УДК 621.436.019:533.6
DOI https://doi.org/10.15589/znp2026.3(506).10

INCREASING FUEL ECONOMY OF DIESEL ENGINES BY APPLYING PRESSURE STABILIZERS IN THE EXHAUST GAS SYSTEM (USING THE EXAMPLE OF A 6CHN 25/34 MARINE ENGINE)

ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ СТАБІЛІЗАТОРІВ ТИСКУ У СИСТЕМІ ГАЗОВИПУСКУ (НА ПРИКЛАДІ СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ЧН 25/34)

Vasyl S. Nalyvaiko[1]
vasyl.nalyvaiko@nuos.edu.ua
ORCID: 0009-0009-6030-0287

Roman Yu. Avdiunin[2]
roman.avdiunin@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0003-0798-8077

Andrii A. Andreiev[2]
andrii.andreiev@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0003-3962-3101

В. С. Наливайко[1],
канд. техн. наук, професор

Р. Ю. Авдюнін[2],
викладач

А. А. Андреєв[2],
канд. техн. наук, професор

[1]*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*
[2]*Kherson Educational-Scientific Institute of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson*
[1]*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв*
[2]*Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Херсон*

Abstract. *Purpose*. The research is devoted to a comprehensive solution to the problem of gas-dynamic losses in the exhaust systems of turbocharged medium-speed marine diesel engines, using the 6CHN 25/34 engine as a case study. *Method*. This paper proposes, theoretically substantiates, and experimentally investigates an innovative method for improving efficiency by installing pressure stabilizers of a specific geometry upstream of the turbine in both exhaust pipes. The primary gas-dynamic function of the proposed stabilizers is to convert the unsteady, pulsating exhaust gas flow into a flow with stabilized parameters by creating asymmetric hydraulic resistance and localizing boundary-layer separation. *Results*. Experimental studies conducted on a full-scale test bench over a load range of 25 % to 100 % have proven that optimizing the internal geometry of the stabilizer (Variant II: swirler length l = 9 mm, leading edge angle α_{kr} = 6°, outlet diameter D_{out} = 70 mm) allows for a reduction in the specific effective fuel consumption by 2–3 g/(kW · h). The improvement in fuel economy is achieved by reducing the pumping work during the exhaust stroke, mitigating reflected compression waves, and increasing the turbine's effective efficiency under stabilized flow conditions. *Scientific novelty*. The study includes an in-depth thermodynamic analysis of the gas-dynamic choking phenomenon. It evaluates the prospects of integrating the developed system with modern exhaust gas aftertreatment technologies (SCR) and waste heat recovery (WHR) systems. A fundamentally new type of compact asymmetric pressure stabilizer has been developed and installed directly in front of the turbine of the TK-23S-37 turbocharger in the standard exhaust pipes of the 6CHN 25/34 engine. *Practical importance*. Conclusions are drawn regarding the high commercial and environmental viability of retrofitting the existing fleet with the proposed pressure stabilizers. The simplicity of the design, the absence of moving parts, and the lack of need to change the dimensions of the standard exhaust manifold make the developed Variant II stabilizer a promising solution for large-scale commercial retrofitting (modernization) of a significant fleet of operating marine engines with CHN 25/34 dimensions.
Key words: diesel engine; HP-SCR; turbocharger; SCR; pressure stabilizer; gas dynamics; pulsating flow; fuel economy; compression waves.

Анотація. *Мета*. Дослідження присвячене комплексному розв'язанню проблеми газодинамічних втрат у газовипускних системах турбопоршневих двигунів на прикладі середньообертового дизеля 6ЧН 25/34. *Методика*. У роботі запропоновано, теоретично обґрунтовано та експериментально досліджено метод підвищення паливної економічності шляхом встановлення стабілізаторів тиску спеціальної геометрії перед турбіною в обох газовипускних трубах. Основна газодинамічна функція запропонованих стабілізаторів полягає у перетворен-

ні нестаціонарного імпульсного потоку відхідних газів на потік зі стабілізованими параметрами за рахунок створення асиметричного гідравлічного опору та локалізації відриву прикордонного шару. *Результати*. Експериментальні дослідження на повнорозмірному випробувальному стенді в діапазоні навантажень від 25 % до 100 % довели, що оптимізація внутрішньої геометрії стабілізатора (Варіант II: довжина завихрювача $l = 9$ мм, кут вхідної кромки $\alpha_{кр} = 6°$, вихідний діаметр $D_{вих} = 70$ мм) дозволяє знизити питому ефективну витрату палива на 2–3 г/(кВт · годину). Покращення паливної економічності досягається завдяки зменшенню роботи насосних ходів виштовхування, зменшенню відбитих хвиль стиснення та підвищенню ефективного ККД турбіни в умовах стабілізованого потоку. *Наукова новизна*. Робота містить термодинамічний аналіз явища газодинамічного замикання та оцінює перспективи інтеграції розробленої системи із сучасними технологіями очищення відхідних газів (SCR) і системами утилізації теплоти (WHR). Розроблено принципово новий тип компактних асиметричних стабілізаторів тиску, які встановлюються безпосередньо перед турбіною турбокомпресора ТК-23С-37 у штатних газовипускних трубах двигуна 6ЧН 25/34. *Практична значимість*. Зроблено висновки про високу комерційну та екологічну доцільність ретрофітингу діючого торговельного флоту за допомогою запропонованих стабілізаторів тиску. Простота конструкції, відсутність рухомих частин та відсутність потреби в зміні габаритів штатного випускного колектора роблять розроблений стабілізатор Варіанта II перспективним рішенням для масштабного комерційного ретрофітингу (модернізації) значного парку діючих суднових двигунів розмірності ЧН 25/34.

Ключові слова: дизельний двигун; HP-SCR; SCR; випускний колектор; стабілізатор тиску; газодинаміка; імпульсний потік; паливна економічність; хвилі стиснення.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Глобальна морська індустрія, яка забезпечує понад 90 % світового товарообігу, сьогодні перебуває в епіцентрі безпрецедентної технологічної та екологічної трансформації. Це зумовлено впровадженням жорстких регуляторних рамок Міжнародної морської організації (IMO), зокрема, Додатком VI до Міжнародної конвенції про запобігання забрудненню з суден (MARPOL-73/78), який встановлює жорсткі обмеження на викиди оксидів азоту (NO_x), оксидів сірки (SO_x) та парникових газів [1, 2]. Більше того, введення в дію нових стандартів енергоефективності, таких як Індекс енергоефективності існуючих суден (EEXI) та Індикатор вуглецевої інтенсивності (CII), змушує суднобудівників та судновласників шукати негайні шляхи підвищення паливної та екологічної ефективності існуючих суднових енергетичних установок (СЕУ) [3, 4]. Хоча значний масив наукових досліджень та практичних розробок нині фокусується на переході до альтернативних видів палива – таких як «зелений» водень, аміак, біодизель та метанол [3, 5], абсолютна більшість діючого світового торговельного флоту все ще покладається на дизельні двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), що працюють на традиційних видах палива. Оптимізація робочого процесу та систем газообміну таких серійних двигунів (так званий ретрофітинг) залишається критично важливим завданням, оскільки навіть незначне підвищення їхньої паливної економічності в глобальному масштабі може забезпечити суттєве скорочення вуглецевого сліду [6].

