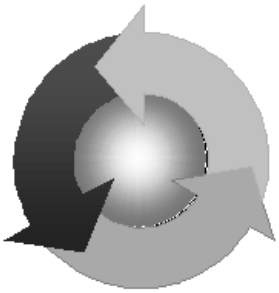
Міністерство освіти і науки України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

Суднові енергетичні установки



Науково-технічний збірник

Випуск 51

Одеса
2025

УДК 629.5

Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 51. – Одеса: НУОМА, 2025. –174 с.

Збірник присвячений проблемам суднової енергетики, проектування, модернізації й експлуатації суднових енергетичних установок, методам підвищення ефективності й надійності використання суднових технічних засобів.

Для науковців і фахівців.

Редакційна колегія: д-р техн. наук, проф. Сагін С.В. (науковий редактор); д-р техн. наук, проф. Афтанюк В.В.; д-р техн. наук, проф. Будашко В.В.; д-р техн. наук, проф. Гвоздева І.М.; д-р техн. наук, проф. Голіков В.А.; д-р техн. наук, проф. Горб С.І.; к-т техн. наук, доц. Журавльов Ю.І.; к-т техн. наук, доц. Заблоцький Ю.В.; д-р техн. наук, проф. Захарченко В.М.; д-р фіз.-мат. наук, проф. Козицький С.В.; к-т техн. наук, проф. Колегаєв М.О.; д-р фіз.-мат. наук, проф. Малахов О.В.; д-р техн. наук, проф. Міюсов М.В.; д-р техн. наук, проф. Онищенко О.А.; к-т техн. наук, доц. Печенюк А.В.; д-р техн. наук, проф. Суворов П.С.; д-р техн. наук, проф. Хлієва О.Я.; Doctor of Technical Sciences, Senior Lectures Class A, Bendahmane Boukhalfa (Algeria)

Адреса редакційної колегії: 65029, Одеса, вул. Дідріхсона, 8, національний університет «Одеська морська академія» (НУОМА).

Контактні телефони редакції (067) 558-13-28.

e-mail: ivanovich1zh@gmail.com

Затверджене вченою радою НУ «ОМА», протокол №3 від 30.10.2025.

ISNN 1815-6770 (print)

©Національный університет «Одеська морська академія», 2025

Зміст

Кардашев Д. Л., Аболєшкін С. Є. Оцінка величини усталеного кута закручування гребного вала 4
Колегаєв М.О., Мадей В.В., Побережний Р.В. Використання біодизельного палива під час експлуатації суднових дизелів 10
Куропятник О.А. Оцінка екологічності морських суден під час використання комплексних систем управління випускними газами суднових дизелів 22
Куропятник О.А. Забезпечення декарбонізації суден морського транспорту 45
Сагін А.С., Заблоцький Ю.В. Огляд основних особливостей постачання та експедирування морських суден у сучасних умовах . 59
Сагін С.В., Парменова Д.Г. Діагностування технічного стану суднових дизелів 66
Фомін О.В., Іванченко Д.А., Мельник О.М., Фоміна А.М., Хаіров С.Д. Матеріалознавчі тенденції удосконалення несівних елементів і систем енергозабезпечення засобів транспорту 78
Фомін О.В., Лямзін А.О., Турпак С.М., Лопатюк С.П., Черкашин О.П. Синергетичний підхід до використання комп'ютерної графіки в аналізі транспортних систем і технологій 86
Чимшир В.І., Разінкін Р.О. Аналіз показників системи діагностування моторного мастила суднових довгоходових дизелів 94
Хлієва О.Я., Константінов О. І. Аналіз ефективності системи на основі органічного циклу ренкіна для утилізації теплоти охолоджувальної води двигуна Wärtsilä 12V46F за різних навантажень 107
Bogach V.M., Kolegayev M.O., Dovidenko Yu.M. Features of oil supply to the cylinders of modern marine diesel engines..... 119
Karianskyi S. Problems and solutions in the operation of jack-up and drilling 131
Zhuravlov Yu.I., Korkh M. V. Development of a model for the destruction process of crankshafts of marine diesel engines taking into account their stress-strain state 138
Реферати 151
Правила оформлення і подання рукописів для збірника «Суднові енергетичні установки»..... 170

DOI:10.31653/smf51.2025.4-9 Отримана в редакції 8.10.2025
Прийнята до друку 15.10.2025

Кардашев Д. Л., Аболєшкін С. Є.

Національний університет «Одеська морська академія»

ОЦІНКА ВЕЛИЧИНИ УСТАЛЕНОГО КУТА ЗАКРУЧУВАННЯ ГРЕБНОГО ВАЛА

Постановка проблеми в загальному вигляді. У режимі, що встановився, при одночасному впливі крутних моментів з боку дизеля і з боку гребного гвинта, амплітуди крутильних коливань гребного валу (ГВ) розвиваються як в межах, так і поза резонансного діапазону на тлі кута закручування, що встановився, може довго і значно перевищувати допустимі величини.

Боротьба із резонансними явищами виникаючими у валопроводах внаслідок розвитку крутильних коливань є актуальною проблемою морського судноплавства. Стандарт ISO 3046-5[1] вимагає підсумовування внеску всіх гармонічних складових крутильних коливань на всіх частотах обертання валопроводу. Але в більшості сучасних наукових робіт практично не приділяється увага тому факту, що в процесі експлуатації пропульсивного комплексу усталена величина кута закручування гребного валу може давати значний внесок в розвиток крутильних коливань. Оцінка впливу цього фактора на основі паспортних даних судна є задачею даної роботи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Огляд сучасних уявлень щодо взаємодії елементів пропульсивного комплексу докладно представлений в роботі [2]. Відомо, що всі складові пропульсивного комплексу судна взаємодіють між собою внаслідок конструктивних особливостей. В процесі експлуатації судна, на динамічних режимах, характеристики взаємодії можуть посилюватися до значних величин, що іноді призводить до виходу з ладу основних вузлів та механізмів пропульсивного комплексу [3-5]. Збуджуючі сили, що діють на елементи комплексу, зазвичай мають гармонічні складові, що призводить до збільшення ймовірності виникнення в системі коливань с небажаними резонансними частотами та амплітудами [7]. Одночасно з цим на гребний вал судна діють внутрішні обурення, що мають коливальний характер і виникають у системі автоматичного регулювання частоти обертання дизеля. Як показано в роботах [4, 7], у динамічних режимах вони можуть сильно впливати на розмір небез-

печних резонансних діапазонів частот обертання валу [7,8] в залежності від числа лопатей гвинта.

В роботі [3] показано, що в режимі, що встановився, при одночасному впливі вібраційних збурень з боку дизеля і з боку гребного гвинта, амплітуда крутильних коливань гребного валу поза резонансного діапазону може тривало і значно перевищувати величину номінального моменту дизеля. Автори дослідили можливість появи резонансу крутильних коливань гребного валу судна при частоті його обертання поза забороненим діапазоном роботи.

Постановка завдання. Базуючись на паспортних діаграмах судна, технічних характеристиках пропульсивної установки запропонувати алгоритм оцінки усталеного кута закручування гребного вала в рамках двомасової моделі валопроводу.

Виклад основного матеріалу дослідження.

Розглянемо варіант прямої передачі механічного моменту малооьертового суднового дизеля на гребний гвинт фіксованого кроку. У такому разі відсутність редуктора дозволяє розглядати спрощену систему, що складається із двомасової механічної частини валопровода, показаного на рис.1.

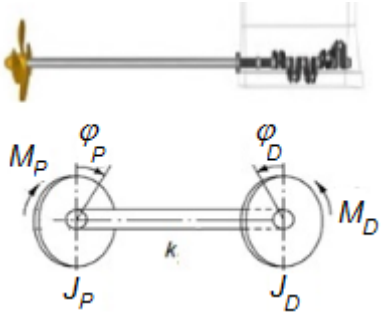


Рис. 1. Двомасова модель валопровода

В такому випадку обертальний рух такої системи описується системою диференціальних рівнянь, нехтуючи тертям у підшипниках:

$$\begin{cases} J_D \dfrac{d\omega_D}{dt} + k\Delta\varphi = M_D \\ J_P \dfrac{d\omega_P}{dt} - k\Delta\varphi = M_P \end{cases}$$

де J_D, J_P – моменти інерції дизеля та гребного гвинта відповідно, M_D – крутний момент дизеля, M_p – моменти опору на гребному гвинті, k – жорсткість гребного вала, $\Delta\varphi=\varphi_D-\varphi_P$ – кут закручування вала.

В роботі [3] така система рівнянь із врахуванням опору в'язкого та сухого тертя використовувалась при дослідженні коливань гребного вала. Але при сталому режимі обертання $\omega_D=\omega_p=const$. Якщо з першого рівняння відняти друге отримаємо вираз для визначення усталеного кута закручування:

$$\Delta\varphi_y = \frac{M_D - M_P}{2k} \qquad (1)$$

Моменти інерції обертальних частин роблять внесок лише на перехідних процесах, але оскільки зміна частоти обертання на судні здійснюється тривалий час, то цим внеском можна знехтувати.

Для визначення $\Delta\varphi_y$ можна використовувати дані паспортної діаграми судна. Розрахунок і побудова паспортної діаграми зв'язано з використанням значної кількості показників і залежностей, дані про які можуть бути отримані дослідним шляхом за результатами натурних іспитів судна і його енергетичної установки або за допомогою розрахунків на підставі наявних величин, що характеризують елементи гребного гвинта, корпуса судна, і головного двигуна. Побудова паспортної діаграми за результатами натурних іспитів являється практично не здійсненною, тому що вимагає значної кількості іспитів для різних умов плавання судна (при різних посадках, швидкостях, частотах обертання гребного гвинта і т.п.). Ця задача надзвичайно трудомістка. З іншого боку, побудова паспортної діаграми, ґрунтуючись тільки на результатах розрахунків, може привести до істотних неточностей, тому найбільше доцільно будувати паспортну діаграму за даними розрахунку, у якому використовуються наявні матеріали іспитів судна.

Тому для обчислення усталеного кута закручування ГВ можна користуватися добре відомими із літератури:

$$M_D = \frac{N_i}{n}; \qquad M_P = K_2\rho n^2 D^5; \; k = \frac{G\cdot W}{L}$$

де N_i – індикаторна потужність головного двигуна (визначається по результатах теплового розрахунку ГД); n- частота обертання ГВ; K_2 – коефіцієнт моменту (визначається по кривим дії гребного гвинта); ρ = 1,025 т/м^3 – густина морської води; D – діаметр гвинта; G –

модуль пружності; $W = \frac{\pi d^4}{32} W$ – полярний момент інерції вала, d - діаметр та L – його довжина.

Найбільші труднощі виникають із визначенням коефіцієнту моменту $К_2$. В роботі [2] запропонована емпірична формула:

$$K_2 = K_{20}\left[1-\left(\frac{\lambda_p}{b}\right)^m\right] \qquad (2)$$

де $\lambda_P = \frac{V}{nD}$ – відносна хода, а параметри K_{20}, b, m визначаються по таблицям складеним на основі діаграм дії гвинтів.

Для визначення працездатності формули (1) скористуємось даними судна-прототипу з наступними технічними характеристиками:

L_S = 172 м – довжина судна між перпендикулярами;

B = 30 м – ширина судна по міделю;

T= 9,8 м – осадка судна по вантажну марку.

Гідродинамічні характеристики гребного гвинта:

Діаметр гребного гвинта D	5700 мм;
Крок гвинта H	3975,8 мм;
Площа диска гвинта	25,518 м^2
Площа лопатей	16,007 м^2
Дискове відношення	0,6273
Кількість лопатей Z	4;
Крокове відношення H/D	0,6975;
ККД лінії валопроводу $\eta_в$	0,987.

Основні характеристики дизеля фірми «Hyundai» марки 6S50MC-C7 [8]:

Діаметр циліндра - 500 мм;

- хід поршня - 1910 мм;
- максимальна тривала потужність дизеля (MCR) *Ne*=8580 кВт;
- номінальна тривала потужність (NCR) -7293 кВт;
- частота обертання при MCR *n* =127 об/хв;
- частота обертання при NCR *n* =120,3 об/хв.

Характеристики валопроводу:

- діаметр проміжного вала d_1=420 мм;

- довжина проміжного вала l_1=6006мм
- діаметр d_2=500 мм;
- довжина гребного вала вала l_2=6505мм
- Модуль пружності G=2,17x10^5 MPa

Для швидкості судна V=12 вузлів і частоті обертання n=127об/хв із роботи [2] отримаємо параметри формули (2): K_{20}=0,0225, b=0,8, m=1,5.

Підставив необхідні данні в (1) отримаємо значення усталеного кута закручування вала:

$$\Delta\varphi_y = 9{,}43\cdot 10^{-3}\ рад\ \ (\approx 0{,}54^0)$$

Для порівняння максимальна кутова амплітуда резонансних коливань ГВ в забороненій зоні при n=60 об/хв. досягає 0,05 рад (≈$2{,}9^0$).

Отриманий результат є прийнятним в порівнянні із амплітудою резонансних коливань гребного вала в забороненій зоні частот обертання розрахованою технічним відділом суднобудівельної компанії прототипу судна.

Робота виконувалась в рамках держбюджетної НДР №0123U101462 "Мобільна комплексна експрес-діагностика експлуатаційного технічного стану суднового пропульсивного комплексу на основі його вібраційно – коливальних характеристик".

Висновки

Оскільки коливальні процеси здійснюються відносно положення статичної рівноваги, то його визначення є доцільним при підсумовуванні внеску гармонічних складових в дотичне напруження валопроводу.

Результат розрахунку усталеного кута закручування гребного вала для судна-прототипу є прийнятним.

В подальшому, для кожного типу судна на різних режимах експлуатації можна скласти таблиці уточнених усталених кутів закручування та відповідних їм дотичних напружень.

Перелік використаних джерел

1. International standard ISO 3046-5: Reciprocating internal combustion engines-Performance- Part 5: Torsionalvibrations.-2001. - p.1-10.

2. Anthony F. Molland, Stephen R. Turnock, and Dominic A. Hudson Ship Resistance and Propulsion. Practical estimation of ship propulsive power/Cambridge University Press, 32 Avenue of the Americas, New

York, NY 10013-2473 USA.-2011.-530 p./www.cambridge.org/ 9780521760522

3. Leshchev V. A., Naslov I. Z., Naydoynov A. I. Peculiarity of the automatic system's influence on the ship's propeller shaft resonance modes// вісник хнту №2(77).- 2021р., с. 38-46.

4. Huang, Q., Zhang, C., Jin, Y., Yuan, C., & Yan, X. (2015) Vibration analysis of marine propulsion shafting by the coupled finite element method. Journal of Vibroengineering, 17(7), 3392-3403.

5. Besnier, F., Jian, L., Murawski, L., & Weryk, M. (2008). Evaluation of main engine and propeller excitations of ship hull and superstructure vibration. International Shipbuilding Progress, 55(1-2), p.3-27. https://doi.org/10.1155/2014/413592.

6. Dzionk, S., Przybylski, W., & Ścibiorski, B. (2020). The possibilities of improving the fatigue durability of the ship propeller shaft by burnishing process. Machines, 8(4), p.1-17. https://doi.org/10.3390/machines8040063

7. Usov, A., Slobodianiuk, M., Nikolskyi, M. (2021). Determination of optimal control of a vessel diesel engine during non-stationary traffic regimes. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies,-№6.-2021.-p.136–147/. doi: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.248960

8. Fainal drawings for main engine 6S50MC-C7/ Hyundai heavy industries co.,LTD.-2010.- Doc. № A14-340318-0.-p.1-8

DOI:10.31653/smf51.2025. 10-21 Отримана в редакції 6.10.2025
Прийнята до друку 15.10.2025

Колегаєв М.О., Мадей В.В., Побережний Р.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

ВИКОРИСТАННЯ БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Основним джерелом енергії теплових двигунів (газових турбін, котлів, дизелів) є паливо нафтового походження [1]. За даними транснаціональної компанії British Petroleum за 2024 рік, доведені світові запаси нафти оцінюються в 212,3 мільярдів тонн. З огляду на щорічні обсяги споживання палива, подібних запасів світової енергетики вистачить на 40...45 найближчих років [2]. Це, а також сучасні екологічні вимоги до теплових двигунів, є поштовхом для розвитку альтернативної енергетики і розроблення альтернативних палив [3].

У даний час одночасно з проблемою поступового виснаження нафтових ресурсів актуальною є проблема забезпечення екологічності роботи суднових енергетичних установок і насамперед дизелів як найпоширеніших на морському і річковому транспорті теплових двигунів. Під час згоряння палива утворюються токсичні компоненти – оксиди сірки SO_X і азоту NO_X, які негативно впливають на екологію і людину. Саме тому до специфічних завдань експлуатації суднових енергетичних установок відносяться запобігання утворенню і нейтралізація екологічно небезпечних речовин, які є невід'ємною частиною процесу використання нафтових дизельних палив. У зв'язку з цим останнім часом велика увага приділяється зниженню в продуктах згоряння шкідливих речовин, особливо оксидів азоту NO_X [4, 5]. З метою зниження концентрації цих речовин, використовують різні методи і технології: уприскування води в повітряний і випускний колектор і безпосередньо в циліндр дизеля; рециркуляція випускних газів, використання альтернативного палива – дешевого, з високими теплотворними характеристиками та екологічно чистого [6, 7].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Інтенсивні дослідження можливості використання альтернативних палив ведуться протягом останніх десятиліть [8, 9]. При цьому найкращим вважається часткове заміщення традиційних видів моторного палива синтетичними рідкими вуглеводнями, які отримують з природного газу, а

також біодизельного палива, яке отримують з рослинних мастил [10, 11]. Це пояснюється простотою та екологічністю технології отримання рослинних мастил, їх порівняно невисокою вартістю і прийнятним займанням в умовах здійснення робочого циклу суднового дизеля.

Як правило, експлуатація дизелів виключно на альтернативних паливах не проводиться. Їх в'язкість перевищує в'язкість дизельного палива, що (в разі організації робочого циклу тільки на альтернативному паливі) призводить до трансформації процесів подачі палива, впорскування і розпилювання палива. Крім того, знижена теплотворна здатність альтернативних палив не дозволяє отримати необхідну для переміщення поршня і обертання вала енергію. Тому в судновій енергетиці використовуються суміші традиційного та альтернативного палива. Найбільш простий спосіб додавання альтернативного палива до традиційного – безпосередньо в судновій паливній системі, перед подачею паливної суміші в циліндр дизеля. Концентрація альтернативного палива в паливній суміші становить 5 ... 30 % [12].

Дослідження щодо можливості використання альтернативних палив у теплових двигунах у даний час найбільш поширені для стаціонарної енергетики, а також для автомобільного транспорту [13]. Стосовно дизелів суден морського та річкового транспорту подібні дослідження ще не набули широкого розповсюдження. Це пояснюється автономністю морських суден і неможливістю безперешкодного відновлення запасів палива (у тому числі альтернативного) [14]; високою потужністю суднової енергетичної установки [15]; необхідністю в узгодженні всіх робіт із удосконалення паливної системи з кваліфікаційними товариствами, що здійснюють технічний контроль над судном та енергетичною установкою [16].

Також необхідно відзначити, що використання альтернативних палив для суднових дизелів підвищеної потужності (з діаметром циліндра понад 0,4...0,42 м і номінальною потужністю понад 5000 кВт) обмежене у зв'язку з тим, що при цьому відбувається:

• неконтрольоване погіршення екологічних показників (через коливання відношення паливо-повітря) [17];

• зменшення крутного моменту (через падіння максимального тиску циклу) [18];

• зниження ефективної потужності на номінальному навантаженні (через зміни періоду подачі палива) [19].

Наведений аналіз підтверджує, що вивчення можливості використання альтернативних сортів палива (зокрема біодизельного) у суднових дизелях є актуальним завданням, розв'язання якого в даний час не знайдено. При цьому необхідно:

• встановити оптимальні схеми комплектації суднових паливних систем, що використовують альтернативні сорти палива;

• визначити критерії, за якими необхідно здійснити оцінку ефективності використання альтернативних палив;

• встановити оптимальний склад паливної суміші, що містить альтернативне паливо.

Постановка завдання. Суднові двигуни внутрішнього згоряння середньої і малої потужності (з діаметром циліндра до 0,32...0,36 м і номінальною потужністю, що не перевищує 3000 кВт) використовуються як допоміжні двигуни та встановлюються на суднах у кількості 2...4, мають кожен свою паливну систему, що дозволяє використовувати для забезпечення робочого циклу палива з різними характеристиками [20, 21]. Завданням досліджень було визначення впливу біодизельного палива на експлуатаційні показники суднового дизеля.

Виклад основного матеріалу дослідження. Дослідження виконувалися на суднових середньообертових дизелях 6H17/28 Hyundai Heavy Industries з наступними основними характеристиками: діаметр циліндра – 0,17 м; хід поршня – 0,28 м; частота обертання – 900 хв$^{-1}$; номінальна потужність – 690 кВт; кількість циліндрів – 6. Три подібні дизелі входили до складу енергетичної установки морського судна дедвейтом 14745 тонн. Принципова схема паливної системи дизелів показана на рис. 1.

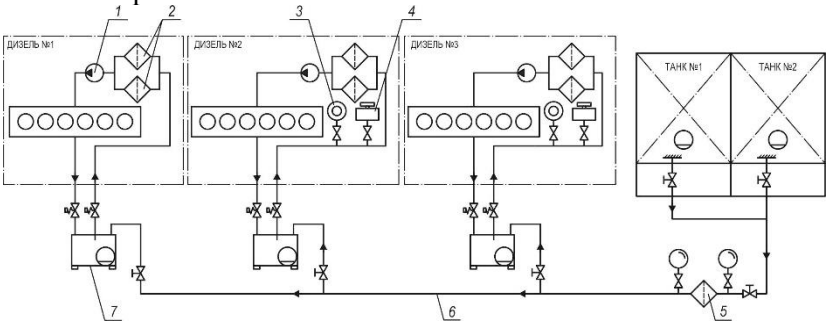


Рис. 1. Принципова схема паливної системи суднових дизелів 6H17/28 Hyundai Heavy Industries:
1 – паливний насос; 2, 5 – паливний фільтр; 3 – витратомір; 4 – дозатор; 6 – паливна магістраль; 7 – витратна паливна цистерна

Подача палива до форсунок дизеля здійснюється за допомогою паливного насоса 1, який забирає паливо з витратної цистерни 7 через фільтр 2. Поповнення цистерни 7 проводиться з паливних танків по магістралі 6. Попереднє очищення палива виконується у фільтрі 5.

Перед початком проведення експерименту всі дизелі мали порівняний моторесурс паливної апаратури, деталей циліндрової групи, підшипників руху, а також однаковий технічний стан. Шляхом перемикання груп споживачів експлуатація дизелів виконувалася на однаковому навантаженні, підтримка якого вимагалась під час проведення експерименту.

Під час проведення експерименту на всіх дизелях забезпечувалася підтримка постійних параметрів у системах мащення і охолодження. Робота дизелів на кожному з досліджуваних режимів проводилася не менше 1,5...2 годин, протягом яких виконувалось вимірювання основних параметрів і усереднення отриманих значень. Це забезпечувало коректність проведення досліджень і можливість зіставлення вимірів, виконаних на різних дизелях.

Контур подачі палива до першого дизеля не змінювався та дизель експлуатувався на паливі DMA (з в'язкістю 6 сСт і вмістом сірки 0,08 %). В'язкість палива дозволяє додавати в нього біодизельне паливо (з в'язкістю 8 сСт і вмістом сірки 0,005 %). Вміст біодизельного палива в паливній суміші змінювався в інтервалі 5...15 %. Паливна суміш подавалася до дизелів 2 і 3. Для забезпечення дозування біодизельного палива в паливній суміші, в контур дизелів 2 і 3 додатково встановлювалися витратомір і дозатор (позиції 3 і 4 на рис. 1) [22, 23].

Основними величинами, які вимірювалися під час проведення експерименту, були питома ефективна витрата палива і концентрація оксидів азоту у випускних газах. Навантаження на дизелі під час проведення експериментів змінювалося в інтервалі 25...75 % від номінального значення.

Оксиди азоту NO_X є одними з найбільш токсичних компонентів випускних газів [4, 5]. За нормальних атмосферних умов азот являє собою інертний газ. При високому тиску й особливо температурах азот активно вступає в реакцію з киснем. У випускних газах двигунів понад 90 % усієї кількості NO_X становить оксид азоту NO, який у системі випуску і в атмосфері легко окислюється в діоксид NO_2, а далі перетворюється в азотну кислоту HNO_3. Згодом азотна кислота конденсується в повітрі, повертається на поверхню Світового океану

або острівну і материкову частину Землі у вигляді кислотних дощів і негативно впливає на навколишнє середовище і людину [2, 7].

Екологічні характеристики дизельних двигунів визначаються головним чином вмістом у продуктах згоряння оксидів азоту NO_X, які за індексом токсичності значно перевершують інші шкідливі компоненти випускних газів. У зв'язку з цим ціла низка міжнародних організацій (зокрема International Maritime Organization – IMO) вводить суворі вимоги, виконання яких дозволяє забезпечити екологічні параметри роботи суднових дизелів [14, 23].

Концентрація оксидів азоту у випускних газах суднових дизелів регламентується вимогами Annex VI MARPOL. Згідно з цими вимогами концентрація NO_X у випускних газах для дизелів, аналогічних розглянутим у роботі, не повинні перевищувати значення

$$C_{NO_X} \le 44n^{-0,23}. \qquad (1)$$

де n – частота обертання вала дизеля, об/хв.

Для суднового середньообертового дизеля 6H17/28 Hyundai Heavy Industries отримаємо:

$$C_{NO_X} \le 44 \cdot 900^{-0,23} = 9,2 \text{ г/(кВт} \cdot \text{год)}.$$

Вимірювання концентрації NO_X у випускних газах суднових дизелів виконувалося за допомогою газоаналізатора Testo350XL виробництва Німеччини, який дозволяє виконувати вимірювання в діапазоні температур -40 ... 1200°C. Газоаналізатори Testo350XL відповідають вимогам Системи безперервного моніторингу викидів (Continuous Emission Monitoring System – CEMS) Агентства з охорони навколишнього середовища (Environmental Protection Agency – EPA) [24, 25].

Питома ефективна витрата палива b_e визначалася за допомогою суднових вимірювальних засобів [26].

Потужність дизелів визначалася за допомогою електронного обладнання, розташованого в центральному посту управління машинного відділення [27]. Результати дослідження наведені в таблицях 1, 2.

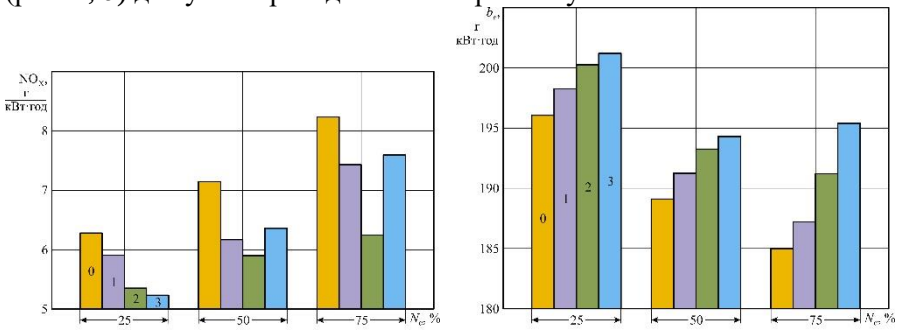
Таблиця 1. Концентрація NO_X, г/(кВт·год), у випускних газах, суднових дизелів 6Н17/28 за різних умов проведення експерименту

Паливо або склад паливній суміші	Навантаження на дизель, %		
	25	50	75
DMA	6,28	7,17	8,27
DMA+5 % біодизельного палива	5,96	6,16	7,47
DMA+10 % біодизельного палива	5,36	5,86	6,34
DMA+15 % біодизельного палива	5,21	6,32	7,63

Таблиця 2. Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год), суднових дизелів 6Н17/28 за різних умов проведення експерименту

Паливо або склад паливній суміші	Навантаження на дизель, %		
	25	50	75
DMA	196	189	185
DMA+5 % біодизельного палива	198	191	187
DMA+10 % біодизельного палива	200	193	191
DMA+15 % біодизельного палива	201	194	195

Зазначимо, що за будь-яких умов проведення експерименту концентрація оксидів азоту у випускних газах не перевищувала значення, визначеного за виразом (1), таким чином експлуатація дизелів проводилася із забезпеченням вимог Annex VI MARPOL [28, 29]. За результатами таблиць 1, 2 побудовані діаграми, що відображають зміни емісії NO_X (рис. 2, *а*) і питомої ефективної витрати палива (рис. 2, *б*) для умов проведення експерименту.



а) *б*)

Рис. 2. Експлуатаційні показники суднових дизелів 6Н17/28 Hyundai Heavy Industries за різних умов проведення експерименту:
а – концентрації NO_X, г/(кВт·год), у випускних газах; *б* – питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год);
0 – паливо DMA; 1 – DMA+5 % біодизельного палива; 2 – DMA+10 % біодизельного палива; 3 – DMA+15% біодизельного палива

Відносні зміни концентрації оксидів азоту у випускних газах ΔNO_X і питомої ефективної витрати палива Δb_e розраховувались за виразами

$$\Delta NO_X = \frac{NO_X^{DMA} - NO_X^{Bio}}{NO_X^{DMA}} \cdot 100\%, \quad \Delta b_e = \frac{b_e^{Bio} - b_e^{DMA}}{b_e^{Bio}} \cdot 100\%,$$

де NO_X^{DMA}, b_e^{DMA} – концентрація і питома ефективна витрата палива під час експлуатації дизеля на паливі DMA, г/ (кВт·год) [30, 31];

NO_X^{Bio}, b_e^{Bio} – концентрація і питома ефективна витрата палива під час експлуатації дизеля на суміші палива DMA і біодизельного палива, г/(кВт·год) [32, 33].

Отримані в такий спосіб значення узагальнені у таблицях 3, 4, а також відображені на діаграмах, наведених на рис. 3.

Таблиця 3. Відносна зміна концентрації NO_X, %, в випускних газах суднових дизелів 6H17/28 Hyundai Heavy Industries для різних умов проведення експерименту

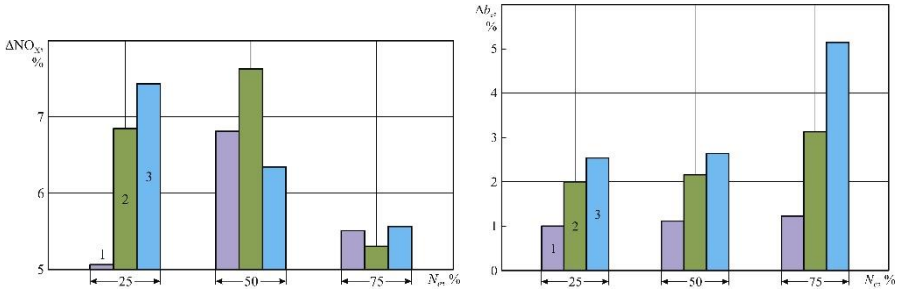
Склад паливній суміші	Навантаження на дизель, %		
	25	50	75
DMA+5 % біодизельного палива	5,10	14,09	9,67
DMA+10 % біодизельного палива	14,65	18,27	23,34
DMA+15 % біодизельного палива	17,04	11,85	7,74

Таблиця 4. Відносна зміна питомої ефективної витрати палива, %, суднових дизелів 6H17/28 Hyundai Heavy Industries для різних умов проведення експерименту

Склад паливній суміші	Навантаження на дизель, %		
	25	50	75
DMA+5 % біодизельного палива	1,01	1,05	1,07
DMA+10 % біодизельного палива	2,00	2,07	3,14
DMA+15 % біодизельного палива	2,49	2,58	5,13

Висновки і перспективи подальших досліджень. Проведені дослідження дозволяють зробити наступні висновки.

1. Енергетичні установки суден морського та річкового транспорту є великими споживачами палива нафтового походження, запаси якого поступово виснажуються. Одним із джерел енергії, дослідження про можливості використання якого в судновій енергетиці ведуться в даний час, є альтернативне паливо, зокрема біодизельне паливо.



а) *б*)

Рис. 3. Відносна зміна концентрації оксидів азоту у випускних газах (*а*) і питомої ефективної витрати палива (*б*) суднового дизеля 6Н17/28 Hyundai Heavy Industries за різних умов проведення експерименту:
1 – DMA+5 % біодизельного палива; 2 – DMA+10 % біодизельного палива; 3 – DMA+15% біодизельного палива

Безпосереднє використання тільки біопалива для забезпечення робочого циклу суднового дизеля неможливе (передусім через його низьку теплотворну здатність), проте паливні суміші, що складаються з дизельного палива (як основного компонента) і біопалива з концентрацією до 20...25 % (як домішки) отримали впровадження як в стаціонарній енергетиці, так і в судновій.

2. Експерименти, що виконані на суднових середньообертових дизелях 6Н17/28 Hyundai Heavy Industries, підтвердили можливість використання біопалива (у складі паливної суміші палива DMA і 5...15 % біодизельного палива) для забезпечення робочого циклу і передачі потужності на споживачі енергії.

3. Використання біопалива підвищує екологічність роботи суднового дизеля – при цьому на 5,1...23,3% (залежно від навантаження дизеля і вмісту біопалива в паливній суміші) знижується емісія оксидів азоту.

4. Під час використання біопалива відбувається 1...5,1 % збільшення питомої витрати палива, що знижує економічність роботи дизеля.

5. Оптимальний склад паливної суміші, що містить біопаливо, доцільно визначати для кожного навантаження дизеля з урахуванням його екологічних та економічних показників роботи.

Перелік використаних джерел

1. Petrychenko O., Levinskyi M. Trends and preconditions for widespread adoption of liquefied natural gas in maritime transport // Transport Systems and Technologies. – 2024. – Vol. 43. – P. 21-36. DOI:10.32703/2617-9059-2024-43-2

2. Melnyk O., Onyshchenko S.,Onishchenko O., Koskina Y., Lohinov O., Veretennik O., Stukalenko O. Fundamental Concepts of Deck Cargo Handling and Transportation Safety // Eur. Transp.– 2024. – Vol. 98. – P. 1. https://doi.org/10.48295/ET.2024.98.1.

3. Sagin S.V., Sagin S.S., Madey V. Analysis of methods of managing the environmental safety of the navigation passage of ships of maritime transport // Technology Audit and Production Reserves. – 2023. – № 4 (3(72)). – P. 33–42. doi: https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.286039.

4. Заблоцький Ю.В. Зниження втрат енергії під час забезпечення процесів мащення суднових двигунів внутрішнього згоряння // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 47. – С. 23-31. doi: 10.31653/smf47.2023.23-31.

5. Мадей В.В., Сагін С.В., Волков О.М. Управління процесом впорскування під час використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 1(39). – С. 193-205. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.21.

6. Заблоцкий Ю.В. Исследование влияния органических покрытий на работу элементов топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 35. – С. 83-92.

7. Заблоцький Ю.В. Зниження теплової напруженості суднових дизелів за рахунок використання присадок до палива // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – С. 76-87.

8. Sagin S., Sagin A., Zablotskyi Y., Fomin O., Pišťek V., Kuˇcera P. Method for Maintaining Technical Condition of Marine Diesel Engine Bearings // Lubricants. – 2025. – Vol. 13(4). – P. 146. https://doi.org/10.3390/lubricants13040146.

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

10. Sagin S., Sagin A. Development of method for managing risk factors for emergency situations when using low-sulfur content fuel in marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. – 2023. – № 5 (1(73)). – P. 37–43. doi: https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.290198.

11. Сагін С.В., Куропятник О.А. Визначення оптимальних режимів процесів управління випускними газами суднових дизелів // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 2(40). – С. 173-185. doi.org/10.33298/2226-8553.2024.2.40.16.

12. Левченко О.В., Маранов О.В. Поточний стан дослідження питання прогнозування маневреності суден та їхньої гідродинаміки в обмежених водах // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 55-60. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.08.

13. Левченко О.В., Маранов О.В. Інтеграція комбінованих систем підтримки ухвалення рішень для забезпечення навігаційної безпеки та оптимізації руху суден у портових акваторіях // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 99-108. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.14.

14. Левченко О.В., Ганношина І.М., Остапчук Т.В. Система інформаційного забезпечення процесів прийняття рішень на мостику судна // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 24-27. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.04.

15. Budashko V., Shevchenko V. Solving a task of coordinated control over a ship automated electric power system under a changing load // East.-Eur. J. Enterp. Technol. – 2021. – Vol. 2(110). – P. 54-70. doi: 10.15587/1729-4061.2021.229033.

16. Petrychenko O. Levinskyi M., Prytula D., Vynohradova A. Fuel options for the future: a comparative overview of properties and prospects // Transport Systems and Technologies. – 2023. – № 41. – P. 96-106. https://doi.org/10.32703/2617-9059-2023-41-8.

17. Sagin S., Kuropyatnyk O., Tkachenko I. Ensuring the environmental friendliness of marine diesel engines of specialized ships // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2022. – Вип. 45. – Одеса: НУ«ОМА». – С. 5-16. doi: 10.31653/smf45.2022.5-16.

18. Сагін С.В., Сагін С.С. Використання штучного інтелекту в ситуаціях надмірного зближення суден // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 1(39). – С. 215-225. doi.org/10.33298/2226-8553.2024.1.39.22.

19. Двуліт З.П., Тимощук О.М., Левченко О.В. Вдосконалення бізнес-процесів сучасних судноплавних компаній в сфері міжнародних морських вантажних перевезень // Менеджмент та підприємництво в Україні: етапи становлення і проблеми розвитку. – 2021. – № 3 (1). – С. 1-12. http://doi.org/10.23939/smeu2021.01.001.

20. Сагін А.С., Заблоцький Ю.В. Регенерація змащувальних властивостей моторних палив і мастил під час експлуатації суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – С. 17-30. doi: 10.31653/smf45.2022.17-30.

21. Сагін А.С. Корегування налаштування паливної апаратури високого тиску під час переведення суднових дизелів на паливо з низьким вмістом сірки // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – Одеса: НУ "ОМА". – С. 67 – 78. DOI: 10.31653/1819-3293-2023-1-28-67-78.

22. Сагин С.В., Куропятник А.А. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей // Автоматизация судовых технических средств : науч. -техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – С. 79-89.

23. Сагін А.С., Сагін С.В. Експериментальне визначення оптимальних фаз подачі палива в циліндр суднових дизелів // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 1(39). – С. 206-215. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.22.

24. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – С. 108-119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

25. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. Using exhaust gas bypass for achieving the environmental performance of marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7-8 (July – August). – P. 36-43. https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-36-43.

26. Заблоцький Ю.В., Сагін А.С. Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – С. 121-131. doi: 10.31653/smf44.2022.121-131.

27. Levinskyi M. Automatic diagnostic of marine diesel generator lubricating oil condition // Автоматизація суднових технічних засобів:

наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 106-120. DOI: 10.31653/1819-3293-2023-1-28-106-120

28. Заблоцкий Ю.В. Использование регулярного микрорельефа для оптимизации работы топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – С. 65-73.

29. Budashko V., Obniavko T., Onishchenko O., Dovidenko Y., Ungarov D. Main Problems of Creating Energy-efficient Positioning Systems for Multipurpose Sea Vessels // 2020 IEEE 6th International Conference on Methods and Systems of Navigation and Motion Control. – 2020. – P. 106–109, doi: 10.1109/MSNMC50359.2020.9255514.

30. Budashko V., Shevchenko V. Solving a task of coordinated control over a ship automated electric power system under a changing load // East.-Eur. J. Enterp. Technol. – 2021. – Vol. 2(110). – P. 54-70. doi: 10.15587/1729-4061.2021.229033.

31. Melnyk O., Onyshchenko S., Onishchenko O. Development measures to enhance the ecological safety of ships and reduce operational pollution to the environment // Sci. J. Silesian Univ. Technol. – 2023. – Vol. 118. – P. 195–206. https://doi.org/10.20858/sjsutst.2023.118.13.

32. Melnyk O., Onyshchenko S.,Onishchenko O., Lohinov O., Ocheretna V. Integral Approach to Vulnerability Assessment of Ship's Critical Equipment and Systems // Transactions on Maritime Science. – 2023. – Vol. 12(1). doi:10.7225/toms.v12.n01.002.

33. Madey V. Assessment of the efficiency of biofuel use in the operation of marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. – 2022. – Vol. 2(1(64)). – P. 34-41. doi: http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.255959.

DOI:10.31653/smf51.2025. 22-44 Отримана в редакції 11.10.2025
Прийнята до друку 22.10.2025

Куропятник О.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

ОЦІНКА ЕКОЛОГІЧНОСТІ МОРСЬКИХ СУДЕН ПІД ЧАС ВИКОРИСТАННЯ КОМПЛЕКСНИХ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ ВИПУСКНИМИ ГАЗАМИ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Головними та допоміжними двигунами на морських суднах є двигуни внутрішнього згоряння / дизелі [1-4]. Саме цей тип теплових двигунів має найвищий коефіцієнт корисної дії та найнижчу питому витрату палива [5-8]. Дизелі – основний тип теплових двигунів, що забезпечує рух морських суден, а також функціонування їх систем та механізмів [9-12]. Сучасні альтернативи судновим дизелям (сонячні батареї, вітрогенератори, жорсткі вітрила та скайт вітрила, акумуляторні батареї, паливні елементи) можуть забезпечити енергетичні потреби морських суден лише за певних умов та обмежений період часу [13-17].

Функціонування суднових дизелів неможливе без використання рідкого палива нафтового походження, що є основним джерелом енергії всіх теплових двигунів [18-20]. Спалювання палива в циліндрах дизеля призводить до неминучого утворення випускних газів, до складу яких входять токсичні речовини, насамперед оксиди азоту, оксиди сірки та діоксид вуглецю. Відповідно до вимог Annex VI MARPOL встановлено три рівні викидів оксидів азоту – Tier I, Tier II, Tier III, які обмежують максимальну концентрацію оксидів азоту у випускних газах залежно від року побудови судна та частоти обертання дизеля [21-23]. Зниження емісії оксидів азоту з випускними газами суднових дизелів безпосередньо впливає на екологічність роботи морських суден та є актуальним прикладним завданням, розв'язання якого сприяє підвищенню ефективності морських перевезень та попередженню забруднення довкілля [24-27]. Особливу актуальність це завдання набуває під час знаходження морських суден в районах спеціального екологічного контролю викидів оксидів азоту NO_X (Nitrogen oxides Emission Control Areas – NECAs).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Підтримання необхідного рівня емісії оксидів азоту для подібних суден можливо лише за умовою використання додаткових методів очищення випускних

газів, які поділяються на первинні [28-30] та вторинні [31-33]. Первинні забезпечують створення сприятливих умов, які перешкоджають ланцюгової реакції утворення оксидів азоту під час згоряння палива [34-37]. Перш за все вони спрямовані на зниження максимальної температури згоряння в циліндрі дизеля [38-40]. Найбільш розповсюдженими з первинних методів є зволоження наддувного повітря, використання водопаливних емульсій, безпосереднє впорскування води в циліндр дизеля, рециркуляція випускних газів [41, 42]. Найбільш поширеним серед вторинних методів є селективне каталітичне відновлення [43, 44]. Вторинні методи спрямовані на безпосереднє очищення випускних газів від оксидів азоту.

Постановка завдання. Завданням дослідження була оцінка екологічності морських суден під час використання комплексних систем управління випускними газами суднових дизелів. Подібні науково-прикладні завдання виникають під час експлуатації потужних суднових дизелів, що обладнані двохступеневою системою наддува. В цих випадках кожна ступінь надува комплектується окремою системою рециркуляції випускних газів, через це виникає завдання визначення найбільш раціональних режимів експлуатації подібних систем.

Виклад основного матеріалу дослідження. Дослідження виконувались на спеціалізованому морському судні, призначеному для перевезення скрапленого природного газу. Як головний двигун на судні використовувався суднови дизель 6UEC60LS фірми Kobe Diesel Mitsubishi Heavy Industries з двохступеневою системою наддува. Основні характеристики дизеля надані у таблиці 1.

Таблиця 1. Основні характеристики суднового дизеля 6UEC60LS фірми Kobe Diesel Mitsubishi Heavy Industries

Показник	Позначення	Розмірність	Величина
Діаметр циліндра	D	м	0,6
Хід поршня	S	м	2,4
Кількість циліндрів	i		6
Потужність	N_e	кВт	10590
Частота обертання валу	n	об/хв	100
Питома витрата палива	b_e	г/(кВт·год)	0,173
Відповідність вимогам ІМО щодо емісії NO_X			Tier III – під час знаходження у NECAs; Tier II – під час знаходження поза NECAs

Для забезпечення вимог Додатку VI MARPOL щодо концентрації оксидів азоту у випускних газах дизель обладнаний комплексною системою рециркуляції випускних газів – високого (High pressure – HP-EGR) та низького (Low pressure – LP-EGR) тиску. Принципова схема системи рециркуляції надана на рис. 1.

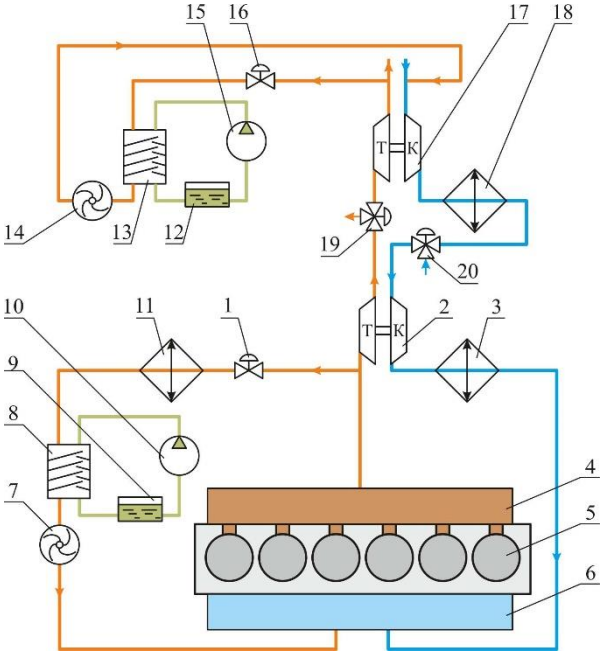


Рис. 1. Принципова схема системи рециркуляції випускних газів суднового дизеля 6UEC60LS фірми Kobe Diesel Mitsubishi Heavy Industries: 1, 16 – керуючий клапан; 2, 17 – газотурбонагнітач; 3, 18 – охолоджувач наддувного повітря; 4 – випускний колектор; 5 – дизель; 6 – продувний колектор; 7, 14 – додатковий нагнітач випускних газів; 8, 13 – скрубер очищення випускних газів; 9, 12 – цистерна прісної води; 10, 15 – насос прісної води; 11 – охолоджувач випускних газів; 19, 20 – трьохходовий клапан; Т, К – газова турбіна та повітряний компресор газотурбонагнітача

Судновий дизель обладнаний двохступеневою системою наддуву, яку забезпечують газотурбонагнітачі 2 та 17. Ступінь наддуву (одноступеневий або двохступеневий) регулюється положенням трьохходових клапанів 19 та 20. Охолодження наддувного повітря забезпечується у охолоджувачах 18 (для першого ступеню наддува) та 3 (для другого ступеню наддува).

