

10.31653/smf50.2025.141-154

Хлієва О.Я., Константинов О. І.

Національний університет “Одеська морська академія”

**АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ УСТАНОВКИ НА ОСНОВІ ОРГАНІЧНОГО ЦИКЛУ РЕНКІНА НА РІЗНИХ РОБОЧИХ ТІЛАХ
ДЛЯ РЕКУПЕРАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВОДИ ОХОЛОДЖЕННЯ
ДВИГУНА WÄRTSILÄ 12V46F****Вступ**

Останніми роками пошуку раціональних схемних рішень та вивченню доцільності впровадження систем, що реалізують органічний цикл Ренкіна – Organic Rankin Cycle (ORC) – для рекуперації скидної теплоти судових енергетичних установок (СЕУ), привертається багато уваги [1–4]. На сьогодні парові турбіни для утилізації теплоти СЕУ вже є традиційними й їм все ж дається більше переваги виробниками та судновласниками, оскільки на торговельних судах простіше працювати з «класичним» водяним паром, ніж з «органічними» речовинами. Однак, турбіни на «органічних» речовинах все ж мають певні переваги, перш за все це вища ефективність при утилізації низько потенційної теплоти, коли температурного рівня недостатньо для забезпечення роботи класичної парової турбіни.

Першим судном, на якому у 2012 році була впроваджена така ORC система було m/v «Figaro» (заявлена електрична потужність 500 кВт) [5]. У подальшому такі системи потрохи впроваджуються (здебільшого як пілотні проекти) на нових судах. Після цього, у 2010-х на лайнерах Costa (Carnival Corp.) було проведено тестування ORC систем від Turboden. На сьогодні круїзні лайнери Fincantieri для Virgin Voyages, такі як Scarlet Lady (2020), Valiant Lady (2021), Resilient Lady (2022), Brilliant Lady (у процесі), усі оснащені Turboden ORC-установками потужністю порядку 1 МВт. Нові поромы Grimaldi Group, побудовані Fincantieri, були оснащені ORC-модулями. Окрім того, Wärtsilä та MAN Energy Solutions активно працюють над впровадженням та розробкою технологій на основі ORC для утилізації скидної теплоти СЕУ та вже встановлюють пілотні ORC-блоки на комерційні судна.

На сьогодні саме круїзні лайнери є найбільш перспективними для впровадження систем на основі ORC, тому що по перше мають високу потребу у електроенергії, по друге, великі круїзні компанії актив-

но просуваються себе як «зелені» й «екологічні» (наприклад, Virgin Voyages), по третє, використання ORC систем сприяє скороченню викидів забруднюючих речовин, що особливо важливо в зонах ЕСА (Emission Control Area), у четвертих, для великих пасажирських лайнерів ORC системи окупаються швидше, ніж на судах торговельного флоту. Перспективним є впровадження таких систем на LNG-танкерах та контейнеровозах, а також на інших типах суден.

Однак, ефективність роботи ORC системи залежить від багатьох факторів, включаючи обране джерело теплоти СЕУ, режим роботи СЕУ, параметри навколишнього середовища, тип робочого тіла. Таким чином, доцільність впровадження ORC системи є нетривіальною задачею, та вирішується окремо для кожного конкретного випадку. Для прийняття обґрунтованого рішення необхідно провести детальний аналіз, який враховує технічні особливості системи, капітальні та експлуатаційні витрати, очікувану економію для конкретних умов експлуатації системи, а також екологічні вимоги до судна.

Судновласники розглядають можливість встановлення ORC системи, якщо вона буде працювати щонайменше 5000-6000 годин на рік [6]. СЕУ судна не працює за постійним режимом, профіль експлуатації судна може змінюватися, а також змінюється температура заборотної води протягом року. Все це суттєво впливає на доцільність роботи ORC системи.

Щоб заохотити судновласників ширше використовувати ORC системи на судах слід обрати найбільш раціональне схемне рішення цієї системи для конкретного судна та обґрунтувати економічну та екологічну доцільність її встановлення.

У даній роботі заплановано виконати порівняльний енергетичний аналіз двох схемних рішень судової ORC системи, яка живиться низькопотенційною теплою води охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F. Ці двигуни знайшли широке застосування саме на пасажирських лайнерах. Низький потенціал води охолодження судових двигунів не використовується у повній мірі та може бути перспективним для ORC систем, однак при цьому конфігурація схемного рішення такої системи та обране робоче тіло будуть суттєво визначати їх ефективність. Тому потребують додаткового аналізу.