Ефективність систем наддуву суднового дизельного двигуна значною мірою залежить від термодинамічної досконалості використання енергії відхідних газів (ВГ). У момент відкриття випускного клапана їхня ентальпія та кінетична енергія можуть становити до 40 % від загальної хімічної енергії, підведеної з паливом у циліндр ДВЗ [7]. Рівень повноти трансформації цієї енергії на валу газової турбіни з мінімальними гідравлічними та тепловими втратами безпосередньо корелює з підвищенням загального ефективного ККД дизельного двигуна. Проте газодинамічні явища, що мають місце в газовипускній системі ДВЗ з турбонаддувом, характеризуються високим ступенем нестаціонарності. Пульсації тиску, швидкості та температури суттєво впливають на якість продувки камери згоряння, наповнення циліндра свіжим зарядом повітря та, найголовніше, на роботу двигуна, витрачену на процеси газообміну (насосні ходи).

Можливим технічним рішенням є застосування перетворювачів імпульсів (Pulse Converters, MPC, MIXPC), які встановлюються у випускних колекторах. Ці пристрої використовують ежекторні ефекти та спеціальну геометрію звужень для того, щоб частково перетворити кінетичну енергію імпульсу в енергію тиску, зменшити амплітуду коливань перед турбіною та водночас запобігти згубному перетіканню газів (scavenge interference) між циліндрами під час перекриття клапанів [8]. Однак інтеграція складних модульних перетворювачів імпульсів [9, 10] або проєктування нових колекторів з оптимізованими газодинамічними вузлами вимагає значних капіталовкладень, зміни габаритів двигуна та часто є неможливою для вже існуючих СЕУ в умовах обмеженого простору машинного відділення.

У зв'язку з цим актуалізується проблема пошуку простих, технологічних і недорогих рішень для стабілізації потоку газів. При налагодженому робочому процесі ДВЗ (оптимальному співвідношенні тисків наддуву p_k та згоряння P_z, коефіцієнта надлишку повітря α, ступеня стиснення ε) підвищення ефективності газовипускного тракту шляхом впливу

на локальну газодинаміку безпосередньо перед турбіною залишається вагомим резервом для зниження питомої витрати палива.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Проблема газодинамічної оптимізації випускних трактів ДВЗ має багату історію досліджень. Сучасна парадигма проєктування двигунів спирається на використання одновимірних (1D) термодинамічних моделей (GT-Power, AVL BOOST) та тривимірної (3D) обчислювальної гідродинаміки (CFD) для глибокого розуміння хвильових процесів [11].

У фундаментальних дослідженнях [12] розглядаються класичні методи моделювання нестаціонарного потоку в трубах, що дозволяють точно простежити поширення хвиль стиснення та розрідження. Було доведено, що імпульсний характер випуску генерує не лише пряму хвилю, що передає енергію турбіні, а й інтенсивну відбиту хвилю стиснення. Коли потік газу з високою кінетичною енергією стикається з відносно малим прохідним перерізом соплового апарата турбіни, значна частина хвилі відбивається назад до циліндра. Якщо ця відбита хвиля досягає випускного клапана в період його перекриття з впускним клапаном, вона створює високий протитиск, перешкоджаючи процесу продувки та значно збільшуючи насосні втрати [13].

Нещодавні досягнення у CFD-аналізі випускних колекторів, представлені в роботі [14], демонструють нові підходи до керування цими хвилями. Зокрема, дослідження впливу так званих «глухих кутів» (dead ends) або резонаторних порожнин у конструкції колектора виявило, що їхня наявність дає змогу згладжувати коливання тиску. Акустичні хвилі, потрапляючи у глухий кут, відбиваються у протифазі або дисипують свою енергію через утворення турбулентних вихорів, що знижує кінетичну енергію турбулентності у магістральному потоці. Це призводить до більш плавного розвантаження циліндрів без утворення значного зворотного протитиску. Водночас у роботі [15] акцентують увагу на аеродинаміці вихрових камер і застосуванні керованих клапанів для зміни прохідного перерізу залежно від навантаження. Зазначається, що неоптимальне звуження потоку (ефект дроселювання) прискорює газ до швидкостей, близьких до числа Маха $M = 1$, що спричиняє явище газодинамічного замикання (choking) та призводить до суттєвого зростання насосних втрат.

Особливого значення проблема протитиску на випуску набуває у світлі впровадження на суднах технологій очищення ВГ. Для досягнення стандартів IMO Tier III щодо викидів NO_x, суднові ДВЗ оснащуються системами селективного каталітичного відновлення високого тиску (HP-SCR) [1]. Наявність масивних каталітичних реакторів у випускному тракті створює значний додатковий гідравлічний опір. Крім того, для запобігання утворенню сульфатів на каталізаторі температура газів повинна перевищувати 320 °C, що вимагає використання байпасних клапанів і погіршує узгодження роботи двигуна з турбіною. За таких умов будь-яка інновація, здатна підвищити ефективність передачі енергії від циліндра до турбіни та подолати підвищений протитиск без збільшення витрати палива, є вкрай затребуваною [16].

Також сучасна тенденція до підвищення енергоефективності СЕУ актуалізує впровадження систем утилізації скидної теплоти (WHR), в основі яких лежить цикл Ренкіна (ORC) [17]. Ексергетичний аналіз [18] доводить, що стабілізація параметрів ВГ (температури та тиску) безпосередньо впливає на стабільність теплообміну в утилізаційних котлах, підвищуючи загальний ексергетичний ККД установки на 3–8 %.

ВІДОКРЕМЛЕННЯ РАНІШЕ НЕВИРІШЕНИХ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

Незважаючи на значну кількість досліджень у галузі вдосконалення газовипускних систем суднових та стаціонарних дизельних двигунів, питання ефективного гасіння відбитих хвиль стиснення безпосередньо перед сопловим апаратом турбіни залишається відкритим.

Сучасні підходи переважно спрямовані на створення складних систем перетворення імпульсів (таких, як PC, MPC та MIXPC) або активних клапанів керування потоком (CES) [8]. Такі системи дозволяють частково поєднувати переваги імпульсних та постійного тиску систем наддуву, зменшувати інтерференцію між циліндрами та підвищувати енергію, що надходить до турбіни [19]. Однак вони вимагають суттєвої переробки випускних колекторів, збільшення габаритів і значних матеріальних витрат, що робить їх малопридатними для модернізації суднових ДВЗ, які вже експлуатуються. Конструкції перетворювачів імпульсів (типу ежекторів або систем ежекційного наддуву) часто мають значний аеродинамічний опір у лінійному напрямку руху, що призводить до зростання насосних втрат під час тактів випуску. Водночас практично відсутні роботи, присвячені простим пасивним малогабаритним стабілізаторам тиску (вставкам), які можуть бути інтегровані безпосередньо у штатні (існуючі) газовипускні труби серійних середньообертових двигунів перед турбіною без зміни конструкції колектора.

Дослідження впливу пульсуючого потоку на ефективність радіальних турбін демонструють суттєве зниження ККД турбіни через гістерезис характеристик і неоптимальні кути атаки потоку. Проте більшість літературних джерел зосереджується на макрозмінах геометрії колектора, залишаючи поза увагою мікроаеродинамічні ефекти локалізації прикордонного шару та вихрового розсіювання відбитих хвиль за допомогою локальних вставок перед турбіною.