В разі використання одноступеневого наддуву випускні гази з випускного колектору 4 дизеля 5 рухаються до газової турбіни Т газотурбонагнітача 2. Далі випускні гази з клапану 19 спрямовуються до випускної труби та в такій спосіб мінують газотурбонагнітач 17. За цією схемою повітря потрапляє до повітряного компресору К газотурбонагнітача 2 через клапан 20, після цього охолоджуються у охолоджувачі наддувного повітря 3 та потрапляють до продувного колектору 6 дизеля 5.

В разі використання двохступеневого наддуву випускні гази проходять скрізь клапан 19 до газової турбіни Т газотурбонагнітача 17 та після розширення у газової турбіні Т рухаються або до випускної труби. За такою схемою повітряний компресор К газотурбонагнітача 17 спрямовує повітря скрізь охолоджувач наддувного повітря 18 до повітряного компресору К газотурбонагнітача 2.

До системи рециркуляції HP-EGR входять керуючий клапан 1, охолоджувач випускних газів 11, скрубер очищення випускних газів 8, насос 10 та цистерна 9 прісної води системи охолодження скрубера 8, додатковий нагнітач випускних газів 7. Випускні гази, що виходять з випускного колектору 4 дизеля 5 потрапляють або у газову турбіну Т газотурбонагнітача 2, або переспрямовуються системою рециркуляції (через елементи 1, 11, 8, 7) до продувного колектору 6.

Ступінь рециркуляції системи високого тиску HP-EGR δ_{HP} визначається кількістю газів, що повертаються до циліндрів дизеля

$$\delta_{HT} = \frac{G_{HTrec}}{G_{HTmax}} \cdot 100\%; \qquad (1)$$

де G_{HTrec} – кількість випускних газів, що повертаються до циліндрів дизеля (вимірюється витратоміром після керуючого клапану 1);

G_{HTmax} – максимальна кількість випускних газів, що виходять з дизеля (вимірюється витратоміром до керуючого клапану 1).

Основними складовими системи рециркуляції LP-EGR є керуючий клапан 16, скрубер очищення випускних газів 13, насос 15 та цистерна 12 прісної води системи охолодження скрубера 13, додатковий нагнітач випускних газів 14. Випускні гази, що виходять з газової турбіни Т газотурбонагнітача 17 потрапляють або у газовипускну трубу, або переспрямовуються системою рециркуляції (через елементи 16, 13, 14) до повітряного компресору К газотурбонагнітача 17.

Ступінь рециркуляції системи низького тиску LP-EGR δ_{LP} визначається кількістю газів, що повертаються до повітряного компресору

$$\delta_{LP} = \frac{G_{LPrec}}{G_{LPmax}} \cdot 100\%; \qquad (2)$$

де G_{LPrec} – кількість випускних газів, що повертаються до повітряного компресору К газотурбонагнітача 17 (вимірюється витратоміром після керуючого клапану 16);

G_{LPmax} – максимальна кількість випускних газів, що виходять газової турбіни Т газотурбонагнітача (вимірюється витратоміром до керуючого клапану 16).

В разі використання двохступеневого наддуву можливо використання окремо кожної з систем рециркуляції – високого HP-EGR чи низького LP-EGR тиску, а також їх комплексне / послідовне використання HP-EGR – LP-EGR. В разі використання одноступеневого наддуву можливе використання лише системи рециркуляції високого HP-EGR тиску.

Відповідно та технічних характеристики системи EGR, в залежності від положення керуючого клапану 16 ступінь рециркуляції δ_{LP} системи LP-EGR знаходиться у межах δ_{LP}=0…25 % (що забезпечує повернення до повітряного компресору К газотурбонагнітача 17 та далі до циліндрів дизеля до 25 % випускних газів). Також згідно технічних характеристик в залежності від положення керуючого клапану 1 ступінь рециркуляції δ_{HP} системи HP-EGR знаходиться у межах δ_{HP}=0…25 % (що забезпечує повернення до продувного колектору 6 та далі до циліндрів дизеля до 25 % випускних газів).

Екологічність морських переходів під час знаходження судна поза NECAs забезпечувалась роботою однієї з двох систем – HP-EGR або LP-EGR. При цьому в обох випадках значення концентрації оксидів азоту у випускних газах відповідало вимогам Tier II.

Результати досліджень з визначення впливу систем рециркуляції HP-EGR або LP-EGR на рівень емісії оксидів азоту NO_X з випускними газами наведені у таблицях 2-5. При цьому в таблицях 2, 3 наведені усереднені значення емісії оксидів азоту NO_X, які вимірювались на протязі 30…60 хв на кожному з досліджуваних режимів. відхилення в визначенні значення концентрації NO_X не перевищувала ±0,5 % відповідно до технічних характеристик газоаналізатору, яким виконувались вимірювання.

Таблиця 3. Емісія оксидів азоту NO_X, г/(кВт·год), з випускними газами суднового дизеля 6UEC60LS за різних умов експлуатації системи HP-EGR

Навантаження на дизель, N_e, %	Ступінь рециркуляції системи HP-EGR δ_{HP}, %					
	0	5	10	15	20	25
25	10,35	9,52	9,15	7,68	7,62	7,54
50	10,92	10,02	9,64	7,85	7,72	7,63
75	11,68	10,66	10,22	8,03	7,97	7,92
100	12,84	11,68	10,95	8,32	8,25	8,16

Таблиця 2. Емісія оксидів азоту NO_X, г/(кВт·год), з випускними газами суднового дизеля 6UEC60LS за різних умов експлуатації системи LP-EGR

Навантаження на дизель, N_e, %	Ступінь рециркуляції системи LP-EGR δ_{LP}, %					
	0	5	10	15	20	25
25	10,35	9,81	9,24	8,53	7,65	7,17
50	10,92	10,17	9,32	8,63	7,76	7,27
75	11,68	10,74	9,63	8,88	7,83	7,41
100	12,84	11,47	10,01	9,17	8,22	7,71

Відносне зменшення рівню емісії оксидів азоту під час використання систем рециркуляції високого HP-EGR або низького LP-EGR тиску розраховується за рівнянням

$$\Delta NO_X = \frac{NO_X^0 - NO_X^{LP(i)}}{NO_X^0},\ \Delta NO_X = \frac{NO_X^0 - NO_X^{HP(i)}}{NO_X^0}; \qquad (3)$$

де NO_X^0 – емісія оксидів азоту без використання системи EGR;

$NO_X^{HP(i)}$, $NO_X^{LP(i)}$ – емісія оксидів азоту в разі використання системи рециркуляції високого HP-EGR або низького LP-EGR тиску з різним ступенем рециркуляції (5 %, 10 %, 15 %, 20 %, 25 %).

З урахуванням експериментальних даних, що наведені у таблицях 2, 3, за виразами (1) отримані значення відносного зменшення рівню емісії оксидів азоту, які узагальнені у таблицях 4, 5.

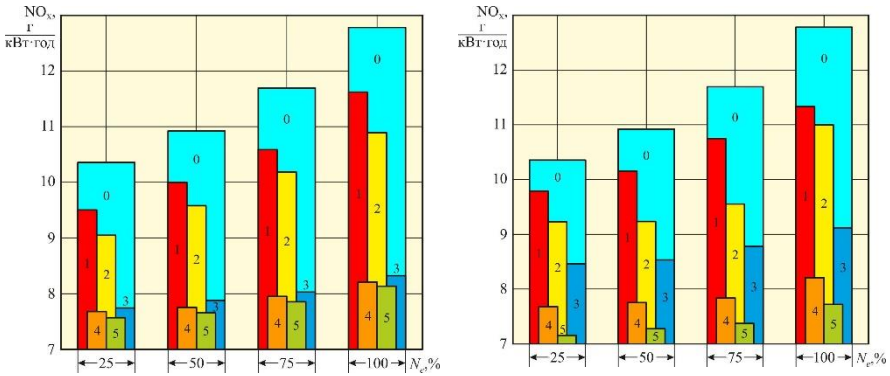
Таблиця 4. Відносне зменшення емісії оксидів азоту ΔNO_X, %, з випускними газами суднового дизеля 6UEC60LS за різних умов експлуатації системи HP-EGR

Навантаження на дизель, N_e, %	Ступінь рециркуляції системи HP-EGR δ_{HP}, %				
	5	10	15	20	25
25	8,02	11,59	25,80	26,38	27,15
50	8,24	11,72	28,11	29,30	30,13
75	8,73	12,50	31,25	31,76	32,19
100	9,03	14,72	35,20	35,75	36,45

Таблиця 5. Відносне зменшення емісії оксидів азоту ΔNO_X, %, з випускними газами суднового дизеля 6UEC60LS за різних умов експлуатації системи LP-EGR

Навантаження на дизель, N_e, %	Ступінь рециркуляції системи LP-EGR δ_{LP}, %				
	5	10	15	20	25
25	5,22	10,72	17,58	26,09	30,72
50	6,87	14,65	20,97	28,94	33,42
75	8,05	17,55	23,97	32,96	36,56
100	10,67	22,04	28,58	35,98	39,95

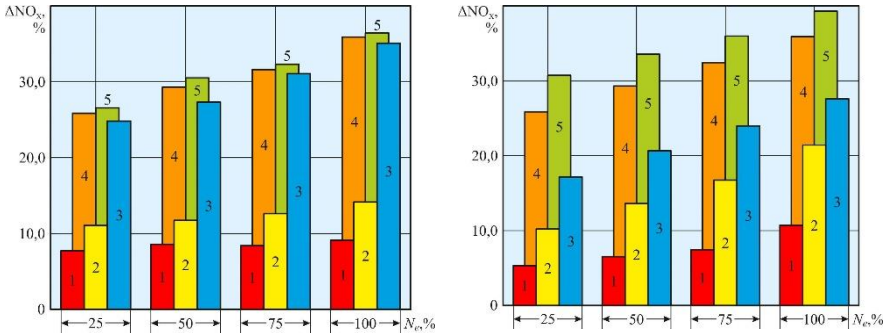
Для кращої візуалізації результати, що наведені у таблицях 2-5, подані у вигляді діаграм – рис. 2, 3.



а) *б*)

Рис. 2. Емісія оксидів азоту NO_X, г/(кВт·год), з випускними газами суднового дизеля 6UEC60LS за різних умов експлуатації системи EGR високого (*а*) та низького (*б*) тиску:

0 – δ_{LP}=0 %, δ_{HP}=0 % (експлуатація без рециркуляції); 1 – δ_{LP}=5 %, δ_{HP}=5 %; 2 – δ_{LP}=10 %, δ_{HP}=10 %; 3 – δ_{LP}=15 %, δ_{HP}=15 %; 4 – δ_{LP}=20 %, δ_{HP}=20 %; 5 – δ_{LP}=25 %, δ_{HP}=25 %



а) *б*)

Рис. 3. Відносне зменшення емісії оксидів азоту ΔNO_X, %, з випускними газами суднового дизеля 6UEC60LS за різних умов експлуатації системи EGR високого (*а*) та низького (*б*) тиску:
1 – δ_{HP}=5 %, δ_{LP}=5 %; 2 – δ_{HP}=10 %, δ_{LP}=10 %; 3 – δ_{HP}=15 %, δ_{LP}=15 %;
4 – δ_{HP}=20 %, δ_{LP}=20 %; 5 – δ_{HP}=25 %, δ_{LP}=25 %

До основних недоліків систем рециркуляції відноситься підвищення температури випускних газів дизелів. Це пов'язане з уповільненням процесу згоряння палива (через зниження вмісту кисню у повітряно-газової суміші, що потрапляє до циліндрів дизеля) та зсувом процесу згоряння на лінію розширення. Результати вимірювань, що підтверджують збільшення температури випускних газів $t_г$ для різного ступеню рециркуляції систем високого δ_{HP} та низького δ_{LP} тиску, наведені у таблицях 6, 7. При цьому в таблицях вказані значення усередненої температури випускних газів $t_г$ за всіма циліндрами дизеля. У таблицях 8, 9 надано значення збільшення температури випускних газів $\Delta t_г$ у порівнянні з експлуатацією дизеля без використання системи рециркуляції.

Таблиця 6. Температура випускних газів $t_г$, °С, суднового дизеля 6UEC60LS за різних умов експлуатації системи EGR високого тиску

Навантаження на дизель, N_e, %	Ступінь рециркуляції системи HP-EGR δ_{HP}, %					
	0	5	10	15	20	25
25	412	424	436	446	449	462
50	392	403	411	423	426	439
75	370	381	387	395	398	411
100	358	367	372	376	379	392

Таблиця 7. Температура випускних газів $t_г$, °С, суднового дизеля 6UEC60LS за різних умов експлуатації системи EGR низького тиску

Навантаження на дизель, N_e, %	Ступінь рециркуляції системи HP-EGR δ_{LP}, %					
	0	5	10	15	20	25
25	412	421	433	443	446	455
50	392	400	409	418	421	424
75	370	378	383	390	394	397
100	358	365	368	373	376	380

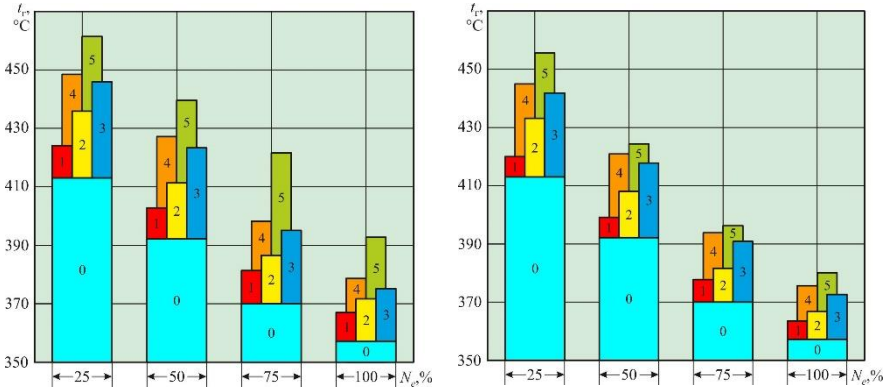
Таблиця 8. Збільшення температури випускних газів $\Delta t_г$, °С, суднового дизеля 6UEC60LS за різних умов експлуатації системи EGR високого тиску

Навантаження на дизель, N_e, %	Ступінь рециркуляції системи HP-EGR δ_{HP}, %				
	5	10	15	20	25
25	12	24	34	37	50
50	11	19	31	34	47
75	11	17	25	28	41
100	9	14	18	21	34

Таблиця 9. Збільшення температури випускних газів $\Delta t_г$, °С, суднового дизеля 6UEC60LS за різних умов експлуатації системи EGR низького тиску

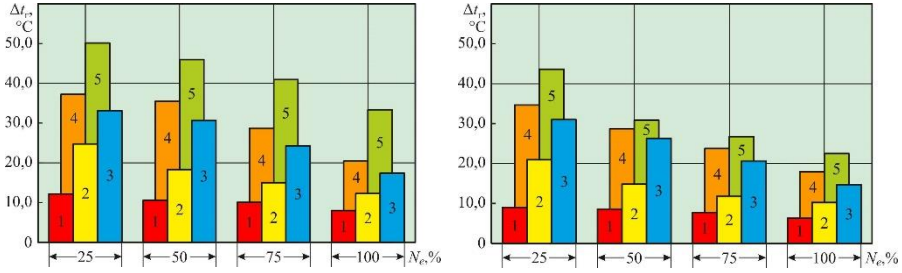
Навантаження на дизель, N_e, %	Ступінь рециркуляції системи HP-EGR δ_{LP}, %				
	5	10	15	20	25
25	9	21	31	34	43
50	8	17	26	29	32
75	8	13	20	24	27
100	7	10	15	18	22

Графічна візуалізація даних таблиць 6, 7 подана у вигляді діаграм на рис. 4. Зростання температури випускних газів під час використання систем рециркуляції високого HP-EGR та LP-EGR низького тиску подано на діаграмах рис. 5.



а) *б*)

Рис. 4. Температура випускних газів $t_г$, °C, суднового дизеля 6UEC60LS за різних умов експлуатації системи EGR високого (*а*) та низького (*б*) тиску: 0 – δ_{HP}=0 %, δ_{LP}=0 % (експлуатація без рециркуляції); 1 – δ_{HP}=5 %, δ_{LP}=5 %; 2 – δ_{HP}=10 %, δ_{LP}=10 %; 3 – δ_{HP}=15 %, δ_{LP}=15 %; 4 – δ_{HP}=20 %, δ_{LP}=20 %; 5 – δ_{HP}=25 %, δ_{LP}=25 %



а) *б*)

Рис. 5. Зростання температури випускних газів $\Delta t_г$, °C, суднового дизеля 6UEC60LS під час використання систем рециркуляції високого HP-EGR (*а*) та низького LP-EGR (*б*) тиску:
1 – δ_{HP}=5 %, δ_{LP}=5 %; 2 – δ_{HP}=10 %, δ_{LP}=10 %; 3 – δ_{HP}=15 %, δ_{LP}=15 %;
4 – δ_{HP}=20 %, δ_{LP}=20 %; 5 – δ_{HP}=25 %, δ_{LP}=25 %

Аналіз результатів, що надані у таблицях 2-5 та представлені на рис. 2-3, свідчить, що процес рециркуляції з використанням системи високого тиску в порівнянні з рециркуляцією низького тиску відрізняється більшою експоненційністю та характеризується наявністю певного насичення. Для обраного діапазону ступеню рециркуляції ця ділянка для всіх навантажень на дизель відповідає значенням

δ_{HP}=15 %, δ_{HP}=20 % та δ_{HP}=25 %. При цьому відносне зменшення емісії оксидів азоту ΔNO_X (таблиця 5) складає 25,80…27,15 %; 28,11…30,13 %; 31,25…32,19 % та 35,20…36,45 % для навантажень на дизель 25 %, 50 %, 75 % та 100 % відповідно. Тобто збільшення ступень рециркуляції з δ_{HP}=15 % до δ_{HP}=20 % та з δ_{HP}=20 % до δ_{HP}=25 % призводить лише до 1,5…2,0 % зниження відносного рівня емісії оксидів азоту ΔNO_X. На відміну в діапазону δ_{HP}=15…25 % у діапазонах δ_{HP}=5…10 % та δ_{HP}=10…15 % спостерігається стрибкопідне зменшення емісії оксидів. Системи рециркуляції низького тиску характеризується меншою експоненційністю – стрібкоподіна зміна емісії оксидів азоту в цьому випадку характерна для всього діапазону значень ступеню рециркуляції δ_{LP}.

Саме з цих причин під час вивчення комплексного впливу систем рециркуляції високого HP-EGR та низького LP-EGR тиску на екологічність роботи суден морського транспорту першочергово визначався найбільш раціональний діапазон зміни ступеню рециркуляції високого тиску δ_{HP}. Далі ці значення залишалися незмінними та виконувались дослідження для всього можливого діапазону зміни ступеню рециркуляції низького тиску δ_{LP}.

Також визначимо важливість врахування такого показника як температура випускних газів. Саме цей параметр характеризує теплове навантаження якому піддаються елементи циліндрової групи та газовипускної системи дизеля. Через це, максимальне можливе значення температури випускних газів лімітується вимогами інструкції з експлуатації дизеля, постійно контролюється та у випадку необхідності регулюється під час роботи дизеля. Для системи рециркуляції високого тиску критичне збільшення температури випускних газів $\Delta t_г$ спостерігається для значень ступеню рециркуляції δ_{HP}=25 %, за якою майже на всіх навантаженнях на дизель значення $t_г$ підвищується на 35…45 °С та досягає 50 °С для навантаження 25 % від номінального.

За наведених обстав експлуатаційні режими роботи дизеля, що відповідають ступеню рециркуляції високого тиску δ_{HP}=25 % були виключені з подальших випробувань з комплексного визначення впливу систем рециркуляції високого HP-EGR та низького LP-EGR тиску на екологічність роботи суден морського транспорту. Також другий цикл досліджень не проводився для експлуатаційних режимів роботи дизеля, що відповідають ступеню рециркуляції високого тиску δ_{HP}=5 % та δ_{HP}=10 % – через меншу ефективність зниження емісії

оксидів азоту ΔNO_X за цих умов. Викладене дозволило як оптимальні режими експлуатації системи рециркуляції високого тиску визнати таки, що відповідають ступеню рециркуляції високого тиску δ_{HP}=15 % та δ_{HP}=20 %. Для кожного з цих режимів виконувались дослідження з визначення впливу системи рециркуляції низького тиску на екологічність роботи суднового дизеля 6UEC60LS фірми Kobe Diesel Mitsubishi Heavy Industries. Результати цих досліджень наведені у таблицях 10-13.

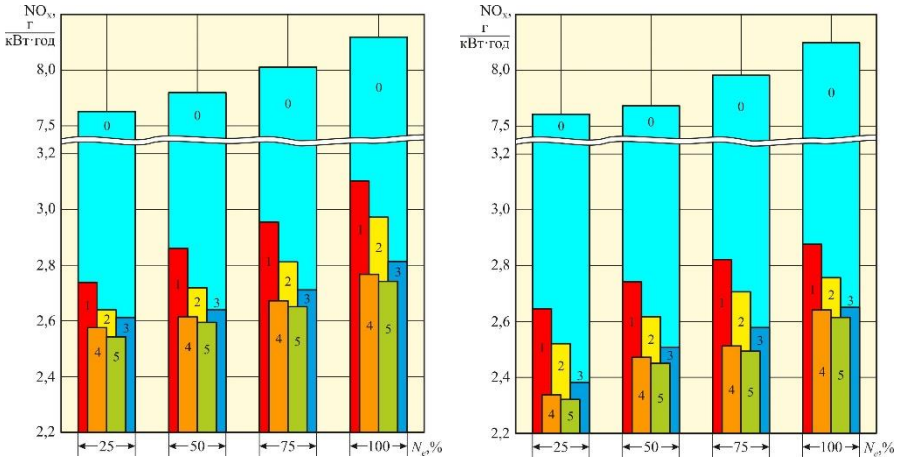
Таблиця 10. Емісія оксидів азоту NO_X, г/(кВт·год), суднового дизеля 6UEC60LS під час комплексного управління випускними газами (за умовою постійного ступеню рециркуляції високого тиску δ_{HP}=15 % та змінного ступеню рециркуляції системи низького тиску δ_{LP})

Навантаження на дизель, N_e, %	Ступінь рециркуляції системи LP-EGR δ_{LP}, %					
	0	5	10	15	20	25
25	7,68	2,76	2,65	2,52	2,48	2,45
50	7,85	2,85	2,72	2,64	2,61	2,59
75	8,03	2,97	2,81	2,72	2,68	2,66
100	8,32	3,11	2,97	2,81	2,77	2,75

Таблиця 11. Емісія оксидів азоту NO_X, г/(кВт·год), суднового дизеля 6UEC60LS під час комплексного управління випускними газами (за умовою постійного ступеню рециркуляції високого тиску δ_{HP}=20 % та змінного ступеню рециркуляції системи низького тиску δ_{LP})

Навантаження на дизель, N_e, %	Ступінь рециркуляції системи LP-EGR δ_{LP}, %					
	0	5	10	15	20	25
25	7,62	2,65	2,52	2,38	2,35	2,33
50	7,67	2,75	2,61	2,51	2,47	2,45
75	7,97	2,82	2,70	2,58	2,52	2,50
100	8,25	2,88	2,76	2,65	2,63	2,61

Візуалізація значень, що наведені у таблицях 10-11, виконана на діаграмах, що подані на рис. 6.



а) *б*)

Рис. 6. Емісія оксидів азоту NO_X, г/(кВт·год), суднового дизеля 6UEC60LS під час комплексного управління випускними газами:
а – δ_{HP}=15 %; *б* – δ_{HP}=20 %
0 – δ_{LP}=0 % (експлуатація без рециркуляції); 1 – δ_{LP}=5 %, 2 – δ_{LP}=10 %, 3 – δ_{LP}=15 %, 4 – δ_{LP}=20 %, 5 – δ_{LP}=25 %

Ефективність комплексного / послідовного очищення випускних газів від оксидів азоту може бути оцінено як відносне зменшення NO_X під використання комплексного / послідовного очищення у системах HP-EGR – LP-EGR в порівнянні з їх очищенням лише у системі HP-EGR або у системі LP-EGR за виразами

$$\Delta NO_X^{LP} = \frac{NO_X^{LP(i)} - NO_X^{HP\text{-}LP(i)}}{NO_X^{LP(i)}},\ \Delta NO_X^{HP} = \frac{NO_X^{HP(i)} - NO_X^{HP\text{-}LP(i)}}{NO_X^{LP(i)}}; \qquad (4)$$

де $NO_X^{HP\text{-}LP(i)}$ – емісія оксидів азоту в разі використання їх комплексного / послідовного очищення у системах HP-EGR – LP-EGR;

$NO_X^{LP(i)}$, $NO_X^{HP(i)}$ – емісія оксидів азоту в разі їх очищення лише у системі рециркуляції низького LP-EGR або високого HP-EGR тиску.

З урахуванням даних, що наведені у таблицях 2, 3, 10, 12, значення ΔNO_X^{LP} та ΔNO_X^{HP} відповідно до виразу (4) знаходяться у інтервалі 62,6…69,6 %.

Екологічність роботи судна може бути оцінена за виразом, який визначає відносну різницю між поточним значенням емісії оксидів азоту для певних умов експлуатації системи EGR та максимально можливим, яке регламентується вимогами Annex VI MARPOL. Цей вираз має вигляд

$$\text{Eco}(\text{NO}_\text{X}) = \frac{\text{NO}_\text{X}^{\text{TierIII}} - \text{NO}_\text{X}^{\text{HP-LP}}}{\text{NO}_\text{X}^{\text{TierIII}}}; \qquad (5)$$

де $\text{Eco}(\text{NO}_\text{X})$ – екологічність робота судна за емісією оксидів азоту, %;

$\text{NO}_\text{X}^{\text{TierIII}}$ =3,4 г/(кВт·год) – максимальна концентрація оксидів азоту у випускних газах під час знаходження судна всередині NECAs;

$\text{NO}_\text{X}^{\text{HP-LP}}$ – поточне значення концентрації оксидів азоту у випускних газах під час використання комплексної системи очищення HP-EGR – LP-EGR.

Відповідно до експериментальних значень, що наведені у таблицях 10, 11, за виразом (5) були отримані величини $\text{Eco}(\text{NO}_\text{X})$, що надані у таблицях 12, 13

Додатково зазначимо, що під час знаходження судна всередині NECAs екологічність судна задовольняла вимогам Tier III, це забезпечувалось послідовним, комплексним очищенням випускних газів в системах HP-EGR та LP-EGR.

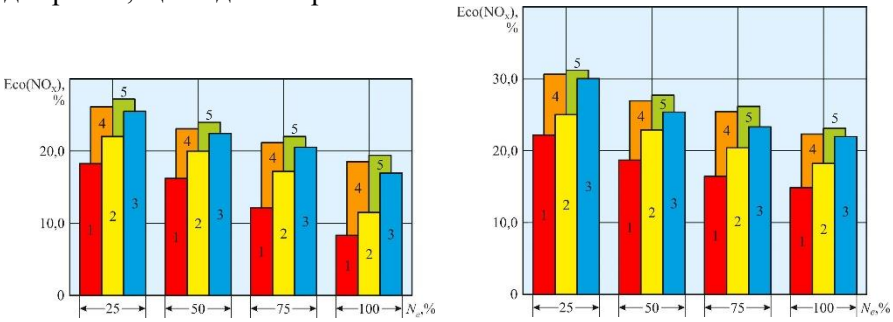
Таблиця 12. Екологічність робота судна за емісією оксидів азоту $\text{Eco}(\text{NO}_\text{X})$, %, під час комплексного управління випускними газами (за умовою постійного ступеню рециркуляції високого тиску δ_{HP}=15 % та змінного ступеню рециркуляції системи низького тиску δ_{LP})

Навантаження на дизель, N_e, %	Ступінь рециркуляції системи LP-EGR δ_{LP}, %				
	5	10	15	20	25
25	18,82	22,06	25,88	27,06	27,94
50	16,18	20,00	22,35	23,24	23,82
75	12,65	17,35	20,00	21,18	21,76
100	8,53	12,65	17,35	18,53	19,12

Таблиця 13. Екологічність робота судна за емісією оксидів азоту Eco(NO_X), %, під час комплексного управління випускними газами (за умовою постійного ступеню рециркуляції високого тиску δ_{HP}=20 % та змінного ступеню рециркуляції системи низького тиску δ_{LP})

Навантаження на дизель, N_e, %	Ступінь рециркуляції системи LP-EGR δ_{LP}, %				
	5	10	15	20	25
25	22,06	25,88	30,00	30,88	31,47
50	19,12	23,24	26,18	27,35	27,94
75	17,06	20,59	24,12	25,88	26,47
100	15,23	18,82	22,06	22,65	23,24

Візуалізація значень, що наведені у таблицях 12-13, виконана на діаграмах, що подані на рис. 7.



а) *б*)

Рис. 7. Екологічність роботи судна за емісією оксидів азоту Eco(NO_X), %, під час комплексного управління випускними газами:
а – δ_{HP}=15 %; *б* – δ_{HP}=20 %;
1 – δ_{LP}=5 %, 2 – δ_{LP}=10 %, 3 – δ_{LP}=15 %, 4 – δ_{LP}=20 %, 5 – δ_{LP}=25 %

Аналогічно випадку використання лише систем рециркуляції високого або низького тиску комплексна система рециркуляції також призводить до збільшення температури випускних газів $t_г$. Усереднені значення цього показника для різних умов експлуатації системи EGR наведені у таблицях 14, 15. Збільшення температури випускних газів $\Delta t_г$ суднового дизеля 6UEC60LS фірми Kobe Diesel Mitsubishi Heavy Industries під час різних умов комплексного управління випускними газами наведені у таблицях 16, 17.

Таблиця 14. Температура випускних газів $t_г$, °С, суднового дизеля 6UEC60LS під час комплексного управління випускними газами (за умовою постійного ступеню рециркуляції високого тиску δ_{HP}=15 % та змінного ступеню рециркуляції системи низького тиску δ_{LP})

Навантаження на дизель, N_e, %	Ступінь рециркуляції системи LP-EGR δ_{LP}, %					
	0	5	10	15	20	25
25	446	456	463	466	468	473
50	423	431	437	440	443	447
75	395	402	408	412	416	418
100	376	383	388	392	396	399

Таблиця 15. Температура випускних газів $t_г$, °С, суднового дизеля 6UEC60LS під час комплексного управління випускними газами (за умовою постійного ступеню рециркуляції високого тиску δ_{HP}=20 % та змінного ступеню рециркуляції системи низького тиску δ_{LP})

Навантаження на дизель, N_e, %	Ступінь рециркуляції системи LP-EGR δ_{LP}, %					
	0	5	10	15	20	25
25	451	464	467	472	476	479
50	429	439	445	446	449	452
75	403	412	417	419	422	424
100	380	389	392	394	397	400

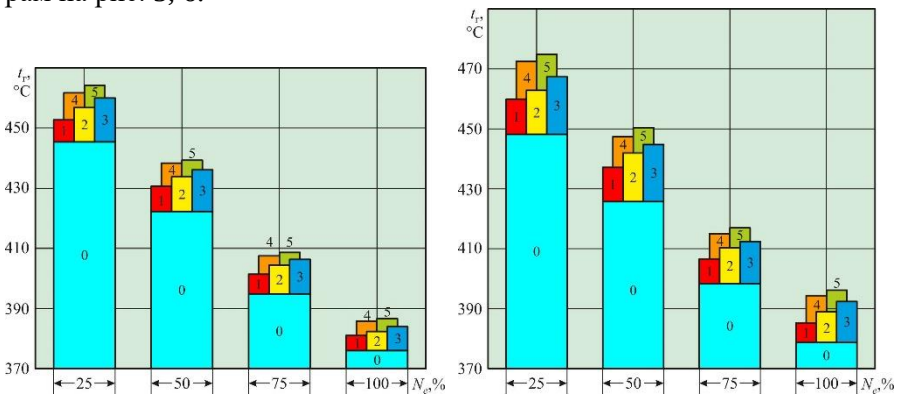
Таблиця 16. Збільшення температури випускних газів $\Delta t_г$, °С, суднового дизеля 6UEC60LS під час комплексного управління випускними газами (за умовою постійного ступеню рециркуляції високого тиску δ_{HP}=15 % та змінного ступеню рециркуляції системи низького тиску δ_{LP})

Навантаження на дизель, N_e, %	Ступінь рециркуляції системи LP-EGR δ_{LP}, %					
	0	5	10	15	20	25
25	34	44	51	54	56	61
50	31	39	45	48	51	55
75	25	32	38	42	46	48
100	18	25	30	34	38	41

Таблиця 17. Збільшення температури випускних газів $\Delta t_г$, °С, суднового дизеля 6UEC60LS під час комплексного управління випускними газами (за умовою постійного ступеню рециркуляції високого тиску δ_{HP}=20 % та змінного ступеню рециркуляції системи низького тиску δ_{LP})

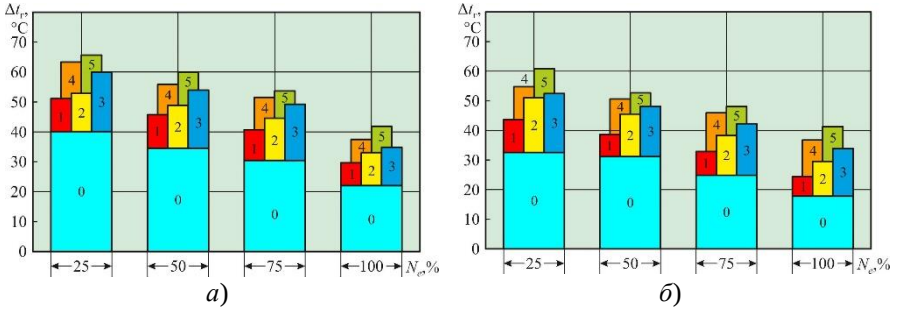
Навантаження на дизель, N_e, %	Ступінь рециркуляції системи LP-EGR δ_{LP}, %					
	0	5	10	15	20	25
25	39	52	55	60	64	61
50	37	47	53	54	57	55
75	33	42	47	49	52	48
100	22	31	34	36	39	41

Графічна візуалізація даних таблиць 14-17 подана у вигляді діаграм на рис. 5, 6.



а) *б*)

Рис. 8. Температура випускних газів $t_г$, °C, суднового дизеля 6UEC60LS під час комплексного управління випускними газами:
а – δ_{HP}=15 %; *б* – δ_{HP}=20 %;
0 – δ_{LP}=0 % (експлуатація без рециркуляції); 1 – δ_{LP}=5 %, 2 – δ_{LP}=10 %,
3 – δ_{LP}=15 %, 4 – δ_{LP}=20 %, 5 – δ_{LP}=25 %



а) *б*)

Рис. 9. Збільшення температури випускних газів $\Delta t_г$, °C, суднового дизеля 6UEC60LS під час комплексного управління випускними газами:
а – δ_{HP}=15 %; *б* – δ_{HP}=20 %;
0 – δ_{LP}=0 % (експлуатація без рециркуляції); 1 – δ_{LP}=5 %, 2 – δ_{LP}=10 %,
3 – δ_{LP}=15 %, 4 – δ_{LP}=20 %, 5 – δ_{LP}=25 %

Висновки і перспективи подальших досліджень. Сучасні потужні суднові дизелі, що обладнані двохступеневою системою наддува та, відповідно, комплексною системою рециркуляції випускних газів, вимагають визначення раціональних режимів експлуатації цих систем. При цьому основне завдання полягає у визначенні таких зна-

чень ступені рециркуляції системи рециркуляції високого та низького тиску, за якими забезпечується максимальне зниження емісії оксидів азоту з одночасним мінімальним підвищенням температурної напруженості дизеля.

Для суднового дизеля 6UEC60LS фірми Kobe Diesel Mitsubishi Heavy Industries, який з метою забезпечення вимог Annex VI MARPOL щодо емісії оксидів азоту обладнаний комплексною системою рециркуляції високого HP-EGR та низького LP-EGR тиску експериментальним шляхом встановлено наступне.

1. Найбільшим раціональним діапазоном ступеню рециркуляції системи HP-EGR визначено 15…20 %. За цих умов для 25…100 % навантажень на судновий дизель зменшення емісії оксидів азоту складає 25,80…35,75 %, з відповідним збільшенням температури випускних газів на 21…34 °С. Збільшення ступеню рециркуляції до 25 % сприяє зменшенню емісії оксидів азоту на 27,15… 36,45 %, але при цьому температура випускних газів на деяких експлуатаційних режимах підвищується на 47…50 °С, що суттєво збільшує температурну напруженість дизеля, тому не є рекомендованим.

2. Оцінку ефективності комплексного управління емісією оксидів азоту шляхом рециркуляції випускними газами та екологічність роботи судна може бути оцінена за виразом, який визначає відносну різницю між поточним значенням емісії оксидів азоту для певних умов експлуатації системи рециркуляції та максимально можливим, яке регламентується вимогами Annex VI MARPOL.

3. Найбільша ефективність комплексного управління випускними газами (яке складається з послідовного використання систем рециркуляції високого та низького тиску) забезпечується:

для експлуатаційних режимів, що відповідають 25…50 % навантаженню на судновий дизель – ступень рециркуляції системи HP-EGR 15 %, ступень рециркуляції системи LP-EGR 10 %; при цьому екологічність роботи судна досягає 20,0…22,1 % з допустимим значенням збільшення температури випускних газів на 45…51 °С;

для експлуатаційних режимів, що відповідають 75…100 % навантаженню на судновий дизель – ступень рециркуляції системи HP-EGR 20 %, ступень рециркуляції системи LP-EGR 2 %; при цьому екологічність роботи судна досягає 22,7…26,9 % з допустимим значенням збільшення температури випускних газів на 39…52 °С.

Перелік використаних джерел

1. Petrychenko O., Levinskyi M. Trends and preconditions for widespread adoption of liquefied natural gas in maritime transport // Transport Systems and Technologies. – 2024. – Vol. 43. – P. 21-36. DOI:10.32703/2617-9059-2024-43-2

2. Рибальченко М.Є., Білоусов Є.В. Використання числових профілів робочого процесу для аналізу ефективності роботи суднового малообертового двигуна в умовах сучасної тенденції щодо зниження експлуатаційної швидкості суден. // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2022. – Вип. 2(36). – С. 1-13. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.2.36.06.

3. Левченко О.В., Ганношина І.М., Остапчук Т.В. Система інформаційного забезпечення процесів прийняття рішень на мостику судна // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 24-27. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.04.

4. Сагін А.С. Корегування налаштування паливної апаратури високого тиску під час переведення суднових дизелів на паливо з низьким вмістом сірки // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – С. 67 – 78. DOI: 10.31653/1819-3293-2023-1-28-67-78.

5. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація суднових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. С. 108-119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

6. Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення суднових важких палив // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 41. – С. 10-14. DOI: 10.31653/smf341.2020.10-14.

7. Sagin A.S., Zablotskyi Yu.V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7-8. P. 14-17. https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-14-17.

8. Levinskyi M.V., Shapo V.F. Adaptive control for technological type control objects // Advances in Intelligent Systems and Computing. – 2021. – Vol. 1231. – P. 565–575. https://doi.org/10.1007/978-3-030-52575-0_47.

9. Petrychenko, O.; Levinskyi, M.; Goolak, S.; Lukoševi˘cius, V. Prospects of Solar Energy in the Context of Greening Maritime Transport //

Sustainability. – 2025. – Vol. 17. – P. 2141. https://doi.org/10.3390/su17052141.

10. Сагін С.В., Сагін С.С. Використання штучного інтелекту в ситуаціях надмірного зближення суден // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 1(39). – С. 215-225. doi.org/10.33298/2226-8553.2024.1.39.22.

11. Двуліт З.П., Тимощук О.М., Левченко О.В. Вдосконалення бізнес-процесів сучасних судноплавних компаній в сфері міжнародних морських вантажних перевезень // Менеджмент та підприємництво в Україні: етапи становлення і проблеми розвитку. – 2021. – № 3 (1). – С. 1-12.

12. Левінський М.В., Левінський В.М. Вибір параметрів системи стабілізації курсу судна при дії водно-хвильових збурень // Автоматизація суднових технічних засобів : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 26. – С.27-40. DOI: 10.31653/1819-3293-2020-1-26-27-40.

13. Goolak S.; Riabov I.; Petrychenko O.; Kyrychenko M.; Pohosov O. The simulation model of an induction motor with consideration of instantaneous magnetic losses in steel // Advances in Mechanical Engineering. – 2025. – Vol. 17(2). doi:10.1177/16878132251320236.

14. Левченко О.В., Маранов О.В. Інтеграція комбінованих систем підтримки ухвалення рішень для забезпечення навігаційної безпеки та оптимізації руху суден у портових акваторіях // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 99-108. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.14.

15. Заблоцкий Ю.В., Солодовников В.Г. Снижение энергетических потерь в топливной аппаратуре судовых дизелей // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 3. – С. 46-56.

16. Petrychenko O. Levinskyi M., Prytula D., Vynohradova A. Fuel options for the future: a comparative overview of properties and prospects // Transport Systems and Technologies. – 2023. – № 41. – P. 96-106. https://doi.org/10.32703/2617-9059-2023-41-8.

17. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. Using exhaust gas bypass for achieving the environmental performance of marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. – 2021. – № 7-8. – P. 36-43. https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-36-43.

18. Заблоцький Ю.В. Підвищення економічності роботи суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – С. 12-16. DOI: 10.31653/smf340.2020.12-16.

19. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – С. 49-54. DOI: 10.31653/smf340.2020.49-54.

20. Побережний Р.В., Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту // Суднові енергетичні установки: наук. -техн. зб. – 2020. – Вип. 41. – С. 5-9. DOI: 10.31653/smf340.2020.5-9.

21. Sagin S., Sagin A. Development of method for managing risk factors for emergency situations when using low-sulfur content fuel in marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. – 2023. –№ 5 (1(73)). – P. 37-43. https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.290198.

22. Звєрьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових дизелях // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 41. – С. 20-25. DOI : 10.31653/smf341.2020.20-25.

23. Sagin S., Kuropyatnyk O., Tkachenko I. Ensuring the environmental friendliness of marine diesel engines of specialized ships // Суднові енергетичні установки: наук. -техн. зб. – 2022. – Вип. 45. – С. 5-16. doi: 10.31653/smf45.2022.5-16.

24. Заблоцький Ю.В. Зниження втрат енергії під час забезпечення процесів мащення суднових двигунів внутрішнього згоряння // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 47. – С. 23-31. doi: 10.31653/smf47.2023.23-31.

25. Мацкевич Д.В., Сагин С.В., Ханмамедов С.А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 25. – С.109-118.

26. Мадей В.В., Сагін С.В., Волков О.М. Управління процесом впорскування під час використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 1(39). – С. 193-205. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.21.

27. Сагін А.С., Сагін С.В. Експериментальне визначення оптимальних фаз подачі палива в циліндр суднових дизелів // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 1(39). – С. 206-215. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.22.

28. Заблоцький Ю. В. Зниження теплової напруженості суднових дизелів за рахунок використання присадок до палива // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – С. 76-87.

29. Заблоцький Ю.В. Підвищення паливної економічності суднових дизельних установок // Вісник Одеського національного морського університету: зб. наук. праць. – 2020. – № 2(62). – С. 106-119. DOI: 10.47049/2226-1893-2020-1-106-119.

30. Заблоцький Ю.В., Сагін А.С. Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук. - техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – С. 121-131. doi: 10.31653/smf44.2022.121-131.

31. Сагін А.С., Заблоцький Ю.В. Регенерація змащувальних властивостей моторних палив і мастил під час експлуатації суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – С. 17-30. doi: 10.31653/smf45.2022.17-30.

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

33. Заблоцкий Ю.В. Исследование влияния органических покрытий на работу элементов топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 35. – С. 83-92.

34. Сагин С.В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. Наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89-100.

35. Сагін С.В., Куропятник О.А. Визначення оптимальних режимів процесів управління випускними газами суднових дизелів // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 2(40). – С. 173-185. doi.org/10.33298/2226-8553.2024.2.40.16.

36. Levinskyi M. Automatic diagnostic of marine diesel generator lubricating oil condition // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 106-120. DOI: 10.31653/1819-3293-2023-1-28-106-120

37. Kuropyatnyk O.A. Selection of optimal operating modes of exhaust gas recirculation system for marine low-speed diesel engines // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Develop-

ments" (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 203-211. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52992

38. Sagin S., Kuropyatnyk O., Rusnak D. Improvement of the process of cleaning exhaust gases of marine diesels from sulfur oxides // Technology Audit and Production Reserves. – 2025. – №4(1(84)). – P. 72–79. https://doi.org/10.15587/2706-5448.2025.337616.

39. Sagin S., Chymshyr V., Karianskyi S., Kuropyatnyk O., Madey V., Rusnak D. Using Ultrasonic Fuel Treatment Technology to Reduce Sulfur Oxide Emissions from Marine Diesel Exhaust Gases // Energies. – 2025. – Vol. 18. – P. 4756. https://doi.org/10.3390/en18174756.

40. Sagin S.V., Sagin S.S., Madey V. Analysis of methods of managing the environmental safety of the navigation passage of ships of maritime transport // Technology Audit and Production Reserves. – 2023. – № 4 (3(72)). – P. 33–42. doi: https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.286039.

41. Gorb S., Levinskyi M., Budurov M. Sensitivity Optimisation of a Main Marine Diesel Engine Electronic Speed Governor // Scientific Horizons. – 2021. – Vol. 24(11). – P. 9-19. https://doi.org/10.48077/scihor.24(11).2021.9-19.

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

43. Левченко О.В., Маранов О.В. Поточний стан дослідження питання прогнозування маневреності суден та їхньої гідродинаміки в обмежених водах // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 55-60. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.08.

44. Сагін С.В., Сагін С.С. Визначення методу управління рухом суден морського транспорту під час забезпечення їх безпечного розходження // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2023. – Вип. 2(38). – С. 187-198. doi.org/10.33298/2226-8553/2023.2.38.20.

DOI:10.31653/smf51.2025. 45-58 Отримана в редакції 10.10.2025
Прийнята до друку 20.10.2025

Куропятник О.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДЕКАРБОНІЗАЦІЇ СУДЕН МОРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Морський та внутрішній водний 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 теплових двигунів (на сам перед – дизелів, як самих розповсюджених генераторів механічної енергії, що встановлюються на морських та річкових суднах) [1-4].