Вхідні дані та методи дослідження

В якості головного двигуна було прийнято чотирьохтактний двигун Wärtsilä 12V46F (14400 кВт). Система охолодження двигуна прісною водою поділяється на високотемпературний (НТ) і низько-

температурний (LT) контури та розглянута у попередній роботі авторів [4]. Вода HT контуру була прийнята як джерело теплоти для ORC установки.

Характеристики роботи двигуна Wärtsilä 12V46F прийняті відповідно до [7]. Інформація стосовно витрати води HT контуру в залежності від навантаження на двигун виробником не надається. Тому вона була оцінена з складових теплового балансу двигуна при 100 % навантаженні відповідно до наведених у [7] даних, з урахуванням того, що в елементах двигуна вода HT контуру нагрівається від 74 до 93 °С, та прийнята пропорційною навантаженню. Вхідні данні, а також і припущення, що були прийняті для аналізу, наведено нижче.

- Температура води HT контуру на вході в ORC систему прийнята рівною 74 °С.

- Температура води HT контуру на виході з ORC системи прийнята рівною 91...95 °С.

- Витрата води HT контуру при 100 % навантаженні 61,2 кг/с (на даному етапі дотиковий відбір води на інші потреби не розглядався).

- Температура заборотної води варіювалася в інтервалі 2...30 °С.

- Температура конденсації робочого тіла варіювалася в інтервалі 8...36 °С.

- Режим роботи ORC установки стаціонарний.

- Втрати тиску, втрати тепла в теплообмінниках і трубах не враховувалися.

- Ізоентропний ККД турбіни прийнятий рівним 0,7 [8].

- Механічний ККД турбіни прийнятий 0,98.

- ККД електрогенератора прийнятий 0,98.

- ККД живильного насосу прийнятий рівним 0,5 на основі експериментальних даних, наведених у роботі [9], а також власного експериментального досвіду [10]. Для шестеренного насоса ці величини слабо змінюються у широкому інтервалі робочих параметрів (окрім режиму з малими навантаженнями).

- Найменший температурний напір у теплообмінниках - pinch point - прийнятий рівним $\Delta T_{pp}=5$ К [4] для всіх теплообмінників, що аналізуються у роботі (теплообмінники з теплоносіями у газоподібному стані, які потребують більшого температурного напору, тут не розглядаються). Для підвищення ефективності ORC установки pinch point доцільно обирати мінімальною, однак при цьому площа теплообмінної поверхні та потужність насосів збільшуються, тому визна-

чення оптимального значення pinch point може розглядатися як окрема задача.

- Розрахунки виконувалися при навантаженні на двигун 75 %.
- Рух теплоносіїв у РТО приймався протитечію.

Розрахунок енергетичних характеристик органічного циклу Ренкіна виконувався за класичним підходом [11-13] з урахуванням теплофізичних властивостей води та робочих тіл [14]. При цьому метою було визначення такої температури кипіння робочого тіла для певних вхідних параметрів циклу (температур гарячої води на вході та виході, та конденсації), яка забезпечить прийнятну величину $\Delta T_{pp}=5$ К.

Вибір схемних рішень та робочих тіл

Для подальшого аналізу були розглянуті два схемних рішення, які базувалися на (рис. 1):

- термодинамічному циклі з одноступеневим розширенням робочого тілу в турбіні без регенерації теплоти у циклі;
- регенеративний термодинамічний цикл з одноступеневим розширенням робочого тілу в турбіні.

Рационально обраний регенеративний теплообмінник (РТО) є доволі простим та недорогим технічним рішенням для підвищення ефективності енергетичних установок на основі циклу Ренкіна [15]. Його застосування в судових ORC установках пропонується у ряді досліджень [2]. Хоча його наявність може створювати додатковий гідравлічний опір. В деяких роботах при аналізі судових ORC установок, що живляться теплою охолодження СЕУ та/або теплою газоподібних продуктів згорання, пропонується як базовий розглядати цикл без регенерації теплоти [3, 16]. Таким чином, однозначного рішення о доцільності застосування РТО немає, тому виникає потреба для кожного окремого схемного рішення та робочого тіла розглядати це питання окремо.

