

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

Вступ

Міжнародна морська організація (ІМО) 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 СІІ та Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP), які спрямовані на зниження питомих викидів CO₂ при перевезенні вантажів [1-3].

У 2023 р. ІМО ухвалила оновлену Стратегію зі скорочення викидів парникових газів у судноплаванні [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/EEEXI і СП 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], середньообертові суднові чотиритактні дизельні двигуни Wärtsilä 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 подібний опис двигунів серії Wärtsilä 46F [12, 13], що також посприяло вибору саме Wärtsilä 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 теплою водою охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F, її загальна ефективність на 6,9...10,8 % вище, ніж для нерегенеративного ORC. Тому для аналізу прийняте схемне рішення 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 насоса прийнятий рівним 0,5 на основі даних, наведених у роботах [15, 16].

- Найменший температурний напір у теплообмінниках - pinch point - прийнятий рівним $\Delta T_{pp}=5$ 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 Wärtsilä 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].

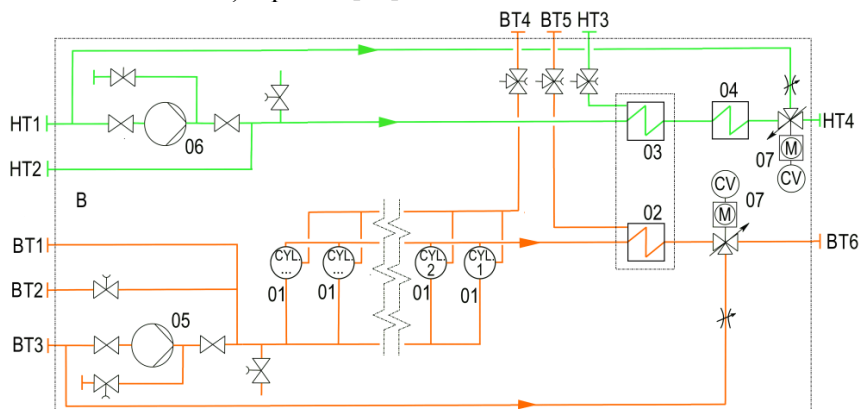


Рисунок 1. Система охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F прісною водою: 01 – головка циліндра, 02 та 03 – охолоджувачі надувного повітря, 04 – охолоджувач мастила, 05 та 06 – насоси подачі води

(з приводом 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 – злив 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 Wärtsilä 12V46F надаються лише при 100% навантаженні.

Рис. 2.а схематично та спрощено демонструє енергетичний баланс суднового двигуна Wärtsilä 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 заборотної води). З рис. 2 видно, що в корисну теплоту у вигляді електроенергії переходить приблизно 1,5 % первинної енергії палива.

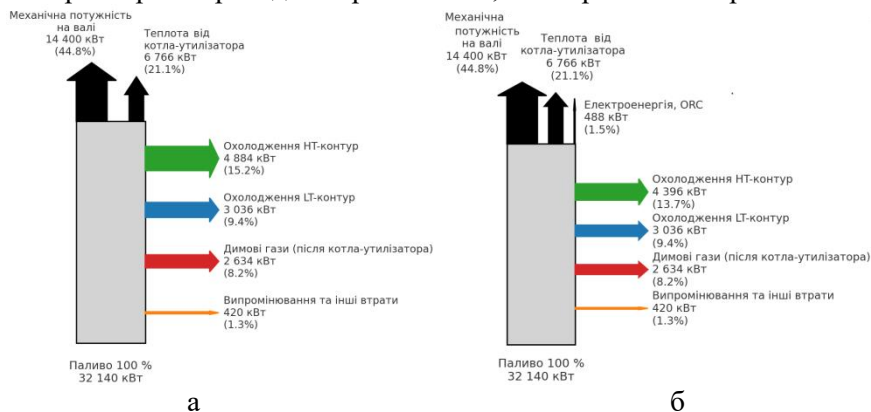


Рис. 2. Спрощена діаграма енергетичних потоків для двигуна Wärtsilä 12V46F при навантаження 100 %

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 Wärtsilä 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 Wärtsilä 46F надувне повітря на першій ступені охолоджується водою високотемпературного (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-контур, з ростом навантаження на двигун збільшується практично лінійно у діапазоні навантажень 50...100 %, але сублінійно на малих

навантаженнях (завдяки нижчій температурі після компресора та меншій витраті повітря). Виробник не надає криві по навантаженню для теплоти, що відводиться від надувного повітря. З метою отримання залежності кількості теплоти, що відводиться з водою високо-температурного 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 надувного повітря при сталих температурах у повірхоохолоджувачі відповідно стандарту ISO 3046-1:2002 [21]. Результати для двох режимів двигуна (постійна та змінна частота обертання вала двигуна) наведені на рис. 3.

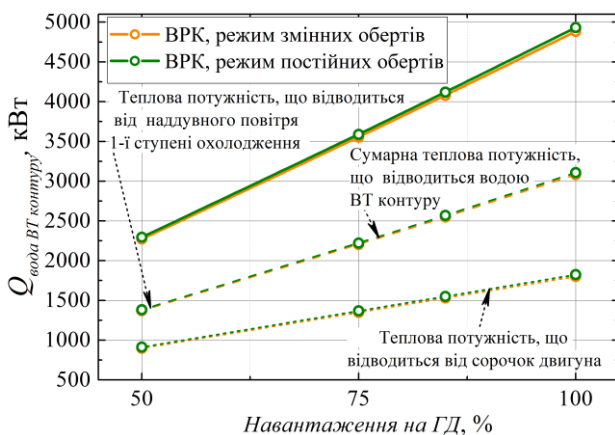


Рис. 3. Залежність теплоти, що відводиться від двигуна з водою ВТ контуру від навантаження на двигун Wärtsilä 12V46F