Двигуні внутрішнього згоряння / дизелі займають в суднової енергетики домінуюче положення в порівнянні з іншими типами теплових двигунів – паровими котлами та газовими турбінами. Перш за все це пов'язано з найменшою питомою ефективною витратою палива та найбільшим коефіцієнтом корисної дії, що характерні саме для дизелів [5-7]. Значення коефіцієнту корисної дії сучасних дизелів на номінальному навантаженні досягає 50…52 %, що на 7…10 % перебільшує подібний показник для паротурбінних або газотурбінних установок [8, 9]. Пропорційно коефіцієнту корисної дії дизелі суден морського транспорту характеризуються меншими значеннями питомої та годинної витрати палива. Системи підготовки палива та паливна апаратура високого тиску сучасних дизелів дозволяють використання в них палива з підвищеною в'язкістю – ця перевага в недалекому минулому була характерна лише для суднових котлів паротурбінних установок.

Дизелі, що встановлюються на суднах морського та внутрішнього водного транспорту, виконують функції головних та допоміжних двигунів, забезпечуючи рух судна та роботу суднових систем, механізмів та обладнання. Отримання корисної роботи та ефективної потужності в суднових дизелях неможливо без спалювання в їхніх циліндрах рідкого палива нафтового походження. При цьому в результаті його згоряння в атмосферу викидаються випускні гази. Більшу частину випускних газів (до 99,0…99,2 %) складають нейтральні та

нетоксичні компоненти – продукти неповного згоряння (більшою частиною яких є діоксид вуглецю CO_2 і водяна пара H_2O) та повітря зі зниженим вмістом кисню. Невелику решту зі загальної частини випускних газів складають токсичні компоненти, які поділяються на дві групи. До першої групи відносяться продукти неповного згоряння палива – монооксид вуглецю CO, вуглеводні C_nH_m, альдегіди R-CHO та сажа C. Токсичні компоненти другої групи утворюються в результаті повного окислення хімічних елементів, що входять до складу палива та повітря – це оксиди азоту NO_X та сірки SO_X [10-12].

Суднові дизелі, що знаходяться в експлуатації, вимагають постійного пошуку ефективних способів зниження токсичності випускних газів, насамперед викидів оксидів азоту NO_X [13, 14], оксидів сірки SO_X [15, 16] та монооксиду вуглецю CO [17, 18]. Також актуальним є завдання зниження викидів діксиду вуглецю CO_2, яки збільшують парниковий ефект та зменшують енергетичну ефективність суден морського та внутрішнього водного транспорту [19, 20].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Отримання корисної роботи в теплових двигунах (дизелях, котлах, газових турбінах) неможливо без використання палива, найбільш розповсюдженим видом якого на сьогодення є рідке паливо нафтового походження [21-24]. Під час згоряння рідкого палива нафтового походження (до складу якого входить 83…87 % вуглецю C) неминуче утворюється діоксиду вуглецю CO_2

$$C + O_2 \rightarrow CO_2$$

та оксид вуглецю CO

$$2C + O_2 \rightarrow 2CO.$$

При цьому утворення CO_2 відбувається в зонах згоряння з достатньою кількістю повітря / кисню (тобто на зовнішньої границі паливного струменя), утворення CO – в зонах з зниженою кількістю кисню (тобто в середині паливного струменя) [25-27]. У випадку потрапляння оксиду вуглецю CO в зону з підвищеної кількістю кисню, перебігає реакція, за якою CO перетворюється до CO_2

$$2CO + O_2 \rightarrow 2CO_2.$$

Утворення оксиду вуглецю CO можливо також в разі реакції вуглецю на водяної пари

$$C + H_2O \rightarrow CO + H_2.$$

На суднах морського та внутрішнього водного транспорту майже не використовуються технології, що забезпечують очищення випускних газів від оксиду CO чи діоксиду CO_2 вуглецю. При цьому постійно впроваджуються заходи, що спрямовані на декарбонізацію морських перевезень. Перш за все це досягається шляхом зменшення витрати палива, оптимізації навігаційних переходів та використанню альтернативних видів палива [28, 29].

Одночасно з цим, емісія діоксиду вуглецю CO_2 є складовою, що визначає конструктивний коефіцієнт енергетичної ефективності судна (EEDI). Цей коефіцієнт представляє собою відношення емісії діоксиду вуглецю CO_2 з випускними газами суднових дизелів, що встановлені на судні, до транспортній роботи судна. Загальна формула для визначення EEDI має вигляд

$$\text{EEDI} = \frac{\text{Emission } CO_2}{\text{Capacity} \cdot v}, \left[\frac{\text{г}}{\text{тонн} \cdot \text{миля}}\right];$$

де Emission CO_2 – загальні викиди діоксиду вуглецю головних та допоміжних дизелів, г;

Capacity – дедвейт судна під час здійснення окремого рейсу, тонн;

v – швидкість судна під час навігаційного переходу, вузли.

Відповідно до вимог IMO значення EEDI розраховується для всіх суден, що збудовані після 01.01.2013. Для кожного з суден визначається максимально можливий коефіцієнт EEDI_{max} перебільшення якого свідчить про те, що судно не відповідає вимогам до енергоефективності [30, 31].

Основними шляхами, що сприяють зменшенню витрати палива, є вдосконалення робочого циклу та визначення оптимальних фаз подачі палива та випуску газів. Це може забезпечити 3,0…3,5 % зниження питомої витрати палива b_e, кг/(кВт·год), а також відповідне зменшення годинної витрати $B_{\text{год}}$, кг/год, та витрати палива на пройдений шлях $B_{\text{м}}$ (тонн/миля) [32, 33]. .

Оптимізація навігаційних переходів полягає в визначенні не найкоротшої відстані, а шляху, яким забезпечуються менші витрати енергії головних та допоміжних двигунів, а також менший час навігаційного переходу. При цьому як основний показник враховується

змінна гідрометеорологічна обстановка, а також постійно діючи на обраному шляху вітри та морські течії.

До альтеративних видів палива, що сприяють декарбонізації суден морського та внутрішнього водного транспорту, відносяться водень, зріджений природний газ, аміак, метанол, а також гідроване рослинне мастило (HVO – Hydrotreated Vegetable Oil) [34, 35].

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення впливу палива класу HVO на екологічні показники роботи морського судна, зокрема на рівень емісії діоксиду вуглецю.

Виклад основного матеріалу дослідження. Дослідження виконувались на судні класу Gas Carrier водотоннажністю 127645 тонн. Як головні двигуни на судні було встановлено два однотипних малообертових дизеля 5X72DF Hyundai-WinGD (Winterthur Gas & Diesel Ltd. Winterhur, Switzerland). Основні характеристики судна та енергетичної установки наведені у таблиці 1.

Таблиця 1. Основні характеристики судна на енергетичної установки

Характеристика	Розмірність	Значення
Судно		
Довжина максимальна	м	299,0
Ширина за мідельшпангоутом	м	46,4
Осадка	м	12,5
Водотоннажність	тонн	127645
Швидкість руху	вузли	19,5
Головний двигун 5X72DF Hyundai-WinGD		
Діаметр циліндра	м	0,72
Хід поршня	м	3,155
Кількість циліндрів	–	5
Номінальна частота обертання	$хв^{-1}$	73
Номінальна потужність	кВт	11000
Питома витрата палива	г/(кВт·год)	168
Кількість	–	2

Експлуатація дизелів під час навігаційних переходів здійснювалась на двох основних сортах палива – DMA20 та RME380. Паливо DMA20 використовувалось під час пускових режимів роботи дизелів, а також під час знаходження судна в районах спеціального екологічного контролю. Паливо RME380 – під час сталих режимів роботи дизелів та в разі знаходження судна поза районів спеціального екологічного контролю. Як альтернативне паливо на судні використовува-

лось та було досліджене паливо HVO, яке є гідрованим рослинним мастилом. Основні характеристики палив DMA20, RME380 та HVO наведені у таблиці 2.

Таблиця 2. Характеристики моторних палив

Характеристика	DMA20	RME380	HVO
Густина при 20°C, кг/м^3	863	902	765
В'язкість при 40°C, мм^2/с	7,2	164	3,6
Температура спалаху, °C	76	154	66
Вміст, %			
вуглецю	84	83,5	82,7
водню	11,5	10,4	14,7
кисню	1,6	1,7	0,3
сірки	0,1	0,4	0
вологі	2,5	2,8	2,3
азоту	0,3	1,2	0
Нижча теплотворна здатність, кДж/кг	42459	40915	46453

Комплектація паливних систем та конструкція паливної апаратури дизелів 5X72DF Hyundai-WinGD дозволяла в одному з них використовувати основні сорти палива DMA20 та RME380, в іншому – паливну суміш, яка складалась з основного палива RME380 та палива HVO. Співвідношення палива RME380 та палива HVO під час проведення експериментів у відсотках їх вмісту в паливної суміші складали 90 / 10, 80 / 20, 70 / 30, 60 / 40.

Дослідження виконувались на експлуатаційних режимах, що відповідали навантаженню на дизелі 50 %, 60 %, 70 %, 80 %, 90 % та 100 % від номінального. Під час досліджень навантаження на обидва дизеля збігались між собою та регулювалися та підтримувалася у необхідних межах за допомогою системи автоматичного регулювання частоти обертання дизелів. Під час дослідження на дизелях підтримувались відповідні один одному режими мащення та охолодження.

Дослідження виконувались під час навігаційного переходу між портами Південної Америки та країн Середземномор'я, тривалість якого складала 16 діб. Це дозволяло виконати експерименти у повному обсязі для всіх режимів роботи дизелів та всіх характеристик паливної суміші RME380 / HVO. Всі дослідження виконувались під час знаходження судна поза спеціальними екологічними районами – Sulfur emission control areas (SECAs) та Nitrogen oxide emission control

areas (NECAs). Це дозволяло використовувати в дизелях паливо RME380 зі вмістом сірки 0,4 % за масою та встановлювало максимальну концентрацію оксидів азоту у випускних газах 14,4 г/(кВт·год).

Критерієм економічності роботи дизеля була обрана питома ефективна витрата палива b_e [31]. Як екологічні показники роботи суднових дизелів приймались концентрація оксидів азоту C_{NO_X} та об'ємний вміст діоксиду вуглецю C_{CO_2} в випускних газах [32, 33].

Питома ефективна витрата палива b_e визначалась за допомогою суднових вимірювальних засобів – витратомірів, встановлених на магістралях підведення палива до форсунок дизеля та відсічного палива.

Під час проведення експериментів концентрація оксидів азоту NO_X, а також об'ємний вміст CO_2 в випускних газах контролювались за допомогою газоаналізатора Testo350XL (виробництва Німеччини), що дозволяє визначати концентрації наступних речовин: CO_2, O_2, N_2, NO_X, CH_4, HC, SO_2, H_2S, а також температуру, вологість, швидкість і диференціальний тиск вимірюваного середовища [34].

Витрата випускних газів вимірювалась 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. Чутливість витратомірів MT100 становить 0,07.. 0,2 $м^3/с$, робоча температура – до 450° С, що забезпечує їх функціональність у всьому діапазоні експлуатаційних навантажень дизеля. Витратоміри MT100 та газоаналізатори Testo350XL відповідають вимогам Системи безперервного моніторингу викидів (Continuous Emission Monitoring System – CEMS) Агентства з охорони навколишнього середовища (Environmental Protection Agency – EPA).

Аналіз випускних газів виконувався в газовипускній магістралі на відстані 10 м від місця виходу газів з газотурбонагнетача, що відповідало вимогам Технічного кодексу за NO_X.

Похибка у вимірюванні витрати газів, що визначався витратоміром MT100S, не перевищувала ±0,5 %; похибка у вимірі емісії оксидів азоту NO_X та діоксидів вуглецю CO_2 у випускних газах, що виконувалась газоаналізатором Testo350XL, становила ±1,0 %; похибка у визначенні питомої ефективної витрати палива не перевищувала

±1,0 %. Всі вимірювання забезпечувались та контролювались судновою системою діагностики ProPower (Norway).

Результати розрахунків питомої ефективної витрата палива, а також вимірювань емісії оксидів азоту та діоксиду вуглецю наведені у таблицях 3-5.

Таблиця 3. Питома ефективна витрата палива, b_e, г/(кВт·год), для палива RME380 та для паливних сумішей різного складу

Режим роботи	RME380	Співвідношення RME380 / HVO у суміші, % / %			
		90 / 10	80 / 20	70 / 30	60 / 40
$0{,}5N_{еном}$	208	202	198	194	191
$0{,}6N_{еном}$	195	190	186	183	181
$0{,}7N_{еном}$	183	178	175	174	172
$0{,}8N_{еном}$	177	173	170	168	167
$0{,}9N_{еном}$	171	168	165	162	160
$N_{еном}$	173	170	168	165	164

Таблиця 4. Концентрація оксидів азоту у випускних газах, г/(кВт·год), для палива RME380 та для паливних сумішей різного складу

Режим роботи	RME380	Співвідношення RME380 / HVO у суміші, % / %			
		90 / 10	80 / 20	70 / 30	60 / 40
$0{,}5N_{еном}$	12,75	12,36	11,62	11,35	12,69
$0{,}6N_{еном}$	13,03	12,41	11,85	11,44	12,95
$0{,}7N_{еном}$	13,18	12,63	11,96	11,52	13,08
$0{,}8N_{еном}$	13,31	12,72	12,02	11,62	13,18
$0{,}9N_{еном}$	13,52	12,88	12,12	11,71	13,38
$N_{еном}$	13,61	12,94	12,18	11,73	13,45

Таблиця 5. Об’ємний вміст оксиду вуглецю в випускних газах, %, для палива RME380 та для паливних сумішей різного складу

Режим роботи	RME380	Співвідношення RME380 / HVO у суміші, % / %			
		90 / 10	80 / 20	70 / 30	60 / 40
$0{,}5N_{еном}$	7,25	5,96	5,83	5,40	4,81
$0{,}6N_{еном}$	7,75	6,15	5,97	5,57	4,86
$0{,}7N_{еном}$	7,88	6,37	6,05	5,74	5,00
$0{,}8N_{еном}$	8,21	6,55	6,23	5,82	5,15
$0{,}9N_{еном}$	8,43	6,61	6,42	5,97	5,24
$N_{еном}$	8,77	6,85	6,62	6,15	5,37

Візуалізація даних таблиць 3-5 подана на діаграмах рис. 1-3.

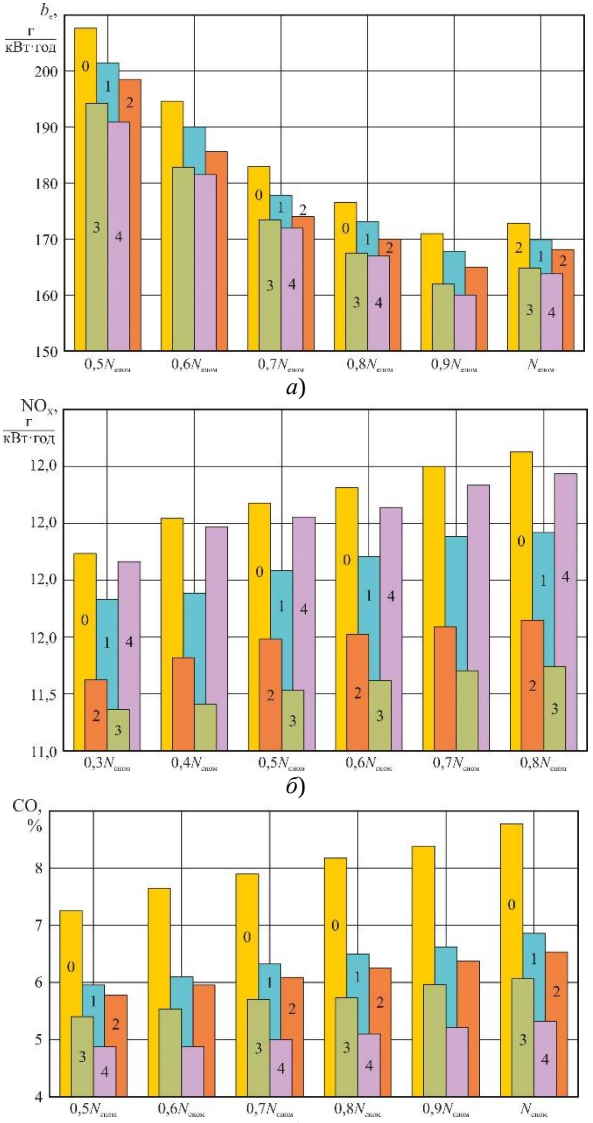


Рис. 2. Залежності показників роботи дизеля 5X72DF Hyundai-WinGD від навантаження під час використання палива RME380 та паливних сумішей різного складу:
0 – RME380 ; 1 – 90 % RME380+10 % HVO; 2 – 80 % RME380+20 % HVO;
3 – 70 % RME380+30 % HVO; 4 – 60 % RME380+40 % HVO;
а – питома витрата палива; *б* – емісія оксидів азоту; *в* – об'ємний вміст оксиду вуглецю в випускних газах

Відносні зміни концентрації оксидів азоту ΔNO_X та об'ємного вмісту оксиду вуглецю ΔCO_2 в випускних газах, а також питомої ефективної витрати палива Δb_e розраховувались за виразами

$$\Delta NO_X = \frac{NO_X^{RME} - NO_X^{HVO}}{NO_X^{RME}} \cdot 100\%, \quad \Delta CO_2 = \frac{CO_2^{RME} - CO_2^{HVO}}{CO_2^{RME}} \cdot 100\%,$$

$$\Delta b_e = \frac{b_e^{RME} - b_e^{HVO}}{b_e^{RME}} \cdot 100\%,$$

де NO_X^{RME}, NO_X^{HVO}, b_e^{RME}, b_e^{HVO} – концентрація оксиду азоту в випускних газах та питома ефективна витрата палива під час експлуатації дизеля на паливі RME380 та його суміші з HVO, г/(кВт·год);

CO_2^{RME}, CO_2^{HVO} – об'ємний вміст оксиду вуглецю в випускних газах під час експлуатації дизеля на паливі RME380 та його суміші з HVO, %.

Отримані значення узагальнені у таблицях 6-8.

Таблиця 6. Відносне зменшення питомої ефективної витрати палива Δb_e, %, для паливної суміші різного складу

Режим роботи дизеля	Співвідношення RME380 / HVO у суміші, % / %			
	90 / 10	80 / 20	70 / 30	60 / 40
$0{,}5N_{еном}$	0,99	1,98	2,48	2,48
$0{,}6N_{еном}$	1,63	3,26	4,89	4,35
$0{,}7N_{еном}$	1,69	3,37	5,06	5,06
$0{,}8N_{еном}$	1,71	3,43	5,71	5,14
$0{,}9N_{еном}$	1,98	3,47	5,45	4,95
$N_{еном}$	1,73	2,89	4,62	4,62

Таблиця 7. Відносне зменшення емісії оксидів азоту з випускними газами ΔNO_X, %, для паливної суміші різного складу

Режим роботи дизеля	Співвідношення RME380 / HVO у суміші, % / %			
	90 / 10	80 / 20	70 / 30	60 / 40
$0{,}5N_{еном}$	3,06	8,86	10,98	0,47
$0{,}6N_{еном}$	4,76	9,06	12,21	0,62
$0{,}7N_{еном}$	4,17	9,26	12,59	0,76
$0{,}8N_{еном}$	4,43	9,69	12,70	0,98
$0{,}9N_{еном}$	4,73	10,36	13,39	1,04
$N_{еном}$	4,92	10,51	13,81	1,18

Таблиця 8. Відносне зменшення емісії діоксиду вуглецю в випускних газах ΔCO_2, %, для паливної суміші різного складу

Режим роботи дизеля	Співвідношення RME380 / HVO у суміші, % / %			
	90 / 10	80 / 20	70 / 30	60 / 40
$0{,}5N_{еном}$	17,79	19,59	25,52	33,66
$0{,}6N_{еном}$	20,65	22,97	28,13	37,29
$0{,}7N_{еном}$	19,16	23,22	27,16	36,55
$0{,}8N_{еном}$	20,22	24,12	29,11	37,27
$0{,}9N_{еном}$	21,59	23,84	29,18	37,84
$N_{еном}$	21,89	24,52	29,87	38,77

Висновки і перспективи подальших досліджень. Проведені дослідження дозволяють зробити наступні висновки.

1. Використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить гідроване рослинне мастило (HVO – Hydrotreated Vegetable Oil) сприяє поліпшенню екологічних показників їх роботи.

2. Дослідженнями (які були виконані на суднових дизелях 5X72DF Hyundai-WinGD) встановлено, що для паливних сумішей, до складу яких входить паливо нафтового походження RME380 та паливо RME380 призводить до зменшення емісії оксидів азоту та діоксиду вуглецю з випускними газами.

3. В діапазоні експлуатаційних навантажень 50…100 % на дизеля 5X72DF Hyundai-WinGD та за умови використання паливних сумішей, для яких відсоткове відношення RME380 / HVO змінювалось як 90 / 10, 80 / 20, 70 / 30, 60 / 40, встановлено, що зниження емісії оксидів азоту складає 0,5…13,8 %, зниження емісії діоксиду вуглецю становить 17,8…38,8 %. При цьому зменшення емісії діоксиду вуглецю залежно від збільшення в паливній суміші палива HVO має пропорційний характер; зменшення емісії оксидів азоту – характеризується наявністю оптимуму, який відповідає 20…30 % вмісту палива HVO в йог паливній суміші з паливом RME380.

4. Зниження емісії діоксиду вуглецю призводить до рівнозначного підвищення конструктивного коефіцієнту енергетичної ефективності судна (EEDI) та сприяє декарбонізації морського судна.

5. Подальші дослідження доцільно спрямовувати на визначення впливу палива HVO на якість процесу згоряння паливної суміші, на термодинамічні показники процесу згоряння та зміну температурного напруження основних елементів дизеля.

Перелік використаних джерел

1. Sagin S.V., Sagin S.S., Madey V. Analysis of methods of managing the environmental safety of the navigation passage of ships of maritime transport // Technology Audit and Production Reserves. – 2023. – № 4 (3(72)). – P. 33–42. doi: https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.286039.

2. Левінський М.В., Левінський В.М. Вибір параметрів системи стабілізації курсу судна при дії водно-хвильових збурень // Автоматизація суднових технічних засобів : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 26. – С.27-40. DOI: 10.31653/1819-3293-2020-1-26-27-40.

3. Sagin S., Sagin A. Development of method for managing risk factors for emergency situations when using low-sulfur content fuel in marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. – 2023. –№ 5 (1(73)). – P. 37-43. https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.290198.

4. Заблоцький Ю.В. Зниження втрат енергії під час забезпечення процесів мащення суднових двигунів внутрішнього згоряння // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 47. – С. 23-31. doi: 10.31653/smf47.2023.23-31.

5. Сагін С.В., Куропятник О.А. Визначення оптимальних режимів процесів управління випускними газами суднових дизелів // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 2(40). – С. 173-185. doi.org/10.33298/2226-8553.2024.2.40.16.

6. Levinskyi M. Automatic diagnostic of marine diesel generator lubricating oil condition // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 106-120. DOI: 10.31653/1819-3293-2023-1-28-106-120

7. Сагін А.С., Сагін С.В. Експериментальне визначення оптимальних фаз подачі палива в циліндр суднових дизелів // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 1(39). – С. 206-215. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.22.

8. Заблоцький Ю.В. Підвищення паливної економічності суднових дизельних установок // Вісник Одеського національного морського університету: зб. наук. праць. – 2020. – № 2(62). – С. 106-119. DOI: 10.47049/2226-1893-2020-1-106-119.

9. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – С. 49-54. DOI: 10.31653/smf340.2020.49-54.

10. Побережний Р.В., Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту // Суднові енергетичні установки: наук. -техн. зб. – 2020. – Вип. 41. – С. 5-9. DOI: 10.31653/smf340.2020.5-9.

11. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація суднових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. С. 108-119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

12. Рибальченко М.Є., Білоусов Є.В. Використання числових профілів робочого процесу для аналізу ефективності роботи суднового малообертового двигуна в умовах сучасної тенденції щодо зниження експлуатаційної швидкості суден. // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2022. – Вип. 2(36). – С. 1-13. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.2.36.06.

13. Petrychenko O., Levinskyi M. Trends and preconditions for widespread adoption of liquefied natural gas in maritime transport // Transport Systems and Technologies. – 2024. – Vol. 43. – P. 21-36. DOI:10.32703/2617-9059-2024-43-2

14. Sagin A.S., Zablotskyi Yu.V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7-8. P. 14-17. https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-14-17.

15. Левченко О.В., Ганношина І.М., Остапчук Т.В. Система інформаційного забезпечення процесів прийняття рішень на мостику судна // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 24-27. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.04.

16. Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення суднових важких палив // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 41. – С. 10-14. DOI: 10.31653/smf341.2020.10-14.

17. Levinskyi M.V., Shapo V.F. Adaptive control for technological type control objects // Advances in Intelligent Systems and Computing. – 2021. – Vol. 1231. – P. 565–575. https://doi.org/10.1007/978-3-030-52575-0_47.

18. Goolak S.; Riabov I.; Petrychenko O.; Kyrychenko M.; Pohosov O. The simulation model of an induction motor with consideration of instantaneous magnetic losses in steel // Advances in Mechanical Engineering. – 2025. – Vol. 17(2). doi:10.1177/16878132251320236.

19. Мацкевич Д.В., Сагин С.В., Ханмамедов С.А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 25. – С.109-118.

20. Мадей В.В., Сагін С.В., Волков О.М. Управління процесом впорскування під час використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 1(39). – С. 193-205. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.21.

21. Сагин С.В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. Наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89-100.

22. Sagin S., Kuropyatnyk O., Rusnak D. Improvement of the process of cleaning exhaust gases of marine diesels from sulfur oxides // Technology Audit and Production Reserves. – 2025. – №4(1(84)). – P. 72–79. https://doi.org/10.15587/2706-5448.2025.337616.

23. Sagin S., Chymshyr V., Karianskyi S., Kuropyatnyk O., Madey V., Rusnak D. Using Ultrasonic Fuel Treatment Technology to Reduce Sulfur Oxide Emissions from Marine Diesel Exhaust Gases // Energies. – 2025. – Vol. 18. – P. 4756. https://doi.org/10.3390/en18174756.

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

25. Сагін С.В., Сагін С.С. Визначення методу управління рухом суден морського транспорту під час забезпечення їх безпечного розходження // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2023. – Вип. 2(38). – С. 187-198. doi.org/10.33298/2226-8553/2023.2.38.20.

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

27. Сагін А.С., Заблоцький Ю.В. Регенерація змащувальних властивостей моторних палив і мастил під час експлуатації суднових

дизелів // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – С. 17-30. doi: 10.31653/smf45.2022.17-30.

28. Sagin S., Kuropyatnyk O., Tkachenko I. Ensuring the environmental friendliness of marine diesel engines of specialized ships // Суднові енергетичні установки: наук. -техн. зб. – 2022. – Вип. 45. – С. 5-16. doi: 10.31653/smf45.2022.5-16.

29. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. Using exhaust gas bypass for achieving the environmental performance of marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. – 2021. – № 7-8. – P. 36-43. https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-36-43.

30. Заблоцкий Ю.В., Солодовников В.Г. Снижение энергетических потерь в топливной аппаратуре судовых дизелей // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 3. – С. 46-56.

31. Petrychenko O. Levinskyi M., Prytula D., Vynohradova A. Fuel options for the future: a comparative overview of properties and prospects // Transport Systems and Technologies. – 2023. – № 41. – P. 96-106. https://doi.org/10.32703/2617-9059-2023-41-8.

32. Левченко О.В., Маранов О.В. Інтеграція комбінованих систем підтримки ухвалення рішень для забезпечення навігаційної безпеки та оптимізації руху суден у портових акваторіях // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 99-108. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.14.

33. Заблоцький Ю.В., Сагін А.С. Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук. -техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – С. 121-131. doi: 10.31653/smf44.2022.121-131.

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

35. Petrychenko, O.; Levinskyi, M.; Goolak, S.; Lukoševiˇcius, V. Prospects of Solar Energy in the Context of Greening Maritime Transport // Sustainability. – 2025. – Vol. 17. – P. 2141. https://doi.org/10.3390/su17052141.

DOI:10.31653/smf51.2025.59-65 Отримана в редакції 14.10.2025
Прийнята до друку 23.10.2025

Сагін А.С., Заблоцький Ю.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

ОГЛЯД ОСНОВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПОСТАЧАННЯ ТА ЕКСПЕДИРУВАННЯ МОРСЬКИХ СУДЕН У СУЧАСНИХ УМОВАХ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Постачання та експедирування суден є невід'ємними елементами системи морських перевезень. Від їхньої ефективності залежить не лише своєчасність виконання рейсів, а й технічна справність суден, безпека екіпажу та економічна стабільність судновласників [1-3]. У сучасних умовах глобалізації, зміни митного законодавства та коливання світових цін на паливо питання морського постачання набуває особливого значення [4-6]. Різниця між рівнем організації логістики в окремих портах, політичні обмеження, залежність від регіональних постачальників – усе це формує складну систему, у якій правильне планування є критичним чинником успіху [7-9].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Організація постачання суден суттєво відрізняється залежно від географічного положення порту, рівня його інфраструктури, доступності матеріалів і палива, а також законодавчих вимог. Порти, що подібні Сінгапуру, Роттердама чи Гібралтару вважаються одними з найзручніших для судновласників [10, 11]. В цих портах налагоджена система логістичних центрів, працюють численні агентські компанії, а всі види палива, мастильних матеріалів і запасних частин доступні в широкому асортименті [12, 13]. Завдяки цьому судна можуть отримати необхідне постачання навіть під час короткої стоянки, а документообіг здійснюється за спрощеними схемами [14, 15].

Зовсім інша ситуація спостерігається в портах США або деяких країн Латинської Америки, де останніми роками зросли митні ставки на товари з Кита [16, 17]. Це створює додаткові труднощі, адже більшість запасних частин і суднового обладнання виготовляються саме в Китаї, де розміщена переважна частина світових суднобудівних верфей. У результаті судновласники змушені заздалегідь формувати замовлення, враховувати можливі затримки на митниці або ко-

ристуватися послугами посередників у нейтральних портах, наприклад у Панамі чи на Багамських островах [18, 19].

Крім економічних факторів, важливу роль відіграють екологічні стандарти та локальні обмеження. Наприклад, у портах Європейського Союзу діють суворі норми щодо використання сірковмісного палива, що впливає на його асортимент і ціну. У деяких портах Азії чи Африки можуть виникати проблеми з якістю поставленого палива або відсутністю сертифікації мастил. Усе це потребує від екіпажів і логістичних відділів компаній ретельного контролю за якістю та джерелом постачання [20, 21].

Постановка завдання. Завданням дослідження було аналіз основних особливостей постачання та експедирування морських суден у сучасних умовах.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для розуміння масштабів і складності процесу доцільно розглянути умови постачання суден у кількох основних регіонах. Європейські порти, такі як Роттердам, Антверпен, Гамбург, відомі високим рівнем автоматизації та стабільними цінами. Вони характеризуються добре розвиненою мережею складів, ремонтних баз і транспортних коридорів, що дозволяє здійснювати постачання «від дверей до борту» з мінімальними затримками. Разом з тим, суворі екологічні вимоги та оподаткування можуть збільшувати кінцеву вартість послуг.

Сінгапур – приклад ідеальної організації морського сервісу. Через цей порт проходить понад п’ятдесят тисяч суден щороку, і кожне з них має доступ до широкого спектра послуг: від заправки паливом і водою до складних ремонтних робіт. Постачальники мають великі склади з товарами різного походження, включно з китайськими запасними частинами, що дозволяє уникати затримок і дефіциту.

Деякі статистичні характеристики, що пов’язані з обробкою контейнерних вантажів в цих портах наведені у таблиці 1.

Панамський канал і прилеглі порти (Бальбоа, Колон) часто використовуються для оперативних постачань під час транзиту між океанами. Для цих портів відрізної характеристикою є швидкість і точність планування, адже стоянки зазвичай короткі, а пропускна здатність каналу не дозволяє витрачати зайвий час на очікування постачання чи експедиторські послуги. Порти США, зокрема Х’юстон або Лос-Анджелес, мають потужну інфраструктуру, однак зіткнулися з проблемами митних тарифів, черг і високих логістичних витрат.

Таблиця 1. Обсяги судноплавства та об'ємі контейнерообіг і тоннаж суден

Порт / показник	2014	2019	2022	2023	2024
Сінгапур – контейнерообіг, TEU, млн..	26,1	37,29	37,29	39,01	41,12
Сінгапур – валовий тоннаж, GT, млрд. тонн	2,10	3,00	3,06	3,09	3,11
Роттердам – загальний вантажообіг, млн. тонн	445,0	466,0	467,4	438,8	435,8
Х'юстон – загальна тоннажність, млн. тонн	50,0	330,0	300,0	309,5	280,0

Таким чином, вибір порту для постачання залежить від багатьох факторів: маршруту судна, термінів рейсу, характеру вантажу, а також від політичних і економічних умов у регіоні.

Динаміка кількості морських суден, що обслуговувалися в розглянутих портах, наведена в таблиці 2 та відображена на рис. 1.

Таблиця 2. Обсяги судноплавства та товарообігу (тис. суден)

Рік	Сінгапур	Роттердам	Хьюстон
2014	950	700	600
2015	970	710	590
2016	990	720	580
2017	1005	730	570
2018	1020	740	560
2019	1040	750	550
2020	1030	740	540
2021	1050	760	530
2022	1070	770	520
2023	1085	780	510
2024	1115	775	356

Дані, що наведені у таблиці 2 та на рис. 1, свідчать про зростання обсягу судноплавства у портах Сінгапур та Роттердам і падіння у Хьюстоні. Лінії тренду, що відображені на рис. 1, дозволяють оцінити динаміку за останні 10 років.

Ефективне постачання суден потребує не лише знання портової специфіки, а й грамотно організованої системи планування та комунікації. На практиці це означає тісну взаємодію між екіпажем судна, відділом постачання компанії-власника та локальними агентами. Екіпаж формує список потреб – палива, продуктів, запасних частин,

інструментів – і передає його до відділу логістики, який займається пошуком найвигідніших постачальників.

Рис. 1. Динаміка обсягу судноплавства на протязі 2014-2024 рр.

У сучасних судноплавних компаніях активно використовуються цифрові платформи типу ShipServ, SeaProc, або внутрішні ERP-системи, які дозволяють контролювати статус замовлення в режимі реального часу. Подібні інструменти зменшують ризики подвійних закупівель, полегшують фінансову звітність і дають змогу аналізувати статистику витрат на кожне судно.

Важливим напрямом є також оптимізація ланцюга постачань. Компанії дедалі частіше створюють регіональні склади в стратегічних точках – наприклад, у Сінгапурі, Дубаї чи Роттердамі – щоб швидко реагувати на запити суден у найбільш завантажених районах.

Інший підхід – об’єднання закупівель для кількох суден одночасно, що дозволяє знизити транспортні витрати й отримати знижки від постачальників.

Для екіпажів суден важливо також навчитися планувати споживання ресурсів – мастил, палива, питної води та продуктів – з урахуванням маршруту і тривалості рейсу. Правильне планування зменшує потребу в екстрених закупівлях, які зазвичай дорожчі й складніші з точки зору оформлення документів.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Постачання та експедирування суден у сучасних умовах залишаються складним

багатофакторним процесом, який залежить від регіональних особливостей, митного законодавства, політичних рішень і розвитку портової інфраструктури.

Азійські порти, насамперед Сінгапур, утримують лідерство завдяки гнучкості, технічній базі та доступності товарів. Європейські – вирізняються стабільністю, але мають жорсткі екологічні вимоги. Американські – стикаються з митними обмеженнями, що впливає на швидкість і вартість постачань.

Щоб мінімізувати ризики, судноплавним компаніям необхідно розвивати інформаційні системи контролю постачань, укладати довгострокові угоди з перевіреними постачальниками й створювати власні склади у стратегічних портах.

У перспективі кількох років ситуація змінюватиметься під впливом впровадження цифрових технологій, «зелених» ініціатив Міжнародної морської організації та зростання попиту на автоматизовані логістичні рішення. Компанії, які вже сьогодні інвестують у гнучкість і технології, матимуть суттєву перевагу на глобальному ринку морських перевезень.

Перелік використаних джерел

1. Melnyk O., Onyshchenko S., Onishchenko O. Development measures to enhance the ecological safety of ships and reduce operational pollution to the environment // Sci. J. Silesian Univ. Technol. Series Transp. – 2023. – Vol. 118. – P. 195–206. https://doi.org/10.20858/sjsutst.2023.118.13.

2. Petrychenko O., Levinskyi M. Trends and preconditions for widespread adoption of liquefied natural gas in maritime transport // Transport Systems and Technologies. – 2024. – Vol. 43. – P. 21-36. DOI:10.32703/2617-9059-2024-43-2.

3. Левченко О.В., Маранов О.В. Інтеграція комбінованих систем підтримки ухвалення рішень для забезпечення навігаційної безпеки та оптимізації руху суден у портових акваторіях // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 99-108. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.14.

4. Sagin S.V., Sagin S.S., Madey V. Analysis of methods of managing the environmental safety of the navigation passage of ships of maritime transport // Technology Audit and Production Reserves. – 2023. – № 4 (3(72)). – P. 33–42. doi: https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.286039.

5. Sagin S., Haichenia O., Karianskyi S., Kuropyatnyk O., Razinkin R., Sagin A., Volkov O. Improving Green Shipping by Using Alternative Fuels in Ship Diesel Engines. // Journal of Marine Science and Engineering. – 2025. – Vol.13(3). – P. 589. https://doi.org/10.3390/jmse13030589.

6. Sagin S., Kuropyatnyk O., Matieiko O., Razinkin R., Stoliaryk T., Volkov O. Ensuring Operational Performance and Environmental Sustainability of Marine Diesel Engines through the Use of Biodiesel Fuel // Journal of Marine Science and Engineering. – 2024. – Vol. 12(8). – P. 1440. https://doi.org/10.3390/jmse12081440.

7. Madey V. Assessment of the efficiency of biofuel use in the operation of marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. – 2022. – Vol. 2(1(64)). – P. 34–41. doi: http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.255959.

8. Sagin S., Sagin A. Development of method for managing risk factors for emergency situations when using low-sulfur content fuel in marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. – 2023. – № 5 (1(73)). – P. 37–43. doi: https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.290198.

9. Sagin S., Chymshyr V., Karianskyi S., Kuropyatnyk O., Madey V., Rusnak D. Using Ultrasonic Fuel Treatment Technology to Reduce Sulfur Oxide Emissions from Marine Diesel Exhaust Gases // Energies. – 2025. – Vol. 18. – P. 4756. https://doi.org/10.3390/en18174756.

10. Budashko V., Shevchenko V. Solving a task of coordinated control over a ship automated electric power system under a changing load // East.-Eur. J. Enterp. Technol. – 2021. – Vol. 2(110). – P. 54-70. doi: 10.15587/1729-4061.2021.229033.

11. Sagin S., Kuropyatnyk O., Rusnak D. Improvement of the process of cleaning exhaust gases of marine diesels from sulfur oxides // Technology Audit and Production Reserves. – 2025. – №4(1(84)). – P. 72–79. https://doi.org/10.15587/2706-5448.2025.337616.

12. Sagin S., Kuropyatnyk O., Tkachenko I. Ensuring the environmental friendliness of marine diesel engines of specialized ships // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2022. – Вип. 45. – С. 5-16. doi: 10.31653/smf45.2022.5-16.

13. Левченко О.В., Ганношина І.М., Остапчук Т.В. Система інформаційного забезпечення процесів прийняття рішень на мостику судна // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 24-27. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.04.

14. Melnyk O., Onyshchenko S., Onishchenko O., Koskina Y., Lohinov O., Veretennik O., Stukalenko O. Fundamental Concepts of Deck Cargo Handling and Transportation Safety // Eur. Transp.– 2024. – Vol. 98. – P. 1. https://doi.org/10.48295/ET.2024.98.1.

15. Budashko V., Obniavko T., Onishchenko O., Dovidenko Y., Ungarov D. Main Problems of Creating Energy-efficient Positioning Systems for Multipurpose Sea Vessels // 2020 IEEE 6th International Conference on Methods and Systems of Navigation and Motion Control. – 2020. – P. 106–109, doi: 10.1109/MSNMC50359.2020.9255514.

16. Двуліт З.П., Тимощук О.М., Левченко О.В. Вдосконалення бізнес-процесів сучасних судноплавних компаній в сфері міжнародних морських вантажних перевезень // Менеджмент та підприємництво в Україні: етапи становлення і проблеми розвитку. – 2021. – № 3 (1). – С. 1-12. http://doi.org/10.23939/smeu2021.01.001.

17. Sagin S., Sagin A., Zablotskyi Y., Fomin O., Pišťek V., Kučera P. Method for Maintaining Technical Condition of Marine Diesel Engine Bearings // Lubricants. – 2025. – Vol. 13(4). – P. 146. https://doi.org/10.3390/lubricants13040146.

18. Petrychenko O., Levinskyi M., Goolak S., Lukoševičius V. Prospects of Solar Energy in the Context of Greening Maritime Transport // Sustainability. – 2025. – Vol. 17. – P. 2141. https://doi.org/10.3390/su17052141.

19. Madey V. Assessment of the efficiency of biofuel use in the operation of marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. – 2022. – Vol. 2(1(64)). – P. 34-41. doi: http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.255959.

20. Petrychenko O. Levinskyi M., Prytula D., Vynohradova A. Fuel options for the future: a comparative overview of properties and prospects // Transport Systems and Technologies. – 2023. – № 41. – P. 96-106. https://doi.org/10.32703/2617-9059-2023-41-8.

21. Goolak S., Riabov I., Petrychenko O., Kyrychenko M., Pohosov O. The simulation model of an induction motor with consideration of instantaneous magnetic losses in steel // Advances in Mechanical Engineering. – 2025. – Vol. 17(2). https://doi.org/10.1177/16878132251320236.

DOI:10.31653/smf51.2025.66-77 Отримана в редакції 9.10.2025
Прийнята до друку 15.10.2025

Сагін С.В., Парменова Д.Г.

Національний університет «Одеська морська академія»

ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Суднові дизелі є багатокомпонентними структурними об'єктами, при цьому:

- їх функціонування починається з прийому на борт судна робочих рідин (палива, мастила, води) [1, 2];
- їх основним експлуатаційним завданням є перетворення потенційної енергії робочих рідин на корисну роботу, що забезпечує або рух судна, або вироблення теплової та електричної енергії [3, 4];
- завершальним етапом їх виробничого циклу є видалення відпрацьованих газів і охолоджувальних рідин у довкілля [5, 6].

При цьому необхідно забезпечувати не тільки вимоги щодо отримання їх ефективної потужності і підтримки екологічних параметрів, але й мінімальний рівень втрат енергії під час перетворення вхідної енергії на корисну роботу [7, 8]. Системами, які сприяють цьому, є системи мащення, які за своїм призначенням та функціонуванням поділяють на циркуляційні та циліндрові [9, 10].

Суднові дизелі, що встановлюються та використовуються на суднах морського та внутрішнього водного транспорту, виконують функції головних (в разі використання їх потужності для забезпечення руху судна) та допоміжних (в випадку, коли їх потужність споживається електродвигунами суднового обладнання [11, 12].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Конструкційні та технологічні заходи, що забезпечують зниження втрат енергії під час забезпечення процесів мащення суднових двигунів внутрішнього згоряння, розглядалися в різних роботах. При цьому увага приділялася модифікації поверхонь циліндро-поршневої групи [13, 14], забезпеченню мінімальної витрати палива [15, 16] і властивостей робочих поверхонь основних елементів дизеля [17, 18].

Аналіз досвіду проектування та експлуатації суднових пропульсивних комплексів, що забезпечують мінімальний рівень необерто-

вих втрат, показує, що їх вдосконалення доцільно вести за наступними напрямками:

- підвищення стійкості роботи деталей кривошипно-шатунного механізму (КШМ) і підшипників руху [19, 20];
- зниження втрат енергії за рахунок підвищення пружнодемпфуючих властивостей мастильного матеріалу, що забезпечує процеси мащення та охолодження КШМ і підшипників ковзання, а також працездатний стан колінчатого валу [21, 22];
- мінімізації гідравлічних втрат і контактних навантажень у паливній апаратурі високого тиску [23, 24];
- розвитку методів діагностики технічного стану вузлів і деталей дизеля, а також функціональних характеристик робочих рідин, що забезпечують отримання корисної роботи [25, 26].

Найбільшим доступним в умовах експлуатації вже існуючого енергетичного обладнання є оптимізація роботи циркуляційних систем мащення.

Постановка завдання. Завданням дослідження була розробка методу діагностування технічного стану суднових дизелів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Технічний стан та експлуатаційні показники роботи суднових енергетичних установок визначаються ефективністю роботи систем мащення, які забезпечують мінімальний рівень втрат енергії під час її передачі до споживачів. Підвищення ефективності роботи систем мащення досягається різними шляхами [27, 28]. З цілого ряду методів, що є найбільш прийнятними для енергетичних установок засобів водного транспорту умов (з технологічної та фінансової точки зору), є використання оптимального доливання мастила в систему та застосування поверхнево активних речовин (ПАР) [29, 30].

Вплив інтенсивності доливання моторного мастила в загальний об’єм циркуляційної системи мащення на механічні втрати енергії можливо оцінити за зміною механічного коефіцієнту корисної дії (ККД) дизеля для різних умов експлуатації (різних умов поповнення системи мащення свіжим мастилом). Для цього виконувалось вимірювання механічного ККД на різних режимах роботи дизелів 6EY22AW (що відповідають 35-ти, 50-ти, 65-ти і 80-ти %-ому навантаженню) за різної інтенсивності поповнення системи мащення:

- 1-ий дизель – через кожні 100 годин роботи;
- 2-ий – через кожні 25 годин роботи№
- 3-ий – через кожні 10 годин роботи.

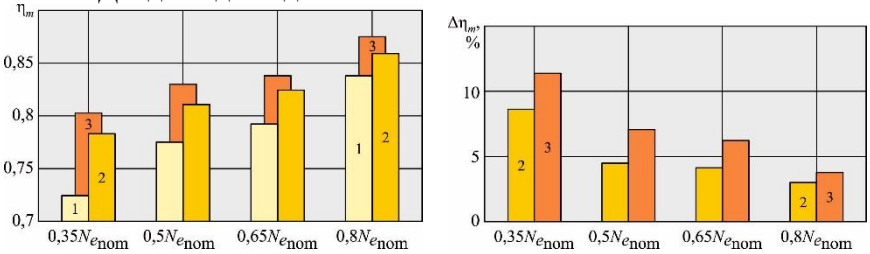
На кожному з досліджуваних режимів ($0{,}35N_{e\text{nom}}$, $0{,}5N_{e\text{nom}}$, $0{,}65N_{e\text{nom}}$, $0{,}8N_{e\text{nom}}$, де $N_{e\text{nom}}$ – номінальне навантаження) дизелі експлуатувалися рівний проміжок часу, який залежно від навантаження суднової електростанції становив 1,5...2,5 години. Зміна навантаження на двигуни за цей час не перевищувало ±2,5 %, а отриманий масив значень механічного ККД дозволяв із високою точністю визначити його середнє значення [31].