Особливо актуальною ця проблема є для середньообертових суднових дизелів ЧН 25/34 (зокрема, виробництва ТДВ «Дизельмаш – КГУ», м. Первомайськ), які у великій кількості експлуатуються як головні двигуни на суднах річкового та змішаного плавання, а також як суднові дизель-генератори на великотоннажних морських суднах [20]. Для них не запропоновано ефективних пасивних технологій, які б одночасно зменшували роботу насосних ходів, підвищували ефективний ККД турбокомпресора в умовах пульсуючого потоку, запобігали газодинамічному замиканню та забезпечували покращення паливної економічності без погіршення надійності [21].

Крім того, недостатньо вивченим залишається механізм локалізації відриву прикордонного шару в перехідних патрубках ДВЗ середньої розмірності (зокрема, типу 6ЧН 25/34) за допомогою вихрових стабілізаторів тиску з асиметричним гідравлічним опором. Відсутні комплексні дані щодо впливу мікрогеометрії таких пристроїв на узгоджену роботу системи «двигун – турбокомпресор» [7, с. 153–176].

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є термодинамічний і газодинамічний аналіз впливу інноваційних пасивних стабілізаторів тиску, встановлених перед турбіною в обох газовипускних трубах, на паливну економічність двигуна, параметри газообміну та ефективність турбокомпресора.

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Постановка задачі. Зважаючи на актуальність проблеми та наявність невирішених питань у теорії й практиці турбонаддуву, головною задачею даного дослідження є розробка, оптимізація та експериментальна перевірка ефективності газодинамічного стабілізатора тиску для системи газовипуску суднового середньообертового ДВЗ.

Дослідження спирається на *гіпотезу* про можливість створення локального асиметричного аеродинамічного опору, який безперешкодно пропускає прямий потік газів від циліндрів, але ефективно зменшує та розсіює зворотні відбиті хвилі стиснення, стабілізуючи таким чином потік перед лопатковим апаратом турбіни.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити *такі завдання*:

– виконати теоретичний аналіз хвильових процесів у газовипускному тракті та визначити попередні оптимальні геометричні параметри вихрової камери стабілізатора;

– провести порівняльні стендові випробування двигуна 6ЧН 25/34 зі штатною та дослідною (модернізованою) системами газовипуску;

– здійснити аналіз показників паливної економічності (питомої ефективності витрати палива g_e), індикаторного та ефективного ККД, а також теплової напруженості двигуна за різними навантажувальними режимами.

Об'єкт дослідження – робочий процес і процеси газообміну в дизельному двигуні 6ЧН 25/34 з газотурбінним наддувом.

Предмет дослідження – вплив геометричних та аеродинамічних характеристик стабілізатора тиску на хвильові явища у випускному колекторі та показники паливної економічності двигуна.

Для вирішення поставлених задач застосовано комплексний підхід, що поєднує науково-прикладні, теоретичні та емпіричні *методи дослідження*:

– *теоретичні методи*: базуються на фундаментальних законах технічної термодинаміки та механіки суцільних середовищ (газової динаміки) для математичного опису нестаціонарної течії стисливого газу, розрахунку хвильових процесів та асиметричного гідравлічного опору;

– *експериментальні методи*: натурні стендові випробування двигуна 6ЧН 25/34 з використанням стандартизованої вимірювальної апаратури для зняття навантажувальних характеристик, фіксації витрати палива, тиску наддуву p_k, частоти обертання ротора турбокомпресора n_{TK} та максимального тиску згоряння P_z;

– *методи обробки результатів*: емпіричні методи (на основі результатів гідрогазодинамічних методів моделювання прийнято раціональну геометрію стабілізаторів), статистичний аналіз експериментальних даних, побудова графічних залежностей.

Наукова новизна дослідження полягає в розробці принципово нового типу компактних асиметричних стабілізаторів тиску, які встановлюються безпосередньо перед турбіною турбокомпресора ТК-23С-37 у штатних газовипускних трубах двигуна 6ЧН 25/34.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Експериментальна база. Експериментальні дослідження проводилися на базі лабораторії кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації НУК з використанням повнорозмірного суднового дизеля 6ЧН 25/34 (заводське маркування DGR 300/500-1). Двигуни цієї розмірності (діаметр циліндра 250 мм, хід поршня 340 мм) розроблені Первомайським дизелебудівним заводом (зараз ТДВ «Дизельмаш – КГУ») і характеризуються високим рівнем надійності, що зумовило їхнє широке розповсюдження на флоті [7, 20]. Основні технічні характеристики базового двигуна наведено у табл. 1 [7, с. 103].

Двигун з'єднаний з електричною балансирною машиною, яка виконує роль навантажувального пристрою, що дозволяє з високою точністю імітувати роботу за навантажувальною характеристикою за n = const. Для забезпечення достовірності результатів

Таблиця 1. Основні технічні характеристики дизеля 6ЧН 25/34

Параметр, одиниці вимірювання	Позначення	Значення
Тип двигуна	–	Чотиритактний, рядний, з турбонаддувом
Кількість циліндрів	i	6
Діаметр циліндра / хід поршня, м	D/S	0,25 / 0,34
Номінальна ефективна потужність, кВт	N_e	300
Номінальна частота обертання, хв.$^{-1}$	n	500
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт · годину)	g_e	223
Тип турбокомпресора	–	ТК-23С-37
Система випуску газів	–	Імпульсна (2 труби по 3 циліндри)

вимірювальний комплекс був оснащений датчиками тиску п'єзоелектричного типу для індикації циліндрів (вимірювання P_z), термопарами для контролю температур газів по циліндрах та перед турбіною, а також високоточними датчиками для фіксації частоти обертання ротора турбокомпресора $n_{ТК}$. Витрата палива вимірювалася ваговим методом за допомогою електронних ваг. Усі дані збиралися через аналогово-цифровий перетворювач, і результати оброблялися за допомогою комп'ютерного пакета програм Origin фірми «OriginLab Corporation» (https://www.originlab.com/).

Теоретичне обґрунтування та геометрія стабілізаторів тиску. Концепція запропонованого стабілізатора тиску базується на принципі аеродинамічного клапана, адаптованого до умов високотемпературного турбулентного потоку. Пристрій формує асиметричний гідравлічний опір: він мінімізує опір прямому потоку $\zeta_{пр}$, що йде від циліндрів для транспортування імпульсу до турбіни, і одночасно максимізує опір $\zeta_{зв}$ у зворотному напрямку для розсіювання відбитих хвиль стиснення.

Крім того, спеціально спроєктовані вхідна кромка та вихрова камера забезпечують особливий вплив на прикордонний шар. У класичних трубопроводах пульсуючий потік часто спричиняє періодичний відрив прикордонного шару, що підвищує дисипацію (розсіювання) енергії. Запропонована геометрія стабілізатора локалізує цей відрив у чітко визначених зонах усередині самого пристрою, запобігаючи неконтрольованій турбулізації спрямованого потоку.