Принципова схема ORC системи з РТО (а) та без РТО (б), а також схематичне зображення ORC в T-s діаграмі, наведена на рис. 1. Вузлові точки на схемах та зображенні термодинамічного циклу відповідають одна одній.

Окрім схемного рішення на ефективність ORC установки буде оказувати суттєвий вплив рационально обране робоче тіло. Основні вимоги до робочого тіла установки, наступні [17, 18]: термодинамічні параметри (висока теплота випаровування, рациональна нормальна температура кипіння відносно температури джерела тепло-

ти); стабільність при високих температурах, сумісність з матеріалами, нетоксичність і негорючість; вартість і доступність на ринку; екологічні показники.

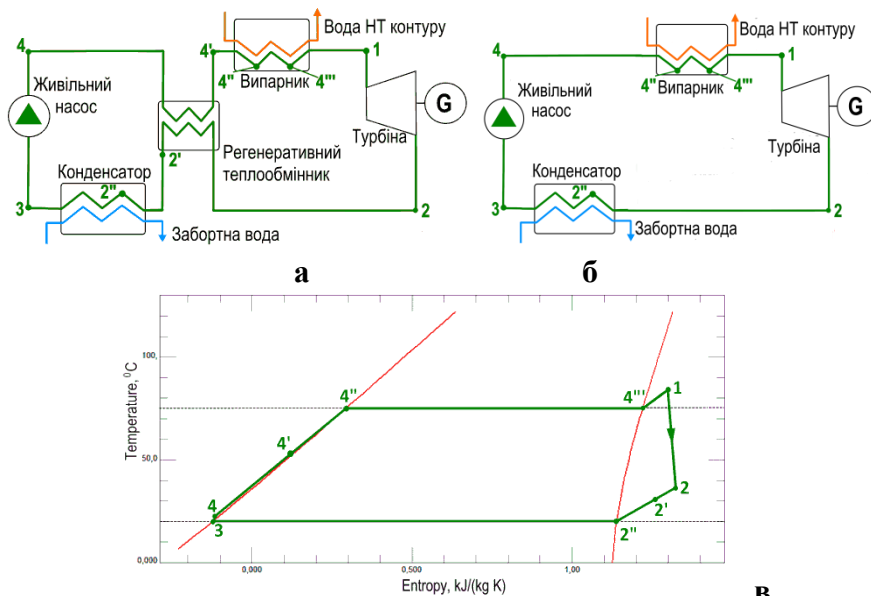


Рис. 1. Принципова схема суднової ORC установки з регенерацією теплоти у циклі (а), без генерації теплоти у циклі (б) та схематичне зображення ORC у T-s діаграмі пентану при параметрах роботи установки, що аналізують у роботі (в)

На основі виконаного огляду робіт [1-3, 16, 19-22], для подальшого аналізу було обрано R1233zd(E) як робоче тіло нового покоління (гідрофторолефіни - ненасичені фторвмісні вуглеводні) з дуже низьким GWP, R245fa як традиційне робоче тіло (фторвуглеводень) та R601(н-пентан) як представник т.з. «природних» робочих тіл з дуже низьким GWP. Зображення кривих насичення у T-s діаграмі для трьох робочих тіл, що були отримані за допомогою [14] наведені на рис. 2. Деякі характеристики робочих тіл наведено у таблиці 1.

Якщо проаналізувати обрані робочі тіла, то очевидно, що кожен з них має свої недоліки. R601 є горючим (хоча з 2024 року Lloyd's Register дозволив використання вуглеводнів як робочих тіл [24]), R1233zd(E) є робочим тілом нового покоління, ще мало вивчений та має дуже високу вартість, R245fa має високий показник глобального потеплення та токсичний (хоча саме від переважно використовується

у пілотних суднових ORC установках). Слід відзначити, що вимоги законодавчих актів до робочих тіл суднових ORC установок принципово не відрізняються від вимог до робочих тіл суднових холодильних систем [18, 25], тому застосування н-пентану (R601) як робочої речовини буде потребувати забезпечення додаткових мер безпеки, що вплине на вартість усієї установки.