У результаті були отримані значення, узагальнені у вигляді таблиці 1, за результатами якої побудована діаграма, що наведена на рис. 1.

Таблиця 1. Механічний ККД та відносне збільшення механічного ККД, %, суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar за різних умов експлуатації

Умови експлуатації	Навантаження на дизель			
	$0{,}35N_{e\text{nom}}$	$0{,}5N_{e\text{nom}}$	$0{,}65N_{e\text{nom}}$	$0{,}8N_{e\text{nom}}$
Дизель № 1 (поповнення через 100 годин)	0,722 / –	0,776 / –	0,793 / –	0,842 / –
Дизель № 2 (поповнення через 25 годин)	0,786 / 8,86	0,812 / 4,64	0,828 / 4,41	0,868 / 3,09
Дизель № 3 (поповнення через 10 годин)	0,803 / 11,22	0,831 / 7,09	0,842 / 6,18	0,874 / 3,80

Відносне збільшення механічного ККД, значення якого наведені в таблиці 1, визначалось за виразами $\Delta\eta = \frac{\eta_2 - \eta_1}{\eta} \cdot 100\%$ – для дизеля № 2 та $\Delta\eta = \frac{\eta_3 - \eta_1}{\eta} \cdot 100\%$ – для дизеля № 3, де η_1, η_2, η_3 – механічний ККД відповідних дизелів.



а) *б*)

Рис. 1. Механічний ККД (*а*) та відносне збільшення механічного ККД (*б*) суднових дизеля 6EY22AW фірми Yanmar за різної інтенсивності доливання моторного мастила: 1 – через 100 годин; 2 – через 25 годин; 3 – через 10 годин

Наведені в таблиці 1 і на рис. 1 результати підтверджують зниження втрат енергії під час скорочення часу між доливанням мастила в обсяг циркуляційної системи.

Для визначення впливу ПАР на втрати енергії суднових середньообертових дизелів експерименти отримали наступне продовження [32, 33]. Як і в попередній серії експериментів, дизелі експлуатувалися на рівновеликому навантаженні (250...750)±(15...45) кВт, однакову кількість часу 12...15 годин/добу.

Технологічна послідовність проведення експериментів полягала в наступному.

Перший дизель був «контрольним», і після заміни мастила в його системі мащення інших технічних заходів з ним не проводилося, і відповідно до вимог заводу-виробника його експлуатація здійснювалася протягом 100 годин роботи без проміжного поповнення мастила в системі. За цей період експлуатації кількість мастила в циркуляційній системі дизеля не знижувалась нижче гранично допустимого значення. При цьому в циркуляційній системі з точністю ±(2,5...3) % підтримувалися постійний тиск і температура мастила.

Система мащення другого дизеля поповнювалася свіжим мастилом через кожні 10 годин роботи до верхнього рекомендованого в картері дизеля, що відповідало максимально можливому обсягу мастила в системі. Даний період поповнення було визначено в якості оптимального під час проведення попередніх експериментів.

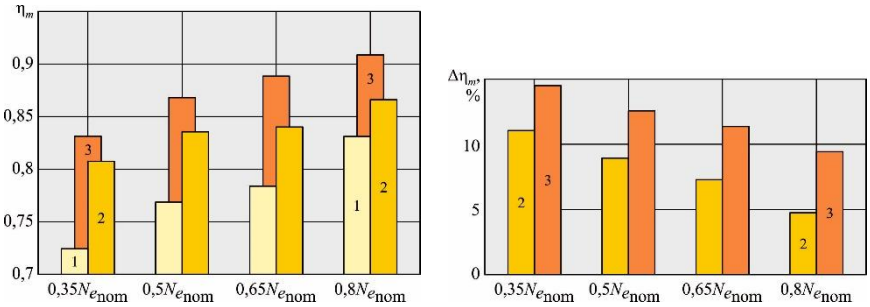
Система мащення третього дизеля спочатку заповнювалася мастилом з ПАР, що містить у своєму складі солі міді. Оптимальна концентрація ПАР становила 0,1 % від обсягу мастила в системі мащення і була встановлена за допомогою попередніх оптичних і триботехнічних досліджень [34, 35]. Крім того, через кожні 10 годин роботи здійснювалося поповнення циркуляційної системи мащення даного дизеля мастилом з такою ж концентрацією ПАР [36, 37].

Аналогічно попередній серії експериментів, для кожного дизеля в діапазоні навантажень (0,35...0,8)$N_{e\text{ном}}$ виконувалося визначення механічного ККД та подальший розрахунок збільшення механічного ККД за умов зміни експлуатації систем мащення.

Результати цих експериментів наведені в табл. 2 та надані на рис. 2.

Таблиця 2. Механічний ККД та відносне збільшення механічного ККД, %, суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar за різних умов експлуатації

Умови експлуатації	Навантаження на дизель			
	$0{,}35N_{e\text{nom}}$	$0{,}5N_{e\text{nom}}$	$0{,}65N_{e\text{nom}}$	$0{,}8N_{e\text{nom}}$
Поповнення через 100 годин	0,726 / –	0,771 / –	0,789 / –	0,832 / –
Поповнення через 10 годин	0,808 / 11,29	0,841 / 9,08	0,847 / 7,35	0,872 / 4,81
Поповнення через 10 годин та додавання ПАР	0,834 / 14,88	0,871 / 12,97	0,881 / 11,66	0,912 / 9,62



а) *б*)

Рис. 2. Механічний ККД (*а*) та відносне збільшення механічного ККД (*б*) суднових дизеля 6EY22AW фірми Yanmar за різної інтенсивності доливання мастила: 1 – робота системи мащення в штатному режимі; 2 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи; 3 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи і додавання ПАР

З метою діагностування технічного стану дизеля виконувався аналіз моторного мастила, яке використовувалось в системі циркуляційного мащення дизелів. При цьому в судновій лабораторії фірми Unitor визначались значення вмісту в мастилі металевих домішок, Fe, ppm, та залишкового лужного числа, BN, мгKOH/г. За вмістом металевих домішок Fe, ppm, у мастилі, що відпрацювало, можливо оцінити рівень втрат енергії під час поступального руху в парах тертя поршневе кільце – циліндрова втулка та вкладиш підшипника – колінчатий вал. Чим вище значення Fe у відпрацьованому мастилі, тим більше знос цих пар тертя, а отже більше як контактні взаємодії, так і втрати енергії.

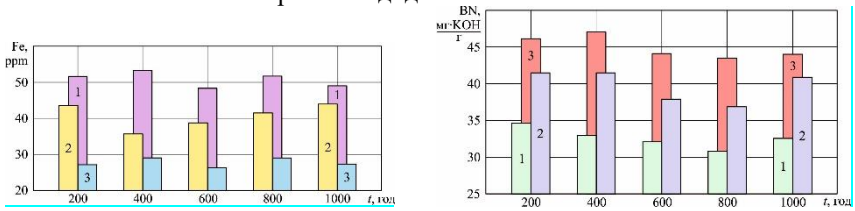
Значення залишкового лужного числа BN, мгKOH/г, характеризує (зокрема) гідравлічну щільність трибологічної системи поршневе кільце – мастильний шар – циліндрова втулка. Чим вище цей показник, тим менша частина газів, що утворюються в циліндрі під час згоряння палива, проходить по дзеркалу втулки циліндрової через можливі нещільності між поршневими кільцями та циліндровою втулкою. Таким чином, у циліндрі разом з паливом згоряє менша частина мастила, що знаходиться лише над верхнім / верхніми поршневими кільцями.

Результати виконаних досліджень наведено в таблиці 3 та на рис. 3. Визначення значень вмісту в мастилі металевих домішок та залишкового лужного числа виконувалось для різних навантажень суднових дизелів, що відповідали $0{,}35N_{e\text{ном}}$, $0{,}5N_{e\text{ном}}$, $0{,}65N_{e\text{ном}}$, $0{,}8N_{e\text{ном}}$. При цьому в зв'язку зі збігом цих значень в таблиці 3 та на рис. 3 наведені результати випробувань, що відповідають експлуатаційному режиму $0{,}8N_{e\text{ном}}$.

Таблиця 3 – Результати експерименту

Показник	Час експлуатації, години														
	200			400			600			800			1000		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
I	52	43	28	53	36	29	48	39	26	52	42	29	49	44	28
II	46	41	34	47	42	33	44	38	32	43	36	31	44	41	33

Примітка: I – вміст металевих домішок у відпрацьованому мастилі, Fe, ppm; II – залишкове лужне число, BN, мгKOH/г мастила; 1 – робота системи мащення в штатному режимі; 2 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи; 3 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи і додавання ПАР



а) *б*)

Рис. 3. Вмісту металевих домішок (*а*) та залишкове лужне числа (*б*) у відпрацьованому мастилі суднових дизеля 6EY22AW фірми Yanmar за різних умов експлуатації:
1 – робота системи мащення в штатному режимі;
2 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи;
3 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи і додавання ПАР

Зіставлення результатів, що наведені в таблицях 1-3, свідчать, що випадкам найбільшого значення механічного ККД відповідають випадку найменшого вмісту в мастилі металевих домішок та найбільших значень остаточного лужного числа мастила.

Висновки і перспективи подальших досліджень. На підставі виконаних досліджень визначимо наступне.

1. Із цілого ряду методів зниження механічних втрат у суднових середньообертових дизелях найбільш прийнятними для суднових умов (з технологічної та фінансової точки зору) є використання оптимального доливання мастила в систему циркуляційного мащення та використання поверхнево активних речовин. Перший (доливання мастила) рекомендовано заводом-виготовлювачем, але, як правило, розроблено для номінального режиму роботи дизеля за умови його експлуатації за стандартних умов. Другий (використання поверхнево активних речовин) не має широкого розповсюдження через необхідність додаткових досліджень та розробки спеціальних рекомендацій, що враховують особливості експлуатації дизелів на різних експлуатаційних режимах, а також у випадках зміни одного сорту палива на інший.

2. Діагностування зниження механічних втрат в суднових дизелях можливо за оцінкою його механічного ККД. Цей параметр під час роботи дизеля 6EY22AW фірми Yanmar з рекомендованою фірмою-виробником інтенсивністю доливання моторного мастила в циркуляційну систему мащення та без додаткового додавання ПАР до об'єму моторного мастила в діапазоні навантаження $(0{,}35…0{,}8)N_{e\text{ном}}$ знаходиться в межах 0,722…0,842. Вибір оптимального режиму поповнення циркуляційної системи, а також додавання в загальний обсяг циркуляційної системи ПАР з оптимальною концентрацією (визначення якої здійснюється попередніми лабораторними дослідженнями), сприяє збільшенню механічного ККД дизеля до рівня 0,834…0,912 та відповідному зниженню механічних втрат та збільшенню ефективної потужності. При оптимальному поповненні циркуляційної системи (яке відповідно до експериментальних досліджень складає 10 годин) та додаванням до обсягу циркуляційної системи мащення ПАР (з оптимальною концентрацією 0,1 % за загальним обсягом системи) можливо досягнення 9,62…14,62 %-е збільшення механічного ККД дизеля та відповідне зменшення його механічних втрат.

3. Діагностування втрати енергії, що виникають при зворотно-поступальному русі у вузлах тертя суднових двигунів внутрішнього згоряння (зокрема при переміщенні поршня в циліндрі), та обертального руху колінчатого валу в мотильових та рамових підшипниках може бути виконано за характеристиками відпрацьованого мастила, взятого з його картеру. При цьому як критерій доцільно використовувати вміст металевих домішок у відпрацьованому мастилі та його залишкове лужне число. Збільшення вмісту механічних домішок свідчить про підвищення рівня контактних взаємодій у парі тертя поршневі кільця – втулка циліндра та колінчатий вал – вкладиш підшипника та зростання втрат енергії. Значення залишкового лужного числа мастила, що використовується для змащування циліндропоршневої групи дизеля, може характеризувати гідравлічну щільність трибологічної системи поршневе кільце – мастильний шар – циліндрова втулка. При цьому великим значенням залишкового лужного числа мастила відповідає більша гідравлічна щільність і менші значення мінімально неминучих втрат енергії.

4. Експериментально встановлено взаємозв'язок між механічним ККД дизеля та характеристиками мастила, що використовується в його системі циркуляційного мащення. Експлуатаційним умовам, під час яких спостерігається найбільші значення механічного ККД відповідають випадки найменшого вмісту в мастилі металевих домішок та найбільших значень остаточного лужного числа мастила.

5. Визначення механічного ККД суднових дизелів потребує значно меншого часу на виконання в порівнянні з методами діагностування технічного стану під час яких виконується аналіз моторного мастила. Тому саме метод визначення механічного ККД рекомендується для діагностування технічного стану суднових дизелів

Перелік використаних джерел

1. Sagin S., Chymshyr V., Karianskyi S., Kuropyatnyk O., Madey V., Rusnak D. Using Ultrasonic Fuel Treatment Technology to Reduce Sulfur Oxide Emissions from Marine Diesel Exhaust Gases // Energies. – 2025. – Vol. 18(17). – P. 4756. https://doi.org/10.3390/en18174756.

2. Куропятник О.А. Забезпечення екологічних показників суднових дизелів шляхом використання систем рециркуляції випускних газів високого тиску // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 3(41). – С. 121-132. doi.org/10.33298/2226-8553.2024.3.41.14.

3. Kolegaev M., Brazhnik I. Improvement of the process of preparing cargo tanks of crude oil tankers for cargo operations // Technology Audit and Production Reserves. – 2024. – Vol. 6(1(80)). – P. 36–40. https://doi.org/10.15587/2706-5448.2024.318534.

4. Amoresano A., Langella G., Iodice P., Roscioli S. Numerical Analysis of SO_2 Absorption inside a Single Water Drop // Atmosphere. – 2023. – Vol. 14. – P. 1746. https://doi.org/10.3390/atmos14121746.

5. Столярик Т.О. Забезпечення режимів мащення чотиритактних суднових дизелів // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – С. 90 – 105. DOI: 10.31653/1819-3293-2023-1-28-90-105.

6. Petrychenko O., Levinskyi M. Trends and preconditions for widespread adoption of liquefied natural gas in maritime transport // Transport Systems and Technologies. – 2024. – Vol. 43. – P. 21-36. DOI:10.32703/2617-9059-2024-43-2.

7. Madey V. Assessment of the efficiency of biofuel use in the operation of marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. – 2022. – Vol. 2(1(64)). – P. 34–41. doi: http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.255959.

8. Sagin S., Sagin A. Development of method for managing risk factors for emergency situations when using low-sulfur content fuel in marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. – 2023. – № 5 (1(73)). – P. 37–43. doi: https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.290198.

9. Melnyk O., Onyshchenko S., Onishchenko O. Development measures to enhance the ecological safety of ships and reduce operational pollution to the environment // Sci. J. Silesian Univ. Technol. Series Transp. – 2023. – Vol. 118. – P. 195–206. https://doi.org/10.20858/sjsutst.2023.118.13.

10. Левченко О.В., Маранов О.В. Інтеграція комбінованих систем підтримки ухвалення рішень для забезпечення навігаційної безпеки та оптимізації руху суден у портових акваторіях // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 99-108. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.14.

11. Sagin S.V., Sagin S.S., Madey V. Analysis of methods of managing the environmental safety of the navigation passage of ships of maritime transport // Technology Audit and Production Reserves. – 2023. – № 4 (3(72)). – P. 33–42. doi: https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.286039.

12. Сагин С.В., Куропятник А.А. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей // Автоматизация судовых технических средств : науч. -техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – С. 79-89.

13. Stoliaryk T. Analysis of the operation of marine diesel engines when using engine oils with different structural characteristics // Technology Audit and Production Reserves. – 2022. – Vol. 5(1(67)). – P. 22–32. doi: http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.265868.

14. Petrychenko O., Levinskyi M., Goolak S., Lukoševiˇcius V. Prospects of Solar Energy in the Context of Greening Maritime Transport // Sustainability. – 2025. – Vol. 17. – P. 2141. https://doi.org/10.3390/su17052141.

15. Sagin S., Sagin A., Zablotskyi Y., Fomin O., Pištˇek V., Kuˇcera P. Method for Maintaining Technical Condition of Marine Diesel Engine Bearings // Lubricants. – 2025. – Vol. 13(4). – P. 146. https://doi.org/10.3390/lubricants13040146.

16. Мадей В.В., Волков О.М. Оптимізація процесу паливоподачі дизелів суден морського транспорту під час використання паливних сумішей до складу яких входить біодизельне паливо // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2022. – Вип. 45. – С. 43-56. doi: 10.31653/smf45.2022.43-56.

17. Melnyk O., Onyshchenko S., Onishchenko O., Koskina Y., Lohinov O., Veretennik O., Stukalenko O. Fundamental Concepts of Deck Cargo Handling and Transportation Safety // Eur. Transp.– 2024. – Vol. 98. – P. 1. https://doi.org/10.48295/ET.2024.98.1.

18. Левченко О.В., Ганношина І.М., Остапчук Т.В. Система інформаційного забезпечення процесів прийняття рішень на мостику судна // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 24-27. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.04.

19. Sagin S., Kuropyatnyk O., Tkachenko I. Ensuring the environmental friendliness of marine diesel engines of specialized ships // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2022. – Вип. 45. – С. 5-16. doi: 10.31653/smf45.2022.5-16.

20. Petrychenko O. Levinskyi M., Prytula D., Vynohradova A. Fuel options for the future: a comparative overview of properties and prospects // Transport Systems and Technologies. – 2023. – № 41. – P. 96-106. https://doi.org/10.32703/2617-9059-2023-41-8.

21. Сагін А.С., Сагін С.В. Експериментальне визначення оптимальних фаз подачі палива в циліндр суднових дизелів // Водний

транспорт. Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 1(39). – С. 206-215. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.22.

22. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – С. 108-119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

23. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. Using exhaust gas bypass for achieving the environmental performance of marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7-8. – P. 36-43. https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-36-43.

24. Сагін С.В., Заблоцький Ю.В. Діагностування технічного стану суднових енергетичних установок засобів водного транспорту // Водний транспорт. – 2023. – № 2(38). – 164-175. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.18.

25. Заблоцький Ю.В. Зниження втрат енергії під час забезпечення процесів мащення суднових двигунів внутрішнього згоряння // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 47. – С. 23-31. doi: 10.31653/smf47.2023.23-31.

26. Gorb S.I., Budurov M.I. Increasing the accuracy of a marine diesel engine operation limit by thermal factor // International Journal of Theoretical and Applied Mechanics. – 2021. – Vol. 6. – P. 18-26.

27. Руснак Д.Ю. Аналіз методів забезпечення вимог щодо емісії в атмосферу сірчистих сполук з випускними газами суднових дизелів // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 227-240. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.25.

28. Двуліт З.П., Тимощук О.М., Левченко О.В. Вдосконалення бізнес-процесів сучасних судноплавних компаній в сфері міжнародних морських вантажних перевезень // Менеджмент та підприємництво в Україні: етапи становлення і проблеми розвитку. – 2021. – № 3 (1). – С. 1-12. http://doi.org/10.23939/smeu2021.01.001.

29. Wang Z., Ma Q., Zhang Z., Li Z., Qin C.; Chen J., Peng C. A Study on Monitoring and Supervision of Ship Nitrogen-Oxide Emissions and Fuel-Sulfur-Content Compliance // Atmosphere. – 2023. – Vol. 14. – P. 175. https://doi.org/10.3390/atmos14010175.

30. Мадей В.В. Використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – С. 93-110. doi: 10.31653/smf44.2022. 93-110.

31. Melnyk O., Onyshchenko S., Onishchenko O., Lohinov O., Ocheretna V. Integral Approach to Vulnerability Assessment of Ship's Critical Equipment and Systems // Transactions on Maritime Science. – 2023. – Vol. 12(1). doi:10.7225/toms.v12.n01.002.

32. Madey V. Assessment of the efficiency of biofuel use in the operation of marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. – 2022. – Vol. 2(1(64)). – P. 34-41. doi: http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.255959.

33. Levinskyi M. Automatic diagnostic of marine diesel generator lubricating oil condition // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – С. 106-120. DOI: 10.31653/1819-3293-2023-1-28-106-120.

34. Wang F., Zhao J., Li T., Guan P., Liu S., Wei H., Zhou L. Research on NOx Emissions Testing and Optimization Strategies for Diesel Engines Under Low-Load Cycles // Atmosphere. – 2025. – Vol. 16. – P. 190. https://doi.org/10.3390/atmos16020190.

35. Budashko V., Shevchenko V. Solving a task of coordinated control over a ship automated electric power system under a changing load // East.-Eur. J. Enterp. Technol. – 2021. – Vol. 2(110). – P. 54-70. doi: 10.15587/1729-4061.2021.229033.

36. Goolak S., Riabov I., Petrychenko O., Kyrychenko M., Pohosov O. The simulation model of an induction motor with consideration of instantaneous magnetic losses in steel // Advances in Mechanical Engineering. – 2025. – Vol. 17(2). https://doi.org/10.1177/16878132251320236.

37. Мацкевич Д.В., Сагин С.В., Ханмамедов С.А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 25. – С.109-118.

DOI:10.31653/smf51.2025.78-85 Отримана в редакції 12.10.2025
Прийнята до друку 24.10.2025

Фомін О.В.[1], Іванченко Д.А.[2], Мельник О.М.[3],
Фоміна А.М.[2], Хаіров С.Д.[1]

[1] Національний транспортний університет,
[2] Приазовський державний технічний університет,
[3] Одеський національний морський університет

МАТЕРІАЛОЗНАВЧІ ТЕНДЕНЦІЇ УДОСКОНАЛЕННЯ НЕСІВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ І СИСТЕМ ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

Постановка проблеми у загальному вигляді. Актуальність проведення науково-прикладного дослідження, присвяченого матеріалознавчим тенденціям удосконалення несівних елементів і систем енергозабезпечення транспорту, зумовлена низкою глобальних викликів і потреб сучасної інженерії та економіки. Швидкий розвиток транспортної галузі вимагає постійного підвищення її ефективності, надійності та екологічності. Основні проблеми, що стоять перед транспортним машинобудуванням, безпосередньо пов'язані з вибором і застосуванням інноваційних матеріалів. Підвищення енергоефективності є критично важливим завданням, яке тісно корелює зі зменшенням маси конструкцій. Кожен кілограм, усунений із маси транспортного засобу, прямо впливає на зниження споживання палива або електроенергії. Отже, матеріалознавство стає ключовою дисципліною у досягненні цього прогресу.

Сучасні несівні елементи, зокрема опори трюмних кришок, остови обладнання, анкерні зв’язки, вали, рами, кузови та осі, експлуатуються в умовах зростаючих навантажень і агресивних середовищ. Це вимагає від матеріалів високої втомної міцності, корозійної стійкості та зносостійкості. Традиційні метали та сплави часто досягли межі своїх можливостей без суттєвого збільшення маси. Саме тому широке впровадження легких високоміцних матеріалів, таких як композити на полімерній та металевій матрицях, набуває стратегічного значення. Використання композиційних матеріалів дозволяє досягти унікального поєднання міцності, жорсткості та надзвичайно малої густини. Одночасно існує потреба в оптимізації процесів виробництва цих матеріалів для забезпечення їхньої економічної доцільності та серійності застосування.

Паралельно відбувається революційна трансформація систем енергозабезпечення транспорту, пов'язана з переходом на електричні, гібридні та водневі технології. Це створює нові матеріалознавчі виклики. Системи зберігання енергії, зокрема літій-іонні акумулятори, вимагають матеріалів з високою питомою енергією та потужністю, а також підвищеною термічною стабільністю та безпечністю. Матеріали електродів, електроліти та сепаратори є об'єктами інтенсивних досліджень для підвищення циклічного ресурсу та швидкості заряджання. Крім того, розробка паливних елементів на водні також залежить від нових каталізаторів, мембран і біполярних пластин. Ці елементи повинні бути ефективними, довговічними та мати доступну вартість.

Проведення цього науково-прикладного дослідження сприятиме формуванню науково обґрунтованих рекомендацій щодо вибору матеріалів та технологій для створення транспортних засобів нового покоління. Воно дозволить систематизувати світові матеріалознавчі тренди та адаптувати їх до вітчизняних промислових умов. Результати дослідження стануть основою для розробки нових стандартів і технічних регламентів, що підвищить якість і надійність транспортної техніки. У підсумку, вирішення матеріалознавчих завдань є ключовим фактором для переходу до сталого та високотехнологічного транспорту. Це дослідження безпосередньо відповідає державним пріоритетам інноваційного розвитку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У роботах [1, 2] проведено експериментальне дослідження трибологічних характеристик наномастил, виготовлених на основі металевих оксидів. А також визначно вплив DLC-покриттів на мікроабразивне зношування титанових сплавів Ti-22Nb-6Zr, отриманих порошковою металургією. У дослідженні [3-5] автори розробили математичну модель енергетичних процесів у тягових системах підземного транспорту. Показано, що оптимізація ємності конденсаторних блоків забезпечує зменшення пікових навантажень і втрат енергії. Статті [6-9] аналізують: механізми виникнення струмових пробоїв і ерозійних дефектів у підшипниках двигунів електромобілів; використання обвідного каналу вихлопних газів для зниження шкідливих викидів суднових дизелів; теплозахисні покриття (TBCs) для високотемпературних елементів машин [10-13]. У [14-16] визначено основні причини відмов паливних систем і способи їх запобігання та класифіковано існуючі підходи до оцінки ризиків і запропонували інтегровану систему контролю.

Дослідження [17-19] присвячені визначенню впливу покриттів на зносостійкість.

У статтях [20-22] розглянуто приклади використання адитивних процесів для зниження маси та підвищення ефективності вузлів транспортних засобів.

Проведений аналіз науково-технічної літератури підтверджує, що комплексному та інтегрованому вивченню матеріалознавчих тенденцій для одночасного удосконалення як несівних елементів, так і систем енергозабезпечення транспорту не приділено належної уваги.

Постановка завдання. Сучасний транспорт стикається з фундаментальною інженерною проблемою: необхідністю одночасного підвищення надійності, зниження маси несівних елементів і кардинального збільшення енергетичної ефективності. Існуючі матеріали та технології для несівних конструкцій часто не забезпечують необхідної питомої міцності та мають обмежений ресурс роботи в умовах високих циклічних навантажень. Це призводить до значної власної маси транспортних засобів, що негативно впливає на паливну/енергетичну економічність. Водночас, інтенсивний розвиток електротранспорту вимагає розробки нових матеріалів для акумуляторних систем, які мають високу питому енергію та безпечність, що є серйозним матеріалознавчим викликом. Проблема полягає у відсутності єдиної методології вибору та оптимізації матеріалів, яка б враховувала комплексні вимоги до структурної цілісності і енергетичної ефективності. Несприятливі наслідки такої роз'єднаності включають невиправдано високі експлуатаційні витрати та повільне впровадження екологічно чистих рішень. Таким чином, актуальною науково-прикладною проблемою є розробка наукових засад та технологічних рішень для інтегрованого матеріалознавчого удосконалення обох ключових систем транспорту.

Мета дослідження: наукове обґрунтування та розробка комплексу матеріалознавчих тенденцій і технологічних рішень для забезпечення суттєвого підвищення експлуатаційних характеристик несівних елементів та систем енергозабезпечення сучасного і перспективного транспорту.

Виклад основного матеріалу дослідження. Несівні конструкції транспортних засобів (остови, вали, опори, кузови, рами, стійки) визначають механічну стійкість та експлуатаційні характеристики об’єкта. Сучасні вимоги до зменшення маси й підвищення корозійної стійкості стимулюють застосування інноваційних матеріалів.

Легкі сплави та високоміцні сталі. Високоміцні мікролеговані сталі (ВМС): Застосовуються сталі типів AHSS, TRIP, TWIP з граничною міцністю понад 1000 МПа, що дозволяють зменшувати товщину листа та забезпечувати високу пасивну безпеку (безпекова клітка). Сталі з гарячим штампуванням: Після обробки мають особливо високу міцність і використовуються для найвідповідальніших елементів (стійки даху, дверні балки). Алюмінієві сплави: тенденція полягає у розробці сплавів з вищою міцністю, поліпшеною корозійною стійкістю та здатністю до лиття під тиском для складних тонкостінних конструкцій (наприклад, у кузовах Audi A8, Tesla). Магнієві сплави: ще легші за алюмінієві; розробляються нові сплави (з додаванням рідкісноземельних металів) та технології захисту для застосування в критичних вузлах (колеса, картери).

Композиційні та гібридні матеріали. Полімерні композиційні матеріали (ПКМ): вуглепластик (CFRP) є "золотим стандартом" для легких і міцних конструкцій, а ключовою тенденцією є зниження вартості виробництва та підвищення швидкості виготовлення деталей (через технології автоматизованого укладання, RTM). Гібридні металокомпозитні структури: Поєднують локальні жорсткі зони з енергопоглинаючими шарами (наприклад, "метал-композит"), що дозволяє комбінувати переваги різних матеріалів. Металеві піни та сандвіч-панелі: Використання алюмінієвих або титанових пін як наповнювача створює дуже легкі та жорсткі елементи з відмінним поглинанням енергії, застосовуючись в аерокосмічній галузі та високотехнологічному транспорті.

Адитивні технології. 3D-друк (Адитивне виробництво): дозволяє створювати геометрії, неможливі для традиційних методів (наприклад, порожнисті структури з гратчастими заповнювачами). Це дає змогу створювати несівні елементи зі змінною щільністю матеріалу та спрямованою текстурою волокон. Застосовується для друку легких кронштейнів та індивідуалізованих деталей.

Однією з ключових проблем експлуатації транспортних систем є втомне руйнування та знос поверхонь. Сучасні матеріалознавчі підходи передбачають модифікацію поверхневого шару. *Наноструктурування поверхневого шару:* використання лазерної, ультразвукової або плазмової обробки. Нанопокриття: впровадження тонких плівок та покриттів (наприклад, DLC – diamond-like carbon) на несівні та функціональні елементи. Зокрема, нано-DLC покриття істотно підвищує зносостійкість титанових сплавів. Термобар'єрні покриття

(TBCs): використовуються для захисту елементів високотемпературних двигунів, покращуючи їхню теплову ефективність та ресурс. Трибологічні дослідження також показують потенціал нанолубрикантів, де введення наночастинок значно знижує коефіцієнт тертя та знос поверхонь у парах тертя.

Революція в енергозабезпеченні транспорту вимагає розробки функціональних матеріалів з високою питомою енергією та потужністю. *Електрохімічні накопичувачі.* Літій-іонні (Li-ion) акумулятори: ключова тенденція – розробка нових матеріалів для електродів, електролітів та сепараторів з високою ємністю, питомою енергією (до 300 Вт·год/кг) та підвищеною термічною стабільністю та безпечністю. Твердотільні акумулятори (Solid-State Batteries): наймасштабніша тенденція. Заміна рідкого електроліту на твердий (керамічний або полімерний) значно підвищує безпеку, термічну стабільність і потенціал щільності енергії. *Накопичувачі потужності.* Суперконденсатори та гібридні накопичувачі: Вимагають матеріалів з високою питомою потужністю. Застосування нанопористих вуглецевих матеріалів та оптимізація конструкції та технологій намотування підвищує їхню ефективність для рекуперації енергії (наприклад, у метрополітені).

Водневі та термостійкі матеріали. Водневі паливні елементи: Удосконалення залежить від нових каталізаторів, мембран (протонообмінних) та біполярних пластин, які мають бути довговічними та доступними за вартістю. Термостійкі матеріали: для авіаційних двигунів та турбін розробляються монокристалічні нікелеві суперсплави та керамічні композитні матеріали (CMC). Це дозволяє підвищити робочу температуру та ККД двигуна, зменшуючи витрату палива.

Екологічні та ресурсозберігаючі аспекти. Одним із пріоритетів є екологічна безпечність і вторинна переробка матеріалів, що відповідає концепції замкненого циклу матеріалів (Circular Economy). Розробляються біополімерні композити з волокнами рослинного походження. Актуальними є дослідження матеріалів із вторинної сировини та розробка технологій рециклінгу. Зростає увага до регенераційних технологій відновлення сплавів та повторного використання вуглецевих волокон.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Сучасний розвиток транспорту визначається еволюцією матеріалознавства як базової наукової основи інновацій. Високоміцні сталі, алюмінієві та

композитні матеріали забезпечують оптимізацію масогабаритних параметрів несівних елементів.

Модифікація поверхонь нанопокриттями та лазерними технологіями значно підвищує зносостійкість і довговічність конструкцій, що є критичним для ключових несівних вузлів.

Нові матеріали для систем енергозабезпечення (Li-ion, твердотільні, суперконденсатори) сприяють розвитку гібридного та електричного транспорту, вимагаючи комплексного підходу до проєктування конструкцій.

Проведене дослідження обґрунтовує доцільність переходу від традиційних металів до багатофункціональних композитних матеріалів та сприяє формуванню науково обґрунтованих рекомендацій щодо вибору матеріалів та технологій для створення транспортних засобів нового покоління.

Перелік використаних джерел

1. Jason, Y.J.J.; How, H.G.; Teoh, Y.H.; Chuah, H.G. A Study on the Tribological Performance of Nanolubricants. *Processes* 2020, *8*, 1372. https://doi.org/10.3390/pr8111372.

2. Gobbi, S.J.; Ferreira, J.L.d.A.; Araújo, J.A.; André, P.; Henriques, V.A.R.; Airoldi, V.J.T.; Moreira da Silva, C.R. The Effect of DLC Surface Coatings on Microabrasive Wear of Ti-22Nb-6Zr Obtained by Powder Metallurgy. *Coatings* 2024. *14*. 1396. https://doi.org/10.3390/coatings14111396.

3. Fomin O., Sulym A., Kulbovsky I., Khozia P., Ishchenko V. Determining rational parameters of the capacitive energy storage system for the underground railway rolling stock. *Eastern-European journal of enterprise technologies* 2018. *2*/1(92). 63-71. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.126080.

4. He, F., Xie, G.; Luo, J. Electrical bearing failures in electric vehicles. *Friction* 2020. *8*, 4–28. https://doi.org/10.1007/s40544-019-0356-5.

5. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. Using exhaust gas bypass for achieving the environmental performance of marine diesel engines. *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*. 2021. *7-8*. 36-43. https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-36-43.

6. Bogdan, M.; Peter, I. A Comprehensive Understanding of Thermal Barrier Coatings (TBCs): Applications, Materials, Coating Design and

Failure Mechanisms. *Metals* 2024. *14*. 575. https://doi.org/10.3390/met14050575.

7. Sagin A.S., Zablotskyi Yu.V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels. *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences.* 2021. *7-8*. 14-17. https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-14-17.

8. Sagin S.V., Sagin S.S., Madey V. Analysis of methods of managing the environmental safety of the navigation passage of ships of maritime transport. *Technology Audit and Production Reserves* 2023. *4*(3(72)). 33–42. https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.286039.

9. Volosova, M.A.; Lyakhovetsky, M.A.; Mitrofanov, A.P.; Melnik, Y.A.; Okunkova, A.A.; Fedorov, S.V. Influence of Cr-Al-Si-N and DLC-Si Thin Coatings on Wear Resistance of Titanium Alloy Samples with Different Surface Conditions. *Coatings* 2023. *13*. 1581. https://doi.org/10.3390/coatings13091581.

10. Sulim A.O., Fomin O.V., Khozya P.O., Mastepan A.. Theoretical and practical determination of parameters of on-board capacitive energy storage of the underground rolling stock. *Scientific Bulletin of National Mining University* 2018.*5*(1). 79-87. DOI: 10.29202/nvngu/2018-5/8.

11. Metel, A.; Sotova, C.; Fyodorov, S.; Zhylinski, V.; Chayeuski, V.; Milovich, F.; Seleznev, A.; Bublikov, Y.; Makarevich, K.; Vereschaka, A. Improving the Wear and Corrosion Resistance of Titanium Alloy Parts via the Deposition of DLC *Coatings*. 2024, *10*, 106. https://doi.org/10.3390/c10040106.

12. Fomin, O.; Lovska, A.; Kučera, P.; Píštěk, V. Substantiation of Improvements for the Bearing Structure of an Open Car to Provide a Higher Security during Rail/Sea Transportation. *J. Mar. Sci. Eng*. 2021, *9*, 873. https://doi.org/10.3390/jmse9080873.

13. Melnyk O., Bulgakov M., Fomin O., Onyshchenko S., Onishchenko O., Pulyaev I.. Sustainable development of renewable energy in shipping: Technological and environmental prospects. Scientific *Journal of Silesian University of Technology. Series Transport* 2025. *127*. 165–188. https://doi.org/10.20858/sjsutst.2025.127.10.

14. Sagin, S.; Sagin, A.; Zablotskyi, Y.; Fomin, O.; Píšťek, V.; Kučera, P. Method for Maintaining Technical Condition of Marine Diesel Engine Bearings. *Lubricants* 2025, *13*, 146. https://doi.org/10.3390/lubricants13040146.

15. Kučera, O.; Píšťek, V.; Fomin, O.; Kučera, P.; Sagin, S. Measuring Device for More Precise Mistuning Identification of Integrated

Bladed Discs. *Symmetry* 2025, *17*, 717. https://doi.org/10.3390/sym17050717.

16. Hamisa, A.H.; Azmi, W.H.; Ismail, M.F.; Rahim, R.A.; Ali, H.M. Tribology Performance of Polyol-Ester Based TiO_2, SiO_2, and Their Hybrid Nanolubricants. *Lubricants* 2023. *11*. 18. https://doi.org/10.3390/lubricants11010018.

17. Sagin, S.; Madey, V.; Sagin, A.; Stoliaryk, T.; Fomin, O.; Kučera, P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels. *J. Mar. Sci. Eng*. 2022, *10*, 1373. https://doi.org/10.3390/jmse10101373.

18. Sarzyński, B.; Śnieżek, L.; Grzelak, K. Metal Additive Manufacturing (MAM) Applications in Production of Vehicle Parts and Components – A Review. *Metals* 2024. *14*. 195. https://doi.org/10.3390/met14020195.

19. Sagin, S.V.; Karianskyi, S.; Sagin, S.S.; Volkov, O.; Zablotskyi, Y.; Fomin, O.; Píštěk, V.; Kučera, P. Ensuring the safety of maritime transportation of drilling fluids by platform supply-class vessel. *Appl. Ocean Res.* 2023, *140*, 103745. https://doi.org/10.1016/j.apor.2023.103745.

20. Jia, D., Li, F., Zhang, Y. 3D-printing process design of lattice compressor impeller based on residual stress and deformation. Sci. Rep. 2020. *10*, 600. https://doi.org/10.1038/s41598-019-57131-1.

21. Zablotsky, Y.V.; Sagin, S.V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines. *Indian J. Sci. Technol.* 2016, *9*, 208–216. https://doi.org/10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

22. Gerlici, J.; Lovska, A.; Fomin, O.; Dižo, J.; Blatnický, M. Strength Analysis of an Open Car Body with Honeycomb Elements during Ro-Ro Transportation. *Appl. Sci*. 2023, *13*, 11022. https://doi.org/10.3390/app131911022.

DOI:10.31653/smf51.2025.86-93 Отримана в редакції 6.10.2025
Прийнята до друку 15.10.2025

Фомін О.В.[1], Лямзін А.О.[2], Турпак С.М.[3],
Лопатюк С.П.[1], Черкашин О.П. [4]

[1] Національний транспортний університет,
[2] Національний авіаційний університет,
[3] Національний університет «Запорізька політехніка»,
[4] Східноукраїнський національний університет ім. В.Даля

СИНЕРГЕТИЧНИЙ ПІДХІД ДО ВИКОРИСТАННЯ КОМП'ЮТЕРНОЇ ГРАФІКИ В АНАЛІЗІ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ І ТЕХНОЛОГІЙ

Постановка проблеми у загальному вигляді. Актуальність дослідження зумовлена глобальною тенденцією до ускладнення та підвищення динамічності сучасних транспортних систем і технологій. Зростаючі обсяги перевезень, урбанізація та необхідність оптимізації логістичних процесів вимагають нових, більш ефективних інструментів для аналізу та управління. Сучасні транспортні системи є складними, нелінійними та багатофакторними об'єктами дослідження, де традиційні методи часто виявляються недостатніми. Необхідність підвищення безпеки та екологічності транспорту також вносить свій вагомий внесок у потребу інноваційних рішень.

Зокрема, українська транспортна система потребує модернізації та інтеграції у європейську мережу, що вимагає глибокого аналізу наявних технологій та пошуку шляхів їх оптимізації. Комп'ютерна графіка, як потужний засіб візуалізації та моделювання, відкриває принципово нові можливості для розуміння складних взаємозв'язків у транспортних потоках. Синергетичний підхід, що ґрунтується на поєднанні ефектів різних елементів, дозволяє розглядати транспортну систему як самоорганізуючу та динамічну структуру. Застосування цього підходу у поєднанні з комп'ютерною графікою дає змогу не лише візуалізувати дані, а й моделювати поведінку системи в умовах невизначеності та хаосу.

Існуючі методи аналізу часто ігнорують нелінійні ефекти та колективну поведінку учасників руху, що призводить до неточних прогнозів та неефективних управлінських рішень. Комп'ютерна графіка, інтегрована в синергетичну парадигму, дозволяє інтерактивно досліджувати сценарії, виявляти критичні точки та потенційні проблеми

ще на етапі моделювання. Це значно знижує витрати на впровадження нових технологій та мінімізує ризики.

Актуальність посилюється також стрімким розвитком технологій Big Data та штучного інтелекту (ШІ) у транспортній галузі. Обробка величезних масивів даних про рух, логістику, стан інфраструктури вимагає інтуїтивно зрозумілих та інформативних засобів візуалізації. Комп'ютерна графіка виступає ключовим інтерфейсом між складними алгоритмами ШІ та особами, що приймають рішення. Синергетичний підхід допомагає структурувати цей інформаційний хаос, виділяючи ключові патерни та індикатори самоорганізації.

Таким чином, гостро стоїть потреба у розробці методології та інструментарію, що об'єднує теоретичні засади синергетики з практичними можливостями комп'ютерної графіки для комплексного аналізу та прогнозування розвитку транспортних систем. Це дослідження є важливим кроком до створення інтелектуальних транспортних систем (ІТС), здатних до самоадаптації та оптимального функціонування. Результати матимуть значний вплив на підвищення ефективності управління транспортними потоками, зменшення заторів та зниження негативного впливу на навколишнє середовище. Практична реалізація синергетичного графічного моделювання відкриє шлях до інноваційних рішень у сфері планування міського транспорту та міжрегіональної логістики. Наукова новизна полягає у формулюванні принципів такого синергетичного поєднання. Це дослідження є своєчасним і необхідним для забезпечення сталого розвитку транспортної галузі. Використання 3D-моделювання та віртуальної реальності (VR) на основі синергетичних принципів забезпечить новий рівень занурення в аналіз. Актуальність також підтверджується світовою практикою впровадження цифрових двійників транспортної інфраструктури.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Група публікацій [1-6] присвячена застосуванню цифрових технологій, віртуальної реальності та мультиагентних систем для управління транспортними потоками та навчання операторів. Ge et al. (2024) підкреслює роль цифрових двійників у оптимізації трафіку та інтеграції IoT і AI. Dilek et al. (2023) і Pense et al. (2022) демонструють приклади використання комп'ютерного зору та VR для управління трафіком і моделювання аварійних ситуацій. Ospina-Bohórquez et al. (2021) відзначає синергетичний ефект між VR та мультиагентними системами для симуляцій і прийняття рішень. Vallet et al. (2021) і Kurdiuk et al. (2025) показу-

ють практичну користь інтерактивних інструментів і гібридних систем передачі даних у громадському та автономному транспорті. Загальна новизна полягає у поєднанні графічних цифрових технологій для підвищення ефективності, безпеки та надійності транспортних систем.

Роботи [7-9] зосереджені на застосуванні синергетичного підходу при енергозбереженні та застосуванні відновлюваних джерел у транспорті. Fomin et al. (2018) та Sulim et al. (2018) досліджують конденсаторні накопичувачі енергії для підземного транспорту, оптимізуючи параметри системи для зниження споживання та підвищення надійності. Melnyk et al. (2025) розширює тему на судноплавство, аналізуючи інтеграцію відновлюваних джерел енергії, таких як сонячні та вітрові системи, для зменшення екологічного впливу.

Дослідження [10-12] присвячені синергії в екологічній безпеці морського та внутрішнього водного транспорту. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. (2021) пропонує методи зменшення шкідливих викидів дизельних двигунів через обхід вихлопних газів. Sagin A.S., Zablotskyi Yu.V. (2021) акцентують увагу на надійному обслуговуванні паливного обладнання для запобігання аварій. Sagin S.V., Sagin S.S., Madey V. (2023) розглядають комплексні методи управління екологічною безпекою судноплавства, включно з технологічними та організаційними заходами.

Статті цієї групи [13, 14] присвячені оптимізації обробки графічних та георадарних даних для ефективного аналізу та прийняття рішень. Gertsiy (2024) розробляє методи компактного представлення та порівняння зображень, що зменшує обчислювальні витрати у транспортних застосуваннях. Zhang et al. (2025) пропонує синергетичний багатомодельний підхід для інтерпретації GPR-даних, підвищуючи точність виявлення підземних об’єктів.

Аналіз літератури засвідчив, що питанням визначення синергетичного підходу до використання комп’ютерної графіки в аналізі транспортних систем і технологій не приділено достатньої уваги. Хоча окремі дослідження торкаються застосування комп’ютерної графіки для візуалізації транспортних потоків, а синергетика активно використовується для моделювання складних систем, їхнє систематичне та інтегроване поєднання залишається малодослідженим. Це створює істотний пробіл у наукових знаннях і обґрунтовує необхідність проведення даного науково-прикладного дослідження.

Постановка завдання. Попри значні досягнення у сфері моделювання та візуалізації транспортних систем, існує значний розрив між складністю реальних транспортних процесів та адекватністю існуючих аналітичних інструментів. Сучасні транспортні системи демонструють виражені ознаки нелінійності та самоорганізації, які найкраще описуються в рамках синергетичного підходу. Проте, традиційні методи використання комп'ютерної графіки здебільшого орієнтовані на лінійну візуалізацію даних або геометричне моделювання, ігноруючи відображення цих системних, колективних ефектів. Це призводить до того, що ключові синергетичні феномени – такі як фазові переходи (наприклад, виникнення затору) або колективне поводження водіїв – залишаються невидимими або недооціненими при аналізі. Виникає проблема відсутності цілісного синергетичного підходу до використання комп'ютерної графіки, який би дозволив не просто візуалізувати дані, а й інтерактивно досліджувати динаміку та еволюцію транспортних систем як складних самоорганізуючих об'єктів. Невирішеним залишається питання розробки адекватного графічного інструментарію, здатного одночасно відображати локальні та глобальні (синергетичні) характеристики системи.