Стабілізатори були виготовлені з жароміцної сталі та встановлювалися безпосередньо перед турбіною турбокомпресора (рис. 1) в обох газовипускних трубах (кожна труба обслуговує 3 циліндри). Таке розташування гарантує мінімальне втручання в наявну конструкцію двигуна, що є ключовою вимогою для подальшого комерційного ретрофітингу.

Принципову схему стабілізатора наведено на рис. 2. Стабілізатор характеризується п'ятьма основними розмірами: загальною довжиною L, довжиною внутрішнього завихрювача l, діаметром вхідного перерізу $D_{вх}$, діаметром вихідного перерізу $D_{вих}$ та кутом вхідної звужувальної кромки $\alpha_{кр}$.

Довжина стабілізатора L обиралася таким чином, щоб не відбувалося перекриття прохідного перерізу випускного патрубка шостого циліндра. З конструктивних міркувань цю довжину було обрано 75 мм. Довжина завихрювача l визначає здебільшого об'єм вихрової камери; вона змінювалася в межах 9–15 мм. Діаметр вхідного перерізу стабілізатора обмежений внутрішнім

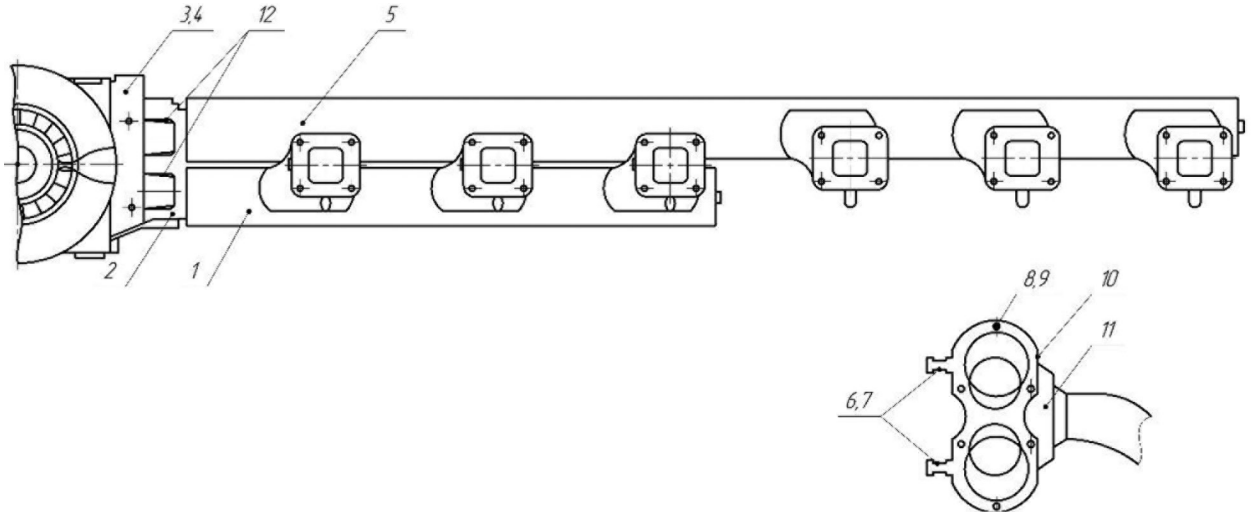


Рис. 1. Схема встановлення стабілізаторів на двигуні 6ЧН 25/34 1 – колектор 1-, 2-, 3-го циліндрів; 2 – корпус компенсаторів; 3 – болт; 4 – шайба; 5 – колектор 4-, 5-, 6-го циліндрів; 6 – штуцер перехідний; 7 – прокладка; 8 – шпилька; 9 – гайка; 10 – щиток; 11 – чехол; 12 – стабілізатори тиску

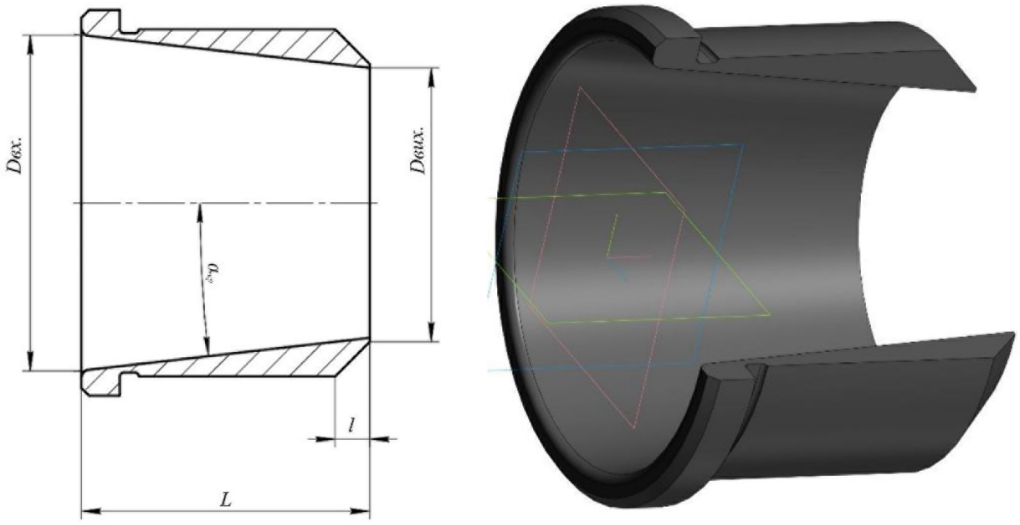


Рис. 2. Схема стабілізатора тиску

діаметром випускного колектора і в процесі всіх експериментів залишався незмінним: $D_{вх} = 87$ мм.

Для експериментального пошуку оптимального балансу між дроселюванням потоку та ефективним гасінням зворотних хвиль було створено та досліджено два варіанти геометричного виконання стабілізатора (надалі – Варіант I та Варіант II).

Методологія експерименту. Дослідження проводилися за класичним алгоритмом зняття генераторної навантажувальної характеристики. Частота обертання підтримувалася сталою (500 хв.$^{-1}$). Навантаження задавалося східчасто: 25 %, 50 %, 75 % та 100 % від номінальної потужності.

Випробування поділялися на три серії для забезпечення співставності результатів:

– *базовий тест*: робота двигуна зі штатною імпульсною системою газовипуску без жодних вставок;

– *тест Варіанта I*: встановлення стабілізаторів із жорстким звуженням (L = 75 мм, $D_{вх}$ = 87 мм, l = 15 мм, $\alpha_{кр} = 9°$, $D_{вих}$ = 62 мм) та великою вихровою камерою;

– *тест Варіанта II*: встановлення стабілізаторів із помірним звуженням (L = 75 мм, $D_{вх}$ = 87 мм, l = 9 мм, $\alpha_{кр} = 6°$, $D_{вих}$ = 70 мм) та оптимізованою камерою.

На кожному режимі після досягнення повної теплової стабілізації двигуна (сталі температури мастила, охолоджуючої води та ВГ) здійснювався синхронний запис параметрів протягом 10 хв. з подальшим усередненням даних для мінімізації випадкових похибок.

Результати. Результати випробувань наведено на рис. 3, де показано зміни деяких параметрів двигуна 6ЧН 25/34 і турбокомпресора ТК-23С-37 під час роботи за навантажувальною характеристикою.

