9,8 %; 3 – δ_{EGR}=14,6 %; 4 – δ_{EGR}=18,8 %

Система EGR забезпечує примусову подачу випускних газів у циліндр дизеля, при цьому в циліндрі змінюється співвідношення між горючими компонентами палива (вуглецем, воднем і сіркою) і окислювачем (киснем, що міститься в повітрі). Це (при незмінній кількості палива, що подається в циліндр) погіршує процес згоряння, знижує максимальну температуру в циліндрі і зменшує кількість «теплових» оксидів азоту, кількість яких є превалюючою під час згоряння рідкого палива. Рівень емісії NO_X знаходиться в зворотній залежності від ступеня рециркуляції системи EGR. Також до зниження кількості оксидів азоту у ВГ, призводить збільшення їх рециркуляції у циліндр дизеля [].

Забезпечення екологічних показників роботи дизеля пов’язане з енергетичними та економічними параметрами роботи дизеля []. Сприятливий вплив системи EGR на емісію NO_X одночасно сприяє зниженню ефективної потужності дизеля N_e і збільшенню питомої ефективної витрати палива b_e. На

нашу думку, зниження потужності дизеля N_e пов'язано зі зменшенням кількості ВГ, що надходять до ГТН й одночасним пропорційним збільшенням кількості ВГ, що надходять у циліндр дизеля (через систему рециркуляції). Перше знижує потужність ГТН $N_{\text{Т}}$, а друге призводить до зниження коефіцієнта наповнення циліндра свіжим повітрям $\eta_{\text{н}}$. В обох випадках є прямопропорційна залежність одного параметра від іншого: $N_{\text{Т}} \sim G_{\text{Т}}$ та $N_e \sim \eta_{\text{н}}$,, що й обумовлює падіння ефективної потужності під час зростання ступеня EGR.

Відносне зниження ефективної потужності $\frac{N_{e\,\text{EGR}}}{N_e} \cdot 100\,\%$ під час використання системи EGR на режимах близьких до номінальної частоти колінчастого вала $n_{\text{реж}}=0{,}975 n_{\text{ном}}$ (що відповідає експлуатаційному навантаженню $N_{e\text{реж}}=0{,}93 N_{e\text{ном}}$) становить 0,36...1,2 % (при відповідній зміні рівня EGR 18,8...4,7%) і за умови якісної технічної експлуатації дизеля не робить суттєвого впливу на швидкісні характеристики судна.

Під час експлуатації дизеля на швидкісних режимах $n_{\text{реж}}=0{,}91 n_{\text{ном}}$ (коли $N_{e\text{реж}}=0{,}77 N_{e\text{ном}}$), $n_{\text{реж}}=0{,}79 n_{\text{ном}}$ (коли $N_{e\text{реж}}=0{,}5 N_{e\text{ном}}$), $n_{\text{реж}}=0{,}67 n_{\text{ном}}$ (коли $N_{e\text{реж}}=0{,}3 N_{e\text{ном}}$) зниження ефективної потужності може досягати 2,48...3,43 %. Цьому, на наш погляд, сприяє погіршення процесу газообміну в циліндрі і підвищення інтенсивності відводу тепла від повітряно-газової суміші до стінок циліндра при знижених частотах обертання колінчастого вала.

Збільшення кількості випускних газів, що надходять у циліндр дизеля при підвищенні ступеня рециркуляції EGR, і погіршення процесу газообміну в циліндрі також є основною причиною зростання питомої ефективної витрати палива під час використання системи EGR []. На нашу думку, причиною цього є зміна стехіометричного співвідношення, а також збільшення втрати теплоти від неповноти згоряння палива. Найбільше збільшення питомої ефективної витрати палива відповідає режимам роботи дизеля з мінімальною частотою обертання колінчастого вала. Подібні

результати також були отримані під час вивчення впливу системи EGR на робочий процес дизелів невеликої потужності [].

Комплексна номограма, що характеризує зміну концентрації NO_X у випускних газах, підвищення питомої ефективної витрати палива Δb_e і зниження ефективної потужності ΔN_e суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi під час роботи на експлуатаційному навантаженні $N_{e\text{реж}}$=0,93$N_{e\text{ном}}$ залежно від ступеня рециркуляції випускних газів EGR, показана на рис. 3.8 [36].

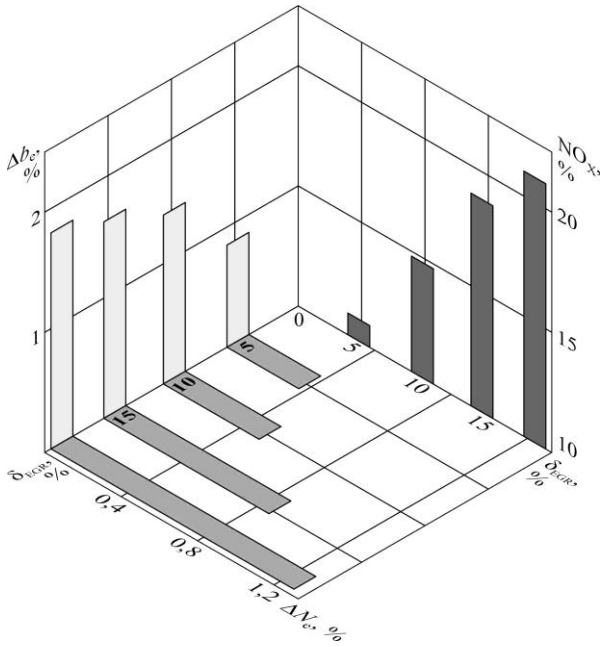


Рис. 3.8. Зміна концентрації NO_X у випускних газах, збільшення питомої ефективної витрати палива Δb_e, зниження ефективної потужності ΔN_e суднового дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi на експлуатаційному навантаженні $N_{\text{ереж}}$=0,93$N_{\text{еном}}$ залежно від ступеня рециркуляції випускних газів EGR

3.5.3. Результати досліджень, виконаних на судновому малообертовому дизелі 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W

Для розширення масиву досліджень та узагальнення результатів були проведені аналогічні експерименти на судновому мало-обертовому дизелі 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W.

Принципова схема дизеля 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W з системою рециркуляції випускних газів високого тиску (HP-EGR) показана на рис. 3.9.

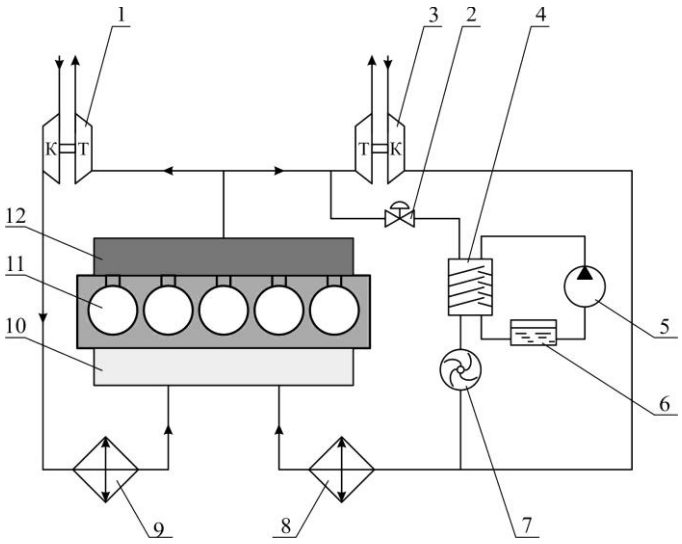


Рис. 3.9. Принципова схема системи рециркуляції випускних газів суднового малообертового дизеля 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W:
1, 3 – ГТН; 2 – керуючий клапан системи рециркуляції випускних газів;
4 – скрубер; 5 – водяний насос; 6 – водяна цистерна; 7 – газовий нагнітач з електричним приводом; 8, 9 – охолоджувач наддувочного повітря;
10 – повітряний ресивер; 11 – циліндри дизеля; 12 – випускний колектор

Функціювання системи відбувається наступним чином. Випускні гази з циліндрів дизеля 11 надходять до загального випускного колектора 12 і далі до ГТН 1 і 3, після чого через газовипускну трубу видаляються в атмосферу.

ГТН 1 і 3 забирають повітря з машинного відділення і після стиснення спрямовують його кожен через свій охолоджувач (відповідно 9 і 8) у повітряний (продувний) ресивер 10. При цьому ГТН 3 працює спільно з системою рециркуляції випускних газів, яка складається з керуючого клапана 2, скрубера очищення газів 4, газового нагнітача 7, водяної цистерни 6 і водяного насоса 5. У разі використання системи рециркуляції випускних газів їхня кількість регулюється клапаном 2. Випускні гази, що надходять на рециркуляцію, очищуються і попередньо охолоджуються в скрубері 4, після чого додатковим нагнітачем 7 подаються на змішування з повітрям (що надходять з ГТН 3) і спрямовуються до охолоджувача 8, повітряного ресивера 10 і далі в циліндри дизеля 11. Газовий нагнітач 7 являє собою вентилятор з постійною геометрією прохідного перетину [16].

Під час проведення експериментів дизель експлуатувався на морському важкому паливі IFO380 LSFO з наступним структурним складом: вміст вуглецю – 86,3%, водню – 13,17%, сірки – 0,43%, кисню – 0,03%, азоту – 0,07%. Режими роботи дизеля 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W і основні параметри його роботи на цих режимах наведені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7

Основні показники роботи судового дизеля 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W на різних режимах

Показник	Величина			
Навантаження, %	25,8	50,7	75,6	100,7
Потужність, кВт	3536	6940	10360	13799
Частота обертання, об/хв	65,5	82,7	94,6	104
Середній ефективний тиск, МПа	0,714	1,110	1,449	1,755
Максимальний тиск згоряння, МПа	6,27	9,31	12,54	13,70
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год)	191,2	178,4	170,2	172,0
Температура випускних газів, °С	308	314	322	369

Технологія і послідовність виконання аналізу випускних газів відповідала викладеної у п. 3.5.1. Газовий аналіз виконувався за допомогою газоаналізатора Testo340XL з характеристиками, аналогічними наведеним в таблиці 3.3.

Ступінь рециркуляції випускних газів під час проведення експерименту змінювався в межах δ_{EGR}=0...21 %.

Результати визначення емісії NO_X з випускними газами на різних навантаженнях дизеля 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W наведені в таблиці 3.8.

Таблиця 3.8

Емісія NO_X, гNO_X/(кВт·год) суднового дизеля 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W за умови різних навантажень та ступеня рециркуляції випускних газів

Навантаження, %	Ступінь рециркуляції випускних газів, δ_{EGR}, %							
	0	3	6	9	12	15	18	21
25	10,22	9,38	9,26	9,18	9,12	9,00	8,81	8,68
50	11,63	10,74	10,26	10,08	9,83	9,74	9,62	9,48
75	12,97	11,87	11,22	10,51	10,17	9,82	9,67	9,57
100	11,97	10,87	10,22	9,51	9,17	8,82	8,67	8,57

Графічна інтерпретація результатів вимірювань показана на рис. 3.10.

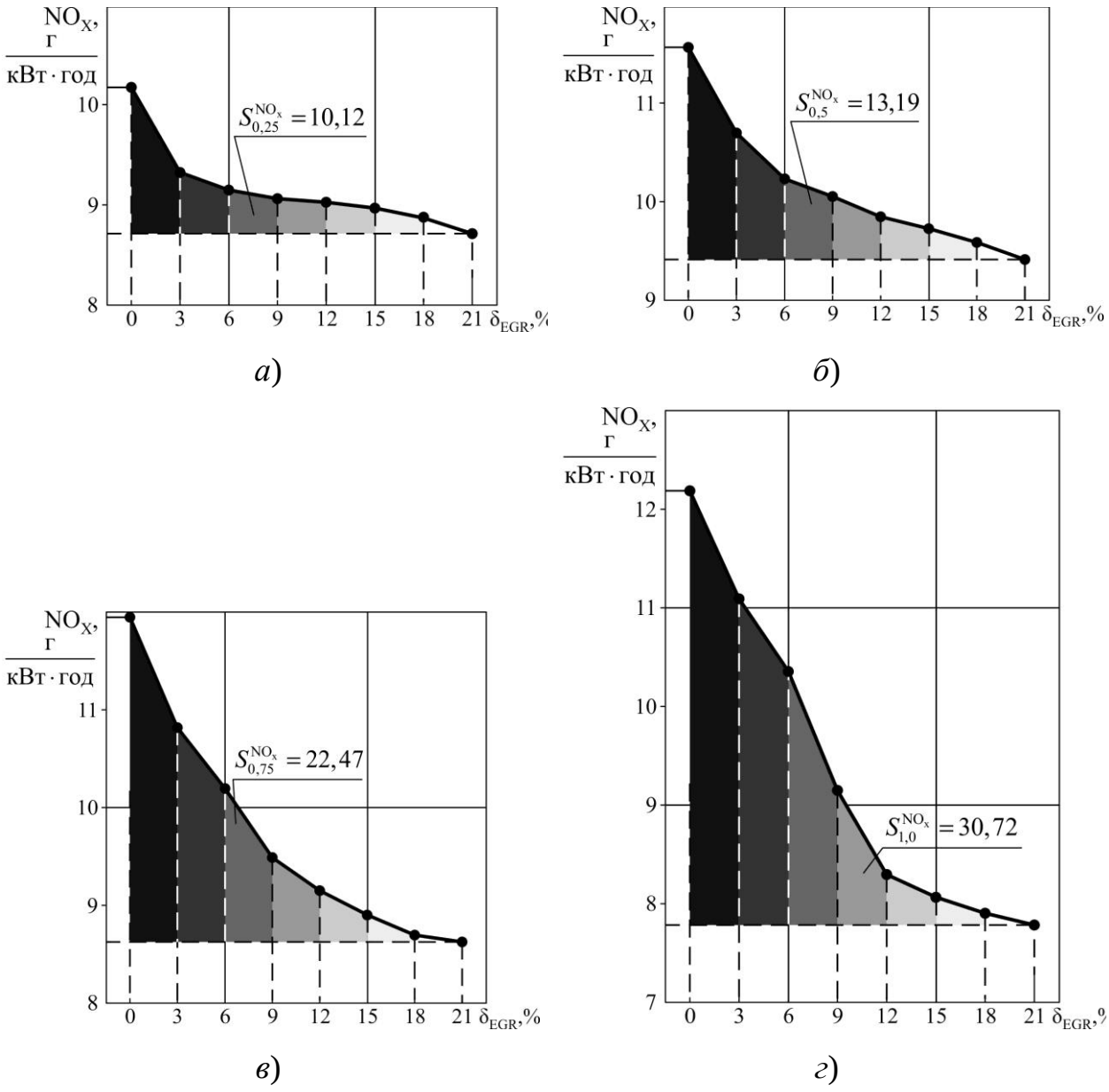


Рис. 3.10. Зміна емісії NO_X залежно від ступеня рециркуляції δ_{EGR} під час різних навантажень дизеля 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W:
а – 25 %; *б* – 50 %; *в* – 75 %; *г* – 100 %

Ефективність використання системи EGR для кожного з режимів роботи дизеля можливо визначити оцінивши площу під кривою $NO_X=f(\delta_{EGR})$ – більшої за значенням площі відповідає більша ефективність системи EGR, забезпечуючи таким чином меншу кількість утворення NO_X під час згоряння палива. Найбільш доцільно для цього використовувати формулу трапецій

[189, 190]. Метод застосовують для обчислення певних інтегралів безперервних функцій, до яких відноситься залежність $NO_X=f(\delta_{EGR})$. Інтеграл представляють у вигляді суми площ трапецій рівної ширини

$$\int_a^b f(x)dx \approx \frac{h}{2}\left[f(x_0)+2f(x_1)+\ldots+2f(x_{n-1})+f(x_n)\right], \qquad (3.16)$$

де $f(x)$ – безперервна функція з аргументом x;

a, b – межі інтегрування ($a \le x \le b$);

$h=(b-f)/n$ – крок інтегрування;

x_0, x_1, …, x_{n-1}, x_n – значення аргументу з кроком збільшення h в інтервалі інтегрування[a, b];

n – число площ.

З огляду на значення NO_X, що наведені в табл. 3.8, отримаємо наступні значення інтеграла (3.16), який визначає площу під кривою $NO_X=f(\delta_{EGR})$: $S_{0,25N_e}^{NO_X}=10{,}12$; $S_{0,5N_e}^{NO_X}=13{,}19$; $S_{0,75N_e}^{NO_X}=22{,}47$; $S_{1,0}^{NO_X}=30{,}72$. Розмірність цього інтеграла (тобто площі під кривою $NO_X=f(\delta_{EGR})$) – $\left[\frac{\text{г}}{\text{кВт}\cdot\text{год}}\cdot\%\text{EGR}\right]$, але для полегшення позначення тут і далі будемо залишати лише чисельні значення.

Використання системи EGR призводить до зміни не тільки рівня емісії NO_X з випускними газами, але також і ряду інших показників роботи дизеля [191]. Це пов’язано з тим, що подача в циліндр дизеля відпрацьованих газів змінює стехіометричне співвідношення паливо-повітря. При цьому кожному ступеню EGR відповідають різні значення таких показників, як питома ефективна витрата палива b_e, ефективна потужність N_e, температура випускних газів $t_г$ [192, 193]. Їх зміна для різного ступеня EGR під час 100 %-го навантаження дизеля 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W наведено в таблиці 3.9 [187].

Таблиця 3.9

Зміна параметрів роботи суднового дизеля 7S60MC
фірми Kawasaki MAN-B&W для різних умов роботи системи EGR

Показник	Ступінь EGR, %							
	0	3	6	9	12	15	18	21
b_e, г/(кВт·год)	172,0	172,6	173,0	173,8	174,6	175,5	176,7	177,8
N_e, кВт	13799	13731	13703	13621	13593	13552	13490	13427
$t_г$, °С	369	373	376	381	386	390	397	407

Комплексна номограма, що відображає зміну зазначених показників, а також рівня емісії NO_X з випускними газами наведена на рис. 3.11.

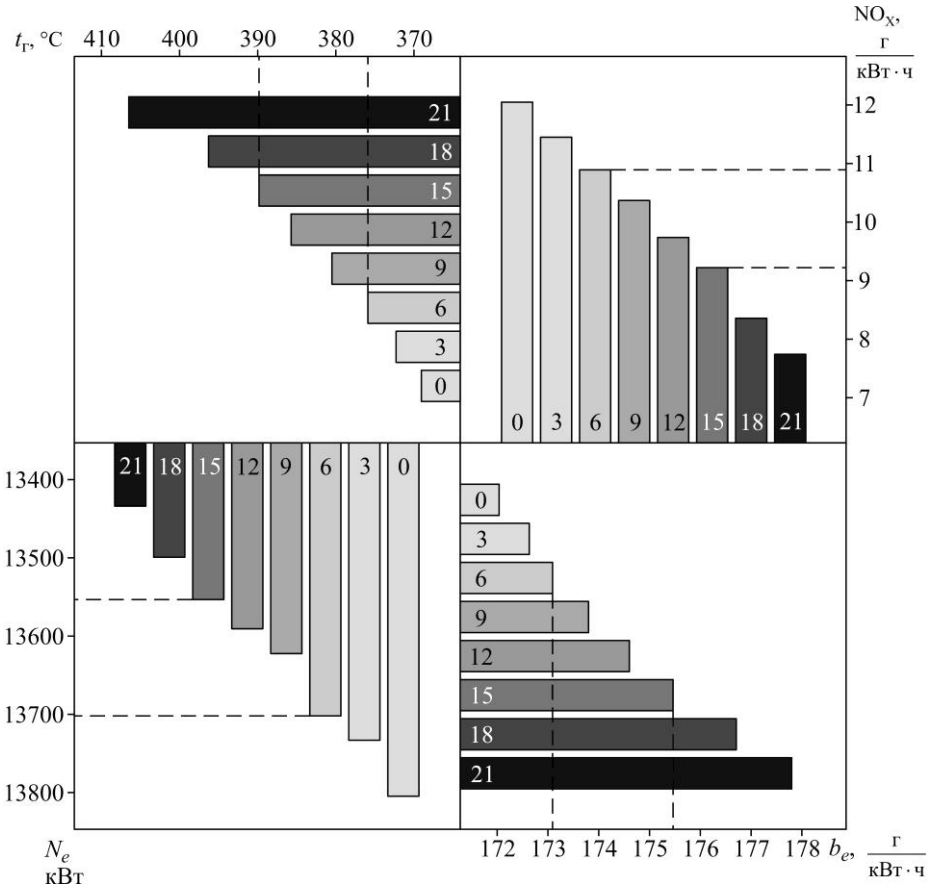


Рис. 3.11 Зміна емісії NO_X с випускними газами, питомої ефективної витрати палива b_e, ефективної потужності N_e, температури випускних газів $t_г$ при 100 %-ому навантаженні дизеля 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W для різного ступеню рециркуляції δ_{EGR} (0…21 %)

Аналіз результатів досліджень, виконаних на дизеля 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W, дозволяє зробити наступні висновки:

використання системи EGR сприяє зниженню емісії оксидів азоту з випускними газами суднових дизелів. Для суднового дизеля 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W в діапазоні експлуатаційних навантажень 25...100 % і ступеня EGR 0...21 % зниження викидів NO_X становить 15,07...35,95%;

використання системи EGR погіршує економічні та енергетичні показники роботи суднового дизеля. Під час 100 %-го навантаження в діапазоні ступеня EGR 0...21 % відбувається збільшення питомої ефективної витрати палива (на 3,37 %) і зниження ефективної потужності (на 2,7 %). Зазначене пов’язане з порушенням стехіометричного співвідношення повітря-паливо при використанні системи EGR і зниженні максимальної температури циклу;

під час використання системи EGR відбувається збільшення температури випускних газів, яке для деяких значень ступеня EGR може перевищувати максимально допустимі значення. Для розглянутого дизеля 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W максимальне значення температури випускних газів обмежується значенням 390 °C, при цьому для значень ступеня EGR>15 % відбувається перевищення даного параметра, що (через зменшення процентного вмісту в циліндрі дизеля повітря у випадку рециркуляції випускних газів) пояснюється зміщенням процесу згоряння на лінію розширення і виникненням ефекту догоряння палива в процесі випуску газів;

вибір режиму роботи системи EGR (як одного із способів забезпечення вимог Додатка VI МАРПОЛ щодо екологічності морських суден) повинен здійснюватися на базі комплексної оцінки наступних показників роботи дизеля: емісії NO_X, питомої ефективної витрати палива, ефективної потужності дизеля, температури випускних газів, а також району роботи морського судна та експлуатації суднової енергетичної установки.

3.6. Висновки за розділом 3

Як висновки досліджень, що наведені у розділі 3, визначимо наступне.

1. Під час згоряння палива в циліндрі дизеля відбуваються нестаціонарні процеси переносу теплоти, енергії і маси, яки призводять до різних швидкісних і масових характеристик утворення оксидів азоту. У зв'язку з цим математичне моделювання процесу утворення оксидів азоту в дизелях суден річкового і морського транспорту передбачає використання рівнянь збереження кількості руху, збереження потоку енергії, збереження маси та дифузії. Одночасно з цим, визначення емісії оксидів азоту може бути здійснено шляхом безпосереднього вимірювання їх концентрації в випускних газах шляхом використання сучасних високоточних газоаналізаторів.

2. Відсутність системного підходу до питань визначення оптимальних режимів експлуатації систем EGR суднових дизелів спонукає виконувати додаткові дослідження, спрямовані на розробку методики оцінки впливу регульованих параметрів системи EGR (ступеня EGR) на екологічні, економічні та експлуатаційні показники роботи суднових дизелів;

3. Використання технологій рециркуляції випускних газів сприяє підвищенню екологічності роботи суден річкового і морського транспорту, однак збільшення ступеня рециркуляції призводить до відхилень температурних, економічний і енергетичних показників роботи дизелів. З огляду на це, процес рециркуляції газів повинен здійснюватись з урахуванням забезпечення необхідних швидкісних і потужностних режимів роботи суднового пропульсивного комплексу.

4. З рекомендованого фірмами-виробниками діапазону ступеня рециркуляції випускних газів (що знаходиться в інтервалі 0...30 %) оптимальним (з точки зору максимального зниження емісії оксидів азоту, при мінімальному зменшенні ефективної потужності і мінімальному підвищенні

питомої ефективної витрати палива) є інтервал 12,5...15,5 %, в якому підтримується стехіометричне співвідношення, що забезпечує надійне самозаймання палива і максимальне зниження емісії оксидів азоту.

5. Ефективність системи рециркуляції випускних газів визначається площею під кривою залежності $NO_X = f(\delta_{EGR})$, де NO_X – концентрація оксидів азоту в випускних газах, δ_{EGR} – ступінь рециркуляції. Збільшення цієї площі відповідає підвищенню ефективності системи EGR при одночасному максимальному зниженні емісії оксидів азоту з випускними газами.

РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕПУСКУ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ ЯК ЗАСОБУ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ МОРСЬКИХ СУДЕН

Четвертий розділ дисертаційного дослідження присвячено розв'язанню третього та четвертого допоміжних завдань, якими є:

визначення оптимальних (з точки зору забезпечення екологічності морських суден) режимів перепуску випускних газів;

аналіз зміни статичних та динамічних показників роботи дизелів суден річкового та морського транспорту під час перепуску газів.

Результати досліджень, що виконані у цьому розділі, висвітлені в джерелах [21], [50], [126], [190], [198], [202], [211], [213], [218].

4.1. Аналіз схем перепуску випускних газів дизелів річкового та морського транспорту

Функціювання і експлуатаційні характеристики ГТН ДВЗ суден річкового і морського транспорту забезпечуються комплексною взаємодією двох компонентів – повітряним компресором і газовою турбіною. Сталі режими роботи ГТН ДВЗ характеризуються рівністю потужності газової турбіни $N_{\text{Т}}$ і повітряного компресора $N_{\text{К}}$: $N_{\text{Т}} = N_{\text{К}}$, при цьому «розбаланс» потужності

$$\delta_{\text{ТК}} = \frac{N_{\text{Т}} - N_{\text{К}}}{N_{\text{Т}}} 100\%$$

не перевищує 0,5 %.

Математичні розрахунки енергетичного балансу системи наддуву суднових дизелів фірми MAN Diesel & Turbo класу S-ME з розміром циліндрів 300…900 мм свідчать, що різниця між значеннями G_S та G_T за умови однакової величини питомої витрати палива b_e знаходиться в межах 2,38…2,60 % – таблиця 4.1.

Таблиця 4.1

Характеристики системи наддуву суднових дизелів

Марка ДВЗ	N_e, кВт	G_S, кг/с	G_T, кг/с	$\frac{G_T - G_S}{G_T}100\%$, %
6S30ME	4480	6,74	6,92	2,60
6S40ME	6180	11,21	11,50	2,52
6S50ME	9960	18,86	19,34	2,48
6S60ME	13560	23,21	23,85	2,46
6S70ME	19620	39,10	40,05	2,44
6S80ME	21840	43,58	44,65	2,40
6S90ME	31620	54,13	55,66	2,38

Таким чином, під час сталих режимів роботи ДВЗ спостерігається не лише баланс потужностей, але й ідентичність значень витрат газів через газову турбіну та повітряний компресор ГТН. Подібна ідентичність також зберігається під час часткового перепуску газів минаючи газову турбіну ГТН, тобто у випадку, коли частина газів спрямовується безпосередньо в газовипускну трубу, без використання їх енергії на лопатках газової турбіни.

Перебіг робочого процесу, який здійснюється у ДВЗ річкових та морських засобів транспорту, знаходиться у тісному взаємозв’язку з перебігом процесу повітропостачання та газовипускну [194].

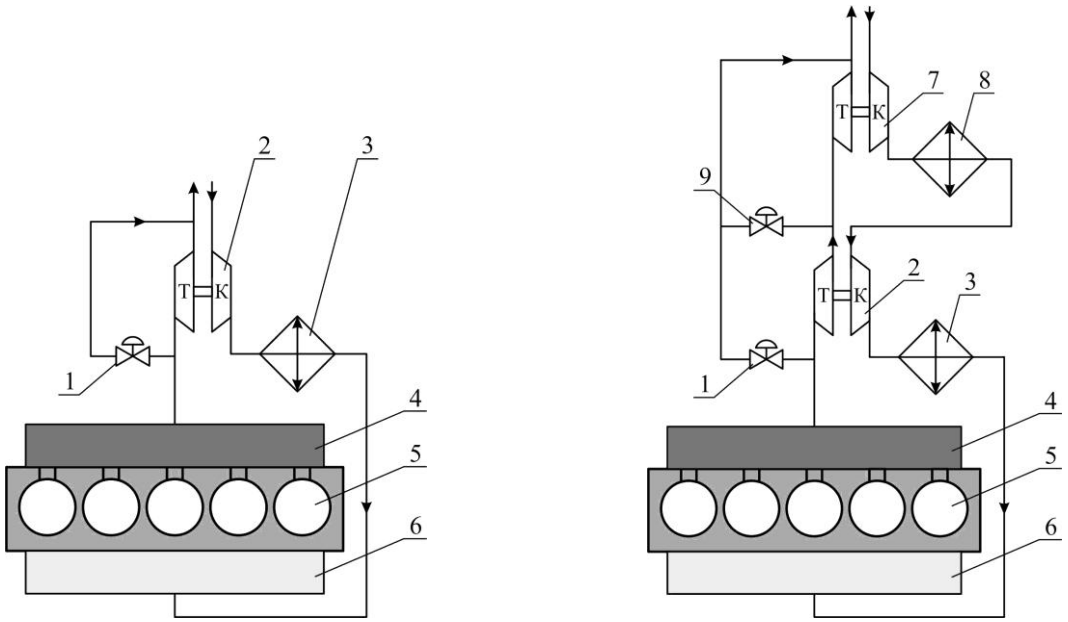
Для узгодження перебігу робочого процесу в камері згоряння двигуна і кількості повітря, що подається компресором, застосовують такі способи автоматичного регулювання:

- перепуск частини відпрацьованих газів минаючи турбіну [195];
- поворот соплового лопаточного апарата в компресорі або турбіні [196];
- зміна прохідного перетину на вході в турбіну [197].