Слід відзначити, що відповідно [13] реальні значення складових теплового балансу можуть відхилятися ($\sim \pm 10\%$) 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 охолоджувачі 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 високо-температурного 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:

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

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 $\dot{m}_{\text{охл}}$) та байпас (масова витрата $\dot{m}_{\text{б}}$). Після змішування потік має температуру $t_{\text{вх}} = 74$ °С. Таким чином можна записати рівняння:

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

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

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

Витрата води через охолоджувач (або ORC систему):

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

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

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

З наведених вище рівнянь не може бути визначені однозначно $\dot{m}_{охл}$ та $t_{охл\ вих}$. 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 $t_{охл\ вих} \approx t_{зб} + 3...5^{\circ}\text{C}$. 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 $t_{6x} = 74^{\circ}\text{C}$. На MCR режимі (100 % навантаженні) у типового судового дизеля триходовий клапан більшу частину води (85...95 % від $\dot{m}_{ВТ}$) подає на охолоджувач, а байпас мінімальний. Виходячи з цього, приймаючи, що приблизно 10 % від $\dot{m}_{ВТ}$ байпасується при 100 % навантаженні на двигун, приймаємо температуру $t_{охл\ вих} = 72^{\circ}\text{C}$. Чим 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 $t_{охл\ вих} = 74^{\circ}\text{C}$ недопустима.

Прийнявши $t_{охл\ вих} = 72^{\circ}\text{C}$ 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 ($\dot{m}_{ВТ} = \dot{m}_{охл} + \dot{m}_{б}$) 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 $t_{вх}$ (що впливає на ККД циклу).

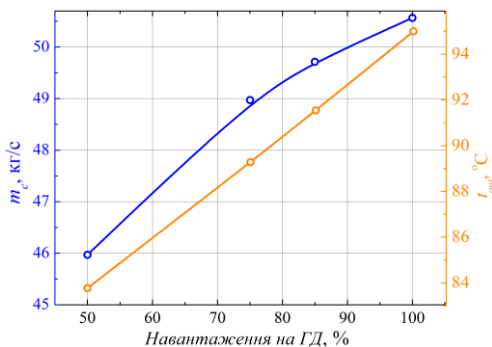


Рис. 4. Залежність масової витрати води ВТ контуру через охолоджувач (через ORC систему) та температури води ВТ контуру на вході в охолоджувач $t_{вх}$ від навантаження на двигун Wärtsila 12V46F

Аналіз ефективності 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 $t_{вх}$ та її витратою. Також враховувалася зміна температури заборотної води $t_{зв}$.

Як видно з рис. 5, ККД ORC системи несуттєво знижується зі зменшенням навантаження на двигун. Це зниження 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 заборотної води 2 °С та 3,7 % при температурі заборотної води 30 °С.

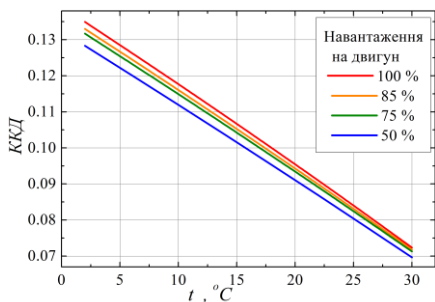


Рис. 5. Залежність ККД установки на основі ORC (робоче тіло – пентан) від температури заборотної води та навантаження на двигун Wärtsila 12V46F

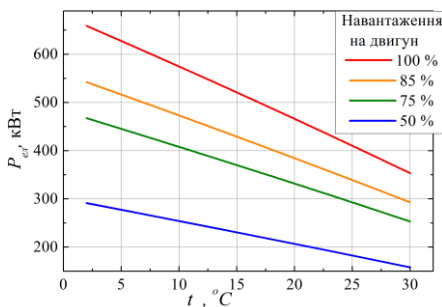


Рис. 6. Залежність вихідної електричної потужності установки на основі ORC (робоче тіло – пентан) від температури заборотної води та навантаження на двигун Wärtsila 12V46F

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 заборотної води 2 °C, електрична 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 заборотної води. Так, при 100 % навантаженні на двигун та збільшенні температури заборотної води з 2 до 30 °C вихідна електрична потужність ORC системи знижується з 659 кВт до 353 кВт. При самому несприятливому з розглянутих режимі (температура заборотної води з 30 °C та навантаження на двигун 50 %) вихідна електрична потужність складає 158 кВт.

З виконаного аналізу можна зробити загальний висновок, що вихідна потужність ORC системи, яка живиться 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 живиться 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 заборотної води (приймач теплоти) та змінному навантаженні на двигун.

На основі виконано аналізу отримано наступні висновки.

1. При зниженні навантаження на двигун Wärtsilä 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 °C до 83,8 °C. 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 заборотної води 2 °C та 3,7 % при температурі заборотної води 30 °C.

3. Продуктивність ORC системи по вихідній електричній потужності значно падає зі зниженням навантаження на двигун Wärtsilä 12V46F. При температурі заборотної води 2 °C, 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 заборотної води суттєво впливає на вихідну електричну потужність. При 100 % навантаженні на двигун та збільшенні температури заборотної води з 2 до 30 °C вихідна електрична потужність ORC системи знижується з 659 кВт до 353 кВт.

5. Вихідна потужність ORC системи, яка живиться водою охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F, може змінюватися більш ніж в 4 рази при зміні навантаження на двигун та температури заборотної 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., Константинов 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., Константинов О. І. Аналіз раціональної конфігурації термодинамічного 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. Wärtsilä “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.