При цьому залежності зміни цих параметрів для вихідного варіанта зі штатною системою газовипуску показані суцільними лініями, а для дослідної системи газовипуску, в якій встановлено стабілізатори Варіанта I, – штрихпунктирними лініями, і Варіанта II – штриховими.

Як видно з рис. 3, більш ефективним є застосування стабілізаторів тиску з геометричними розмірами за Варіантом II, під час застосування яких забезпечується зниження питомої витрати палива на 2–3 г/(кВт · годину) за зміни навантаження від 25 до 100 %. Застосування стабілізаторів Варіанта I призводить до зменшення питомої витрати палива лише на 1–2 г/(кВт · годину), а в режимах номінального навантаження – навіть до збільшення питомої витрати

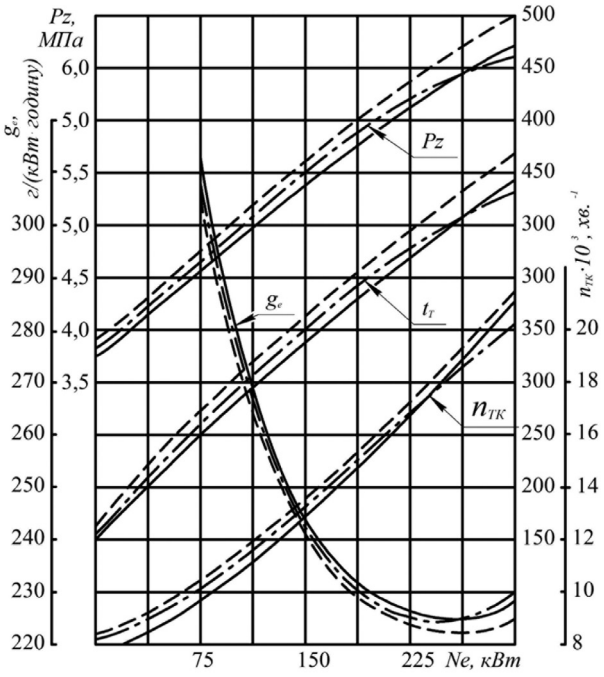


Рис. 3. Зміна параметрів двигуна 6ЧН 25/34 за навантажувальною характеристикою з різними стабілізаторами тиску

палива на 3 г/(кВт · годину), що пояснюється затисненням вихідного перерізу стабілізатора та зростанням протитиску на випуску, а також збільшенням об'єму вихрової камери.

Зниження питомої ефективної витрати палива під час роботи двигуна з дослідною газовипускною системою зі стабілізаторами тиску можна пояснити зменшенням середнього тиску механічних втрат. Це зумовлено зниженням середнього тиску насосних ходів унаслідок нижчого тиску за циліндрами в період перекриття клапанів і меншою роботою виштовхування при цьому.

Вирівнювання тиску газів перед турбіною та підвищення ступеня її геометричної парціальності забезпечують збільшення ККД турбіни та її потужності, що підтверджується зростанням частоти обертання ротора турбокомпресора n_{TK} за дослідної газовипускної системи. Це зі свого боку призведе до підвищення коефіцієнта надлишку повітря α під час застосування дослідної системи порівняно зі штатною та спричинить збільшення індикаторного ККД двигуна внаслідок поліпшення згоряння палива, що підтверджується зростанням максимального тиску згоряння P_z (див. рис. 3).

Проведені дослідження підтвердили ефективність застосування стабілізаторів тиску для поліпшення паливної економічності двигуна 6ЧН 25/34 і дозволили рекомендувати до промислового впровадження стабілізатори з геометричними розмірами за Варіантом II.

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Отримані емпіричні результати вимагають глибокого фундаментального трактування з позицій термодинаміки поршневих двигунів, механіки стисливої рідини (Compressible Fluid Mechanics) та акустики хвильових процесів. Розбіжність в ефективності між двома геометрично схожими стабілізаторами ілюструє високу чутливість газодинамічних систем до локальних змін прохідних перерізів.

Газодинамічне замикання (Варіант I). Різке погіршення паливної економічності та падіння обертів турбіни при використанні Варіанта I на навантаженнях понад 50 % є класичним прикладом ефекту нерозрахункового дроселювання потоку. Зі збільшенням навантаження двигуна масова витрата ВГ зростає майже пропорційно [15]. Згідно з рівнянням нерозривності та законами ізоентропійної течії, під час проходження великої маси газу через завужений вихідний переріз стабілізатора ($D_{вих}$ = 62 мм) локальна швидкість потоку стрімко зростає. На режимах 75–100 % швидкість газу в горловині стабілізатора Варіанта I, ймовірно, досягла місцевих звукових значень (число Маха, $M \approx 1$). У цей момент настає явище газодинамічного замикання: подальше збільшення масової витрати стає неможливим без кардинального підвищення тиску перед звуженням [15].

Як наслідок, протитиск на випуску у колекторі між циліндром і стабілізатором зріс до критичних величин. З точки зору термодинаміки, це означає, що під час такту випуску (руху поршня від НМТ до ВМТ) поршень змушений виконувати значно більшу роботу для виштовхування газів із циліндра. Збільшення площі від'ємної петлі насосних ходів на індикаторній діаграмі напряму зменшує корисну індикаторну потужність двигуна. Зниження механічного ККД $\eta_м$ призвело до того, що для підтримання заданої ефективної потужності (N_e = 300 кВт) регулятор частоти обертання був змушений збільшувати циклову подачу палива, що й відобразилося у зростанні g_e на 3 г/(кВт · годину). Додатково, велика вихрова камера (l = 15 мм) генерувала потужні макровихри, на підтримання яких безповоротно дисипувала кінетична енергія початкового імпульсу, так і не дійшовши до турбіни.

Хвильове гасіння (Варіант II). Поведінка стабілізатора Варіанта II репрезентує вдало знайдене оптимальне рішення, яке поєднує переваги імпульсної системи та системи постійного тиску [22]. Збільшений діаметр $D_{вих}$ = 70 мм та більш плавний кут вхідної кромки $\alpha_{кр} = 6°$ значно знизили гідравлічний опір для прямого магістрального потоку. Прохідний переріз виявився достатнім для пропускання максимальної масової витрати газу без досягнення звукової швидкості, тим самим уникнувши критичного зростання протитиску.

Проте головний газодинамічний успіх Варіанта II криється в оптимізованій вихровій камері (l = 9 мм). Згідно з дослідженнями перехідних процесів у радіальних турбінах [13], пульсуючий потік, б'ючись об лопатки соплового апарата, не лише обертає ротор, а й неминуче генерує потужну відбиту хвилю стиснення. Ця зворотна хвиля поширюється трубопроводом назустріч потоку зі швидкістю звуку плюс локальна швидкість середовища.

У класичній імпульсній системі ця хвиля безперешкодно досягає випускних клапанів. Якщо вона приходить у момент перекриття клапанів (коли відкриті і впускні, і випускні), високий тиск змушує відхідні гази перетікати у впускний колектор або перешкоджає надходженню свіжого повітря, суттєво погіршуючи якість продувки та наповнення [16].