Найбільшого застосування в практиці отримала система автоматичного регулювання з перепуском газу минаючи турбіни. Вона дозволяє забезпечити двигун необхідною кількістю повітря на всіх режимах роботи і обмежити максимальну частоту обертання вала турбокомпресора.

Використання перепуску газів минаючи газову турбіну ГТН можливе для одно- та двоступеневих систем наддуву (рис. 4.1.). В одноступеневій системі наддуву (рис. 4.1, а) під час перепуску основний потік газів, що потрапляє у випускний колектор 4 після циліндрів 5, спрямовується в напрямку спрямувального апарата газової турбіни ГТН 2, а частина потоку (яка в конструкціях різних виробників знаходиться в межах 0…15 %) переспрямовується безпосередньо до газовипускної труби за допомогою клапана перепуску (клапана EWG) 1. Охолоджувач 3 забезпечує підтримання необхідної температури повітря наддуву у ресивері 6.

Для двоступеневих систем наддуву (рис. 4.1, б) перепуск частини потоку газів, який із циліндрів дизеля рухається у бік ГТН високого 2 та низького 7 тиску, може здійснюватися або до спрямувального апарату газової турбіни ГТН високого тиску 2 (за допомогою клапана перепуску 1), або за ГТН 2 (за допомогою клапана 9). За допомогою охолоджувача 8 знижується температура повітря після компресора ГТН низького тиску 7. Інші елементи установки забезпечують функції, аналогічні одноступеневій системі наддуву. Під час перепуску потоку газів здійснюється його дроселювання до тиску меншого за тиск газів за ГТН. Це попереджує явище закиду газів та гальмування потоку газів, який виходить з газової турбіни. Незважаючи на великий цикл проведених експериментальних досліджень на двигунах із двоступеневою системою подачі повітря, поки існує багато незрозумілостей з фізикою термогазодинамічного потоку.



а) *б*)

Рис. 4.1. Технологічні схема перепуску газів минаючи газову турбіну ГТН:
1, 9 – клапан EWG; 2, 7 – ГТН; 3, 8 – охолоджувач повітря наддуву;
4 – випускний колектор, 5 – циліндри дизеля; 6 – ресивер повітря наддуву;
а – одноступеневий наддув; *б* – двоступеневий наддув

4.2. Експериментальні дослідження впливу перепуску випускних газів на показники роботи дизелів суден річкового та морського транспорту

Відповідно до аналізу літературних джерел, виконаному в 1-ому розділі, на даний час серед контрольованих параметрів дизелів суден річкового та морського транспорту велика увага приділяється такому екологічному показнику, як концентрація NO_X у ВГ. Це значення регламентується вимогами міжнародних конвенцій, а його підтримка в заданому діапазоні є обов'язковим під час експлуатації СЕУ, як в акваторіях Світового океану, так і в територіальних водах морських країн (у тому числі України). Зниження концентрації NO_X у ВГ досягається:

• шляхом впливу на робочий процес, що відбувається в циліндрі дизеля [198];

• зміною конструкції і параметрів роботи паливної апаратури високого тиску [199];

• введенням реагентів у випускні гази під час їх проходження через спеціальні реактори [200];

• за допомогою використання системи керування ВГ, яка забезпечує або рециркуляцію випускних газів (Exhaust Gas Recirculation – EGR) [201], або перепуск випускних газів (Exhaust Gas Wastegate – EWG) [202].

Системи, що забезпечують рециркуляцію випускних газів (EGR system), як правило, застосовуються для МОД. Для суднових СОД керування потоком ВГ може здійснюватися шляхом їх перепуску (EWG system). У цьому випадку частина ВГ дизеля надходять безпосередньо до газовипускної магістралі минуючи газову турбіну ГТН. При цьому знижуються частота обертання ГТН, тиск і кількість повітря, що нагнітається в циліндр. Перепускають гази за допомогою спеціального клапана, який дозволяє спрямувати частину газів не до ГТН, а безпосередньо в газовипускну трубу. На даний час системи EWG встановлюються на суднових середньообертових головних і допоміжних дизелях.

4.2.1. Технологія і послідовність виконання аналізу процесу перепуску випускних газів

Використання системи EWG забезпечує зниження концентрації NO_X у випускних газах, однак при цьому (у зв’язку з погіршенням процесу згоряння) знижується потужність дизеля і збільшується питома ефективна витрата палива. Крім того, надмірне збільшення кількості газів, що перепускаються, призводить до збільшення температурної напруженості дизеля.

Під час експериментальних досліджень з визначення впливу системи EWG на експлуатаційні показники дизелів суден річкового та морського транспорту поряд із параметрами робочого процесу (тиском, потужністю, витратою палива) контролювались об'ємна витрата випускних газів та їх температура по окремих циліндрах дизеля. Перше (об'ємна витрата) забезпечувало контроль та регулювання ступеня перепуску системи EWG, друге (температура) попереджувало температурне перенавантаження дизеля.

Визначення ступеня перепуску системи EWG δ_{EWG} здійснюється:

- шляхом контролю положення клапана, за допомогою якого виконується перепуск

$$\delta_{\text{EWG}} = \frac{m_t^{\text{EWG}}}{m_{\max}^{\text{EWG}}} \cdot 100\%,$$

де m_t^{EWG} та $m_{\max}^{\text{EWG}}$ – поточне та максимальне (за умовою певного значення перепуску) положення клапана перепуску, обидві величини визначаються або кількістю обертів, або переміщенням, на яке відкрито клапан;

- шляхом визначення прохідного перетину клапана перепуску

$$\delta_{\text{EWG}} = \frac{f_t^{\text{EWG}}}{f_{\max}^{\text{EWG}}} \cdot 100\%,$$

де f_t^{EWG} та $f_{\max}^{\text{EWG}}$ – поточна та максимальна (за умовою певного значення перепуску) площа прохідного перетину клапана перепуску, що визначаються за виразами

$$f_t^{\text{EWG}} = \pi d_{\text{к}} h_t^{\text{EWG}} \cos\alpha, \quad f_{\max}^{\text{EWG}} = \pi d_{\text{к}} h_{\max}^{\text{EWG}} \cos\alpha,$$

у яких $d_{\text{к}}$ – діаметр клапана, м;

h_t^{EWG} та $h_{\max}^{\text{EWG}}$ – поточна та максимальна (за умовою певного значення перепуску) висота підйому клапана перепуску, м;

α – кут нахилу фаски клапана, град;

•шляхом визначення витрати випускних газів у загальному газоході G_Σ, кг/с (м^3/с), та газоході перепуску G_{EWG}, кг/с (м^3/с):

$$\delta_{\text{EWG}} = \frac{G_{\text{EWG}}}{G_\Sigma} \cdot 100\%.$$

Кількісний вимір газових потоків (в одиницях об’єму або маси) у теплових двигунах, установлених на суднах річкового і морського транспорту, відбувається за допомогою витратомірів, в основу функціювання яких покладені різні принципи [203-206].

Робочий процес ДВЗ супроводжується постійною зміною наступних теплових потоків:

• на вході в дизель (у зв’язку з коливанням температури в повітряному ресивері) [207];

• безпосередньо в циліндрі дизеля (через різке наростання температури при стисненні повітря і згорянні палива) [208];

• на виході з дизеля (через зміни температури ВГ, що надходять з циліндрів дизеля у випускний колектор і далі до газової турбіни ГТН) [209].

Теплова напруженість ДВЗ (за температурою деталей ЦПГ групи) на деяких експлуатаційних режимах роботи дизеля превалює над механічною (за крутним моментом) [210]. Основними критеріями, за якими проводять оцінку зміни теплового стану деталей ЦПГ, є емпіричні критерії: Костіна А. К., Овсянникова М. К., Семенова В. С. Визначення теплової напруженості деталей дизеля за зазначеними критеріями відрізняється точним і наукомістким характером. Однак для експлуатаційних умов (у зв’язку з необхідністю прийняття миттєвих рішень і неможливістю

виконання емпіричних обчислень) в якості критерію теплової напруженості використовують температуру випускних газів – її значення за окремими циліндрами дизеля і неузгодженість цих величин від середнього значення по всіх циліндрах. Максимально можливі значення даних величин, як правило, регламентуються інструкціями і рекомендаціями з технічної експлуатації дизелів.

4.2.2. Результати досліджень, виконаних на судновому середньообертовому дизелі 6L20 Wartsila

Метою дослідження було визначення оптимального об’єму перепуску ВГ суднового СОД 6L20 Wartsila. При цьому з одного боку повинні бути забезпечені найкращі для розглянутого режиму роботи дизеля екологічні показники (концентрація NO_X у ВГ), а з іншого – мінімальне збільшення (порівняно з режимом роботи без перепуску) питомої ефективної витрати палива при одночасному підтриманні заданого діапазону теплової напруженості циліндрів дизеля [211].

Основні характеристики дизеля 6L20 Wartsila:

кількість циліндрів – 6;

діаметр циліндра – 0,2 м;

хід поршня – 0,26 м;

максимальний тиск згоряння – 16,3 МПа;

частота обертання – 1000 об/хв;

номінальна потужність $N_{еном}$=1200 кВт;

питома ефективна витрата палива – 0,193 кг/(кВт·год).

Дослідження проводилися на трьох однотипних дизелях 6L20 Wartsila з електронною системою керування фазами подачі палива, повітря і

газорозподілу. Дизелі входили до складу суднової електростанції як дизель-генератори, мали однаковий моторесурс роботи і експлуатувалися на рівновеликих навантаженнях. Як система керування випускними газами на даних дизелях встановлена система EWG. Використання цієї системи фірма Wartsila рекомендує насамперед для обмеження тиску наддувного повітря і запобігання помпажних явищ під час високих навантажень [212] і як додаткову функцію – для зниження викидів NO_X. Згідно з проектною документацією система EWG забезпечує перепуск газів у діапазоні 0...10 % від їх загального обсягу. Принципова схема системи EWG суднового дизеля 6L20 Wartsila показана на рис. 4.2.

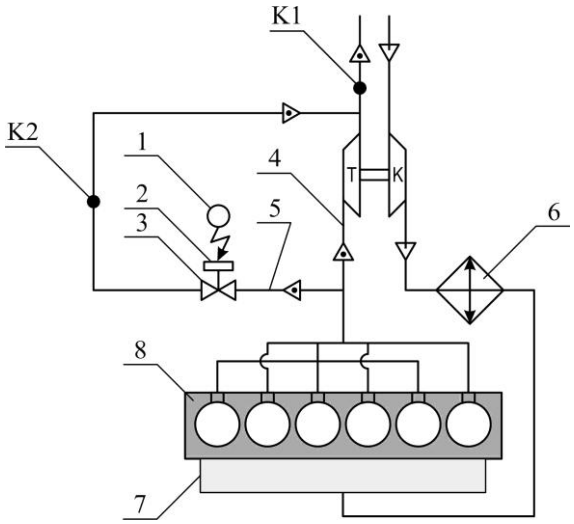


Рис. 4.2. Принципова схема суднового середньообертового дизеля 6L20 Wartsila з системою керування випускними газами EWG:
1 – контролер положення перепускного клапана; 2 – пневматичний привід перепускного клапана; 3 – перепускний клапан (клапан wastegate);
4, 5 – випускні магістралі основного і перепускного потоку газів;
6 – охолоджувач повітря наддуву; 7 – продувний ресивер;
8 – циліндри дизеля; K1, K2 – точки контролю витрат газів;
Т, К – газова турбіна і повітряний компресор ГТН

Повітря, що нагнітається компресором, охолоджується в охолоджувачі наддувного повітря 6 і надходить у циліндри 8 через продувний ресивер 7. У дизелі (традиційно для СОД фірми Wartsila) реалізується імпульсна система газотурбінного наддуву, при якій ВГ з циліндрів 8 окремими газоходами надходять на лопатки ГТН. Залежно від положення перепускного клапана 3 (переміщення якого здійснюється за допомогою пневматичного приводу 2 і регулюється контролером 1) ВГ надходять або в основну магістраль 4, або в перепускну 5. Витрата ВГ у магістралях 4 і 5 визначалася в точках К1 і К2 за допомогою витратоміра MT100S фірми «Siemens AG» (Німеччина). Витратоміри серії MT100 відносяться до багатоточкових (із кількістю вимірювальних зондів від 2 до 8) масових витратомірів повітря і газів, які працюють за принципом теплового розсіювання. У витратомірах MT100 технологічно розв'язана одна з головних проблем вимірників газових потоків, до якої відноситься наявність квадратичної залежності між витратою і перепадом тиску (це не дозволяє визначати витрату в діапазоні менше 30 % від максимальної через високу похибку вимірювання). Чутливість витратомірів MT100 становить 0,07...0,2 $м^3/с$, робоча температура – до 454° С, що забезпечує їх функціональність у всьому діапазоні експлуатаційних навантажень дизеля. Витратоміри MT100 відповідають вимогам Системи безперервного моніторингу викидів (Continuous Emission Monitoring System – CEMS) Агентства з охорони навколишнього середовища (Environmental Protection Agency – EPA). Під час експерименту в точці К1 за допомогою газоаналізатора Testo350XL визначалася концентрація NO_X у ВГ. Питома ефективна витрата палива b_e визначалась за допомогою суднових вимірювальних засобів – витратоміра, встановленого на магістралі підведення палива до ПНВТ, і таймера та розраховувалася за залежністю

$$b_e = \frac{G_{\text{г}}}{N_{e\text{реж}}^{\text{д}}},$$

де $G_г$ – годинна витрата палива, кг/год, яка визначається за виразом

$$G_г = \frac{V_т \rho}{t},$$

в якому $V_т$ – обсяг палива, що пройшов через витратомір, м^3;

ρ – густина палива при відповідній температурі, кг/м^3;

t – час, протягом якого проводився експеримент на відповідному швидкісному режимі, год;

$N_{е реж}^{д}$ – потужність дизеля, на різних швидкісних режимах роботи, кВт.

Ступінь перепуску газів розраховувалася за виразом:

$$\delta_{EWG} = \frac{G_п}{G_\Sigma} \cdot 100\%, \qquad (4.1)$$

де $G_п$ – кількість випускних газів, які пройшли через перепускний клапан, кг/с (вимірювалася в точці 9 за допомогою витратоміра MT100S);

G_Σ – сумарна кількість випускних газів, що надходять у газовипускну магістраль від ГТН при повністю закритому перепускному клапані, кг/с (вимірювалася в точці 1 за допомогою витратоміра MT100S).

Похибка у вимірюванні витрати газів визначається витратоміром MT100S, не перевищувала ±0,5 %, похибка у вимірі емісії NO_X у випускних газах газоаналізатором Testo350XL становила ±3,5 %, похибка у визначенні питомої ефективної витрати палива не перевищувала ±2,5 % [213].

Дизель, на якому виконувалися експериментальні дослідження, забезпечував потужністю постійні групи споживачів. При цьому (залежно від досліджуваних режимів) його потужність становила 660 кВт, 805 кВт, 890 кВт, 1010 кВт, що відповідало $0{,}55N_{еном}$, $0{,}67N_{еном}$, $0{,}74N_{еном}$, $0{,}83N_{еном}$. Похибка в зміні потужності не перевищувала ±1,5 %.

До складу суднової електростанції входило три однотипні дизелі, тому у випадку зміні кількості споживачів енергії та їх потужності необхідне навантаження перерозподілялося на дизелі, не задіяні в експерименті, а дизель, на якому проводилися дослідження, експлуатувався на постійному навантаженні. Крім того, під час проведення експерименту на дизелі підтримувалися постійні температурні режими в системах змащування та охолодження. Під час проведення експерименту дизель протягом 2,5...3 годин працював на постійному навантаженні і в незмінному положенні перепускного клапана на кожному з експериментальних режимів. У зв'язку з великим часом проведення експерименту інерційність вимірювання витрати газів (характерний недолік витратомірів теплових витратомірів, до класу яких відноситься витратомір MT100S) повністю нівелювалася і не впливала на результати.

Для визначення ступеня відкриття перепускного клапана (wastegate) спочатку в точці К1 визначалася загальна витрата газів G_{Σ}, що виходять із циліндрів дизеля і проходять через магістраль основного потоку газів 4 (із повністю закритим клапаном 3). Після цього при зміненому положенні перепускного клапана (wastegate) 3 у точці К2 визначалась витрата газів $G_{\text{п}}$ через перепускну магістраль 5 та за виразом (4.1) розраховувався ступінь перепуску газів δ_{EWG}. Подальші вимірювання виконувалися за двома схемами (рис. 4.3), отримані таким чином експериментальні значення показали хорошу збіжність, що підтверджувало правильність обраної схеми вимірювань та коректність отриманих значень [211].

Як критерій теплової напруженості ДВЗ приймалося середнє значення температури ВГ за циліндрами дизеля – $t_{\text{г}}$, вимірювання якої забезпечувалося судновою системою діагностики Doctor. Значення температури ВГ рекомендується дизелебудівними фірмами та науковими дослідниками як критерії оцінки перебігу робочого процесу і стану паливної апаратури високого тиску [214, 215].

Рис. 4.3. Послідовність виконання експериментальних досліджень

Результати узагальнені в таблицях 4.2-4.4 і представлені на рис. 4.4.

Таблиця 4.2

Зміна емісії NO_X, г/(кВт·год) суднового дизеля 6L20 Wartsila залежно від навантаження і ступеня перепуску випускних газів

Навантаження, %	Ступінь перепуску випускних газів, δ_{EWG}, %				
	0	3,8	6,0	8,1	9,6
55	7,58	7,48	7,43	7,33	7,28
67	7,81	7,62	7,52	7,43	7,32
74	8,21	7,82	7,71	7,52	7,34
83	8,48	8,19	7,78	7,64	7,38

Таблиця 4.3

Зміна питомої ефективної витрати палива, b_e, г/(кВт·год),
суднового дизеля 6L20 Wartsila
залежно від навантаження і ступеня перепуску випускних газів

Навантаження, %	Ступінь перепуску випускних газів, δ_{EWG}, %				
	0	3,8	6,0	8,1	9,6
55	198,6	200,7	201,6	203,5	206,8
67	196,9	198,9	199,6	201,3	202,6
74	195,5	196,3	196,8	197,3	198,1
83	191,6	192,5	193,6	195,1	195,7

Таблиця 4.4

Зміна температури випускних газів $t_г$, °С, суднового дизеля 6L20 Wartsila
залежно від навантаження і ступеня перепуску випускних газів

Навантаження, %	Ступінь перепуску випускних газів, δ_{EWG}, %				
	0	3,8	6,0	8,1	9,6
55	285	294	298	312	318
67	279	285	294	304	308
74	278	283	291	293	297
83	273	281	288	290	293

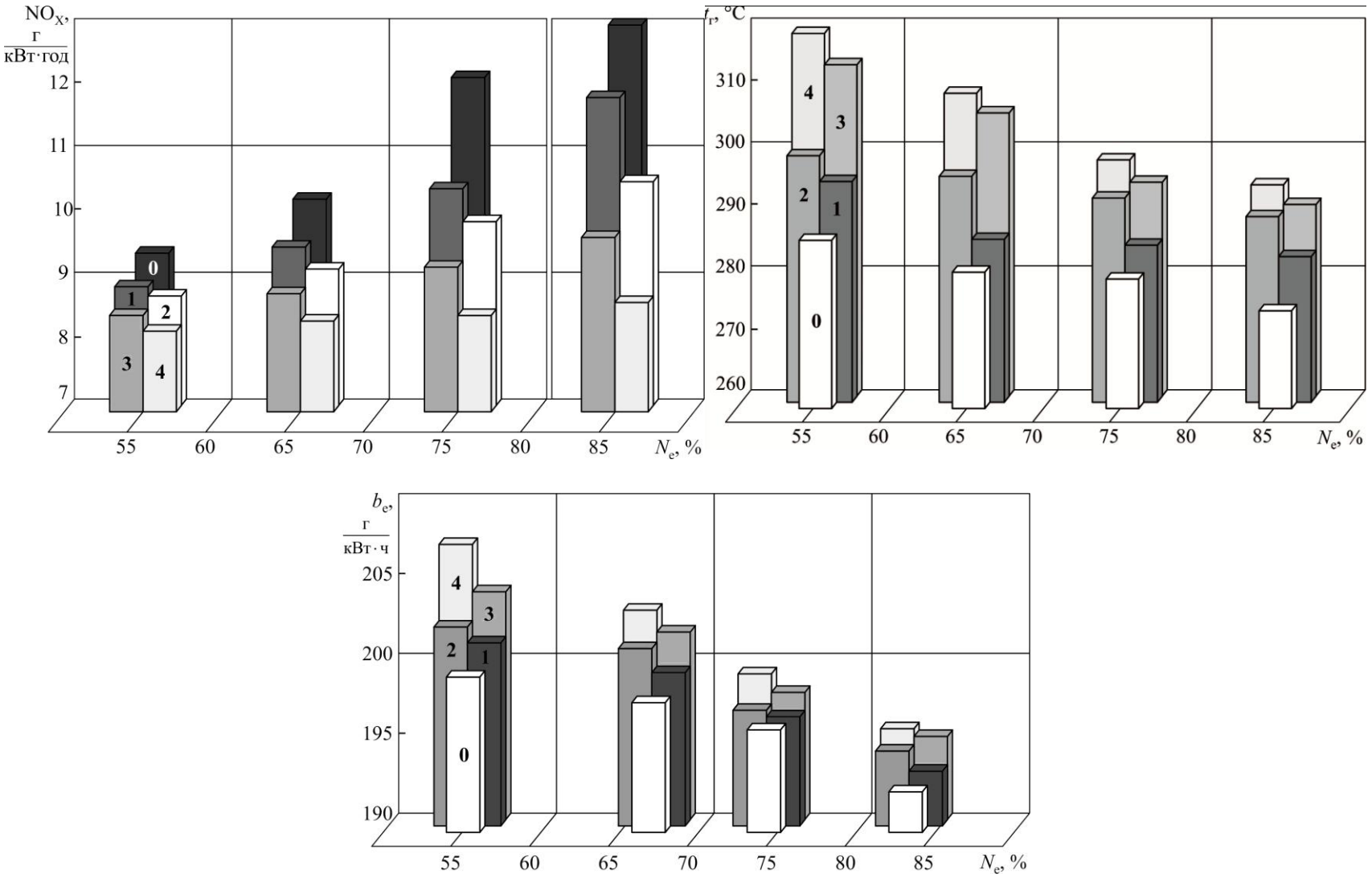


Рис. 4.4. Зміна емісії NO_X, г/(кВт·год), температури випускних газів $t_г$, °С, та питомої витрати палива, b_e, г/(кВт·год) для різних навантажень N_e, %, суднового дизеля 6L20 Wartsila та різного ступеня перепуску газів δ_{EWG}: 0 – відсутність перепуску; 1 – 3,8 %; 2 – 6,0 %; 3 – 8,1 %, 4 – 9,6 %

Результати досліджень, виконаних на дизелі 6L20 Wartsila дозволяють зробити наступні висновки.

Система EWG рекомендується і використовується деякими фірмами (наприклад Wartsila) для зниження тиску наддувнего повітря на підвищених навантаженнях суднових дизелів. Система EWG забезпечує перепуск ВГ у діапазоні 0...10 % від їх загального об'єму безпосередньо у випускну трубу без використання їхньої енергії в ГТН. При цьому систему EWG можливо використовувати для забезпечення екологічних параметрів роботи ДВЗ (зокрема для зниження емісії NO_X з ВГ) в усьому діапазоні експлуатаційних режимів роботи дизеля.

Для суднового дизеля 6L20 Wartsila, що працює в діапазоні навантажень $N_{e\text{раб}}=(0{,}55...0{,}83)N_{e\text{ном}}$ під час використання системи EWG зі ступенем перепуску випускних газів $\delta_{EWG}=3{,}8...9{,}6$ % були отримані наступні результати:

1) підвищення ступеня перепуску ВГ в діапазоні 0...9,6 % сприяє зниженню емісії оксидів азоту з 8,72 г/(кВт·год) до 6,53 г/(кВт·год) і залежить від навантаження на дизель; при цьому відносне зниження викидів NO_X знаходиться в межах 1,15...13,85%;

2) найбільший рівень зниження концентрації NO_X у ВГ відповідає максимальному ступеню перепуску газів і режиму максимального навантаження на дизель (у проведених експериментах 9,6% і $0{,}83N_{e\text{ном}}$);

3) використання системи EWG змінює стехіометричне співвідношення паливо-повітря, що сприяє збільшенню питомої ефективної витрати палива;

4) для режимів роботи дизеля, близьких до номінального (у проведених дослідженнях 74...83 % номінальної потужності дизеля), під час використання системи EWG збільшення питомої ефективної витрати палива складає 0,8...1,9 г/(кВт·год) або у відносних значеннях 0,26...1,05 %; при цьому, з огляду на максимальне зниження емісії NO_X на даних режимах експлуатації, саме поліпшення екологічних показників роботи дизеля є

переважаючим фактором для даного діапазону навантажень, тому використання системи EWG у цьому випадку доцільне і може бути рекомендовано як спосіб забезпечення екологічних вимог до суднових дизелів;

5) на навантаженнях (0,55...0,67)$N_{e\text{ном}}$ збільшення витрати палива під час використання системи EWG може досягати 1,83...2,52 %; враховуючи, що в даній варіації навантажень використання EWG забезпечує зниження емісії NO_X на 1,15...5,5 %, застосування системи перепуску газів для цього діапазону не є доцільним.

4.2.3. Результати досліджень, виконаних на судновому середньообертовому дизелі 6L26 Wartsila

З метою збільшення масиву експериментальних даних, а також для підтвердження результатів попередніх досліджень, наступний етап випробувань виконувався на судновому СОД 6L26 фірми Wartsila (який за конструктивними характеристиками та основними показниками робочого циклу ідентичний дизелю 6L20 фірми Wartsila, на якому були виконані попередні експерименти).

Основні характеристики дизеля 6L26 фірми Wartsila:

кількість циліндрів – 6;

діаметр циліндру – 0,26 м;

хід поршню – 0,32 м;

максимальний тиск згоряння – 16,1 МПа;

частота обертання – 1000 об/хв;

номінальна потужність $N_{e\text{ном}}$=2040 кВт;

питома ефективна витрата палива – 0,189 кг/(кВт·год).

Технологія проведення досліджень відповідала випробуванням, що виконувалися на дизелі 6L20 (п. 4.2.2). Принципова схема системи EWG суднового дизеля 6L26 фірми Wartsila показана на рис. 4.5.

Під час проведення дослідження контролювалися і вимірювалися параметри, що дозволяють визначити емісію NO_X, питому ефективну витрату палива b_e, а також ефективну потужність дизеля N_e. Ступінь перепуску випускних газів δ_{EWG} визначався за виразом (4.1) і змінювався в межах 0...10 %. Значення $G_п$ і G_Σ вимірювалися за допомогою витратоміра MT100S в точках 9 і 1 (рис. 4.5) відповідно. Концентрація NO_X у випускних газах визначалася в точці 2 (рис. 4.5) за допомогою газоаналізатора Testo350XL. Крім того, виконувався контроль температури випускних газів $t_г$ (як по окремих циліндрах, так і її неузгодженість від середнього значення за всіма циліндрами). Результати експерименту наведені в таблицях 4.5-4.7.