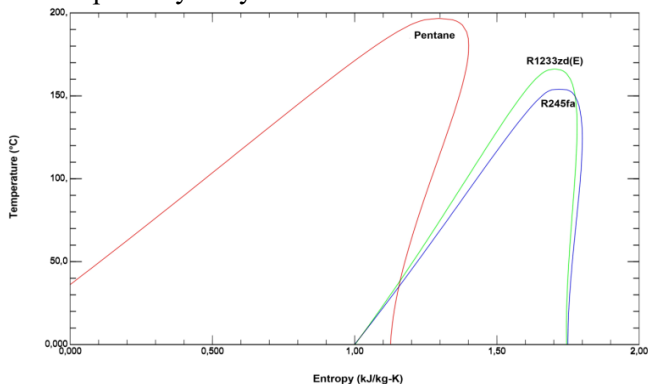


Рис. 2. Зображення кривих насичення у T-s діаграмі для трьох робочих тіл, що були отримані за допомогою [14]

Таблиця 1. Характеристики обраних для аналізу робочих тіл [14, 23]

Назва за ASHRAE	R601	R1233zd(E)	R245fa
Назва хімічної сполуки	н-пентан	транс-1 хлор-3,3,3- трифтор-1- пропілен	1,1,1,3,3- пентафтор- пропан
Екологічність та безпека			
Група безпеки відповідно класифікації ASHRAE (токсичність та горючість)*	A3	A1	B1
Потенціал глобального потепління GWP	5	4,5	1030
Теплофізичні			
Нормальна температура кипіння (при 0 бар за манометром) $t_{b,p}$, °C	36,06	18,26	15,05
Критична температура t_c , °C	196,6	166,4	153,9
Теплота пароутворення при нормальній температурі кипіння h_v , кДж/кг	357,7	194,6	196,8

* А – нетоксичний, В – токсичний (рівень токсичності R245fa нижче, ніж у R717 аміаку), 1 – незаймистий, 3 – високий рівень пожежної небезпеки.

Результати аналізу та їх обговорення

Обґрунтування схемного рішення

Для обґрунтування доцільності застосування РТО у схемі суднової ORC установки, що живиться водою охолодження суднового двигуна, було виконано енергетичний аналіз двох схемних рішень при різних температурах конденсації робочого тіла (забортної води). Приклад зміни температури теплоносіїв у теплообмінних апаратах ORC установки від кількості переданої теплоти (зміни ентальпії потоків теплоносіїв) для двох різних конфігурацій циклу при режимів роботи з температурою забортної води $t_{зг}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ наведено на рис. 3.

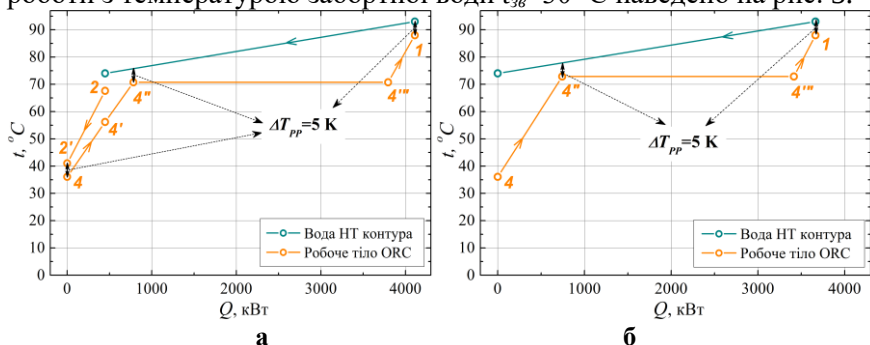


Рис. 3. Зміна температур теплоносіїв у протитокових теплообмінниках ORC установки (робоче тіло R601, $t_{зг}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, вузлові точки відповідають зображенням на рис. 1: (а) регенеративний цикл; (б) нерегенеративний цикл

Наведені на рис. 3 результати показують, що реалізація нерегенеративного циклу забезпечує підтримку більшої температури кипіння робочого тіла, у регенеративному циклі. Причому, для параметрів ORC, що аналізуються у роботі, на прикладі R601 така різниця складає приблизно 2 K у всьому інтервалі $t_{зг}$ – рис. 4. Більша температура кипіння буде забезпечить більший тиск робочого тіла перед турбіною, та, як наслідок, вищу питому роботу турбіни.

