

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

*Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису*

КОНСТАНТИНОВ ОЛЕГ ІГОРОВИЧ

УДК: 629.5.03:621.436:621.311.22

ДИСЕРТАЦІЯ

**МЕТОД ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВОЇ
ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ШЛЯХОМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ
ОХОЛОДЖЕННЯ ГОЛОВНОГО ЧОТИРИТАКТНОГО ДВИГУНА**

Спеціальність 271 – Морський та внутрішній транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідні джерела.



О.І. Константинов

Науковий керівник
Хлієва Ольга Яківна
доктор технічних наук, професор

Примірник дисертації
ідентичний за змістом
з іншими примірниками

Одеса –2026

АНОТАЦІЯ

Константинов О. І. Метод підвищення ефективності експлуатації суднової енергетичної установки шляхом утилізації теплоти охолодження головного чотиритактного двигуна. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 271 «Морський та внутрішній транспорт». Національний університет «Одеська морська академія», Одеса, 2026.

Дисертаційна робота присвячена розробленню методу підвищення ефективності експлуатації суднової енергетичної установки (СЕУ) шляхом обґрунтування доцільності впровадження та вибору раціональних параметрів установки на основі органічного циклу Ренкіна (ОЦР) для утилізації теплоти охолодження головного чотиритактного двигуна з урахуванням конфігурації термодинамічного циклу, робочого тіла, реальних режимів роботи двигуна, температури заборотної води, типу судна та обмеження встановленої потужності установки. Актуальність теми зумовлена сучасними вимогами до декарбонізації морського транспорту, необхідністю зменшення споживання суднового палива без радикальної зміни СЕУ.

У першому розділі проаналізовано сучасний стан і передумови застосування систем утилізації вторинної теплоти суднових двигунів на основі ОЦР. Розглянуто вимоги до декарбонізації морського транспорту відповідно до ІМО та сучасних європейських регуляторних інструментів. Показано, що підвищення енергоефективності СЕУ є одним із найбільш реалістичних шляхів скорочення викидів парникових газів у коротко- та середньостроковій перспективі. Наведено аналіз місця установок на основі ОЦР серед інших технологій утилізації вторинної теплоти, розглянуто особливості ОЦР, типові джерела скидної теплоти на судні, а також порівняно доцільність використання парових турбін та установок на основі ОЦР залежно від температурного рівня джерела теплоти та потужності СЕУ. Встановлено, що установки на основі ОЦР є ефективним підходом перетворення низькопотенційної вторинної теплоти, починаючи приблизно від 70 °С, у корис-

ну електричну енергію там, де класичні парові цикли є неефективними. Показано, що саме для чотиритактних двигунів доцільність упровадження установок на основі ОЦР є вищою, ніж для двотактних, завдяки більшим втратам теплоти з охолоджувальною водою. Окремо проаналізовано практичні приклади впровадження суднових установок на основі ОЦР та встановлено, що вони перебувають на стадії обмеженого комерційного застосування і пілотних проєктів, але вже демонструють потенціал зниження витрати палива на рівні від 3 до 15 %.

У другому розділі обґрунтовано вибір об'єктів дослідження, сформовано вхідні дані та розроблено методику аналізу. Базовим об'єктом дослідження обрано чотиритактний судновий двигун Wärtsilä 12V46F (14400 кВт) як репрезентативний для суднових середньообертових головних двигунів, установлених на різних типах суден. Розглянуто особливості його теплового балансу, потенціал використання теплоти охолоджувальної води та умови інтеграції установки на основі ОЦР. У розділі також обґрунтовано вибір типів суден для подальшого аналізу, сформовано підхід до врахування профілів навантаження головного двигуна та температури забортної води. Підібрано установку прототип Climeon HeatPower 300 Marine з номінальною вихідною потужністю 300 кВт. Побудовано залежність ізоентропного ККД турбіни установки від витрати робочого тіла. Проаналізовано перспективні робочі тіла для ОЦР. Розроблено математичну модель оцінки термодинамічних та енергетичних характеристик суднової установки на основі ОЦР у змінних умовах її експлуатації. Важливою частиною методики стало поєднання термодинамічного аналізу циклу з подальшим інтегруванням результатів за реальними річними профілями навантаження, що дало можливість перейти від оцінки номінальних режимів до оцінки річної генерації електроенергії, економії палива та скорочення викидів CO₂. Сформовано екологічний блок методики аналізу, в якому зниження викидів парникових газів визначається на основі виробленої установкою на основі ОЦР електроенергії, з урахуванням річного профілю навантаження головного двигуна при його встановленні на різних типах суден.

У третьому розділі виконано термодинамічний та енергетичний аналіз уста-

новки на основі ОЦР для утилізації теплоти охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F. Досліджено дві конфігурації циклу – з внутрішньою регенерацією теплоти та без неї – а також чотири робочі тіла. Розрахунок параметрів циклу виконано так, щоб забезпечити достатні температурні напори в теплообмінниках і визначити тиск кипіння робочого тіла як ключовий параметр, що впливає на вироблення корисної роботи турбіною. Показано, що застосування регенеративного теплообмінника є доцільним, оскільки забезпечує вищу ефективність, ніж нерегенеративна: перевага становить від 9,8 % при низьких температурах заборотної води до 6,4 % при високих. На підставі цього для подальшого аналізу як більш раціональну прийнято ОЦР з внутрішньою регенерацією. У цьому ж розділі проведено порівняння ефективності ОЦР та установки на його основні параметри при роботі на різних робочих тілах і показано, що пентан забезпечує найвищу енергетичну ефективність серед усіх розглянутих варіантів. Його перевага над R245fa, R134a та R1233zd(E) досягає 14 % за повним ККД установки і пояснюється не тільки кращими теплофізичними властивостями робочого тіла, а й меншими витратами енергії на роботу живильного насоса установки. Отже, третій розділ дав змогу обґрунтувати раціональне схемне рішення та раціональне робоче тіло для подальших досліджень перспектив застосування установки на основі ОЦР у змінних умовах її експлуатації на різних типах суден.

У четвертому розділі досліджено вплив змінних експлуатаційних факторів на характеристики суднової установки на основі ОЦР та виконано оцінку її річної ефективності для різних типів суден. Проаналізовано вплив навантаження головного двигуна, температури заборотної води та обмеження встановленої потужності установки на вихідну електричну потужність, повний ККД, річну генерацію електроенергії, економію палива та скорочення викидів CO₂. Показано, що зі зміною температури заборотної води пов'язані найбільші зміни в енергетичній та екологічній ефективності установки, причому цей вплив перевищує вплив навантаження двигуна, типу робочого тіла та конфігурації циклу в межах практично значущого діапазону умов. Показано, що річна економія суднового палива за рахунок заміщення роботи дизель-генераторів електроенергією від установки на

основі ОЦР номінальною потужністю 300 кВт у парі з двигуном Wärtsilä 12V46F становить від 72 до 204 т НFO на рік залежно від типу судна, профілю навантаження та кліматичних умов експлуатації. Очікуване річне скорочення викидів CO₂ при впровадженні установки на основі ОЦР становить приблизно 224–635 т CO₂ для розглянутих типів суден. Для всіх типів суден ефект від впровадження установки складає від 2,8 до 4,2 % зниження емісії CO₂ від роботи головного двигуна в залежності від температури забортної води. В абсолютному значенні ефект більш значний для суден з більшим часом роботи при великих навантаженнях (наприкладі Ro-Rax поромів та короткомагістральних вантажних суден) та найменший для таких суден як офшорні. Встановлено, що режим обмеження номінальної потужності установки істотно впливає на річну генерацію електроенергії й повинен враховуватися при оцінці доцільності впровадження установок на основі ОЦР на судні в залежності від річного профілю навантаження його головного двигуна. Виконаний аналіз показав, що раціональна встановлена потужність такої установки не може визначатися лише за максимальним тепловим потенціалом джерела теплоти, а має узгоджуватися з реальним розподілом навантаження двигуна та умовами експлуатації судна.

Основними науковими результатами дослідження є розроблення методу оцінки доцільності впровадження судових установок на основі ОЦР, що враховує конфігурацію циклу, робоче тіло, розподіл навантажень головного двигуна, температуру забортної води, тип судна та обмеження встановленої потужності установки; визначення регенеративної конфігурації циклу як більш раціональної; вибір пентану як найбільш ефективного з розглянутих робочих тіл; встановлення домінуючого впливу температури забортної води на ефективність установки; а також обґрунтування підходу до вибору раціональної встановленої потужності установки на основі ОЦР для конкретного двигуна і конкретного типу судна.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у розробленні науково обґрунтованого підходу до оцінки доцільності впровадження судових установок на основі ОЦР для утилізації теплоти охолодження головного чотиритактного двигуна, який, на відміну від існуючих, враховує конфігурацію термодинамічно-

го циклу, тип робочого тіла, річний розподіл навантаження двигуна, температуру заборотної води, тип судна та обмеження встановленої потужності. Уперше встановлено, що температура заборотної води є домінуючим фактором, який визначає енергетичну та екологічну ефективність судової установки на основі ОЦР та перевищує за впливом навантаження двигуна, тип робочого тіла і конфігурацію циклу в усьому практичному діапазоні експлуатації. Уперше показано, що використання пентану як робочого тіла забезпечує підвищення енергетичної ефективності установки на величину до 14 % порівняно з R245fa, R134a та R1233zd(E) за рахунок зменшення витрат енергії на роботу допоміжного обладнання (живильного насосу). Уперше обґрунтовано підхід до вибору раціональної встановленої потужності установки на основі ОЦР, який базується на узгодженні з реальним розподілом навантаження двигуна та умовами експлуатації судна, а не лише з максимальним тепловим потенціалом джерела теплоти. Удосконалено методичний підхід до термодинамічного та енергетичного аналізу ОЦР та установки на його основі з урахуванням змінних параметрів джерела і приймача теплоти, режимів роботи двигуна та обмежень у теплообмінниках. Подальшого розвитку набули підходи до вибору робочого тіла з урахуванням енергоспоживання допоміжного обладнання та до оцінки ефективності установок на основі ОЦР для різних типів суден за критеріями річної генерації електроенергії та зниження викидів CO₂.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що запропонований підхід може бути використаний під час проєктування, модернізації та техніко-економічного обґрунтування впровадження судових систем утилізації теплоти охолодження двигунів. Отримані результати дозволяють більш обґрунтовано визначати доцільність використання установок на основі ОЦР на судах різних типів, прогнозувати очікувану річну генерацію електроенергії, оцінювати економію палива та ефект скорочення викидів CO₂, а також обирати раціональну номінальну потужність установки. Практична цінність роботи пов'язана також із можливістю використання її результатів у навчальному процесі під час викладання дисциплін, присвячених підвищенню ефективності судових енергетичних

установок і систем утилізації вторинної теплоти.

Ключові слова: морський транспорт, судновий дизельний двигун, суднова енергетична установка, утилізація теплоти, скидна теплота, органічний цикл Ренкіна (ОЦР), термодинамічний аналіз, енергоефективність, економія палива, екологічний індикатор, емісія парникових газів, робоче тіло, генерація електроенергії, декарбонізація

ABSTRACT

Konstantinov O. I. Method for improving the operational efficiency of a ship power plant by utilizing the cooling heat of the main four-stroke engine. – Qualifying scientific work as a manuscript. PhD dissertation in specialty 271 “Maritime and Inland Transport”. National University “Odessa Maritime Academy”, Odesa, 2026.

The dissertation is devoted to the development of a method for improving the operational efficiency of a ship power plant (SPP) by substantiating the feasibility and determining rational parameters of an organic Rankine cycle (ORC) system for the recovery of cooling heat from a main four-stroke engine, taking into account the thermodynamic cycle configuration, working fluid, real engine operating conditions, seawater temperature, ship type, and installed capacity limitations of the system. The relevance of the study is driven by current requirements for maritime transport decarbonization and the need to reduce ship fuel consumption without radical modification of the SPP.

The first chapter analyzes the current state and prerequisites for the application of waste heat recovery systems based on ORC in marine engines. The requirements for maritime decarbonization in accordance with IMO regulations and modern European regulatory instruments are reviewed. It is shown that improving the energy efficiency of SPPs is one of the most realistic approaches to reducing greenhouse gas emissions in the short and medium term. The position of ORC systems among other waste heat recovery technologies is analyzed, including their features, typical onboard waste heat sources, and the feasibility of using steam turbine systems versus ORC systems depending on the temperature level of the heat source and SPP capacity. It is established that ORC systems are an effective approach for converting low-grade waste heat (from

approximately 70 °C) into useful electrical energy, where conventional steam cycles are inefficient. It is shown that for four-stroke engines, the feasibility of ORC implementation is higher than for two-stroke engines due to higher heat losses with cooling water. Practical examples of marine ORC installations are analyzed, demonstrating that they are currently at the stage of limited commercial deployment and pilot projects, while already showing fuel savings potential in the range of 3–15%.

The second chapter substantiates the selection of research objects, defines input data, and develops the analysis methodology. The Wärtsilä 12V46F four-stroke marine engine (14,400 kW) is selected as a representative object for medium-speed main engines installed on various ship types. Its heat balance characteristics, cooling heat recovery potential, and integration conditions for ORC systems are analyzed. The selection of ship types for further analysis is justified, and an approach for accounting for engine load profiles and seawater temperature variations is developed. A prototype ORC unit, Climeon HeatPower 300 Marine with a nominal output of 300 kW, is selected. The dependence of turbine isentropic efficiency on working fluid mass flow rate is established. Promising working fluids for ORC are analyzed. A mathematical model is developed for evaluating thermodynamic and energy performance of a marine ORC system under variable operating conditions. A key element of the methodology is the integration of thermodynamic cycle analysis with real annual engine load profiles, enabling transition from nominal performance evaluation to annual electricity generation, fuel savings, and CO₂ emission reduction assessment. An environmental assessment block is formulated, where greenhouse gas emission reduction is determined based on electricity generated by the ORC system, taking into account annual engine load distributions for different ship types.

The third chapter presents a thermodynamic and energy analysis of the ORC system for recovering cooling heat from the Wärtsilä 12V46F engine. Two cycle configurations are investigated—without and with internal heat regeneration—as well as four working fluids. Cycle parameters are determined ensuring sufficient temperature differences in heat exchangers, with boiling pressure identified as a key parameter influencing turbine power output. It is shown that the regenerative configuration is prefera-

ble, providing higher efficiency than the non-regenerative one: the advantage ranges from 9.8% at low seawater temperatures to 6.4% at high temperatures. Based on this, the regenerative ORC configuration is selected as the rational solution for further analysis. A comparison of ORC performance for different working fluids is conducted, demonstrating that pentane provides the highest energy efficiency among the considered options. Its advantage over R245fa, R134a, and R1233zd(E) reaches up to 14% in terms of overall system efficiency, explained not only by better thermophysical properties but also by lower auxiliary power consumption, particularly for the feed pump. Thus, the third chapter substantiates both the rational cycle configuration and the optimal working fluid for further investigation.