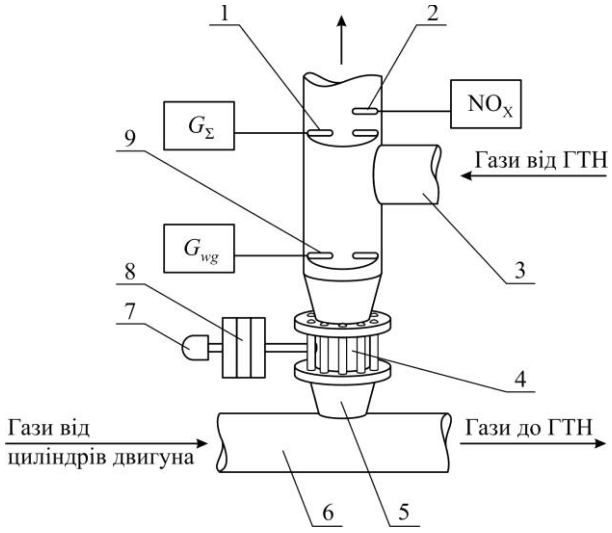


Рис. 4.5. Принципова схема суднового середньообертового дизеля 6L26 Wartsila з системою управління випускними газами EWG:
1, 9 – точки контролю основної і перепускної витрати газів;
2 – точка контролю концентрації NO_X; 3, 6 – випускні магістралі основного потоку газів; 4 – перепускний клапан (wastegate); 5 – випускні магістралі перепускного потоку газів; 7 – контролер положення перепускного клапана;
8 – пневматичний привід перепускного клапана

Таблиця 4.5

Визначення емісії NO_X, г/(кВт·год), суднового дизеля 6L26 Wartsila

Навантаження, %	Ступень перепуску випускних газів, δ_{EWG}, %					
	0	2	4	6	8	10
55	7,41	7,36	7,31	7,22	7,18	7,13
65	7,62	7,52	7,38	7,29	7,21	7,18
75	7,93	7,77	7,53	7,45	7,32	7,23
85	8,46	8,10	8,01	7,68	7,57	7,31

Таблица 4.6

Визначення питомої ефективної витрати палива, b_e, г/(кВт·год), суднового дизеля 6L26 Wartsila

Навантаження, %	Ступінь перепуску випускних газів, δ_{EWG}, %					
	0	2	4	6	8	10
55	196,6	203,0	204,0	204,7	204,8	205,3
65	195,3	200,5	202,7	203,2	203,3	203,4
75	193,7	196,8	197,3	197,5	197,6	197,7
85	189,2	190,6	190,9	191,2	191,3	191,4

Таблица 4.7

Визначення температура випускних газів, $t_г$, °С, дизеля 6L26 Wartsila

Навантаження, %	Ступінь перепуску випускних газів, δ_{EWG}, %					
	0	2	4	6	8	10
55	283	285	291	298	308	315
65	276	277	280	285	298	301
75	276	278	279	283	288	297
85	273	275	277	281	287	292

Зниження емісії NO_X під час використання системи EWG показане на рис. 4.6. Ефективність використання системи EWG для кожного з режимів роботи дизеля оцінювалася площею під кривою $NO_X=f(\delta_{EWG})$ – аналогічно методиці, наведеній у п. 3.5.3.

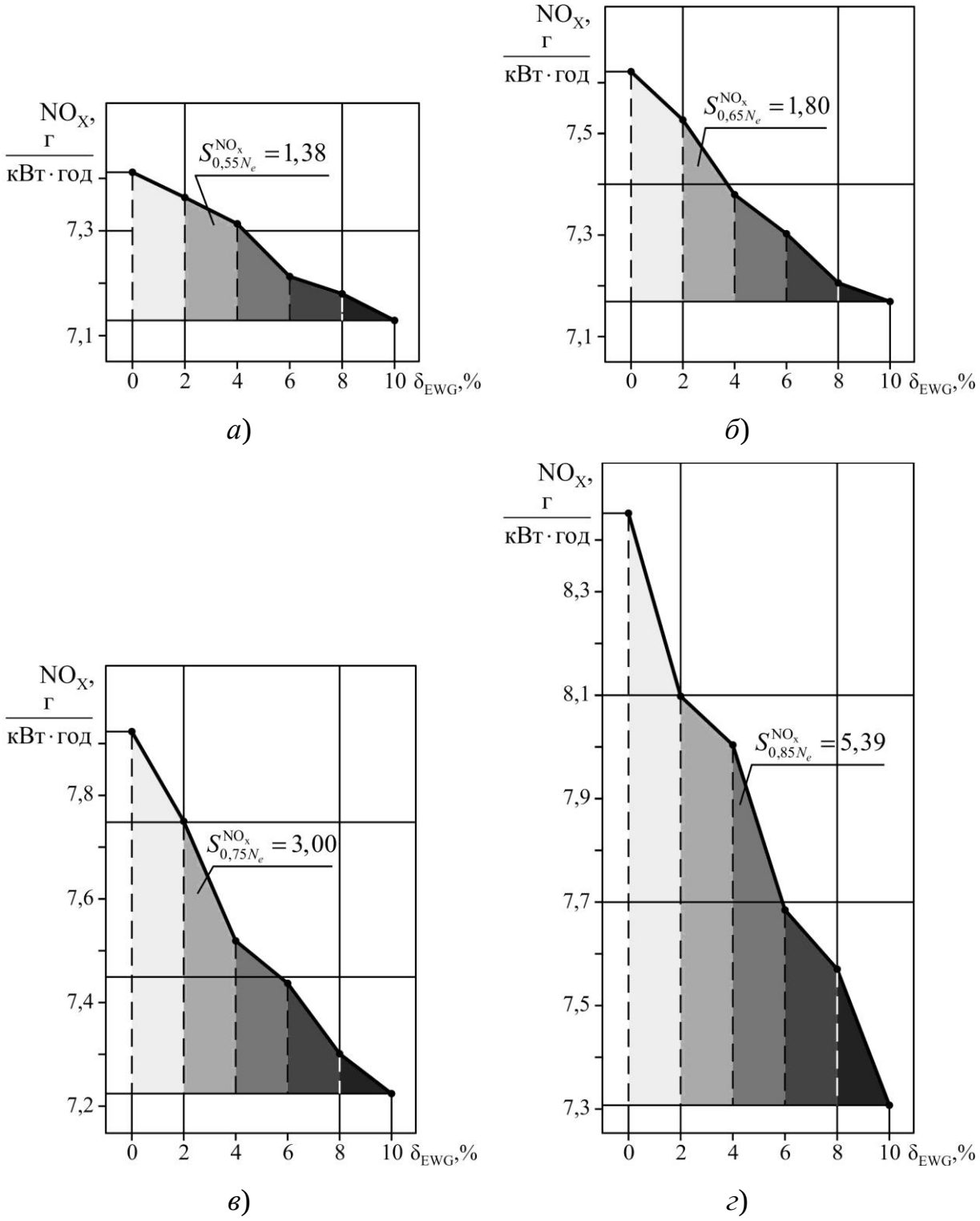


Рис. 4.6. Зміна емісії NO_X залежно від ступеня перепуску випускних газів δ_{EWG} при різних навантаженнях суднового дизеля 6L26 Wartsila:

а – 55 %; *б* – 65 %; *в* – 75 %; *г* – 85 %

З огляду на значення NO_X, що наведені в таблиці 4.5, були отримані наступні значення інтеграла (3.51), який визначає площу під кривою $NO_X=f(\delta_{EWG})$: $S_{0,55N_e}^{NO_X}=1{,}38$; $S_{0,65N_e}^{NO_X}=1{,}80$; $S_{0,75N_e}^{NO_X}=3{,}00$; $S_{0,85N_e}^{NO_X}=5{,}39$.

Розмірність цього інтеграла (тобто площі під кривою $NO_X=f(\delta_{EGR})$) – $\left[\frac{\text{г}}{\text{кВт}\cdot\text{год}}\cdot\%\text{EWG}\right]$, але для полегшення позначення (аналогічно до п. 3.5.3) залишаємо лише чисельні значення.

Збільшення площі під кривою $NO_X=f(\delta_{EWG})$ під час підвищення навантаження на дизель (у діапазоні 55...85 % номінальної потужності) свідчить про більшу екологічну ефективність системи перепуску газів на даних режимах роботи [216, 217].

Зміна питомої ефективної витрати палива b_e при різному ступені рециркуляції δ_{EWG} і різних навантаженнях представлена у вигляді таблиці 4.8, у якій відображено процентне збільшення Δb_e порівняно з роботою дизеля без використання системи EWG.

Таблиця 4.8

Збільшення питомої витрати палива Δb_e,%, під час використання системи перепуску випускних газів

Навантаження, %	Ступінь перепуску випускних газів, δ_{EWG}, %				
	2	4	6	8	10
55	3,25	3,78	4,12	4,17	4,43
65	2,66	3,78	4,05	4,08	4,15
75	1,62	1,88	1,95	1,98	2,07
85	0,75	0,88	1,07	1,12	1,17

Номограма, що відображає діапазон збільшення питомої витрати палива Δb_e залежно від навантаження дизеля для різного ступеня перепуску випускних газів δ_{EWG}, показана на рис. 4.7.

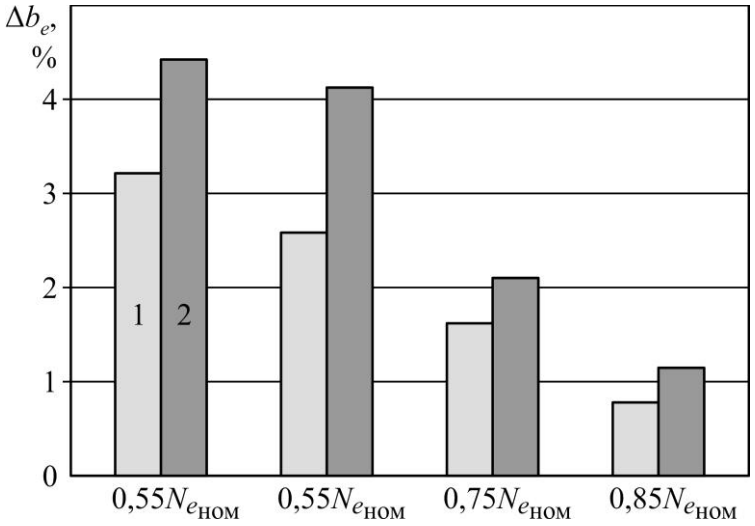


Рис. 4.7. Діапазон збільшення питомої витрати палива Δb_e при різних навантаженнях дизеля 6L26 Wartsila:

1 – δ_{EWG}=2 %; 2 – δ_{EWG}=10 %

Використання системи EWG призводить до підвищення температури випускних газів дизеля $t_г$, що, на нашу думку, пов’язане з підвищенням питомої ефективної витрати палива і зміщенням процесу його згоряння на лінію розширення [218, 219]. Номограми, що відображають зміну середнього значення $t_г$ залежно від ступеня відкриття перепускного клапана δ_{EWG} під час різних навантажень дизеля наведені на рис. 4.8.

Як граничні значення температури випускних газів для розглянутого дизеля фірма Wartsila рекомендує наступні значення: із навантаженням 100 % – 305 °С; із навантаженням 85 % – 295 °С; із навантаженням 75 % – 295 °С; із навантаженням 65 %– 300 °С; із навантаженням 50 % – 300 °С.

Наведені результати свідчать про обмеження використання системи EWG на деяких режимах роботи у зв’язку з підвищенням температурного напруженості (перевищенням температури випускних газів встановлених меж).

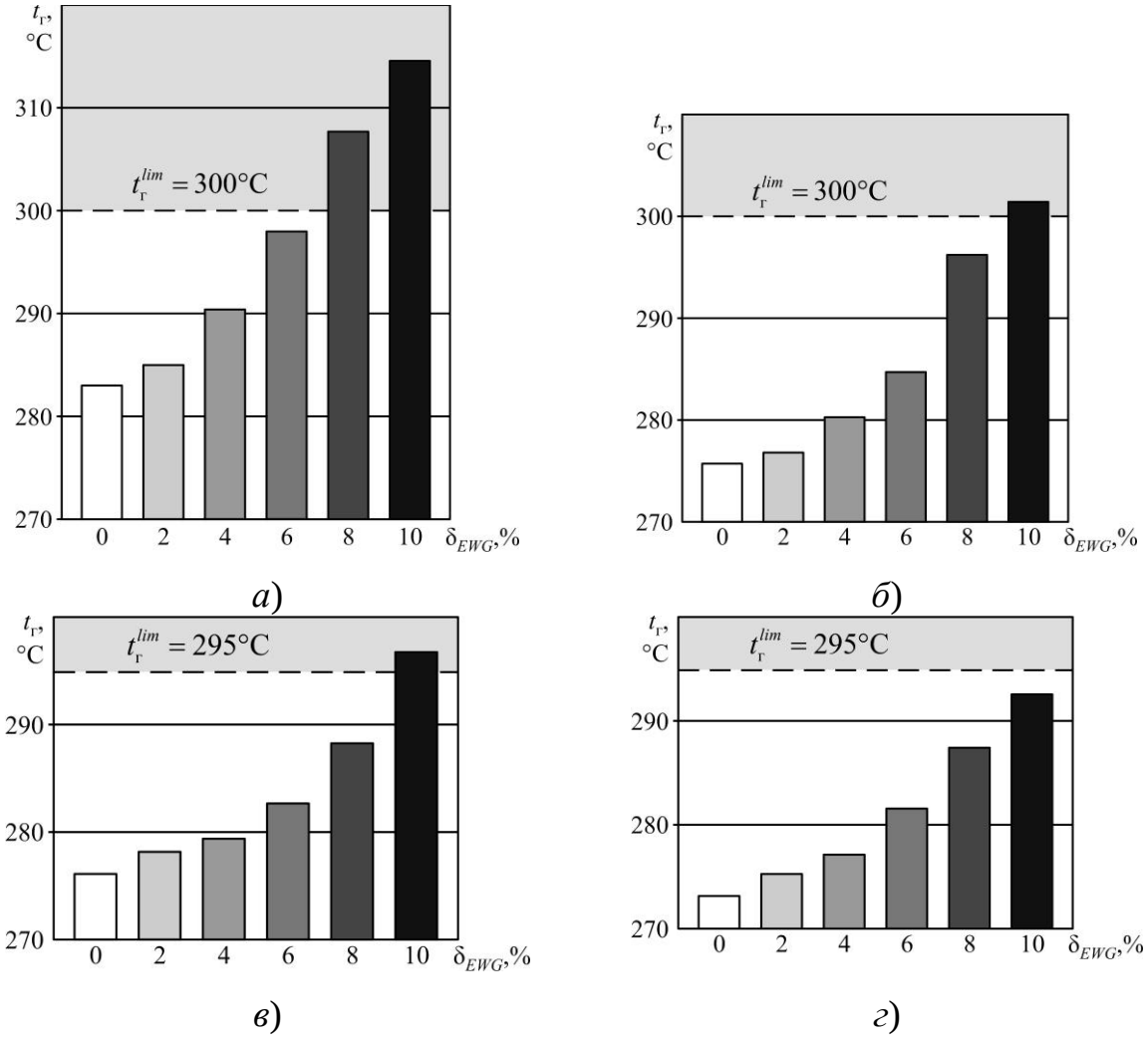


Рис. 4.8. Зміна середнього значення температури випускних газів $t_г$ залежно від ступеня відкриття перепускного клапана δ_{EWG} при різних навантаженнях дизеля 6L26 Wartsila:
а – 55 %; *б* – 65 %; *в* – 75 %; *г* – 85 %

Аналогічно дослідженням з вивчення впливу системи рециркуляції на екологічність роботи морського судна (результати яких наведені в п. 3.5) до комплексу проведених досліджень входило чисельне моделювання за визначенням максимальної температури робочого циклу T_z. Результати, що відображають зміну величини T_z під час різного навантаження дизеля (у діапазоні 0,55...0,85$N_{eном}$) і різного ступеня перепуску ВГ (у діапазоні δ_{EWG}=0...10 %), наведені в таблиці 4.9.

Таблиця 4.9

Зміна максимальної температури циклу T_z, K, суднового дизеля 6L26 Wartsila

Навантаження, %	Ступінь перепуску випускних газів, δ_{EWG}, %					
	0	2	4	6	8	10
55	1946	1938	1906	1886	1874	1862
65	1903	1888	1873	1856	1830	1808
75	1866	1846	1822	1792	1771	1752
85	1834	1822	1801	1768	1734	1717

Компіляція результатів, наведених у таблицях 4.5 і 4.9, показана на рис. 4.9, на якому відображено вплив максимальної температури циклу T_z на емісію NO_X під час різного ступеня перепуску ВГ і різного навантаження на дизель. Отримані таким чином графічні залежності $NO_X=f(T_z)$ свідчать про взаємозв'язок даних параметрів і підтверджують можливість керування екологічністю морського судна за рахунок використання системи EWG.

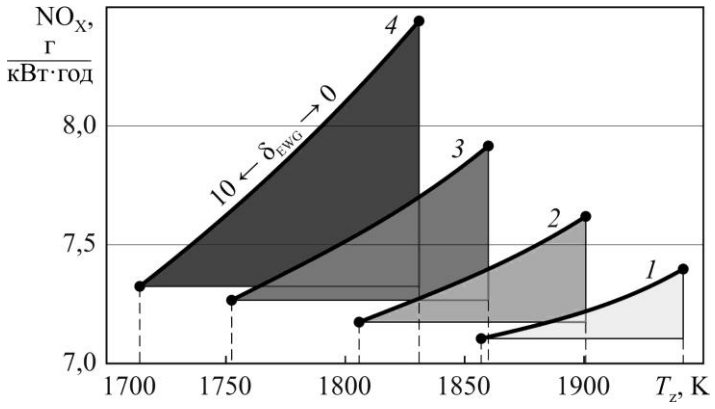


Рис. 4.9. Вплив максимальної температури циклу T_z на емісію NO_X (у діапазоні перепуску випускних газів δ_{EWG}=0…10 %) при різних режимах роботи суднового дизеля 6L26 Wartsila: 1 – 55 %; 2 – 65 %; 3 – 75 %; 4 – 85 %

Екологічна ефективність системи перепуску може бути оцінена площею виділеного сектора (1, 2, 3, 4), її збільшення свідчить про більше зниження концентрації NO_X у випускних газах і збільшенняі екологічності морського судна.

4.3. Висновки за розділом 4

Як висновки досліджень, що наведені у розділі 4, визначимо наступне.

Одним зі способів забезпечення екологічності морського судна є керування ВГ шляхом їх перепуску, при якому частина газового потоку переспрямовується з обминанням ГТН безпосередньо у газовипускну трубу. Перепуск газів відбувається за допомогою додаткової газової магістралі, на якій встановлюється клапан перепуску (клапан EWG, однойменний з системою перепуску випускних газів – системою EWG).

Ефективність використання системи EWG для кожного з режимів роботи дизеля з точки зору забезпечення екологічності роботи морського судна визначається площею під залежність $NO_X=f(\delta_{EWG})$, де δ_{EWG} – ступінь перепуску газів. З технічно можливого діапазону (який деякими фірмами-виробниками дизелів забезпечується в межах 0…10 % від загального об'єму газів) найбільш оптимальними (з точки зору ближчого до максимального зниження емісії оксидів азоту з одночасним мінімальним збільшенням витрати палива та підтриманням теплової напруженості) є режими, на яких забезпечується 4…6 %-ий перепуск газів.

Під час керування ВГ шляхом їх перепуску створюються умови, що сприяють погіршенню постачання повітря до циліндрів дизеля. Це, у свою чергу, призводить до зменшення температури наприкінці згоряння та пропорційного зниження концентрації оксидів азоту у випускних газах. Стосовно суднових СОД 6L20 та 6L26 Wartsila відсоткове зниження максимальної температури згоряння під час використання системи EWG (відносно роботи дизеля без використання системи перепуску газів) складає 4,3…6,3 %, при цьому досягається зниження емісії NO_X з випускними газами до 3,33…15,42 %. Сумісне найбільше зниження температури випускних газів та емісії NO_X відповідає режимам 75…85 %-ого навантаження. Саме ці режими є найбільш тривалими порівняно з іншими експлуатаційними

режимами суднових СОД під час їх використання як допоміжних двигунів на річковому та морському транспорті.

Одночасно з покращенням екологічності роботи морського судна керування ВГ за допомогою системи EWG призводить до збільшення питомої витрати палива та підвищення теплової напруженості дизеля. Перше та друге зумовлюється погіршенням процесу згоряння палива у випадку використання системи EWG (за рахунок зниження швидкості згоряння) та зміщенням процесу згоряння в бік розширення. Збільшення питомої витрати палива під час використання системи EWG знаходиться в межах від 3,25…4,43 до 0,75…1,17 %, де більші значення відповідають 55 %-ому навантаженню, менші – 55 %-ому навантаженню на дизель. Підвищення теплової напруженості циліндрів дизеля спостерігається на експлуатаційних режимах (0,55…0,65)$N_{\text{еном}}$ під час 8…10 %-го перепуску. За цих умов температура ВГ перевищує максимально допустимі значення. Таким чином, використання системи EWG як способу забезпечення екологічності морського судна обмежується двома чинниками: під час малих навантажень (у діапазоні 55…65 %) – збільшенням витрати палива; під час великого перепуску (у діапазоні 8…10 %) – збільшенням теплової напруженості циліндрів дизеля.

Під час вибору найбільш оптимального режиму роботи системи EWG, тобто кількості газів, яка спрямовується в обхід ГТН, необхідно виконувати комплексне оцінювання екологічних та економічних показників роботи дизеля. Незважаючи на збільшення питомої витрати палива і підвищення температури ВГ, використання системи EWG може бути рекомендовано в особливих районах Світового океану, коли переважаючим показником при експлуатації морських суден стають їхні екологічні параметри.

Наведені результати підтверджують доцільність використання системи EWG для зниження емісії NO_X. Однак найбільш раціональним її використання може бути як додатковий спосіб в комплексі з системою рециркуляції випускних газів EGR, для чого необхідні додаткові дослідження.

РОЗДІЛ 5. КОМПЛЕКСНЕ КЕРУВАННЯ ВИПУСКНИМИ ГАЗАМИ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ЯК ЗАСІБ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОРСЬКИХ СУДЕН

П’ятий розділ дисертаційного дослідження присвячений розв’язанню головного завдання – розробці технології комплексного (адаптивного) керування випускними газами суднових дизелів для забезпечення екологічності експлуатації морського судна.

Основні результати, що визначені в п’ятому розділі, висвітлені в роботах [31], [187], [211], [218], [219], [226].

5.1. Використання адаптивного керування під час експлуатації енергетичних установок суден річкового та морського транспорту

Під час експлуатації суден річкового та морського транспорту інженери направляють на різні дилеми, одна з яких пов’язує між собою екологічні та економічні показники роботи теплових двигунів. Стабілізація в необхідних межах або зниження значень практично всіх екологічних показників ДВЗ (емісії оксидів вуглецю, сірки та азоту, а також незгорілих вуглеводнів, сажі і диму) пов’язана

або з конструкційними змінами двигунів і систем, що забезпечують їх функціонування;

або з використанням більш дорогих (на сьогоднішній момент) джерел енергії (наприклад, водню, природного газу, палива з низьким вмістом сірки);

або з застосуванням технологій сонячної та вітрової енергетики.

Названі способи вимагають не тільки попередньої розробки та експериментального визначення оптимальних режимів, але й додаткових фінансових вкладень на їх впровадження, експлуатацію та обслуговування.

Крім того, підвищення екологічності роботи ДВЗ суден річкового та морського транспорту неможливе без збільшення витрати палива, віднесеної як до часу роботи (годинної – $B_г$, кг/год) так і до потужності (ефективної – b_e,) або до пройденої відстані (на милю – $B_м$, кг/миля).

Важливим також є той факт, що експлуатація пропульсивних комплексів суден річкового та морського транспорту може чимало часу, а іноді й постійно, відбуватися в особливих екологічних районах (на внутрішніх водних шляхах, на рейдах та території річкових/морських портів, у прибережних акваторіях) [220]. Виконання вимог Міжнародних та національних норм щодо забезпечення екологічних показників роботи енергетичних установок у таких умовах пов’язане зі зменшенням швидкісних характеристик судна, що також призводить до зростання фінансової складової (насамперед через збільшення транспортних витрат) [221].

Аналогічна дилема виникає й під час підвищення екологічності річкового та морського транспорту за рахунок використання системи керування випускними газами (як системи EGR, так і системи EWG). Як було доведено в 3-му і 4-му розділах під час розв’язання допоміжних завдань дисертаційного дослідження, зниження емісії оксидів азоту, яке досягається за рахунок використання названих способів, призводить до підвищення питомої витрати палива і зниження ефективної потужності дизеля.

Різниця експлуатаційних режимів роботи дизеля, особливі вимоги до суднового пропульсивную комплексу залежно від районів його експлуатації, необхідність виконання комерційних завдань із транспортування вантажу або перевезення пасажирів зумовлює адаптивне керування способами, що забезпечують екологічні показники роботи ДВЗ річкового та морського транспорту. Для комплексної системи керування ВГ, принципова схема якої

показана на рис. 5.1, під поняттям «адаптивне керування» мається на увазі комбінація систем рециркуляції випускних газів (що здійснюється за принципом HP-EGR або LP-EGR) і системи перепуску газів – EWG.

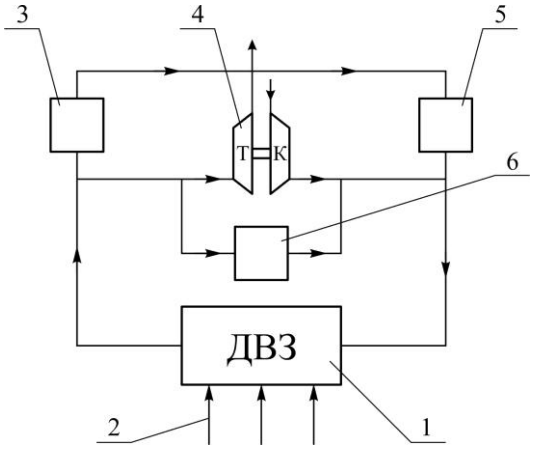


Рис. 5.1. Принципова схема комплексної системи керування ВГ:
1 – ДВЗ; 2 – підвід робочих рідин; 3 – система EWG; 4 – ГТН;
5 – система LP-EGR; 6 – система HP-EGR

Підведення робочих рідин (води, мастила і палива) до дизеля 1 здійснюється по лінії 2. З цієї ж лінії (за рахунок зміни витрати палива) відбувається регулювання його швидкісного (у випадку головного двигуна) або навантажувального (у випадку допоміжного двигуна) режиму роботи. Комплекс обладнання, що забезпечує перепуск газів минаючи ГТН 4, позначений як 3. Згідно з дослідженнями, результати й основні висновки за якими наведені в розділі 4, ступінь перепуску випускних газів у системі EWG може змінюватися в діапазоні 0...10 % від їх загального обсягу. Комплекс обладнання, за допомогою якого забезпечується функціювання системи рециркуляції низького LP-EGR і високого HP-EGR тиску, позначений як 5 і 6. Результати досліджень, наведені в розділі 3, свідчать про можливість зміни ступеня рециркуляції випускних газів у діапазоні 0...25 %.

Таким чином, для комплексних систем керування ВГ (що складаються із систем їх перепуску і рециркуляції) доцільне використання адаптивного

керування. При цьому можливий пайовий розподіл потоку ВГ між системами перепуску і рециркуляції (залежно від режимів роботи суднового пропульсивного комплексу). Визначення оптимальних режимів експлуатації комплексних систем керування ВГ базується на наступних принципах:

- забезпечення функціонування ДВЗ з одночасним запобіганням будь-яких, навіть короткострокових, зривів суцільності газових і повітряних потоків [222];
- стабілізація екологічних показників роботи дизеля в необхідному діапазоні з одночасним попередженням можливого перевищення їх максимально допустимих значень;
- мінімізація неминучих втрат енергії, що відбуваються через погіршення внутрішньо циліндрових процесів [223];
- запобігання тепловим перевантаженням, що виникають через зміну стехіометричного співвідношення паливо-повітря [224];
- підтримання економічності роботи дизеля;
- виконання екологічного контролю та постійного моніторингу експлуатаційних показників двигуна і судна [225].

5.2. Адаптивні режими керування дизелями морських річкових та суден

Для визначення оптимального варіанту адаптивного керування ВГ суднових дизелів, при якому забезпечується максимальне зниження емісії оксидів азоту із одночасним мінімальним погіршенням енергетичних і економічних показників дизеля, виконувався комплекс досліджень на судновому СОД 16V32 фірми Wartsila-Sulzer. Чотири подібні дизеля використовувалися в складі пропульсивного комплексу спеціалізованого морського судна дедвейтом 60800 тонн і виконували функції як головних (таких, що передають потужність на гребні гвинти), так і допоміжних (таких, що забезпечують енергією суднову електростанцію) двигунів.

5.2.1. Вибір оптимального режиму системи рециркуляції випускних газів

Особливістю експлуатації дизелів 16V32 фірми Wartsila-Sulzer у складі СЕУ зазначеного морського судна є великий експлуатаційний період роботи на часткових режимах – у діапазоні потужностей $N_{e\text{реж}}=(0{,}25...0{,}75)N_{e\text{ном}}$. Дані дизелі були обладнані штатною системою рециркуляції газів низького тиску (LP-EGR), у якій гази після газової турбіни ГТН повертаються в продувний ресивер дизеля через охолоджувач наддувного повітря. Схема газоповітряної системи дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer з системою рециркуляції газів низького тиску наведена на рис. 5.2.

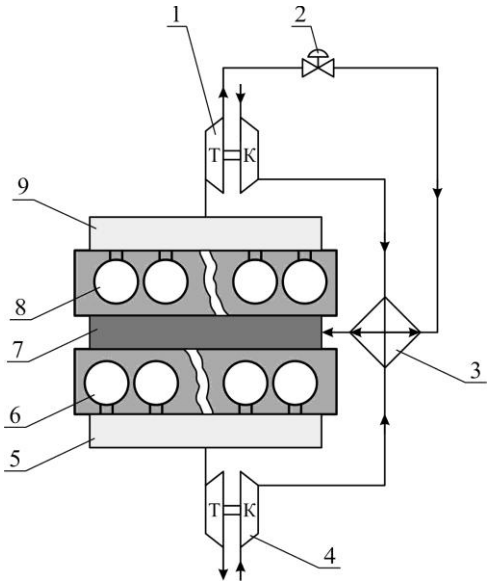


Рис. 5.2. Схема газоповітряної системи дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer: 1, 4 – ГТН; 2 – клапан системи рециркуляції; 3 – охолоджувач наддувного повітря; 5, 9 – випускний колектор; 6, 8 – робочі циліндри; 7 – ресивер наддувного повітря

V-подібна конструкція дизеля передбачає двостороннє розташування рядів циліндрів 6 і 8, продувне повітря до яких надходить із загального ресивера 7. Нагнітання повітря здійснюється компресорами ГТН 1 і 4, а його охолодження – у загальному охолоджувачі 3. Випускні гази від циліндрів

дизеля 6 і 8 надходять у колектори 5 і 9 і далі до газової турбіни ГТН 1 і 4 (відповідно). Рециркуляція випускних газів на дизелі передбачена для одного ряду циліндрів 8 і здійснюється за допомогою клапана 2, керування яким здійснюється контролером. При цьому частина газів (до 25 %) може повертатися в продувний ресивер 7 через охолоджувач 3.