Виклад основного матеріалу дослідження. Метою науково-прикладного дослідження є розробка теоретико-методологічних засад та практичних рекомендацій щодо застосування синергетичного підходу до використання комп’ютерної графіки в аналізі транспортних систем і технологій. Це дозволить підвищити ефективність моделювання та прогнозування функціонування складних транспортних структур. Кінцевою метою є створення основи для нового покоління інтелектуальних інструментів підтримки прийняття рішень у транспортній галузі.

Об’єктом дослідження є складні транспортні системи і технології у їхній динаміці, взаємодії та еволюції, які розглядаються з позицій синергетичного підходу. Предметом дослідження є процес синергетичного поєднання інструментів комп'ютерної графіки для візуалізації, моделювання та аналізу нелінійних, самоорганізуючих властивостей цих транспортних систем.

Синергія – це ефект, коли сумарний результат перевищує просту суму окремих компонентів. У даному випадку, це взаємодія між: комп'ютерною графікою (візуалізація, моделювання, рендеринг); транспортними моделями (математика, статистика, теорія потоків); експертними знаннями та прийняттям рішень джерелами даних (дат-

чики, GPS, камери, соціальні мережі). Результат – не просто "графік потоку", а потужний інструмент, який дозволяє бачити, розуміти і передбачати поведінку складних транспортних систем.

Ключові аспекти синергетичного підходу.

1. Візуалізація та аналіз даних у реальному часі. Транспортні системи генерують величезні масиви даних. Комп'ютерна графіка перетворює ці числа на зрозумілі образи. Створюються інтерактивні карти транспортних потоків, теплові карти заторів, діаграми завантаження громадського транспорту. Синергетичний ефект: аналітик не переглядає таблиці з числами, а буквально бачить проблемні зони (наприклад, червоні ділянки на карті), оцінює масштаб явища та негайно формулює гіпотези для їх вирішення. Це поєднання візуального сприйняття людини та обчислювальної потужності комп'ютера. Приклад: система моніторингу міста відображає в реальному часі місця небезпек, швидкість потоку на магістралях та місцезнаходження громадського транспорту. Диспетчер бачить не просто набір подій, а єдину динамічну картину, що дозволяє оперативно перенаправляти ресурси.

2. Імітаційне моделювання (Simulation) та "серйозні ігри". Це найпотужніший прояв синергії. Створюється віртуальний цифровий двійник транспортної системи. Розробляється детальна імітаційна модель, де кожен транспортний засіб або пішохід є агентом з певною логікою поведінки. Комп'ютерна графіка візуалізує цю модель у 2D або 3D. Синергетичний ефект: інженери можуть проводити "що, якщо..." аналіз без ризику для реальної системи. (Що, якщо обмеження в роботі терміналу? Що, якщо несприятливі погодні умови? Що, якщо побудувати новий міст або розв'язку?). Візуалізація дозволяє не тільки отримати числові результати (наприклад, середню затримку), але й побачити емерджентні явища – несподівані затори, хвилі потоку, що виникають внаслідок складних взаємодій. Це поєднання теорії систем, математичного моделювання та графічного відображення.

3. Інтелектуальні транспортні системи (ITC) та доповнена реальність (AR). Синергія виходить на рівень взаємодії між віртуальним та фізичним світом. Дані з датчиків, регуляторів руху обробляються в реальному часі, а результати у вигляді графічних елементів проектуються на навігаційні екрани або через AR-очки. Синергетичний ефект. Для капітана: AR-дисплей на судні може підсвічувати оптимальний маршрут, попереджати про перешкоди. Для логіста: система

в режимі реального часу візуалізує місцезнаходження всього парку та автоматично оптимізує маршрути, враховуючи поточну ситуацію. Тут поєднується інтернет речей (IoT), штучний інтелект для прогнозування, та комп'ютерна графіка для наочного представлення інформації.

4. Проектування та оцінка варіантів (Digital Twins). Це розвиток імітаційного моделювання – створення повномасштабного, постійно обновлюваного цифрового двійника. Створюється не просто модель, а віртуальний клон всієї транспортної інфраструктури, який синхронізується з реальними даними. Синергетичний ефект. Урбаністи, інженери та архітектори можуть спільно в одному віртуальному просторі проектувати нову розв'язку, оцінювати її вплив на екологію, соціальну активність та транспортні потоки. Всі стейкхолдери бачать одну й ту саму картину, що значно підвищує якість комунікації та прийнятих рішень.

Технології, що забезпечують синергію:

1) геоінформаційні системи (ГІС) – основа для просторової візуалізації;

2) інформаційне моделювання будівель (BIM) – для точних 3D-моделей інфраструктури;

3) імітаційне моделювання (AnyLogic, SUMO, Vissim) – "мозок" системи;

4) ігрові рушії (Unity, Unreal Engine) – для створення фотореалістичних та інтерактивних візуалізацій;

5) візуалізація даних (Tableau, Power BI, D3.js) – для створення зрозумілих дашбордів;

6) машинне навчання та ШІ: для аналізу шаблонів та прогнозування.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Встановлено, що транспортні системи є складними, нелінійними об’єктами, аналіз яких найбільш повноцінно може бути здійснений з використанням синергетичного підходу. Доведено, що існуючий інструментарій комп’ютерної графіки недостатньо пристосований для відображення ключових синергетичних властивостей систем, таких як самоорганізація та біфуркації.

Розроблено концептуальні засади синергетичного підходу до використання комп’ютерної графіки, що забезпечує системну візуалізацію нелінійної динаміки.

Сформульовано принципи побудови графічних інтерфейсів, орієнтованих на відображення порядку та хаосу в транспортних потоках. Запропоновано використання "синергетичних графічних індикаторів" для оперативного оцінювання стійкості транспортної системи.

Апробація показала, що застосування синергетичного графічного аналізу підвищує точність прогнозування критичних ситуацій на 20…30 % порівняно з традиційними методами. Обґрунтовано практичні рекомендації щодо впровадження нового підходу в процеси управління дорожнім рухом та планування інфраструктури.

Перелік використаних джерел

1. Ge, C., et al. (2024). Digital twin intelligent transportation system (DT-ITS) – A review. IET Intelligent Transport Systems. https://doi.org/10.1049/itr2.12539.

2. Dilek, E., et al. (2023). Computer vision applications in intelligent transportation systems. *Sensors, 23*(6), Article 2938. https://doi.org/10.3390/s23062938.

3. Pense, C., et al. (2022). The use of virtual reality technology in intelligent transportation systems. Sustainability. https://doi.org/10.3390/su15010300.

4. Ospina-Bohórquez, A., et al. (2021). On the synergy between virtual reality and multi-agent systems. Sustainability, 13(8), Article 4326. https://doi.org/10.3390/su13084326.

5. Vallet, F., et al. (2021). Designing a data visualisation and analysis tool for supporting decision-making with public transportation network. Proceedings of the Design Society. https://doi.org/10.1017/pds.2021.38.

6. Kurdiuk, S., Dremliuk, V., Melnyk, O., Onishchenko, O., Fomin, O., Píštěk, V., & Kučera, P. Development of a High-Reliability Hybrid Data Transmission System for Unmanned Surface Vehicles Under Interference Conditions. Drones, 2025. 9(3), 174. https://doi.org/10.3390/drones9030174.

7. Fomin O., Sulym A., Kulbovsky I., Khozia P., Ishchenko V. Determining rational parameters of the capacitive energy storage system for the underground railway rolling stock // Eastern-European journal of enterprise technologies. 2018. Vol. 2/1(92). P. 63-71. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.126080.

8. Sulim A.O., Fomin O.V., Khozya P.O., Mastepan A.. Theoretical and practical determination of parameters of on-board capacitive energy storage of the underground rolling stock // Scientific Bulletin of National

Mining University. 2018. Iss. 5(1). P. 79-87. DOI: 10.29202/nvngu/2018-5/8.

9. Melnyk O., Bulgakov M., Fomin O., Onyshchenko S., Onishchenko O., Pulyaev I.. Sustainable development of renewable energy in shipping: Technological and environmental prospects // Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport. 2025. Vol. 127. P. 165–188. https://doi.org/10.20858/sjsutst.2025.127.10.

10. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. Using exhaust gas bypass for achieving the environmental performance of marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. 2021. № 7-8. P. 36-43. https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-36-43.

11. Sagin A.S., Zablotskyi Yu.V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. 2021. № 7-8. P. 14-17. https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-14-17.

12. Sagin S.V., Sagin S.S., Madey V. Analysis of methods of managing the environmental safety of the navigation passage of ships of maritime transport // Technology Audit and Production Reserves. 2023. № 4 (3(72)). P. 33–42. https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.286039.

13. Gertsiy, O. (2024). Research on graphic data formats for compact representation and comparison of images. Transport Systems and Technologies, (43), 173–187. https://doi.org/10.32703/2617-9059-2024-43-14.

14. Zhang, H., et al. (2025). Synergistic multi-model approach for GPR data interpretation. Remote Sensing. https://doi.org/10.3390/rs17142521.

DOI:10.31653/smf51.2025.94-106 Отримана в редакції 7.10.2025
Прийнята до друку 17.10.2025

Чимшир В.І., Разінкін Р.О.

Дунайський інститут Національного університету
«Одеська морська академія»

АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ МОТОРНОГО МАСТИЛА СУДНОВИХ ДОВГОХОДОВИХ ДИЗЕЛІВ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ) / дизелі, що встановлюються на суднах морського та внутрішнього водного транспорту та виконують функції головних та допоміжних двигунів, вже понад 50-ти років займають домінуюче положення в порівнянні з іншими типами на теплових двигунів (паровими котлами, паровими та газовими турбінами) [1, 2]. Основною тенденцією в розвитку суднових дизелів є підвищення їх циліндрової та агрегатної потужності, а також техніко-економічних показників, що багато в чому залежить від якості моторних мастил, які забезпечують процеси їх мащення та охолодження [3, 4]. Під час виконання цих функцій мастила поступово, а в деяких випадках стрибкоподібно, втрачають експлуатаційні показники – перш за все в'язкість та загальне лужне число. Це погіршує змащувальну здатність мастила та згодом призводить до зростання контактних напружень та механічних втрат енергії [5, 6].

Системи мащення відносяться до одних з найважливих систем, що забезпечують експлуатаційну надійність суднових дизелів. Залежно від конструкційних особливостей дизелів їх системи мащення можуть відрізнятися одна від одної, забезпечувати подачу мастила до різних контактних вузлів та з єднань та мати різне функціональне призначення. Двотактні крейцкопфні суднові малообертові дизелі (МОД) використовують дві системи мащення – лубрикаторну (за допомогою якої мастило подається на стінки циліндрової втулки) та циркуляційну (мастило в якій спрямовується до підшипників колінчатого валу) [7, 8]. Чотиритактні тронкові середньообертові дизелі (СОД) та високообертові дизелі (ВОД) комплектуються лише циркуляційною системою мащення, в якій мастило потрапляє до всіх контактних вузлів дизеля, основними з яких для обох типів дизелів є

пари тертя поршневе кільце – втулка циліндра та вкладиш підшипника – колінчатий вал [9, 10].

Процес мащення суднових дизелів є одним із основних, які забезпечують його функціонування, а також надійну та безпечну роботу. Порушення процесу мащення (критичне зниження тиску або критичне підвищення температури мастила) може призвести до збільшення температурних та механічних напруг, а також виникненню аварійної ситуації (поломки поршневих кілець, заклинювання поршня в циліндрі, прокручування вкладишів підшипників). При цьому це характерно для будь яких суднових дизелів, головних або допоміжних, крейцкопфних або тронкових. Критичне відхилення показників роботи систем циліндрового або циркуляційного мащення головних крейцкопних дизелів (наприклад, надмірне зниження тиску мастила, його відсутність, надмірне підвищення температури) призводить до їх аварійної зупинки системою автоматичного регулювання. Аналогічна аварійна зупинка з боку системи автоматичного регулювання здійснюється в разі критичних показників в роботі системи циркуляційного мащення суднових СОД, які виконують функцію головних двигунів (ГД) та передають потужність гребного гвинту. Зупинка ГД та призупинення передачі механічної енергії до гребного гвинта унеможливлює рух судна та суттєво зменшує його маневрові якості.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Якість процесу мащення суднових дизелів оцінюється за різними показниками, насамперед:

- за аналізом моторного мастила, що взято з підпоршневого простору (лише для двотактних МОД) або з картеру дизеля (для чотиритактних СОД та ВОД) [11, 12];
- за показниками робочого циклу (за величиною тиску наприкінці процесу стиснення та за значенням температури випускних газів) [13, 14];
- за механічними втратами, що виникають під час перетворення теплотворної здатності палива в корисну роботу кругового циклу дизеля та ефективну потужність споживачів енергії [15, 16].

В даний час провідними в області розробки моторних мастил є цілий ряд міжнародних нафтових компаній (Mobil oil, Shell, ESSO, Castrol, BP, Agip, Nippon, Texaco та ін.). Між ними ведеться гостра конкурентна боротьба за ринки збуту нафтопродуктів. Тому дослідні центри компаній постійно вишукують шляхи поліпшення якості мастил за рахунок вдосконалення їх складу. Особлива увага приділяється питанням економії мастил в процесі їх використання на суднах, а

також перспективам регенерації їх експлуатаційних властивостей. Надійна і довговічна експлуатація суднових дизелів багато в чому залежить від якості застосовуваного моторного мастила. За останні 10...15 років в зв'язку з різко посилилися умовами експлуатації (високі робочі температури, збільшення наддуву, погіршення якості палива) проблеми, пов'язані з вибором і використанням мастил при високих цінах на світовому ринку, ще більш ускладнилися [17, 18]. Тенденціями розвитку суднового дизелебудування впливають на зміну техніко-експлуатаційних вимог до суднових моторних мастил, а також методів випробування мастил [19, 20]. Також актуальним залишається розв’язання завдання з забезпечення процесу мащення циліндрової групи суднових дизелів, особливо довгоходових, в яких (через особливості конструкції) мастило повинно покривати плівкою набагатобільшу площу циліндрової втулки [21, 22].

Постановка завдання. Завданням дослідження було аналіз основних діагностичних показників моторного мастила суднових довгоходових дизелів .

Виклад основного матеріалу дослідження. Проблеми, пов'язані з необхідністю розробки нових циліндрових мастил, виникли ще на початку 60-х років минулого століття та були пов'язані з появою на морських суднах МОД з наддувом і переведенням їх роботи на економічно вигідні палива підвищеної в'язкості. Відповіддю на посилення умов роботи мастил і потреби в наданні їм відповідних властивостей нафтовими компаніями було створення декількох спеціальних циліндрових мастил з вихідним лужним числом 40...50 мгКОН/г, здатних певною мірою знизити несприятливі наслідки форсування наддувом МОД і використання в них палив низької якості, що впливають на зниження ресурсу циліндропоршневої групи (ЦПГ). Подальші тенденції в експлуатації суднових МОД були пов'язані з широким застосуванням в них ще більш важких палив з високим вмістом сірки та інших небажаних компонентів. Лужні циліндрові мастила першого покоління вже перестали відповідати зрослим вимогам до їх властивостей, в першу чергу до протизносних, миючих і нейтралізуючих. У цей період провідними зарубіжними нафтовими компаніями (Mobil oil, Shell, ESSO, Texaco, Castrol і ін.) були розроблені і випущені на ринок циліндрові мастила з рівнем лужних чисел 60...70 мгКОН/г, що перевершували за своїми експлуатаційними властивостями мастила першого покоління. Високолужні циліндрові мастила другого покоління тривалий час успішно застосовувалися в

форсованих суднових МОД в умовах експлуатації на паливах в'язкістю 120...320 сСт при 50 °С з вмістом сірки до 3...3б5 %. Експлуатація суднових дизелів на подібних сортах палива і мастила проводилася до початку нинішнього століття, коли морський та річковий транспорт став поповнюватися суднами з довгоходовими моделями двотактних дизелів, високофорсованими чотиритактними дизелями, а крім того, посилилися вимоги до екологічних параметрів роботи суднових енергетичних установок (СЕУ) в цілому і ДВЗ зокрема. В даний час світове судноплавство, суднове дизелебудування, а також тенденції в зміні способів переробки нафти і якості палив, що поставляються для суден морського та річкового транспорту, вступили в новий етап розвитку, завдання якого полягають у значному підвищенні економічності енергетичних установок і забезпеченні можливості використання в них надважких палив, отриманих із залученням вторинних продуктів переробки нафти. Наслідком такого розвитку стало створення довгоходових і понад довгоходових моделей МОД, для яких характерне відношення ходу поршня S до діаметру циліндра D – S/D до 4,0...4,5, а в самих останніх моделях до 5,0. Довгоходові МОД відрізняються від двигунів з традиційними співвідношеннями S/D, зниженою частотою обертання на номінальній потужності, що забезпечує більш високий індикаторний коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна і пропульсивний ККД всієї установки. Висока економічність таких двигунів досягнута і завдяки підвищенню максимального тиску згоряння та поліпшенню індикаторного процесу. Всі ці зміни прямо стосуються формування мастильної плівки на поверхні змащуваних деталей.

Аналіз сучасних тенденцій розвитку МОД показує, що для забезпечення необхідної довговічності і надійності сучасних двигунів, до циліндрового мастила висуваються особливі вимоги, багато в чому більш жорсткі, ніж ті, які висувалися для МОД попередніх моделей. Зокрема, вимоги до забезпечення плинності мастила і змачуваємості металевих поверхонь набувають нового значення, якщо врахувати, що менше 1 г мастила подається в циліндр двигуна за кожен оберт колінчастого вала, при цьому площа змащувальної поверхні становить до 10...12 м^2, а хід поршня до 4,0 м. Ці властивості повинні забезпечувати рівномірність розподілу мастила по втулці циліндра. У довгоходових МОД збільшено в порівнянні зі звичайними МОД час знаходження мастильної плівки до її поновлення на поверхні втулки, в результаті чого мастило повинне витримувати більші термічні на-

вантаження, виконуючи необхідні функції. Одним з найважливіших завдань є забезпечення товщини і міцності мастильної плівки в умовах низьких швидкостей поршня, наприклад, при русі суден на економічних ходах, що досить широко поширене в сучасному судноплавстві. Висока потужність, яка припадає на одиницю робочого об'єму циліндрів сучасних МОД, дає велике тепловиділення, значна частка якого сприймається мастильною плівкою. При недостатній термічній і окислювальної стабільності мастила створюються передумови для підвищення утворення нагарів в зоні поршневих кілець, що знижує ресурс ЦПГ. Тому мастило повинне мати достатній ступень детергентності (миючих властивостей) і високу термоокислювальню стабільність. Таким чином, якісний стрибок у розвитку суднових ДВЗ, безпосереднім чином вплинув на зміну вимог до циліндрових мастил і висунув завдання створення нового покоління мастил, що відповідає їм. В оцінці умов роботи циліндрового мастила не менш важливим фактором, ніж прогрес в розвитку МОД, є якість застосовуваних палив. Протягом останніх років 10...15 років особливості застосування палив в СЕУ зазнали значних змін – знизилося споживання палив, отриманих з використанням вторинних процесів: термічного і каталітичного крекінгу і ін. Поглиблення переробки нафти спричинило ускладнення залишкових і дистилятів компонентів. При цьому спостерігається збільшення густини палив навіть при постійній їх в'язкості. В процесі експлуатації в'язкість палива піддається ефективному регулюванню шляхом зміни його температури; що стосується густини, то через порівняно слабку її залежність від температури, цей важливий показник палива залишається практично незмінним в процесі підготовки палива до використання в дизелі. Суднові МОД і системи обробки палива сучасних суден модифіковані на застосування надважких палив з в'язкістю до 750 сСт при 50 °С і густиною до 1010 кг/м^3. Особливості умов роботи циліндрового мастила на поверхні деталей ЦПГ при використанні палив з високою в'язкість та густиною визначаються більш тривалим згорянням палива на лінії розширення, високим ступенем термічного впливу на мастильну плівку, попаданням на її поверхню великої кількості сажі в результаті неповноти згоряння, потрапляння крапельок незгорілого палива в плівку через збільшення дальності розпилення палива великої густини. Такий процес змішування частинок, що знаходяться на поверхні циліндра, чинить негативний вплив на змащувальні властивості мас-

тила, сприяє зниженню його термічної і термоокислювальної стабільності.

Сучасні суднові двотактні МОД, які використовуються як ГД (такі, що передають свою потужність на гвинт та забезпечують рух судна), комплектуються двома мастильними системами. Одна з них (циліндрова або лубрикаторна) подає мастило в циліндр і забезпечує мащення циліндрової групи (поршневих кілець та втулки циліндра). За допомогою другої (циркуляційної) мастило подається до підшипників дизеля (крейцкопфного, рамового та мотильового). Основним призначенням як циліндрової / лубрикаторної, так циркуляційної системи є запобігання контактним взаємодіям деталей дизеля за рахунок створення між ними мастильного шару та забезпечення гідродинамічного або граничного режиму мащення поверхонь тертя. Саме за цих умов забезпечується мінімальне зношування деталей дизеля та мінімальні втрати його потужності.

Принципова схема циліндрової / лубрикаторної системи мащення суднового МОД надана на рис. 1.

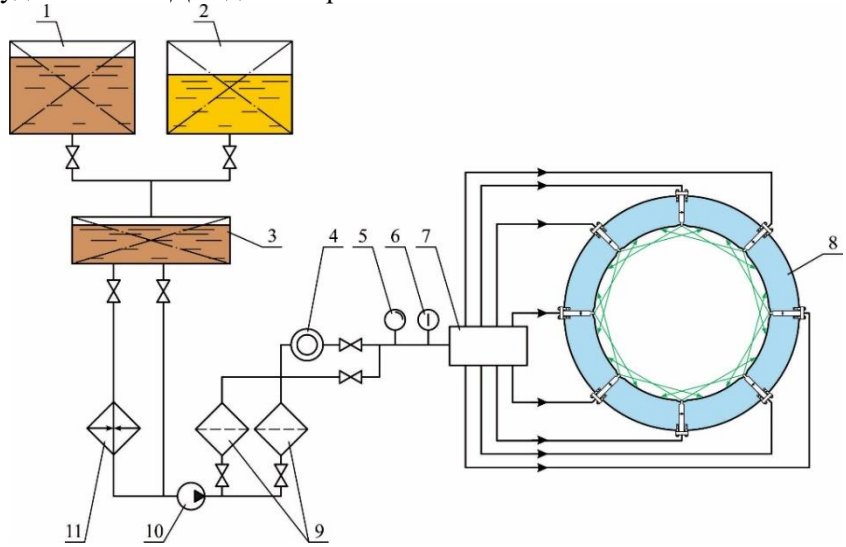


Рис. 1. Принципова схема циліндрової / лубрикаторної системи мащення суднового МОД:
1, 2 – цистерни запасу циліндрового / лубрикаторного мастила; 3 – витратна цистерна; 4 – витратомір; 5 – манометр; 6 – термометр; 7 – лубрикатор; 8 – циліндрова втулка; 9 – мастильний фільтр; 10 – мастильний насос; 11 – мастильний підігрівач

У циліндровій / лубрикаторній системі мащення передбачається дві цистерни запасу мастила 1 та 2, у яких зберігається мастило з різним лужним числом. Під час використання палива, вміст сірки в якому досягає 0,5 % використовується мастило з лужним числом 40…50 мгKOH/г, де – гідроксид калію, що використовується як лужний компонент. Під час використання палива, вміст сірки в якому не перевищує 0,1 % (в разі експлуатації судна в спеціальних районах контролю викидів сірки – Sulfur Emission Control Areas, SECAs) використовується мастило з лужним числом 20…30 мгKOH/г. Мастило, яке необхідно для мащення циліндрової втулки, потрапляє до витратної цистерни 3. Далі мастило за допомогою мастильного насосу 10 через фільтр 9 спрямовується до лубрикатора 7. У разі необхідності збільшення температури мастила здійснюється в мастильному підігрівачі 11. Кількість мастила, що поступає до лубрикатора, а також його тиск та температура визначаються за допомогою витратоміра 4, манометра 5 та термометра 6.

Якість процесу мащення, що забезпечується циліндровою системою, оцінюється за такими показниками:

• питомій витрати мастила залежно від вмісту сірки у паливі – ACC-фактора (Adaptable Cylinder oil Control);

• питомій витраті мастила на мащення циліндрової групи залежно від потужності дизеля – FR (Feed Rate);

• лужному числу мастила (Total Base Number – TBN чи BN), взятому з підпоршневого простору дизеля;

• кількості металевих частинок (Particle Quantity Index – PQI) у мастилі, взятому із підпоршневого простору дизеля.

Дані параметри є взаємопов'язаними та визначаються на підставі результатів сервісних оглядів циліндрової групи, вимірювань зносу циліндрової втулки та аналізу мастила, взятому з підпоршневого простору дизеля.

Величина ACC-фактора приймається за експериментальними даними, залежно від значень PQI (Particle Quantity Index) – кількості металевих частинок та BN в аналізах мастилі, взятому з підпоршневого простору. Для суднових МОД ACC-фактор дорівнює 0,2…0,35 г/(кВт·год·S %).

ЦПГ дизелів відноситься до об’єктів постійного контролю технічного стану. У сучасних умовах експлуатації суднових дизелів виконання частих візуальних інспекцій циліндрових втулок не завжди видається можливим. Перш за все, це пов’язано з періодом невпинної

роботи головних двигунів морських суден (наприклад, тривалість океанських переходів може досягати 20...30 діб), а також – з великими затратами на їх виконання. Тому для діагностування технічного стану циліндрової групи застосовуються непрямі методи. Найпоширенішим і доступним для умов морського судна є визначення лужного числа і кількості металевих домішок в мастилі, взятому з підпоршневих просторів дизеля. З цією метою використовуються суднові лабораторії, такі як Cylinder Scrape-Down Oil Analysis.

Сучасні методи діагностування, аналізують рівень корозії циліндрових втулок суднових дизелів, на основі визначення залишкового лужного числа мастила (base number – BN), взятого з підпоршневих просторів. При цьому за величиною BN можливо дати оцінку стану циліндропоршневої групи. Стан корозії циліндрових втулок залежить від рівня незворотних втрат енергії під час поступального руху поршня в трибологічній системі і переділяється на три основні групи:

1) BN=17...45 – циліндрові втулки експлуатуються в допустимому режимі, їх знос не перевищує допустимого значення, при цьому процес перетворення енергії відбувається з мінімальними незворотними втратами;

2) BN=10...16 – в циліндрі дизеля відбувається інтенсифікація процесу зношування – величина незворотних втрат підвищується;

3) BN до 10 – відбувається інтенсивне збільшення зносу циліндропоршневої групи із зростанням незворотних втрат.

Під час експлуатації дизеля в умовах 1-го режиму (BN=17...45) циліндрова система мащення не піддається регулюванню і питома витрата циліндрового мастила вважається оптимальним для даного режиму роботи.

Умови 2-го режиму (BN=10...16) свідчать про недостатню кількість мастила, що надходить на поверхню циліндрової втулки і для відновлення належного значення BN необхідно регулювання подачі циліндрового мастила.

Робота дизеля на третьому режимі (з показником BN<10) відноситься до аварійних умов, свідчить про підвищений знос циліндрової групи і вважається неприпустимою. При цьому необхідне не тільки регулювання подачі циліндрового мастила, але і регулювання інтенсивності охолодження циліндрових втулок, а також переведення дизеля на режим зниженого навантаження.

Основними показниками кількості подачі циліндрового мастила на циліндрові втулки є ACC фактор (Adaptive Cylinder oil Control) і

витрата мастила FR (Feed Rate). Величина ACC фактора береться за експериментальними даними, залежно від значень PQI (Particle Quantity Index) – кількості металевих частинок і BN в аналізах мастила, взятого з підпоршневого простору. Для суднових МОД ACC=0,2...0,35.

Рекомендована витрата мастила розраховується за формулою, г/(кВт·год)

$$FR=ACC\times S;$$

де S – кількість сірки в паливі, %.

Величини BN та PQI визначаються на підставі лабораторних досліджень, що виконуються безпосередньо на борту судна за допомогою суднових діагностичних лабораторій відповідно до міжнародного стандарту ASTM D5185-09. Крім того, значення BN має визначатися відповідно до вимог ISO 3771:2011(E). Для визначення BN використовуються суднові діагностичні лабораторії, такі як Cylinder Scrape-Down Oil Analysis, Unimarine Cylinder Scrape-Down Oil Analysis, Shell Analex Alert, Signum onboard test kit of ExxonMobil, Parker Kittiwake Cold Corrosion Test Kit, Digi TBN Test.

Згідно з рекомендаціями дизелебудівних фірм MAN-Diesel & Turbo та Wartsila-Sulzer, значення питомої витрати мастила FR на мащення циліндрової групи суднових довгоходових МОД не повинно бути нижче за 0,6 г/(кВт·год). Залежно від часу експлуатації циліндрової групи величина FR знаходиться у межах, наведених у таблиці 1.

Підтримання вказаних значень є обов’язковим для всіх типів дизелів, що обладнані циліндровою системою мащення.

Таблиця 1. Рекомендовані значення питомої витрати циліндрового мастила FR в залежності від часу експлуатації циліндрової групи дизеля

Час експлуатації, год	Питома витрата циліндрового мастила, г/(кВт·год)
0…5	1,7
5…100	1,5
100…200	1,3
200…300	1,1
300…400	0,9
400…500	0,7
більш за 500	0,6…0,65

Висновки і перспективи подальших досліджень. Проведені дослідження дозволяють зробити наступні висновки.

1. Суднові малообертові довгоходові дизелі відрізняються від інших підвищеною площею циліндрової втулки, яка потрібує наявності мастильної плівки на її поверхні.

2. Якість процесу мащення циліндрової групи суднових довгоходових дизелів оцінюється не лише за показниками моторного мастила, взятого з підпоршневого простору дизеля (до яких перш за все відносяться лужне число BN та кількість металевих частинок PQI), але також за значеннями питомій витрати мастила залежно від вмісту сірки у паливі – ACC-фактора та питомій витраті мастила на мащення циліндрової групи залежно від потужності дизеля – FR. Саме за цими показниками найбільш ефективно та ціліподібно виконувати діагностування моторного мастила суднових довгоходових дизелів.

Перелік використаних джерел

1. Sagin S.V., Sagin S.S., Madey V. Analysis of methods of managing the environmental safety of the navigation passage of ships of maritime transport // Technology Audit and Production Reserves. – 2023. – № 4 (3(72)). – P. 33–42. doi: https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.286039.

2. Сагін А.С., Сагін С.В. Експериментальне визначення оптимальних фаз подачі палива в циліндр суднових дизелів // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 1(39). – С. 206-215. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.22.

3. Сагин С.В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. Наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89-100.

4. Сагін А.С., Заблоцький Ю.В. Регенерація змащувальних властивостей моторних палив і мастил під час експлуатації суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – С. 17-30. doi: 10.31653/smf45.2022.17-30.

5. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація суднових технічних засобів: наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. С. 108-119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

6. Petrychenko O. Levinskyi M., Prytula D., Vynohradova A. Fuel options for the future: a comparative overview of properties and prospects // Transport Systems and Technologies. – 2023. – № 41. – P. 96-106. https://doi.org/10.32703/2617-9059-2023-41-8.

7. Заблоцький Ю.В. Зниження втрат енергії під час забезпечення процесів мащення суднових двигунів внутрішнього згоряння // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2023. – Вип. 47. – С. 23-31. doi: 10.31653/smf47.2023.23-31.

8. Levinskyi M. Automatic diagnostic of marine diesel generator lubricating oil condition // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 106-120. DOI: 10.31653/1819-3293-2023-1-28-106-120

9. Заблоцький Ю.В. Підвищення паливної економічності суднових дизельних установок // Вісник Одеського національного морського університету: зб. наук. праць. – 2020. – № 2(62). – С. 106-119. DOI: 10.47049/2226-1893-2020-1-106-119.

10. Мацкевич Д.В., Сагин С.В., Ханмамедов С.А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 25. – С.109-118.

11. Sagin S., Sagin A. Development of method for managing risk factors for emergency situations when using low-sulfur content fuel in marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. – 2023. –№ 5 (1(73)). – P. 37-43. https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.290198.

12. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – С. 49-54. DOI: 10.31653/smf340.2020.49-54.

13. Левченко О.В., Ганношина І.М., Остапчук Т.В. Система інформаційного забезпечення процесів прийняття рішень на мостику судна // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2025. – Вип. 1(42). – С. 24-27. doi.org/10.33298/2226-8553.2025.1.42.04.

14. Сагін С.В., Куропятник О.А. Визначення оптимальних режимів процесів управління випускними газами суднових дизелів // Водний транспорт: Збірник наукових праць. – 2024. – Вип. 2(40). – С. 173-185. doi.org/10.33298/2226-8553.2024.2.40.16.

15. Заблоцкий Ю.В., Солодовников В.Г. Снижение энергетических потерь в топливной аппаратуре судовых дизелей // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 3. – С. 46-56.

16. Заблоцький Ю.В., Сагін А.С. Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук. - техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – С. 121-131. doi: 10.31653/smf44.2022.121-131.

17. Sagin S., Chymshyr V., Karianskyi S., Kuropyatnyk O., Madey V., Rusnak D. Using Ultrasonic Fuel Treatment Technology to Reduce Sulfur Oxide Emissions from Marine Diesel Exhaust Gases // Energies. – 2025. – Vol. 18. – P. 4756. https://doi.org/10.3390/en18174756.

18. Sagin S., Kuropyatnyk O., Rusnak D. Improvement of the process of cleaning exhaust gases of marine diesels from sulfur oxides // Technology Audit and Production Reserves. – 2025. – №4(1(84)). – P. 72–79. https://doi.org/10.15587/2706-5448.2025.337616.

19. Данилян А.Г., Чимшир В.И., Разинкин Р.А., Найденов А.И. Совершенствование систем технического диагностирования малооборотных судовых дизелей // Молодой ученый. – 2015. – № 2. – С. 138-142.

20. Sagin S., Haichenia O., Karianskyi S., Kuropyatnyk O., Razinkin R., Sagin A., Volkov O. Improving Green Shipping by Using Alternative Fuels in Ship Diesel Engines. // Journal of Marine Science and Engineering. – 2025. – Vol.13(3). – P. 589. https://doi.org/10.3390/jmse13030589.

21. Sagin S., Kuropyatnyk O., Matieiko O., Razinkin R., Stoliaryk T., Volkov O. Ensuring Operational Performance and Environmental Sustainability of Marine Diesel Engines through the Use of Biodiesel Fuel // Journal of Marine Science and Engineering. – 2024. – Vol. 12(8). – P. 1440. https://doi.org/10.3390/jmse12081440.

22. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. Using exhaust gas bypass for achieving the environmental performance of marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. – 2021. – № 7-8. – P. 36-43. https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-36-43.

DOI:10.31653/smf51.2025.106-118 Отримана в редакції 20.09.2025
Прийнята до друку 12.10.2025

Хлієва О.Я., Константінов О. І.

Національний університет “Одеська морська академія”

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ НА ОСНОВІ ОРГАНІЧНОГО ЦИКЛУ РЕНКІНА ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ ВОДИ ДВИГУНА WÄRTSILÄ 12V46F ЗА РІЗНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Ввступ

Міжнародна морська організація (IMO) протягом останнього десятиліття посилює вимоги до енергоефективності та викидів парникових газів від морського транспорту. Додаток VI MARPOL включає обов’язкові технічні та експлуатаційні вимоги, зокрема оцінку Energy Efficiency Design Index (EEDI) для нових суден та Energy Efficiency Existing Ship Index (EEXI) для існуючого флоту, а також індекс вуглецевої інтенсивності CII та Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP), які спрямовані на зниження питомих викидів CO_2 при перевезенні вантажів [1-3].

У 2023 р. IMO ухвалила оновлену Стратегію зі скорочення викидів парникових газів у судноплавстві [4], яка передбачає досягнення нульового або близького до нуля рівня викидів до 2050 р., а також проміжні орієнтири зі зменшення сукупних річних викидів на 20–30 % до 2030 р. і на 70–80 % до 2040 р. порівняно з 2008 роком.

Враховуючи, що сучасні суднові дизелі перетворюють у корисну роботу лише близько половини енергії палива, а решта відводиться у вигляді скидної теплоти з вихлопними газами та охолоджувальною водою, утилізація цієї теплоти розглядається як один з найефективніших шляхів підвищення енергоефективності та зниження викидів [5]. Серед різних технологій утилізації дедалі більшої уваги набувають установки на основі органічного циклу Ренкіна (ORC), здатні працювати з низько- та середньотемпературними джерелами теплоти (вода сорочок циліндрів, охолодження наддувного повітря, низькотемпературні гази тощо) і забезпечувати додаткову електричну потужність без збільшення витрати палива головного двигуна [6-8].

Численні дослідження демонструють потенціал ORC-систем для зниження питомої витрати палива та покращення показників

EEDI/EEXI і CII завдяки залученню скидної теплоти суднових двигунів. Однак більшість робіт зосереджені на використанні теплоти вихлопних газів або комбінованих джерел, тоді як питання утилізації теплоти води високотемпературного (ВТ) контуру охолодження середньообертових дизелів в умовах змінних режимів роботи судна досліджені недостатньо. Обмеженим залишається й обсяг узагальнених даних щодо вибору робочих тіл із низьким потенціалом глобального потепління (GWP), оптимізації схеми ORC і особливостей інтеграції установки в суднову енергетичну систему, з урахуванням вимог класифікаційних товариств і стандартів безпеки.

У зв'язку зі сказаним актуальним є детальний енергетичний аналіз суднових ORC-систем, які живляться низькопотенційною теплотою води ВТ контуру охолодження сучасних середньообертових двигунів.

Метою даної роботи було аналіз ефективності та продуктивності суднової енергетичної системи на основі органічного циклу Ренкіна (ORC), що живиться низькопотенційною теплотою води охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F, при роботі цього двигуна у різних навантаженнях. На основі попередніх досліджень авторів [9, 10], в яких були обґрунтовані раціональна конфігурація термодинамічного циклу та робоче тіло, аналіз впливу навантаження головного двигуна на ефективність ORC системи виконувався для регенеративного термодинамічного циклу з пентаном як робочим тілом.

Вхідні дані

В якості головного двигуна було прийнято чотирьохтактний двигун Wärtsilä 12V46F (14400 кВт). Відповідно до інформації виробника за 2022 рік [11], средньообертові суднові чотиритактні дизельні двигуни Wärtsila займають 44% від загального об'єму ринку. Зростання частки чотиритактних дизельних двигунів на ринку пояснюється їх більш привабливими параметрами за питомою масою та розмірами (у порівнянні з двотактними), а також енергоефективністю, яка для сучасних двигунів наближається до ефективності двотактних. Виробником надається подобний опис двигунів серії Wärtsila 46F [12, 13], що також посприяло вибору саме Wärtsila 12V46F для аналізу з причини доступності більшості вхідних даних у вільному доступі.

Вода високотемпературного (ВТ) контуру охолодження двигуна була прийнята як джерело теплоти для ORC установки.

На основі аналізу, виконаного у попередній роботі авторів [9,

10], показано, що при наявності регенеративного теплообмінника в установці на основі ORC, яка живиться теплотою води охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F, її загальна ефективність на 6,9…10,8 % вище, ніж для нерегенеративного ORC. Тому для аналізу прийняте схемне рішенні з регенеративним теплообмінником.

Як робоче тіло для подальшого аналізу обраний пентан (R601) з причини того, що він забезпечує вищу енергетичну ефективність, ніж найбільш поширені фтор вуглецеві робочі тіла та має дуже низький потенціал глобального потепління.

Вхідні данні, а також і припущення, що були прийняті для аналізу, наведено нижче.

- Температура води НТ контуру на вході в ORC систему прийнята рівною 74 °С.
- Температура води НТ контуру на виході з ORC системи прийнята рівною 91…95 °С (найбільша температура відповідає навантаженню на двигун 100 %).
- Температура забортної води варіювалася в інтервалі 2…30 °С.
- Температура конденсації робочого тіла варіювалася в інтервалі 8…36 °С (на 6 К вище за температуру забортної води).
- Втрати тиску, втрати тепла в теплообмінниках і трубах не враховувалися.
- Ізоентропний ККД турбіни прийнятий рівним 0,7 [14].
- Механічний ККД турбіни прийнятий 0,98.
- ККД електрогенератора прийнятий 0,98.
- ККД живильного насосу прийнятий рівним 0,5 на основі даних, наведених у роботах [15, 16].
- Найменший температурний напір у теплообмінниках - pinch point - прийнятий рівним ΔT_{pp}=5 К [9].
- навантаження на двигун (для оцінки кількості та якості скидної теплоти у вигляді води ВТ контуру охолодження) для аналізу приймалося у інтервалі 50…100 %.

Розрахунок енергетичних характеристик органічного циклу Ренкіна виконувався за класичним підходом [17-19] з урахуванням теплофізичних властивостей води та робочих тіл [20].

Тепловий баланс двигуна Wärtsila 12V46F по скидній теплоті

Суднові дизельний двигун працюють зі змінним навантаженням залежно від експлуатаційного профілю судна. Це означає, що система утилізації скидної теплоти двигуна на основі ORC буде працювати з різною ефективністю залежно від режиму експлуатації судна.

Отже, потрібно провести аналіз роботи системи утилізації скидної теплоти двигуна на основі ORC у можливому інтервалі робочого навантаження на двигун. Для цього потрібно мати дані з теплового балансу двигуна зазвичай для навантажень 50, 75, 85 та 100%. Навантаження 85% є важливим для дослідження, оскільки судна зазвичай працюють на номінальній безперервній потужності, яка становить від 85% до 90% від максимальної безперервної потужності двигуна.

Як джерело скидної теплоти для роботи ORC системи розглядається вода ВТ системи охолодження двигуна. Вона послідовно охолоджує циліндри двигуна та надувне повітря (на першій ступені його охолодження) – рис. 1 [13].

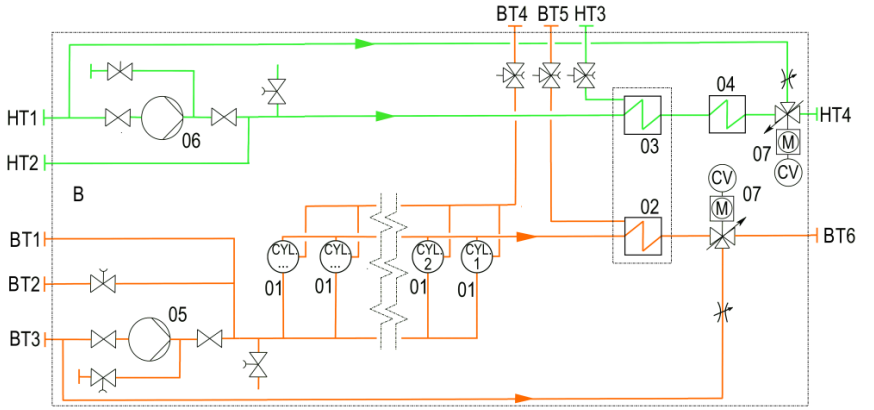


Рисунок 1. Система охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F прісною водою: 01 – головка циліндра, 02 та 03 – охолоджувачі надувного повітря, 04 – охолоджувач мастила, 05 та 06 – насоси подачі води (з привидом від двигуна), 07 – термостат охолоджувальної води; НТ1 – подача охолодженої води у низькотемпературний (НТ) контур, НТ2 – подача охолодженої води у НТ контур резервним насосом, НТ3, ВТ4 та ВТ5 – повітровідвідники, НТ4 – відведення нагрітої води з НТ контуре, ВТ1 – подача охолодженої води у високотемпературний (ВТ) контур резервним насосом, ВТ2 – злів води з ВТ контуру, ВТ3 – подача охолодженої води у ВТ контур, ВТ6 – відведення нагрітої води з ВТ контуру

У посібнику [12] наведені данні про тепловий баланс при навантаженнях 50%, 75%, 85% та 100%, однак не для всієї лінійки Wärtsilä 46F. Тоді як в [13] дані стосовно енергетичного балансу для Wärtsila 12V46F надаються лише при 100% навантаженні.

Рис. 2.а схематично та спрощено демонструє енергетичний баланс суднового двигуна Wärtsila 12V46F при 100% навантаженні за даними [13]. На рис. 2.б наводиться такий же баланс для двигуна при у випадку впровадження системи утилізації теплоти води ВТ контуру для вироблення електроенергії ORC системою. У відповідності до виконаних у попередніх роботах авторів досліджень, ККД ORC системи для побудови діаграми на рис. 2.б був прийнятий 0,10 (середнє значення, яке залежить від режимів роботи системи та температури забортної води). З рис. 2 видно, що в корисну теплоту у вигляді електроенергії переходить приблизно 1,5 % первинної енергії палива.

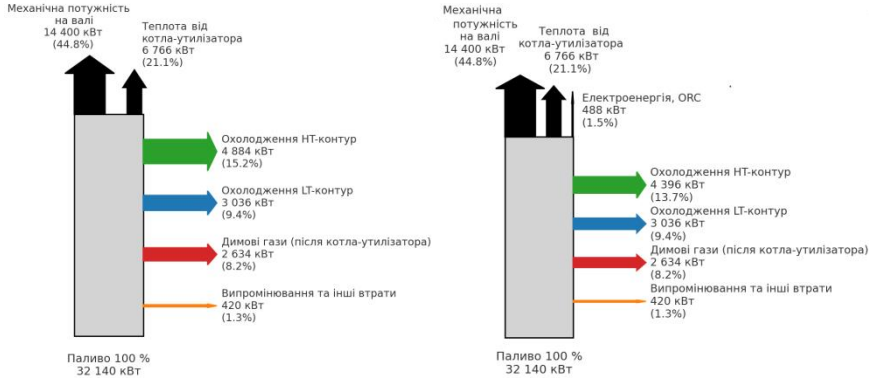


Рис. 2. Спрощена діаграма енергетичних потоків для двигуна Wärtsilä 12V46F при навантаження 100 %

З метою отримання залежності кількості теплоти, що відводиться з водою ВТ контуру, від навантаження на двигун були прийняті данні з енергетичного балансу при 100 % навантаженні та виконане їх масштабування до навантажень 50/75/85% відповідно до лінійних трендів для інших двигунів серії Wärtsila 46F, данні по яким наведені у [12]. Результати для двох режимів двигуна (змінна та постійна частота обертання вала двигуна) наведені на рис. 3.

Для двигунів Wärtsila 46F надувне повітря на першій ступені охолоджується водою высокотемпературного (ВТ) контура, а на другій - водою низкотемпературного (НТ) контура. Причому саме охолодження на другій ступені (водою НТ контуру) регулює підтримку майже сталої температури повітря після охолодження. Це означає, що теплота, яка відводиться на першій ступені водою ВТ-контуру, з ростом навантаження на двигун збільшується практично лінійно у діапазоні навантажень 50…100 %, але сублінійно на малих

навантаженнях (завдяки нижчої температури після компресора та меншої витрати повітря). Виробник не надає криві по навантаженню для теплоти, що відводиться від надувного повітря. З метою отримання залежності кількості теплоти, що відводиться з водою високотемпературного контуру від надувного повітря, від навантаження на двигун були прийняті данні з енергетичного балансу при 100 % навантаженні та використаний підхід, що описує коректування параметрів процесу охолодження наддувного повітря при сталих температурах у повірьохолоджувачі відповідно стандарту ISO 3046-1:2002 [21]. Результати для двох режимів двигуна (постійна та змінна частота обертання вала двигуна) наведені на рис. 3.