The fourth chapter investigates the influence of variable operating conditions on ORC system performance and evaluates its annual efficiency for different ship types. The effects of engine load, seawater temperature, and installed capacity limitations on net power output, overall efficiency, annual electricity generation, fuel savings, and CO₂ emission reduction are analyzed. It is shown that seawater temperature has the most significant impact on both energy and environmental performance, exceeding the influence of engine load, working fluid type, and cycle configuration within the practically relevant operating range. The annual fuel savings achieved by replacing diesel generator electricity with ORC-generated power (300 kW system paired with Wärtsilä 12V46F engine) range from 72 to 204 tonnes of HFO depending on ship type, load profile, and climatic conditions. The expected annual CO₂ emission reduction is approximately 224–635 tonnes for the considered ship types. The relative reduction in CO₂ emissions from main engine operation ranges from 2.8% to 4.2% depending on seawater temperature. In absolute terms, the effect is higher for ships operating for extended periods at higher loads (e.g., Ro-Pax ferries and short-sea cargo vessels) and lower for offshore vessels. It is established that installed capacity limitation significantly affects annual electricity generation and must be considered when assessing ORC feasibility. The analysis shows that the rational installed capacity of the ORC system cannot be determined solely based on maximum heat potential, but must be aligned with actual engine load distribution and operating conditions.

The main scientific results of the study include the development of a method for assessing the feasibility of implementing marine ORC systems, accounting for cycle configuration, working fluid, engine load distribution, seawater temperature, ship type, and installed capacity limitation; identification of the regenerative cycle as the rational configuration; selection of pentane as the most efficient working fluid among those considered; establishment of the dominant influence of seawater temperature on system performance; and justification of an approach for selecting rational installed capacity based on real operating conditions.

The scientific novelty of the results lies in the development of a scientifically substantiated approach for evaluating the feasibility of implementing marine ORC systems for recovering cooling heat from a main four-stroke engine, which, unlike existing approaches, simultaneously accounts for cycle configuration, working fluid type, annual engine load distribution, seawater temperature, ship type, and installed capacity limitation. For the first time, it is established that seawater temperature is the dominant factor determining both energy and environmental performance of marine ORC systems, exceeding the influence of engine load, working fluid type, and cycle configuration within the practical operating range. It is shown for the first time that the use of pentane as a working fluid increases system energy efficiency by up to 14% compared to R245fa, R134a, and R1233zd(E), due to reduced auxiliary power consumption. An approach for selecting rational installed capacity based on real operating conditions rather than maximum heat potential is substantiated. The methodological framework for thermodynamic and energy analysis of ORC systems is improved by accounting for variable source and sink conditions, engine operation modes, and heat exchanger constraints. Further development is achieved in working fluid selection considering auxiliary energy consumption and in performance assessment of ORC systems for different ship types based on annual electricity generation and CO₂ emission reduction.

The practical significance of the results lies in the applicability of the proposed approach for the design, modernization, and techno-economic assessment of marine waste heat recovery systems based on ORC. The results enable more accurate feasibility assessment for ORC implementation on various ship types, prediction of annual

electricity generation, estimation of fuel savings and CO₂ emission reduction, and selection of rational installed capacity. The results can also be used in the educational process in courses related to improving the efficiency of ship power plants and waste heat recovery systems.

Keywords: maritime transport, marine diesel engine, ship power plant, waste heat recovery, rejected heat, Organic Rankine Cycle (ORC), thermodynamic analysis, energy efficiency, fuel savings, environmental indicator, greenhouse gas emissions, working fluid, electricity generation, decarbonization

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА КОНСТАНТИНОВА О.І. ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті

1. 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> **Scopus Q1** *Особистий внесок: участь у підготовки оглядового розділу, розробці схемних рішень та аналізі даних, візуалізація*
2. Shestopalov K.O., Khliyeva O. Ya., Ierin V.O., **Konstantinov O.I.**, Kozminykh M.N., Stukalenko O.M. Analysis of the energy efficiency of technical solutions of the heat-driven ship ejector refrigeration machine for obtaining sub-zero temperatures. *Energy Technologies & Resource Saving*. 2024. Vol. 80 (3). P. 108-118. <https://doi.org/10.33070/etars.3.2024.07> **Scopus Q4** *Особистий внесок: участь у підготовки оглядового розділу та аналізі даних, візуалізація*
3. Shestopalov K., **Konstantinov O.**, Ierin V., Khliyeva O. Marine heat-driven ejector refrigeration machine for air-conditioning system with thermal energy storage unit. *Nase More*. 2024. Vol 71, №.2. P. 84-90. <https://doi.org/10.17818/NM/2024/2.3> **Scopus, Q3** *Особистий внесок: участь у підготовки оглядового розділу та аналізі даних, візуалізація*

4. Козьмініх М. А., **Константинов О. І.** Оцінка доцільності застосування холодильного агенту в залежності від умов експлуатації. *Судові енергетичні установки*. 2022. № 44. С. 79-87. <https://doi.org/10.31653/smf44.2022.79-87>. *Особистий внесок: огляд та теоретичний аналіз, візуалізація*

5. 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*. Вип. 49. 2024. С. 137-151. <https://doi.org/10.31653/smf49.2024.137-151> *Особистий внесок: огляд, розрахунковий та теоретичний аналіз, візуалізація*

6. Хлієва О.Я., **Константинов О. І.** Аналіз ефективності установки на основі органічного циклу Ренкіна на різних робочих тілах для рекуперації теплоти води охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F. *Судові енергетичні установки*. Вип. 50. 2025. С. 141-154. <https://doi.org/10.31653/smf50.2025.141-154> *Особистий внесок: огляд, розрахунковий та теоретичний аналіз, візуалізація*

7. Хлієва О.Я., **Константинов О. І.** Аналіз ефективності системи на основі органічного циклу Ренкіна для утилізації теплоти охолоджувальної води двигуна Wärtsilä 12V46F за різних навантажень. *Судові енергетичні установки*. 2025. Вип. 51. С. 94-106. <https://doi.org/10.31653/smf51.2025.94-106> *Особистий внесок: огляд, розрахунковий та теоретичний аналіз, візуалізація*

Публікації апробаційного характеру

8. **Константинов О.І.** Аналіз «кількості» та «якості» вторинного скидного тепла на торговельних суднах та ступеня його утилізації. *Науково-техн. конф. молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт"*, 16.11.2022. Одеса: НУ «ОМА». С. 203-205.

9. Kozminykh M. A., **Konstantinov O. I.** Analysis of the feasibility of using modern refrigerants on ship cooling systems. *Міжн. науково-практ. конф. Таврійського нац. ун-ту до 160-ї річниці від дня народження В. І. Вернадського*. 16–17 березня 2023 р., м. Київ. Частина 2. С. 167-171 <https://doi.org/10.36059/978-966-397-303-6-42> *Особистий внесок: огляд, теоретичний аналіз, візуалізація, текст*

10. **Konstantinov O.**, Khliiev N. Performance of refrigerated container with

phase change materials for cooling storage. *Науково-техн. конф. «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт»*, 22-23 березня 2023 р., Одеса: НУ "ОМА". Р. 91-93. *Особистий внесок: огляд, текст*

11. **Константинов О.І.** Використання матеріалів з фазовим переходом у рефрижераторних контейнерах для морського транспортування харчових продуктів. *Науково-техн. конф. аспірантів і здобувачів вищої освіти «Стан досягнення і перспективи холодильної техніки та технології»*. Одеса: ОНТУ, 2023. С. 31-33.

12. **Константинов О.І.,** Хлієва О.Я. Схемне рішення суднової ежекторної холодильної машини з термоакумулятором для системи кондиціювання повітря. *Міжн. науково-техн. конф. " Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт"*. Одеса, НУ «ОМА», 20-21 березня 2024 р. С. 124-127. *Особистий внесок: огляд, участь у розробки схемних рішень, візуалізація*

13. **Константинов О.І.,** Хлієва О.Я. Порівняння двох схемних рішень суднової установки на основі органічного циклу Ренкіна для рекуперації теплоти води охолодження двигуна WÄRTSILÄ 12V46F. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: XVI Міжнародна науково-технічна конференція*. Миколаїв: НУК, 2025. С. 386-390. *Особистий внесок: огляд, розрахунковий та теоретичний аналіз, текст*

14. Хлієва О.Я., Шестопапов К.О., **Константинов І.О.,** Огурцов Д.В. Сучасний стан застосування легкозаймистих робочих тіл у судновому холодильному обладнанні. *Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт»*, 20.03.2025 – 21.03.2025. Одеса: НУОМА.С. 25-27. *Особистий внесок: огляд, текст, висновки*

15. **Константинов І.О.,** Хлієва О.Я. Сучасний стан практичного впровадження суднових енергетичних установок на основі органічного циклу Ренкіна. *Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт»*, 20.03.2025 – 21.03.2025. Одеса: НУОМА. С. 111-114. *Особистий внесок: огляд, текст, висновки*

16. **Konstantinov O.,** Khliyeva O., Shestopalov K. Performance evaluation of the organic Rankine cycle system recuperated waste heat of WÄRTSILÄ 12V46F marine

engine cooling water. XIV Міжнар. онлайн-конф.: Проблеми теплофізики та теплоенергетики. Київ. 11-12 листопада 2025 р. С. 46. *Особистий внесок: огляд, розрахунковий та теоретичний аналіз, текст*

17. **Константінов О.І.**, Александровська Н.І., Глек Я.О., Хлієва О.Я. Енергетична ефективність суднової ORC-установки потужністю 300 кВт при утилізації теплоти охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F. *Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 20.03.2026 – 21.03.2026. Одеса: НУОМА. С. 111-114. Особистий внесок: огляд, розрахунковий та теоретичний аналіз, текст, висновки*

Патенти

18. Патент України на корисну модель №155230. Полімерний сонячний колектор. Хлієва О.Я., Шестопапов К.О., **Константінов О.І.** 31.01.2024.
<https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1782311/>

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	17
ВСТУП	19
РОЗДІЛ 1 Сучасний стан та передумови застосування систем утилізації вторинної теплоти суднових двигунів на основі органічного циклу Ренкіна.....	28
1.1 Питання декарбонізації при експлуатації засобів морського та внутрішнього водного транспорту	28
1.2 Органічний цикл Ренкіна – основні поняття.....	32
1.3 Місце установки на основі органічного циклу Ренкіна у суднових енергетичних системах.....	34
1.4 Приклади практичного впровадження суднових установок, що працюють за органічним циклом Ренкіна	46
1.5 Висновки за розділом 1	48
РОЗДІЛ 2 Обґрунтування об’єкта дослідження, формування вхідних даних та розроблення методичного підходу до аналізу.....	50
2.1 Головний чотиритактний двигун Wärtsilä 12V46F у складі суднових енергетичних установок суден	50
2.2 Опис системи-прототипу на основі органічного циклу Ренкіна.....	54
2.3 Обґрунтування вибору турбіни та побудова залежності її ізоентропного ККД від витрати робочого тіла.....	59
2.4 Обґрунтування вибору джерела вторинної теплоти.....	62
2.5 Обґрунтування вибору робочих тіл	66
2.6 Методика термодинамічного та енергетичного аналізу	69
2.7 Методика екологічного аналізу.....	71
2.8 Висновки за розділом 2	72
РОЗДІЛ 3 Обґрунтування конфігурації та раціонального робочого тіла суднової установки на основі органічного циклу Ренкіна	75
3.1 Обґрунтування конфігурації установки на основі органічного циклу Ренкіна, що живиться водою охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F	75

3.2 Аналіз доцільності застосування R601 та R134a як робочих тіл судновій установки на основі органічного циклу Ренкіна.....	82
3.3 Аналіз доцільності застосування R601, R245fa та R1233zd(E) як робочих тіл судновій установки на основі органічного циклу Ренкіна.....	89
3.4 Загальне порівняння обраних для аналізу робочих тіл.....	92
3.5 Висновки за розділом 3	95
РОЗДІЛ 4 Аналіз ефективності установки на основі органічного циклу Ренкіна при змінних експлуатаційних режимах на різних типах суден.....	98
4.1 Тепловий баланс двигуна Wärtsila 12V46F по скидній низькопотенційній теплоті.....	98
4.2 Оцінка енергетичного потенціалу води високотемпературного контуру охолодження від навантаження двигуна	101
4.3 Аналіз ефективності установки на основі органічного циклу Ренкіна при різних навантаженнях двигуна	104
4.4 Аналіз параметрів роботи установки на основі органічного циклу Ренкіна при обмеженні її вихідної потужності	106
4.5 Аналіз річної генерації електроенергії установкою на основі органічного циклу Ренкіна на різних типах суден	112
4.6 Аналіз економії палива та зниження емісії парникових газів при впровадженні установки на основі органічного циклу Ренкіна на різних типах суден.....	114
4.7 Висновки за розділом 4	121
ВИСНОВКИ.....	124
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ	127
Додаток А Основна інформація про головний двигун.....	144
Додаток В Приклад розрахунку енергетичних характеристик суднової установки на основі органічного циклу Ренкіна із застосуванням двопараметричної оптимізації	147

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

CII – Carbon Intensity Indicator

CO₂ – діоксид вуглецю

EEDI – Energy Efficiency Design Index

EEXI – Energy Efficiency Existing Ship Index

GWP – Global Warming Potential (потенціал глобального потеплення)

HFO – Heavy Fuel Oil (важке суднове паливо)

IMO – International Maritime Organization (Міжнародна морська організація)

GHG – greenhouse gases (парникові гази)

MCR – Maximum Continuous Rating (максимальна тривала потужність двигуна)

MDO – Marine Diesel Oil (дизельне суднове паливо)

MGO – Marine Gas Oil

ГД – головний двигун

ДГ – дизель-генератор

ККД – коефіцієнт корисної дії

ОЦР (ORC) – органічний цикл Ренкіна (Organic Rankine Cycle)

СЕУ – суднова енергетична установка

CF – коефіцієнт перерахунку палива у CO₂

G – масова витрата, кг/с

N – потужність, кВт

N_e – електрична потужність, кВт

p – тиск, Па

Q – теплова потужність, кВт

t – температура, °C

T – термодинамічна температура, К

ΔT – різниця температур

ΔT_{pp} – мінімальний температурний напір у теплообміннику (pinch point)

η – коефіцієнт корисної дії

η_p – ККД насоса

η_t – ізоентропний ККД турбіни

ВСТУП

Актуальність теми. Морський транспорт є одним із базових елементів світової транспортної системи та забезпечує переважну частку міжнародних перевезень вантажів [37]. Водночас судноплавство залишається суттєвим джерелом викидів парникових газів (ПГ), утворення яких безпосередньо пов'язане зі спалюванням викопного палива в судових енергетичних установках (СЕУ). Посилення міжнародних екологічних вимог, зокрема впровадження показників EEDI, EEXI та CII [28, 39], а також реалізація оновленої стратегії ІМО щодо скорочення викидів ПГ від суден [36] формують об'єктивну потребу у пошуку технічних рішень, здатних забезпечити підвищення енергоефективності суден без радикальної зміни їх основної енергетичної концепції. Одним із найбільш реалістичних напрямів досягнення цієї мети є підвищення повноти використання енергії палива в існуючих СЕУ [100].