Суднові дизелі фірми Wartsila-Sulzer характеризуються високим ступенем наддуву (зі ступенем підвищення тиску повітря після ГТН – до 4,0...4,5), це забезпечує рівномірний розподіл залишкових газів і газів, що надходять на рециркуляцію, за об'ємом продувочного ресивера і за робочими циліндрами. Під час проведення експерименту температура повітря, що надходить після охолоджувача 3 в продувний ресивер і далі в циліндри дизеля, підтримується в діапазоні 40...45° С з точністю ±1° С за рахунок зміни кількості забортної води, що надходить до охолоджувача 3.

Газові потоки після ГТН 1 і 4 об'єднувалися в одній газовипускній трубі з подальшим використанням енергії ВГ в утилізаційному котлі. Це сприяло нівелюванню виникнення можливих відхилень в аеродинамічних опорах між окремими рядами циліндрів (для ряду циліндрів з рециркуляцією газів і ряду без рециркуляції) і сприяло однаковій цикловій подачі палива на кожен ряд циліндрів. Шляхом регулювання прохідного перетину клапана рециркуляції ВГ (позиція 2 на рис. 5.1) забезпечувалася зміна ступеня рециркуляції системи EGR у діапазоні δ_{EGR}=(0...21) %, який розраховувався за виразом

$$\delta_{EGR} = \frac{\alpha_{EGR}}{\alpha}.$$

Значення емісії NO_X у випускних газах контролювалося за допомогою газоаналізатора Testo340XL (за своїми функціональними можливостями аналогічним до газоаналізатору Testo350XL) за методикою, викладеною в п. 3.5.

Вимірювання концентрації NO_X у випускних газах, ефективної потужності дизеля N_e і температури випускних газів $t_г$ виконувалося за допомогою суднової системи діагностики і контролю ProPower фірми Unitor за умови фіксованої подачі палива та стабілізації теплових потоків охолоджувальних середовищ (циркуляційного мастила, прісної та забортної води).

Результати вимірювань і розрахунків, що дозволили визначити величини емісії NO_X з випускними газами і питомої ефективної витрати палива b_e, наведені в таблицях 5.1 і 5.2.

Таблиця 5.1

Визначення емісії NO_X, гNO_X/(кВт·год) дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer

Навантаження на дизель, %	Ступінь рециркуляції газів δ_{EGR}, %							
	0	3	6	9	12	15	18	21
35	8,32	7,68	7,27	6,96	6,65	6,49	6,42	6,35
55	8,49	8,17	7,39	7,07	6,71	6,63	6,51	6,41
75	8,83	8,19	7,49	7,18	6,73	6,51	6,31	6,16
95	8,92	8,27	7,63	7,29	7,07	6,31	6,22	5,92

Таблиця 5.2

Визначення питомої ефективної витрати палива b_e, г/(кВт·год) дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer

Навантаження на дизель, %	Ступінь рециркуляції газівδ_{EGR}, %							
	0	3	6	9	12	15	18	21
35	193,9	195,5	196,7	197,8	198,6	199,1	199,8	200,7
55	191,5	192,4	194,2	194,8	195,2	196,6	197,2	197,7
75	189,9	190,2	191,3	192,1	192,5	192,9	193,4	194,3
95	189,1	189,9	190,6	190,9	191,4	192,2	192,8	193,3

За результатами експериментів, наведених у таблицях 5.1 і 5.2, побудовані залежності емісії $NO_X=f(\delta_{EGR})$ і питомої ефективної витрати палива $b_e=f(\delta_{EGR})$, що показані на рис. 5.3. Екологічна ефективність роботи дизеля оцінюється за значенням площі S^{NO_X}, економічна – за площею S^{b_e}.

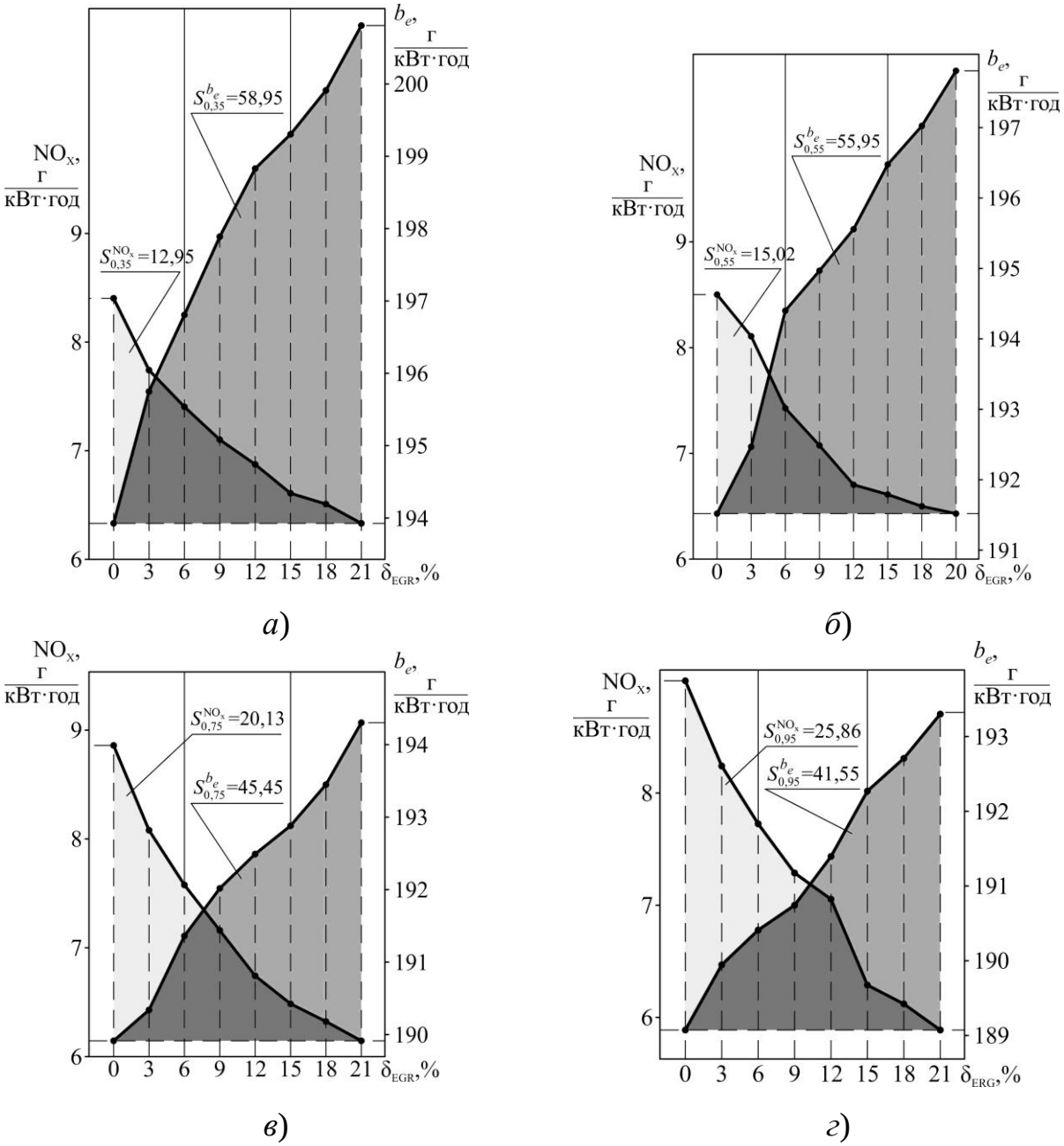


Рис. 5.3. Вплив ступеня рециркуляції ВГ δ_{EGR} на емісію NO_X і питому ефективну витрату палива b_e під час різних навантажень суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer:

а – $0{,}35N_{еном}$; *б* – $0{,}55N_{еном}$; *в* – $0{,}75N_{еном}$; *г* – $0{,}95N_{еном}$

Обидві площі $S^{\mathrm{NO_X}}$ та S^{b_e} мають розмірність $\left[\frac{\text{г}}{\text{кВт}\cdot\text{год}}\cdot\%\text{EGR}\right]$, але для полегшення позначення (аналогічно до п. 3.5.3) тут і далі залишаємо лише чисельні значення. Площа під залежністю $S^{\mathrm{NO_X}} = f\left(\delta_{\mathrm{EGR}}\right)$ прямо пропорційна зниженню емісії $\mathrm{NO_X}$ з випускними газами. Чим більше значення $S^{\mathrm{NO_X}}$, тим нижче концентрація $\mathrm{NO_X}$ у випускних газах дизеля. Площа під залежністю $S^{b_e} = f\left(\delta_{\mathrm{EGR}}\right)$ обернено пропорційна економічності роботи дизеля. Збільшення значення S^{b_e} призводить до зростання питомої ефективної витрати палива b_e на розглянутому режимі.

Ефективність використання системи EGR $\Delta\mathrm{NO_X}$, % під час різного ступеня рециркуляції δ_{EGR} може бути оцінена за виразом

$$\Delta\mathrm{NO_X} = \frac{\mathrm{NO_X^0} - \mathrm{NO_X^{EGR}}}{\mathrm{NO_X^0}}\cdot 100\%,$$

де $\mathrm{NO_X^0}$, $\mathrm{NO_X^{EGR}}$ – відповідно, концентрація $\mathrm{NO_X}$ у ВГ без використання і під час використання системи EGR з різним значенням δ_{EGR}.

Величина $\Delta\mathrm{NO_X}$ також характеризує екологічність роботи суден річкового та морського транспорту на різних експлуатаційних режимах. Її збільшення свідчить про зниження емісії оксидів азоту.

Зниження економічності роботи ДВЗ під час використання системи EGR може бути оцінено відносним збільшенням питомої ефективної витрати палива Δb_{e}, %, яке визначається як

$$\Delta b_{\mathrm{e}} = \frac{b_e^0 - b_e^{\mathrm{EGR}}}{b_e^0}\cdot 100\%,$$

де b_e^0, b_e^{EGR} – відповідно, питома ефективна витрата палива без використання і під час використання системи EGR з різним значенням δ_{EGR}.

Значення ΔNO_X і Δb_e (обидва у %) для різних δ_{EGR} на різних навантаженнях суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer наведено в таблиці 5.3 і відображено на рис. 5.4, 5.5.

Таблиця 5.3

Екологічна ефективність і паливна економічність суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer під час використання системи EGR

Ступінь рециркуляції, %	Навантаження на дизель, %			
	35	55	75	95
відносне зниження емісії оксидів азоту, %				
3	7,7	3,8	7,2	7,3
9	16,3	16,7	18,7	18,3
15	22,0	21,9	26,3	29,3
21	23,7	24,5	30,2	33,6
відносне збільшення питомої ефективної витрати палива, %				
3	0,83	0,47	0,16	0,42
9	2,01	1,72	1,16	0,95
15	2,68	2,66	1,58	1,64
21	3,51	3,24	2,32	2,22

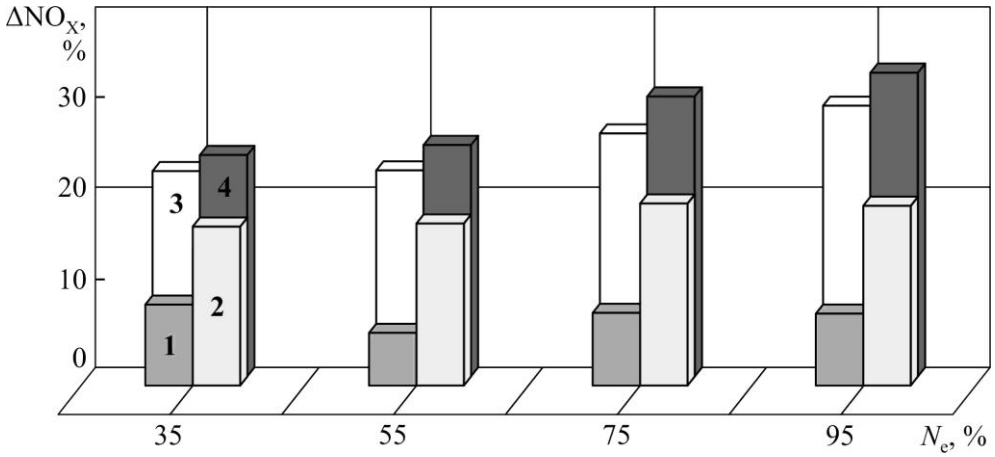


Рис. 5.4. Відносне зниження концентрації NO_X на різних навантаженнях суднового дизеля 16V32 Wartsila-Sulzer під час використання системи EGR: 1 – δ_{EGR}=3 %; 2 – δ_{EGR}=9 %; 3 – δ_{EGR}=15 %; 4 – δ_{EGR}=21 %

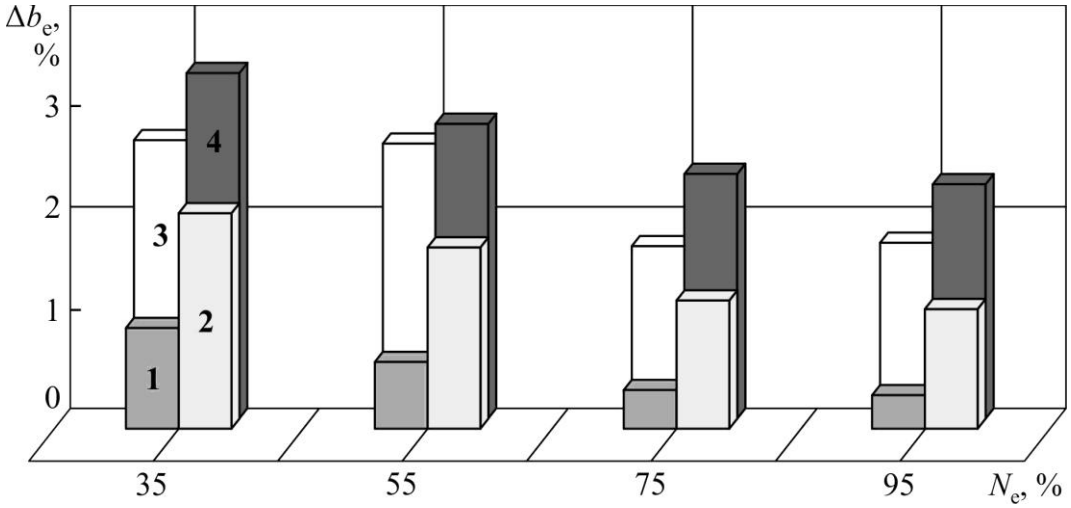


Рис. 5.5. Відносне збільшення питомої ефективної витрати палива b_e на різних навантаженнях суднового дизеля 16V32 Wartsila-Sulzer під час використання EGR:

1 – δ_{EGR}=3 %; 2 – δ_{EGR}=9 %; 3 – δ_{EGR}=15 %; 4 – δ_{EGR}=21 %

Наведені дані підтверджують висловлену в розділі 3 тезу про необхідність комплексної оцінки екологічних та економічних показників роботи дизеля.

Як вказувалося в розділі 3, під час використання системи рециркуляції випускних газів через погіршення сумішоутворення збільшується період затримки самозаймання палива, згоряння зміщується на лінію розширення, сприяючи підвищенню температури випускних газів $t_г$. Температура ВГ є показником, контроль і гранично допустимі значення якого суворо регламентуються інструкціями заводів-виготовлювачів з експлуатації суднових дизелів (для дизеля 16V32 Wartsila-Sulzer максимальне значення $t_г$ не повинно перевищувати 500° С). У зв’язку з цим, під час експериментальних досліджень (за допомогою системи діагностики ProPower фірми Unitor) виконувався контроль цього параметра.

Зміна середньої (по всіх циліндрах) температури ВГ суднового дизеля 16V32 Wartsila-Sulzer залежно від ступеня рециркуляції δ_{EGR} для різних режимів його експлуатації наведена на рис. 5.6.

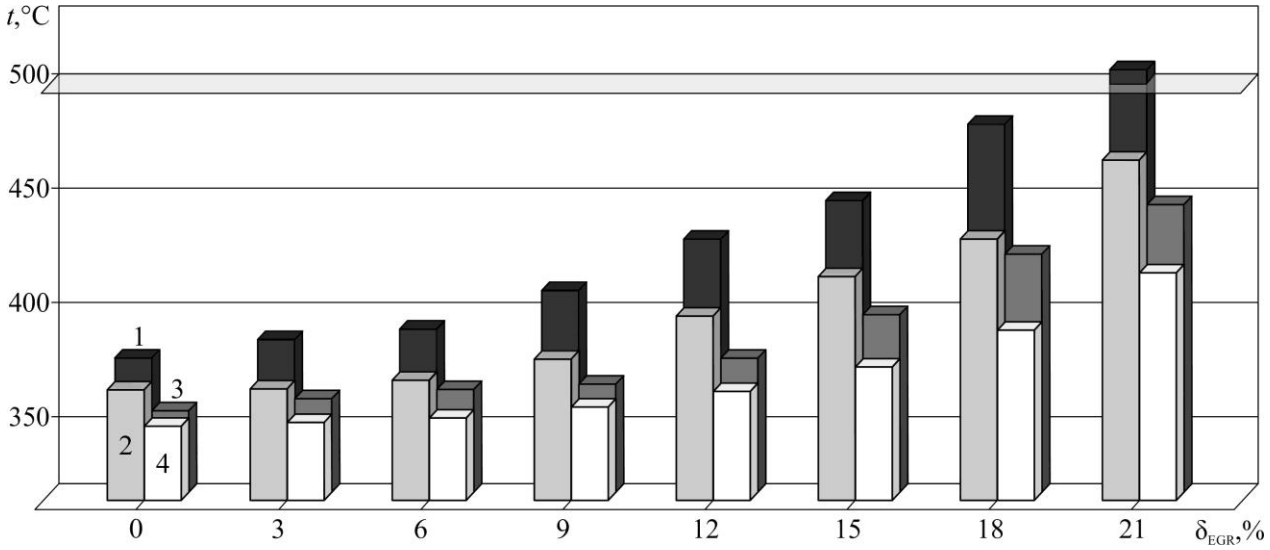


Рис. 5.6. Зміна середньої температури випускних газів $t_г$, °С суднового дизеля 16V32 Wartsila-Sulzer залежно від ступеня рециркуляції δ_{EGR}:
1 – навантаження 35 %; 2 –55 %; 3 –75 %; 4 –95 %

Аналіз даних, наведених на рис. 5.6, свідчить про те, що використання системи EGR у діапазоні значень δ_{EGR}=18...21 % на експлуатаційних режимах, відповідних 35...55 %-му навантаженню, призводить до критичного і надкритичного підвищення температури ВГ. У зв’язку з цим експлуатація суднових дизелів за таких умов можлива тільки в надзвичайних ситуаціях і тільки нетривалий період часу.

Рециркуляцію ВГ, як спосіб забезпечення екологічних показників суднових СОД, що виконують функції ГД морських суден, доцільно використовувати в діапазоні 6...15 % – на режимах, що забезпечують максимальне зниження емісії оксидів азоту при мінімальному підвищенні питомої витрати палива.

5.2.2. Вибір оптимального режиму системи перепуску випускних газів

Для вивчення адаптивного керування випускними газами суднових дизелів як методу зниження емісії NO_X, газовипускна система дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer, що обладнаний системою рециркуляції низького тиску (схема якої наведена на рис. 5.2), додатково комплектувалася обладнанням, що забезпечує процес перепуску газів (рис. 5.7). При цьому регулювальний клапан 10 використовувався для перепуску випускних газів безпосередньо в газовипускну трубу без їх розширення в газовій турбіні ГТН 1.

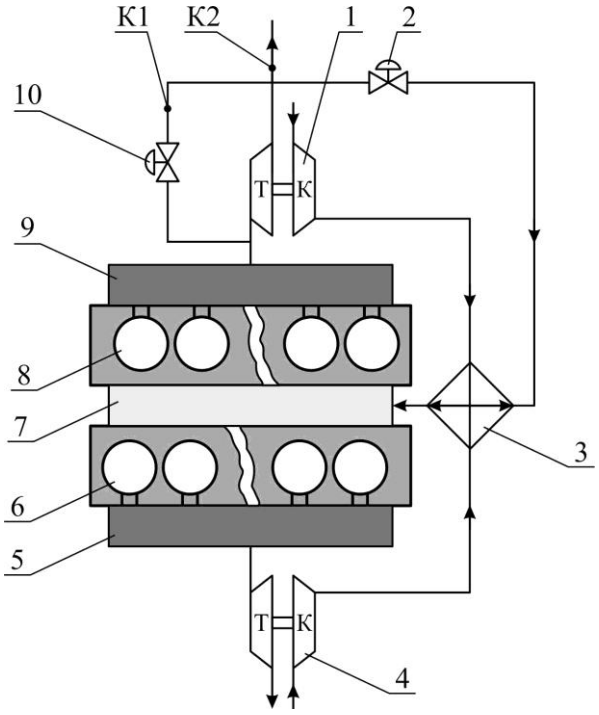


Рис. 5.7. Схема газоповітряної системи дизеля 16V32/40 фірми Wartsila-Sulzer з додатковим перепуском випускних газів:
1, 4 – ГТН; 2 – клапан системи рециркуляції (клапан EGR); 3 – охолоджувач наддувного повітря; 5, 9 – випускний колектор; 6, 8 – робочі циліндри; 7 – ресивер наддувного повітря; 10 – клапан перепуску газів (клапан EWG); К1, К2 – точки контролю потоку газів

Ступінь перепуску ВГ δ_{EWG} контролювався в точках К1, К2 відповідно до методики, викладеної в п. 4.2. Визначення концентрації NO_X у випускних газах здійснювалося газоаналізатором Testo350XL відповідно до методики, наведеної в п. 3.5.1. Фіксація всіх необхідних параметрів проводилася тільки на сталих режимах роботи під час підтримки постійного режиму змащування та охолодження дизеля. З метою ідентичності експерименту з раніше проведеними дослідженнями, вимірювання емісії оксидів азоту і питомої ефективної витрати палива виконувалося на експлуатаційних режимах, відповідних навантаженням 35, 55, 75 і 95 % від номінальної. Результати експериментів наведені в таблицях 5.4, 5.5 і відображені на рис. 5.8.

Таблиця 5.4

Емісія NO_X, гNO_X/(кВт·год) суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer при різних навантаженнях і ступені перепуску газів

Навантаження на дизель, %	Ступінь перепуску газів δ_{EWG}, %					
	0	2	4	6	8	10
35	8,32	8,17	8,04	7,96	7,83	7,78
55	8,49	8,32	8,12	7,90	7,82	7,72
75	8,83	8,55	8,18	7,96	7,72	7,62
95	8,92	8,53	7,88	7,62	7,43	7,32

Таблиця 5.5

Питома ефективна витрата палива b_e, г/(кВт·год) суднового дизеля 16V32 Wartsila-Sulzer при різних навантаженнях і ступені перепуску газів

Навантаження на дизель, %	Ступінь перепуску газів δ_{EWG}, %					
	0	2	4	6	8	10
35	193,9	195,8	196,8	197,4	198,6	199,4
55	191,5	193,2	194,2	194,8	195,2	195,4
75	189,9	191,7	192,2	192,8	192,9	193,1
95	189,1	190,3	190,8	191,1	191,3	191,5

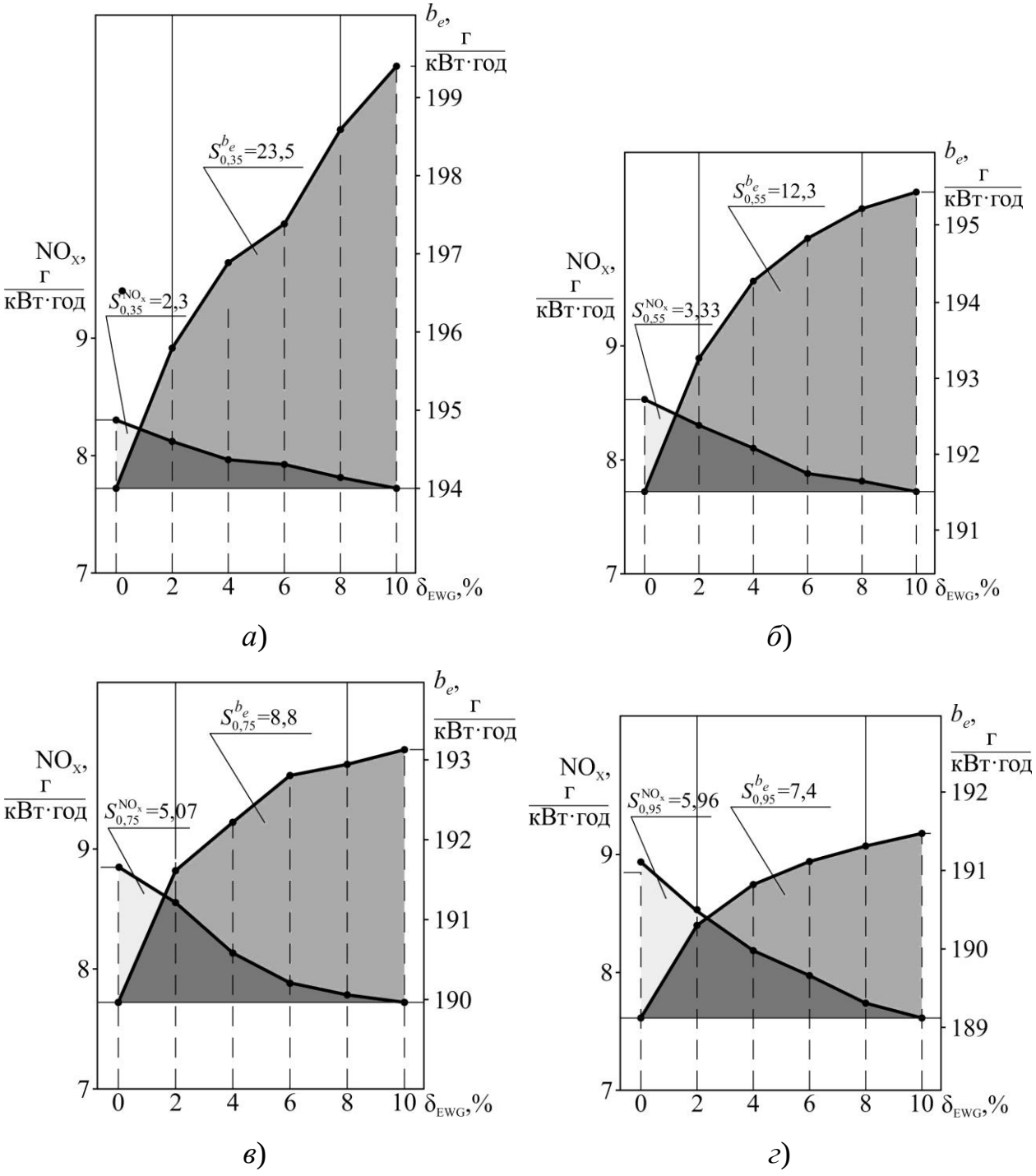


Рис. 5.8. Вплив ступеня перепуску випускних газів δ_{EWG} на емісію NO_X та питому ефективну витрату палива b_e при різних навантаженнях суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer:

а – 0,35$N_{еном}$; *б* – 0,55$N_{еном}$; *в* – 0,75$N_{еном}$; *г* – 0,95$N_{еном}$

Екологічна ефективність і паливна економічність дизеля при різному використанні системи EWG визначалися площею під залежностями $S^{\mathrm{NO_X}} = f(\delta_{\mathrm{EWG}})$ та $S^{b_e} = f(\delta_{\mathrm{EWG}})$ відповідно до методики, викладеної в пп. 3.5 та 5.2.

Для попередження теплової напруженості дизеля в ході експерименту виконувався контроль температури випускних газів. Усереднене значення даного параметра за різних умов проведення експерименту наведено в таблиці 5.6 і відображено на рис. 5.9.