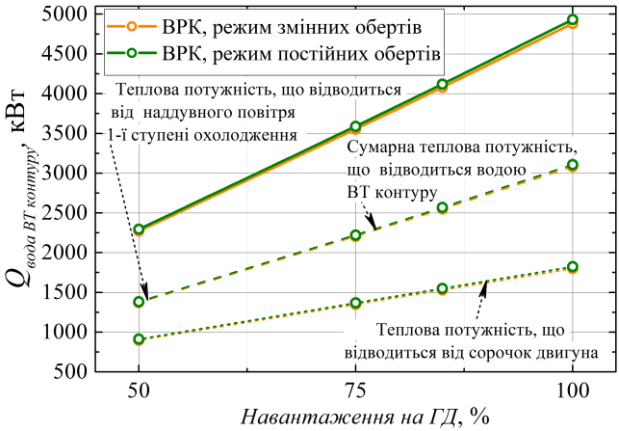


Рис. 3. Залежність теплоти, що відводиться від двигуна з водою ВТ контуру від навантаження на двигун Wärtsila 12V46F

Слід відзначити, що відповідно [13] реальні значення складових теплового балансу можуть відхилятись (~±10 %) залежно від температур води ВТ та НТ контурів, зовнішніх умов, забруднення поверхонь та інших причин.

У ВТ контурі охолодження регулювання теплової потужності, що відводиться водою, здійснюється не зміною витрати, а байпасуванням із подальшим змішуванням потоків у триходовому клапані. Завдяки цьому витрата води через охолоджувані елементи підтримується практично сталою, що забезпечує стабільний гідродинамічний режим течії та коефіцієнт тепловіддачі та знижує ризики локального перегрівання поверхонь. Регулювання спрямоване на підтримку сталої температури води на вході у систему охолодження двигуна. При зменшенні теплового навантаження, частина нагрітої

води оминає охолоджувач (або споживача, яким у нашому випадку буде система на основі ORC) та повертається на змішування, підтримуючи потрібну температуру подачі на охолодження двигуна. Тоді як при зростанні потреби у відведенні теплоти від двигуна, частка байпаса зменшується, більше води ВТ контуру після двигуна йде на охолодження.

Розрахунок залежності температури та витрати води високотемпературного контуру від навантаження на двигун

Температури та витрати води ВТ контуру на вході в охолоджувач (в даному випадку - на вході в ORC систему) оцінювалася за наступною методикою.

- Витрата води ВТ контуру через сорочки двигуна та охолоджувач наддувного повітря постійна.

- Температура води на вході у двигун $t_{\text{вх}}$ підтримується сталою та рівною 74 °С за рахунок змішування охолодженого потоку з неохолодженим (байпасом); співвідношення потоків регулюється триходовим клапаном.

- Температура води на виході з двигуна $t_{\text{вих}}$ змінюється з навантаженням (91…95 °С відповідно до [13]).

Теплова потужність, яку потрібно відвести водою ВТ контуру відома з попереднього розділу та описується рівнянням:

$$Q = \dot{m}_{\text{ВТ}}\, c_p\, (t_{вих} - t_{вх})\,.$$

де $\dot{m}_{\text{ВТ}}$ - загальна витрата води ВТ контуру через двигун, кг/с; c_p - середня теплоємність охолоджувальної води, кДж/(кг К).

Потік на виході з двигуна ділиться на два: через охолоджувач (масова витрат $\dot{m}_{охл}$) та байпас (масова витрата $\dot{m}_{б}$). Після змішування потік має температуру $t_{\text{вх}}$ = 74 °С. Таким чином можна записати рівняння:

$$\dot{m}_{\text{ВТ}} = \dot{m}_{охл} + \dot{m}_{б}\,.$$

$$t_{вх} = \frac{\dot{m}_{охл}\, t_{охл\,вих} + \dot{m}_{б}\, t_{вих}}{\dot{m}_{ВТ}},$$

де $t_{охл\,вих}$ - температура води з витратою $\dot{m}_{охл}$ на виході з охолоджувача (або ORC системи), °С.

Витрата води через охолоджувач (або ORC систему):

$$\dot{m}_{охл} = \dot{m}_{\text{ВТ}} \frac{t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}}{t_{\text{вих}} - t_{\text{охл вих}}}.$$

Теплова потужність, яка відводиться у охолоджувачі (або яка утилізується ORC системою):

$$Q = \dot{m}_{охл}\, c_p\, (t_{\text{вих}} - t_{\text{охл вих}}).$$

З наведених вище рівнянь не може бути визначені однозначно $\dot{m}_{охл}$ та $t_{\text{охл вих}}$. Потрібне ще співвідношення, яке описує процес переносу теплоти в теплообміннику забортної води (або в системі на основі ORC). Однак на практиці часто задаються температурою води на виході з охолоджувача в залежності від температури забортної води $t_{охл\ вих} \approx t_{зв} + 3\ldots5°C$. Однак при використанні води для роботи системи на основі ORC теплота буде віддаватися робочому тілу. А як показано у попередніх роботах авторів [9, 10], температура кипіння буде також змінюватися в залежності від конфігурації ORC та від $t_{охл\ вих}$. Тому у подальшому користуємося наступними міркуваннями. Температура $t_{охл\ вих}$ не може бути менша за $t_{вх}$ = 74 °C. На MCR режимі (100 % навантаженні) у типового судового дизеля триходовий клапан більшу частину води (85…95 % від $\dot{m}_{\text{ВТ}}$ **)** подає на охолоджувач, а байпас мінімальний. Виходячи з цього, приймаючи, що приблизно 10 % від $\dot{m}_{\text{ВТ}}$ байпасується при 100 % навантаженні на двигун, приймаємо температуру $t_{охл\ вих}$ = 72 °C. Чім менша буде ця температура, тим більша частина потоку буде байпасуватися, однак зниження $t_{охл\ вих}$ призведе до зниження температури генерації та, як наслідок, до зниження ефективності ORC системи. Відсутність байпасу, тобто $t_{охл\ вих}$ = 74 °C недопустима.

Прийнявши $t_{охл\ вих}$ = 72 °C за описаною методикою було оцінено масову витрату води ВТ контуру через охолоджувач та температура води ВТ контуру на вході в охолоджувач при різних навантаженнях на двигун Wärtsila 12V46F. Результати наведено на рис. 4. Загальний потік води ВТ контуру, що проходить через двигун ($\dot{m}_{\text{ВТ}} = \dot{m}_{охл} + \dot{m}_{б}$) складав 55,4 кг/с.

Результати, що наведені на рис. 4 демонструють, що при зниженні навантаження на двигун Wärtsila 12V46F з 100% до 50% витрата води ВТ контуру на вході в ORC систему буде падати з 50,6 до

46,0 кг/с, а температура цієї води на вході в ORC систему буде знижуватися з 91,5 °С до 83,8 °С. Все це буде сприяти зниженню продуктивності та ефективності системи на основі ORC у зв'язку зі зниженням як витрати води (джерела скидної теплоти для ORC), так й її температури джерела теплоти $t_{вих}$ (що впливає на ККД циклу).

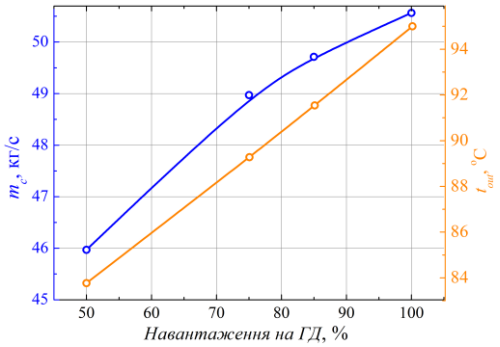


Рис. 4. Залежність масової витрати води ВТ контуру через охолоджувач (через ORC систему) та температури води ВТ контуру на вході в охолоджувач $t_{вх}$ від навантаження на двигун Wärtsila 12V46F

Аналіз ефективність установки на основі ORC при різних навантаженнях на двигун

У відповідності до підходів, описаних у роботах [9, 10], виконаний розрахунок енергетичних характеристик органічного циклу Ренкіна та системи на основі ORC при використанні як робочого тіла пентану. Зміна навантаження на двигун враховувалася зміною температури води на вході в генератор ORC системи $t_{вих}$ та її витратою. Також враховувалася зміна температури забортної води $t_{зв}$.

Як видно з рис. 5, ККД ORC системи несуттєво знижується зі зниженням навантаження на двигун. Це знищення визначається перш за все зменшенням температури води ВТ контуру на вході в ORC систему (рис. 4), що, як наслідок, сприяє зниженню температури генерації та ККД циклу. Зниження ККД при падінні навантаження на двигун з 100 % до 50 % складає 4,9 % при температурі забортної води 2 °С та 3,7 % при температурі забортної води 30 °С.

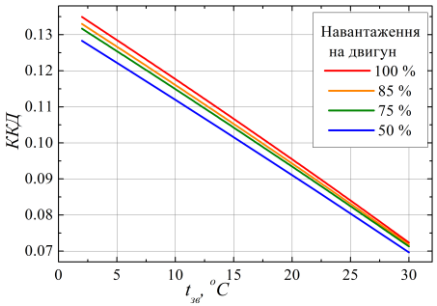


Рис. 5. Залежність ККД установки на основі ORC (робоче тіло – пентан) від температури забортної води та навантаження на двигун Wärtsila 12V46F

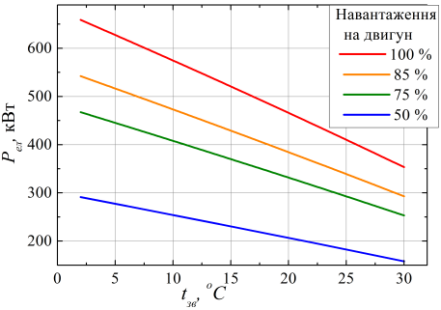


Рис. 6. Залежність вихідної електричної потужності установки на основі ORC (робоче тіло – пентан) від температури забортної води та навантаження на двигун Wärtsila 12V46F

З рис. 6 можна зробити висновок, що продуктивність установки по вихідній електричній потужності значно падає зі зниженням навантаження на двигун Wärtsila 12V46F. Цей результат є очікуваним, тому що кількість скидної теплоти, що відводиться від двигуна з водою ВТ контуру приблизно пропорційні споживанню палива та вихідній механічній потужності двигуна. Так, при температурі забортної води 2 °С, електричні вихідна потужність ORC системи при 100 % навантаженні складає 659 кВт, а при зниженні навантаження до 50%, електрична потужність падає до 291 кВт, тобто більш ніж в два рази. Також суттєво знижується електрична потужність ORC системи при збільшенні температури забортної води. Так, при 100 % навантаженні на двигун та збільшенні температури забортної води з 2 до 30 °С вихідна електрична потужність ORC системи знижується з 659 кВт до 353 кВт. При самому несприятливому з розглянутих режимі (температура забортної води з 30 °С та навантаження на двигун 50 %) вихідна електрична потужність складає 158 кВт.

З виконаного аналізу можна зробити загальний висновок, що вихідна потужність ORC системи, яка живіться водою охолодження двигуна Wärtsila 12V46F, змінюється в дуже широкому інтервалі при варіюванні режимних параметрів. Тому у подальших дослідженнях заплановано проаналізувати екологічну та економічну доцільність роботи ORC системи, яка живіться водою охолодження двигуна Wärtsila 12V46F в різних режимах.

Висновки

Робота присвячена енергетичному аналізу суднової установки на

основі органічного циклу Ренкіна (ORC), яка живиться теплотою води охолодження суднового двигуна Wärtsilä 12V46F при навантаженні на двигун від 50% до 100% від MCR. Проаналізовано зміна кількості та якості джерела теплоти для ORC системи від навантаження на двигун. Проаналізовано продуктивність та ефективність ORC при змінній температурі забортної води (приймач теплоти) та змінному навантаженні на двигун.

На основі виконано аналізу отримано наступні висновки.

1. При зниженні навантаження на двигун Wärtsila 12V46F з 100% до 50% витрата води ВТ контуру на вході в ORC систему буде падати з 50,6 до 46,0 кг/с, а температура цієї води на вході в ORC систему буде знижуватися з 91,5 °С до 83,8 °С. Все це буде сприяти зниженню продуктивності та ефективності системи на основі ORC зі зниженням навантаження на двигун.

2. ККД ORC системи несуттєво знижується зі зниженням навантаження на двигун. Зниження ККД при падінні навантаження на двигун з 100 % до 50 % складає 4,9 % при температурі забортної води 2 °С та 3,7 % при температурі забортної води 30 °С.

3. Продуктивність ORC системи по вихідній електричній потужності значно падає зі зниженням навантаження на двигун Wärtsila 12V46F. При температурі забортної води 2 °С, електричні вихідна потужність ORC системи при 100 % навантаженні складає 659 кВт, а при зниженні навантаження до 50 %, електрична потужність падає до 291 кВт, тобто більш ніж в два рази.

4. Температура забортної води суттєво впливає на вихідну електричну потужність. При 100 % навантаженні на двигун та збільшенні температури забортної води з 2 до 30 °С вихідна електрична потужність ORC системи знижується з 659 кВт до 353 кВт.

5. Вихідна потужність ORC системи, яка живіться водою охолодження двигуна Wärtsila 12V46F, може змінюватися більш ніж в 4 рази при зміні навантаження на двигун та температури забортної вод. Тому у подальших дослідженнях заплановано проаналізувати екологічну та економічну доцільність роботи ORC системи в різних режимах.

Список використаних джерел

1. International Maritime Organization. *2021* Revised MARPOL Annex VI – Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships (Resolution MEPC.328(76)). IMO, London, 2021.

2. International Maritime Organization. Resolution MEPC.203(62): Amendments to MARPOL Annex VI introducing the Energy Efficiency Design Index (EEDI) and the Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP). 2011.

3. International Maritime Organization. Resolution MEPC.334(76): 2021 Guidelines on Survey and Certification of the Attained Energy Efficiency Existing Ship Index (EEXI). 2021.

4. International Maritime Organization. 2023 IMO Strategy on Reduction of GHG Emissions from Ships (Resolution MEPC.377(80)). IMO, London, 2023.

5. Ammar N.R., Elwazzan F.A. Review of Energy Balance and Efficiency Enhancement Options for Marine Diesel Engines. International Journal of Multidisciplinary and Current Research. 2020. Vol. 8. P. 426–435.

6. Akman M., Ergin S. Performance optimisation of ORC-based waste heat recovery system integrated with marine engine using alternative fuels under different operating conditions. *Therm. Sci. Eng. Prog.* 2025. Vol. 66. 104084.

7. Gürgen S., Altın İ. Novel decision-making strategy for working fluid selection in Organic Rankine Cycle: A case study for waste heat recovery of a marine diesel engine. *Energy*. 2022. Vol. 252. 124023.

8. Lebedevas S., Čepaitis T. Complex use of the main marine diesel engine high-and low-temperature waste heat in the organic rankine cycle. *J. Mar. Sci. Eng.* 2024. Vol. 12(3). 521.

9. Хлієва О.Я., Константінов О. І. Енергетична ефективність суднової установки на основі органічного циклу Ренкіна для рекуперації теплоти води охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F**.** *Судові енергетичні установки*. 2024. Вип. 49. С. 137-151.

10. Хлієва О.Я., Константінов О. І. Аналіз раціональної конфігурації термодінамічного циклу ренкіна та його ефективності при використанні різних «органічних» робочих тіл для рекуперації теплоти води охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F. *Судові енергетичні установки*. 2025. Вип. 50. С. 141-155.

11. Wärtsila “Marine market shares 2022”. 2022. Available online: https://www.wartsila.com/docs/default-source/investors/ market-shares/ship-power-market-share/marine-market-share-2022.pdf?sfvrsn=37f13b43_1 (accessed on 18 September 2025)

12. Wärtsilä 46F Project Guide – 1/2008. Wärtsilä, Marine Solutions. Vaasa, May 2008. 150 p. www.wartsila.com

13. Wärtsilä 46F. Product Guide. Wärtsilä, Marine Solutions. Vaasa, February 2020. 206 p. www.wartsila.com

14. Kölsch B., Radulovic J. Utilisation of diesel engine waste heat by Organic Rankine Cycle. *Appl. Therm. Eng.* 2015. Vol. 78. P. 437-448.

15. Zeleny Z., Vodicka V., Novotny V., Mascuch J. Gear pump for low power output ORC–an efficiency analysis. *Energy Procedia*. 2017. Vol. 129. P. 1002-1009

16. Шестопалов К.О. Експериментальне дослідження ефективності ежектора та холодильної машини у складі суднової системи кондиціювання повітря. *Суднові енергетичні установки*. 2024. №. 48. С. 143-158.

17. Balme R. T. Vapor and Gas Power Cycles. *In Modern Engineering Thermodynamics.* Academic Press: Cambridge, MA, USA, 2011. P. 448-534.

18. Bejan A. Advanced engineering thermodynamics. John Wiley & Sons, 2016.

19. Moran M.J., Shapiro H.N., Boettner D.D., Bailey M.B. Fundamentals of engineering thermodynamics. John Wiley & Sons, 2010.

20. Lemmon E. W., Bell I. H., Huber M. L., McLinden M. O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0. NIST, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2018.

21. ISO 3046-1:2002. Reciprocating internal combustion engines — Performance — Part 1: Declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods — Additional requirements for engines for general use. International Organization for Standardization, Geneva, 2002.

DOI:10.31653/smf51.2025.119-130 Received 17.10.2025
Accepted 28.10.2025

Bogach V.M., Kolegayev M.O., Dovidenko Yu.M.

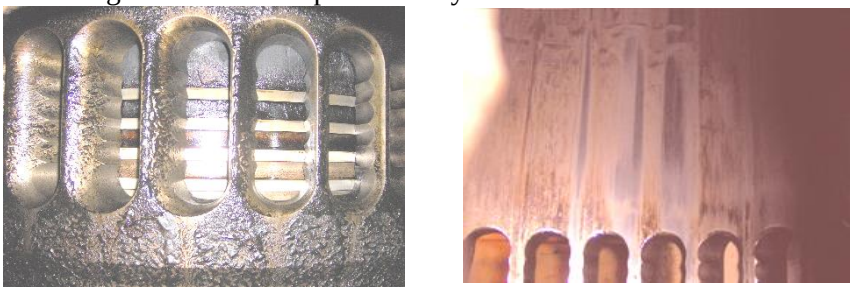
National University «Odessa Maritime Academy»

FEATURES OF OIL SUPPLY TO THE CYLINDERS OF MODERN MARINE DIESEL ENGINES

In recent years, the global maritime fleet has seen a trend towards a significant increase in the rate of construction and commissioning of new large-capacity vessels, with annual growth currently at around 2%.

The reliability and durability of marine diesel engines is to a certain extent determined by the wear rate of the cylinder-piston group (CPG) parts. One of the main issues that plays a primary role in determining the service life of the CPG are the issues of organizing the lubrication of its rubbing surfaces in accordance with the specified operating mode, the type of fuel used and the engine cooling mode.

As demonstrated by the operation of marine diesel engines, excessive oil consumption leads to increased oil waste products, deposits on cylinder-piston group components, in the scavenge ports of the cylinder liner (Fig.1), in the scavenge receiver, and in the exhaust tract. Increased oil discharge into the under-piston cavity is observed.



a) b)

Fig.1. Deposits on the piston crown (a)
and scuffs on the cylinder liner surface (b)

At the same time, insufficient lubrication leads to a breakdown of the oil film on the cylinder liner's working surface, resulting in dry or semi-dry friction (the appearance of dry surface areas on the piston crown and cylinder bore, or "dry rings"). Mobility is reduced, and piston rings can become pinched and stick.

This is accompanied by intense wear and sometimes scuffing of the friction surfaces, leading to forced shutdowns and reduced reliability and engine life of diesel engines. Blowby gases and sparks occur, as well as the ignition of oil deposits in the piston cavity [1,2].

The forcing of engines, the use of heavy grades of fuel with increased sulfur content and the maintenance of reliability and durability of diesel engines increases the role of the lubrication system of cylinder-piston group parts.

In existing lubricating systems, oil delivery to the nozzles of a single cylinder is staggered over time, with the oil portion size ranging from 2 to 8 mm³. Furthermore, the period between plunger injection strokes, depending on the specific drive design, ranges from two to eight crankshaft revolutions. This, in turn, prevents regular and uniform oil flow to the friction surfaces.

Operating experience has shown that when using high-sulfur fuels, the correct selection of the amount of alkaline oil supplied to the cylinder, necessary to create a stable oil film on the rubbing surfaces, plays a decisive role in the durability and efficiency of a low-speed diesel engine.

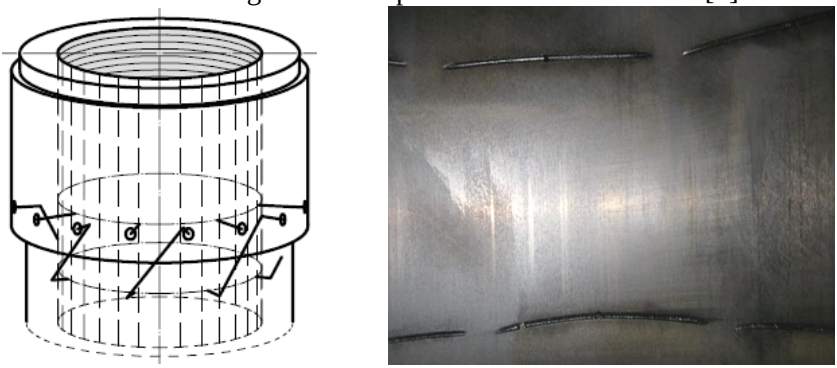
The use of turbocharging and heavy fuel on many diesel engines has led to changes in the design of oil supply nipples. As boost increases, liner and gas temperatures rise, leading to the neutralization of the oil's alkaline additives and the deposition of solid particles in the outlet channel, which can disrupt lubrication. To reduce the impact of thermal stress on the oil, nipples have been positioned closer to the point where the oil enters the cylinder, reducing the time the oil spends in the high-temperature zone between the nipple and the outlet port in the cylinder liner.

The oil supply channels behind the check valve vary in length, diameter, and configuration. Individual sections of these channels are located both vertically and horizontally. There are also channels with inclined and offset (relative to the nozzle axis) sections, as well as sections rotated in the vertical and horizontal planes (Fig.2).

The cylinders of modern turbocharged diesel engines running on heavy fuel are lubricated exclusively with oils containing additives. In these diesel engines, the purpose of the oil is not only to ensure fluid friction but also to quickly and evenly distribute the alkaline additive across the cylinder liner surface.

If the oil is distributed slowly and unevenly across the surface, the alkaline additive will react with the acids before the oil has spread over the

entire surface, and the exposed areas of the liner will be subject to corrosive wear to the same degree as with pure oil without additives [3].



a) b)

Fig.2. Double-row connection of fittings

In modern diesel engines running on heavy fuel, special attention is paid to the location of lubrication points, their number and the design of the distribution grooves. The presence of grooves on the mirror and their correct geometry ensure a more intensive distribution of oil in the transverse direction (Fig.3).

In modern marine engines, two types of timing grooves are commonly used: individual grooves at each oil supply hole and continuous grooves (common to all holes) located around the entire circumference of the cylinder liner.

According to modern concepts, continuous grooves are preferable. Their continuity ensures a more uniform lateral distribution of lubricant, and the overlap of the groove by two piston rings simultaneously helps distribute the lubricant quickly.

From existing ideas about the operation of lubricating systems, it follows that uncontrolled, uneven and irregular supply of oil to the internal combustion engine cylinders is caused by long oil lines, which make it difficult to pump small portions at the right time.

With the steady trend toward boosting modern low-speed diesel engines, despite a significant increase in specific consumption and the use of high-quality lubricants, the shortcomings of existing oil supply systems are becoming increasingly apparent.

This suggests that the ability of newly developed oils to compensate for the imperfections of oil supply systems is reaching a limit beyond which normal operation of boosted diesel engines is possible only at re-

duced power or with the use of newer oils, such as synthetic oils [3,4], capable of performing under more severe supply conditions than mineral-based oils.

When there is a pulsed change in the back pressure of the gases inside the cylinder, which occurs when the compression ring zone moves through the belt of the lubrication holes, a reciprocating movement of oil occurs in the channel, which leads to intensive mixing of the oil with the gases and, as a consequence, causes an uncontrolled process of oil exiting the channel, causing significant losses due to its supply to the bottom and the side surface of the piston head, where it burns, turning into an additional source of carbon deposits that intensify the wear of the CPG parts.

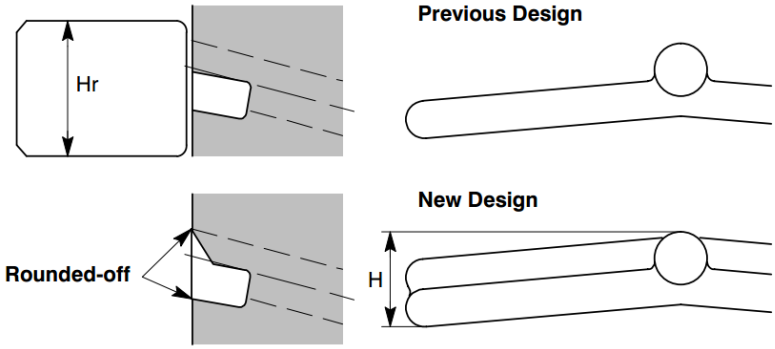


Fig.3. Distribution groove design

Consequently, oil enters the engine cylinder by gravity flow or is supplied by gases. Lubricant typically leaks past the oil inlet opening when the lubricator valve is closed and the lubricator plunger is stationary.

This means that lubricators merely serve as a dispenser and pump, periodically refilling a kind of pre-chamber, a rather complex channel between the lubricator valve and the cylinder bore, under relatively low pressure.

The flow of oil into the cylinder is directly related to the geometry of the part of the discharge tract of the system, which is located between the check valve and the sleeve mirror, as well as with the back pressure of the gases acting in the channel area from inside the cylinder.

Changes in the length, diameters, volumes and other geometric elements of this part as a whole or its individual sections have a direct impact on the mechanism of formation of processes occurring inside the channel, as well as on the values of the parameters of oil flow into the cylinder, in

accordance with the difference in the geometric characteristics of the oil supply channels.

Research into the operation of lubricating systems resulted in solutions aimed at increasing the uniformity (over RPM) of oil flow into engine cylinders, so-called accumulator systems. These are diesel lubricating systems in which pressure accumulators are installed in the discharge tract.

The division of the cyclic portion of oil over the entire period between two injection strokes of the lubricator plunger was achieved in accumulator systems by reducing the oil pressure in front of the check valve of the fitting to a minimum value, which, in the intervals between gas pressure pulses, before the piston rings arrived at the lubrication points, ensured a regular exit of oil into the cylinder on each piston stroke.

Cylinder oil must be delivered to the cylinder at a specific piston position and time to achieve optimal results, which is not always achieved with conventional lubricators today.

Therefore, diesel engine manufacturers have begun to widely utilize new cylinder lubrication systems with electronically controlled lubrication on modern ships (Fig.4).

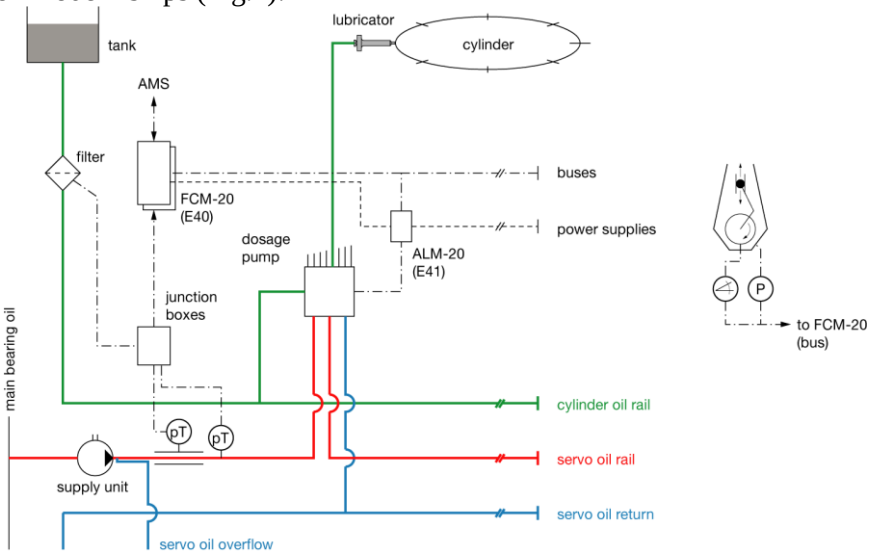


Fig.4. Electronically controlled lubrication system

The new lubrication system is based on the principle of injecting a specific volume of oil into the cylinder every four (five, six, etc.)

revolutions. Furthermore, precise injection timing ensures (according to the company) that all the cylinder oil reaches the piston rings where it's needed.

Analysis of the electronic system design reveals that the following are essentially new: a computer-controlled hydraulic plunger drive (instead of a mechanical one), which has led to a change in the lubricator's appearance (Fig.5); as well as communication with engine load[4] .

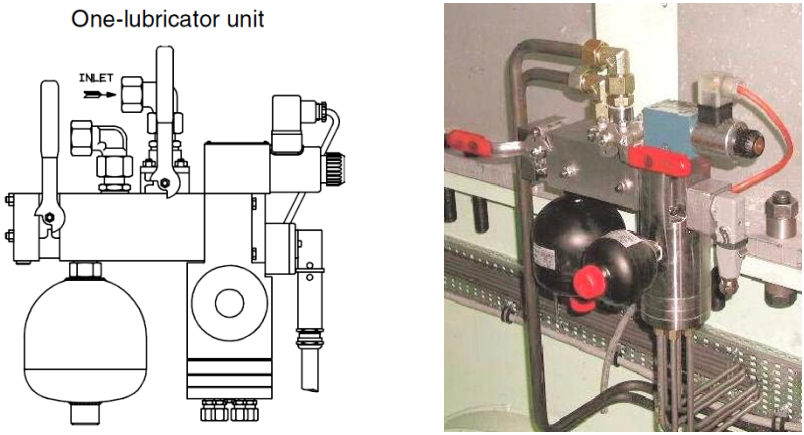
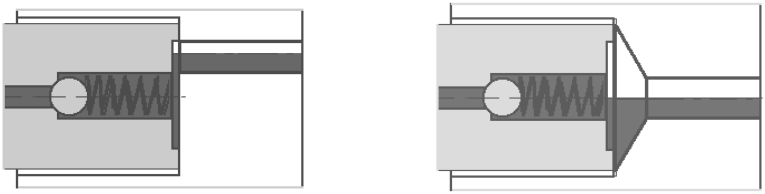


Fig.5. Appearance of the lubricator

The use of a computer in the lubricator's electrical circuit creates the prerequisites for regulating oil portions depending on the sulfur content of the fuel and the base number of the cylinder oil.

Meanwhile, in new MAN-B&W engines, the oil supply channels are located in the upper portion of the cylinder liner, similar to Sulzer engines.

Furthermore, the outlet section of the oil supply channels is either offset upward or not (Fig.6), which allows gases to enter the channel and consequently disrupts controlled oil flow.

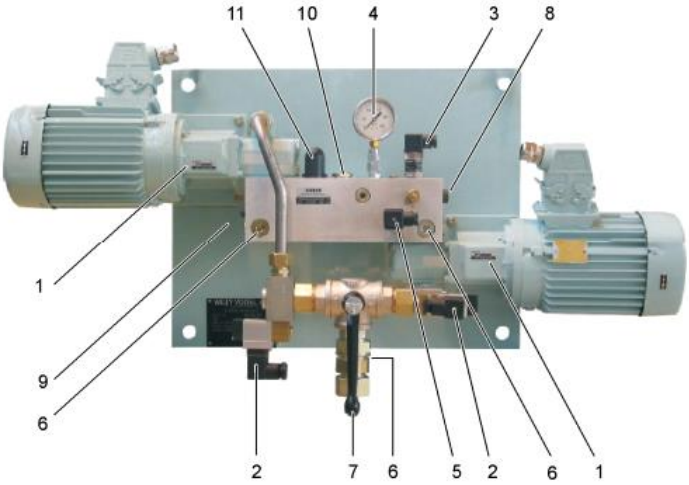


a) b)

Fig.6. Geometry of channels in the cylinder sleeve

"Alpha" lubricators are installed on each cylinder. A servomotor, via a piston, moves plungers that deliver oil to the fittings. The timing and amount of oil pumped are determined by a microprocessor, which sends control signals to the lubricator's solenoid valve.

The electronic control system has a pump station (Fig.7), including a filter and oil cooler, as well as a working pump, which is activated automatically when the engine is started, and a backup pump. These pumps maintain a pressure of 4.5 MPa at the lubricator inlet.



1	*UD gear pumps M/P1, M/P2*	7	*Manual 3-way valve WV*
2	*Pressure switch input P3, P4*	8	*Shutoff valve SV1 Operating status NO = open (2 turns open)*
3	*Pressure transmitter P1*	9	*Shutoff valve SV2 Operating status NC = close*
4	*System pressure gauge M*	10	*Safety valve DB1*
5	*Leak oil pressure transmitter P2*	11	*Pressure relief valve DB2*
6	*Non return valve RV1, RV2, RV3*	12	*Pressure relief screw SV3*

Fig.7. Pumping station

A distinctive feature of the cylinder lubrication system of the engines under consideration is the synchronization of the plunger's oil supply with the piston's position in the cylinder [1,5]. The end of the plunger stroke in this system coincides with the moment when the bridge between the first and second piston rings during the piston's compression stroke is at the outlet openings of the oil supply channels.

The conditions for oil use and the operating conditions of the piston ring-liner friction pair, all other things being equal, must be the same in all cylinders of these diesel engines, unlike engines with non-synchronized

lubricator drives. However, large variations in the length of the discharge pipelines from 1 to 3 meters with equal plunger strokes do not provide the same lubrication conditions for each nozzle, which under certain conditions (incorrect choice of oil grade, its dosage, engine overload, etc.) can cause disruption of the normal operation of the cylinder-piston group.

Tests of the lubrication system with a specific channel (the upper ring of axial channels, see Fig. 2, 6 *b*) were conducted directly on the engine using a special setup (Fig. 8) with oil supplied by an Alpha lubricator [6].

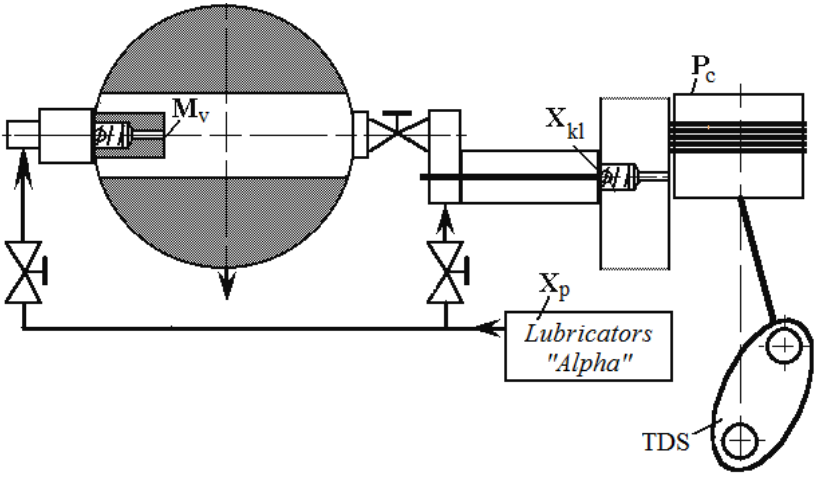


Fig.8. Experimental stand

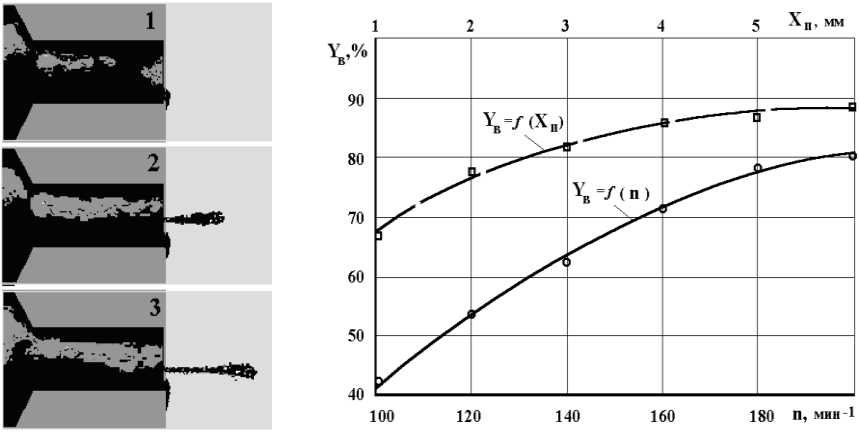
Visual observations show that the surface of the oil layer in the channel is deformed under the influence of pulsed changes in gas pressure, acquiring a wavy surface and a reciprocating motion. The section of the channel in question (between the end of the nozzle and the cylinder bore) is largely filled with gases. The pulsed change in pressure at the oil supply orifice and the resulting alternating compression and expansion of the gases in the channel causes a reciprocating motion of the oil, accompanied by intensive mixing with the gases.

As the pressure drops at the lubrication holes inside the cylinder, the gas-oil mixture moves along the channel toward the cylinder face, accelerating due to the energy of expanding gas bubbles and chambers enclosed within the channel.

Before the channel exits at the cylinder face, the velocity reaches sufficiently high values that the oil continues to move along the axis of the

outlet channel even beyond its limits (Fig.9,*a*). Thus, the expanding gases within the channel hurl oil out of the channel.

Special measurements revealed that in the engines studied, up to 80% of the oil is hurled out of the channel by hurling, with this amount varying depending on the engine and system operating parameters (Fig.9,*b*).



a) b)

Fig.9. Film footage of the movement of grease through the channel (a), lubricant movement characteristics (b)

Between each stroke of the lubricator plunger, the oil is ejected in several stages. It may be a jet, as in the film frames shown in Fig.9,a, which is typical primarily for the first revolution of the oil supply cycle. Subsequently, the ejection appears as a group or individual droplets. The root of the jet, which does not break away from the surface, causes the oil to slide under the hole and flow vertically down the surface. For several revolutions (2...4), no oil flows from the hole.

It should be noted that the described phenomena occur in all oil supply channels simultaneously, due to the common rise and fall times of gas pressure pulses from within the cylinder for all channels.

Different periods of oil refilling in other cylinders, corresponding to their operating sequence, only determine the alternation of the "ejection" patterns or the conditional order of oil flow from the holes. The above-described alternation of the “ejection” forms, the intervals between them and the breaks in the flow of oil from the holes indicate the emptying of the channel as a result of the “ejection”.

Oscillographic recording of the process (Fig.10) revealed that the choke valve opens in 2...3 stages during one revolution, following the plunger's delivery stroke.

Most of the oil enters the cylinder on the first revolution, and a small amount on the second revolution, followed by a pause in oil supply until the next plunger stroke (2...4 revolutions).

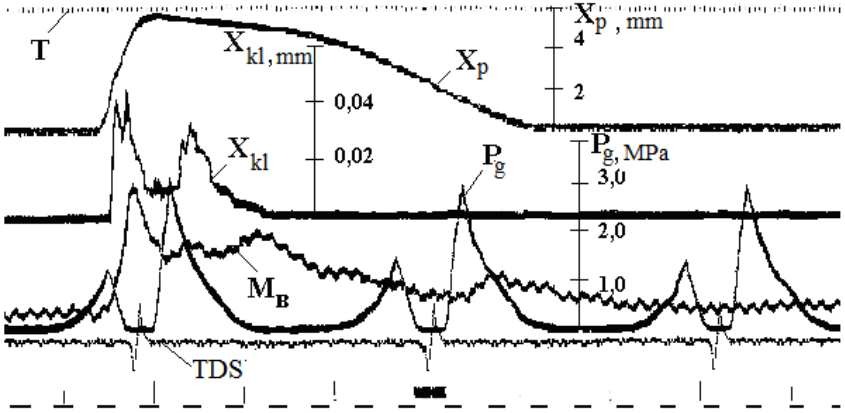


Fig.10. Lubricant supply oscillogram

Moreover, up to 50% of the oil (line Mv) enters with the valve closed (line Xkl) and no delivery stroke of the plunger (line Xp).

Moreover, oil flows into the cylinder in uneven portions. The periods of oil flow to the cylinder wall correspond to 340-35° CV and 60-310° CV. Based on an estimate of the oil flow rate based on the area under the Mv curve, it was determined that 40-65% of the oil enters the cylinder when the piston rings are above the bores, and 35-60% when the rings are below the oil supply bores.

From the oscillograms, it follows that the moment oil appears at the bore exit is not directly related to the pumping stroke of the lubricator plunger or the opening of the check valve.

Oil flow (line Mv) into the engine cylinder occurs both with the plunger stationary (line Xp) and with the valve closed (line Xkl). This provides further evidence that the process of oil flow into the cylinder is controlled not by the lubricator, but by the combination of conditions of gas interaction with the oil contained in the valved portion of the system.

Considering the role of the piston surface in distributing oil across the piston surface, we can assume that the "ejection" phase under consideration carries a certain amount of oil, which is used for its intended purpose. However, some of the oil in this phase will undoubtedly enter the ports, the under-piston space, and the scavenge air receiver, and may be one of the factors predisposing to a fire there.

The second, main, and most wasteful "ejection" phase occurs after the second, more powerful pulse, when the piston crown is located below the lubrication holes at approximately 55...60° crankshaft angle.

Based on the processing of high-speed film footage of the "ejection" process (a fragment of which is shown in Figure 10), the oil flight velocities beyond the lubrication holes were determined by graphic differentiation (Fig.11).

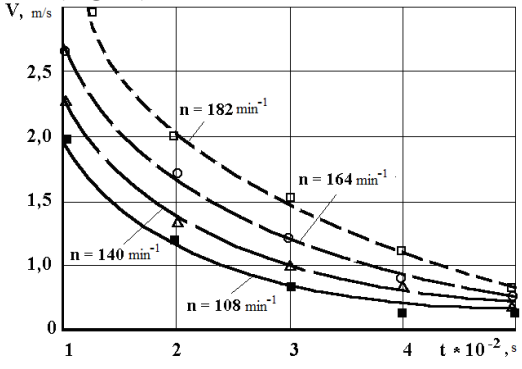


Fig.11. Oil flow rates through lubrication holes

As can be seen from the figure, these velocities range from 0.45 to 2.5 m/s. Depending on the phases and forms of the "ejection," the oil's trajectory within the cylinder can reach several centimeters.

Moreover, small portions of oil (individual drops and bunches of them) are "ejected" from the channels at a lower speed and travel a shorter distance from the oil hole edges.

The jet-like "ejection" pattern is characterized by a velocity of up to 2...2.5 m/s and the greatest range. Consequently, the bulk of the oil (excluding the root of the jet) entering the cylinder after the second pulse breaks away from the piston face, landing directly on the piston crown, where it subsequently burns.

The root of the jet, which occurs after the larger pressure pulse, and the incomparably small amount that flows out of the oil hole during this phase without separating from the face, are captured by the first compression ring during compression.

Conclusions

The experimental studies revealed the following:

1. Oil enters the cylinder from the channel behind the choke valve due to gas-oil interaction in this channel, accompanied by the release of some oil onto the non-working surfaces of the cylinder-piston group components, leading to direct oil loss;

2. The "release" occurring in the expansion line occurs within the working cylinder volume when the piston is below the lubrication chan-

nels and constitutes the bulk of the oil, which is inefficiently used in the cylinder, increases carbon deposits, deteriorates the cylinder's condition, and reduces engine performance;

3. Oil delivery during compression is partially to the lower rings and primarily to the piston trunk. Uneven oil delivery occurs across revolutions and is disproportionately distributed between the upper and lower piston rings.

References

1. Богач В.М. Підвищення ефективності суднових дизелів шляхом удосконалення лубрикаторних систем: Монографія / В.М. Богач – Одеса: НУ «ОМА», 2020. – 294 с.
2. Богач В.М. Особливості роботи лубрикаторних систем суднових довгоходових двигунів / Богач В.М., Довіденко Ю.М., Дуранов О.П. // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вып. 44. - Одеса: НУ «ОМА», 2022. С. 53-63.
3. Богач В.М. Аналіз умов подачі масла в циліндри дизелів морських суден / В.М. Богач, І.М. Слободянюк, А.М. Шебанов // Суднові енергетичні установки: наук-техн. зб. Вип. 41. - Одеса: НУ «ОМА», 2020. – С. 20-28.
4. Двигуни внутрішнього згоряння / В. Г. Дяченко; за ред. А. П. Марченка. - Харків: НТУ "ХПІ", 2008. – 488 с.
5. Богач В.М., Обертюр К.Л., Довіденко Ю.М. Аналіз умов подачі мастила в циліндри суднових ДВЗ // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вып. 46. Одеса: НУ «ОМА», 2023. С. 5-16.
6. Богач В.М., Обертюр К.Л., Довіденко Ю.М. Вдосконалення процесу подачі мастила в циліндри суднових МОД // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вып. 47. Одеса: НУ «ОМА», 2023. С. 11-22.

DOI:10.31653/smf51.2025.131-137 Received 8.10.2025
Accepted 24.10.2025

Karianskyi S.

Institute of Marine Engineering, Science and Technology, Odessa Branch

PROBLEMS AND SOLUTIONS IN THE OPERATION OF JACK-UP AND DRILLING

Introduction. Jack-up barges (self-elevating drilling platforms) and simpler anchored drilling barges are widely used in offshore oil and gas operations for exploration and near-shore field development. A jack-up barge is a mobile platform with a buoyant hull and extendable support legs that can be lowered to the seabed to lift the deck above the water (usually above the wave zone). These units typically have three (or occasionally four) triangular lattice legs and a large hull weighing millions of pounds. In operation, the legs are jacked down through the water into the seabed until the hull is held above waves. Jack-ups are commonly used for offshore drilling in water depths up to roughly 150 meters, offering mobility and cost-effectiveness in shelf environments. By contrast, drilling barges (swamp barges) are flat-bottomed barges with a cantilever derrick that are towed to a site and held in place by an 8-point mooring system. These barges have low freeboard and limited seaworthiness, restricting their use to very calm waters in shallow depths (typically <50 m).

These platforms operate under harsh offshore conditions (waves, currents, winds, and cyclic temperature changes) and must withstand corrosive saltwater exposure. As the demand for deeper drilling and heavier equipment grows, the loads on hulls and legs increase, challenging the design limits. At the same time, aging structures, sometimes with deferred maintenance, plus strict safety and environmental regulations, create engineering and operational issues. This work examines the main technical problems in jack-up and drilling barge operation and discusses modern solutions to improve reliability, stability, and service life.