Прямий імпульс стабілізатора Варіанта II проходить крізь нього з мінімальними втратами завдяки плавному звуженню. Але коли відбита хвиля стиснення повертається від турбіни, вона стикається з різким розширенням каналу з боку виходу стабілізатора. Це призводить до відриву потоку, утворення інтенсивних тороїдальних вихорів у камері (l = 9 мм) та фазового зсуву акустичної хвилі. Кінетична енергія зворотної хвилі дисипує на подолання внутрішнього тертя цих вихорів, і вона практично не досягає циліндрів.

Зниження інтенсивності відбитих хвиль критично зменшує середній тиск за циліндрами в період випуску та продувки. Це мінімізує роботу насосних ходів поршня, відповідно, підвищуючи механічний ККД двигуна. Одночасно з цим стабілізатор вирівнює амплітуду тиску перед самою турбіною. Відомо, що ефективність відцентрової турбіни знижується за сильних пульсацій через явище гістерезису характеристик і неоптимальні кути набігання потоку. Стабілізація тиску дозволила турбіні ТК-23С-37 працювати у зоні вищого аеродинамічного ККД, аналогічно до систем постійного тиску. Зростання потужності турбіни забезпечило вищу продуктивність компресора ($n_{TK}\uparrow$), більший тиск наддуву ($p_k\uparrow$) та збільшення коефіцієнта надлишку повітря ($\alpha\uparrow$).

Збагачення циліндра повітрям оптимізує кінетику реакцій горіння, скорочуючи затримку самозаймання і зміщуючи тепловиділення ближче до ВМТ, що призводить до зростання індикаторного ККД η_i, ідентифікованого через зростання P_z. Сукупне зростання механічного $\eta_м$ та індикаторного η_i ККД забезпечило стійке зменшення g_e на 2–3 г/(кВт · годину).

Екологія та інтеграція з сучасними технологіями. Варіант II має економічну перевагу для суден, обладнаних дизелями ЧН 25/34 через зниження витрати палива на 1,0–1,5 %, що забезпечує й значне зменшення річних викидів CO_2 та безпосередньо покращує рейтинги EEXI та CII [4].

Проте варто зазначити екологічний компроміс. Збільшення P_z зазвичай супроводжується зростанням локальних максимальних температур у камері згоряння, що є головним каталізатором утворення термічних оксидів азоту за механізмом Зельдовича (NO_x) [2]. Щоб відповідати нормам IMO Tier III, сучасні судна все частіше оснащуються системами селективного каталітичного відновлення високого тиску (HP-SCR), які встановлюються між випускним колектором і турбіною [1]. Як зазначалося вище, SCR створює значний гідравлічний опір. Впровадження стабілізаторів тиску (Варіант II) здатне частково компенсувати негативний вплив SCR на роботу насосних ходів, оскільки стабілізатор покращує проходження прямого імпульсу енергії до турбіни. Більше того, стабілізований потік забезпечує більш рівномірний профіль швидкостей і температур по перерізу каналу, що є критично важливим для рівномірного проходження хімічних реакцій на матриці SCR-каталізатора та запобігання прослизанню аміаку (NH_3 slip) [23].

Також стабілізація термодинамічних параметрів газів перед турбіною відкриває перспективи більш ефективного впровадження систем утилізації теплоти (WHR) [24]. Стабільна температура та тиск вихлопу після турбіни гарантують оптимальну роботу теплообмінників циклу ORC, підвищуючи сумарний термічний ККД суднової енергетичної установки.

ВИСНОВКИ

Газодинамічна ефективність. Теоретично та емпірично доведено, що встановлення пасивних стабілізаторів тиску спеціальної конструкції у випускні патрубки перед турбіною ДВЗ є потужним інструментом для оптимізації процесів газообміну. Стабілізатори безперешкодно транспортують прямий потік газів, але ефективно дисипують енергію відбитих хвиль стиснення завдяки локалізації відриву прикордонного шару у вихрових камерах.

Оптимізація геометрії та явище замикання. Ефективність роботи пристрою критично залежить від геометрії звуження. Встановлено, що стабілізатор Варіанта I ($D_{вих}$ = 62 мм) призводить до явища газодинамічного замикання потоку на великих навантаженнях, що викликає суттєве зростання протитиску, збільшення роботи насосних ходів і, як наслідок, перевитрату палива на 3 г/(кВт · годину).

Термодинамічні покращення (Варіант II). Стабілізатор оптимізованої конфігурації Варіант II (L = 75 мм, l = 9 мм, $\alpha_{кр}$ = 6°, $D_{вих}$ = 70 мм) забезпечив оптимальний баланс між пропускною здатністю та хвильовим гасінням. Усунення згубного впливу відбитих хвиль знизило роботу насосних ходів (зростання $\eta_м$), а вирівнювання потоку підвищило парціальний ККД турбіни. Зростання обертів ротора n_{TK} забезпечило краще наповнення циліндрів повітрям та інтенсифікацію згоряння.

Економічний ефект. Комплексне підвищення механічного та індикаторного ККД при роботі двигуна з дослідною газовипускною системою (Варіант II) забезпечило стабільне та суттєве зниження питомої ефективної витрати палива на 2–3 г/(кВт · годину) в усьому експлуатаційному діапазоні навантажень (від 25 % до 100 %).

Перспективи впровадження. Простота конструкції, відсутність рухомих частин та відсутність потреби в зміні габаритів штатного випускного колектора роблять розроблений стабілізатор Варіанта II перспективним рішенням для масштабного комерційного ретрофітингу (модернізації) значного парку діючих суднових двигунів розмірності ЧН 25/34. Застосування цієї технології сприятиме не лише суттєвій економії палива, а й надійнішій інтеграції з новітніми системами екологічного очищення (SCR) та утилізації скидної теплоти (WHR), забезпечуючи значення експлуатаційних показників СЕУ відповідно до сучасних стандартів IMO.

REFERENCES

[1] Bayramoğlu, K., Yılmaz, S., & Nuran, M. (2024). Reduction of the harmful NO_x pollutants emitted from the ship engines using high-pressure selective catalytic reduction system. *Environmental Science and Pollution Research*, *31*(22), 32813–32825. https://doi.org/10.1007/s11356-024-33439-y

[2] Witkowski, K. (2020). Research of the Effectiveness of Selected Methods of Reducing Toxic Exhaust Emissions of Marine Diesel Engines. *Journal of Marine Science and Engineering*, *8*(6), 452. https://doi.org/10.3390/jmse8060452

[3] Zhuk, O. O. (2022). Al′ternatyvni rishennya pokrashchennya indeksu enerhoefektyvnosti isnuyuchykh suden (EEXI) ta indykatoru intensyvnosti vuhletsyu (CII) na sudnakh torhivel′noho flotu [An alternative solutions for increasing the energy efficiency existing ship index (EEXI) and to improve the carbon intensity indicator (CII) on merchant fleet]. *Zbirnyk naukovykh prats' NUK – Collection of scientific papers of the National University of Ukraine*, *2*(489), 82–88. [in Ukrainian]. https://doi.org/10.15589/znp2022.2(489).12

[4] Adnan, M. Perera, L. P., & Roman, D. (2026). Deep Learning towards Marine Engine Fuel Consumption Prediction in Ship Operational Conditions. Proceedings of the 8th International Conference on Maritime Technology and Engineering (MARTECH 2026), February, Lisbon, Portugal. https://www.researchgate.net/publication/400323493_Deep_Learning_towards_Marine_Engine_Fuel_Consumption_Prediction_in_Ship_Operational_Conditions