Таблиця 5.6

Зміна середньої температури ВГ суднового дизеля 16V32/40 Wartsila-Sulzer

		Навантаження на дизель, %			
		35	55	75	95
Сторона А		386	368	357	352
Сторона В (без використання EWG)		379	364	355	349
Сторона В (під час використання EWG) δ_{EWG}=2…10 %	2	383	367	358	352
	4	391	372	366	359
	6	403	383	376	366
	8	421	396	386	373
	10	446	415	396	382

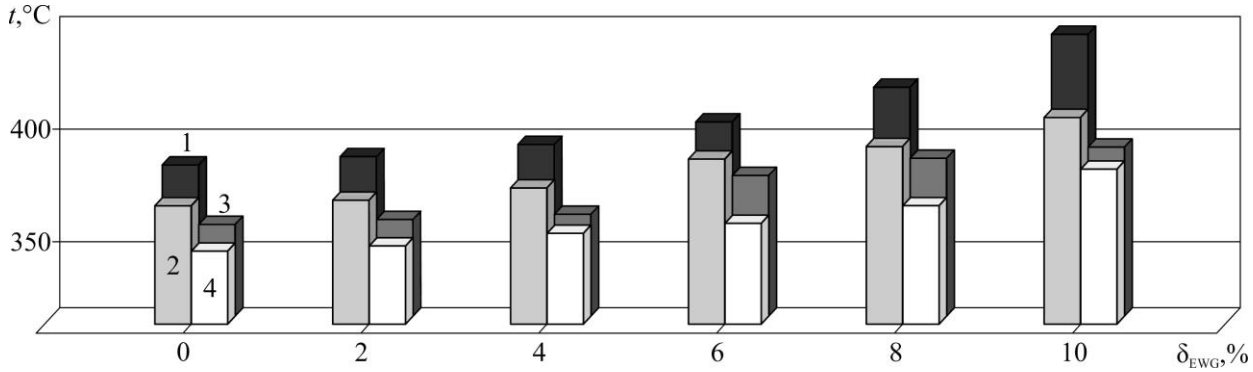


Рис. 5.9. Зміна середньої температури ВГ $t_г$, °С суднового дизеля 16V32 Wartsila-Sulzer залежно від ступеня перепуску δ_{EWG}:

1 – навантаження 35 %; 2 –55 %; 3 –75 %; 4 –95 %

Аналіз результатів, наведених у таблиці 5.5 і на рис. 5.9, свідчить про зростання температури ВГ під час використання системи EWG, при цьому за будь-яких експлуатаційних режимів (навантаженнях на дизель) це значення не перевищує граничної величини 500° С.

Результати, що свідчать про поліпшення екологічності морського судна (яке визначається зниженням концентрації NO_X в ВГ) при одночасному зниженні економічності дизеля (спричинене збільшенням питомої витрати палива) які отримані під час досліджень на судновому дизелі 16V32 Wartsila-Sulzer, збігаються з результатами, викладеними раніше в розділі 4. При цьому оптимальним діапазоном режиму перепуску слід вважати інтервал δ_{EWG}=6...8 %, в якому (залежно від навантаження) досягається зниження емісії оксидів азоту на 4,33...14,6 % – під час δ_{EWG}=6 % і на 5,89...16,7 % – під час δ_{EWG}=8 %. Одночасно з цим, для того ж навантаження і тих же значень перепуску газів відбувається збільшення питомої ефективної витрати палива – на 1,8...1,0 % і на 2,4...1,2 % відповідно. З огляду на ідентичність величини зниження емісії $_{NOX}$, оптимальним режимом перепуску системи EWG суднового дизеля 16V32 Wartsila-Sulzer доцільно прийняти δ_{EWG}=6 %, на якому забезпечується менше збільшення витрати палива з підтриманням теплової напруженості в необхідному діапазоні.

5.2.3. Вибір оптимального режиму комплексного (адаптивного) керування випускними газами

Адаптивне керування випускними газами суднових дизелів як спосіб забезпечення екологічності морського судна має під собою комплексне використання системи рециркуляції і системи перепуску. Аналіз результатів досліджень, наведених у розділах 3 і 4, свідчить, що між системами EGR і

EWG найбільший ваговий коефіцієнт екологічної ефективності має система рециркуляції. Це передусім проявляється у великих значеннях зниження емісії NO_X і більшому погіршенні економічності під час використання системи EGR (порівняно з системою EWG). У зв'язку з цим для подальших досліджень:

- визначення оптимального значення ступеня рециркуляції ВГ приймалося за головну складову комплексної системи керування випускними газами;
- величина ступеня перепуску випускних газів приймалася рівною оптимальному значенню δ_{EWG}=6 % (визначеному в п. 5.2.2);
- значення ступеня рециркуляції випускних газів змінювалося в інтервалі δ_{EGR}=0...21 %.

Технологія проведення експериментів відповідала методиці, викладеній у пп. 3.5.1 і 5.2.2. Під час дослідження положення клапана перепуску (позиція 10 на рис. 5.7) залишалося незмінним, що забезпечувало оптимальне значення δ_{EWG}=6 %; варіація значення ступеня рециркуляції забезпечувалася за рахунок зміни положення клапана системи EGR (позиція 2 на рис. 5.7). Результати щодо визначення емісії NO_X і питомої ефективної витрати палива b_e під час комплексного керування випускними газами наведені в таблицях 5.7, 5.8 та узагальнені на рис. 5.10.

Аналіз результатів, наведених у таблицях 5.6, 5.7 і відображених на рис. 5.10, дозволяє зробити висновок про наявність оптимального інтервалу ступеня рециркуляції ВГ, який знаходиться в діапазоні δ_{EGR}=12...15 %. Для цих значень ступеня рециркуляції в усьому інтервалі навантажень на дизель забезпечується максимальний рівень зниження емісії оксидів азоту з одночасним асимптотичним зростанням питомої витрати палива.

Таблиця 5.7

Емісія NO_X, гNO_X/(кВт·год) суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer під час комплексного керування випускними газами (для оптимального значення ступеня перепуску газів δ_{EWG} і різних значень ступеня рециркуляції газів δ_{EGR}) під час різних навантажень

Навантаження на дизель, %	Ступінь рециркуляції газів δ_{EGR}, %							
	0	3	6	9	12	15	18	21
35	8,32	7,43	7,07	6,61	6,12	5,71	5,52	5,42
55	8,49	7,73	7,17	6,87	6,45	6,12	5,76	5,53
75	8,83	7,62	6,85	6,53	6,27	5,58	5,18	4,83
95	8,92	7,41	7,13	6,26	5,81	5,51	4,75	4,43

Таблиця 5.8

Питома ефективна витрата палива b_e, г/(кВт·год) суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer під час комплексного керування випускними газами (для оптимального значення ступеня перепуску газів δ_{EWG} і різних значень ступеня рециркуляції газів δ_{EGR}) під час різних навантажень

Навантаження на дизель, %	Ступінь рециркуляції газів δ_{EGR}, %							
	0	3	6	9	12	15	18	21
35	193,9	195,3	196,2	196,8	197,5	197,6	198,3	198,7
55	191,5	192,2	193,4	193,8	194,2	194,5	194,8	195,2
75	189,9	190,1	190,8	191,4	191,8	192,3	192,5	192,8
95	189,1	189,5	190,3	190,5	190,9	191,2	191,6	191,8

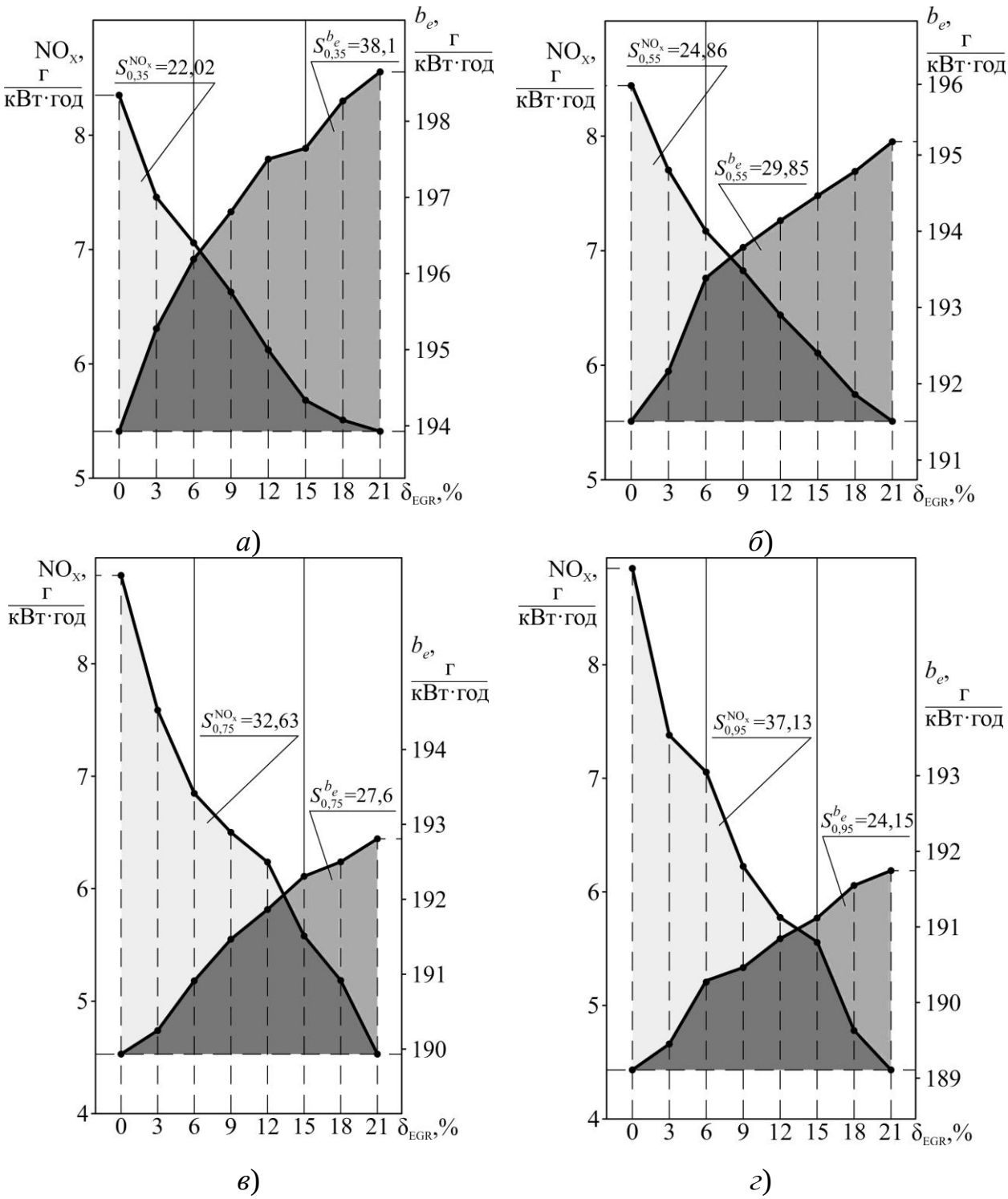


Рис. 5.10. Емісія NO_X і питома ефективна витрата палива b_e суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer під час комплексного керування випускними газами (для оптимального значення ступеня перепуску газів δ_{EWG} і різних значень ступеня рециркуляції газів δ_{EGR}) під час різних навантажень:

а – $0{,}35N_{e\text{ном}}$; *б* – $0{,}55N_{e\text{ном}}$; *в* – $0{,}75N_{e\text{ном}}$; *г* – $0{,}95N_{e\text{ном}}$

Аналогічно попереднім дослідженням, виконаним для систем рециркуляції і перепуску, під час вивчення комплексного керування ВГ виконувався постійний моніторинг теплової напруженості дизеля. Його результати наведені на рис. 5.11 і відображають зміну середньої температури ВГ по всіх циліндрах дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer залежно від умов проведення експерименту.

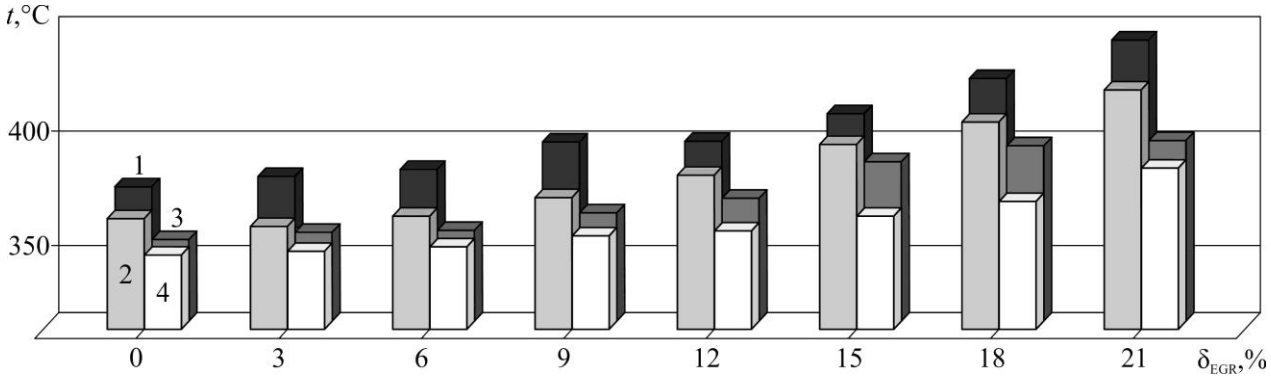


Рис. 5.11. Зміна середньої температури ВГ $t_г$, °С, суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer під час комплексного керування ВГ (для оптимального значення ступеня перепуску газів δ_{EWG} і різних значень ступеня рециркуляції газів δ_{EGR}) під час різних навантажень: *а* – 0,35$N_{еном}$; *б* – 0,55$N_{еном}$; *в* – 0,75$N_{еном}$; *г* – 0,95$N_{еном}$

Зіставлення результатів, наведених на рис. 5.6 і 5.11, свідчать про те, що в разі використання комплексного керування ВГ (що складається з режиму їх рециркуляції з одночасним перепуском при оптимальному значенні ступеня перепуску) забезпечується 8...12%-е зниження температурної напруженості дизеля порівняно з експлуатацією дизеля тільки з системою рециркуляції.

За залежностям $NO_X=f(\delta_{EWG})$ і $b_e=f(\delta_{EWG})$, що наведені на рис. 5.10, визначалися інтегральні показники екологічної та економічної ефективності. Узагальнені значення цих показників (для способів рециркуляції, перепуску, а також для комплексного керування ВГ) під час різних навантажень суднового дизеля 16V32 Wartsila-Sulzer надані в таблиці 5.9 і на рис. 5.12.

Таблиця 5.9

Інтегральні параметри оцінки екологічної ефективності і паливної економічності дизеля 16V32 під час різних способів керування ВГ

Спосіб керування випускними газами	Навантаження на дизель			
	$0{,}35N_{e\text{ном}}$	$0{,}55N_{e\text{ном}}$	$0{,}75N_{e\text{ном}}$	$0{,}95N_{e\text{ном}}$
екологічна ефективність S^{NO_X}				
Рециркуляція випускних газів	12,95	15,02	20,13	25,85
Перепуск випускних газів	2,30	3,33	5,07	5,96
Комплексне керування випускними газами	22,02	24,86	32,63	37,13
паливна економічність S^{b_e}				
Рециркуляція випускних газів	58,95	55,95	45,45	41,55
Перепуск випускних газів	23,5	12,3	8,8	7,4
Комплексне керування випускними газами	38,1	29,85	27,60	24,15

У таблиці 5.9 та далі на рис. 5.12 значення S^{NO_X} та S^{b_e} мають розмірність $\left[\frac{\text{г}}{\text{кВт}\cdot\text{год}}\cdot\%\text{EGR}\right]$, але для полегшення прийняття (аналогічно до п. 3.5.3) залишаємо лише чисельні значення.

Узагальнені дані, що характеризують відносне зниження емісії NO_X з випускними газами суднових дизелів, а також відносне збільшення питомої ефективної витрати палива b_e суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer під час різних способів керування випускними газами (у випадках рециркуляції, перепуску і комплексного керування) наведені в таблицях 5.10 і 5.11, а також проілюстровані на рис. 5.13. Аналіз результатів, наведених у таблицях 5.9, 5.10 і на рис. 5.13, свідчить про синергетичний вплив комплексного керування випускними газами (за умови оптимальних режимів перепуску і рециркуляції) на екологічність роботи морського судна та економічність суднового дизеля (як джерела механічної та електричної енергії СЕУ). Слід зазначити односпрямованість отриманих результатів, що свідчить про їх достовірність і коректність проведення експерименту.

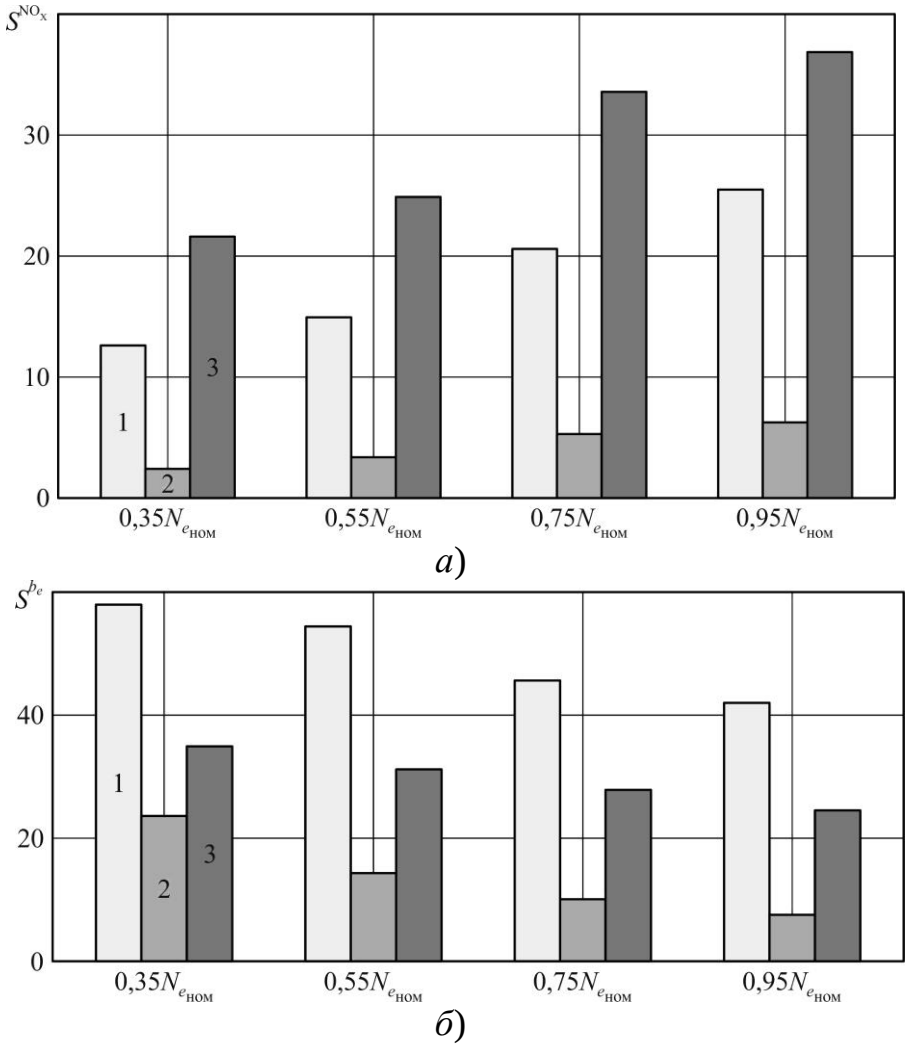


Рис. 5.12. Зміна інтегральних параметрів оцінки екологічної ефективності S^{NO_X} (*а*) і паливної економічності S^{b_e} (*б*) суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer під час різних способів керування ВГ: 1 –EGR; 2 –EWG; 3 –EGR+EWG

Таблиця 5.10

Зниження емісії NO_X,%, суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer під час різних способів керування ВГ

Спосіб керування випускними газами	Навантаження на дизель			
	$0{,}35N_{e\text{ном}}$	$0{,}55N_{e\text{ном}}$	$0{,}75N_{e\text{ном}}$	$0{,}95N_{e\text{ном}}$
Рециркуляція ВГ, δ_{EGR}=15 %	21,99	21,91	26,27	29,26
Перепуск ВГ, δ_{EWG}=6 %	4,33	5,42	9,85	14,57
Комплексне керування ВГ, δ_{EGR}=15 %+δ_{EWG}=6 %	31,37	27,92	36,81	38,23

Таблиця 5.11

Збільшення питомої ефективної витрати палива b_e,%, суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer під час різних способів керування ВГ

Спосіб керування випускними газами	Навантаження на дизель			
	$0{,}35N_{e\text{ном}}$	$0{,}55N_{e\text{ном}}$	$0{,}75N_{e\text{ном}}$	$0{,}95N_{e\text{ном}}$
Рециркуляція ВГ, δ_{EGR}=15 %	2,68	2,66	1,58	1,64
Перепуск ВГ, δ_{EWG}=6 %	2,84	2,04	1,69	1,27
Комплексне керування ВГ, δ_{EGR}=15 %+δ_{EWG}=6 %	1,91	1,57	1,26	1,11

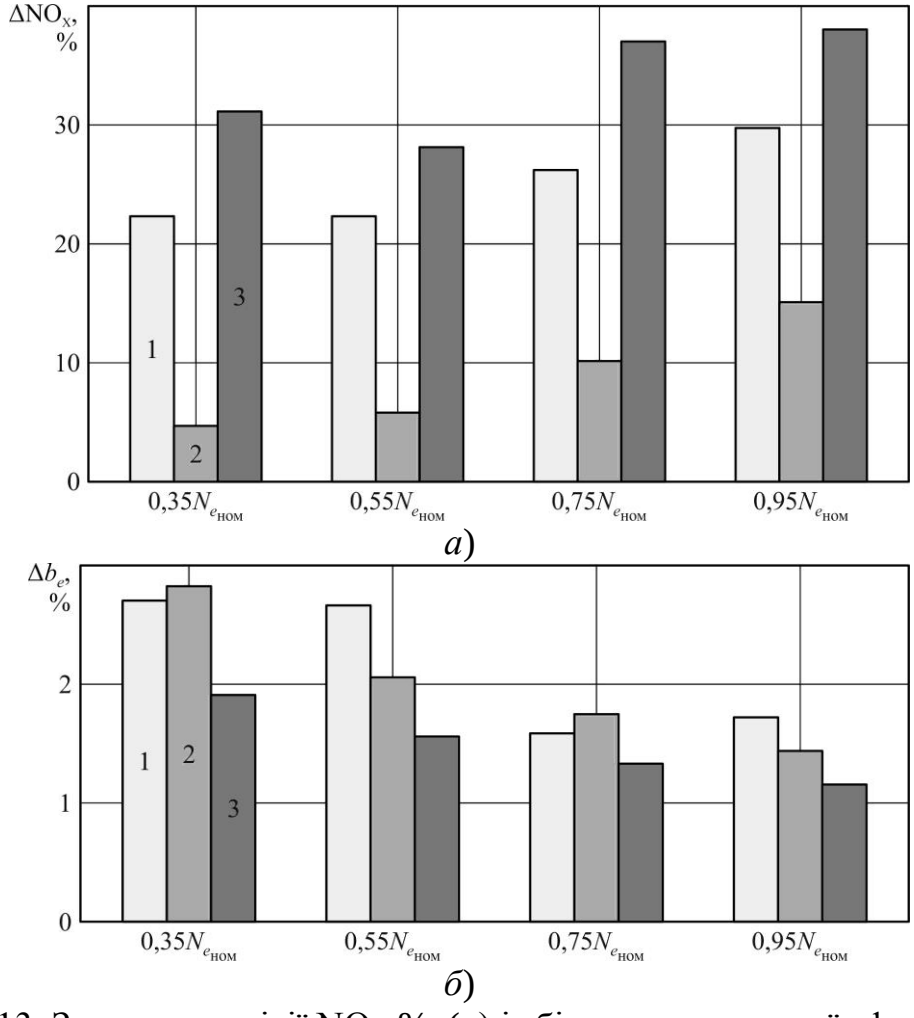


Рис. 5.13. Зниження емісії NO_X,%, (*а*) і збільшення питомої ефективної витрати палива b_e,%, (*б*) суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer під час різних способів керування випускними газами:

1 – δ_{EGR}=15 %; 2 – δ_{EWG}=6 %; 3 – δ_{EGR}=15 %+δ_{EWG}=6 %

5.3. Висновки за розділом 5

1. Розмаїття експлуатаційних режимів морського судна, які пов’язані з виконанням комерційних завдань з перевезення вантажу і пасажирів, а також постійної або тимчасової роботи суднового пропульсивного комплексу в особливих екологічних районах Світового океану, зумовлює адаптивне керування ВГ як способу, що забезпечує екологічні показники роботи ДВЗ річкового і морського транспорту. Для суднових багатомашинних дизельних енергетичних установок, що одночасно виконують функції головних і допоміжних двигунів, адаптивне керування ВГ (як засіб забезпечення екологічності морського судна) доцільно здійснювати шляхом комплексного використання системи рециркуляції і системи перепуску ВГ.

2. Конструкційне виконання сучасних ДВЗ дозволяє варіювати ступінь рециркуляції системи ВГ у діапазоні 0...21 %, ступінь перепуску ВГ – у діапазоні 0...10 %. Вибір оптимального ступеня рециркуляції/перепуску ВГ забезпечується виконанням наступних критеріїв:

• екологічного – як максимальне зниження (для конкретного експлуатаційного режиму) емісії оксидів азоту з ВГ;

• енергетичного – як мінімальне зниження ефективної потужності, що генерується ДВЗ і надається споживачеві (гребному гвинту з подальшим рухом судна або електричному генератору з подальшим її використанням у судновій електричній мережі);

• економічного – як мінімальне зростання витрати палива (віднесеної або до часу роботи і до потужності ДВЗ, або до пройденої судном відстані);

• термічного – як мінімальне підвищення теплової напруженості циліндрової групи і газовипускної системи ДВЗ.

3. Технології комплексного (адаптивного) керування ВГ суднових дизелів для забезпечення їх екологічних показників полягає в первинному

визначенні оптимального діапазону перепуску випускних газів і подальшому (з урахуванням цього діапазону) експериментальному вибору оптимального інтервалу рециркуляції ВГ. При цьому повинно забезпечуватися виконання екологічного, енергетичного, економічного і термічного критеріїв експлуатації дизеля.

4. Для суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer, конструкція і комплектація якого забезпечує комплексне керування ВГ, оптимальний експлуатаційний режим роботи системи перепуску ВГ визначається інтервалом 6...8 %, у діапазоні якого забезпечується:

• асимптотичне зниження емісії оксидів азоту (на 4,33...16,7 % порівняно з роботою без використання перепуску);

• асимптотичне зростання питомої витрати палива (на 1,0...2,4 % порівняно з роботою без використання перепуску);

• мінімальне підвищення теплової напруженості, що не перевищує граничні значення.

5. Оптимальний режим комплексного (адаптивного) керування ВГ суднового дизеля 16V32 фірми Wartsila-Sulzer забезпечується при 15 %-ій рециркуляції ВГ і 6 %-ому перепуску ВГ, для цих умов виконуються екологічний, енергетичний, економічний і термічний критерії експлуатації дизеля і забезпечується:

• зниження концентрації оксидів азоту у ВГ – на 31,37...38,23 %;

• підвищення питомої ефективної витрати палива – на 1,11...1,91 %;

• зниження теплової напруженості дизеля – на 8...12 % з гарантованою експлуатацією дизеля поза зоною гранично допустимих температурних навантажень.

ВИСНОВКИ

Дисертаційне дослідження спрямоване на розв’язання науково-прикладного завдання – підвищення екологічності морських суден визначанням оптимальних (з точку зору забезпечення максимального зниження емісії оксидів азоту та стабілізації досягнутого значення на рівні, відповідному вимогам, що висуваються міжнародними кваліфікаційними товариствами) режимів роботи систем керування ВГ при одночасному мінімальному зниженні енергетичних та економічних показників ДВЗ суден річкового та морського транспорту.

ДВЗ як найбільш розповсюджений тепловий двигун, що встановлюється на суднах річкового та морського транспорту та забезпечує його рух, функціювання суднового обладнання та механізмів, комфортні умові праці екіпажу та відпочинку пасажирів, не лише генерує механічну енергію, але також викидає у довкілля великі об’ємі випускних газів, до складу яких входять шкідливі речовини, насамперед оксиді азоту. Максимально можливий вміст оксидів азоту у ВГ суден річкового та морського транспорту повинен відповідати певним вимогам, перш за все – Додатку VI Конвенції МАРПОЛ. Однім із способів підвищення екологічності суден річкового та морського транспорту є керування випускними газами шляхом їх часткової рециркуляції або перепуску. Існуючі рекомендації з експлуатації подібних систем, а також поодинокі роботи з дослідження рециркуляції/перепуску на рівень емісії оксидів азоту з ВГ не визначали їх оптимальних режимів під час використання комплексного керування випускними газами.

Головним науковим результатом дисертаційної роботи є розробка режимів експлуатації комплексних систем керування випускними газами, що забезпечують зниження емісії оксидів азоту та гарантують стабілізацію та

підтримання екологічних показників морських суден відповідно до вимог міжнародних стандартів.

Основні наукові та практичні результати дисертаційного дослідження.

1. Використання технологій рециркуляції випускних газів сприяє підвищенню екологічності роботи суден річкового і морського транспорту, однак збільшення ступеня рециркуляції призводить до відхилень температурних, економічних і енергетичних показників роботи дизелів. Саме ці показники необхідно враховувати як граничні/обмежувальні параметри одночасно з підтриманням вимогаємого рівня емісії оксидів азоту з ВГ.