1. Structural Features and Operating Conditions. Jack-up barges consist of several key components:

- Hull/Pontoon: a watertight barge-shaped hull that supports the drilling deck, living quarters, and machinery. It provides buoyancy and carries the cantilever drilling package and jacking house.
- Legs (support columns): usually three lattice legs (occasionally four) extending below the hull. The legs are fitted with spud-cans or footings at

the bottom that rest on the seabed. A lifting mechanism (commonly rack-and-pinion drives with pinions engaging racks on the legs) raises or lowers the legs, so that during deployment the hull is supported by the legs on the ocean floor.

- Deckhouse and Superstructure: above-deck facilities include the drilling rig, power plant, and living quarters.
- Jacking System: mechanical or hydraulic jacks in the hull (jack house) engage the legs. Typical systems use multiple rack-and-pinion hoists (one per leg) to lift the entire platform evenly.
- Ballast System: tanks and pumps in the hull for trimming and stability control during tow and preloading.

During transportation, the legs are fully raised and the hull floats on water. At the drilling site, the legs are lowered until they contact the seabed. The legs penetrate as needed (preloading) to achieve a firm footing, and then the jacking system elevates the hull up to the required air gap above the water surface. The spud-cans provide bearing and prevent excessive settlement. In shallow waters, a drilling barge will be moored by anchors instead. Both types of platform must contend with wave and wind loads on the hull and legs, current forces on the structure, and the constant exposure to a corrosive marine environment. In particular, salt spray and chlorides in the splash zone (the cyclically wet region near the waterline) create very aggressive corrosion conditions.

2. Main Operational Problems

2.1. Corrosion and Fatigue Degradation

Corrosion is a primary factor limiting the service life of offshore platforms. Saltwater, humidity and oxygen promote metal oxidation, leading to coating breakdown and material loss. Jack-up hulls, legs and deck equipment are exposed to a combination of salty air and immersion; this results in uniform corrosion of topside structures and severe pitting in splash and submerged zones. Indeed, marine corrosion in the oil&gas industry costs billions of dollars annually, and jack-up platforms (with exposed steel legs and large wetted areas) are especially vulnerable. Corrosion damage reduces the thickness and strength of structural members, undermining load capacity. Over time, localized corrosion at welds or edges becomes crack initiation sites, accelerating fatigue failure of welded joints. In practice, this means more frequent dry-docking for repair, increased risk of ballast-water leaks from corroded bulkheads, and eventual failure of pins, jacking lugs or fasteners in the hoisting gear.

Environmental factors combine to worsen fatigue and corrosion: cycles of temperature and stress fluctuate material properties, and mechanical loading interacts with the chemical attack. Laboratory and field studies have shown that saline air and humidity amplify oxidation rates, while repeated loading under corrosive conditions causes "corrosion fatigue," dramatically shortening component life. For example, repeated drilling vibrations and wave impacts, together with corrosion, will generate fatigue cracks more rapidly than in benign conditions. In summary, corrosion leads to reduced leg capacity, cracking of welds, and spalling of coatings – necessitating extensive maintenance and posing safety risks.

Key consequences of corrosion and fatigue include:

- frequent maintenance outages (dry-docking) to repair thinning hull plating and replace corroded segments.
- local leaks or flooding due to perforation of ballast tanks and structures in the splash zone.
- failures of jacking-system components (e.g. stripped gears, pin failures) caused by undetected fatigue cracking.

2.2. Dynamic Loads and Stability

Jack-up operations are strongly affected by dynamic seabed interaction and environmental loading. Unpredictable geotechnical conditions (soft clay layers, sand seams, uneven seabed) can cause differential leg penetration. If one leg suddenly sinks ("punch-through") more than the others, the platform will tilt. A leg "punch-through" (rapid unplanned penetration) is a known hazard in jack-up installation; it can happen during leg lowering or even at working height if a weak soil layer fails. Such asymmetry induces complex load shifts and bending moments in the hull and legs. Even small tilts are tightly limited (e.g. tilt limits are typically on the order of 0.25–0.5°) to prevent equipment damage. Unintended tilting risks safety and can halt operations.

In addition, the platform in raised position is subjected to oscillatory forces from waves and wind. Periodic wave impacts on the hull and legs induce vibrations and cyclic stresses. These dynamic loads contribute to high-cycle fatigue in leg-to-hull joints, spud-cans and deck structure. Drilling operations themselves cause vibration (especially torsional and axial vibrations in the drillstring) which can transmit to the structure. Over time, this combination of offshore wave/wind loading and machinery vibration accelerates fatigue damage in welds and steel members. Managing these cyclic loads requires robust design and careful leveling but remains challenging when unexpected soil movements occur.

2.3. Jacking System Failures and Positioning Errors

The jack-up's lifting system is a complex, heavily loaded mechanism. Any failure in a jack or drive train (e.g. hydraulic actuator fault, motor stall, chain or gear failure) can cause one leg to lag or drop, immediately creating uneven load distribution. In practice, an unsynchronized lowering of even one leg causes the platform to incline, often triggering an emergency halt. For stability, leg loads must remain balanced and the hull kept level (typically within a few tenths of a degree). Faults such as worn rack teeth, seized guide rollers or hydraulic leaks can disrupt this balance. Similarly, for anchored drilling barges, loss of an anchor line (due to line failure, fouling or inadequate tension) leads to unplanned rotation or drift and uneven mooring loads, compromising stability. Positioning errors at sea (e.g. due to tug handling or anchor dragging) make accurate placement difficult and may require re-positioning, adding risk. Overall, failures in leg jacking or anchoring pose serious stability and safety hazards.

2.4. Limited Maintenance Access and Monitoring

Offshore platforms have crowded decks and confined spaces for machinery, making inspection and maintenance difficult. Critical components (leg guides, jacking racks, ballast compartments) may be hard to access. Traditional inspection methods (visual checks, ultrasonics) often require the rig to be shut down or at least secured, which is costly in lost operating time. Space constraints and the presence of drilling hazards (heavy equipment, petroleum gases) further limit maintenance operations. As a result, problems often go undetected until they become severe. The lack of integrated real-time condition monitoring means many defects are only found during scheduled dry-docks or after minor failures. This "reactive" maintenance approach can lead to unexpected downtime and expensive emergency repairs.

2.5. Environmental and Fire/Blowout Risks

Despite modern safety systems, drilling platforms inherently involve high risk of blowouts, oil spills and fires. The presence of flammable hydrocarbons in the drilling fluid and annulus means that well-control failures (e.g. loss of well pressure, faulty blowout preventer) can rapidly escalate into uncontrolled eruptions of oil or gas. Historical incidents on drilling barges, such as the 1964 C.P. Baker barge disaster, illustrate the danger: a blowout flooded the hull and ignited a massive fire, resulting in the barge sinking and many fatalities. Similarly, aged or damaged fuel and hydraulic piping or worn seals on any offshore structure can leak oils into the sea, causing environmental contamination. Fuel spills from ballast or

bunkering operations also pose pollution hazards. Additionally, offshore fires (from engine rooms or drilling systems) can quickly spread in the compact quarters of a platform. In summary, blowouts and hydrocarbon leaks remain among the most severe risks for jack-up and drilling barge operations.

3. Modern Engineering Solutions

In response to these challenges, the industry is applying various engineering and procedural improvements to enhance safety and longevity. Current strategies focus on protecting structures, improving system reliability, and utilizing advanced monitoring. Key approaches include:

3.1. Enhanced Corrosion Resistance

To combat marine corrosion, multi-layer protective systems are standard. These often combine cathodic protection (either sacrificial anodes or impressed-current systems) with robust coatings. For example, jack-up hulls and legs are fitted with sacrificial zinc or aluminum anodes; in some cases impressed-current cathodic protection is applied to maintain the submerged parts at a protective potential. High-build epoxy primers and polyurethane topcoats (in multiple layers) are used on hull and deck surfaces to isolate steel from the environment. These coatings significantly slow corrosion rates, especially in the splash zone and submerged areas. For high-risk components (leg guides, pinions), corrosion-resistant alloys (e.g. duplex stainless steels) or inorganic zinc-rich primers may be used. Routine re-application of coatings during periodic maintenance is now standard. Research into advanced coatings (e.g. self-healing epoxies and nano-composite films) is promising: such materials can autonomously seal small scratches or release inhibitors when damaged.

3.2. Improved Jacking Systems and Leveling

Modern jack-up designs incorporate redundancies and better controls in the leg jacking system. Hydraulic pinions with precise servo control, automated leveling algorithms, and backup chains reduce the chance of catastrophic failure. Some newer rigs use dual-drive motors per leg or cross-connected hydraulic circuits so that one leg's actuator can assist another. Real-time load-sensors on each leg allow the control system to detect uneven loading immediately and adjust movement rates. Automation software now routinely enforces equalization of leg movement (to within millimeters) during lifts. In addition, design improvements such as stiffer guides, enhanced lubrication, and enclosed seals protect the rack-and-pinion gears from contamination and wear. For anchored barges, newer mooring systems use synthetic fiber ropes with real-time tension

monitoring and automatic capstans that can re-tension any slack, minimizing rope failure.

3.3. Monitoring, Diagnostics and Digitalization

A major innovation is the deployment of integrated monitoring systems and "smart" diagnostics. Sensors (strain gauges, accelerometers, ultrasonic probes, corrosion probes) can be installed on critical components (leg towers, jacking gears, hull plating) to collect real-time data on stresses and degradation. For example, load sensors on each leg track axial and bending forces during jacking and drilling, alerting operators to anomalies. Environmental sensors measure hull acceleration in waves, which combined with a hydrodynamic model, predict excessive fatigue cycles. On-line corrosion probes and corrosion-rate transmitters can detect coating failures early. All this data can feed into digital monitoring systems (SCADA) for continuous oversight.

Moreover, operators are beginning to use digital twins and predictive analytics. A digital twin is a computer model of the rig that simulates its structural response under current conditions. By inputting sensor data (e.g. leg load, wave height, soil stiffness), the model can predict the platform's response to imminent operations or extreme events. Similarly, machine-learning algorithms analyze historical sensor data to predict the time-to-failure of components (e.g. jacking motors or welds). Studies have shown that predictive analytics can identify areas prone to severe corrosion or fatigue well before visible damage. Implementing these techniques enables condition-based maintenance: parts are serviced or replaced just before failure would occur, rather than on a fixed schedule. This reduces unplanned downtime and improves safety.

3.4. Standardized Inspections and Maintenance Practices

To address the human and procedural side, the industry is also standardizing inspection routines and crew training. Well-defined checklists and periodic dry-dock surveys (often using robotic crawlers and magnetic crawlers for hull inspection) help ensure no critical areas are missed. Companies now often require marine warranty surveys and independent audits of jack-up operations, verifying that all procedural controls (e.g. proper preloading, tilt limits, drilling protocols) are followed. New offshore maintenance concepts like "stay time" planning and parallel maintenance tasks help minimize total downtime. While these are organizational measures, they effectively reduce the risk of oversight errors in maintenance and operation.

Conclusions and Outlook. The operation of jack-up and drilling barges in the offshore environment involves multiple interrelated technical challenges: corrosion, dynamic loading, mechanical reliability, and safety risks. Our review shows that corrosion protection, system redundancy, real-time monitoring, and maintenance optimization are key pillars of current solutions. In particular, integrating predictive diagnostics (using sensors and analytics) and digital twin simulations into routine operations offers great potential to extend platform lifespan and avoid failures. Future work should continue developing smart coatings and condition-monitoring technologies, and formalize their use in industry standards. In conclusion, a comprehensive approach combining improved design, technology, and procedures is needed to enhance the reliability, safety and sustainability of offshore jack-up platforms.

References

1. Babaei-Mahani R., Yasseri S., Lam W., Talebizadehsardari P. A Case Study on the Corrosion of an Aging Jack-Up Drilling Rig. *Journal of Marine Science and Engineering*, 2025, *13*(3), 495. DOI: 10.3390/jmse13030495.

2. Offshore Drilling Rigs Types in Oil & Gas. DrillingManual.com. URL: https://www.drillingmanual.com/offshore-drilling-rigs-types-in-oil-gas/ (accessed 20 Oct 2025).

3. Sagin, S.; Kuropyatnyk, O.; Sagin, A.; Tkachenko, I.; Fomin, O.; Píštěk, V.; Kučera, P. Ensuring the Environmental Friendliness of Drillships during Their Operation in Special Ecological Regions of Northern Europe. *Journal of Marine Science and Engineering.* 2022, *10*, 1331. https://doi.org/10.3390/jmse10091331.

4. Leg and guide construction for use in jackup barges. US Patent US4015434A (filed 1977). URL: https://patents.google.com/patent/US4015434A/en (accessed 20 Oct 2025).

5. Zehl & Associates, Deadliest Offshore Accidents in History. zehllaw.com (2021). URL: https://www.zehllaw.com/deadliest-offshore-accidents-in-history/ (accessed 20 Oct 2025).

DOI:10.31653/smf51.2025.138-150 Received 11.10.2025
Accepted 28.10.2025

Zhuravlov Yu.I., Korkh M. V

National University «Odessa Maritime Academy»

DEVELOPMENT OF A MODEL FOR THE DESTRUCTION PROCESS OF CRANKSHAFTS OF MARINE DIESEL ENGINES TAKING INTO ACCOUNT THEIR STRESS-STRAIN STATE

Formulation of the problem in general form.

Crankshaft quality issues include mechanical damage (scoring, chipping, scratches), geometric distortion (deformation, deflection, runout), and accelerated wear (of journals, bearings, and bores), which often leads to engine imbalance, increased noise and vibration, and ultimately, engine failure. These can be caused by manufacturing defects or operational errors, such as unscheduled oil changes, overheating, or excessive loads. Fatigue failure is the most common cause of crankshaft failure, especially in steel crankshafts, accounting for 70% of failures. This occurs due to repeated stress cycles, even when the stress is below the material's yield strength.

Cracks often form in high-stress areas of the crankshaft, such as the journal-to-journal joint [1]. These cracks can start small but grow over time, especially when the piston is at top dead center (TDC). As the engine continues to operate, cyclic loads can cause cracks to propagate, leading to complete failure. Excessive axial clearance in the crankshaft assembly can also lead to axial movement during engine operation. This movement increases stress concentration, which in turn can lead to cracks and premature failure [3].

Crankshaft failure can be directly related to bearing issues, such as improper bearing installation or worn bearings. If the bearing nuts are loose or the clearance between the shaft and axle is too large, the crankshaft will experience uneven loading, leading to premature fatigue.

Considering the above, improving the quality of remanufactured diesel engine crankshafts, taking into account their stress-strain state, remains a relevant problem.

Setting the task.

1. Develop a flat model of a crankshaft crank.

2. Consider the stress-strain state of a reconditioned large-size crankshaft subjected to alternating loads.

3. Develop a model suitable for analyzing the failure process of crankshafts of low-power marine diesel engines.

4. Develop the force interaction between the cutting tool and the workpiece.

Analysis of recent research and publications.

An analysis of literary sources reveals a shortage of domestic technological support for the restoration and repair of large diesel engine crankshafts. Similar technologies exist globally, with the Gleason process, a common example of which is the application of metal coatings under a flux layer using two different wires [2]. The need for technological support for the restoration of domestic large-sized crankshafts underlies the relevance of this study.

Crankshaft analysis includes diagnostics for defects, such as wear, scratches, scoring, and runout, using magnetic particle and ultrasonic testing [4]. Compliance with technical requirements is also assessed, such as checking journal geometry (ovality, taper), and analyzing the causes of wear for subsequent shaft restoration using grinding or thread and keyway restoration methods.

Presentation of the main research material.

To analyze potential defects and predict crankshaft failure locations, it is necessary to examine the stress-strain state of a reconditioned large crankshaft subjected to alternating loads [5]. Most frequently, fatigue failure occurs along the cheek in the overlap zone of the connecting rod and main journals (Fig. 1), which for low-power marine engines is 27.5 mm at the nominal journal size.

When regrinding the main and connecting rod journals to the final repair size, the overlap is reduced by 2 mm (7.2%). Calculations show that the bending stress level increases by an average of 8% [8].

Figure 1 - Form of fatigue failure of the crankshaft along the cheek

The size of the load-bearing cross-section decreases significantly during operation due to the propagation of fatigue cracks from the origins (in this case, the fillets), as shown in Figure 1.

To analyze the force interaction between the crank and main journals in the overlap zone, a flat model was proposed, shown in Figure 2.

Here, Z is the resultant force transmitted from the connecting rods; Z_A and Z_B are the support reactions.

For simplicity, we consider only the right-hand side of the model, where l_{ch} is the web thickness; l_{rn} is the main journal length; and p is the journal overlap. In the overlap zone, the solid metal is replaced by a fixed rod system consisting of rods 2-1, 2-4, and 3-4.

The rods themselves have hinge joints at the corresponding nodes and can only experience axial loads in the form of tensile or compressive forces. If we cut the rod system with line 1-1 and examine the right part (Fig. 3), we can determine the forces in the rods themselves.

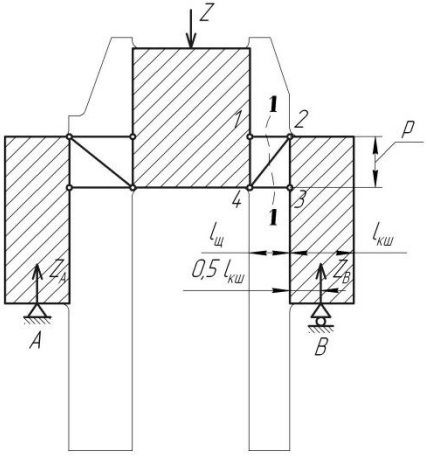


Figure 2 - Flat model of the crankshaft crank

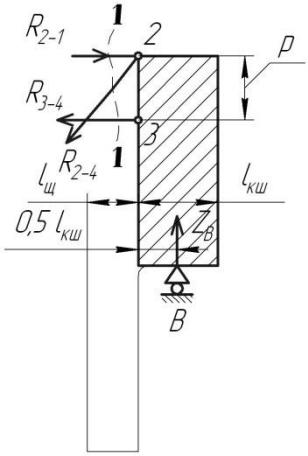


Figure 3 - Diagram for determining forces

Hence:

$$R_{2-1} = \frac{Z_b \cdot \left(\frac{l_{rn}}{2} + l_{ch} \right)}{p}; \quad (1)$$

$$R_{2-4} = \frac{Z_b \cdot \sqrt{p^2 + l_{ch}^2}}{p}; \quad (2)$$

$$R_{3-4} = \frac{Z_b \cdot \frac{l_{rn}}{2}}{p}. \quad (3)$$

In formulas (1)-(3), R_{i-j} is the force transmitted by the rod, i -is the node to which the force is transmitted by the rod, and j -is the node from which this force is transmitted.

The top rod 2-1 will be compressed, while the other two – 2-4 and 3-4 – will be stretched. Taking the overlap between the 4 main and crankpin journals of the engine as an example, 27 mm (including the over-chamfer flanges), 36 mm, and p = 27.5 mm, we obtain R_{2-1} = 1.64 Zb; R_{2-4} = 1.40 Zb; R_{3-4} = 0.66 Zb. It follows that the greatest tensile force is in rod 2-4 and is accompanied by a tensile force in rod 3-4, which constitutes 47% of the load in 2-4. Although the force in rod 2-1 exceeds the load in 2-4 by 17.1%, it is compressive and therefore we think it is not responsible for the failure of the component, and the hazardous section corresponds to the location of rod 2-4, which is clearly visible in the practical example (Fig. 1). Next, the geometry of the hazardous section was considered, with rod 2-4 serving as a model.

To develop a model suitable for analyzing the fracture process, a neck overlap diagram was considered (Fig. 4,a). Based on this, for the neck overlap value p, we have

$$p = R_к + R_ш - r, \quad (4)$$

where R_r is the radius of the main journal; R_c is the radius of the connecting rod journal; r is the radius of the crank.

For an engine crankshaft with a crank radius of 60 mm, a nominal diameter of the main journal of 95 mm and a connecting rod journal of 80 mm, the value of p corresponds to 27.5 mm, which was indicated above [6]. Next, the problem consisted of determining the coordinates of points B and C (the intersection points of the contours of the main and connecting rod journals) relative to the X and Y axes. Based on the rules of analytical geometry, relying on the equation of a circle, we obtain the coordinates of the points of the circumferences of the main and connecting rod journals [7]. Solving the system of equations for the above dimensions, we obtain the coordinates of the intersection points of the circumferences of the connecting rod and main journals (in mm) relative to the center of the main circle: B(-31,594; 35,469); C(31,594; 35,469). From here we calculate all the missing parameters of the circuit in Figure 4,a. Then:

$$a = 2 \cdot |x| = 63{,}188(mm), \quad (5)$$

where a -is the chord of the overlap of the necks; x -is the value of the abscissa of point B or C.

To determine the main journal segment arrow h_k and the crank pin segment arrow h_c with the ordinate of the intersection points y, we use the following relationships:

$$h_к = R_k - y = 12{,}031\ (mm)\ ; \quad (6)$$

$$h_ш = R_ш - (r - y) = 15{,}469\ (mm)\ . \quad (7)$$

To determine the length of the overlap arc corresponding to the main journal lr and the length of the overlap arc corresponding to the crankpin l_k we use the values from (5-7) and the formula:

$$l_k = \sqrt{a^2 + \frac{16}{3} \cdot h_k^2} = 69{,}027(mm); \quad (8)$$

$$l_ш = \sqrt{a^2 + \frac{16}{3} \cdot h_ш^2} = 72{,}587(mm) \quad (9)$$

It was assumed that these arcs represent the boundaries of the hazardous section along the guide line of the cylindrical surfaces of the journals. The length of the hazardous section l can be determined from Fig. 2 using the formula:

$$l = \sqrt{l_{ch}^2 + p^2} = 38{,}539(mm) \quad (10)$$

The numerical value here is defined for the web located between the 4th main journal and 4-th connecting rod journal of the engine crankshaft, taking into account the over-chamber flanges.

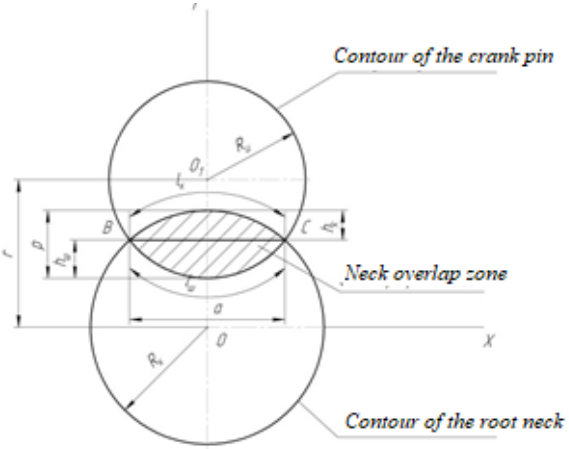
Thus, with some assumptions, the hazardous section can be represented as a flat model to which a tensile force is applied (Fig. 4, b).

The model is an isosceles trapezoid, the upper and lower bases of which are equal to the lengths of the support arcs $l_к$ and l_{ch}, calculated using formulas (8) and (9), and the height is equal to the value l, calculated using formula (10). The upper base has a distributed constraint along the Y-axis and is immobile along the X-axis. The lower base is loaded with a distributed (we assume uniformly distributed) load q, directed along the Y-axis, and the lower base is also immobile along the X-axis. The absence of displacements along the X-axis simulates the effect on the hazardous section of the remaining part of the jaw, including the counterweight, which is not subject to the loads under consideration [5].

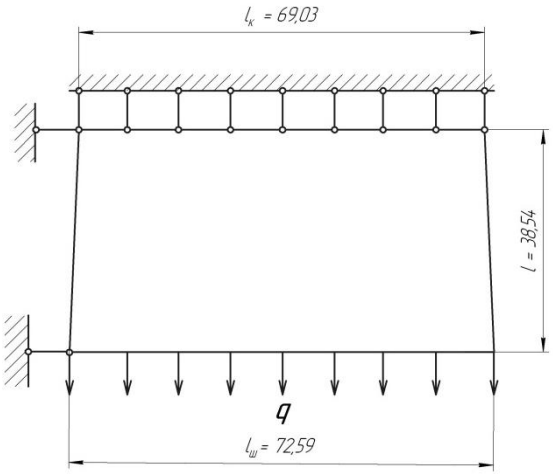
When deriving an analytical description of the high-cycle fatigue curve, we assume that the failure intensity α_F increases directly proportionally to the actual amplitude of the acting stresses σ_{af}, that is,

$$\alpha_F = \frac{dF_p}{dN} = a\sigma_{af}, \qquad (11)$$

where dF_P is the elementary small area of destruction for the number of cycles dN; a -is the proportionality coefficient characterizing the change in α_F per unit of stress amplitude $a = d\alpha_F / d\sigma_{afs}$.



а



б

Figure 4 – a – diagram of the overlap of the crankshaft journals; b – a flat model of the dangerous section and a diagram of its loading

This assumption can be explained by Hooke's law, according to which, within the elastic limits, the deformation (leading to microplastic

failure) is directly proportional to the magnitude of the applied stress. Therefore, the dependence of σ_{af} on F_p, taking these factors into account, can be taken as the second assumption of linearity in the form

$$\sigma_{af} = \sigma_a^{'} + cF_p \tag{12}$$

где $\sigma_a^{'} = \sigma_a - \sigma_{-1}$; c – proportionality coefficient characterizing the change in stress amplitude per unit area of destruction ($c = d\sigma_{af} / dF_p$).

Size $\sigma_a^{'}$ is used as a free term due to the fact that fatigue failures begin to develop only under the condition $\sigma_a > \sigma_{-1}$, that is, when the amplitude exceeds the fatigue limit.

Taking into account dependence (12), differential equation (11) takes the form

$$\frac{dF_p}{dN} = a\sigma_a^{'} + acF_p. \tag{13}$$

Integration of the differential equation (13) under the initial conditions $F_p = 0$ at $N = 0$ allows us to obtain the dependence of the destruction area F_p on the number of cycles N, therefore, we can calculate the dependence of the actual stress amplitude σ_{af} on the number of loading cycles and, as a consequence, we can determine the total destruction area:

$$F = F_{p0} + F_p = F_{p0} + F_{p0}\left(e^{bN} - 1\right) = F_{p0}e^{bN}. \tag{14}$$

When improving crankshaft design and justifying restoration methods, it is necessary to consider the characteristics of fatigue failure. This primarily concerns the avoidance of cold straightening of shafts, which reduces fatigue strength by 30% or more. A network of microcracks in the die joint zone has a similar effect (by 20-40%). Roller knurling of fillets increases fatigue strength by 15%.

The main criterion for analysis in this area is the correspondence between the failure mode of the actual object and the predicted failure mode of the model. A crankshaft, welded under a layer of AN-348A flux using 1.6Np-30KhGSA wire, was ground (Fig. 5), and then operated under real conditions until failure. The destruction occurred in two places: across the fourth crank journal from the rear end of the part and in the area of the adjacent cheek from the front flange of the shaft (Fig. 6).

The classic loading scheme for calculating crankshaft strength is shown in Fig. 7. The calculated loads are the radial Z and tangential T (acting on an arm equal to the crank radius r), which are the components of the total forces. Accurately calculating the strength of a crankshaft is practically impossible due to the complexity of its shape. The crankshaft

is primarily calculated as a flat, two-support frame, one end of which rests on a movable hinge, and the other on a fixed one. Axial loads are absent in this case. A study of the causes of crankshaft failure shows that in most cases they are a consequence of material fatigue. Elements of the study are presented in Figs. 8 and 9.

The most dangerous sections of the crankshaft in this regard are those where significant stress concentrations can occur [4]. It is a priori known that the edges of the lubrication holes in the connecting rod and main journals are the critical points, while in the webs, the areas where they meet the journals are the critical points.

Practical experience in testing and operation shows that, in the ultimate state, the crankshaft typically fails as a result of normal stresses caused by bending loads in the crank plane.

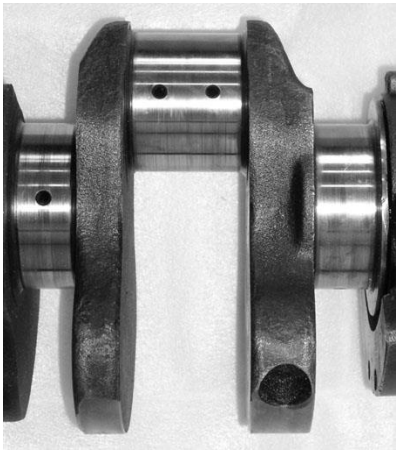


Figure 5 - The fourth crankshaft journal before failure

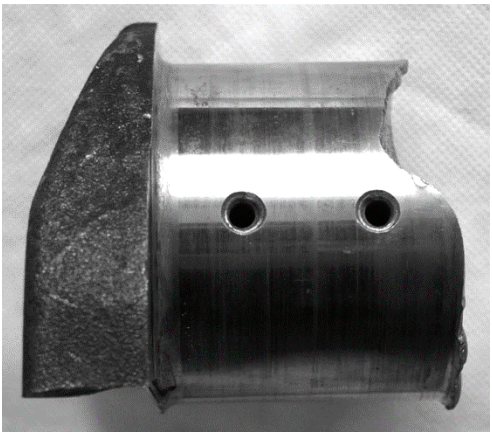


Figure 6 - The nature of the destruction of the crankshaft journal as a result of its operation

Crankshafts exhibit the characteristic torsional failure pattern extremely rarely. Theoretically, the distribution of internal stresses in a crankshaft can be described using grid or variational calculation methods. The finite element method is a variational method [7].

Assumptions were made: first, a flat model was considered, with the outlines of a projection of a fragment of a real crankshaft onto a plane parallel to the crank plane; - secondly, due to the law:

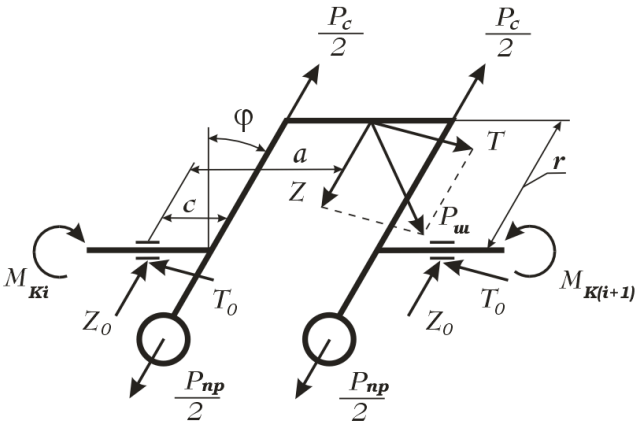


Figure 7 - Classic crankshaft design diagram

$$M_b = Z_0 a - \left(\frac{P_{gi}}{2} - \frac{P_c}{2} \right)(a - c), \qquad (15)$$

where M_b is the magnitude of the bending moment, Z0 is the reaction of the support in the plane of the crank, is the distance from the support to the middle of the crank journal, P_{gi} -is the centrifugal force of inertia from the rotation of the counterweights, P_c - is the centrifugal force of inertia from the rotation of the crank, c- is the distance from the support to the shaft cheek, we neglect components P_{gi} and P_c, conventionally assuming that they balance each other;

Figure 8 - Macrostructure of a cheek fracture: Transition from the fatigue crack development zone to the brittle fracture zone (50:1)

Figure 9 - Macrostructure of a transverse neck fracture: fatigue crack development zone (50:1)

- third, the load on the crank journal from the two connecting rods was replaced by a uniformly distributed load and equated to unity. The latter, within the limits of Hooke's law, does not lead to a change in the ratio of the internal stresses, therefore their distribution pattern in the part remains the same;

- fourth, given that the maximum load from the gas pressure is transmitted through the connecting rod at a crankshaft rotation angle φ equal to approximately 15° from the top dead center of the compression stroke, practically the entire load P_c, due to the smallness of this angle, is applied as a shear force to the crank journal, and the tangential component T is very small, as is T_0. For the same reason, the incident M_{ru} and tail $M_{s(i+1)}$ torques were not considered.

Thus, a two-dimensional model was used (Fig. 10). Approximation was performed using triangular elements. The finite element breakdown is shown in Fig. 11. The diagram included 194 nodes, which was sufficient for visualizing the results [10].

The stress state was assessed using the von Mises criterion σ_e, for which the general formula is:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}\left[(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2\right]}, \quad (16)$$

where σ_1, σ_2 и σ_3 – principal stresses, ordered in descending order. In this particular two-dimensional case under consideration, $\sigma_3 = 0$.

The calculation results are shown in Fig. 11.

In Fig. 6 a characteristic S-shaped region extending across the crank journal is visible on the right (from the rear end of the shaft). The location of the stress region to the left of the crank journal (from the front end of the shaft) is also close to the fracture profile shown in Fig. 6.

By reducing the resolution, it is possible to identify regions where significant stresses will occur.

Identification of these areas is necessary for fatigue crack investigations during crankshaft inspection, both during operation and repair [9]. This yields highly satisfactory results, similar to those discussed above.

All this makes crankshaft failure amenable to prediction and simple visualization. After the surfacing operation, mechanical surface treatment with a cutting tool is necessary.

The force interaction between the cutting tool and the workpiece is shown in Figure 11.

Support reactions when basing in the machine:

$$R_A = P_Z - R_B, \quad (17)$$

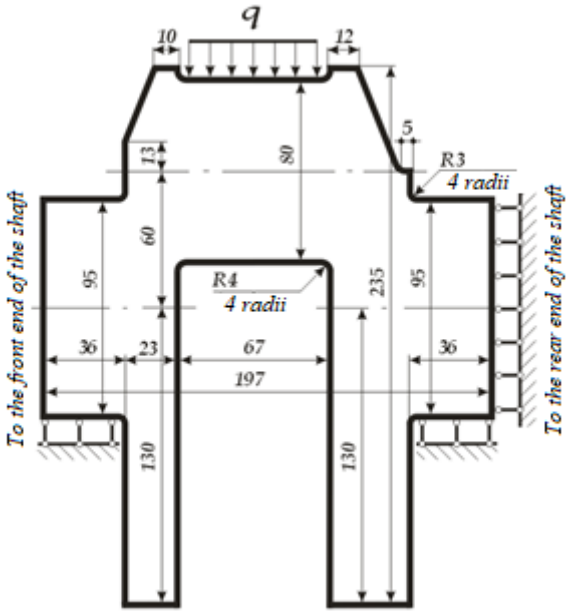


Figure 10 - Loading diagram of the fourth crank model of the engine crankshaft

where P_Z – tangential component of cutting force;

$$R_B = \frac{P_Z \cdot l_1}{l}, \qquad (18)$$

where l_1 is the distance from the left support to the cutting zone; l -is the length of the workpiece.

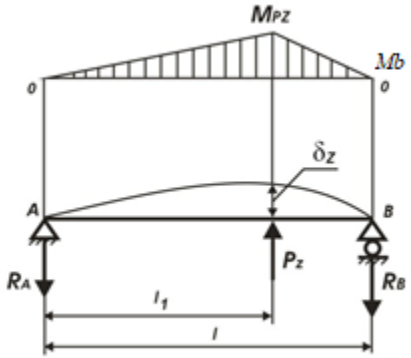


Figure 11 – Diagram of crankshaft loading of the tangential component of the cutting force during mechanical processing

Maximum bending moment M_{PZ} from the tangential component of the cutting force P_Z:

$$M_{PZ} = P_Z \cdot l_1 \cdot \left(1 - \frac{l_1}{l}\right) \quad (19)$$

Maximum bending moment M_{1Z} from unit force:

$$M_{1Z} = l_1 \cdot \left(1 - \frac{l_1}{l}\right). \quad (20)$$

Maximum deflection deformation δ_Z from the tangential component of the cutting force:

$$\delta_Z = \frac{1}{EJ} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot l_1 \cdot M_{PZ} \cdot \frac{2}{3} \cdot l_1 \cdot \left(1 - \frac{l_1}{l}\right)\right] + \frac{1}{EJ} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot (l - l_1) \cdot M_{PZ} \cdot \frac{2}{3} \cdot l_1 \cdot \left(1 - \frac{l_1}{l}\right)\right],$$

where E -is Young's modulus; J -is the moment of inertia of the section of the part.

Conclusions and prospects for further research

1. Using the finite element method, two-dimensional physical and mathematical models of the crank were developed to determine internal stresses. The obtained calculation results confirmed the failure statistics of the actual component in operation. A unique crank model in the form of a rod system was also proposed, allowing for the calculation of the distribution of internal forces in the overlap zone of the connecting rod and main journals.

2. The macrostructure of the fracture in the cheek at the transition from the fatigue crack development zone to the brittle fracture zone and the macrostructure of the transverse journal fracture were obtained, illustrating the fatigue crack development zone.

References

1. Гоц О.М. Спосіб випробування колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння // Дизельні двигуни: зб. доповідей V національної наук.-техн. конф. Т. 2.

2. Гоц О.М. Метод розрахунку колінчастого валу за даними усталостних випробувань // Транспорт, екологія – стійкий розвиток: Доповіді XII науково-технічна конференція з міжнародно участю. - Варна: Вид-во ТУ, 2016. - Т. 13. - С. 223-227.

3. Когаєв В.П. Розрахунки на міцність при напругах, змінних у часі/. -Львів: ЛСГА. 2023.-С. 343.

4. Барлоу Р., Прошан Ф. Статистична теорія надійності та випробування на безвідмовність. - Київ: СО РАН, 2022, -С. 520.

5. Рябінін І. А. Надійність та безпека структурно-складних систем. - Київ: Наука, 2024, - С. 344,

6. Жиркін Ю.В.. Надійність, експлуатація та контакт деталей машин. – – Київ, Техніка, 2019. – 168 с.

7. Ікрамов У.А.. Розрахункові методи оцінки абразивного зносу. - .Львів: Малті-М. 2023.-С. 343.

8. Медведєв, С.Ф. Методи підвищення динамічної міцності сталевих деталей машин та конструкцій - Київ: Наукова думка. 2021. - 610 С.

9. Zienkiewicz, O.C. The Finite Element Method. Fifth Edition. V. 2. Solid Mechanics // O.C. Zienkiewicz, R.L. Taylor. - Butterworth-Heinemann, 2020. - 459 p.

10. Yamada, Y. Plastic stress-strain matrix and its application for the solution of elastic-plastic problems by the finite element method / Y. Yamada, N. Yoshimura, T. Sakurai // International Journal of Mechanical Sciences. – 2018. - V. 10. - № 5. - P. 343-354.

РЕФЕРАТИ

Кардашев Д. Л., Аболєшкін С. Є. **Оцінка величини усталеного кута закручування гребного вала**

На сьогоднішній час всі судна, які знаходяться в експлуатації, підлягають випробуванням на крутильні коливання валопроводів та роторів генераторів. Тому задача дослідження коливальних характеристик суднових валопроводів є актуальною. Вимоги судноплавних регістрових суспільств потребують підсумовування всіх коливальних складових на всіх робочих частотах обертання валопровода. В роботах, які моделюють коливальні процеси, розробляються підходи для адекватного визначення коливальних характеристик. Але не приділяється увага тому факту, що ці коливання відбуваються на тлі положення статичної рівноваги. Різниця між середнім крутним моментом дизеля і моментом на гребному гвинті із врахуванням пружності вала породжує усталену величину кута закручування валопроводу і, як наслідок, додаткове напруження в ньому. В роботі запропонована двомасова модель валопровода та отриманий вираз для оцінки кута закручування при стаціонарному режимі обертання вала на номінальній частоті при сталій швидкості судна. Розрахунки зроблені на основі сучасних емпіричних залежностей теплових та гідродинамічних випробувань із використанням технічних характеристик гребного гвинта, вала та головної суднової енергетичної установки реального судна - прототипу. Отриманий результат є прийнятним в порівнянні із амплітудою резонансних коливань гребного вала в забороненій зоні частот обертання розрахованою технічним відділом суднобудівельної компанії прототипу судна.

Ключові слова: колінчатий вал, валопровід, механічне дотичне напруження.

Kardashev D. L., Abolieshkin S. Ye. **Evaluation of the steady-state torsional angle of the propeller shaft**

Currently, all vessels in operation are subject to torsional vibrations of shaft lines and generator rotors. Therefore, the task of studying the vibration characteristics of ship shaft lines is relevant. The requirements of shipping registry societies require the summation of all vibration components at all operating frequencies of shaft line rotation. In works that model vibration processes, approaches are developed for adequate determination of vibration characteristics. However, attention is not paid to the fact that these vibrations occur against the background of a static equilibrium position. The difference between the average torque of the diesel engine and the torque on the propeller, taking into account the elasticity of the shaft, generates a steady value of the shaft line twist angle and, as a result, additional stress in it. The work proposes a two-mass model of the shaft line and the obtained expression for estimating the twist angle at a stationary mode of shaft rotation at a nominal frequency at a constant ship speed. The calculations

are made on the basis of modern empirical dependences of thermal and hydrodynamic tests using the technical characteristics of the propeller, shaft and main ship power plant of a real ship - prototype. The obtained result is acceptable in comparison with the amplitude of resonant oscillations of the propeller shaft in the prohibited zone of rotation frequencies calculated by the technical department of the shipbuilding company of the prototype ship.

Keywords: crankshaft, shaft, mechanical tangential stress.

Колегаєв М.О., Мадей В.В., Побережний Р.В. **Використання біодизельного палива під час експлуатації суднових дизелів**

Розглянута можливість використання палива біологічного походження в суднових дизелях. Дослідження виконувалися на суднових дизелях 6H17/28 Hyundai Heavy Industries. Три подібні дизелі входили до складу енергетичної установки морського судна. Перед початком проведення експерименту всі дизелі мали порівняний моторесурс паливної апаратури, деталей циліндрової групи, підшипників руху, а також однаковий технічний стан. Шляхом перемикання груп споживачів експлуатація дизелів виконувалася на однаковому навантаженні, підтримка якого вимагалась під час проведення експерименту. Під час проведення експерименту на всіх дизелях забезпечувалася підтримка постійних параметрів у системах мащення і охолодження. Робота дизелів на кожному з досліджуваних режимів проводилася не менше 1,5...2 годин, протягом яких виконувалось вимірювання основних параметрів і усереднення отриманих значень. Це забезпечувало коректність проведення досліджень і можливість зіставлення вимірів, виконаних на різних дизелях. Завданням досліджень було визначення впливу альтернативного палива на економічні та екологічні показники суднового дизеля. Контур подачі палива до першого дизеля не змінювався та дизель експлуатувався на паливі DMA. Два інших дизеля експлуатувались на паливної суміші – палива DMA та біопалива. Вміст біопалива в суміші змінювався в інтервалі 5...15 %. Основними величинами, які вимірювалися під час проведення експерименту, були питома ефективна витрата палива і концентрація оксидів азоту у випускних газах. Експерименти підтвердили можливість використання біопалива для забезпечення робочого циклу і передачі потужності на споживачі енергії. Встановлено, що використання біопалива підвищує екологічність роботи суднового дизеля – при цьому на 5,1...23,3% (залежно від навантаження дизеля і вмісту біопалива в паливній суміші) знижується емісія оксидів азоту. Також визначено, що під час використання біопалива відбувається 1...5,1 % збільшення питомої витрати палива, що знижує економічність роботи дизеля.

Ключові слова: судновий дизель, паливо біологічного походження, питома ефективна витрата палива, емісія оксидів азоту.

Kolegaev M.O., Madey V.V., Poberezhnyi R.V. **Use of biodiesel fuel during the operation of marine diesel engines**

The possibility of using fuel of biological origin in marine medium-speed diesels is considered. The research was performed on medium-speed marine diesels 6H17/28 Hyundai Heavy Industries. Three such diesels were part of the ships power plant. Before the experiment, all diesels had a comparable engine life of fuel equipment, parts of the cylinder group, motion bearings, as well as the same technical condition. By switching consumer groups, the operation of the diesels was performed at the same load, the support of which was required during the experiment. During the experiment, all diesels maintained constant parameters in the lubrication and cooling systems. The operation of diesels in each of the studied modes was carried out for at least 1.5–2 hours, during which the measurement of the main parameters and averaging of the obtained values were performed. This ensured the correctness of the research and the ability to compare measurements performed on different diesels. The aim of the research was to determine the impact of alternative fuels on the economic and environmental performance of marine diesel. The fuel supply circuit to the first diesel did not change and the diesel was operated on DMA fuel. Two other diesels were operated on a fuel mixture – DMA fuel and biofuel. The content of biofuels in the mixture varied in the range of 5–15 %. The main values measured during the experiment were the specific effective fuel consumption and the concentration of nitrogen oxides in the exhaust gases. Experiments have confirmed the possibility of using biofuels (as part of a fuel mixture of DMA fuel and 5–15 % biofuels) to ensure the duty cycle and power transmission to energy consumers. It is established that the use of biofuels increases the environmental friendliness of marine diesel – at the same time by 5.1–23.3 % (depending on the diesel load and the content of biofuels in the fuel mixture) reduces the emission of nitrogen oxides. It is also determined that during the use of biofuels there is a 1.0–5.1 % increase in specific fuel consumption, which reduces the efficiency of the diesel engine.

Keywords: marine diesel, biofuel, specific fuel oil consumption, nitrogen oxide emissions.

Куропятник О.А. **Оцінка екологічності морських суден під час використання комплексних систем управління випускними газами суднових дизелів**

Завданням дослідження була оцінка екологічності морських суден під час використання комплексних систем управління випускними газами суднових дизелів. Дослідження виконувались на спеціалізованому морському судні, призначеному для перевезення скрапленого природного газу. Як головний двигун на судні використовувався судновий дизель 6UEC60LS фірми Kobe Diesel Mitsubishi Heavy Industries з двохступеневою системою наддува. Для забезпечення вимог Додатку VI MARPOL щодо концентрації оксидів азоту у випускних газах дизель обладнаний комплексною системою

рециркуляції випускних газів – високого (High pressure – HP-EGR) та низького (Low pressure – LP-EGR) тиску. Найбільшим раціональним діапазоном ступеню рециркуляції системи HP-EGR визначено 15…20 %. За цих умов для 25…100 % навантажень на судновий дизель зменшення емісії оксидів азоту складає 25,80…35,75 %, з відповідним збільшенням температури випускних газів на 21…34 °С. Збільшення ступеню рециркуляції до 25 % сприяє зменшенню емісії оксидів азоту на 27,15… 36,45 %, але при цьому температура випускних газів на деяких експлуатаційних режимах підвищується на 47…50 °С, що суттєво збільшує температурну напруженість дизеля, тому не є рекомендованим. Найбільша ефективність комплексного управління випускними газами (яке складається з послідовного використання систем рециркуляції високого та низького тиску) забезпечується: для експлуатаційних режимів, що відповідають 25…50 % навантаженню на судновий дизель – ступень рециркуляції системи HP-EGR 15 %, ступень рециркуляції системи LP-EGR 10 %; при цьому екологічність роботи судна досягає 20,0…22,1 % з допустимим значенням збільшення температури випускних газів на 45…51 °С; для експлуатаційних режимів, що відповідають 75…100 % навантаженню на судновий дизель – ступень рециркуляції системи HP-EGR 20 %, ступень рециркуляції системи LP-EGR 2 %; при цьому екологічність роботи судна досягає 22,7…26,9 % з допустимим значенням збільшення температури випускних газів на 39…52 °С.