[5] Karvounis, P., Tsoumpris, C., Boulougouris, E., & Theotokatos, G. (2022). Recent advances in sustainable and safe marine engine operation with alternative fuels. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 8:994942. https://doi.org/10.3389/fmech.2022.994942

[6] Robinson, U. A., Friday, L., & Nitonye, S. (2025). Fuel injection system optimization of marine diesel engine for reduced carbon emission. *Advance Journal of Science, Engineering and Technology*, *10*(4), 66–78. Retrieved from https://aspjournals.net/ajset/index.php/ajset/article/view/129

[7] Nalyvayko, V. S., Tymoshevsky, B. G., Tkachenko, S. G. (2015). *Sudnovi dvyhuny vnutrishn'oho zhoryannya* [*Marine internal combustion engines*]. Mykolaiv: Torubara V. V. [ed.], 331 p. [in Ukrainian]. https://eir.nuos.edu.ua/handle/123456789/7354

[8] Cui, Y., Deng, K., & Shi, L. (2013). Turbocharging System Design and Performance Analysis of a Marine Diesel Engine. *Proceedings of the ASME 2013 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*. *Volume 1: Large Bore Engines; Advanced Combustion; Emissions Control Systems; Instrumentation, Controls, and Hybrids*. Dearborn, Michigan, USA, V001T01A004. ASME. https://doi.org/10.1115/ICEF2013-19229

[9] Nalyvaiko, V. S., Tkachenko, S. G., Khomenko, V. S., Avdyunin, R. Yu. (2017). *Osnovy komp'yuternoho proektuvannya DVZ* [*Fundamentals of computer-aided design of internal combustion engines*]. Mykolaiv : Torubara V. V. [ed.], 138 p. [in Ukrainian]. https://eir.nuos.edu.ua/handle/123456789/5888

[10] Avdiunin, R. Yu., Prudnikov, I. A., & Huryn, K. Yu. (2024). Use of a valve spool device for controlling valves of the gas exchange system of motor vehicles. *Modern challenges as an impetus for technical innovations*: International scientific conference. Riga, Latvia : Baltija Publishing, 56–60. https://doi.org/10.30525/978-9934-26-475-7-13

[11] Liu, S., Leng, L., Zhou, W., & Shi, L. (2021). Optimizing the Exhaust System of Marine Diesel Engines to Improve Low-speed Performances and Cylinder Working Conditions. *Fluid Dynamics & Materials Processing*, *17*(4), 683–695. https://doi.org/10.32604/fdmp.2021.013575

[12] Watson, N., & Janota, M. S. (1982). Pulse Converters and Summary of Turbocharging Systems. In: *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. Palgrave, London. https://doi.org/10.1007/978-1-349-04024-7_8

[13] Nannetti, F., Usai, V., Cordalonga, C., & Marelli, S. (2024). Experimental analysis of the performance of a turbocharger compressor under pulsating flow condition. *Journal of Physics: Conference Series*, 2893 012099. https://doi.org/10.1088/1742-6596/2893/1/012099

[14] Benek, G., & Ozsoysal, O. A. (2021). Influences of the dead end on the flow characteristics at the exhaust manifold of a marine diesel engine. *Journal of Thermal Engineering*, *7*(6), 1519–1530. https://doi.org/10.18186/thermal.991095

[15] Martos, F. J., Soriano, J. A., Braic, A., Fernández-Yáñez, P., & Armas, O. (2023). A CFD Modelling Approach for the Operation Analysis of an Exhaust Backpressure Valve Used in a Euro 6 Diesel Engine. *Energies*, *16*(10), 4112. https://doi.org/10.3390/en16104112

[16] Sapra, H., Godjevac, M., Visser, K., Stapersma, D., & Dijkstra, C. (2017). Experimental and simulation-based investigations of marine diesel engine performance against static back pressure. *Applied Energy*, 204, 78–92. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.06.111

[17] Liu, J., Qu, J., Feng, Y., Zhu, Y., & Wu, Y. (2023). Improving the Overall Efficiency of Marine Power Systems through Co-Optimization of Top-Bottom Combined Cycle by Means of Exhaust-Gas Bypass: A Semi Empirical Function Analysis Method. *Journal of Marine Science and Engineering*, *11*(6), 1215. https://doi.org/10.3390/jmse11061215

[18] Vallis, A. G., Zannis, T. C., Hristoforou, E. V., Yfantis, E. A., Pariotis, E. G., Hountalas, D. T., & Katsanis, J. S. (2022). Design of Container Ship Main Engine Waste Heat Recovery Supercritical CO_2 Cycles, Optimum Cycle Selection through Thermo-Economic Optimization with Genetic Algorithm and Its Exergo-Economic and Exergo-Environmental Analysis. *Energies*, *15*(15), 5398. https://doi.org/10.3390/en15155398

[19] Liu, S., Leng, L., Zhou, W., & Shi, L. (2021). Optimizing the Exhaust System of Marine Diesel Engines to Improve Low-Speed Performances and Cylinder Working Conditions. *Fluid Dynamics & Materials Processing*, *17*(4), 683–695. https://doi.org/10.32604/fdmp.2021.013575

[20] Dyzel′mash – KHU. *Dvyhuny* [*Engines*]. https://www.dieselmash.com.ua/dvyguny

[21] Zhang, K., Huang, X., He, S., Deng, K., Cui, Y., & Luo, A. (2016). Study of a hybrid modular exhaust turbocharging system and its application on an 8-cylinder marine diesel engine. *Journal of Mechanical Science and Technology*, *30*, 2827–2838. https://doi.org/10.1007/s12206-016-0542-6

[22] Cho, K.-S., Son, K.-B., & Kim, U.-K. (2013). Design of exhaust manifold for pulse converters considering fatigue strength due to vibration. *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, *37*(7), 694–700. https://doi.org/10.5916/jkosme.2013.37.7.694

[23] Zhou, X., Li, T., Chen, R., Wei, Y., Wang, X., Wang, N., Li, S., Kuang, M., & Yang, W. (2024). Ammonia marine engine design for enhanced efficiency and reduced greenhouse gas emissions. *Nature communications*, *15*, 2110. https://doi.org/10.1038/s41467-024-46452-z

[24] Lebedevas, S., & Čepaitis, T. (2024). Complex Use of the Main Marine Diesel Engine High- and Low-Temperature Waste Heat in the Organic Rankine Cycle. *Journal of Marine Science and Engineering*, *12*(3), 521. https://doi.org/10.3390/jmse12030521

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

[1] Bayramoğlu, K., Yılmaz, S., & Nuran, M. (2024). Reduction of the harmful NO_x pollutants emitted from the ship engines using high-pressure selective catalytic reduction system. *Environmental Science and Pollution Research*, *31*(22), 32813–32825. https://doi.org/10.1007/s11356-024-33439-y

[2] Witkowski, K. (2020). Research of the Effectiveness of Selected Methods of Reducing Toxic Exhaust Emissions of Marine Diesel Engines. *Journal of Marine Science and Engineering*, *8*(6), 452. https://doi.org/10.3390/jmse8060452