2. З рекомендованого фірмами-виробниками діапазону ступеня рециркуляції ВГ (що знаходиться в інтервалі 0...30 %) оптимальним (з точки зору забезпечення максимальної екологічності морського судна, при мінімальному зменшенні ефективної потужності, що є енергетичним показником, та мінімальному підвищенні питомої ефективної витрати палива, що є економічним показником, суднового дизеля) є інтервал 12,5...15,5 %, в якому підтримується надійне самозаймання палива і максимальне зниження емісії оксидів азоту.

3. Ефективність системи рециркуляції випускних газів визначається площею під кривою залежності $NO_X=f(\delta_{EGR})$, де NO_X – концентрація оксидів азоту в випускних газах, δ_{EGR} – ступінь рециркуляції. Збільшення цієї площі відповідає підвищенню екологічної ефективності морського судна, що відображається у максимальному зниженні емісії оксидів азоту з випускними газами.

4. Як додатковий способів забезпечення екологічності морського судна можливо використання керування випускними газами шляхом їх перепуску. З технічно можливого діапазону (який деякими фірмами-виробниками дизелів забезпечується в межах 0…10 % від загального об’єму газів) найбільш оптимальними (з точки зору ближчого до максимального зниження емісії оксидів азоту з одночасним мінімальним збільшенням витрати палива

та підтриманням теплової напруженості) є режими, на яких забезпечується 4…6 %-ий перепуск газів, при цьому досягається зниження емісії NO_X з випускними газами на 3,33…15,42 %. Найбільш доцільне використання керування ВГ шляхом їх перепуску на режимах 75…85 %-ого навантаження дизеля. Саме ці режими є найбільш тривалими порівняно з іншими експлуатаційними режимами суднових середньообертових дизелів під час їх використання як допоміжних двигунів на річковому та морському транспорті.

5. Під час вибору найбільш оптимального режиму керування ВГ шляхом їх перепуску необхідно виконувати комплексне оцінювання екологічних та економічних показників роботи дизеля. Незважаючи на збільшення питомої витрати палива і підвищення температури випускних газів, використання системи керування ВГ шляхом їх перепуску може бути рекомендовано в особливих районах Світового океану, коли переважаючим показником при експлуатації морських суден стають їхні екологічні параметри.

6. Технології комплексного (адаптивного) керування випускними газами суднових дизелів для забезпечення їх екологічних показників полягає в первинному визначенні оптимального діапазону перепуску випускних газів і подальшому (з урахуванням цього діапазону) експериментальному вибору оптимального інтервалу рециркуляції випускних газів. При цьому повинно забезпечуватися виконання екологічного, енергетичного, економічного і термічного критеріїв експлуатації дизеля.

7. Експериментально встановлено, що оптимальний режим комплексного (адаптивного) керування випускними газами судновий дизелів забезпечується при 15 %-й рециркуляції випускних газів і 6 %-ому перепуску випускних газів, для цих умов виконуються екологічний, енергетичний, економічний і термічний критерії експлуатації дизеля і забезпечується:

• зниження концентрації оксидів азоту у випускних газах – на 31,37...38,23 %;

• підвищення питомої ефективної витрати палива – на 1,11...1,91 %;

• зниження теплової напруженості дизеля – на 8...12 % з гарантованою експлуатацією дизеля поза зоною гранично допустимих температурних навантажень.

8. Наведені в дисертації теоретично обґрунтовані та експериментально підтверджені наукові результати мають суттєво практичне значення. Технологія визначення оптимального ступеню рециркуляції під час експлуатації системи рециркуляції низького тиску – на суднових дизелях 7UEC60LS фірми Mitsubishi Heavy Industries Ltd та 16V32 фірми Wartsila-Sulzer, що забезпечило 7,7…33,6 % зниження емісії оксидів азоту з випускними газами та сприяло збільшенню екологічної ефективності морського судна. Технологія визначення оптимального ступеню рециркуляції під час експлуатації системи рециркуляції високого тиску – на судновому дизелі 7S60MC фірми Kawasaki MAN-B&W, що сприяло зниженню викидів NO_X на 15...36 %. Технологія визначення оптимального режиму перепуску випускних газів суднових дизелів – на суднових дизелях 5L23/30H фірми MAN-B&W та KTA19 фірми Cummins, що сприяло 8…12 %-му зниженню емісії оксидів азоту та підвищенню стійкості окремих режимів роботи дизелів. Технологія визначення оптимального режиму під час комплексного керування випускними газами (що поєднає їх рециркуляцію та перепуск) – на спеціалізованому морському судні водотоннажністю 59580 тонн, що забезпечило майже 40 %-е зниження емісії оксидів азоту та сприяло підвищення екологічності морського судна, яке тривалий час експлуатується в особливих екологічних районах Світового океану;

Розроблений метод комплексного керування випускними газами дизелів є прикладом впровадження сучасних технології під час експлуатації суден річкового та морського транспорту.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Review of Maritime Transport 2019 // United Nations Conference on Trade and Development (UNCTAD/RMT/2019). – New York and Geneva, 2019. – 132 p.

2. Man's inhumanity to machines // MER, October 2019 – P. 42-47.

3. Diesel Directory // Marine Propulsion Perspective in association with MER. – 2020. – № 1. – P. 10-23.

4. Kuropyatnyk O. A. Selection of optimal operating modes of exhaust gas recirculation system for marine low-speed diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Materials of the International Conference "Process Management and Scientific Developments" (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 203-211. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52992.

5. Sagin S. V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // Modern Applied Science; Published by Canadian Center of Science and Education. – 2015. – Vol. 9. – № 5.– P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269.

6. Sagin S. V. Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specificarion / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication. – 2016. – Vol. 13. – Iss. 5. – P. 618-627. DOI: 10.3844/ajassp.2016.618.627.

7. Kuropyatnyk O. A. Reduction of NO_x emission in the exhaust gases of low-speed marine diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. – № 7-8 (July-August). – P. 37-42. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-37-42.

8. Богуславець М. М. Забруднення довкілля: чинники і показники екологічної безпеки нафтопереробного об'єкта / М. М. Богуславець, Л. І. Челядин, Д. Р. Крика // Екологічна безпека та збалансоване

ресурсокористування. – 2020. № 19(2). – С. 43-49. https://doi.org/10.31471/ 2415- 3184-2019-2(20)-43-49.

9. Тимченко І. В. Дослідження екологічних ризиків антропогенного навантаження на екологічні системи обмежених акваторій морських суднохідних каналів / І. В. Тимченко, В. С. Мотигіна // Збірник наукових праць Нац. ун-ту кораблебудування ім. адм. Макарова, 2017. – № 4. – С. 99-102. DOI 10.15589/jnn20170414.

10. Kondranenko O. M. Feature of determination of the efficiency of devices for improvement of ecological safety level of vehicles with reciprocating ice exploitation / O. M. Kondranenko, G. O. Chernobay, Yu. F. Dercach, S. A. Kovalenko // Двигуні внутрішнього згоряння, 2019. – № 2. – С. 36-44. DOI: 10.20998/0419-8719.2019.2.07.

11. Graziano B. On the Potential of Oxygenated Fuels as an Additional Degree of Freedom in the Mixture Formation in Direct Injection Diesel Engines / B. Graziano, F. Kremer, S. Pischinger, K. A. Heufer, H. Rohs // SAE International journal of fuels and lubricants. – 2015. – Vol. 8. – Iss. 1. – P. 62-79. DOI: 10.4271/2015-01-0890.

12. Кривенко Г. М. Аналіз викидів забруднюючих речовин в атмосферне повітря стаціонарними джерелами / Г. М. Кривенко, Л. В. Возняк, В. О. Зорін // Екологічна безпека та збалансоване ресурсокористування. – 2019. – № 1(19). – С. 85-93. https://doi.org/10.31471/2415-3184-2019-1(19)-85-93.

13. Balzani J. M. Field test of available methods to measure remotely SO_X and NO_X emissions from ships / J. M. Balzani, B. Alfoldy, J. Hjorth // Atmospheric measurement techniques. – 2014. – Vol. 7. – Iss. 8. – P. 2597-2613. DOI: 10.5194/amt-7-2597-2014.

14. Aithal S. M. Modeling of NO_x formation in diesel engines using finite-rate chemical kinetics / S. M. Aithal // Applied Energy. – 2010. – Vol. 87. – Iss. 7. – P. 2256-2265. DOI: 10.1016/j.apenergy.2010.01.011.

15. Куропятник А. А. Обеспечение экологических характеристик работы судовых дизелей / А. А. Куропятник // Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот : експлуатація і ремонт», 23.03.2017 – 24.03.2017. Частина 1. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія». – 2017. – С. 120-123.

16. Куропятник А. А. Снижение эмиссии оксидов азота судовых дизелей / А. А. Куропятник // Суднова енергетика: стан та проблеми : Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв : Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – 2017. – С. 63-69.

17. Kavtaradze R. Z. New alternative (partially homogeneous) combustion process as a method for reduction of concentrations of nitric oxides and soot in combustion products of diesel / R. Z. Kavtaradze, S. S. Sergeev // High Temperature. – 2014. – Vol. 52. – Iss. 2. – P. 282-296. DOI: 10.1134/ S0018151X14010106.

18. Кузнєцов С. І. Високотемпературна нейтралізація нітроген оксидів у вихлопних газах суднових двигунів / С. І. Кузнєцов, В. О. Малєєв, В. М. Безпальченко // Збірник наукових праць Нац. ун-ту кораблебудування ім. адм. Макарова, 2019. – № 2. – С. 73-77. doi.org/10.15589/znp2019.2(476).11.

19. Андрусенко С. Е. Вопросы снижения эмиссии NO_X в выхлопных газах судовых среднеоборотных дизелей (обзор статей Diesel Facts, 2010, № 4) / С. Е. Андрусенко, Ю. И. Матвеев // Вестник Астрахан. гос. тех. ун-ту. Сер. : Морская техника и технология. – 2012. – № 1. – С. 76-81.

20. Климова Е. В. Образование вредных веществ в выбросах судовых дизелей в процессе горения топливовоздушной смеси / Е. В. Климова // Вестник Астрахан. гос. тех. ун-та. Сер. : Морская техника и технология. – 2011. – № 2. – С. 98-104.

21. Куропятник А. А. Обеспечение уровня эмиссии оксидов азота судовых четырехтакных дизелей / А. А. Куропятник // Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт : Матеріали Міжнародної науково-технічної

конференції. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія», 2019. – С. 181-186.

22. Петров А. П. Экологическая безопасность. Ограничение выбросов серы судовыми энергетическими установками / А. П. Петров Г. Е. Живлюк / Вестник Гос. ун-та мор. и реч. флота им. адм. С. О. Макарова. – 2019. – Т. 11. – №. 1. – С. 130-145. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-1-130-145.

23. Канило П. М. Повышение канцерогенной безопасности транспортных двигателей внутреннего сгорания / П. М. Канило, А. П. Марченко, И. В. Парсаданов, А. П. Поливянчук // Двигуні внутрішнього згоряння. – 2016. – № 2. – 68-72. DOI: 10.20998/0419-8719.2016.1.11.

24. Латухов С. В. Проблемы экологической безопасности судоходства : [монография] / С. В. Латухов. – СПб. : Изд-во Гос. ун-та мор. и реч. флота им. адм. С. О. Макарова, 2015. – 160 с.

25. Wright A. A. Exhaust Emission from Combustion Machinery / A. A. Wright. – Published by IMarEST, London, 2009. – 244 c.

26. Kuropyatnyk O. A. Ensuring environmental performance indicators of marine diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31, 2019. Beijing, PRC. – P. 146-153. DOI. 10.34660/INF. 2019.15.36259.

27. Van T. G. Global impact of recent IMO regulation on marine fuel oil refining processes and ship emissions / T. C. Van, J. Ramirez, Z. Ristovski, R. J. Brown // Transportation Research Part D : Transport and Environment. – 2019. – Vol. 70. – P. 123-134. DOI: 10.1016/j.trd.2019.04.001.

28. Короткий Т. Р. Сборник резолюций Международной Морской Организации по предотвращению загрязнений морской среды / Т. Р. Короткий, Позолотин Л. А., Торский В. Г. – Одеса : Фенікс, 2012. – 250 с.

29. Латухов С. В. Технология обеспечения экологической безопасности судоходства : [монография] / С. В. Латухов. – СПб. : Изд-во Междунар. акад. наук экологии и безопасности. – 2019. – 156 с.

30. Про охорону навколишнього природного середовища : Закон України від 25 червня 1991 р. № 1264–XII. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/ 1264-12/conv/page (дата звернення: 05.10.2019).

31. Куропятник А. А. Обеспечение экологических показателей работы энергетических установок морских судов / А. А. Куропятник // Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт : Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія», 2020. – С. 108-112.

32. Koci P. Dynamics and selectivity of NO_X reduction in NO_X storage catalytic monolith / P. Koci, F. Plat, J. Stepanek, M. Kubicek, M. Marek // Catalysis Today. – 2008. – Vol. 137. – Iss. 2-4. – P. 253-260. DOI: 10.1016/ j.cattod.2007.11.023.

33. Hodjati S. NO_X sorption–desorption study: application to diesel and lean-burn exhaust gas (selective NO_X recirculation technique) / S. Hodjati, K. Vaezzadeh, C. Petit, V. Pitchon, A. Kiennemann // Catalysis Today. – 2000. – Vol. 59. – Iss. 3-4. – P. 323-334. doi.org/10.1016/S0920-5861(00)00298-4.

34. Yoo J. High-speed multiplexed spatiotemporally resolved measurements of exhaust gas recirculation dynamics in a multi-cylinder engine using laser absorption spectroscopy / J. Yoo, V. Prikhodko, J. E. Parks, W. P. Partridge, A. Perfetto, S. Geckler // Applied spectroscopy. – 2016. – Vol. 70. – Iss. 4. – P. 572-584. DOI: 10.1177/0003702816636802.

35. Miller Jothi N. K. LPG fueled diesel engine using diethyl ether with exhaust gas recirculation / N. K. Miller Jothi, G. Nagarajan, S. Renganarayanan // International Journal of Thermal Sciences. – 2008. – Vol. 47. – Iss. 4. – P. 450-457. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.06.012.

36. Sagin S. V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S. V. Sagin, O. A. Kuropyatnyk // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

37. Куропятник А. А. Обеспечение экологических параметров работы судовых дизелей // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті : Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції MINTT-2018, 29-31 травня 2018 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2018. – С. 325-328.

38. Иванченко А. А. Энергетическая эффективность судов и регламентация выбросов парниковых газов / А. А. Иванченко, А. П. Петров Г. Е. Живлюк / Вестник Гос. ун-та мор. и реч. флота им. адм. С. О. Макарова, 2015. – №. 3(31). – С. 103-112. DOI: 10.21821/2309-5180-2015-7-3-103-112.

39. Фролов С. Г. Уменьшение выбросов транспортных дизелей путем нейтрализации оксидов азота / С. Г. Фролов, А. Д. Росляков // Вестник Самарского гос. аэрокосм. ун-ту. – 2019. – № 3(19). – С. 138-142.

40. Ведрученко В. Р. Анализ путей образования вредных веществ в отработавших газах поршневых двигателей / В. Р. Ведрученко, А. Л. Иванов, В. А. Борисов, П. В. Литвинов // Омский научный вестник. Сер. : Электротехника. Энергетика. – 2017. –№ 4(154). – С. 36-39.

41. Kumar B. Rajesh. Partially premixed low temperature combustion using dimethyl carbonate (DMC) in a DI diesel engine for favorable smoke/NOx emissions / B. Rajesh. Kumar, S. Saravanan // Fuel. – 2016. – Vol. 180. – P. 396-406. DOI: 10.1016/j.fuel.2016.04.060.

42. Анфилатова Н. С. Образование оксидов азота из гемиоксида азота и быстрых оксидов азота в процессе горения углеводородных топлив / Н. С. Анфилатова, А. А. Анфилатов // Актуальные вопросы совершенствования технологии производства и переработки продуктов сельского хозяйства. – 2017. – № 17. – С. 307-311.

43. Скрябин М. Л. Результаты теоретических расчетов содержания оксидов азота в цилиндре дизеля / М. Л. Скрябин // Современная наука : актуальные проблемы и пути решения. – 2015. – № 6(19). – С. 51-54.

44. Серажутдинов О. В. Технологии снижения оксидов азота в отработавших газах судовых дизелей / О. В. Серажутдинов, В. А. Чистяков // Морские интеллектуальные технологии. – 2015. – ; 4-1(30). – С. 23-28.

45. Куропятнік О. А. Дослідження режимів перепуску випускних газів суднових дизелів / О. А. Куропятнік // Суднова енергетика: стан та проблеми : Матеріали X Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв : Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – 2019. – С. 73-79.

46. Парсаданов І. В. Підвищення екологічності дизелів шляхом внутрішньоциліндрової нейтралізації токсичних речовин відпрацьованих газів / І. В. Парсаданов, М. Д. Сахненко, В. О. Хижняк, Г. В. Каракуркчі // Двигуні внутрішнього згоряння, 2016. – № 2. – 63-67. DOI: 10.20998/0419-8719.2016.2.12.

47. Li T. Effect of wo-stage injection on unburned hydrocarbon and carbon monoxide emissions from ultra-high EGR low temperature diesel combustion / T. Li, M. Susuki, H. Ogawa // Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu. – 2010. – Vol. 766. – Iss. 76. – P. 1004-1009.

48. Lee K. Generating efficiency and NO_X emissions of a gas engine generator fueled with a biogas-hydrogen blend and using an exhaust gas recirculation system / K. Lee, T. Kim, H. Cha, S. Song, K. M. Chun // International Journal of Hydrogen Energy. – 2010. – Vol. 35. – Iss. 11. – P. 5723-5730. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2010.03.076.

49. Козлов А. В. Анализ процесса сгорания и образования оксидов азота при работе дизеля на дизельном и биодизельном топливах / А. В. Козлов, А. С. Теренченко // Труды Науч.-исслед. автомоб.-автомот. ин-та. – 2010. – № 243. – С. 87-99.

50. Куропятник А. А. Диагностирование экологических показателей работы судовых дизелей / А. А. Куропятник // Матеріали II Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету (MPP&O-2020 – Marine Power Plants and Operation), квітень 2020. – Одеса : Одеський національний морський університет. – С. 220-227.

51. Полив'янчук А. П. Концептуальні основи створення універсальних систем контролю викидів твердих частинок з відпрацьованими газами дизелів / А. П. Полив'янчук, І. В. Парсаданов, О. І. Каслін, О. О. Скурідіна // Двигуні внутрішнього згоряння. – 2018. – № 1. – С. 56-62. DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.10.

52. Шевченко В. А. Способ верификации функциональных алгоритмов системы управления многоагрегатной судовой электрической станцией / В. А. Шевченко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2015. – № 1 (12). – С. 296-301.

53. Живлюк Г. Е. Особенности развития экологически безопасных современных дизельных энергетических установок / Г. Е. Живлюк, А. П. Петров / Вестник Гос. ун-та мор. и реч. флота им. адм. С. О. Макарова, 2017. – Т. 9. – №. 3. – С. 581-596. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-3-581-596.

54. Лєвтєров В. М. Моторне дослідження впливу мікродомішок водню на показники токсичності малолітражного дизеля / В. М. Лєвтєров, В. М. Бганцев // Двигуні внутрішнього згоряння, 2019. – № 1. – С. 46-49. DOI: 10.20998/0419-8719.2019.1.08.

55. Лиханов В. А. Влияние применения природного газа и рециркуляции отработавших газов, метаноло- и этаноло-топливных эмульсий на содержание токсичных компонентов в отработавших газах / В. А. Лиханов, О. П. Лопатин // Транспорт на альтернативном топливе. – 2015. – № 4(46). – С. 42-47.

56. Ткач М. Р. Підвищення ефективності ДВЗ малотоннажних суден застосуванням добавок синтез-газу / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевський, О. С. Митрофанов, А. С. Познанський, А. Ю. Проскурін // Двигуні внутрішнього згоряння, 2018. – № 2. – С. 3-6. DOI: 10.20998/0419-8719.2018.2.01.

57. Kuleshov A. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NOx Formation Model / A. Kuleshov, L. Grekhov // SAE technical papers. – 2013. – Vol. 2. – P. 1-16. DOI: 10.4271/2013-01-0882.

58. Белоусов Е. В. Влияние на рабочий процесс среднеоборотного судового дизеля путем впрыскивания воды в рабочий цилиндр / Е. В. Белоусов, М. С. Агеев, В. И. Свиридов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 40-43.

59. Голиков В. А. Новые тенденции в экологичности судовых энергетических установок / В. А. Голиков // Судовые энергетические установки : науч.-тех. сб. – 2011. – Вып. 27. – С. 4-9.

60. Мищенко А. В. Термический метод нейтрализации оксидов азота / А. В. Мищенко, С. И. Кузнецов // Вісник Херсонського національного технічного університету, 2018. – № 2(65). – С. 35-40.

61. Літвінова М. Б. Рекуперація енергії двигуна внутрішнього згоряння / М. Б. Літвінова, С. Р. Сєліверстова, О. Д. Штанько // Науковий вісник Херсонської державної морської академії, 2015. – № 2 (13). – С. 195-202.

62. Гаврилов П. Методы снижения токсичности отработавших газов дизеля / П. Гаврилов, Р. Ю. Зарипов, А. Д. Карку, Т. М. Серикпаев // Наука и техника Казахстана. – 2019. – № 1. – С. 75-85.

63. Sagin S. V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication. – 2016. – Vol. 13. – Iss. 2. – P. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.

64. Рахматов Р. И. Тенденции развития систем обработки газов для дизельного двигателея / Р. И. Рахматов // Современные проблемы теории машин. – 2014. – № 2. – С. 141-145.

65. Aneggi E. Diesel soot combustion activity of ceria promoted with alkali metals / E. Aneggi, C. de Leitenburg, A. Trovarelli // Catalysis Today. –2008. – Vol. 136. – Iss. 1-2. – P. 3-10. DOI:org/10.1016/j.cattod.2008.01.002.

66. Sagin S. V. The investigations of the influence of ultrasonic fuel processing on sulfur wear of details in cylinder group of marine diesel engines / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // European Science and Technology : material of the XVI international research and practice conference, Munich, March 14th – 15th, 2017 / publishing office Vela Verlag Waldkraiburg – Munich – Germany. – 2017. – P. 61-74.

67. Горбов В. М. Сравнительная оценка способов повышения эколого-энергетической эффективности судов / В. М. Горбов, В. С. Митенкова // Науковий вісник Херсонської державної морської академії, 2016. – № 2 (15). – С. 98-107.

68. Кондратенко А. Н. Концепция оценки эффективности управления экологической безопасностью процесса эксплуатации энергетических установок с поршневым ДВС / А. Н. Кондратенко // Двигуні внутрішнього згоряння, 2016. – № 2. – 68-72. DOI: 10.20998/0419-8719.2016.2.13.

69. Kuropyatnyk O. A. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines / O. A. Kuropyatnyk, S. V. Sagin // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1-9. https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1.

70. Кухаренок Г. М. Влияние параметров топливоподачи и рециркуляции отработавших газов на выбросы вредных веществ дизельных двигателей / Г. М. Кухаренок, В. И. Березун // Автомобильный транспорт. – 2018. – Вып. 42. – С. 5-11.

71. Габдрахманов И. Р. Применение пластинчатых теплообменных аппаратов с поверхностными интенсификаторами теплоотдачи в системах «EGR» для улучшения экологических характеристик двигателей внутреннего сгорания / И. Р. Габдрахманов, А. В. Щелчков, И. А. Попов, С. А. Исаев // Вестник Казанского технологического университета. – 2015. – Т. 18. – № 5. – С. 205-208.

72. Nova I. Mechanistic aspects of the reduction of stored NOx over Pt–Ba/Al_2O_3 lean NO_X trap systems / I. Nova, L. Lietti, P. Forzatti // Catalysis Today. –2008. – Vol. 136. – Iss. 1-2. – P. 128-135. DOI:org/10.1016/j.cattod.2008.01.006.

73. Diesel Directory // Marine Propulsion Perspective in association with MER. – 2018. – № 3. – P. 7-21.

74. Патров Ф. В. Снижение концентрации оксидов азота в отработавших газах судовых дизелей при использовании водотопливных эмульсий / Ф. В. Патров, О. С. Вахромеев // Вестник Астрахан. гос. тех. ун-та. Сер. : Морская техника и технология. – 2010. – № 1. – С. 141-146.

75. Zablotsky Yu. V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology, Published by Indian Society of Education and Environment. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

76. Перспективные системы впрыска топлива для снижения выбросов NO_X судовых дизелей (материалы конгресса CIMAC 2013) / Пер. Г. Мельника // СПб. : Двигателестроение. – 2014. – № 3. – С. 44-56.

77. Хайруллин А. Х. Снижение выхлопа оксидов азота транспортного дизеля за счет применения рециркуляции отработавших газов / В. М. Хайруллин, В. М. Гуреев, А. В. Гордеев, А. В. Петров // Вестник Казан. гос. тех. ун-та им. А. Н. Туполева. – 2015. – № 1. – С. 68-72.

78. Химич С. В. Практическая эффективность работы каталитической системы нейтрализации дымовых газов типа «SCR» / С. В. Химич,

С. В. Булгаков // Ученые заметки Тихоокеанского гос. ун-та. – 2020. – Т. 11. – № 2. – С. 141-145.

79. Chen C. Selective catalytic reduction of nitrogen oxides with methanol over the (Cobalt-Molybdenum)/Alumina dual catalysts under the diesel methanol dual fuel conditions / C. Chen, A. Yao, C. Yao, H. Wang, M. Liu, Z. Li // Chemical engineering science. – 2020. – Vol. 211. – P. 115320. DOI: 10.1016/j.ces.2019. 115320.

80. Сагин С. В. Способы снижения эмиссии NO_X судовых дизелей, находящихся в эксплуатации / С. В. Сагин, Р. В. Перунов // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 54-60.

81. Кульчицкий А. Р. Улучшение экологических характеристик дизелей применением водотопливных эмульсий / А. Р. Кульчицкий, А. М. А. Аттия, А. Н. Гоц // Фундаментальные исследования. – 2013. – № 13. – С. 1419-1422.

82. Туркин А. В. Обоснование методов снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами судовых дизелей / А. В. Туркин, Е. И. Кулекина, В. А. Туркин // Эксплуатация морского транспорта. – 2016. – № 5(81). – С. 116-125.

83. First Humid Air Motor Makes Waves in Fishing Industry // Diesel facts. A Technical Customer Magazine of MAN Diesel & Turbo. – 2010. – N 4. – P. 8.

84. Zhao Y. Effect of EGR exhaust gas component on oxidation activity of particle from diesel engine / Y. Zhao, M. Li, G. Xu, Q. Chen, Z. Wang // Nongye Congcheng Xuebao. – 2016. – Vol. 32. – Iss. 23. – P. 58-63. DOI: 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.23.008.

85. Ajayi O. O. Effect of exhaust gas recirculation (EGR) contamination of diesel engine oil on wear / O. O. Ajayi, G. R. Fenske, I. L. Goldblatt, S. Aldajah // Wear. – 2007. – Vol. 263. – Iss. 1-6. – P. 93-98. DOI: 10.1016/j.wear.2006.12.055.

86. Lee H. Fault Diagnosis of Exhaust Gas Recirculation and Variable Geometry Turbocharger Systems in a Passenger Car Diesel Engine Based on a

Sliding Mode Observer for Air System States Estimation / H. Lee, M. Sunwoo, J. Lee // Journal of dynamic systems, measurement and control, transactions of the ASME. – 2014. – Vol. 136. – Iss. 3. – P. 03-016. DOI: 10.1115/1.4026131.

87. Ванин В. К. Проблема загрязнения теплообменников охлаждения рециркулирующих газов и пути ее решения / В. К. Ванин, П. А. Щеглов // Труды Науч.-исслед. автомоб.-автомот. ин-та. – 2014. – № 258. – С. 177-185.

88. Ruan G., Zhang Z., Wang Q. Exhaust gas recirculation control based on artificial neural network // International journal of advancements in computing technology. – 2012. – Vol. 4. – Iss. 19. – P. 131-138. DOI: 10.4156/ijact.vol4.issue 19.17.

89. Xu F. External EGR combined with EGR for high load extension on a gasoline HCCI engine / F. Xu, Z. Wang, D. B. Yang, J. X. Wang // Neiranji Gongcheng. – 2010. – Vol. 31. – Iss. 4. – P. 6-10.

90. Ji W. Numeral study on NOx and ISFC CO-optimization for a low-speed two-stroke engine via Miller cycle, EGR, intake air humididification, and injection strategy implementation / W. Ji, A. Li, X. Lu, Z. Huang, L. Zhu // Applied Thermal Engineering. – 2019. – Vol. 153. – P. 398-408. DOI. 10.1016/j.applthermalend.2019.03.035.

91. Сагин С. В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судовых дизелей / С. В. Сагин, Ю. В. Заблоцкий, Р. В. Перунов // Проблеми техніки : наук.-виробн. журнал. – 2012 . – № 3. – Одеса: ОНМУ. – С. 84-103.

92. Сагин С. В. Использование топливных присадок в судовых дизелях / С. В. Сагин, Ю. В. Заблоцкий // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса : ОНМА. – С. 180-186.

93. Мельник В. М. Ефективність використання альтернативного палива на дизельних двигунах / В. М. Мельник // Екологічна безпека та збалансоване ресурсокористування. – 2019. – № 1(17). – С. 91-99. https://doi.org/10.31471/2415-3184-2019-1(17)-91-99.