Однак ефект більшого тиску перед турбіною може бути нівельований тим, що в регенеративному циклі буде підведене більше теплоти до робочого тіла за рахунок попереднього підігріву рідкого робочого тіла паром після турбіни – рис. 1. На рис. 5 наведені результати розрахунку загального ККД установки на основі регенеративного та нерегенеративного ORC від $t_{зг}$ при використанні робочого тіла R601.

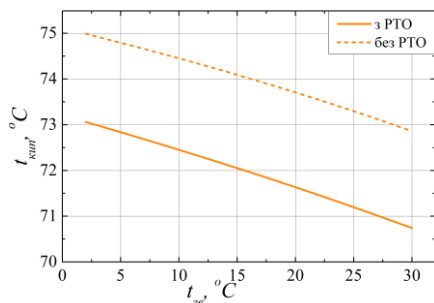


Рис. 4. Залежність температури кипіння від t_{36} для регенеративного та нерегенеративного ORC (робоче тіло R601)

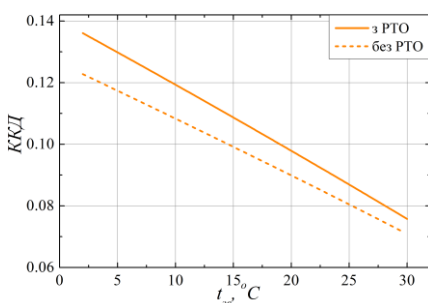


Рис. 5. Залежність загального ККД ORC установки на основі регенеративного та нерегенеративного циклу від t_{36} (робоче тіло R601)

Не зважаючи на більший тиск перед турбіною, ефективність нерегенеративного ORC суттєво нижче, тому для подальшого аналізу доцільності використання різних робочих тіл доцільно розглядати тільки регенеративний ORC. Однак, слід враховувати, що окрім додаткових втрат на створення PTO (хоча його вартість відносно невисока), цей теплообмінник у контурі ORC системи є додатковим гідравлічним опором, який приводить до втрат тиску, та, як наслідок, зниженню ефективності системи. В даній роботі це питання не досліджувалося. Тому питання доцільності застосування PTO слід вивчати більш глибоко вже при проектуванні реальної ORC системи.

Енергетичне обґрунтування вибору робочого тіла

Для обґрунтування раціонального з енергетичної точки зору робочого тіла було виконане термодинамічний розрахунок регенеративного ORC та оцінено загальний ККД установки на його основі при роботі на трьох різних робочих тілах, обраних у попередньому розділі. Залежність ККД циклу та загального ККД установки від t_{36} для різних робочих тіл наведені на рис. 6. Не зважаючи на близьке зайчення реального ККД циклу для трьох обраних для аналізу робочих тіл, загальний ККД ORC установки для R245fa та R1233zd(E) нижче, ніж для R601. Пояснюється отриманий результат різною потужністю живильного насоса для R245fa та R1233zd(E) та для R601. Це пов'язано переважно з приблизно в два рази більшою масовою витратою R245fa та R1233zd(E) (рис. 7), ніж R601 у контурі ORC системи (завдяки меншій теплоті фазового переходу R245fa та R1233zd(E) ніж R601, що добре ілюструє рис. 2 та табл. 1). Додатковий вплив оказує різна ступень підвищення тиску у циклі для різних

робочих тіл. Все це визначає значну різницю в електричній потужності живильного насоса робочого тіла.

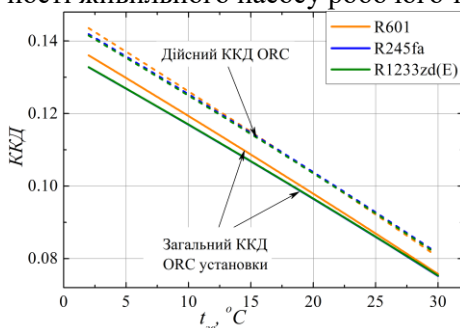


Рис. 6. Залежність ККД дійсного циклу та загального ККД ORC установки від $t_{зв}$ при використанні різних робочих тіл

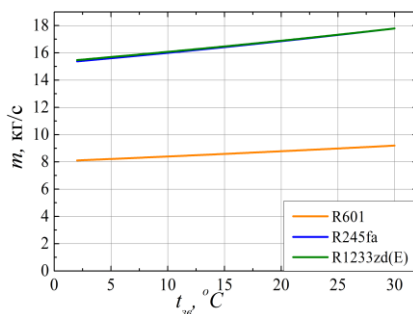


Рис. 7. Залежність витрати робочого тіла в контурі ORC установці від $t_{зв}$

Залежність механічної потужності турбіни від $t_{зв}$ при використанні різних робочих тіл та 75 % навантаженні двигуна наведена на рис. 8. Більш чітко ефект робочого тіла на вихідну потужність (електричну) ORC установки при різних $t_{зв}$ наведено на рис. 9.