Ключові слова: екологічна безпека, екологічна ефективність, емісія оксидів азоту, морський транспорт, рециркуляція випускних газів, судновий дизель.

Kuropyatnyk O.A. **Assessment of environmental friendliness of seagoing vessels when using integrated exhaust gas control systems of marine diesel engines**

The objective of the study was to assess the environmental friendliness of seagoing vessels when using integrated exhaust gas control systems of marine diesel engines. The studies were carried out on a specialized seagoing vessel designed for the transportation of liquefied natural gas. The main engine on the vessel was a 6UEC60LS marine diesel engine from Kobe Diesel Mitsubishi Heavy Industries with a two-stage supercharging system. To meet the requirements of MARPOL Annex VI regarding the concentration of nitrogen oxides in exhaust gases, the diesel engine is equipped with a comprehensive exhaust gas recirculation system – high pressure HP-EGR and low pressure – LP-EGR). The largest rational range of the HP-EGR system recirculation degree was determined to be 15–20 %. Under these conditions, for 25–100 % of the load on the marine diesel engine, the reduction in nitrogen oxide emissions is 25.80–35.75 %, with a corresponding increase in exhaust gas temperature by 21–3 °C. Increasing the recirculation rate to 25 % contributes to a reduction in nitrogen oxide emissions by 27.15–36.45 %, but at the same time the exhaust gas temperature in some

operating modes increases by 47–50 °C, which significantly increases the temperature stress of the diesel engine, therefore it is not recommended. The greatest efficiency of complex exhaust gas management (which consists of the sequential use of high and low pressure recirculation systems) is ensured: for operating modes corresponding to 25–50 % of the load on the marine diesel engine – the recirculation rate of the HP-EGR system is 15 %, the recirculation rate of the LP-EGR system is 10 %; at the same time, the environmental friendliness of the vessel reaches 20.0–22.1 % with an allowable value of the increase in exhaust gas temperature by 45–51 °C; for operating modes corresponding to 75–100 % load on marine diesel – the degree of recirculation of the HP-EGR system is 20 %, the degree of recirculation of the LP-EGR system is 2 %; at the same time, the environmental friendliness of the vessel reaches 22.7–26.9 % with an allowable value of the increase in exhaust gas temperature by 39–52 °C.

Keywords: environmental efficiency, environmental safety, exhaust gas recirculation, marine diesel, maritime transport, nitrogen oxide emissions.

Куропятник О.А. **Забезпечення декарбонізації суден морського транспорту**

Розглянуті питання щодо забезпечення декарбонізації суден морського транспорту. Визначено, що отримання корисної роботи в теплових двигунах (дизелях, котлах, газових турбінах) неможливо без використання палива, найбільш розповсюдженим видом якого на сьогодення є рідке паливо нафтового походження, під час згоряння якого неминуче утворюється діоксиду вуглецю. Це призводить до зменшення конструктивного коефіцієнту енергетичної ефективності судна. Як одним зі шляхів, що сприяють декарбонізації суден морського та внутрішнього водного транспорту, визначення альтеративних видів палива, зокрема гідрованого рослинного мастила (HVO – Hydrotreated Vegetable Oil). Завданням дослідження було визначення впливу палива класу HVO на екологічні показники роботи морського судна, у тому числі на рівень емісії діоксиду вуглецю. Дослідження виконувались на суднових дизелях5X72DF Hyundai-WinGD, які експлуатувались на паливних сумішах, які складали паливо нафтового походження RME380 та паливо HVO. Співвідношення палива RME380 та палива HVO під час проведення експериментів у відсотках їх вмісту в паливної суміші складали 90 / 10, 80 / 20, 70 / 30, 60 / 40. Дослідження виконувались на експлуатаційних режимах, що відповідали навантаженню на дизелі 50 %, 60 %, 70 %, 80 %, 90 % та 100 % від номінального. Встановлено, що за таких умов зниження емісії оксидів азоту складає 0,5…13,8 %, зниження емісії діоксиду вуглецю становить 17,8…38,8 %. При цьому зменшення емісії діоксиду вуглецю залежно від збільшення в паливній суміші палива HVO має пропорційний характер; зменшення емісії оксидів азоту – характеризується наявністю оптимуму, який відповідає 20…30 % вмісту палива HVO в йог паливній суміші з паливом RME380. Зниження емісії діоксиду вуглецю призводить

до рівнозначного підвищення конструктивного коефіцієнту енергетичної ефективності судна та сприяє декарбонізації морського судна.

Ключові слова: декарбонізація морських суден, екологічні показники, емісія діоксиду вуглецю, емісія оксидів азоту, морський транспорт, суднові дизель.

Kuropyatnyk O.A. **Ensuring decarbonization of sea transport vessels**

The issues of ensuring decarbonization of sea transport vessels are considered. It was determined that obtaining useful work in thermal engines (diesels, boilers, gas turbines) is impossible without the use of fuel, the most common type of which is liquid fuel of petroleum origin, during the combustion of which carbon dioxide is inevitably formed. This leads to a decrease in the constructive coefficient of energy efficiency of the vessel. As one of the ways to contribute to the decarbonization of sea and inland waterway transport vessels, the definition of alternative types of fuel, in particular hydrogenated vegetable oil (HVO). The task of the study was to determine the impact of HVO class fuel on the environmental performance of a sea vessel, including the level of carbon dioxide emissions. The research was carried out on marine diesel engines 5X72DF Hyundai-WinGD, which were operated on fuel mixtures consisting of RME380 petroleum fuel and HVO fuel. The ratio of RME380 fuel and HVO fuel during the experiments in percentages of their content in the fuel mixture was 90 / 10, 80 / 20, 70 / 30, 60 / 40. The research was carried out on operating modes corresponding to the load on diesel engines of 50 %, 60 %, 70 %, 80 %, 90 % and 100 % of the nominal. It was established that under such conditions the reduction in nitrogen oxide emissions is 0.5–13.8 %, the reduction in carbon dioxide emissions is 17.8–38.8 %. At the same time, the reduction in carbon dioxide emissions depending on the increase in HVO fuel in the fuel mixture is proportional; reduction of nitrogen oxide emissions – characterized by the presence of an optimum corresponding to 20–30 % of HVO fuel content in its fuel mixture with RME380 fuel. Reduction of carbon dioxide emissions leads to an equivalent increase in the constructive coefficient of energy efficiency of the vessel and contributes to the decarbonization of the seagoing vessel.

Keywords:carbon dioxide emissions, decarbonization of sea vessels, environmental indicators, marine diesel, maritime transport, nitrogen oxide emissions.

Сагін А.С., Заблоцький Ю.В. **Огляд основних особливостей постачання та експедирування морських суден у сучасних умовах**

Розглянуті питання щодо особливостей постачання та експедирування морських суден у сучасних умовах. Зазначено, що постачання та експедирування суден є невід'ємними елементами системи морських перевезень. Від їхньої ефективності залежить не лише своєчасність виконання рейсів, а й технічна справність суден, безпека екіпажу та економічна стабільність судновласників. У сучасних умовах глобалізації, зміни митного законодавства

та коливання світових цін на паливо питання морського постачання набуває особливого значення. Різниця між рівнем організації логістики в окремих портах, політичні обмеження, залежність від регіональних постачальників – усе це формує складну систему, у якій правильне планування є критичним чинником успіху. Організація постачання суден суттєво відрізняється залежно від географічного положення порту, рівня його інфраструктури, доступності матеріалів і палива, а також законодавчих вимог. Особливості постачання та експедирування морських суден у сучасних умовах розглянуті на прикладі аналізу вантажообміну та кількості морських суден, що обслуговуються в основних портах Світу – Роттердамі, Антверпені, Гамбургу, Сінгапуру, Х'юстону. Зазанчено, що постачання та експедирування суден у сучасних умовах залишаються складним багатофакторним процесом, який залежить від регіональних особливостей, митного законодавства, політичних рішень і розвитку портової інфраструктури. Азійські порти, насамперед Сінгапур, утримують лідерство завдяки гнучкості, технічній базі та доступності товарів. Європейські – вирізняються стабільністю, але мають жорсткі екологічні вимоги. Американські – стикаються з митними обмеженнями, що впливає на швидкість і вартість постачань. У перспективі кількох років ситуація змінюватиметься під впливом впровадження цифрових технологій, «зелених» ініціатив Міжнародної морської організації та зростання попиту на автоматизовані логістичні рішення. Компанії, які вже сьогодні інвестують у гнучкість і технології, матимуть суттєву перевагу на глобальному ринку морських перевезень.

Ключові слова: експедирування морських суден, морське судно, морський порт, морський транспорт, постачання морських суден.

Sagin A.S., Zablotskyi Y.V. **Overview of the main features of supply and forwarding of sea vessels in modern conditions**

The issues of the features of supply and forwarding of sea vessels in modern conditions are considered. It is noted that supply and forwarding of ships are integral elements of the maritime transportation system. Not only the timeliness of voyages, but also the technical serviceability of ships, the safety of the crew and the economic stability of shipowners depend on their efficiency. In modern conditions of globalization, changes in customs legislation and fluctuations in world fuel prices, the issue of sea supply is of particular importance. The difference between the level of logistics organization in individual ports, political restrictions, dependence on regional suppliers - all this forms a complex system in which proper planning is a critical factor for success. The organization of ship supply differs significantly depending on the geographical location of the port, the level of its infrastructure, the availability of materials and fuel, as well as legislative requirements. The features of the supply and forwarding of sea vessels in modern conditions are considered using the example of the analysis of cargo turnover and the number of sea vessels served in the main ports of the world –

Rotterdam, Antwerp, Hamburg, Singapore, Houston. It is emphasized that the supply and forwarding of ships in modern conditions remains a complex multifactorial process that depends on regional characteristics, customs legislation, political decisions and the development of port infrastructure. Asian ports, primarily Singapore, maintain leadership due to their flexibility, technical base and availability of goods. European ports are distinguished by stability, but have strict environmental requirements. American ports are faced with customs restrictions, which affects the speed and cost of deliveries. In the future, the situation will change under the influence of the introduction of digital technologies, "green" initiatives of the International Maritime Organization and the growth of demand for automated logistics solutions. Companies that invest in flexibility and technology today will have a significant advantage in the global maritime transportation market.

Keywords: sea freight forwarding, sea vessel, seaport, sea transport, supply of sea vessels.

Сагін С.В., Парменова Д.Г. **Діагностування технічного стану суднових дизелів**

Розглянуті питання щодо діагностування технічного стану суднових дизелів. Виконаний аналіз експлуатації суднових дизелів визначив, що їх діагностування їх технічного стану доцільно за аналізом моторного мастила, яке використовується у їхньої системі циркуляційного мащення. Підтвердженням цього стали результати випробувань, що виконувались на суднових дизелях 6EY22AW та полягали в вимірюванні механічного коефіцієнта корисної дії на різних режимах роботи (що відповідають 35-ти, 50-ти, 65-ти і 80-ти %-ому навантаженню) за різної інтенсивності поповнення системи мащення (через кожні 100 годин роботи, через кожні 25 годин роботи та через кожні 10 годин роботи) та за різних варіантах додавання поверхнево активних речовин до моторного мастила. В результаті експериментальних досліджень встановлено, що зниження механічних втрат дизеля пропорційне зростанню його механічного коефіцієнту корисної дії. Цей параметр під час роботи дизеля 6EY22AW фірми Yanmar з рекомендованою фірмою-виробником інтенсивністю доливання моторного мастила в циркуляційну систему мащення та без додаткового додавання поверхнево-активних речовин до об'єму моторного мастила в діапазоні навантаження 35…80 % від номінального навантаження знаходиться в межах 0,722…0,842. Вибір оптимального режиму поповнення циркуляційної системи, а також додавання в загальний обсяг циркуляційної системи поверхнево-активної речовини з оптимальною концентрацією сприяє 9,62…14,62 %-ому збільшенню механічного коефіцієнту корисної дії дизеля. Одночасно з цим були виконані дослідження з визначення вмісту металевих домішок, що потрапляють в моторне мастило циркуляційної системи мащення та загального лужного числа мастила на протязі 1000-ти годинної експлуатації дизелів. При цьому

було визначено, що експлуатаційним умовам, під час яких спостерігається найбільші значення механічного коефіцієнту корисної дії відповідають випадки найменшого вмісту в мастилі металевих домішок та найбільших значень остаточного лужного числа мастила.

Ключові слова: діагностування, загальне лужне число, засоби водного транспорту, коефіцієнт корисної дії, контроль технічного стану, методи контролю, моторне мастило, система мащення, судновий дизель, технічний стан.

Sagin A.S., Parmenova D.G. **Diagnostics of the technical condition of marine diesel engines**

To consider the issue of diagnosing the technical condition of marine diesel engines. The performed analysis of the operation of marine diesel engines determined that their diagnosis of their technical condition is advisable by analyzing the motor oil used in their circulating lubrication system. This was confirmed by the results of tests performed on marine diesel engines 6EY22AW and consisted in measuring the mechanical efficiency at different operating modes (corresponding to 35, 50, 65 and 80 % load) at different intensities of replenishing the lubrication system (every 100 hours of operation, every 25 hours of operation and every 10 hours of operation) and with different options for adding surfactants to the motor oil. As a result of experimental studies, it was established that the reduction in mechanical losses of a diesel engine is proportional to the increase in its mechanical efficiency. This parameter during operation of the Yanmar 6EY22AW diesel engine with the manufacturer's recommended engine oil topping-up rate in the circulating lubrication system and without additional addition of surfactants to the engine oil volume in the load range of 35–80 % of the nominal load is within 0.722–0.842. Choosing the optimal mode of replenishing the circulating system, as well as adding surfactants with optimal concentration to the total volume of the circulating system contributes to a 9.62–14.62 % increase in the mechanical efficiency of the diesel engine. At the same time, studies were carried out to determine the content of metal impurities entering the engine oil of the circulating lubrication system and the total alkaline number of the oil during 1000 hours of operation of diesel engines. It was determined that the operating conditions during which the highest values of the mechanical efficiency are observed correspond to the cases of the lowest content of metal impurities in the lubricant and the highest values of the final base number of the lubricant.

Keywords: control methods, diagnostics, efficiency, lubrication oil, lubrication system, marine diesel, technical condition control, technical condition, total base number, water transport.

Фомін О.В., Іванченко Д.А., Мельник О.М., Фоміна А.М., Хаіров С.Д. **Матеріалознавчі тенденції удосконалення несівних елементів і систем енергозабезпечення засобів транспорту**

Розглянуті сучасні тенденції, що спрямовані на удосконалення несівних елементів і систем енергозабезпечення транспорту. Зазначено, що, швидкий розвиток транспортної галузі вимагає постійного підвищення її ефективності, надійності та екологічності. Основні проблеми, що стоять перед транспортним машинобудуванням, безпосередньо пов'язані з вибором і застосуванням інноваційних матеріалів. Підвищення енергоефективності є критично важливим завданням, яке тісно корелює зі зменшенням маси конструкцій та прямо Сучасні несівні елементи, зокрема опори трюмних кришок, остови обладнання, анкерні зв'язки, вали, рами, кузови та осі, експлуатуються в умовах зростаючих навантажень і агресивних середовищ. Це вимагає від матеріалів високої втомної міцності, корозійної стійкості та зносостійкості. Як основні методи, що забезпечують розв'язання поставленого завдання, розглянути: використання легких сплавів та високоміцних сталей; застосування композиційних та гібридних матеріали; впровадження адитивних технологій; наноструктурувана модифікація поверхневого шару шляхом використання лазерної, ультразвукової або плазмової обробки; використання матеріалів з високою питомою енергією та потужністю; впровадження водневих та термостійких матеріалів. Зазначені технології розглянуті у сукупності з проблемою забезпечення екологічності та ресурсозбереження. Шляхом аналітичного аналізу визначено, що високоміцні сталі, алюмінієві та композитні матеріали забезпечують оптимізацію масогабаритних параметрів несівних елементів; модифікація поверхонь нанопокриттями та лазерними технологіями значно підвищує зносостійкість і довговічність конструкцій, що є критичним для ключових несівних вузлів; нові літієві та твердотільні матеріали для систем енергозабезпечення сприяють розвитку гібридного та електричного транспорту, вимагаючи комплексного підходу до проєктування конструкцій.

Ключові слова: довговічність, засоби транспорту, зносостійкість, композитні матеріали, модифікація поверхонь, нанопокриття, несівні елементи, системи енергозабезпечення.

Fomin O.V., Ivanchenko D.A., Melnyk O.M., Fomina A.M., Khairov S.D.

Materials science trends in improving load-bearing elements and energy supply systems of transport vehicles

The current trends aimed at improving load-bearing elements and energy supply systems of transport are considered. It is noted that the rapid development of the transport industry requires a constant increase in its efficiency, reliability and environmental friendliness. The main problems facing transport engineering are directly related to the selection and use of innovative materials. Increasing energy efficiency is a critically important task that is closely correlated with reducing the mass of structures and directly Modern load-bearing elements, in particular, bilge cover supports, equipment frames, anchorages, shafts, frames, bodies and axles, are operated under conditions of increasing loads and aggressive environments.

This requires materials to have high fatigue strength, corrosion resistance and wear resistance. The following main methods that ensure the solution of the task are considered: the use of light alloys and high-strength steels; the use of composite and hybrid materials; introduction of additive technologies; nanostructured modification of the surface layer using laser, ultrasonic or plasma processing; use of materials with high specific energy and power; introduction of hydrogen and heat-resistant materials. These technologies are considered in conjunction with the problem of ensuring environmental friendliness and resource conservation. Through analytical analysis, it was determined that high-strength steels, aluminum and composite materials provide optimization of the mass-dimensional parameters of load-bearing elements; modification of surfaces with nanocoatings and laser technologies significantly increases the wear resistance and durability of structures, which is critical for key load-bearing nodes; new lithium and solid-state materials for energy supply systems contribute to the development of hybrid and electric transport, requiring an integrated approach to the design of structures.

Keywords: composite materials, durability, energy supply systems, load-bearing elements, means of transport, nanocoating, surface modification, wear resistance

Фомін О.В., Лямзін А.О., Турпак С.М., Лопатюк С.П., Черкашин О.П.
Синергетичний підхід до використання комп'ютерної графіки в аналізі транспортних систем і технологій

Дослідження розробляє теоретико-методологічні засади застосування синергетичного підходу до використання комп'ютерної графіки в аналізі складних, нелінійних та самоорганізуючих транспортних систем і технологій. Актуальність роботи зумовлена тим, що традиційні методи не враховують нелінійні ефекти та колективну поведінку, що призводить до неточних прогнозів. Метою є підвищення ефективності моделювання та прогнозування шляхом поєднання теорії синергетики (розгляд системи як самоорганізуючої структури) з практичними можливостями комп'ютерної графіки (візуалізація, моделювання, рендеринг). Цей синергетичний підхід реалізується через чотири ключові аспекти: візуалізація та аналіз даних у реальному часі (теплові карти заторів, моніторинг небезпек), що поєднує візуальне сприйняття людини та обчислювальну потужність. Імітаційне моделювання та створення віртуального цифрового двійника для "що, якщо..." аналізу та візуалізації емерджентних явищ, як-от несподівані затори. Інтелектуальні транспортні системи та доповнена реальність що використовують графічні елементи для навігації та оперативного прийняття рішень, проектування (Digital Twins) для спільної оцінки впливу змін інфраструктури в єдиному віртуальному просторі. Висновки підтверджують, що існуючий графічний інструментарій недостатньо відображає синергетичні властивості, такі як біфуркації та самоорганізація. Апробація показала, що застосування синергетичного графічного аналізу підвищує точність прогнозування критичних

ситуацій на 20…30 % порівняно з традиційними методами. Результати створюють основу для нового покоління інтелектуальних інструментів підтримки прийняття рішень.

Ключові слова: синергетичний підхід, комп'ютерна графіка, транспортні системи, візуалізація даних, імітаційне моделювання, цифровий двійник, інтелектуальні транспортні системи, нелінійність, самоорганізація.

Fomin O.V., Liamzin A.O., Turpak S.M., Lopatiuk S.P., Cherkashyn O.P.
Synergetic approach to the use of computer graphics in the analysis of transport systems and technologies

This research develops the theoretical and methodological foundations for applying a synergetic approach to the use of computer graphics in the analysis of complex, non-linear, and self-organizing transport systems and technologies. The study is timely because traditional methods fail to account for non-linear effects and collective behavior, leading to inaccurate forecasting. The objective is to improve the efficiency of modeling and forecasting by combining synergetics (viewing the system as a self-organizing structure) with the practical capabilities of computer graphics (visualization, modeling, rendering). This synergetic approach is realized through four key aspects: Real-time Data Visualization and Analysis (congestion heat maps, accident monitoring), combining human visual perception with computational power. Simulation Modeling and the creation of a Virtual Digital Twin for "what if..." analysis and visualizing emergent phenomena, such as unexpected traffic jams. Intelligent Transport Systems and Augmented Reality, utilizing graphical elements for navigation and operational decision-making. Design (Digital Twins) for the collaborative assessment of infrastructure changes within a unified virtual space. Conclusions confirm that the existing graphical toolkit is inadequate for displaying synergetic properties like bifurcations and self-organization. The approbation demonstrated that using synergetic graphic analysis increases the accuracy of critical situation forecasting by 20–30 % compared to traditional methods. The results lay the foundation for a new generation of intelligent decision support tools.

Keywords: synergetic approach, computer graphics, transport systems, data visualization, simulation modeling, digital twin, intelligent transport systems, non-linearity, self-organization.

Чимшир В.І., Разінкін Р.О.
Аналіз показників системи діагностування моторного мастила суднових довгоходових дизелів

Розглянуті питання щодо особливості експлуатації систем циліндрового мащення суднових довгоходових дизелів. Наведено склад систем циліндрового мащення та визначені основні характеристики моторного мастила, що використовується в цих системах. Зазначено, що якість процесу мащення циліндрової групи суднових довго ходових дизелів оцінюється за питомою витратою мастила залежно від вмісту сірки у паливі – ACC-фактора

(Adaptable Cylinder oil Control); питомою витратою мастила на мащення циліндрової групи залежно від потужності дизеля – FR (Feed Rate); лужному числу мастила (Total Base Number – TBN чи BN), взятому з підпоршневого простору дизеля; кількістю металевих частинок (Particle Quantity Index – PQI) у мастилі, взятому із підпоршневого простору дизеля. Також зазначено, що циліндрова група дизелів відноситься до об'єктів постійного контролю технічного стану. У сучасних умовах експлуатації суднових дизелів виконання частих візуальних інспекцій циліндрових втулок не завжди видається можливим. Перш за все, це пов'язано з періодом невпинної роботи головних двигунів морських суден, а також – з великими затратами на їх виконання. Тому для діагностування технічного стану циліндрової групи застосовуються непрямі методи. Найпоширенішим і доступним для умов морського судна є визначення лужного числа і кількості металевих домішок в мастилі, взятому з підпоршневих просторів дизеля. Якість процесу мащення циліндрової групи суднових довгоходових дизелів оцінюється не лише за показниками моторного мастила, взятого з підпоршневого простору дизеля (до яких перш за все відносяться лужне число BN та кількість металевих частинок PQI), але також за значеннями питомій витрати мастила залежно від вмісту сірки у паливі – ACC-фактора та питомій витраті мастила на мащення циліндрової групи залежно від потужності дизеля – FR. Саме за цими показниками найбільш ефективно та ціліподібно виконувати діагностування моторного мастила суднових довгоходових дизелів.

Ключові слова: діагностування технічного стану, загальне лужне число, мащення суднових дизелів, морський транспорт, моторне мастило, система циліндрового мащення, суднова енергетична установка, судновий дизель.

Chymshyr V.I., Razinkin R.O. **Analysis of the indicators of the engine oil diagnostics system for long-haul marine diesel engines**

The issues regarding the peculiarities of the operation of cylinder lubrication systems for long-haul marine diesel engines are considered. The composition of cylinder lubrication systems is given and the main characteristics of the engine oil used in these systems are determined. It is noted that the quality of the lubrication process of the cylinder group of long-haul marine diesel engines is assessed by the specific oil consumption depending on the sulfur content in the fuel – ACC factor (Adaptable Cylinder oil Control); the specific oil consumption for cylinder group lubrication depending on the diesel engine power – FR (Feed Rate); the base number of the oil (Total Base Number – TBN or BN), taken from the sub-piston space of the diesel engine; the number of metal particles (Particle Quantity Index – PQI) in the oil, taken from the sub-piston space of the diesel engine. It is also noted that the cylinder group of diesel engines is an object of constant technical condition control. In modern operating conditions of marine diesel engines, frequent visual inspections of cylinder liners do not always seem possible. First of all, this is due to the period of continuous operation of the main engines of marine

vessels, as well as the high costs of their implementation. Therefore, indirect methods are used to diagnose the technical condition of the cylinder group. The most common and accessible for the conditions of a marine vessel is the determination of the alkaline number and the amount of metal impurities in the lubricant taken from the sub-piston spaces of the diesel engine. The quality of the lubrication process of the cylinder group of marine long-range diesel engines is assessed not only by the indicators of the motor lubricant taken from the sub-piston space of the diesel engine (which primarily include the alkaline number BN and the amount of metal particles PQI), but also by the values of the specific lubricant consumption depending on the sulfur content in the fuel – ACC factor and the specific lubricant consumption for lubrication of the cylinder group depending on the diesel engine power – FR. It is according to these indicators that it is most effective and comprehensive to diagnose the engine oil of marine long-range diesel engines.

Keywords: cylinder lubrication system, diagnostics of technical condition, engine oil, lubrication of marine diesel engines, marine diesel, marine power plant, maritime transport, total base number.

Хлієва О.Я., Константінов О. І. **Аналіз ефективності системи на основі органічного циклу ренкіна для утилізації теплоти охолоджувальної води двигуна Wärtsilä 12V46F за різних навантажень**

Посилення вимог IMO щодо показників EEDI/EEXI, індексу вуглецевої інтенсивності CII та реалізації Стратегії IMO-2023 зі скорочення викидів парникових газів зумовлює потребу в глибокій утилізації теплоти суднових енергетичних установок. Перспективним напрямом є використання органічного циклу Ренкіна (ORC) для перетворення низько- та середньотемпературної скидної теплоти у додаткову електричну потужність. Метою роботи є енергетичний аналіз суднової установки на основі регенеративного ORC з пентаном як робочим тілом, що живиться теплотою води високотемпературного контуру (ВТ) охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F при навантаженнях 50–100 % MCR і різних значеннях температури забортної води. На основі даних теплового балансу двигуна та методики коригування режимів охолодження наддувного повітря за ISO 3046-1 побудовано залежності кількості скидної теплоти, температури і витрати води ВТ контуру на вході в ORC-систему від навантаження двигуна. Показано, що при зниженні навантаження з 100 до 50 % витрата води на вході в ORC зменшується з 50,6 до 46,0 кг/с, а її температура – з 91,5 до 83,8 °С, що призводить до зниження продуктивності та ефективності ORC системи. Встановлено, що ККД ORC системи зменшується відносно незначно при зменшенні навантаження на двигун з 50 до 100%, але суттєво залежить як від навантаження, так і від температури забортної води. При 100 % навантаженні з підвищенням температури забортної води від 2 до 30 °С потужність знижується з 659 до 353

кВт, а при одночасному зменшенні навантаження до 50 % – до 158 кВт. Показано, що діапазон зміни вихідної електричної потужності ORC системи дуже широкий, що потребує подальшого екологічного та економічного аналізу режимів роботи установки в умовах реального експлуатаційного профілю судна.

Ключові слова: суднова енергетична установка; утилізація вторинної теплоти; органічний цикл Ренкіна; термодинамічний аналіз; енергоефективність

Khlieva O.Ya., Konstantinov O.I. **Efficiency analysis of an Organic Rankine Cycle system for waste-heat recovery from the cooling water of a Wärtsilä 12V46F engine at different loads**

The tightening of IMO requirements regarding the EEDI/EEXI indices, the Carbon Intensity Indicator (CII) and the implementation of the 2023 IMO GHG Strategy create a need for deep waste-heat recovery in marine ship power plants. A promising approach is the use of the Organic Rankine Cycle (ORC) to convert low- and medium-temperature waste heat into additional electric power. The aim of this study is an energy analysis of a marine plant based on a regenerative ORC with pentane as the working fluid, supplied by heat from the high-temperature (HT) cooling-water circuit of a Wärtsilä 12V46F engine operating at 50–100 % MCR and at different seawater temperatures. Based on the engine heat-balance data and the ISO 3046-1 method for correcting the charge-air cooling conditions, dependencies were obtained for the amount of waste heat, temperature and mass flow rate of the HT cooling water at the ORC inlet as functions of engine load. It is shown that when the load is reduced from 100 to 50 %, the water mass flow rate at the ORC inlet decreases from 50.6 to 46.0 kg/s, while its temperature drops from 91.5 to 83.8 °C, which leads to a reduction in both the capacity and efficiency of the ORC system. It is found that the thermal efficiency of the ORC system decreases only slightly as the engine load is reduced from 100 to 50 %, whereas the net electric power output is strongly dependent on both engine load and seawater temperature. At 100 % load, when the seawater temperature increases from 2 to 30 °C, the net power output decreases from 659 to 353 kW, and with a simultaneous reduction in engine load to 50 % at 30 °C seawater temperature it falls to 158 kW. The very wide range of variation in the ORC electric power output indicates the need for further environmental and economic analysis of operating modes under realistic ship operating profiles.

Keywords: ship power plant, waste heat recovery; *Organic Rankine Cycle*; thermodynamic analysis; energy efficiency

Богач В.М., Колєгаєв М.О., Довіденко Ю.М. **Особливості подачі оливи до циліндрів сучасних суднових дизельних двигунів**

Публікація присвячена вирішенню актуальної проблеми підвищення ефективності роботи суднових дизулів шляхом дослідження руху мастила

при мащенні їх циліндрів. У роботі виконано аналіз стану питання по досліджуваній проблемі, в результаті якого визначені основні недоліки процесу мащення циліндрів суднових дизелів.

Проведено дослідження з вивчення процесів мащення циліндрів суднових двигунів, що дозволило отримати уявлення про загальну продуктивність цих систем. При цьому використані такі сучасні методи дослідження як осцилографування і швидкісна кінозйомка.

Дослідженнями встановлено, що процес витікання масла в циліндр формується в частині мастильного каналу, яка розміщена між торцем штуцера та дзеркалом циліндра і доволі часто супроводжується загальним для всіх двигунів явищем «виштовхування» масла газами на відстані, що перевищують зазор між поршнем та дзеркалом циліндрові втулки.

Визначено характеристики процесу мащення, та їх взаємозв'язок з конструкцією змащувальних пристроїв. Експериментально підтверджено вплив геометричних параметрів каналів на характеристики процесу витікання масла в циліндр і в кінцевому результаті на ефективність його використання в двигуні.

Ключові слова: судновий дизель, система мащення, змащувальний канал, процес мащення, циліндр, поршень, поршневе кільце.

Bogach V.M., Kolegayev M.O., Dovidenko Yu.M. **Features of oil supply to the cylinders of modern marine diesel engines**

The publication is devoted to solving the urgent problem of increasing the efficiency of marine diesel engines by studying the movement of lubricant during lubrication of their cylinders. The paper analyzes the state of the issue on the problem under study, as a result of which the main shortcomings of the process of lubricating cylinders of marine diesel engines are identified.

A study was conducted to study the processes of lubricating cylinders of marine engines, which allowed to get an idea of the overall performance of these systems. In this case, such modern research methods as oscillography and high-speed filming were used.

The studies established that the process of oil leakage into the cylinder is formed in the part of the lubrication channel, which is located between the end of the fitting and the cylinder mirror and is quite often accompanied by the phenomenon common to all engines of "pushing out" oil by gases at a distance exceeding the gap between the piston and the cylinder liner mirror.

The characteristics of the lubrication process and their relationship with the design of lubricating devices are determined. The influence of the geometric parameters of the channels on the characteristics of the oil flow process into the cylinder and ultimately on the efficiency of its use in the engine has been experimentally confirmed.

Keywords: marine diesel, lubrication system, lubrication channel, lubrication process, cylinder, piston, piston ring.

Кар'янський С. **Проблеми та рішення при експлуатації джек-ап барж та бурових барж**

У роботі систематизовано сучасні технічні та експлуатаційні проблеми, характерні для джек-ап барж і буксований/якірних бурових барж, що застосовуються у морській нафтовій і газовій промисловості. Розглянуто вплив агресивного морського середовища, зокрема корозійного руйнування в зоні чергування смачування й висихання, а також вплив циклічних гідродинамічних навантажень від хвиль, вітру і вібрацій бурильного інструмента на шляхи розвитку втомних тріщин і зниження несучої здатності конструкцій. Окрему увагу приділено ризикам непередбаченої взаємодії з ґрунтом (таким як «punch-through»), помилкам позиціювання і відмовам систем підйому, що можуть спричиняти асиметричне навантаження, крен платформи та зупинку робіт. Також проаналізовано проблеми обмеженого доступу для інспекцій і ремонту, що посилюють реактивний характер технічного обслуговування, та традиційні екологічні і пожежно-вибухові ризики, зокрема ймовірність blowout і забруднення паливними/гідравлічними рідинами. Запропоновано комплекс сучасних інженерних рішень і організаційних заходів для підвищення надійності й продовження ресурсу платформ. Серед них: багаторівнева корозійна захистка (катодний захист, високонаповнені епоксидні ґрунти та поліуретанові покриття, використання корозійно-стійких сплавів і перспективних самовідновлювальних покриттів); вдосконалені системи підйому з резервуванням приводів, автоматизованим вирівнюванням і датчиками навантаження; впровадження інтегрованого моніторингу стану з використанням strain-гейджів, акселерометрів, корозійних пробників і SCADA; застосування цифрових двійників і предиктивної аналітики для прогнозування часу до відмови й оптимізації технічного обслуговування; стандартизація інспекційних процедур, роботизовані огляди та незалежні аудит-перевірки. Тільки системний підхід, що поєднує інженерні модернізації, цифрові технології і належну організацію технічного обслуговування, дозволить значно знизити ризики, зменшити непланові простої і забезпечити безпечну й стійку експлуатацію джек-ап і бурових барж.

Ключові слова: безпека, бурова баржа, джек-ап баржа, корозія, моніторинг, офшорна експлуатація, стійкість, технічне обслуговування

Karianskyi S. **Problems and Solutions in the Operation of Jack-Up and Drilling Barges**

This paper presents a comprehensive review of contemporary technical and operational challenges faced by jack-up platforms and anchored/drilling barges used in offshore oil and gas operations. The study examines the mechanisms by which marine corrosion, especially in the splash and submerged zones, together with cyclic hydrodynamic loading from waves and wind, and operational vibrations from drilling equipment, contribute to material loss, initiation and propaga-

tion of fatigue cracks, and progressive reduction of structural capacity. It also analyses geotechnical interaction issues, notably differential leg penetration and punch-through events, and the hazards stemming from jacking system faults, desynchronization of leg movements, and positioning or mooring failures that can induce platform tilt and operational interruption. Limitations in maintenance access, confined deck arrangements and the predominantly reactive inspection regimes are identified as factors increasing the likelihood of undetected damage and emergency repairs. Environmental and safety risks, including blowouts, hydrocarbon leaks and fires, are discussed with reference to historical incidents and failure modes. To mitigate these risks, the paper outlines a set of engineering and procedural measures: multi-layer corrosion protection combining cathodic systems and advanced coating systems, use of corrosion-resistant materials and emerging self-healing coatings; enhanced jacking and leveling systems with redundancy, real-time leg load sensing and automated equalization; comprehensive condition monitoring using strain gauges, accelerometers, corrosion probes and SCADA integration; adoption of digital twin technology and predictive analytics to forecast component degradation and optimize condition-based maintenance; standardized inspection protocols, robotic inspection tools and independent audits to ensure compliance. The integration of robust corrosion protection, system redundancy, continuous digital monitoring and predictive maintenance strategies, supported by standardized operational procedures, is essential to extend service life, reduce unplanned downtime and improve the safety and resilience of offshore jack-up and drilling barge operations.

Keywords: corrosion, drilling barge, jack-up barge, maintenance, monitoring, offshore operation, safety, stability.

Журавльов Ю.І., Корх М.В. **Розробка моделі процесу руйнування колінчастих валів суднових дизельних двигунів з урахуванням їхнього напружено-деформованого стану**

У статті розглянуто проблеми з якістю колінчастих валів, проаналізовано причини їхнього виходу з ладу. Показано, що відмова втоми є найбільш поширеною причиною пошкодження колінчастого валу, особливо сталевого-порядку 70% всіх відмов. Також показано, що аналіз досліджень колінчастих валів включає: діагностику на наявність дефектів, наприклад, зносу, подряпин, задирів і биття, з використанням магнітопорошкового і ультразвукового контролю. Одночасно проводяться дослідження на відповідність технічним вимогам, наприклад, перевірка геометрії шийок (овальність, конусність), та аналіз причин зношування для подальшого відновлення валу методами шліфування або відновлення різьблення та шпонкових пазів. Детально розглянуто напружено-деформований стан відновленого великогабаритного колінчастого валу, що зазнає вагомих навантажень. Встановлено, що найчастіше втомне руйнування валу відбувається по щоці в зоні пере-

криття шатунних і корінних шийок. Розроблено плоску модель кривошипу колінчастого валу і схему визначення зусиль.

Також представлений характер руйнування шийки колінчастого валу в результаті його експлуатації та класична розрахункова схема колінчастого валу. На підставі методу кінцевих елементів розроблені двовимірні фізична та математична моделі кривошипу для визначення внутрішніх напруг. Отримано розрахункові результати, що підтверджують статистику руйнування реальної деталі в експлуатації. Також запропоновано оригінальну модель кривошипу у вигляді стрижневої системи, яка дозволила розрахувати розподіл внутрішніх зусиль у зоні перекриття шатунної та корінної шийок. Отримано макроструктуру зламу в щоці при переході із зони розвитку втомної тріщини в зону тендітного руйнування та макроструктуру поперечного зламу шийки, ілюструючи зону розвитку втомної тріщини.

Ключові слова: колінчастий вал, відмова втоми, напружено-деформований стан, модель кривошипа, втомна тріщина.

Zhuravlov Yu.I., Korkh M. V. **Development of a model for the destruction process of crankshafts of marine diesel engines taking into account their stress-strain state**

Developing a Model for the Failure Process of Marine Diesel Engine Crankshafts Taking into Account Their Stress-Strain State

This article examines crankshaft quality issues and analyzes the causes of their failure. It is shown that fatigue failure is the most common cause of crankshaft damage, particularly for steel crankshafts, accounting for approximately 70% of all failures. It is also shown that crankshaft analysis includes diagnostics for defects such as wear, scratches, scoring, and runout using magnetic particle and ultrasonic testing. Simultaneously, tests are conducted to ensure compliance with technical requirements, such as checking journal geometry (out-of-roundness, taper), and analyzing the causes of wear for subsequent shaft refurbishment using grinding or thread and keyway restoration. The stress-strain state of a refurbished large crankshaft subjected to alternating loads is examined in detail. It has been established that fatigue failure of the crankshaft most frequently occurs along the cheek in the overlap zone of the connecting rod and main journals. A flat model of the crankshaft crank and a diagram for determining the forces have been developed.

The nature of crankshaft journal failure during operation and a classical crankshaft calculation scheme are also presented. Using the finite element method, two-dimensional physical and mathematical models of the crank were developed to determine internal stresses. The calculated results confirm the failure statistics of the actual component in operation. A unique crank model in the form of a rod system was also proposed, allowing for the calculation of the distribution of internal forces in the overlap zone of the connecting rod and main journals. The macrostructure of the cheek fracture at the transition from the fatigue crack

development zone to the brittle fracture zone and the macrostructure of the transverse journal fracture were obtained, illustrating the fatigue crack development zone.

Key words: crankshaft, fatigue failure, stress-strain state, crank model, fatigue crack.

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕННЯ І ПОДАННЯ РУКОПИСІВ ДЛЯ ЗБІРНИКА «СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ»

Науково-технічний збірник національного університету «Одеська морська академія» «Суднові енергетичні установки» є науковим виданням, в якому можуть публікуватись основні результати дисертаційних робіт зі спеціальностей 271 «Морський та внутрішній водний транспорт» та 275 «Транспортні технології (за видами)».

Стаття повинна відповідати правилам оформлення наукових статей і містити постановку проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими або практичними завданнями, аналіз останніх досліджень і публікацій за темою статті, формулювання цілей статті (постановку завдання), виклад основного матеріалу з необхідними обґрунтуваннями, висновки та перспективи подальших досліджень.

Рукопис подається на електронному носії у форматі *.doc з паперовою копією і рефератами на українській та англійській мовах, підписаною всіма авторами, з контактною інформацією: адреси, телефони. Обсяг статті — до 0,5 авторського аркуша з урахуванням ілюстрацій, підрисункових підписів і реферату.

Реферат двома мовами – українською та англійською – наводиться наприкінці рукопису та повінен містити: ФІО авторів, назву статті, скорочений зміст та ключові слова. Обсяг реферату кожною мово ю повинен складати не менше 1800 знаків (з пробелами), включаючи ключові слова.

Формат паперу А5 (148×210) Усі поля — 16 мм. Текст - через 1 інтервал, Times New Roman, 11 пт; таблиці, заголовки таблиць, підрисункові підписи — 10 пт.

На першій сторінці рукопису повинні бути вказані наступні елементи: ФІО авторів; найменування закладу, в якому виконувалася робота; назва статті. Заголовок статті оформляти за стилем Заголовок 1, кегль 11 пт, без переносу слів, усі прописні.

При необхідності робиться перенос тексту, але не в заголовку статті.

Усі формули повинні бути набрані в Mathtype. Змінні, функції, вектори, матриці і т.п. оформляються латинським шрифтом. Змінні виконуються похилим шрифтом, вектори — напівжирним, без нахилу; грецькі символи — у всіх випадках без нахилу; індекси: латинські — з нахилом, кириличні — без нахилу. Розміри в Mathtype: основ-

ний — 11 пт, збільшений — 16,5 пт, індекс — 7 пт, субіндекс — 6 пт. Нумеруються тільки ті формули, на які є посилання в тексті. Формули відділяються від тексту рядками висотою 2 пт. Одиниці фізичних величин повинні відповідати ДСТУ 3651.0-97, ДСТУ 3651.1-97, ДСТУ 3651.2-97 "Метрологія. Одиниці фізичних величин" і мати загальноприйняті позначення.

Таблиці слід розташовувати на одній сторінці крім випадків, коли таблиця займає більше 1 сторінки. Заголовок — 10 пт, без переносу, інтервал перед — 8 пт, після — 2 пт, основний шрифт таблиці — 10 пт.

Рисунки відділяються від тексту зверху інтервалом 8 пт, від назви — 2 пт. Назва рисунку — кегль 10 пт, без переносу, інтервал після — 8 пт. На всі таблиці і рисунки повинні бути посилання в тексті статті у скороченому вигляді (рис., табл.).

Ілюстрації, які підготовлені в графічних редакторах, додаються в якості окремих файлів у вихідному форматі. Розмір написів повинен забезпечувати їхню читаність (8-10 пт).

Посилання на літературні джерела у тексті оформлюються у квадратних дужках з вказанням номера джерела.

Бібліографічний опис оформлюється з урахуванням Національного стандарту України ДСТУ 8302:2015 «Інформація та документація. Бібліографічне посилання. Загальні положення та правила складання».

Приклад оформлення списку літератури наведено нижче:

Книги одного, двох або трьох авторів

Заблоцький Ю.В., Сагін С.В. Робочий цикл суднових двигунів внутрішнього згоряння. Теорія та розрахунок основних параметрів: навчальний посібник. Одеса: НУ «ОМА», 2018. 108 с.

Книги чотирьох і більше авторів

Колегаєв М.О., Парменова Д.Г., Мамкічев М.А., Ніколаєва Г.В., Розлуцький О.М., Роман Г.Г., Сваричевська А.П., Осадчук Д.Д. Безпека та охорона на морі: навчальний посібник. Одеса: Фенікс, 2020. 832 с.

або

Безпека та охорона на морі: навчальний посібник / М.О. Колегаєв та ін. Одеса: Фенікс, 2020. 832 с.

Стаття у періодичному виданні, розділ книги

Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів. *Суднові енергетичні установк.*

2021. Вип. 43. С. 69-80. https://doi.org/10.31653/smf343.2021.69-80.

Shestopalov K., Khliyeva O., Ierin V., Konstantinov O., Khliiev N., Neng G., Kozminykh M. Novel marine ejector-compression waste heat-driven refrigeration system: technical possibilities and environmental advantages. *International Journal of Refrigeration*. 2024. Vol. 158. P. 202-215. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.11.015

Праці конференції

Голіков В.А., Данілов К.С., Сінюта К.О. Експлуатація і ремонт транспортних засобів морського та річкового флоту. *Науково-техн. конф. «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт»*, Одеса, 22-23 березня 2023 р. Одеса: НУ "ОМА". С. 10-13.

Дисертації

Будашко В. В. Підвищення ефективності функціонування суднових енергетичних установок комбінованих пропульсивних комплексів: дис. …. д-ра техн. наук: 05.22.20. Одеса, 2017. 422 с.

Законодавча та нормативна документація, стандарти

Міжнародна конвенція про підготовку і дипломування моряків та несення вахти 1978 року (консолідований текст з манільскими поправками). К.: ВПК «Експрес-Поліграф», 2012. 568 с.

ДСТУ 7152:2010 (ISO 8:2019, NEQ; ISO 18:1981, NEQ; ISO 215:1986, NEQ). Видання. Оформлення публікацій у журналах і збірниках. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2020. 11 с. (Інформація та документація)

Електронні ресурси

Marine Environment Protection Committee progress on GHG Strategy and next set of GHG reduction measures, adopts SOx control area. *International Maritame Organisation:* website. URL: https://www.imo.org/en/MediaCentre/PressBriefings/pages/MEPC-79.aspx (date: 01.12.2023)

Про освіту: Закон України від 01.07.2014 р. № 1556-VII. Дата оновлення: 28.09.2018. URL:http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/1556-18 (дата звернення: 15.11.2018).

Контактна інформація - e-mail: ivanovich1zh@gmail.com

Суднові енергетичні установки:
науково-технічний збірник.
Випуск 51.

Підписано до друку 30.10.2025. Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 11,20. Наклад 100. Зам. № И12-12 52.

НУОМА, центр „Видавінформ”
Свідчення ДК № 1292 від 20.03.2003
65029, м. Одеса, вул. Дидрихсона, 8
тел./факс: 048-234-14-12
publish@ma.odessa.ua