94. Manieniyan V. Wear element analysis using neural networks of a DI diesel engine using biodiesel with exhaust gas recirculation / V. Manieniyan, G. Vinodhini, R. Senthilkumar, S. Sivapkarasam // Energy. – 2016. – Vol. 114. – P. 603-612. DOI: 10.1016/j.energy.2016.08.040.

95. Лиханов В. А. Рабочий процесс дизеля на природном газе с рециркуляцией / В. А. Лиханов, О. П. Лопатин // Вестник транспорта Поволжья. – 2017. – № 2(62). – С. 105-112.

96. Печеницина Н. А. Снижение токсичности выхлопных газов за счет процессов каталитической нейтрализации / Н. А. Печеницина, Р. Б. Рашевский, Е. С. Ширинкина // Вестник Пермского нац. исслед. политех. ун-та. Сер. : Прикладная экология. – 2014. – № 4(16). – С. 27-36.

97. Демидов А. А. Контроль концентрации аммиака в системах селективного восстановления оксидов азота дизелей / А. А. Демидов, Г. Г. Надарейшвили, А. Ю. Титченко // Механика машин, механизмов, материалов. – 2015. – № 3(32). – С. 42-46.

98. Кривошапов С. І. Нормування витрат рідини для нейтралізації викидів оксидів азоту у відпрацьованих газів автомобіля (розчину сечовини) / С. І. Кривошапов // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – 2018. – Вип. 62. – С. 148-151.

99. Schallhart V. Effect of spray-exhaust gas interactions on ammonia generation in SCR mixing section / V. Schallhart, L. Moeltner // SAE international journal of fuels and lubricants. – 2018. – Vol. 11. – Iss. 2. – P. 181-200. DOI: 10.4271/04-11-02-0009.

100. Новиков Л. А. Оценка дополнительных затрат судовладельцев при использовании SCR-технологии на судах / Л. А. Новиков, В. С. Корчинский // Двигателестроение. – 2016. – № 3(265). – С. 23-31.

101. Кринецкий И. И. Основы научных исследований / И. И. Кринецкий. – К.-Одесса : Вища школа, 1981. – 208 с.

102. Коробов В. Б. Теория и практика экспертных методов : [монография] / В. Б. Коробов. – М. : Инфра-М, 2016. – 284 с.

103. Данелян Т. Я. Формальные методы экспертных оценок / Т. Я. Данелян // Прикладная информатика : Сер. Экономика, Статистика и Информатика. – 2015. – № 1. – С. 183-187.

104. Чабан Н. І. Аналіз сучасного стану і тенденцій розвитку способів визначення ресурсу обладнання довготривалої експлуатації / Н. І. Чабан, В. Д. Миндюк // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2017. – №2(43). – С. 11-18.

105. Pistun Y. Mathematical models of throttle elements of gas-hydrodynamic measuring transducers / Y. Pistun, H. Matiko, H. Krykh // Energy Engineering and Control Systems. – 2019. – Vol. 5. – № 2. – P. 94-107. https://doi.org/10.23939/jeecs2019.02.094.

106. Вамболь С. А. Методологический подход к построению системы управления экологической безопасностью эксплуатации энергетических установок / С. А. Вамболь, А. П. Строков, В. В. Вамболь, А. Н. Кондратенко // Двигатели внутреннего сгорания, 2015. – № 1. – 48-52.

107. Голиков В. А. Управление процессов фильтрации продуктов сгорания на судовых энергетических установках / В. А. Голиков , М. В. Голубев // Доклады международной конференции Modern problems and ways of their solution in science, transport, production and education 2013. SWorld, 18-29 June 2013. http://www.sworld.com.ua/index.php/ru/conference/the-content-of-conferences/archives-of-individual-conferences/june-2013.

108. Голубев М. В. Автоматизация судовой системы очистки дымовых газов / М. В. Голубев // Электротехнические и компьютерные системы. – 2013. – № 10 (86). – С. 74-79.

109. Солодовніков В. Г. Поліпшення експлуатаційних показників суднових дизелів шляхом кавітаційної обробки палива / В. Г. Солодовніков // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту. – 2020. – Вип. 2(59). – С. 88-98.

110. Антонов А. В. Системный анализ: учебник для вузов / А. В. Антонов. – М. : Высшая школа, 2004. – 454 с.

111. Неменко А. В. Прикладные вопросы оценки технического состояния судовых механических систем : [монография] / А. В. Неменко, М. М. Никитин. – М. : Вузовский учебник, 2017. – 176 с.

112. Колесников А. А. Синергетические методы управления сложными системами. Теория системного анализа / А. А. Колесников. – М. : Либроком, 2019. – 240 с.

113. Dhyani V. Control of backfire and NO_X emission reduction in a hydrogen fueled mylti-cylinder spark ignition engine using cooled EGR and water injection strategies / V. Dhyani, K. A. Subramanian // International journal of hydrogen energy. – 2019. – Vol. 44. – Iss. 12. – P. 6287-6298. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2019.01.129.

114. Yasin M. H. M. Study of a diesel engine performance with exhaust gas recirculation (EGR) system fuelled with palm biodiesel / M. H. M. Yasin, R. Mamat, A. F. Yusop // "1st International Conference on Energy and Power, ICEP 2016", Melbourne, 14-16 of December 2016. – 2017. – P. 26-31. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.03.100.

115. Гусаков С. В. Влияние низко- и высокотемпературной рециркуляции отработавших газов на рабочий процесс двигателя внутреннего сгорания / С. В. Гусаков, П. Р. Вальехо Мальдонадо, А. М. Довольнов // Вестник Росс. ун-та дружбы народов. Сер. : Инженерные исследования. – 2008. – № 2. – С. 80-84.

116. Горб С. И. Программное обеспечение для управления активами на судах / С. И. Горб, А. С. Горб // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сб. – 2018. – Вып. 24. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 34-48.

117. Kotman P. Flatness-based feedforward control of a two-stage turbocharged diesel air system with EGR / P. Kotman, M. Bitzer, A. Kugi // 2010

IEEE International conference on control application, CCA 2010 Yokohama, 08-10 of September 2010. – P. 979-984. DOI: 10.1109/CCA.2010.5611065.

118. Живлюк Г. Е. Техническое обеспечение для соответствия судовых энергетических установок новым требованиям 2021 г. по выбросам оксидов азота / Г. Е. Живлюк, А. П. Петров / Вестник Гос. ун-та мор. и реч. флота им. адм. С. О. Макарова, 2020. – Т. 12. – №. 1. – С. 122-138. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-1-122-138.

119. Кухаренок Г. М. Выбор параметров системы рециркуляции отработавших газов / Г. М. Кухаренок, В. И. Березун // Наука и техника. – 2014. – № 1. – С. 57-63.

120. Gureev V. M. Influence of exhaust gas recirculation on technical, economic, and environmental performance of high-uprated diesel aircraft engine / V. M. Gureev, A. K. Khairullin, F. A. Varlamov, I. F. Gumerov, R. K. Khafizov // Russian aeronautics. – 2016. – Vol. 59. – Iss. 4. – P. 554-558. DOI: 10.3103/S1068799816040188.

121. Атласов Р. Ю. Снижение токсичности отработавших газов оптимизацией режимов эксплуатации судового дизеля / Р. Ю. Атласов, В. А. Туркин // Эксплуатация морского транспорта. – 2016. – № 5(81). – С. 111-116.

122. Суслов Д. Ю. Модели турбулизации потока при численном моделировании / Д. Ю. Суслов, Б. Ф. Подпоринов, Д. О. Темников // Эпоха науки. – 2017. – № 11. – С. 123-128. DOI 10.1555/2409-3203-2017-0-11-123-128.

123. Кавтарадзе Р. З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород / Р. З. Кавтарадзе. – М. : Изд-во Моск. гос. техн. ун-ту им. Н. Э. Баумана, 2011. – 240 с.

124. Иващенко Н. А. Метод расчета локальных концентраций оксидов азота в поршневых двигателях с внутренним смесеобразованием на основе многозонной модели / Н. А. Иващенко, Р. З. Кавтарадзе, А. С. Голосов,

З. Р. Кавтарадзе, А. А. Скрипник // Вестник Моск. гос. техн. ун-ту им. Н. Э. Баумана. Сер. : Машиностроение. – 2004. – № 1. – С. 43-59.

125. Boehman A. L. Combustion on Syngas in Internal Combustion Engines // Combustion Science and Technology. – 2008. – № 6(180). – P. 1193-1206.

126. Kuropyatnyk O. A. Reducing the emission of nitrogen oxides from marine diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration January 25, 2020. Part 2. Beijing, PRC. – P. 154-160. DOI. 10.34660/INF. 2020.24.53689.

127. Моделирование горения и образование токсичных веществ в двигателях внутреннего сгорания с воспламенением от сжатия / С. М. Фролов, В. Я. Басевич, А. А. Беляев, А. Н. Гоц // РАН : Химическая физика. – 2004. – № 8. – С. 50-57.

128. Чесноков С. А. Химический турбулентный теплообмен в ДВС : 2-е изд. / С. А. Чесноков, С. А. Потапов // Тула : Изд-во Тульск. гос. ун-ту, 2009. – 500 с.

129. Kleinchmidt W. Einflussparameter auf den Wirkungsgrad und auf die NO-Emission von Aufgeladenen Dieselmotoren / W. Kleinchmidt // 4 Aufladetechnische Konferenz : VDI Bericht. Dusseldorf, 1991. – № 910. – 28 s.

130. Pischinger R. Thermodinamik der Verbrennungskraftmaschine – 2 uberarbeitete Auflage. Wien – New York : Springer-Verlag, 2002. – 476 s.

131. Лушпа А. И. Основы химической термодинамики и кинетики химических реакций / А. И. Лушпа. – М. : Машиностроение, 1981. – 240 с.

132. Verbrennungmotoren. Simulation der Verbrennubg und Schadstoffbildung / G. Merker, Ch. Schwarz, G. Stiesch, F. Otto. 3. Auflage. Stuttgart, Leipzig, Wiesbaden : Teubner-Verlag, 2006. – 412 s.

133. Обозов А. А. Расчет характеристик тепловыделения по заданному закону подачи топлива и проверка математической модели на дизельном двигателе / А. А. Обозов, М. А. Новиков, Е. В. Дмитриевский // – Вестник

Брянск. гос. тех. ун-та. – 2019. – № 5 (78). – С. 65-71. DOI: 10.30987/article_5cda64cebb6ba2.01228392.

134. Погрибный В. Б. Численное решение уравнений Навье-Стокса методом конечных объемов на структурированной сетке с гибкими границами // Вісник Херсонського національного технічного університету, 2014. – № 3(50). – С. 413-417.

135. Кривий М. О. Математична модель мастильного шару в парах ковзання в суднових енергетичних установках / М. О. Кривий, С. В. Сагін // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференцій «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика» 05.11.2019 –06.11-2019 р. Одеса, НУ «ОМА». – С. 144-148. dx.doi.org/10.31653/2706-7874.

136. Аппазов Е. С. Моделювання гідродинамічних та теплових процесів при передпусковій підготовці автомобільних двигунів / Е. С. Аппазов, О. І. Клюєв, С. А. Русанов // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2014. – № 1 (10). – С. 132-137.

137. Минитаева А. М. Исследование математических моделей по снижению токсичных выбросов отработавших газов как метод эффективных и недорогих средств / А. М. Минитаева // Ученые записки. – 2013. – № 5. – Т. 2. – С. 44-50.

138. Кавтарадзе Р. З. Влияние частичной гомогенизации процесса сгорания на экологические показатели дизеля / Р. З. Кавтарадзе, И. А. Зиновьев // Вестник Моск. гос. техн. ун-ту им. Н. Э. Баумана : сер. Машиностроение. – 2016. – № 4. – С. 113–127. DOI: 10.18698/0236-3941-2016-4-113-127.

139. Клюквин А. Д. Анализ влияния зависимости теплофизических свойств воздуха от температуры на точность расчета параметров турбулентных течений при различных видах осреднения уравнений Навье-Стокса / А. Д. Клюквин // Наука и образование : научное издание Моск. гос.

тех. ун-ту им. Н. Э. Баумана : электрон. журнал. – 2014. – № 8. – С. 256-267. DOI: 10.7463/0814.0725648.

140. Hong J. Coherent structures and associated subgrid-scale energy transfer in a rough-wall turbulent channel flow / J. Hong, O. Katz, C. Meneveau, M. P. Schultz // Journal of Fluid Mechanics. – 2012. – Vol. 712. – P. 92-128. DOI: 10.1017/jfm.2012.403.

141. Джус А. П. Використання імітаційного моделювання для дослідження процесів заповнення суден CNG / А. П. Джус, О. М.Сусак // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 2/3(68). – С. 4-9.

142. Амброжевич М. В. Аналітичне визначення питомої ізобарної теплоємності компонент повітря та продуктів згоряння з урахуванням впливa тиску і ефекту дисоціації / М. В. Амброжевич, М. А. Шевченко // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2019. – № 1. – С. 4-17. DOI: https:// doi.org/10.32620/aktt.2019.1.01.

143. Єриганов О. В. Інваріантність положення точки максимальної швидкості зміни тиску стискання / О. В. Єриганов, Р. А. Варбанець // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2017. – № 1. – С. 24-28.

144. Кавтарадзе Р. З. Моделирование локального теплообмена в камере сгорания водородного дизеля / Р. З. Кавтарадзе, Т. М. Натриашвили, М. Г. Глонти, В. Ичунь, Г. Ж. Сахвадзе // Вестник машиностроения. – 2019. – № 7. – С. 31-36.

145. Иванова А. В. Моделирование газодинамики каталитических процессов очистки отходящих газов / А. В. Иванова, И. И. Митричева, А. В. Женса, Э. М. Кольцова // Успехи в химии и химической технологии. – 2016. – Т. XXX. – № 4. –С. 45-47.

146. Polovinka E. M. Modelling of processes of nitrogen oxides formation in cylinders of diesel engines / E. M. Polovinka // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2019. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 254-273.

147. Аболешкин С. Е. Моделирование образования окислов азота в цилиндре дизеля / С. Е. Аболешкин, В. О. Калюжный // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2011. – Вып. 28. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 120-128.

148. Горб С. И. Оптимизация режимов экономического хода главного двигателя / С. И. Горб // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 17-34. DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-17-34.

149. Варбанець Р. А. Застосування методу безградієнтной оптимізації при синхронізації даних моніторингу робочого процесу суднових дизелів / Р. А. Варбанець, Ю. М. Кучеренко, Є. І. Жолтіков, В. О. Маулевіч, І. П. Кріжановська // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2019. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 40-54.

150. Максименко Ю. Н. Многокомпонентные газоанализаторы / Ю. Н. Максименко // Вісник Нац. тех. ун-ту України «Київський політехнічний інститут». Сер. : Приладобудування. – 2005. – № 30. – С. 54-61.

151. Козинцев В. И. Определение концентраций газов в сложных многокомпонентных смесях методом Байесовских оценок / В. И. Козинцев, Г. Иден, М. Л. Белов // Вестник Моск. гос. техн. ун-та им. Н. Э. Баумана. Сер. Приборостроение. – 2009. – № 4. – С. 3-11.

152. Городничев В. А. Сравнительный анализ устойчивых к выбросам сигнала методов определения количественного состава многокомпонентных газовых смесей / В. А. Городничев, Т. К. Антонюк, М. Л. Белов, В. В. Назаров // Наука и образование. Моск. гос. техн. ун-т им. Н. Э. Баумана. – 2015. – № 07. – С. 185-197. DOI: 10.7463/0715.0786087.

153. Троц А. А. Реалізація методу контролю технологічних газових середовищ / А. А. Троц // Вісник Нац. тех. ун-ту України «Київський політехнічний інститут». Сер. : Приладобудування. – 2015. – № 50(2). – С. 69-74.

154. Городничев В. А. Лазерный оптико-акустический анализ сложных газовых смесей / В. А. Городничев, М. Л. Белов, Ю. В. Федотов, Л. Н. Еременко // Вестник Моск. гос. техн. ун-та им. Н. Э. Баумана. Сер. Приборостроение. – 2015. – № 4. – С. 34-48.

155. Яремчук В. Ф. Волоконно-оптичний газоаналізатор / В. Ф. Яремчук, Н. С. Кравчук, С. М. Смішний / Оптико-електронні інформаційно-енергетичні технології. – 2010. – № 2 (20). – С 231-234.

156. Zosyk O. M. Mathematical modelling of metamaterials and analysis of their optical properties / O. M. Zosyk // Вісник Нац. тех. ун-ту України «Київський політехнічний інститут». Сер. : Приладобудування. – 2014. – № 48(2). – С. 112-118.

157. Лыков А. Г. Исследование влияния ширины спектра излучения источника на чувствительность измерительных каналов газоанализаторов выхлопных газов автомобильного транспорта / А. Г. Лыков, Н. П. Косарев // Наукові праці Донецьк. нац. техн. ун-ту. Сер. : Обчислювальна техніка та автоматизація. – 2014. – № 1(26). – С. 218-225.

158. Yatsenko I. V. Improvement of metrological specification of impulse laser rangefinders by finishing electron ray processing of their optical elements / I. V. Yatsenko, V. S. Antoniyk, V. I. Hordienko, O. V. Kyrychenko, V. V. Kholin // Вісник Нац. тех. ун-ту України «Київський політехнічний інститут». Сер. : Приладобудування. – 2016. – № 52(2). – С. 52-58.

159. Yoo J. High-speed multiplexed spatiotemporally resolved measurements of exhaust gas recirculation dynamics in a multi-cylinder engine using laser absorption spectroscopy / J. Yoo, V. Prikhodko, J. E. Parks, W. P. Partridge, A. Perfetto, S. Geckler // Applied spectroscopy. – 2016. – Vol. 70. – Iss. 4. – P. 572-584. DOI: 10.1177/0003702816636802.

160. Кричмар С. И. Газовый сенсор для обнаружения оксидов азота / С. И. Кричмар, В. М. Безпальченко // Вісник Херсонського національного технічного університету, 2011. – № 1(40). – С. 22-25.

161. Кондратьев Е. Г. Методика инженерного расчета термокондуктометрического газоанализатора / Е. Г. Кондратьев, Н. Л. Васильева, Н. Л. Позен, М. А. Приступа // Вісник Нац. тех. ун-ту України «Київський політехнічний інститут». Сер. : Приладобудування. – 2005. – № 30. – С. 67-74.

162. Міхеєва І. Л. Особливості побудови електрохімічного газоаналізатора оксиду вуглецю в атмосферному повітрі / І. Л. Міхеєва, О. А. Дашковський, В. Я. Грабар // Вісник Нац. тех. ун-ту України «Київський політехнічний інститут». Сер. : Приладобудування. – 2010. – № 39. – С. 71-75.

163. Суворов С. В. Особенности обработки сигналов в абсорбционном газоанализаторе при измерении малых концентраций / С. В. Суворов // Вестник Моск. гос. техн. ун-та им. Н. Э. Баумана. Сер. : Приборостроение. – 2015. – № 1. – С. 3-11.

164. Osipov K. Y. Design and modeling of a photoacoustic gas analyzer with a thermal source for carbon isotope ratio analysis / K. Y. Osipov, V. A. Kapitanov, Y. N. Ponomarev, A. I. Karapuzikov // Atmospheric and oceanic optics. – 2015. – Vol. 28. – Iss. 5. – P. 481-486. DOI: 10.1134/S1024856015050139.

165. Французова И. С. Использование Фурье-спектроскопии высокого разрешения для исследования газовых смесей и пробы атмосферного воздуха / И. С. Французова, А. В. Поберовский, Ю. М. Тимофеев, Х. Х. Имхасин / Вестник С.-Пб. гос. ун-та. – 2015. – Сер. 4. – Т. 1(60). – Вып. 1. – С. 21-26.

166. Lindstad H. Maritime shipping and emissions: A three - layered, damage-based approach / H. Lindstad, G. Eskeland, R. Psaraftis, I. Sandaas, A. Stramman // Ocean Engineering. – 2015. – Vol. 110, Part B. – P. 94-101. http://dx.doi.org/10.1016/j. oceaneng.2015.09.029.

167. Ronkko T. Nucleation Mode Particles with Nonvolatile Core in the Exhaust of a Heavy Duty Diesel Vehicle Environmental / T. Ronkko, A. Virtanen,

J. Kannosto, J. Keskinen, M. Lappi, L. Pirjola // Science & Technology. – 2007. – № 41(18). – P. 6384-6389. DOI: 10.1021/es0705339.

168. Alanen J. The formation and physical properties of the particle emissions from a natural gas engine / J. Alanen, E. Saukko, K Lehtoranta, T. Murtonen, // Fuel. – 2015. – Vol. 162(15). – P. 155-161. http://dx.doi.org/10.1016Zj.fuel. 2015.09.003.

169. Лопатин О. П. Влияние степени рециркуляции отработавших газов на эффективные и экологические показатели дизеля / О. П. Лопатин // Приволжский научный вестник. – 2015. – № 5-1(45). – С. 90-92.

170. Ерохов В. И. Система рециркуляции отработавших газов современных двигателей / В. И. Ерохов // Транспорт на альтернативном топливе. – 2013. – № 4(34). – С. 36-42.

171. Развитие методов измерения вредных выбросов дизелей (материалы конгресса CIMAC-2016 / Двигателестроение. – 2017. – № 4. – С. 46-53.

172. Климова Е. В. Методы дескриптивной статистики в анализе токсичных составляющих отработавших газов судовых дизелей / Е. В. Климова // Вестник Астрахан. гос. тех. ун-та. Сер. : Морская техника и технология. – 2010. – № 2. – С. 88-95.

173. Zhao Y. Spatial structure and surface morphology of particles from diesel engines equipped with EGR / Y. Zhao, G. Xu, M. Li, Q. Chen // Research of environmental sciences. – 2016. – Vol. 29. – Iss. 11. – P. 1672-1678. DOI: 10.13198/j.issn.1001-6929.2016.11.14.

174. Sagin S. V. Application of the system of recirculation of exhaust gases for the reduction of the concentration of nitric oxides in the exhaust gases of the ship diesels / S. V. Sagin, A. A. Kuropyatnik // American Scientific Journal. – 2017. – № 15. – Iss. 2. – P. 67-71.

175. Куропятник А. А. Снижение концентрации оксидов азота в выпускных газах судовых дизелей / А. А. Куропятник // Universum: Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 63-66.

176. Руководство по применению положений Технического кодекса по контролю выбросов окислов азота из судовых дизельных двигателей. – СПб. : Морской Регистр, 2016. – 118 с.

177. The World's First Onboard Verification Test of UE Engine with Low Pressure EGR complied with IMO's NO_X Tier III Regulations / Mitsubishi Heavy Industries Technical Review. – 2016. – Vol. 53. – № 2. – P. 40-47.

178. ДСТУ ISO 3046-3:2019 (ISO 3049-3:2006, IDT) Двигуни внутрішнього згорання поршневі. Експлуатаційні характеристики. Частина 3. Вимірювання під час випробування.

179. ДСТУ ГОСТ ИСО 8178-7:2004. Двигуни внутрішнього згорання поршневі. Викиди шкідливих речовин із спрацьованими газами. Частина 7. Визначення сімейства двигунів (ГОСТ ИСО 8178-7-2002, IDT).

180. Al-Qurashi K. Impact of exhaust gas recirculation (EGR) on the oxidative reactivity of diesel engine soot / K. Al-Qurashi, A. L. Boehman // Combustion and flame. – 2008. – Vol. 155. – Iss. 4. – P. 675-695. DOI: 10.1016/j.combustflame.2008.06.002.

181. Куропятник А. А. Обеспечение экологических показателей работы судовой энергетической установки при использовании системы рециркуляции выпускных газов дизеля // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. – 2020. – № 4(73). URL: http://7universum.com/ru/tech/archive/item/9290 (дата обращения: 25.10.2020).

182. Lee H. Fault Diagnosis of Exhaust Gas Recirculation and Variable Geometry Turbocharger Systems in a Passenger Car Diesel Engine Based on a Sliding Mode Observer for Air System States Estimation / H. Lee, M. Sunwoo, J. Lee // Journal of dynamic systems, measurment and control, transactions of the ASME. – 2014. – Vol. 136. – Iss. 3. – P. 03-016. DOI: 10.1115/1.4026131.

183. Grajetzki P. Investigation of the chemical and dilution effects of major EGR constituents on the reactivity of PRF by weak flames in a micro flow reactor with a controlled temperature profile / P. Grajetzki, T. Onda, H. Nakamura,

T. Tezuka, K. Murata // Combustion and flame. – 2019. – Vol. 6. – P. 13-26. DOI:10.1016/j.combustflame.2019.06.021.

184. Zablotsky Yu. V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives / Yu. V. Zablotsky , S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology, Published by Indian Society of Education and Environment. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

185. Штайн Г. В. К вопросу о противоречиях между экологическими и топливно-экономическими показателями дизельного двигателя / Г. В. Штайн, А. А. Панфилов // Научное обозрение. – 2016. – № 18. – С. 66-70.

186. Taghavifar H. Combustion and exergy analysis of multi-component diesel-DME-methanol blends in HCCI engine / H. Taghavifar, A. Nemati, J. H. Walther // Energy. – 2019. – Vol. 187. – P. 115951. DOI: 10.1016/j.energy.2019.115951.

187. Куропятник А. А. Комплексное управление выпускными газами судовых дизелей как способ обеспечения их экологических показателей работы / А. А. Куропятник / Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту, 2020. – Вип. 2(62). – С. 84-92.

188. Agarwal D. Effect of exhaust gas recirculation (EGR) on performance, emissions, deposits and durability of a constant speed compression ignition engine / D. Agarwal, S. K. Singh, A. K. Agarwal // Applied energy. – 2011. – Vol. 88. Iss. 8– P. 2900-2907. DOI: 10.1016/j.apenergy.2011.01.066.

189. Горб С. И. Моделирование судовых дизельных установок и систем управления : учеб. пособие для вузов / С. И. Горб. – М. : Транспорт, 1993. – 134 с.

190. Сагин С. В. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей / С. В. Сагин, А. А. Куропятник // Автоматизация судовых технических средств : науч. -

техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 79-89. DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-79-89.

191. Панчишный В. И. Нейтрализация оксидов азота в отработавших газах дизелей / В. И. Панчишный // Двигателестроение. – 2005. – № 2(220). – С. 35-42.

192. Amortila V. Experimental test for exhaust gas recirculation system diagnostic based on gas index coefficient / V. Amortila, E. Mereuta, D. Ganea, M. Rus, S. Veresiu // 17th International multidisciplinary scientific GEO-conference SGEM 2017, Albena, Bulgaria, 29 of June - 05 of July 2017. – P. 433-440. DOI: 10.5593/sgem2017/41/S19.055.

193. Bendrich M. Unified mechanistic model for standard SCR, fast SCR and NO_2 SCR over a copper chabazite catalyst / M. Bendrich, R. E. Hayes, A. Scheuer, M. Votsmeier // Applied catalysis B : Environmental. – 2018. – Vol. 222. – P. 76-87. DOI: 10.1016/j.apcatb.2017.09.069.

194. Аболешкин С. Е. Показатели технического уровня судовой энергетической установки / С. Е. Аболешкин // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – .– Одесса : ОНМА. – Вып. 30.– С. 138-145.

195. Макушев Ю. П. Методика расчета, диагностирования и регулирования системы перепуска газа агрегата наддува двигателя / Ю. П. Макушев, А. В. Древель, Т. А. Макушева // Вестник Сиб. автодор. ин-та. – 2015. – Вып. 3(43). – С. 20-25.

196. Білоусов Є. В. Аналіз сучасних підходів до проблеми створення суднових малообертових газодизельних двигунів / Є. В. Білоусов, В. П. Савчук, Т. П. Білоусова // Двигуні внутрішнього згоряння. – 2016. – № 1. – 81-88. DOI: 10.20998/0419-8719.2016.1.15.

197. Лашко В. А. Использование фундаментальной теории управления в практике проектирования проточных частей комбинированных двигателей

внутреннего сгорания : [монография] / В. А. Лашко. – Владивосток : Дальнаука, 2009. – 448 с.

198. Заблоцкий Ю. В. Повышение топливной экономичности и экологических параметров работы судовых дизелей при использовании присадок к топливу / Ю. В. Заблоцкий, А. А. Куропятник // Austria-science. – 2017. – № 2.– С. 83-88.

199. Сагин С. В. Триботехнические процессы, протекающие в топливной аппаратуре высокого давления судовых дизелей / С. В. Сагин // Проблеми техніки : наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 2. – Одеса : ОНМУ. – С. 33-42.

200. Husnain N. Iron oxide based catalysts for low temperature selective catalytic reduction NO_X with NH_3 / N. Husnain, E. Wang, K. Li, M. T. Anwar // Reviews in chemical engineering. – 2019. – Vol. 35. – Iss. 2. – P. 239-264. DOI: 10.1515/revce-2017-0064.

201. Bhaduris S. EGR control on operation of a tar tolerant HCCI engine with simulated syngas from biomass / S. Bhaduris, H. Jeanmart, F. Contino // Applied energy. – 2018. – Vol. 227. – P. 159-167. DOI: 10.1016/j.apenergy.2017.08.233.

202. Куропятник А. А. Обеспечение требований конвенции МАРПОЛ73/78 по ограничению выбросов NO_X путем перепуска выпускных газов / А. А. Куропятник // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування : матеріали 10-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 12-13 вересня 2019 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2019. – С. 109-111.