У сучасних судових дизельних установках значна частина теплоти, що виділяється при згорянні палива, не перетворюється на корисну механічну роботу, а відводиться з відпрацьованими газами, наддувним повітрям, мастилом і охолоджувальною водою. Для чотиритактних середньообертових двигунів істотна частка вторинної теплоти припадає саме на контури охолодження, що створює передумови для її подальшої утилізації. Теплота охолодження головного двигуна має більш низький температурний потенціал, ніж теплота відпрацьованих газів, однак вона характеризується стабільністю, безперервною наявністю під час роботи двигуна та достатньо значною за кількістю. Саме тому вона розглядається як перспективне джерело енергії для систем утилізації низькопотенційної теплоти.

Одним із найбільш перспективних технічних рішень для використання низькопотенційної теплоти є установки на основі органічного циклу Ренкіна (ОЦР) [7, 68, 78, 123]. Такі системи дають змогу перетворювати вторинну теплоту низькотемпературного рівня на механічну та далі електричну енергію та, як наслідок, зменшувати навантаження на допоміжні дизель-генератори. На відміну від тра-

диційних паротурбінних систем, установки на основі ОЦР можуть ефективно працювати при відносно низьких температурах джерела теплоти, що робить їх придатними для утилізації теплоти охолоджувальної води судових двигунів, яка на сьогодні не утилізується у повній мірі. Практичний інтерес до впровадження таких систем на судах підтверджується наявністю пілотних та обмежено-комерційних проєктів, однак рівень їх поширення залишається недостатнім, а питання доцільності впровадження для різних типів суден і різних умов експлуатації ще не отримали однозначного вирішення. Водночас, стаціонарні установки на основі ОЦР для утилізації скидної теплоти підприємств або теплоти геотермальних джерел, вже успішно працюють та продовжують впроваджуватися в практику проектування та експлуатації поновлювальної енергетики.

При оцінці доцільності впровадження судової установки на основі ОЦР необхідно враховувати наступне: значні інвестиції на початковому етапі, регулярні додаткові витрати на обслуговування, потребу навчання персоналу роботі з таким обладнанням, залежність ефективності роботи установки від потенціалу та кількості скидної теплоти (тобто від режиму роботи судового двигуна), кліматичного регіону знаходження судна. Таким чином, доцільність впровадження судової установки, що працює за ОЦР, є індивідуальним питанням для кожного конкретного випадку.

Аналіз сучасного стану досліджень показує, що відомі підходи до оцінки ефективності судових установок на основі ОЦР часто базуються на номінальних режимах роботи двигуна або теоретично-можливих режимах роботи установки та неповною мірою враховують реальні профілі навантаження двигуна, змінні температурні умови експлуатації судна, а також обмеження, пов'язані з установленною потужністю конкретної установки. У результаті оцінки потенціалу утилізації теплоти СЕУ можуть виявлятися завищеними або недостатньо репрезентативними для практичного застосування. Особливо це стосується суден, які експлуатуються в різних кліматичних умовах і мають істотно відмінні профілі навантаження головного двигуна. У зв'язку з цим виникає потреба у розробленні підходу до оцінки ефективності установок на основі ОЦР, який би враховував

змінний характер експлуатації судна, параметри зовнішнього середовища та технічні обмеження установки. Відзначене суттєво відрізняє їх від стаціонарних установок на основі ОЦР, тому досвід експлуатації стаціонарних установок не можливо переносити на суднові.

Отже, **науково-практична проблема**, що розв'язується в дисертаційній роботі, полягає в підвищенні ефективності експлуатації суднової енергетичної установки шляхом обґрунтування доцільності та параметрів упровадження установки на основі органічного циклу Ренкіна для утилізації теплоти охолодження головного чотиритактного двигуна з урахуванням реальних режимів його роботи та умов експлуатації судна. Розв'язання цієї проблеми дасть змогу підвищити енергетичну ефективність суднових енергетичних установок, зменшити споживання палива на вироблення бортової електроенергії та скоротити викиди CO_2 .

У такій постановці **головна задача** дослідження полягає у розробленні методу оцінки з наступним її застосуванням для обґрунтування параметрів суднової установки на основі ОЦР, що утилізує теплоту охолодження головного чотиритактного двигуна, з урахуванням конфігурації термодинамічного циклу, типу робочого тіла ОЦР, розподілу навантажень двигуна, температури забортної води та обмеження встановленої потужності установки на основі ОЦР. Методика та виконаний аналіз доповнюють попередні дослідження у області підвищення ефективності СЕУ за рахунок утилізації вторинної теплоти, які були виконані наступними провідними вченими: Радченко М. та Корнієнко В. [55, 56], Тітлов О. [119, 137], Чередниченко О. [18, 19], Gequn Shu [90, 91], Francesco Baldi [6, 7, 8], Ulrik Larsen [58, 59] та іншими. Отримані результати мають забезпечити практичне вирішення проблеми пошуку раціональної конфігурації, робочого тіла та режимів експлуатації установок утилізації вторинної теплоти суднових дизельних двигунів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, темами. Необхідність підвищення енергоефективності та зниження емісії ПГ засобами водного транспорту визначається вимогами Додатку VI конвенції MARPOL. Робота виконана відповідно до положень «Національної транспортної стратегії України на період до 2030

р.» (розп. КМУ № 430-р від 30.05.2018 р.); «Енергетичної стратегії України на період до 2035 р.» (розп. КМУ № 497-р від 06.06.2018 р.) та є складовою частиною науково-дослідних тем каф. СДУіХТ НУОМА «Підвищення енергоефективності суднових холодильних і допоміжних установок і систем» (2020-2023 рр., № держ. реєстр. 0117U005138) та «Підвищення ефективності процесів у суднових допоміжних і холодильних установках та системах: оптимальні режими, альтернативні робочі тіла та утилізація вторинної теплоти» (початок 2023 р., № держ. реєстр. 0123U104739).

Об'єктом дослідження є процес утилізації вторинної теплоти охолодження головного чотиритактного судового двигуна з використанням установки на основі органічного циклу Ренкіна.

Предметом дослідження є закономірності впливу конфігурації термодинамічного циклу, типу робочого тіла, навантаження головного двигуна, температури заборотної води, типу судна та встановленої номінальної потужності установки на основі ОЦР на енергетичну, екологічну та експлуатаційну ефективність системи утилізації теплоти охолодження двигуна.

Метою дослідження є підвищення ефективності експлуатації судової енергетичної установки шляхом розроблення методу оцінки доцільності впровадження та вибору раціональних параметрів судової установки на основі ОЦР для утилізації теплоти охолодження головного чотиритактного двигуна з урахуванням реальних умов експлуатації судна.

Наукова гіпотеза дослідження полягає в тому, що підвищення ефективності експлуатації судової енергетичної установки та зниження емісії CO₂ при роботі головного чотиритактного двигуна можуть бути забезпечені за рахунок впровадження установки на основі ОЦР для утилізації теплоти охолодження двигуна за умови, що її параметри обираються не за номінальним тепловим потенціалом джерела, а з урахуванням реального розподілу навантажень двигуна, температури заборотної води та режиму обмеження номінальної потужності установки, а також з урахуванням термодинамічного потенціалу робочого тіла та конфігурації ОЦР. Урахування цих факторів дозволяє коректно оцінити річну

генерацію електроенергії, екологічний ефект і доцільність впровадження установок на основі ОЦР на судах різного типу.

Для досягнення поставленої мети та розв'язання головної задачі необхідно вирішити такі **допоміжні задачі**:

1. Провести аналіз сучасного стану декарбонізації морського транспорту, існуючих технологій утилізації вторинної теплоти суднових енергетичних установок та місця установок на основі ОЦР у структурі засобів підвищення енергоефективності та екологічності засобів водного транспорту.

2. Виконати аналіз структури суднової енергетичної системи та визначити потенціал використання теплоти охолодження головного чотиритактного двигуна як джерела енергії для установки на основі ОЦР.

3. Обґрунтувати вибір базового об'єкта дослідження - двигуна Wärtsilä 12V46F - і типів суден, для яких результати аналізу можуть вважатися репрезентативними. Обрати реально-існуючу установку-прототип, для якої наявний досвід її експлуатації на судах. Сформулювати вхідні дані для аналізу.

4. Розробити або адаптувати математичну модель оцінки термодинамічних, енергетичних та екологічних характеристики суднової установки на основі ОЦР, придатну для аналізу її роботи в умовах змінних вхідних параметрів, відібраних для подальшого аналізу за принципом найбільшої впливовості на кінцевий результат.

5. Дослідити вплив конфігурації термодинамічного циклу та різних робочих тіл на ефективність ОЦР при реальних для суднових умов температурах джерела та приймача теплоти та кількості вторинної теплоти без прив'язки до параметрів установки-прототипу з метою вибору раціонального схемного рішення та робочого тіла.

6. Для обраної конфігурації та робочого тіла дослідити вплив навантаження головного двигуна та температури забортної води на вихідну потужність, електричний ККД та характер роботи установки на основі ОЦР.

7. Дослідити та встановити закономірності роботи установки на основі ОЦР в умовах обмеження її номінальної потужності та визначити вплив цього режиму роботи на річну генерацію електроенергії установкою на борту судна.

8. Оцінити річну генерацію електроенергії, економію суднового палива та екологічний ефект (на основі аналізу емісії CO₂) від застосування установки на основі ОЦР на різних типах суден, які відрізняються часом знаходження у морі та профілем навантаження головного двигуна;

9. Обґрунтувати підхід до вибору раціональної встановленої потужності установки на основі ОЦР для конкретного двигуна і конкретного типу судна.

Методи дослідження.

В роботі використовувалися теоретичні методи аналізу з залученням експериментальних даних, отриманих з різних джерел. Для формування наукової проблеми, мети, задач і структури дослідження застосовано методи аналізу, узагальнення та системного підходу. Для оцінки енергетичних характеристик установки на основі ОЦР використано методи термодинамічного аналізу циклів з застосуванням комп'ютерного експерименту, в яких враховувалися експериментальні властивості робочих тіл та ККД турбіни, а також класичні підходи, що базуються на рівняннях масового та енергетичного балансів. Для дослідження роботи установки на основі ОЦР в умовах змінних режимів, оцінки впливу експлуатаційних факторів на річну енергетичну та екологічну ефективність установки використано моделювання з залученням реальних експериментальних даних та метод інтегрування результатів моделювання. Для інтерпретації результатів та формулювання наукових висновків застосовано методи формалізації, порівняння та логічного аналізу.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в розробленні науково обґрунтованого підходу до оцінки доцільності впровадження судових установок на основі ОЦР для утилізації теплоти охолодження головного чотиритактного двигуна, який, на відміну від існуючих підходів, враховує різні конфігурації термодинамічного циклу та робочі тіла, річний розподіл навантажень двигуна для певних типів суден, температуру забортної води та обмеження встановленої

потужності установки на основі ОЦР. У результаті цього отримано нові закономірності зміни енергетичної та екологічної ефективності установки на основі ОЦР залежно від типу судна та умов її експлуатації.

У роботі вперше:

- встановлено, що вплив температури забортної води на енергетичну та екологічну ефективність установки на основі ОЦР, яка живиться теплотою води охолодження суднового чотиритактного двигуна є домінуючим фактором, та перевищує вплив навантаження головного двигуна (у всьому практичному інтервалі його роботи), типу робочого тіла та конфігурації термодинамічного циклу;

- встановлено, що пентан як робоче тіло забезпечує більшу на величину до 14 % енергетичну ефективність установки на основі ОЦР, яка живиться теплотою води охолодження суднового чотиритактного двигуна, ніж R245fa, R134a та R1233zd(E), при близькому значенні ККД дійсного циклу, з причини суттєво менших витрат енергії на роботу живильного насосу;

- обґрунтовано підхід до визначення раціональної встановленої потужності суднової установки на основі ОЦР, згідно з яким її вибір повинен базуватися на узгодженні з розподілом навантаження двигуна та умовами експлуатації судна, а не лише на максимальному тепловому потенціалі скидного джерела, що дозволяє підвищити енергетичну та екологічну ефективність впровадження суднових систем утилізації теплоти;

Удосконалено:

- методичний підхід до термодинамічного та енергетичного аналізу ОЦР, який включає врахування змінних параметрів джерела та приймача теплоти, властивостей робочого тіла, обмеження на мінімальну різницю температур у теплообмінниках системи та режимів роботи двигуна, що дозволяє оцінити ефективність установки на основі ОЦР у реальних умовах експлуатації судна.

Отримали подальшого розвитку:

- методичний підхід до вибору робочого тіла ОЦР з урахуванням не лише термодинамічної ефективності циклу, а й енергоспоживання допоміжного обладнання системи на прикладі живильного насосу робочого тіла;

- методичний підхід до аналізу оцінки доцільності застосуванні установки на основі ОЦР на різних типах суден за критеріями річної генерації електроенергії та відносного зниження викидів CO_2 .

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що запропонований підхід до оцінки та вибору параметрів установки на основі ОЦР може бути використаний на етапах проєктування, модернізації та техніко-економічного обґрунтування впровадження суднових систем утилізації теплоти охолодження двигунів. Отримані результати дозволяють більш обґрунтовано визначати доцільність використання установок на основі ОЦР на судах різних типів, оцінювати очікувану річну генерацію електроенергії, прогнозувати ефект скорочення викидів CO_2 та обирати раціональну номінальну потужність установки. Практична цінність результатів також полягає у можливості їх використання в освітньому процесі при викладанні фахових дисциплін, де розглядаються питання підвищення ефективності СЕУ, а також при виконанні магістерських кваліфікаційних робіт.

Особистий внесок здобувача. Усі основні результати дисертаційної роботи, що виносяться на захист, отримані автором самостійно. Автором особисто виконано аналіз сучасного стану проблеми та методів підвищення ефективності та зниження впливу на навколишнє середовище СЕУ [86, 87, 88, 124], розглянуто різні підходи до утилізації теплоти СЕУ [86, 87, 88, 125, 126, 127, 128, 129, 130, 138, 139, 140], обґрунтовано вибір об'єкта дослідження та перспективних робочих тіл [51, 57, 124, 125, 126, 127, 130, 139, 141], сформовано вхідні дані, розроблено комп'ютерну розрахункову модель установки на основі ОЦР, реалізовану з використанням ПО Excel та надбудов чисельної оптимізації, із залученням термодинамічних властивостей з бази даних REFPROP, на її основі виконано термодинамічний та енергетичний аналіз роботи установки [52, 128, 129, 138, 139, 140], проведено аналіз впливу навантаження двигуна та температури заборотної води на її характеристики [52, 128, 138], встановлено закономірності роботи установки в режимі обмеження потужності та здійснено оцінку річної генерації електроенергії й екологічного ефекту для різних типів суден [52, 128, 138]. Авто-

ром сумісно з науковим керівником сформовано мету та завдання дослідження, розроблено алгоритми розрахунків, проаналізовано отримані результати, сформовано висновки та наукові результати.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідалися й обговорювалися на міжнародних наукових, науково-технічних та науково-практичних конференціях, зокрема: науково-техн. конф. молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт" (Одеса, 2022), міжн. науково-практ. конф. Таврійського нац. ун-ту В. І. Вернадського (Київ, 2023), науково-техн. конф. «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт» (Одеса, 2023, 2024, 2025, 2026), XVI міжн. науково-техн. конф. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці (Миколаїв, 2025), XIV міжн. конф. Проблеми теплофізики та теплоенергетики (Київ, 2025).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковано у 17 наукових працях, з них: 3 статті у наукових виданнях, що індексуються у системі Scopus (одна з них у виданні, що має кuartиль Q1); 4 статті у наукових фахових виданнях України категорії Б (усі з одним співавтором); 10 публікацій у матеріалах наукових конференцій; 1 патент на корисну модель, якій додатково відображає напрямок дисертації, пов'язаний з енергозбереженням та використанням альтернативних джерел енергії.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, 4 розділів, загальних висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний обсяг роботи становить 148 сторінок, із них основного тексту 126 сторінок. Дисертація містить 48 рисунків, 10 таблиць, список використаних джерел із 143 найменувань на 17 сторінках, 2 додатка на 5 сторінках.

РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПЕРЕДУМОВИ ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМ УТИЛІЗАЦІЇ ВТОРИННОЇ ТЕПЛОТИ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ НА ОСНОВІ ОРГАНІЧНОГО ЦИКЛУ РЕНКІНА

1.1 Питання декарбонізації при експлуатації засобів морського та внутрішнього водного транспорту

Морський транспорт відіграє ключову роль у світовій економіці, забезпечуючи понад 80 % міжнародних перевезень вантажів за обсягом [37]. Водночас судноплавство є значним джерелом викидів парникових газів (ПГ), що формуються під час спалювання викопного палива у суднових енергетичних установках. За даними Fourth IMO Greenhouse Gas Study, у 2018 році міжнародне судноплавство спричинило близько 740 млн т CO₂, що становило приблизно 2,89 % глобальних антропогенних викидів парникових газів [37]. Очікуване зростання обсягів морських перевезень у майбутньому може призвести до подальшого збільшення цих викидів, якщо не буде впроваджено заходів із підвищення енергоефективності суден та використання альтернативних джерел енергії.

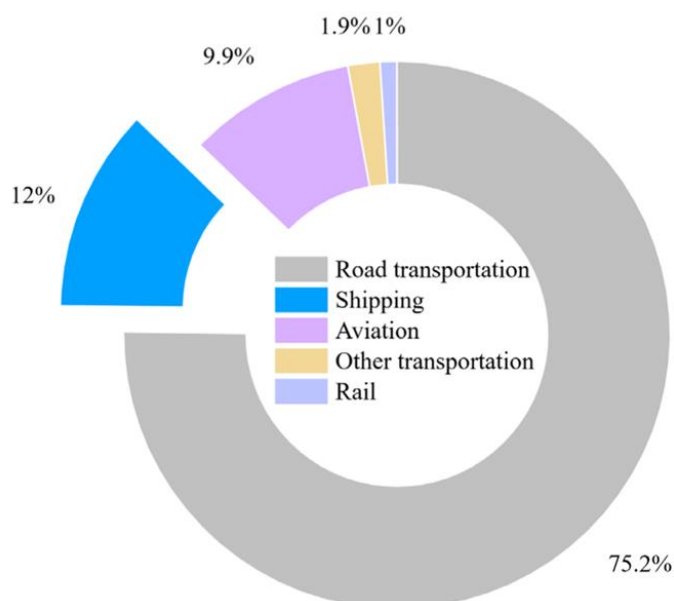


Рисунок 1.1 – Розподіл викидів CO₂ у світовому транспортному секторі за підсекторами у 2023 році [31]

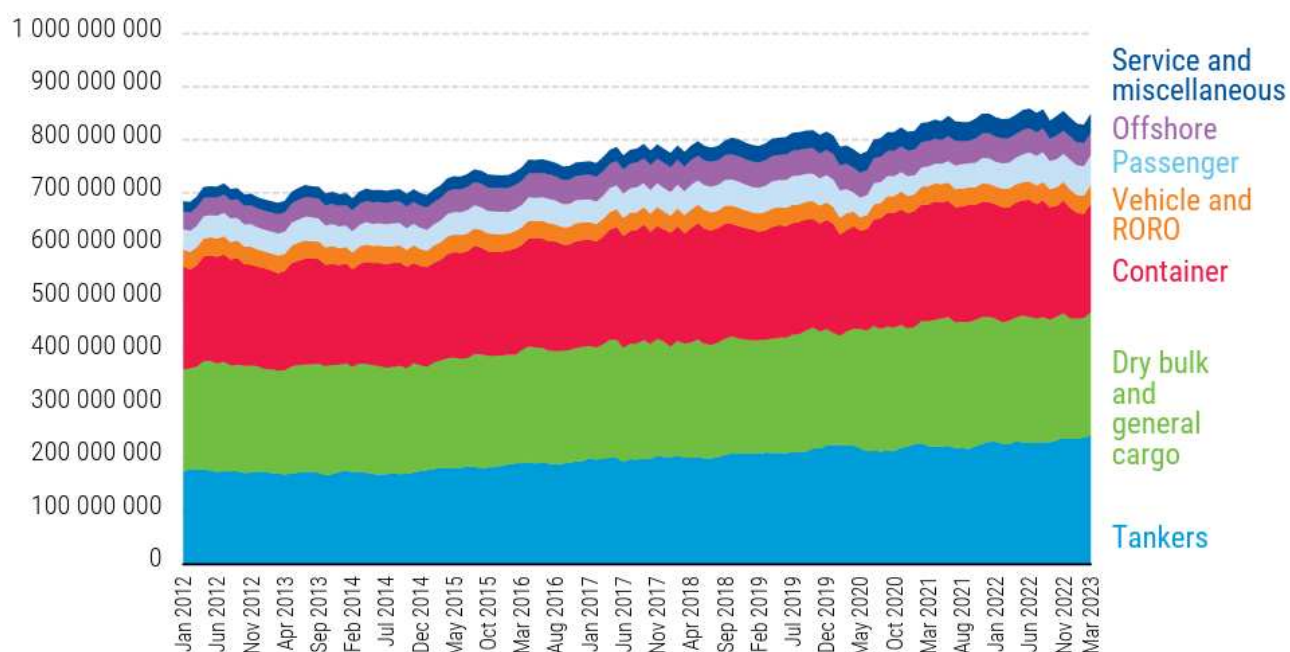


Рисунок 1.2 Викиди вуглекислого газу за основними типами суден, т,
січень 2012 – березень 2023 [80]

Основним міжнародним органом, що формує екологічну політику у сфері морського транспорту, є Міжнародна морська організація (ІМО). У 2023 році була ухвалена оновлена Стратегія ІМО щодо скорочення викидів парникових газів від суден (IMO GHG Strategy 2023), яка визначає довгострокову мету досягнення нульового балансу викидів парникових газів від міжнародного судноплавства приблизно до 2050 року [36]. У межах цієї стратегії встановлено низку проміжних цілей, зокрема:

- скорочення вуглецевої інтенсивності міжнародного судноплавства щонайменше на 40 % до 2030 року відносно рівня 2008 року;
- зменшення сукупних річних викидів парникових газів щонайменше на 20 % до 2030 року (з прагненням до 30 %);
- скорочення викидів щонайменше на 70 % до 2040 року (з прагненням до 80 %) [36].

Крім того, стратегія передбачає досягнення частки енергії для руху судна та роботи допоміжних систем з нульових або майже нульових за викидами технологій на рівні щонайменше 5 % до 2030 року з прагненням досягти 10 % [36].

Досягнення повної декарбонізації судноплавства залишається технічно складним через обмеження можливості використання альтернативних палив та тривалий життєвий цикл суден. Проте прийняття стратегії ІМО 2023 створює потужний регуляторний імпульс для впровадження технологій підвищення енергоефективності, зокрема установки утилізації низькопотенційної теплоти судових двигунів. Оскільки досягнення повної декарбонізації судноплавства значною мірою залежить від підвищення енергоефективності судових енергетичних установок (СЕУ) у коротко- та середньостроковій перспективі, значну увагу приділяють технологіям утилізації відпрацьованої теплоти двигунів [1, 2, 8, 16, 26, 32, 55, 56, 58, 59, 68, 72, 81, 82, 89, 93, 109, 110, 122, 133, 135, 136]. Одним з найбільш перспективних рішень у цьому напрямі є застосування установок на основі органічних циклів Ренкіна (ОЦР), які дозволяють перетворювати низькопотенційну теплоту систем охолодження судових дизелів у корисну електричну енергію та тим самим зменшувати питомі викиди CO_2 .

Практична реалізація екологічної політики ІМО здійснюється через вимоги Додатку VI Конвенції MARPOL, що регламентує запобігання забрудненню атмосфери з суден. У межах цього документа запроваджено систему оцінювання енергоефективності суден. Для нових суден застосовується індекс Energy Efficiency Design Index (EEDI), а для існуючих суден з 2023 року введено показник Energy Efficiency Existing Ship Index (EEXI) [38].

Паралельно було запроваджено експлуатаційний показник Carbon Intensity Indicator (СІ), який характеризує кількість викидів CO_2 відносно транспортної роботи судна. За результатами щорічного розрахунку СІ судну присвоюється рейтинг від А (найкращий) до Е (найгірший). Якщо судно отримує рейтинг D протягом трьох років поспіль або Е протягом одного року, судновласник зобов'язаний розробити план коригувальних заходів щодо підвищення енергоефективності [39, 41].

Крім міжнародних вимог ІМО, у Європейському Союзі формується власна система економічних та регуляторних інструментів декарбонізації морського транспорту. Важливим інструментом є Regulation (EU) 2023/1805 (FuelEU

Maritime), який встановлює поетапне зниження інтенсивності викидів парникових газів від енергії, використаної на борту суден [79]. Документ передбачає поступове скорочення вуглецевої інтенсивності енергії суднового палива до 2050 року.

Основні напрями декарбонізації водного транспорту схематично наведено на рис. 1.3.



Рисунок 1.3. Класифікація заходів з декарбонізації морського транспорту, згрупованих у шість основних категорій (перероблено за [31])

Дизельні двигуни на сьогодні є найбільш поширеним типом суднових енергетичних установок. За оцінками [93], близько 96 % сумарної встановленої потужності цивільних суден водотоннажністю понад 100 GT забезпечується саме дизельними двигунами. Через відсутність альтернативних рушійних установок із подібними показниками питомої потужності, вартості та паливної ефективності очікується, що дизельні двигуни залишатимуться основою суднової енергетики ще тривалий час, незважаючи на те, що активно впроваджується двигуни на альтернативному паливі.

З огляду на те, що значна частина світового флоту продовжує використовувати дизельні енергетичні установки, одним із найбільш ефективних шляхів скорочення викидів є підвищення ефективності використання енергії палива. Таким чином, використання теплоти, що відводиться з систем охолодження та відпрацьованих газів, є одним із перспективних напрямів підвищення енергоефективності СЕУ. Реалізація таких рішень дозволяє зменшити споживання палива та покращити показники вуглецевої інтенсивності судна відповідно до вимог міжнародного та європейського екологічного регулювання.

Отже, підвищення ефективності експлуатації суднових енергетичних установок шляхом утилізації теплоти систем охолодження головних двигунів є актуальним напрямом досліджень, що безпосередньо відповідає сучасним вимогам декарбонізації морського транспорту. Однією з технологій, що дозволяє ефективно використовувати низькопотенційні теплові потоки суднових двигунів, є установки на основі органічного циклу Ренкіна.

1.2 Органічний цикл Ренкіна – основні поняття

Цикл Ренкіна – це термодинамічний цикл перетворення теплової енергії на механічну роботу. Теплота підводиться до замкненого контуру, у якому традиційно як робоче тіло використовується вода. Енергетичні установки на основі класичного циклу Ренкіна забезпечують близько 85 % світового виробництва електроенергії [74].

Принцип роботи установки на основі органічного циклу Ренкіна (ОЦР) - Organic Rankine Cycle (ORC) - базується на використанні турбогенератора, який, аналогічно до традиційної парової турбіни з генератором, перетворює теплову енергію на механічну, й далі на електричну. На відміну від класичного циклу Ренкіна, установки на основі ОЦР замість водяної пари як робоче тіло використовуються органічні речовини, які мають більшу молекулярну масу, ніж вода.

На рис. 1.4 наведено стандартну конфігурацію установки, яка працює за ОЦР та зображення зміни параметрів робочого тіла у T-s діаграмі.

вись близько 90 % від електричного ККД при номінальному навантаженні [74].

Фундаментальні переваги ОЦР, перед традиційним паровим циклом Ренкіна пов'язані з наступним:

- малими об'ємними витратами робочого тіла,
- термодинамічними особливостями кривої насичення робочих речовин, що сприяє розширенню їх у турбіні без утворення вологого пару,
- можливостями регулювання витрати робочого тіла у широкому інтервалі,
- електронним керуванням швидкістю турбіни,

Таким чином, установки, що працюють за ОЦР можуть «термодинамічно підлаштовуватися» під змінний тепловий потік без суттєвого падіння ККД.

У галузі промисловості проведено значну кількість досліджень, присвячених утилізації відхідної теплоти та використанню установок на основі ОЦР, які вже знайшли застосування. Є приклади використання систем на основі ОЦР для утилізації теплоти газотурбінних установок, нафтопереробних підприємств, металургійної промисловості та інших галузей [92, 112, 118]. Технології на основі ОЦР також вже застосовуються у геотермальній енергетиці, де використовуються низько- та середньотемпературні джерела теплоти [12, 33]. Для суднової енергетики це відносно новий напрямок, хоча певні пілотні проекти з встановленням систем на судах вже реалізовані (це питання буде розглянуте у дисертації далі).

Для визначення можливостей практичного застосування систем на основі ОЦР у наступному розділі буде проаналізована структура суднової енергетичної системи та основні потоки енергії в ній.

1.3 Місце установки на основі органічного циклу Ренкіна у суднових енергетичних системах

Питанню дослідження та впровадження суднових енергетичних установок на основі ОЦР для вироблення електроенергії шляхом рекуперації вторинної теплоти останні роки приділяється все більше уваги у наукових публікаціях [2, 7, 8, 16, 54, 62, 53, 58, 74, 84, 90, 91, 96, 97, 136]. Це пов'язано з можливістю підви-

щення загальної енергоефективності судна та зі зниженням викидів парникових газів, що є ключовим напрямом розвитку судноплавства на найближчі роки.

1.3.1 Загальна структура суднової енергетичної системи та потоки вторинної теплоти

ІМО виділяє 19 типів суден, за якими можна класифікувати більшість світового флоту [37]. До «вантажних» (Cargo) суден ІМО відносить 13 типів суден з 19. Вантажні судна складають 48,8 % від загальної кількості суден та 94,8 % загального дедвейту світового флоту. Таким чином, вантажні судна представляють більшість суден у світі з точки зору кількості та загального дедвейту світового флоту. Тому опис типової енергетичної системи для вантажних суден можна вважати репрезентативним для суднових енергетичних систем під час аналізу доцільності інтеграції до них установок утилізації вторинної теплоти на основі ОЦР.