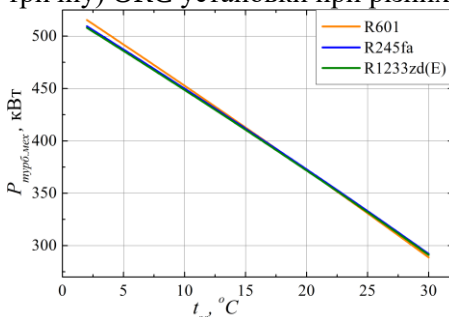


Рис. 8. Залежність механічної потужності турбіни від $t_{зв}$ при використанні різних робочих тіл

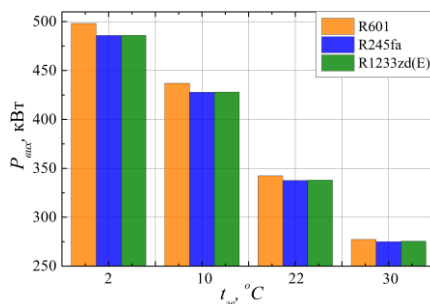


Рис. 9. Залежність вихідної потужності ORC установки від $t_{зв}$ при використанні різних робочих тіл

З результатів, наведених на рис. 8 та 9 видно, що ефективність ORC дуже суттєво, майже у два рази, знижується при підвищенні температури заборотної води з 2 до 30 °С. Тому доцільність та термін окупності такої установки вище для суден, які знаходяться більшу частину рейсів у холодних видах. Для суден, які переважно перебувають у регіонах з високою температурою заборотної води може бути доцільним впровадження теплоутилізаційних ежекторних холодиль-

них машин, які зможуть забезпечувати холодом систему кондиціювання, знижуючи при цьому загальне споживання електроенергії.

Як видно з рис. 8 та 9, R601 як робоче тіло забезпечує більше вироблення механічної роботи при низьких температурах забортної води, ніж інші два робочих тіла. Так, при $t_{36} = 2\text{ }^{\circ}\text{C}$, ORC установка на R601 видає на 2,5 % вище електроенергії, а при $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ – на 2,2 % вище, ніж на R245fa.

Окрім більшої ефективності ORC системи на R601, менша витрата R601 у контурі установки сприятиме меншим габаритним розмірам основних та допоміжних елементів, що надзвичайно важливо для суднових умов.

Загальне порівняння обраних для аналізу робочих тіл

Як видно з попереднього аналізу, R601 забезпечує декілька вищу енергетичну ефективність, ніж та R1233zd(E) та R245fa, однак є горючим робочим тілом, що є найбільшою проблемою при його використанні на судні. Разом з тим, R245fa токсичний, хоча саме він є найбільш розповсюдженим робочим тілом у суднових ORC системах. Однак, завдяки високому потенціалу глобального потеплення GWP це робоче тіло не має перспектив для застосування у нових систем у наступні роки. Холодоагент нового покоління R1233zd(E) поки що мало вивчений, має дуже високу вартість, потребує спеціальних компресорних мастил тому його подальші перспективи на сьогодні не зрозумілі, особливо з урахуванням того, що провідні кваліфікаційні товариства, такі як Lloyd's Register (LR), Det Norske Veritas (DNV) та Bureau Veritas (BV) вже дозволяються використовувати горючі робочі тіла у суднових холодильних системах (як наслідок, й у ORC системах). Хоча не всі з них дозволяють використовувати вуглеводні (найвищий рівень пожежної небезпеки), однак саме Lloyd's Register з 2024 р. вуглеводні дозволені як робочі тіла холодильного обладнання [24]. Узагальнене порівняння переваг та недоліків трьох розглянутих робочих тіл наведено в таблиці 2.