203. Лесовой Л. В. Визначення коефіцієнтів впливу при розрахунку невизначеності результату вимірювання витрати газу витратоміром з діафрагмою /Лесовой Л. В., В. О. Фединець, В. А. Кузик // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Сер. : Приладобудування. – 2015. – № 49(1). – С. 5-13.

204. Pisarets A. Optimization of turbine type flow rate transducer with hydrodynamic balancing of sensitive element / A. Pisarets, I. Korobko // Вісник

Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Сер. : Приладобудування. – 2017. – № 54(2). – С. 65-71. DOI: 10.20535/1970.54(2).2017.119574.

205. Писарець А. В. Вимірювання кількості теплової енергії із застосуванням ультразвукового методу / А. В. Писарець, С. О. Поліщук // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Сер. : Приладобудування. – 2017. – № 53(1). – С. 56-61. DOI: 10.20535/1970.53(1).2017.106709.

206. Дрейзин В. Э. Испытательный расходомерный комплекс для расходомеров-счетчиков газа / В. Э. Дрейзин, П. С. Борзенков // Известия Юго-Западного государственного университета. Сер. : Управление, вычислительная техника, информатика, медицинское приборостроение. – 2015. – № 1(14). – С. 42-50.

207. Конюков В. Л. Анализ эксплуатационных характеристик дизеля 7S50MC при непосредственном управлении расходом воздуха / Конюков В. Л. Вестник Астрахан. гос. тех. ун-та. Сер. : Морская техника и технология. – 2020. – № 1. – С. 72-82. DOI: 10.24143/2073-1574-2020-1-72-82.

208. Варбанец Р. А. Экспериментальная проверка системы VIT малооборотного дизеля MAN 6L80MCE / Р. А. Варбанец, Н. И. Александровская, А. И. Головань, Ю. Н. Кучеренко // Вестник Астрахан. гос. тех. ун-та. Сер. : Морская техника и технология. – 2013. – № 2. – С. 85-92.

209. Конюков В. Л. Анализ эксплуатационной напряженности четырехтактного дизеля при увеличении коэффициента избытка воздуха на долевых нагрузках / Конюков В. Л. // Вестник Керченского гос.мор.техн.ун-та. – 2020. – № 2. – С. 126-143.

210. Суворов П. С. Оценка энергоэффективности для условий навигационных неопределенностей вот внутреннем судоходстве / П. С. Суворов, Т. В. Тарасенко, В. И. Залож // Автоматизация судовых

технических средств : науч.-техн. сборник. – 2019. – Вып. 25. – С. 90-100. DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-90-100.

211. Куропятник А. А. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей / А. А. Куропятник, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. – 2018. – Вып. 24. – С. 72-80.

212. Кіпріч Т. В. Побудова методів та моделей для попередження помпажних явищ у газотурбінному двигуні / Т. В. Кіпріч, В. М. Харитонов, В. І. Дубровін, А. В. Притула // Радіоелектроніка. Інформатика. Управління. – 2009. – № 2. – С. 66-70.

213. Куропятнік О. А. Зниження емісії оксидів азоту суднових дизелів методом перепуску випускних газів / О. А. Куропятнік // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту. – 2018. – Вип. 4(57). – С. 98-108.

214. Грицук І. В. Формування методики визначення паливної економічності та викидів шкідливих речовин двигуна, оснащеного системою комбінованого прогріву, при здійсненні передпускового прогріву, пуску і прискореного прогріву після пуску / І. В. Грицук, Д. С. Адров // Збірник наукових праць Дон. ін-ту зализн. тр-ту. – 2013. – № 33. – С. 163-174.

215. Варбанець Р. А. Визначення параметрів робочого процесу та діагностика головних середньооборотних дизелів т/х «Griefswald» / Р. А. Варбанець, Є. В. Білоусов, В. П. Савчук, В. І. Кирнац // Двигуні внутрішнього згоряння. – 2015. – № 1. – С. 63-68.

216. Ганжа А. М. Підвищення ефективності стаціонарної ГТУ за рахунок регенерації теплоти з можливим перепуском газів / А. М. Ганжа, Н. А. Марченко // Двигуні внутрішнього згоряння. – 2013. – № 2. – С. 32-36.

217. Кукис В. С. Оцінка можливості забезпечення оптимальної температури наддувочного повітря при роботи дизеля на різних режимах навантаження / В. С. Кукис, Д. В. Шабалин, Ю. О. Постол // Двигуні внутрішнього згоряння. – 2015. – № 1. – С. 20-25.

218. Kuropyatnyk O. A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – С. 217-227.

219. Куропятнік О. А. Інтегральна оцінка екологічності та економічності роботи суднових дизелів / О. А. Куропятнік // Збірка матеріалів 11-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 08-10 вересня 2020 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2020. – С. 164-167.

220. Тимченко І. В. Дослідження екологічних ризиків антропогенного навантаження на екологічні системи обмежених акваторій морських суднохідних каналів / І. В. Тимченко, В. С. Мотигіна // Збірник наукових праць Нац. ун-ту кораблебудування ім. адм. Макарова. – 2017. – № 4. – С. 99-102. DOI:10.15589/jnn20170414.

221. Van T. G. Global impact of recent IMO regulation on marine fuel oil refining processes and ship emissions / T. C. Van, J. Ramirez, Z. Ristovski, R. J. Brown // Transportation Research Part D : Transport and Environment. – 2019. – Vol. 70. – P. 123-134. DOI: 10.1016/j.trd.2019.04.001.

222. Парсаданов І. В. Комплексна оцінка ефективності рециркуляції відпрацьованих газів дизеля / І. В. Парсаданов, І. В. Рикова, О. М. Маклаков // Двигатели внутреннего сгорания, 2014. – № 1. – 105-108.

223. Сагін С. В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів / С. В. Сагін // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 139-149.

224. Полив’янчук А. П. Створення на базі мікротунеля універсальної системи екологічного діагностування транспортних двигунів і котелень / А. П. Полив’янчук, І. В. Парсаданов, О. П. Строков, О. І. Каслін,

О. О. Скурідіна // Двигуні внутрішнього згоряння, 2019. – № 2. – С. 44-50. DOI: 10.20998/0419-8719.2019.2.08.

225. Триснюк В. М. Створення системи мобільного екологічного моніторингу // В. М. Триснюк, В. О. Охарєв, Т. В. Триснюк, К. В.Сметанін, Ю. М. Голован // Екологічна безпека та збалансоване ресурсокористування. – 2018. – № 2(18). – С. 118-125. https://doi.org/10.31471/2415-3184-2018-2(18)-118-125.

226. Куропятник А. А. Комплексная оценка режимов эксплуатации системы рециркуляции выпускных газов судовых дизелей // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць. – 2020. – № 1(61). – С. 106-120. DOI : 10.47049/2226-1893-2020-1-106-120.

ДОДАТКИ

Додаток А

Акти впровадження результатів дисертаційного дослідження

SAFESHIP MANAGEMENT INC.

2 Eptanisou Street, 15231 Halandri, Greece

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи

Куропятніка Олексія Андрійовича

«Забезпечення екологічності експлуатації морських суден»

(спеціальність 271 – річковий та морський транспорт)

Цей акт складений 17.07.2020 р. у тому, що окремі технологічні розробки, які запропоновані у дисертаційному дослідженні «Забезпечення екологічності експлуатації морських суден **Куропятніком Олексієм Андрійовичем** (а саме технологія визначення оптимального ступеню рециркуляції під час експлуатації системи рециркуляції низького тиску) була використана на головному судновому дизелі 7UEC60LS фірми Mitsubishi Heavy Industries Ltd морського судна "Gaz Liberty", що забезпечило більш ніж 20 %-е зниження емісії оксидів азоту з випускними газами та сприяло збільшенню екологічної ефективності морського судна.

Капітан т/х «Gaz Liberty» О. І. Суслін

Master of m/v «Gaz Liberty» O. Suslin

Старший механік т/х «Gaz Liberty» О. А. Куропятник

Chief Engineer of m/v «Gaz Liberty» O. Kuropyatnyk

INTERUNITY MANAGEMENT CORPORATION S.A.
69 Ethnikis Antistaseos Str., 15231 Athens, Greece

АКТ
щодо використання результатів дисертаційної роботи на здобуття
наукового ступеню доктора філософії
Куропятніка Олексія Андрійовича
«Забезпечення екологічності експлуатації морських суден»

Цей акт засвідчує, що запропоновані у дисертаційному дослідженні «Забезпечення екологічності експлуатації морських суден **Куропятніком Олексієм Андрійовичем** технологія визначення оптимального ступеню рециркуляції під час експлуатації системи рециркуляції високого тиску HP-EGR та методика визначення ефективності використання системи рециркуляції для різних режимів її експлуатації були використані на судновому дизелі 7S60MC Kawasaki MAN-B&W, який виконує функції головного двигуна на т/х "Gaz Majestic".

Вказане, в діапазоні експлуатаційних навантажень дизеля 7S60MC Kawasaki MAN-B&W 25...100 % і ступеня рециркуляції HP-EGR 0...21 %, забезпечило зниження викидів NO_X на 15...36 %, гарантувало підвищення екологічної безпеки під час експлуатації морського судна "Gaz Majestic" в особливих екологічних районах (зокрема в районах північної Атлантики та в прибережних водах Каліфорнії), а також сприяло скороченню часу налагодження системи рециркуляції HP-EGR з боку оператора.

Капітан т/х «Gaz Majestic» Д.В. Данилов
Master of m/v «Gaz Majestic» D. Danilov
06.11.2019

Старший механік т/х «Gaz Majestic» О.А. Куропятник
Chief Engineer of m/v «Gaz Majestic» O. Kuropyatnyk
06.11.2019

SAFESHIP MANAGEMENT INC.

2 Eptanisou Street, 15231 Halandri, Greece

про використання результатів дисертаційної роботи
Куропятніка Олексія Андрійовича
«Забезпечення екологічності експлуатації морських суден»
(спеціальність 271 – річковий та морський транспорт)

Цей акт складений у тому, що технологія визначення оптимального ступеню рециркуляції під час експлуатації системи рециркуляції низького тиску LP-EGR, що розроблена та запропонована у дисертаційному дослідженні «Забезпечення екологічності експлуатації морських суден **Куропятніком Олексієм Андрійовичем,** була використана на судновому дизелі 7UEC60LS фірми Mitsubishi Heavy Industries Ltd морського судна "Gaz Supplier".

Це забезпечило більш ніж 20 %-е зниження емісії оксидів азоту з випускними газами на основних експлуатаційних режимах роботи дизеля та сприяло збільшенню екологічної ефективності морського судна.

Капітан
т/х "Gaz Supplier"

LPGIC "GAZ SUPPLIER" ПАНАМА

Д. В. Данилов
01.10.2020

Ext 1715.PML/2020. Sep/17.2020

Pacific Drilling
11700 Katy Freeway / Suite 175
Houston / Texas / 77079
ph / +1 713334-6662
web / www.pacificdrilling.com

Act of results implementation
Dissertation for the scientific level of Doctor of Philosophy
by Oleksiy Kuropyatnyk
«Providing of the sea vessels ecological exploitation»

We, the representatives of the company Pacific Drilling – Master Darrel Jones and Chief Engineer Alex Hazevoet of specialized vessel "Pacific Mistral", have confirmed that the scientific researches, performed by Oleksiy Kuropyatnyk have been implemented into charging air system technical condition of ship diesel 16V32 Wartsila-Sulzer.

The implementation of proposed solutions have assured the following:

- about 40 % decrease of nitrogen oxides emission;
- increase of diesel charging air system stable operation on particular regimes;
- increase of ship ecological safety (the operation time in the specific World Ocean ecological areas comes to 80...85 % of total exploitation time).

PACIFIC MISTRAL
MONROVIA
O.N. 14447
GRT: 60.349
KW: 42.000

Master — Darrel Jones
Chief Engineer — Alex Hazevoet

Ext. 2045.PMI./.2020. Sep/08.2020

Pacific Drilling
11700 Katy Freeway / Suite 175
Houston / Texas / 77079
ph / +1 713334-6662
web / www.pacificdrilling.com

Pacific Drilling

Act on results usage
Dissertation for the scientific level of Doctor of Philosophy
by Oleksiy Kuropyatnyk
«Providing of the sea vessels ecological exploitation»

We, undersigned, Master Graham Anderfson and Chief Engineer Jay Baker of Drillship «Pacific Scirocco», have drawn the present document, confirming the scientific researches cycle have been developed and proposed by O. Kuropyatnyk (definition, regulation and stabilization of exhaust gases optimum level of recirculation) and haves been performed on the basis of m/v «Pacific Scirocco».

At the same time the decrease of nitrogen oxide emission level has been reached (at 7.7...33.6%) as well as the decrease of temperature intensity and upgrading of charging air system technical condition of ship diesel 16V32 Wartsila-Sulzer.

PACIFIC SCIROCCO
MONROVIA
ON 24746
GRT 60,538
KW 42,000

Master of m/v "Pacific Scirocco" Graham Anderson

Chief Engineer of m/v "Pacific Scirocco" Jay Baker

BERNHARD SHULTE
SHIPMANAGEMENT (DEUTSSCHLAND) GmbH & Co.KG
Vorsetsen 54 – DE 20459 Hamburg Germany

про використання результатів дисертаційної роботи
Куропятника Олексія Андрійовича
«Забезпечення екологічності експлуатації морських суден»

Цей акт складений у том, що технологія визначення оптимального режиму перепуску випускних газів суднових дизелів, яка запропонована у дисертаційній роботі Куропятника Олексія Андрійовича «Забезпечення екологічності експлуатації морських суден», була використана на морському транспортному судні «Selinda».

При цьому було забезпечено поліпшення екологічних параметрів та експлуатаційних характеристик суднового середньо-обертового дизелю 5L23/30H-Tier II, що визначилось у зниженні на 8…12% викидів NOX з одночасним зменшенням на 5…7% температури випускних газів. Це (через зменшення температури випускних газів) сприяло покращенню технічного стану газовипускної системи дизеля та (через зниженні на викидів NOX) додатково гарантувало екологічно безпечний рівень експлуатації суднового дизелю та морського судна.

Капітан т/х «Selinda» Р.Ю. Кокорев
Master of m/v «Selinda» R. Kokorev

Старший механік т/х «Selinda» О. В. Бурлаченко
Chief engineer of m/v «Selinda» O. Burlachenko

MCM MARINE CREW MANAGEMENT
10, Bunina str.,
Marine Business Center,
off. 5, 9, 1st floor,
Odessa, 65026, Ukraine
tel. +380 482 30 78 30
+380 482 30 78 85
+380 482 30 77 34
info@mcm-company.com;
crew@mcm-company.com
www. mcm-company.com

Товариство з обмеженою відповідальністю
МАРІН КРЮ МЕНЕДЖМЕНТ
65026, Україна,
м. Одеса, вул. Буніна, 10,
Морський бізнес центр,
офіс 5, 9, 1-ий поверх
тел. +380 482 30 78 30
+380 482 30 78 85
+380 482 30 77 34
info@mcm-company.com;
crew@mcm-company.com
www. mcm-company.com

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи

на здобуття наукового ступеню доктора філософії

Куропятніка Олексія Андрійовича

«Забезпечення екологічності експлуатації морських суден»

Цей акт складений у том, що ефективність технології визначення оптимального режиму перепуску випускних газів суднових дизелів (яку розроблено, апробовано та запропоновано для подальшого використання Куропятніком О. А.) було досліджено на суднових дизелях KTA19 фірми Cummins, що виконують функції допоміжних двигунів на суднах ТОВ МАРІН КРЮ МЕНЕДЖМЕНТ.

Під час дослідження встановлено, що використання вказаної технології сприяє 8…10 %-му зниженню емісії оксидів азоту та підвищенню стійкості окремих режимів роботи дизелів, а також забезпечує 5…7 % зменшення температури випускних газів за циліндрами дизеля.

Директор «Marine Crew Management» Тимофеєв І. В.

03.10.2020 р.

УКРАЇНА

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

вул. Дідріхсона, 8, м. Одеса, 65029, тел.: (+38 048) 793-1672, факс: (+38 048) 793-1694
www.onma.edu.ua e-mail: info@onma.edu.ua Код ЄДРПОУ 01127799

ЗАТВЕРДЖУЮ
Перший проректор
Національного університету
«Одеська морська академія»
д-р юрид. наук, професор
_____ Шемякін О. М.
«___» _____ 2020 р.

АКТ
про використання результатів дисертаційної роботи
Куропятніка Олексія Андрійовича
на тему **«Забезпечення екологічності експлуатації морських суден»**
в освітньому процесі Національного університету «Одеська морська академія»

Ми, що нижче підписались, начальник навчального відділу Національного університету «Одеська морська академія» Пархоменко М. М., директор навчально-наукового інституту автоматики та електромеханіки, д-р техн., наук, доцент Будашко В. В., директор навчально-наукового інституту інженерії, к-т техн., наук, професор Колегаєв М. О. склали цей акт у тому, що результати дисертаційної роботи Куропятніка Олексія Андрійовича на тему «Забезпечення екологічності експлуатації морських суден» впроваджені в освітній процес навчально-наукового інституту інженерії та навчально-наукового інституту автоматики та електромеханіки, а саме:

1) в дисципліну «Суднові двигуни внутрішнього згоряння», яку викладають курсантам 2-3-го курсів навчально-наукового інституту інженерії та 4-го курсу навчально-наукового інституту автоматики та електромеханіки (рівень бакалавр);

2) в дисципліну «Екологічна безпека та альтернативні джерела енергії», яку викладають курсантам 1-го курсу навчально-наукового інституту інженерії (рівень магістр);

3) в дисципліну «Процеси в суднових дизельних, парових та газотурбінних установка», яку викладають курсантам 1-го курсу навчально-наукового інституту автоматики та електромеханіки (рівень магістр).

Начальник навчального відділу Пархоменко М. М.

Директор навчально-наукового інституту автоматики та електромеханіки, д-р техн., наук, доцент Будашко В. В.

Директор навчально-наукового інституту інженерії, к-т техн., наук, професор Колегаєв М. О.

ISO 9001 BUREAU VERITAS Certification

Додаток Б

Рейсові завдання на проведення експериментальних досліджень

Ректору Національного університету «Одеська морська академія» професору Міюсову М.В.
аспіранта I року навчання
кафедри Суднові та енергетичні установки
з відривом/без відриву від виробництва
без відриву контракт
Куроптєнік О.А.

ЗАЯВА

Прошу Вашого дозволу для відрядження на судно „GAZ VENEZIA" компанії Bernhard Schulte Shipmanagement у період з 27.10.2017 по 27.02.2018 2018 року для виконання експериментальних досліджень згідно з напрямком і тематикою моєї дисертації та індивідуального плану без оплати витрат на відрядження.

До заяви додаю:
Відповідний лист з компанії відправника

"23" жовтня 2017

(підпис)

Науковий керівник

Зав. відділом докторантури та аспірантури

БСМ Крюінг Сервіс Центр Україна ТОВ

Вул. Толстого, б.6
Одеса 65023
Україна

Тел/Факс: +38 482 344929 / 345958
ua-csc-ode-man@bs-shipmanagement.com
www.bs-shipmanagement.com

BSM
BERNHARD SCHULTE SHIPMANAGEMENT

Исх. № 712-10/17
23 октября 2017 г.
г. Одесса

Ректору НУ «Одесской Морской Академии» г-ну Миюсову М.В.

Настоящим сообщаем, что Куропятник Алексей Андреевич при посредничестве нашей компании трудоустраивается на судах компании Bernhard Schulte Shipmanagement с 2012 года и по настоящее время. Уходит в рейс в должности старшего механика с 27 октября 2017 года. Продолжительность контракта 4 месяца. Ориентировочная дата возврата 27 февраля 2018 года.

Директор **Литвинов А.Ю.**

УТВЕРЖДАЮ:
Проректор ОНМА
по научной работе
д.т.н., профессор
Толиков В.А.
«30» 10 2017 г.

РЕЙСОВОЕ ЗАДАНИЕ

аспиранта ОНМА Куропятник Олексій Андрійович
(ФИО)

на выполнение экспериментальных исследований по теме: „Обеспечение энергетических параметров судовых дизелей при их работе в районах контроля эмиссии выхлопных газов"

Цель испытаний:
Моніторинг основних показників судового дизеля в умовах роботи СЕК

Обоснование рейса:
Необхідність вимірювання показників при експлуатації СЕК

Содержание рейсовой работы:
Дослідження вимірювальної системи СЕК для визначення вихлопних газів на відповідність NOx

Зав. докторантурой и аспирантурой _____ А.Н.Волков
/Подпись/ /ФИО/

Зав. кафедрой _____ Мамонтенко
/Подпись/ /ФИО/

Научный руководитель _____ Сапун С.В.
/Подпись/ /ФИО/

УЗГОДЖЕНО:

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Проректор НУ"ОМА"
з наукової роботи
д.т.н., професор
Волков В.А.
«30» 10 2017 р.

ПРОГРАМА
проведення експериментальних досліджень
аспіранта ОНМА Кулаксизи О.А.
(ПІБ)
за темою Екологічна характеристика судових двигунів при їх роботі в районах контролю викидів оксидів азоту

1. Об'єкт (місця) проведення експериментів судовий двигун 7UEC60LS Wärtsilä

2. Період проведення експериментальних досліджень з 27.10.2017 - 27.02.2018

3. Зміст експериментальних досліджень

№ п/п	Обсяг та короткий зміст	Терміни проведення	Оцінка про виконання
	Контроль складу викидів оксидів азоту судового двигуна в залежності від його типу та відповідність до вимог ECA	27-10-2017 - 27-02-2018	

Зав. докторантури та аспірантури _____ /Підпис/ О.М.Волков

Зав. кафедрою _____ /Підпис/ /ПІБ/

Науковий керівник _____ /Підпис/ Сосін С.В. /ПІБ/

Аспірант _____ /Підпис/ Кулаксизи О.А. /ПІБ/

Від ред. зм. 2

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

НАКАЗ

«30» листопад 2017 р. м. Одеса № 475

По докторантурі
та аспірантурі
Про відрядження

Відповідно до робочого навчального плану підготовки доктора філософії Phd за напрямом 271 – Річковий та морський транспорт, та порядком підготовки здобувачів вищої освіти ступеня доктора філософії та доктора наук у вищих навчальних закладах наукових установах). Постанова КМУ №261 від 23.03.2016 року

НАКАЗУЮ:

1. Направити Куропятника Олексія Андрійовича, аспіранта першого року навчання по контракту в Національному університеті «Одеська морська академія» за спеціальністю 271— Річковий та морський транспорт, у відрядження на стажировку без оплати, від компанії «Bernhard Shipmanagement» для виконання експериментальних досліджень, згідно *тематики обраної теми дисертаційного дослідження*, строком від 27 жовтня 2017 року по *27 лютого 2018 року.*

Науковий керівник — к.т.н., доцент Сагін С.В.

Підстава: заява Куропятника О.А.., завдання рейсового дослідження на час відрядження, програма проведення експериментальних досліджень, згода наукового керівника к.т.н., доцент Сагіна С.В., згода завідувача відділу докторантури та аспірантури Волкова О.М., дозвіл проректора з наукової роботи д.т.н., професора Голікова В.А.

М.В. Міюсов

ПОГОДЖЕНО:

Проректор з НР

Головний бухгалтер

Начальник ЮВ

Зав. відділу докторантури
та аспірантури

Розсилка: в справу; бухгалтерію, учбовий відділ, відділ докторантури та аспірантури.

УТВЕРЖДАЮ:
Проректор ОНМА
по научной работе
д.т.н., профессор
_____ Голиков В.А.
«_____» _____ 201___г.

РЕЙСОВОЕ ЗАДАНИЕ

аспиранта ОНМА Куропятника Олексія Анатолійовича
(ФИО)

на выполнение экспериментальных исследований по теме: „Забезпечення екологічних показників роботи суднових дизелів"

Цель испытаний:
Визначення впливу ступеня рециркуляції вихлопних газів на емісію NOx суднового дизеля.

Обоснование рейса:
Необхідність виконання досліджень за темою дисертації в умовах морського судна.

Содержание рейсовой работы:

1. Визначення найбільш інформативного місця встановлення датчика контролю токсичних викидів
2. Визначення ступенів рециркуляції вихлопних газів.
3. Дослідження динаміки зміни екологічних показників роботи дизеля при різному ступені рециркуляції газів.

Зав. докторантурой и аспирантурой _____ А.Н.Волков
/Подпись/ /ФИО/

Зав. кафедрой _____ Д.М.Поповичка
/Подпись/ /ФИО/

Научный руководитель _____ Семик С.В. 04.06.18
/Подпись/ /ФИО/

УЗГОДЖЕНО:
_____
_____
_____

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Проректор НУ"ОМА"
з наукової роботи
д.т.н., професор

_____ Голіков В.А.

«_____» _____ 201___р.

ПРОГРАМА
проведення експериментальних досліджень
аспіранта ОНМА Куропятник Олексій Анатолійович
(ПІБ)
за темою "Забезпечення екологічних показників роботи суднових дизелів"

1. Об'єкт (місця) проведення експериментів Газовипускна система суднового дизеля.

2. Період проведення експериментальних досліджень 07.06.2018 – 07.11.2018

3. Зміст експериментальних досліджень

№ п/п	Обсяг та короткий зміст	Терміни проведення	Оцінка про виконання
1.	Визначення кількісних і якісних показників вмісту шкідливих викидів	01.07.2018 – 15.07.2018	
2.	Визначення впливу складових палива на вміст шкідливих викидів.	10.07.2018 – 20.07.2018	
3.	Дослідження динаміки зміни екологічних показників роботи дизеля при різному ступені рег. ТНВД.	01.08.2018 – 01.11.2018	

Зав. докторантури та аспірантури _____ /Підпис/ О.М.Волков

Зав. кафедрою _____ /Підпис/ Л.М.Ковальчук /ПІБ/

Науковий керівник _____ /Підпис/ Сапун С.В. 04.06.18 /ПІБ/

Аспірант _____ /Підпис/ О.А. Куропятник /ПІБ/

УТВЕРЖДАЮ:
Проректор ОНМА
по научной работе
д.т.н., профессор
_____ Голиков В.А.
«_____» _____ 201___г.

РЕЙСОВОЕ ЗАДАНИЕ

аспиранта ОНМА Куропятника Олексія Анатолійовича
(ФИО)

на выполнение экспериментальных исследований по теме: „Забезпечення екологічних показників роботи суднових дизелів"

Цель испытаний:
Визначення впливу ступеня рециркуляції випускних газів на емісію NOx суднового дизеля.

Обоснование рейса:
Необхідність виконання досліджень за темою дисертації в умовах морського судна.

Содержание рейсовой работы:

1. Визначення найбільш інформативного місця встановлення датчика контролю шкідливих викидів
2. Визначення ступенів рециркуляції випускних газів.
3. Дослідження динаміки зміни екологічних показників роботи дизеля при різкому ступеню рециркуляції газів.

Зав. докторантурой и аспирантурой _____ А.Н.Волков
/Подпись/ /ФИО/

Зав. кафедрой _____ Д.М.Колодинка
/Подпись/ /ФИО/

Научный руководитель _____ Семик С.В.
/Подпись/ /ФИО/ 04.06.18

БСМ Крюінг Сервіс Центр Україна ТОВ

вул. Льва Толстого, б.6
м. Одеса
65023
Україна

Тел./Факс: +380 482 344929 / 345958
ua-csc-ode-man@bs-shipmanagement.com
www.bs-shipmanagement.com
КОД ЄДРПОУ 22446819

BSM
BERNHARD SCHULTE SHIPMANAGEMENT

Вих. № 1384-10/19 від 03.10.2019

В НУ «ОМА»

Настоящим сообщаем, что Куропятник Алексей Андреевич при посредничестве нашей компании трудоустраивается на судах компании Bernhard Schulte Shipmanagement с 2012 года и по настоящее время. Уходит в рейс в должности старшего механика на т/х « Gaz Liberty » с 08 октября 2019 года.

Продолжительность контакта 4 месяца.

З повагою,

Директор

ТОВ "БСМ КРЮІНГ СЕРВІС ЦЕНТР УКРАЇНА" Літвінов О.Ю.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Проректор НУ «ОМА»
_____
«____» _____ 20___ р.

РЕЙСОВЕ ЗАВДАННЯ

аспіранта НУ «ОМА» Куропетник Олексій Андрійович
(П.І.Б)

на виконання експериментальних досліджень за темою „Забезпечення екологічності експлуатації морських суден"

Мета випробувань Відпрацювання оптимальних режимів роботи системи керування викидними газами.

Обґрунтування рейсу Необхідність виконання експериментальних досліджень з визначення оптимального розподілу потоку вихлопних газів між системою рециркуляції та перепуску

Зміст рейсової роботи

1. Відпрацювання оптимальних режимів роботи системи перепуску вихлопних газів.
2. Налаштування системи комплексного керування викидними газами.
3. Відпрацювання оптимальних режимів роботи комплексної системи циркуляції

Завідувач докторантурою та аспірантурою _____ О. М. Волков
(П.І.Б)

Завідувач кафедри СЕУ _____ Салін С.В
(П.І.Б) 06.10.19

Науковий керівник _____ Салін С.В.
(П.І.Б) 06.10.19