Аналіз структури енергетичної системи судна дозволяє визначити джерела вторинної теплоти, які можуть бути використані у системах її утилізації.

Суднова енергетична система складається з пристроїв, призначених для забезпечення енергією потреб судна, таких як рушійна установка судна, пристрої обробка вантажів, системи забезпечення комфорту екіпажа та пасажирів, електропостачання, виробництво прісної води та інше. Схематичне зображення енергетичних потоків типової енергетичної системи вантажного судна показана на рис. 1.5.

СЕУ великого судна призначена для забезпечення переважно двох основних потреб: перетворення хімічної енергії палива у головному двигуні в механічну енергію для руху судна та перетворення хімічної енергії палива у допоміжних двигунах в електричну енергію для забезпечення різноманітних потреб судна. Як в основних, так і в допоміжних двигунах частина хімічної енергії палива перетворюється на теплоту. Ця теплота частково використовується безпосередньо для задоволення різноманітних потреб судна у тепловій енергії та частково скидається у навколишнє середовище. Вторинна теплота також може підвергатися пода-

льшої трансформації в механічну та далі в електричну енергію, а також в теплоту іншого температурного рівня (у тому числі з отриманням температур нижче температур навколишнього середовища - штучного холоду). Деякі технології утилізації теплоти є вже традиційними для суднової енергетичної системи, деякі тільки впроваджуються, деякі розглядаються як перспективні.

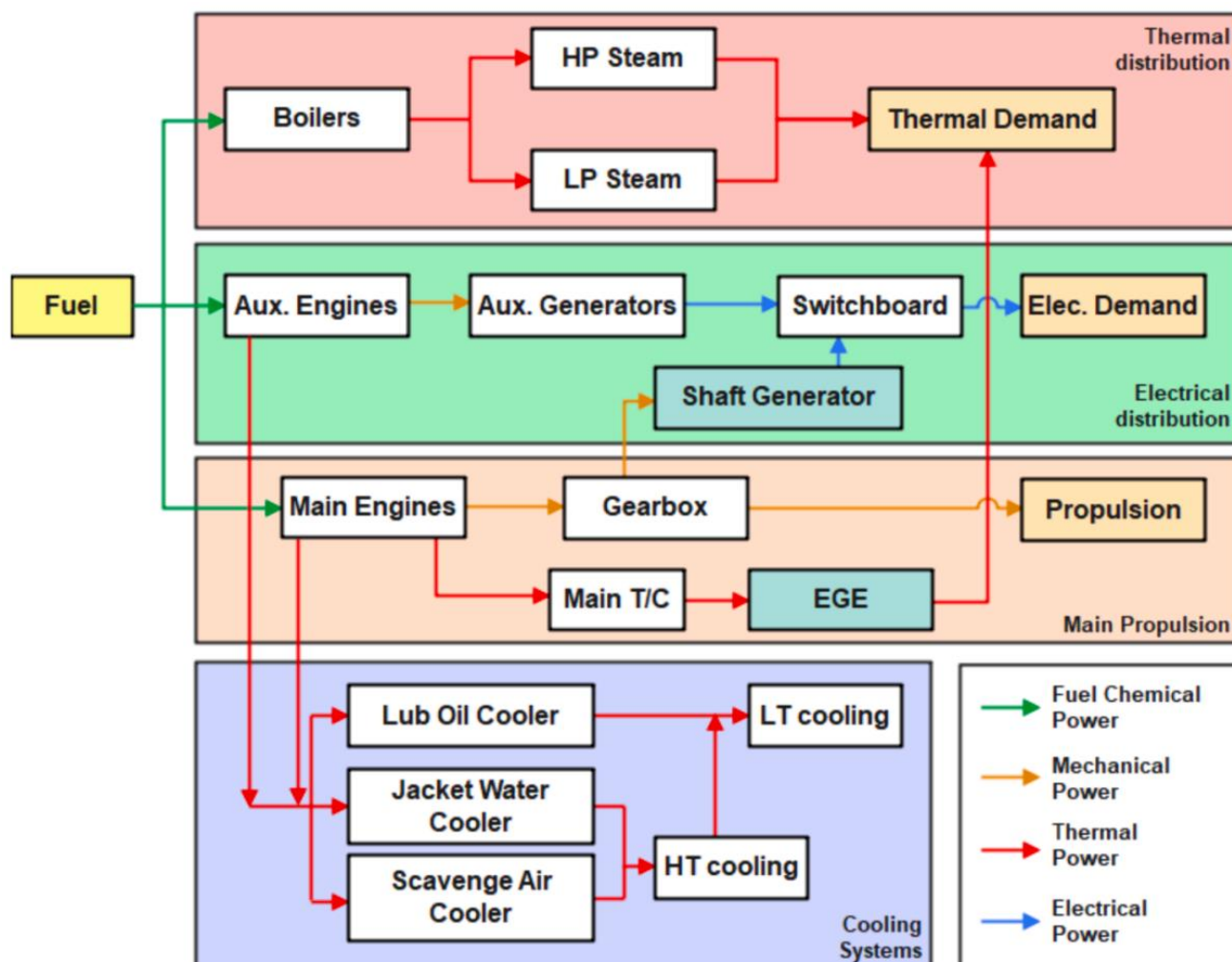


Рисунок 1.5. Спрощена схема енергетичної системи судна та розподілу енергетичних потоків [6]

Рушієм на великих сучасних суднах зазвичай є гребний гвинт, з'єднаним з головним двигуном. Звичайні силові установки можна загалом розділити на два типи залежно від того, як гребний гвинт з'єднаний з головним двигуном [6]. Перший тип це механічна силові установки, в яких гребний гвинт з'єднаний з двигуном внутрішнього згоряння через коробку передач, а також наявні допоміжні дизельні двигуни з генераторами для забезпечення вироблення електроенергії.

Вважається, що саме така система є типовою судновою енергетичною системою, яка показана на рис. 1.5. Другий тип це електричні системи, де гребний гвинт приводиться в рух електродвигуном. У таких системах допоміжні споживачі електроенергії живляться від однієї з головних електродвигуном системи.

Відсоток енергії, який витрачається на конкретні технологічні процеси, є специфічним для кожного судна та залежить від його призначення (наприклад, танкери сирої нафти потребуються багато додаткової теплової енергії, а круїзні лайнери та рефрижераторні судна – електричної, якщо порівнювати їх з усередненими показниками енергетичних потреб суден). Основна частина вторинної теплоти формується у системах відпрацьованих газів, охолодження двигуна та охолодження наддувального повітря.

Таким чином, аналіз структури суднової енергетичної системи показує, що значна частина енергії палива не перетворюється на корисну механічну роботу, а відводиться у вигляді теплоти з різними потоками. Залежно від типу двигуна та режиму його роботи частка вторинної теплоти може становити понад половину загальної теплової енергії палива – рис 1.6.

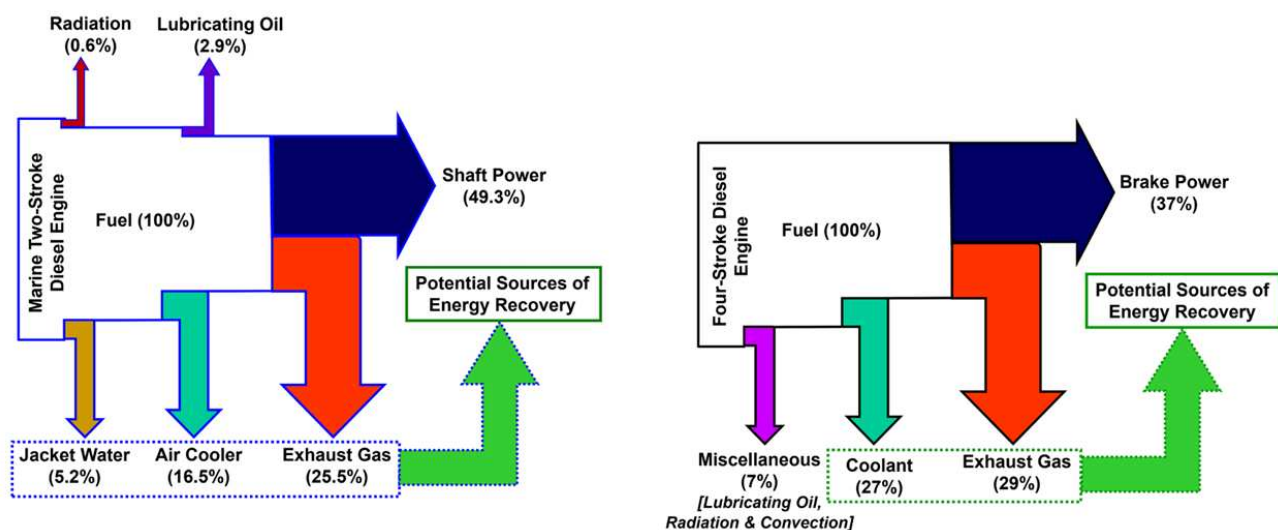


Рисунок 1.6. Діаграма теплового балансу суднового двотактного дизельного двигуна та чотиритактного дизельного двигуна [81]

Втрати великої кількості тепла на морському судні - це, перш за все, втрата первинної енергії палива внаслідок різних процесів, які відбуваються під час но-

рмальної експлуатації (незворотність термодинамічних процесів, теплообмін з навколишнім середовищем та інші). Кожен потік відпрацьованого тепла відрізняється як за кількістю енергії, що втрачається, так й за її якістю.

Корисність або «якість» відпрацьованого тепла визначається температурою, при якій воно доступне споживачу. Теплова енергія поділяється на енергію низької, середньої та високої якості залежно від температурного діапазону - таблиця 1.1. Можливість використання скидного тепла безпосередньо залежить від його якості. З морських джерел велика частина втраченого тепла знаходиться між низькою та середньою якістю. У таблиці 1.2 наведено список основних джерел відпрацьованого тепла з типовим діапазоном температур для торговельного судна.

Таблиця 1.1. Класифікація якості теплової енергії в залежності від діапазону температур [93]

Якість	Інтервал температур, °C
Висока	650 та вище
Середня	232...649
Низька	Менш ніж 232

Таблиця 1.2. Діапазон температур основних джерел скидного тепла судових енергетичних та допоміжних установок [93]

Джерело теплоти	Інтервал температур, °C
Інсенератор	850...1200
Відхідні гази двигунів	200...500
Наддувне повітря	100...160
Вода охолодження двигунів	70...125

З перелічених потоків скидного тепла найвища якість характерна для відхідних газів інсенераторних печей для спалювання відходів. Однак, інсенераторна установка працює з періодично, а кількість тепла, що вона скидає, досить мала порівняно з іншими потоками.

Відхідні гази двигунів є найкращим джерелом відпрацьованого тепла як з точки зору кількості, так і якості. Але є обмеження з рівня охолодження цих газів з метою відбору від них теплоти. Для двигунів на паливі зі вмістом сірки є ризик корозії обладнання при конденсації вологи з відхідних газів при їх глибокому охолодженні. MAN Diesel and Turbo рекомендує температуру газів на виході не нижче 165 °С, щоб уникнути кислотної корозії та накопичення сажі в теплообмінниках відхідних газів [104, 106, 107, 108]. Але є тенденція на перехід на використання палива з низьким вмістом сірки або без неї (газоподібне паливо). В майбутньому може зменшити ризик кислотної корозії при нижчих температурах охолодження відхідних газів.

Наддувне повітря на виході з турбокомпресора охолоджується для збільшення його густини перед подачею в двигун. Традиційно воно охолоджується водою в інтеркулері. Температурний діапазон повітря (таблиця 1.2) та безперервна подача під час роботи двигуна робить його потенційним претендентом на використання в установках утилізації теплоти.

Тепло, що відводиться водою, яка охолоджує двигун (вода з сорочки двигуна), зазвичай використовується для виробництва питної води з морської або скидається в навколишнє середовище через теплообмінники. Незважаючи на те, що це джерело тепла низької якості, тепло води є великим за кількістю і постійно доступним під час роботи двигуна.

Наявність значних потоків вторинної теплоти створює потенціал для її подальшого використання з метою підвищення енергоефективності СЕУ. У зв'язку з цим зростає інтерес до впровадження технологій утилізації вторинної теплоти, здатних перетворювати її на електричну або механічну енергію.

1.3.2 Основні технології утилізації вторинної теплоти СЕУ

Залежно від температурного рівня джерела теплоти СЕУ застосовуються різні технології її утилізації.

Найбільш традиційним рішенням є використання парових систем утилізації теплоти, що працюють за циклом Ренкіна з водою як робочим тілом. У таких

установках теплота відпрацьованих газів використовується для генерації пари у котлі-утилізаторі, після чого пара розширюється у турбіні, виробляючи механічну або електричну енергію. Подібні системи широко застосовуються на великих суднах із потужними головними двигунами, де температура та масова витрата відпрацьованих газів достатньо високі для ефективної роботи парової турбіни. Перевагою таких систем є добре відпрацьована технологія та висока надійність, однак їх ефективність суттєво знижується при використанні низькопотенційних джерел теплоти.

Для утилізації теплоти середнього та низького температурного рівня все ширше застосовуються установки на основі ОЦР. У цих системах замість води використовуються органічні робочі тіла з нижчими температурами кипіння для роботи при відносно низьких температурах джерела теплоти. Органічні робочі тіла дозволяють ефективно перетворювати теплоту температурного рівня приблизно 70–200 °C у механічну або електричну енергію. Установки на основі ОЦР вважаються одним із найбільш перспективних рішень для утилізації теплоти систем охолодження судових дизельних двигунів, теплоти наддувного повітря та інших низькопотенційних джерел енергії.

Також у наукових дослідженнях розглядаються інші варіанти термодинамічних циклів для утилізації теплоти. Одним із них є надкритичний цикл Ренкіна. Такий підхід дозволяє зменшити втрати теплоти при теплообміні та підвищити термодинамічну ефективність циклу. Іншим варіантом є цикл Каліни, який використовує як робоче тіло суміш аміаку та води. Завдяки змінному складу робочої суміші цей цикл забезпечує кращу відповідність температурних профілів теплообміну між джерелом теплоти та робочим тілом, що дозволяє підвищити ефективність утилізації теплоти. Проте складність конструкції та експлуатації таких систем обмежує їх широке застосування у судових умовах.

Окремим напрямом розвитку технологій утилізації вторинної теплоти є використання енергії відпрацьованих газів у турбінних установках, що працюють спільно з турбокомпресорами дизельних двигунів. Такі системи відомі як турбокомпаундні установки. У них частина енергії відпрацьованих газів, яка не вико-

ристовується турбокомпресором, спрямовується на додаткову силову турбіну, що може бути з'єднана з генератором або з колінчастим валом двигуна. Подібні системи дозволяють підвищити загальний коефіцієнт корисної дії двигуна за рахунок використання енергії відпрацьованих газів.