Базуючись на виконаному аналізі, можна констатувати, що вибір раціонального робочого тіла для суднової ORC не тривіальна задача. На думку авторів, R601 є більш раціональним робочим тілом у розглянутій системі, ніж R245fa та R1233zd(E). Основний недолік R601 як робочого тіла – горючість. Тому для реалізації проекту з впровадження ORC установки на R601 потрібно буде забезпечувати певні заходи безпеки. Перш за все, це відсутність елементів установ-

ки у машинному відділенні. Ця вимога для випадку, коли як джерела вторинної теплоти використовується вода НТ контура, не має труднощів у реалізації. На сьогодні у наукових дослідженнях активно розглядаються перспективи вуглеводнів як робочих тіл судових ORC установок. Однак, це питання потребує подальшого аналізу, що заплановано авторами виконати у наступних дослідженнях.

Таблиця 2. Основні узагальнені характеристики використання обраних робочих тіл

	R245fa	R601	R1233zd(E)
Екологічність за показником GWP	Високий	Низький	Низький
Потреба у додатковим мерах безпеки при поводженні з робочим тілом	Потребує (токсичне)	Потребує (горюче)	Не потребує
Енергетична ефективність	Декілька нижче, ніж у R601	Найвища з розглянутих	Декілька нижче, ніж у R601
Габаритні розміри установки	Вище, ніж для R601	Найнижча з розглянутих	Вище, ніж для R601
Вартість робочого тіла	Низька	Дуже низька	Дуже висока

Висновки

Робота присвячена енергетичному аналізу судової установки на основі органічного циклу Ренкіна (ORC), яка живиться теплотою води охолодження судового двигуна Wärtsilä 12V46F. Проаналізовано ефективність двох конфігурацій ORC при змінній температурі забортної води (приймач теплоти) – регенеративного та нерегенеративного циклу, а також ефективність ORC установки на основі регенеративного циклу для трьох робочих тіл: R601, R245fa та R1233zd(E), та проаналізовано доцільність використання кожного з них.

На основі виконано аналізу отримано наступні висновки.

1. Показано, що при наявності регенеративного теплообмінника в установці на основі ORC, яка живиться теплотою води охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F з температурою на вході 93 °C та 74 °C на виході, температура кипіння R601 приблизно на 2 K нижче, ніж для нерегенартивного ORC. Однак, загальна ефективність установки на основі регенеративного циклу вище на 6,9...10,8 %, ніж для нерегенеративного ORC.

2. Масова витрата R245fa та R1233zd(E) як робочого тіла у конфігурації ORC системи приблизно в два рази більша, ніж R601, що пояснюється більшими значеннями теплоти фазного переходу останнього та визначає менші витрати на роботу живильного насоса та менші габаритні розміри усієї установки.

3. Значення ККД дійсного регенеративного ORC при однакових температурах джерела та приймача теплоти близькі для розглянутих робочих тіл та змінюються від 0,08 до 0,14 при зменшенні температури заборотної води від 30 °C до 2 °C.

4. Загальний ККД ORC установки на R601 вище приблизно на 2,5 %, ніж для R245fa (близьке значення й для R1233zd(E)) при роботі з низькою температурою заборотної води (2 °C), що пов'язане з меншими витратами на роботу живильного насоса для R601, ніж для R245fa та R1233zd(E). Однак, зі збільшенням температури заборотної води переваги R601 знижуються, при 10 °C його ефективність вже на 2,2 % вище, ніж R245fa, а при температурі заборотної води 30 °C – всього на 0,8 %.

5. Оцінена вихідна електрична потужність ORC установки, що утилізує теплоту води охолодження суднового двигуна Wärtsilä 12V46F при його 75 % навантаженні (максимальна тривала потужність 14400 кВт) при застосуванні як робочого тіла R601 варіюється від 290 кВт (при температурі заборотної води 30 °C) до 520 кВт (при 2 °C).

6. Пентан R601 є найбільш раціональним робочим тілом у розглянутій ORC установці, порівняно з R245fa та R1233zd(E). Основний його недолік як робочого тіла – горючість, що буде потребувати додаткових заходів по забезпеченню безпеки розглянутої установки. Однак, вуглеводні як робочі тіла холодильних систем (як наслідок, й ORC установок) з 2024 року дозволені до використання на борту судна Lloyd's Register при забезпеченні відповідних заходів безпеки.