[3] Жук, О. О. (2022). Альтернативні рішення покращення індексу енергоефективності існуючих суден (EEXI) та індикатору інтенсивності вуглецю (CII) на суднах торгівельного флоту. *Збірник наукових праць НУК*, *2*(489), 82–88. https://doi.org/10.15589/znp2022.2(489).12

[4] Adnan, M. Perera, L. P., & Roman, D. (2026). Deep Learning towards Marine Engine Fuel Consumption Prediction in Ship Operational Conditions. Proceedings of the 8th International Conference on Maritime Technology and Engineering (MARTECH 2026), February, Lisbon, Portugal. https://www.researchgate.net/publication/400323493_Deep_Learning_towards_Marine_Engine_Fuel_Consumption_Prediction_in_Ship_Operational_Conditions

[5] Karvounis, P., Tsoumpris, C., Boulougouris, E., & Theotokatos, G. (2022). Recent advances in sustainable and safe marine engine operation with alternative fuels. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 8:994942. https://doi.org/10.3389/fmech.2022.994942

[6] Robinson, U. A., Friday, L., & Nitonye, S. (2025). Fuel injection system optimization of marine diesel engine for reduced carbon emission. *Advance Journal of Science, Engineering and Technology*, *10*(4), 66–78. Retrieved from https://aspjournals.net/ajset/index.php/ajset/article/view/129

[7] Наливайко, В. С., Тимошевський, Б. Г., Ткаченко, С. Г. (2015). *Суднові двигуни внутрішнього згоряння*. Миколаїв : Торубара В. В. [вид.], 331 с. https://eir.nuos.edu.ua/handle/123456789/7354

[8] Cui, Y., Deng, K., & Shi, L. (2013). Turbocharging System Design and Performance Analysis of a Marine Diesel Engine. *Proceedings of the ASME 2013 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*. *Volume 1: Large Bore Engines; Advanced Combustion; Emissions Control Systems; Instrumentation, Controls, and Hybrids*. Dearborn, Michigan, USA, V001T01A004. ASME. https://doi.org/10.1115/ICEF2013-19229

[9] Наливайко, В. С., Ткаченко, С. Г., Хоменко, В. С., Авдюнін, Р. Ю. (2017). *Основи комп'ютерного проектування ДВЗ*. Миколаїв : Видав. Торубара В. В., 138 с. https://eir.nuos.edu.ua/handle/123456789/5888

[10] Avdiunin, R. Yu., Prudnikov, I. A., & Huryn, K. Yu. (2024). Use of a valve spool device for controlling valves of the gas exchange system of motor vehicles. *Modern challenges as an impetus for technical innovations*: International scientific conference. Riga, Latvia : Baltija Publishing, 56–60. https://doi.org/10.30525/978-9934-26-475-7-13

[11] Liu, S., Leng, L., Zhou, W., & Shi, L. (2021). Optimizing the Exhaust System of Marine Diesel Engines to Improve Low-speed Performances and Cylinder Working Conditions. *Fluid Dynamics & Materials Processing*, *17*(4), 683–695. https://doi.org/10.32604/fdmp.2021.013575

[12] Watson, N., & Janota, M. S. (1982). Pulse Converters and Summary of Turbocharging Systems. In: *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. Palgrave, London. https://doi.org/10.1007/978-1-349-04024-7_8

[13] Nannetti, F., Usai, V., Cordalonga, C., & Marelli, S. (2024). Experimental analysis of the performance of a turbocharger compressor under pulsating flow condition. *Journal of Physics: Conference Series*, 2893 012099. https://doi.org/10.1088/1742-6596/2893/1/012099

[14] Benek, G., & Ozsoysal, O. A. (2021). Influences of the dead end on the flow characteristics at the exhaust manifold of a marine diesel engine. *Journal of Thermal Engineering*, *7*(6), 1519–1530. https://doi.org/10.18186/thermal.991095

[15] Martos, F. J., Soriano, J. A., Braic, A., Fernández-Yáñez, P., & Armas, O. (2023). A CFD Modelling Approach for the Operation Analysis of an Exhaust Backpressure Valve Used in a Euro 6 Diesel Engine. *Energies*, *16*(10), 4112. https://doi.org/10.3390/en16104112

[16] Sapra, H., Godjevac, M., Visser, K., Stapersma, D., & Dijkstra, C. (2017). Experimental and simulation-based investigations of marine diesel engine performance against static back pressure. *Applied Energy*, 204, 78–92. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.06.111

[17] Liu, J., Qu, J., Feng, Y., Zhu, Y., & Wu, Y. (2023). Improving the Overall Efficiency of Marine Power Systems through Co-Optimization of Top-Bottom Combined Cycle by Means of Exhaust-Gas Bypass: A Semi Empirical Function Analysis Method. *Journal of Marine Science and Engineering*, *11*(6), 1215. https://doi.org/10.3390/jmse11061215

[18] Vallis, A. G., Zannis, T. C., Hristoforou, E. V., Yfantis, E. A., Pariotis, E. G., Hountalas, D. T., & Katsanis, J. S. (2022). Design of Container Ship Main Engine Waste Heat Recovery Supercritical CO_2 Cycles, Optimum Cycle Selection through Thermo-Economic Optimization with Genetic Algorithm and Its Exergo-Economic and Exergo-Environmental Analysis. *Energies*, *15*(15), 5398. https://doi.org/10.3390/en15155398

[19] Liu, S., Leng, L., Zhou, W., & Shi, L. (2021). Optimizing the Exhaust System of Marine Diesel Engines to Improve Low-Speed Performances and Cylinder Working Conditions. *Fluid Dynamics & Materials Processing*, *17*(4), 683–695. https://doi.org/10.32604/fdmp.2021.013575

[20] Дизельмаш – КГУ. Двигуни. https://www.dieselmash.com.ua/dvyguny

[21] Zhang, K., Huang, X., He, S., Deng, K., Cui, Y., & Luo, A. (2016). Study of a hybrid modular exhaust turbocharging system and its application on an 8-cylinder marine diesel engine. *Journal of Mechanical Science and Technology*, *30*, 2827–2838. https://doi.org/10.1007/s12206-016-0542-6

[22] Cho, K.-S., Son, K.-B., & Kim, U.-K. (2013). Design of exhaust manifold for pulse converters considering fatigue strength due to vibration. *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, *37*(7), 694–700. https://doi.org/10.5916/jkosme.2013.37.7.694

[23] Zhou, X., Li, T., Chen, R., Wei, Y., Wang, X., Wang, N., Li, S., Kuang, M., & Yang, W. (2024). Ammonia marine engine design for enhanced efficiency and reduced greenhouse gas emissions. *Nature communications*, *15*, 2110. https://doi.org/10.1038/s41467-024-46452-z

[24] Lebedevas, S., & Čepaitis, T. (2024). Complex Use of the Main Marine Diesel Engine High- and Low-Temperature Waste Heat in the Organic Rankine Cycle. *Journal of Marine Science and Engineering*, *12*(3), 521. https://doi.org/10.3390/jmse12030521

© Наливайко В. С., Авдюнін Р. Ю., Андреєв А. А.
Дата першого надходження статті до видання: 23.06.2026
Дата прийняття статті до друку після рецензування: 22.07.2026
Дата публікації (оприлюднення) статті: 02.11.2026



Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу (CC BY 4.0)