Ще одним перспективним напрямом є використання термоелектричних генераторів, що працюють на основі ефекту Зеебека. У таких системах електрична енергія генерується завдяки різниці температур між гарячою та холодною поверхнями термоелектричних модулів. Перевагою цього підходу є відсутність рухомих частин і висока надійність. Проте сучасні термоелектричні матеріали мають відносно низький коефіцієнт корисної дії, що обмежує їх практичне застосування у великих суднових енергетичних установках.

Найбільш складні конфігурації передбачають використання всіх доступних потоків вторинної теплоти суднової енергетичної установки. Приклад всебічної утилізації вторинної теплоти на судні наведений на рис. 1.7. Слід звернути увагу, що у цьому прикладі знайшли місце й модулі на основі ОЦР, які утилізують теплоту води охолодження СЕУ та, якщо потрібно, додатково низкопотенційного водяного пару.

Таким чином, вибір технології утилізації вторинної теплоти визначається температурним рівнем джерела теплоти, потужністю суднової енергетичної установки, режимами експлуатації судна та економічною доцільністю впровадження відповідної системи. Для джерел теплоти високого температурного рівня доцільним є застосування парових систем утилізації теплоти або турбокомпаундних установок. Для джерел середнього та низького температурного рівня більш перспективними є установки на основі ОЦР. Ці системи забезпечують можливість ефективного використання теплоти систем охолодження СЕУ, що робить їх одним із ключових напрямів підвищення енергоефективності сучасних усього судна.

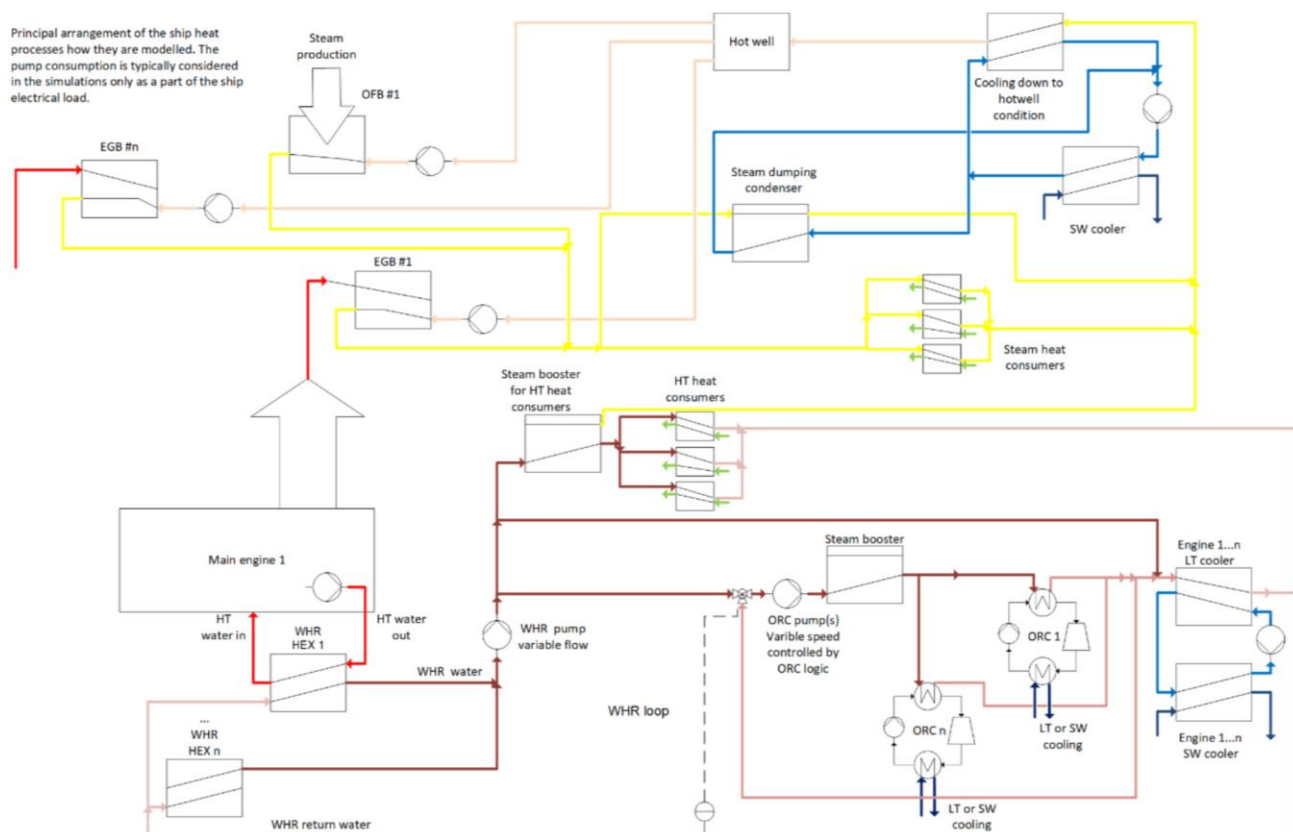


Рисунок 1.7. Принципова схема контуру використання вторинної теплоти з включеними модулями на основі ОЦР [29]

1.3.3 Доцільність застосування суднових систем утилізації вторинної теплоти на основі ОЦР

Доцільність використання систем утилізації вторинної теплоти у складі СЕУ визначається, перш за все, потужністю головної рушійної установки та температурним рівнем доступних теплових потоків. На рис. 1.8 наведено узагальнену залежність доцільності використання різних технологій утилізації теплоти від встановленої потужності рушійної системи судна. Як видно з цієї схеми, для суден з великою встановленою потужністю головного двигуна традиційно використовуються паротурбінні установки утилізації теплоти відпрацьованих газів.

Утім, застосування класичних парових турбін для утилізації теплоти є доцільним переважно для великих суден із дуже потужними головними двигунами. Для таких систем необхідні значні масові витрати відпрацьованих газів та високий температурний рівень джерела теплоти. На суднах з енергетичною установкою середньої потужності кількість скиданої теплоти є недостатньою для ефекти-

вної роботи паротурбінних установок, а масогабаритні характеристики такого обладнання можуть бути економічно невиправданими. У зв'язку з цим для таких суден все більше розглядаються альтернативні технології утилізації теплоти, зокрема системи на основі ОЦР.

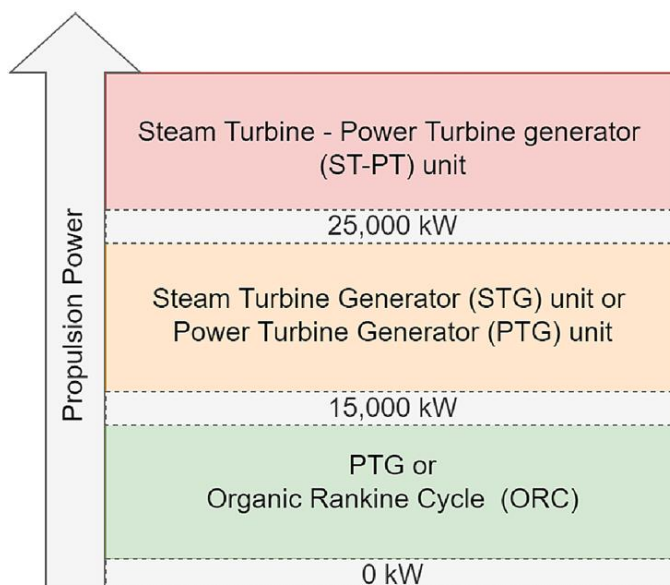


Рисунок 1.8. Орієнтовна доцільність використання різних систем утилізації вторинної теплоти СЕУ відповідно до встановленої потужності рушійної системи [111]

Судновласники розглядають можливість встановлення установок на основі ОЦР, якщо вона буде працювати щонайменше 5000-6000 годин на рік [72]. СЕУ судна не працює за постійним режимом, профіль експлуатації судна може змінюватися, а також змінюється температура забортної води протягом року. Все це суттєво впливає на економічну доцільність роботи установок на основі ОЦР.

Економічний ефект від застосування установки на основі ОЦР на судні пов'язаний насамперед із зменшенням навантаження на допоміжні дизель-генератори, які традиційно забезпечують вироблення електроенергії на борту. Додаткова електрична потужність, отримана за рахунок утилізації відпрацьованої теплоти, дозволяє зменшити витрати палива на роботу допоміжних двигунів. Це призводить не лише до зниження експлуатаційних витрат судна, але й до зменшення викидів CO₂ та інших продуктів згоряння палива.

Вважається, що на сьогодні найбільш перспективними для впровадження

установок на основі ОЦР є круїзні лайнери, тому що по перше мають високу потребу у електроенергії, по друге, великі круїзні компанії активно просуваються себе як «зелені» й «екологічні» (наприклад, Virgin Voyages), по третє, використання установок на основі ОЦР сприяє скороченню викидів забруднюючих речовин, що особливо важливо в зонах ЕСА (Emission Control Area), у четвертих, для великих пасажирських лайнерів установки на основі ОЦР окупаються швидше, ніж на судах торговельного флоту. Перспективним є впровадження таких систем на LNG-танкерах та контейнеровозах, а також на деяких інших типах суден.

Однак, ефективність роботи установки на основі ОЦР залежить від багатьох факторів, включаючи обране джерело теплоти СЕУ, режим роботи СЕУ, параметри навколишнього середовища, тип робочого тіла. Таким чином, доцільність впровадження систем на основі ОЦР є нетривіальною задачею, та вирішується окремо для кожного конкретного випадку.

Важливим фактором, що визначає можливість практичного впровадження установки на основі ОЦР на судні, є її інтеграція у наявну енергетичну систему та компоновку машинного відділення. На відміну від стаціонарних енергетичних установок, на судні існують жорсткі обмеження щодо маси, габаритів обладнання та доступного простору для його розміщення. Крім того, додаткове обладнання системи утилізації теплоти повинно інтегруватися у вже існуючі контури теплообміну без порушення роботи основних систем двигуна. Саме тому під час розгляду доцільності застосування установки на основі ОЦР необхідно враховувати не лише термодинамічну ефективність циклу, але й конструктивні та експлуатаційні особливості суднової енергетичної установки [6, 62].

Розподіл теплових потоків у судновому дизельному двигуні визначає потенційні джерела енергії для систем утилізації теплоти – рис. 1.9.

Дані, представлені на рис. 1.9, демонструють характерний розподіл вторинної теплоти сучасних суднових дизельних двигунів. Для двотактних малообертових двигунів основна частина теплових втрат припадає на відпрацьовані гази, тоді як значні потоки теплоти формуються також у системі охолодження наддувального повітря та системі охолодження двигуна. У чотиритактних середньооберто-

вих двигунах частка теплоти системи охолодження є більшою, що пов'язано з конструктивними особливостями таких двигунів та їх тепловим режимом.

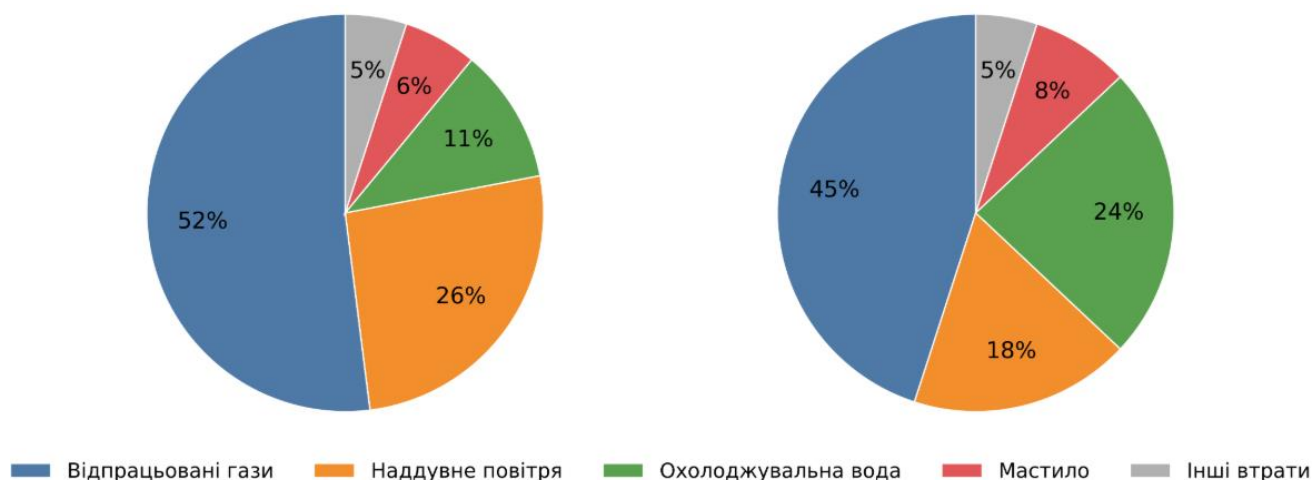


Рисунок 1.9. Типовий енергетичний розподіл відхідного тепла сучасного суднового дизельного двигуна: двотактний (ліве зображення) та чотиритактний (праве зображення) [67]

З огляду на температурний рівень цих потоків, теплота відпрацьованих газів традиційно використовується у парових системах утилізації теплоти, тоді як теплота систем охолодження двигуна належить до низькопотенційних джерел енергії. Саме ці потоки є потенційним джерелом енергії для систем утилізації теплоти на основі ОЦР, що дозволяє підвищити загальний коефіцієнт використання енергії палива суднової енергетичної установки. Відповідно до інформації на рис. 1.9, саме чотиритактні двигуни мають більший потенціал для встановлення модуля на основі ОЦР, який буде живитися теплотою води їх охолодження.

Таким чином, аналіз наукових досліджень показує, що використання ОЦР є одним із найбільш перспективних підходів до утилізації низькопотенційної теплоти суднових дизельних двигунів. Разом із тим ефективність таких систем суттєво залежить від характеристик джерела теплоти, режимів роботи двигуна та умов експлуатації судна. Це зумовлює необхідність детального дослідження доцільності застосування установок на основі ОЦР у складі СЕУ для різних типів суден та різних експлуатаційних умов.

1.4 Приклади практичного впровадження суднових установок, що працюють за органічним циклом Ренкіна

На сьогодні парові турбіни для утилізації теплоти СЕУ вже є традиційними, оскільки на торговельних судах простіше працювати з «класичним» водяним паром, ніж з «органічними» речовинами при реалізації ОЦР. Наприклад, на контейнеровозах сучасного класу (наприклад, компанії Maersk) часто встановлюються допоміжні паротурбінні установки для утилізації тепла головних двигунів. Круїзні лайнери потребують великих обсягів електроенергії для забезпечення роботи готельної інфраструктури, тому на них часто встановлюються парові турбіни у складі систем утилізації тепла (наприклад, круїзні судна Royal Caribbean використовують комбіновані цикли з паровими турбінами). Також прикладом є танкер "Berge Athen", оснащений системою утилізації тепла з паровими турбінами.