Перелік використаних джерел

1. 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. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2025.104084>

2. 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.
<https://doi.org/10.3390/jmse12030521>

3. Konur O., Yuksel O., Korkmaz S.A., Colpan C.O., Saatcioglu O.Y., Koseoglu B. Operation-dependent exergetic sustainability assessment and environmental analysis on a large tanker ship utilising Organic Rankine cycle system. *Energy*. 2023. Vol. 262. 125477.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125477>

4. 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.
<https://doi.org/10.31653/smf49.2024.137-151>

5. Проспект судна M/V Figaro. Wallenius Lines AB. URL: https://walleniuslines.com/wp-content/uploads/2021/12/Figaro_NB4459.pdf (дата звернення: 19.05.2025)

6. Ng C. W., Modelling and simulation of organic Rankine cycle waste heat recovery system with the operational profile of a ship. Doctoral dissertation, Newcastle University. 2022.

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

8. Kölsch B., Radulovic J. Utilisation of diesel engine waste heat by Organic Rankine Cycle. *Appl. Therm. Eng.* 2015. Vol. 78. P. 437-448.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.004>

9. 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. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.227>

10. Шестопалов К.О. Експериментальне дослідження ефективності ежектора та холодильної машини у складі суднової системи кондиціонування повітря. *Суднові енергетичні установки*. 2024. №. 48. С. 143-158. <https://doi.org/10.31653/smf48.2024.143-158>

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

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

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

14. 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.

15. Огурцов Д.В., Козьмїних М.А., Хлієва О.Я. Аналіз ефективності застосування регенеративного теплообмінника у судновій холодильній машині провізійних камер при її переведенні з холодоагенту R404A на R407F. *Судові енергетичні установки*. 2023. Вип. 47. С. 206-216. <https://doi.org/10.31653/smf49.2024.137-151>

16. Shu G., Liu P., Tian H., Wang X., Jing D. Operational profile based thermal-economic analysis on an Organic Rankine cycle using for harvesting marine engine's exhaust waste heat. *Energy Convers. Manage.* 2017. Vol. 146. P.107-123. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.04.099>

17. Papadopoulos A.I., Stijepovic M., Linke P. On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles. *Appl. Therm. Eng.* 2010. Vol. 30(6-7). P. 760-769. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.12.006>

18. Khliyeva O., Sorokin R., Stukalenko O.A direct contribution of marine refrigeration to anthropogenic greenhouse gases emission - a short review. *Судові енергетичні установки*. 2022. Vol. 44. P. 36-44. <https://doi.org/10.31653/smf44.2022.36-44>

19. Kocaman E., Karakuş C., Yağlı H., Koç Y., Yumrutaş R., Koç A. Pinch point determination and Multi-Objective optimisation for working parameters of an ORC by using numerical analyses optimisation method. *Energy Convers. Manage.* 2022. Vol. 271. 116301. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116301>

20. Qiu K., Entchev E. A micro-CHP system with organic Rankine cycle using R1223zd (E) and n-Pentane as working fluids. *Energy*. 2022. Vol. 239. 121826. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121826>

21. Oyewunmi O.A., Kirmse C.J., Pantaleo A.M., Markides C.N. Performance of working-fluid mixtures in ORC-CHP systems for different heat-demand segments and heat-recovery temperature levels. *Energy Convers. Manage.* 2017. Vol. 148. P. 1508-1524. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.05.078>

22. Yang M.H., Liu M.C., Yeh R.H. Investigation of low-GWP working fluids as substitutes for R245fa in organic Rankine cycle application. *Heliyon*. 2024. Vol. 10(14). e34219. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e34219>

23. ASHRAE Handbook – Fundamentals. American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. Inc.: Atlanta, GA, USA, 2021

24. LR-RU-001, 2024. Rules and Regulations for the Classification of Ships. Part 6: Control, Electrical, Refrigeration and Fire. Chapter 3 Refrigerated Cargo Installations.

25. Козьмініх М. А., Константинов О. І. Оцінка доцільності застосування холодильного агенту в залежності від умов експлуатації *Судові енергетичні установки*. 2022. Вип. 44. С. 79-87. <https://doi.org/10.31653/smf44.2022.79-87>