Однак, на сьогодні на судах вже впроваджені декілька систем на основі ОЦР, хоча їх виробництво та застосування все ще не є серійним та широким [62]. Першим судном, на якому впроваджена система на основі ОЦР було m/v «Figaro», на якому у 2012 році встановлена установка із заявленою електричною потужністю 500 кВт. Установка використовувала органічне робоче тіло та високошвидкісну радіальну турбіну, з'єднану з генератором. Система працювала з джерелом теплоти температурного рівня приблизно 80–90 °C. За інформацією судновласника, на судні Figaro встановлена перша в історії суднова установка рекуперації відпрацьованого тепла охолоджувальної води від шведського виробника Orson [136]. Ця установка розташована на dk3 у вантажному відсіку, вона є тестовою та її експлуатація призводить до економії суднового палива у середньому на 5%.

У подальшому такі системи потрохи почали впроваджуватися (здебільшого як пілотні проекти) на нових судах. У 2010-х на лайнерах Costa (Carnival Corp.) було проведено тестування установки на основі ОЦР 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 установками на основі ОЦР від Turboden потужністю порядку 1 МВт. Нові поромы Grimaldi Group, побудовані Fincantieri, були оснащені установками на основі ОЦР. Окрім того, Wärtsilä та MAN Energy Solutions активно працюють над впровадженням та розробкою технологій на основі ОЦР для утилізації скидної теплоти СЕУ та вже встановлюють пілотні установки на основі ОЦР на комерційні судна.

З 2015 по 2018 рік п'ять систем на основі ОЦР були встановлені на судах та показали покращення паливної економічності з 3% до 15% [73]. Найбільше інформації наявно щодо впровадження та роботи системи на основі ОЦР у проекті судна компанії Arnold Maersk, де утилізується тепло внутрішнього контуру двигуна. Відзначено декілька неоптимізованих рішень у системі утилізації вторинної теплоти, наприклад невідповідності в регулюванні потоку робочої рідини при зниженні температури забортної води [84].

Одним із найбільш відомих прикладів практичного застосування систем на основі ОЦР на судах є система HeatPower Marine, розроблена шведською компанією Climeon [20, 21, 22, 23]. Ця установка призначена для утилізації теплоти систем охолодження двигуна та теплоти відпрацьованих газів. Залежно від конфігурації, одна установка може виробляти приблизно 150–300 кВт електричної потужності, використовуючи теплоту температурного рівня приблизно 80–120 °С. Подібні системи пропонуються для встановлення на контейнеровозах, танкерах та пасажирських судах.

Ще одним виробником морських установок на основі ОЦР є компанія Orgap Energy (Німеччина), яка пропонує модулі серії eP (efficiency PACK). Ці установки призначені для утилізації низькопотенційної теплоти температурного рівня приблизно 80–150 °С та мають електричну потужність від десятків до кількох сотень кіловат. Модулі можуть використовувати теплоту систем охолодження двигуна, мастил або теплоту відпрацьованих газів. Подібні установки розглядаються як модульні рішення для модернізації існуючих суден без значних змін у компоновці машинного відділення.

У 2010 році компанії Wärtsilä (Фінляндія) та Turboden (Італія) підписали угоду про співпрацю з метою розробки та комерціалізації системи утилізації теплоти Wärtsilä Marine Engine Combined Cycle (Marine ECC) на основі ОЦР для перетворення низько- та середньотемпературної теплоти судових дизельних двигунів у електричну енергію. За оцінками розробників, така установка могла забезпечувати додаткову потужність 8–12 % від потужності головного двигуна [105]. Однак Marine ECC залишилася на стадії концепції та демонстраційних досліджень. Після 2013–2015 рр. Wärtsilä перестала активно просувати Marine ECC. Ринок морських установок на основі ОЦР почали займати інші рішення, наприклад: Climeon HeatPower (встановлена на судах Maersk); Orcan Energy; Opcon / Siemens-Opcon ORC. Це свідчить, по перше про актуальність судових систем на основі ОЦР, по друге – про те, що їх розробка та впровадження не є тривіальною задачею.

1.5 Висновки за розділом 1

1. Проведено аналіз сучасних вимог до декарбонізації морського транспорту відповідно до ІМО, в результаті чого встановлено, що підвищення енергоефективності судових енергетичних установок є одним із ключових інструментів досягнення цільових показників скорочення викидів CO₂, а утилізація вторинної теплоти розглядається як один із найбільш доступних та технічно реалізованих напрямів.

2. Показано, що органічний цикл Ренкіна є ефективним інструментом перетворення низькопотенційної вторинної теплоти (з температураю від 70 °C) у електричну енергію там, де традиційні турбіни на водіній парі є неефективними та недоцільними завдяки низьких температур джерела теплоти.

3. Виконано аналіз структури судової енергетичної системи, в результаті якого показано, що значна частина енергії палива втрачається у вигляді вторинної теплоти, основними джерелами якої є відпрацьовані гази, наддувне повітря та системи охолодження двигуна. Причому саме теплота охолоджувальної води ха-

ра характеризується стабільністю та доступністю при роботі двигуна завдяки тому, що її температурний потенціал доволі низький та не утилізується у повній мірі.

4. Показано, що доцільність застосування ОЦР-систем на суднах визначається комплексом факторів, включаючи потужність головного двигуна, профіль навантаження, тривалість роботи в морі, параметри навколишнього середовища та можливості інтеграції у існуючу енергетичну систему судна. Показано, що саме для чотирехтактних двигунів доцільність впровадження систем на основі ОЦР вище, ніж для двотактних, завдяки більшим втратам теплоти.

5. Виконано аналіз практичних прикладів впровадження суднових систем на основі ОЦР, в результаті якого встановлено, що такі системи знаходяться на стадії обмеженого комерційного застосування та пілотних проектів, при цьому досягнуте зниження витрат палива при їх впровадженні становить по різних оцінках від 3 % до 15 %, що підтверджує їх потенціал для підвищення енергоефективності суден.

РОЗДІЛ 2 ОБҐРУНТУВАННЯ ОБ’ЄКТА ДОСЛІДЖЕННЯ, ФОРМУВАННЯ ВХІДНИХ ДАНИХ ТА РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДИЧНОГО ПІДХОДУ ДО АНАЛІЗУ

Цей розділ присвячений опису об’єктів та систем, на прикладі яких досліджується доцільність застосування установки на основі ОЦР у парі з чотиритактним головним двигуном, встановленим на різних типах суден, а також опису методів аналізу. Окрім того, у розділі формуються вхідні данні та збирається необхідна інформація для подальшого аналізу.

2.1 Головний чотиритактний двигун Wärtsilä 12V46F у складі суднових енергетичних установок суден

Аналіз виконувався з прив’язкою до головного двигуна судна. В якості головного двигуна було прийнято чотиритактний двигун Wärtsilä 12V46F.

Головний двигун Wärtsilä 12V46F належить до серії середньообертових суднових дизельних двигунів Wärtsilä 46F. Це чотиритактний, нереверсивний, турбонаддувний дизельний двигун з проміжним охолодженням повітря наддуву та безпосереднім упорскуванням палива. Двигун має V-подібне компонування з 12 циліндрами і призначений для використання як головний або допоміжний двигун суднових енергетичних установок.

Основні геометричні параметри двигуна: діаметр циліндра 460 мм, хід поршня 580 мм, робочий об’єм одного циліндра 96,4 л. Номінальна частота обертання становить 600 об/хв. Для модифікації 12V46F максимальна тривала потужність (MCR) становить близько 14,4 МВт.

Двигуни серії Wärtsilä 46F можуть працювати на різних видах палива, зокрема на важкому паливі (HFO), морському дизельному паливі (MDO) або легкому дизельному паливі. Конструкція двигуна забезпечує можливість зміни типу палива без переривання роботи при будь-якому навантаженні.

Нижче розглянуті основні типи суден, де знаходиться застосування двигун Wärtsilä 12V46F [35, 30, 60, 98, 104, 106].

Ro-Pax та автомобільно-пасажирські поромы (ferry). Тут Wärtsilä 12V46F типово працює як головний двигун через редуктор на CPP/FPP (Fixed Pitch Propeller / Fixed Pitch Propeller), бо профіль експлуатації “порт-порт” дає багато маневрувань і змін режиму. Середні розміри таких суден зазвичай: довжина близько 130–200 м, валова місткість орієнтовно 15000 – 60000 GT.

Пасажирські судна малого/середнього класу (не круїзні гіганти, а регіональні пасажирські/експедиційні). У цій ніші середньообертовий 4-тактний двигун як головний дає добру керованість та прийнятні масо-габаритні показники під редукторну установку. Типові розміри: довжина приблизно 80–140 м, 5000 – 20000 GT.

Offshore vessels без повного diesel-electric “ядра”, де головний рушій саме механічний (АНТС - Anchor Handling Tug Supply vessel, буксири-постачальники, деякі PSV - Platform Supply Vessel). Для них характерні часті зміни навантаження, робота на буксируванні й у важких морських умовах, тому середньообертовий 4-тактний головний двигун це традиційне рішення. Типові розміри: довжина орієнтовно 60–90 м, дедвейт зазвичай 1500 – 5000 т для PSV, або тяга на гаку 80–200 т для АНТС; валова місткість часто в межах 2 000–6 000 GT.

Днопоглиблювальні судна з механічним головним приводом (передусім trailing suction hopper dredger у компактніших класах, а також окремі cutter suction dredger з редукторною схемою). Тут головний двигун часто обирають за здатність стабільно працювати на змінних режимах і віддавати потужність як на рушій, так і (через відбори) на технологічні споживачі, якщо компоновка це передбачає. Типові розміри: довжина близько 70–150 м; для hopper dredger дедвейт часто 3000–15000 т (залежить від місткості трюму ґрунту), валова місткість орієнтовно 5000–20000 GT.

Невеликі/середні вантажні судна з редукторним головним приводом, де свіdomo не йдуть у класичний 2-тактний direct-drive (наприклад, частина short-sea/регіональних суховантажів або спеціалізованих суден з вимогами до манев-

реності чи обмеженнями по осадці/розміщенню машинного відділення). У таких проєктах 12V46F може виступати саме як головний двигун на гвинт через редуктор. Типові розміри: довжина приблизно 90–160 м, дедвейт орієнтовно 5000–20000 т (залежить від типу вантажу і району плавання).

Для визначення середнього річного часу перебування суден у морі було використано офіційні агреговані дані системи EU MRV за 2023 рік (показник *Annual average time spent at sea, hours*), опубліковані Європейською Комісією у звіті про викиди CO₂ від морського транспорту [30]. Ці дані за 2023 рік можна використовувати як репрезентативну оцінку для 2025 року, оскільки між 2018–2023 рр. істотних змін середніх показників не зафіксовано. Для категорій offshore (АНТС/PSV) та днопоглиблювальних суден, які не виділені окремо в зведених таблицях MRV, використано узагальнені AIS-статистики щодо частки часу at sea / at berth зі звіту UMAS (University Maritime Advisory Services) [101], після чого виконано перерахунок у річні години (8760 год/рік). Визначення “time at sea” (між departure from berth та arrival at berth, без урахування anchoring) прийнято відповідно до роз’яснень MRV [27]. Усі данні зведено в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1. Середнє співвідношення часу знаходження певних типів суден у морі та у порту та якорі

Клас суден	У морі, год/рік	Порт + якор + робота на місці, год/рік	Співвідношення діб у морі / не у морі, діб/рік
Ро-Рах та автомобільно-пасажирські пороми (ferry)	4110	4650	171,3/193,8
Пасажирські судна мало-го/середнього класу	2880	5880	120,0/245,0
Офшорні судна	2780	5980	115,8/249,2
Днопоглиблювальні судна	2960	5800	123,3/241,7
Невеликі/середні вантажні коротко магістральні general cargo ship	3830	4930	159,6/205,4

Для подальшого аналізу були потрібні данні з розподіл часу навантаження

роботи головного чотиритактного двигуна у складі різних типів суден у % від MCR. Розподіл прийнято автором на основі публічних AIS-підходів до оцінки навантаження та опублікованих реальних AIS-розподілів для окремих сегментів [17, 35, 37, 45, 115].

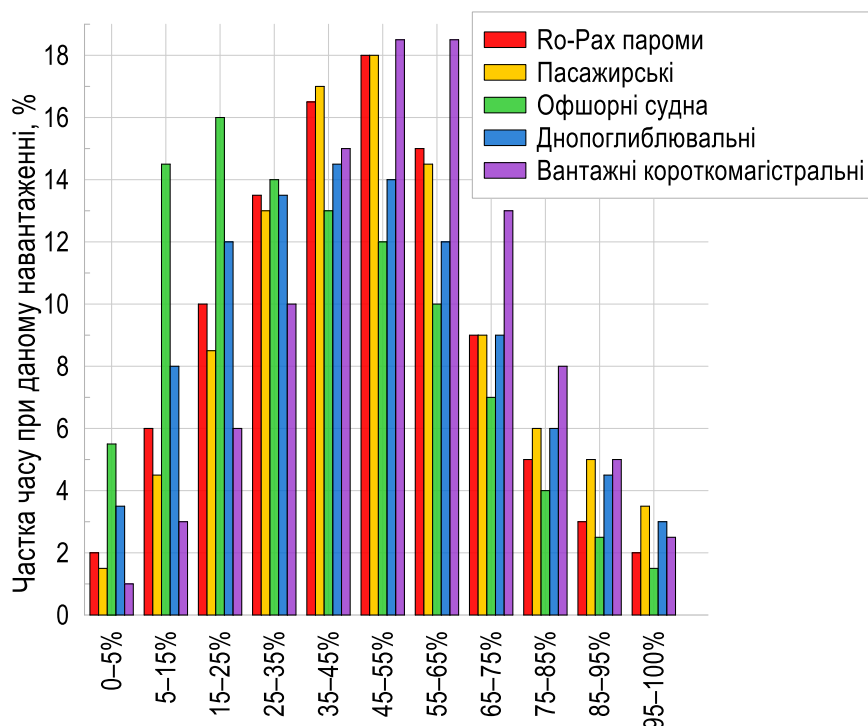


Рисунок 2.1. Розподіл часу навантаження роботи головного чотиритактного двигуна у складі різних типів суден у % від MCR

Розподіл навантаження головного двигуна для різних типів суден визначається характером їх експлуатаційних режимів. Для Ro-Рах та автомобільно-пасажирських поромів максимальна частка часу припадає на інтервал навантажень 0.45–0.55 від номінальної потужності, що відповідає типовому режиму регулярних переходів між портами із підтриманням сталої сервісної швидкості. При цьому частка роботи на дуже низьких навантаженнях є відносно невеликою і пов'язана переважно з маневруванням у портах. Для пасажирських суден малого та середнього класу характерний більш плавний розподіл у діапазоні 0.35–0.65, що відображає стабільний режим економічного ходу під час туристичних або регіональних рейсів. Водночас спостерігається дещо підвищена частка роботи при високих навантаженнях (0.85–1.00), що може бути пов'язано з необхідністю дотримання графіка руху. Для офшорних суден забезпечення (АНТС — судна

для обслуговування якорних систем, PSV — судна постачання платформ) характерна суттєва частка роботи при малих навантаженнях 0.05–0.25 через режими очікування, маневрування та виконання допоміжних операцій, однак основний робочий діапазон зміщений у межі 0.15–0.45, які відповідають режимам буксирования або переходу до місця виконання робіт. Для днопоглиблювальних суден характерний більш широкий спектр навантажень, оскільки їх експлуатаційний цикл включає як транспортні переходи, так і робочі режими днопоглиблення, у зв'язку з чим у діапазоні 0.25–0.65 формується майже рівномірний розподіл часу роботи двигуна. Натомість для невеликих і середніх вантажних короткомагістральних суден, що виконують регулярні регіональні перевезення, характерний більш економічний режим експлуатації з максимумом у діапазоні 0.45–0.65 та значною часткою роботи у зоні 0.65–0.75, що відповідає підтриманню оптимальної швидкості руху та раціональному використанню паливної ефективності двигуна.

2.2 Опис системи-прототипу на основі органічного циклу Ренкіна

Для аналізу перспектив встановлення та експлуатації системи на основі ОЦР, яка утилізує теплоту охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F, доцільно прив'язатися к конкретній системі з певною номінальною вихідною електричною потужністю. Така прив'язка є особливістю даної роботи та важлива для практичного їх впровадження, тому що більшість теоретичних дослідження, які стосуються аналізу судових систем на основі ОЦР, не мають такої прив'язки та як вихідні данні показують широкий інтервал теоретичних вихідних потужностей, які неможливо реалізувати на практиці в рамках встановлення з двигуном однієї, або навіть двох систем на основі ОЦР. Як систему прототип було обрано модуль Climeon HeatPower 300 Marine.

Climeon HeatPower 300 Marine позиціонується виробником як морський (sector-specific) модуль утилізації низькопотенційного тепла на базі органічного циклу Ренкіна, призначений для генерації електроенергії з низькотемпературних

джерел тепла суднової енергетичної установки. Виробник заявляє [23], що для морської версії модуля наведено діапазон чистої електричної потужності 50–355 кВт на один модуль, а також можливість масштабування до трьох модулів на судні (до 1 МВт сумарно за наявності достатнього теплового потенціалу).

Для досягнення заявленої потужності модуль живиться від гарячого контуру водяного охолодження двигуна з мінімальною температурою гарячої води 80 °С і працює з холодним джерелом у вигляді забортної води з температурою 0–35 °С. Виробник вказує діапазон теплової потужності, яка відбирається від джерела теплоти, 1000–4500 кВт.

Для інтеграції з судновими системами виробник пропонує використання тепла від води охолодження двигуна, а також можливість залучення водяної пари як додаткового джерела, якщо вона доступна. Електрична інтеграція в суднову мережу задана як підключення до 380–480 В або 690 В змінного струму (50/60 Гц), а керування здійснюється PLC-системою з комунікацією через MODBUS TCP.

Робоча речовина для HeatPower 300 Marine у відкритих технічних даних виробника не розкривається. Виробник заявляє її як «environmentally friendly, non-toxic, non-flammable».

Виробник випустив прес-реліз [21] про введення в експлуатацію Climeon HeatPower 300 Marine модуля на контейнеровозі. У лютому 2025 року Climeon повідомив про завершення встановлення першого з двох модулів HeatPower 300 на контейнеровозі в межах ініціативи «leading global shipping company» [22], із виконанням підготовчих робіт під час планового докування (зміни у системах води охолодження двигуна та водяного пара), а фінальне введення в експлуатацію планувалося на II квартал 2025 року. 14 травня 2025 року виробник окремо заявив, що HeatPower 300 на контейнерному судні успішно введено в експлуатацію і передано замовнику для операційного використання, при цьому підкреслено, що система працює та видає електроенергію у суднові мережі [20]. 15 грудня 2025 року Climeon повідомив про завершення введення у експлуатацію всіх систем HeatPower 300 на серії з шести новопобудованих контейнеровозів від HD

Hyundai Heavy Industries за замовленням 2023 року компанією A.P. Moller – Maersk, із завершеними ходовими випробуваннями та заявою, що всі системи є повністю робочими.

Таблиця 2.2 зводить технічні параметри HeatPower 300 Marine, які у відкритому доступі наведені виробником. Загальний вигляд модуля наведено на рис.2.2.

Таблиця 2.2. Технічні параметри HeatPower 300 Marine

Чиста електрична потужність (net power output)	50–355 кВт
Споживана теплова потужність (thermal power absorbed)	1000–4500 кВт
Температура гарячої води (мінімальна)	мін. 80 °C
Температура води, що охолоджує конденсатор	0–35 °C
Цільова потужність двигуна судна	> 15 МВт
Габарити (Д×Ш×В)	5.8 × 2.4 × 2.8 м
Маса суха (в роботі)	15000 кг (16700 кг)
Підключення до електричної мережі	380–480 В або 690 В АС, 50/60 Гц
Робоче тіло (декларація виробника)	нетоксичний, незаймистий холодоагент; low GWP; zero ODP
Підключення установки до гарячого джерела	Вода охолодження двигуна/водяна пара
Підключення установки до холодного джерела	Морська вода
Схвалення кваліфікаційними товариствами/сертифікація (приклади, що заявляє виробник)	Принципове схвалення морського дизайну Lloyd's Register і DNV; затвердження типу ABS; ініційовано процес із RINA



Рисунок 2.2. Загальний вигляд модуля organic Rankine cycle Climeon Heatpower 300 Marine

У наукових публікаціях [29] HeatPower 300 Marine фігурує як комерційний приклад низькотемпературної суднової установки утилізації вторинної теплоти на основі ОЦР. У роботі [29] вторинна теплота в першу чергу розглядається для використання для забезпечення теплових споживачів судна, однак надлишкова теплота у межах даного дослідження може бути використана для виробництва електроенергії за допомогою установок HeatPower 300 Marine від Climeon. У розрахунках варіюється кількість таких установок залежно від доступності відхідної теплоти.

Для забезпечення стабільної витрати теплоносія та максимізації утилізації відхідної теплоти в моделі прийнято таку логіку керування:

- 1) Індивідуальний паровий підсилювач подає відпрацьовану пару для підвищення витрати або температури в контурі вторинної теплоти безпосередньо перед входом до установки на основі ОЦР. Спочатку витрата в контурі вторинної теплоти підвищується лише до номінального значення (250 м³/год на установку), після чого збільшується температура на вході до максимально допустимого рівня.

2) У разі встановлення двох або більше установок на основі ОЦР передбачається їх каскадна робота. Спочатку працююча установка досягає максимальної витрати, після чого вмикається друга установка, яка працює в режимі часткового навантаження.

3) Для забезпечення стабільної витрати теплоносія, що підводить вторинну теплоту, за змінних режимів навантаження головного двигуна та для максимального використання відхідної теплоти в модель включено temperature dilution loop – т.з. контур температурного розбавлення. У цьому контурі частина вихідного потоку з установок HP300 повертається на вхід. Це дозволяє досягти номінальної витрати за рахунок незначного зниження температури на вході до установки. Крім того, така схема сприяє утилізації залишкової теплоти після процесів у установці на основі ОЦР замість її скидання до центральних охолоджувачів.

Залежність вихідної електричної потужності модуля Climeo's HeatPower 300 Marine ORC від теплової потужності та температури охолоджувальної води за даними виробника наведена в роботі [29] та представлена на рис. 2.3.

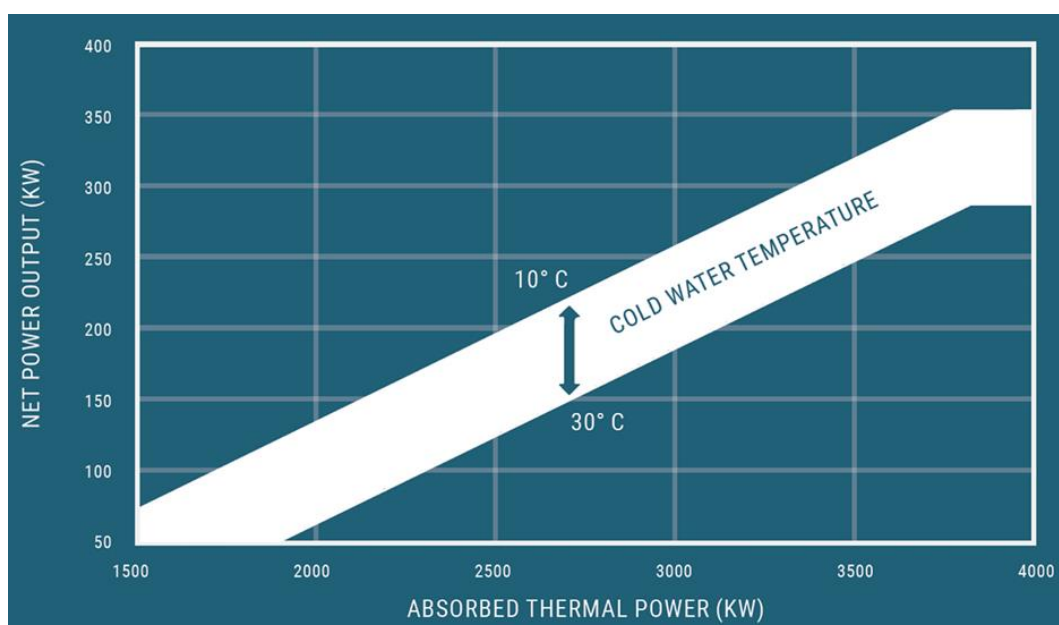


Рисунок 2.3. Вихідна електрична потужність модуля Climeo's HeatPower 300 Marine ORC WHR як функція доступної теплової потужності та температури охолоджувальної води [29]

2.3 Обґрунтування вибору турбіни та побудова залежності її ізоентропного ККД від витрати робочого тіла

Для аналізу роботи модуля на основі ОЦР на потужністю близько 300–355 кВт у даній дисертації прийнято, що розширювальною машиною є одноступенева радіально-вхідна турбіна (radial inflow turbine), яка широко застосовується у низькопотужних установках на основі ОЦР [44, 66, 78]. Такий тип турбіни забезпечує компактність конструкції, високу питому вихідну електричну потужність та стабільну роботу при відносно малих витратах робочого тіла, характерних для систем утилізації низькопотенційної теплоти на основі ОЦР. У більшості установок на основі ОЦР потужністю 100–500 кВт застосовуються саме радіальні вхідні турбіни завдяки їх високій ефективності в умовах помірних ступенів розширення та широкого діапазону робочих режимів [24]. Зображення такої турбіни наведено на рис. 2.4.

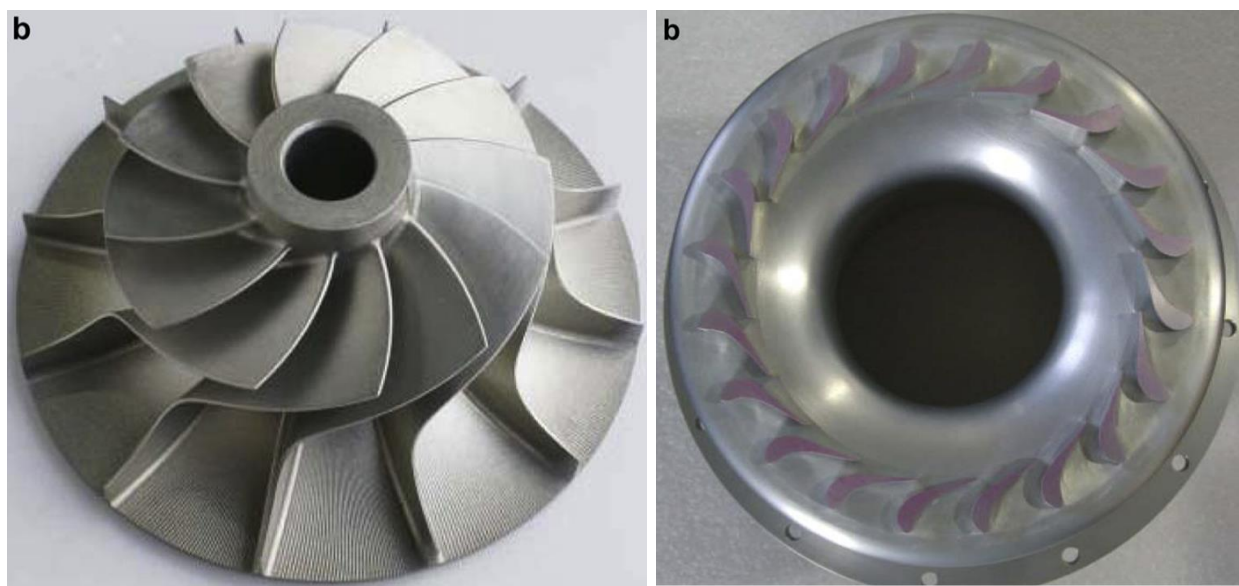


Рисунок 2.4. Ротор й статор (лопатки та сопла) радіальної впускної турбіни у складі модулю на основі ОЦР потужністю 190 кВт [44]

Для розрахункової моделі прийнято, що турбіна працює при температурі робочого тіла на вході 95–120 °С, що відповідає типовим параметрам теплового джерела систем утилізації теплоти суднових двигунів. Ступінь розширення в турбіні прийнято у межах $\pi_t = p_1/p_2 = 3\text{--}4$, що характерно для низькотемпературних

ОЦР [66]. Номінальна частота обертання турбіни прийнята на рівні 20000–30000 об/хв, що відповідає типовим значенням для високошвидкісних турбогенераторів такого класу потужності [102]. Передбачається пряме з'єднання турбіни з генератором або через компактний редуктор.

Для оцінювання енергетичних характеристик турбіни в моделі прийнято ізоентропний ККД η_t , який залежить від режиму роботи. На номінальному режимі (100 % навантаження) прийнято $\eta_t = 0,86$, що відповідає типовим значенням для одноступеневих радіально-осьових турбін малих установок на основі ОЦР [102]. При зниженні навантаження ефективність турбіни зменшується внаслідок невідповідності швидкісних трикутників та зростання відносних втрат у проточній частині. Механічний ККД турбіни та підшипникових вузлів прийнято $\eta_m = 0,97$, а електричний ККД генератора $\eta_g = 0,95$.

Наведені параметри турбіни використовуються у даній роботі як інженерні припущення для розрахункового моделювання установки на основі ОЦР. Вони відповідають типовим характеристикам радіально-осьових турбін малих органічних циклів Ренкіна, що застосовуються у системах утилізації низькопотенційної теплоти [24, 66, 78].

Для побудови залежності ізоентропної ефективності турбіни від масової витрати робочого тіла в позапроектних режимах роботи було застосовано методику [96], що базується на використанні еталонних характеристичних кривих. Суть методу полягає у масштабуванні характеристичних карт турбіни на основі одного відомих робочих параметрів у досліджуваній машини у однієї точці. Використання такого підходу є обґрунтованим, оскільки тип турбіни (радіально-осьова реакційна), клас робочих тіл (органічні речовини - галогенвуглеводні), а також діапазон потужності та питома швидкохідність турбіни відповідають еталонним характеристикам, представленим у [83]. За таких умов забезпечується подібна форма залежності ефективності турбіни від масової витрати робочого тіла. Залежність, яка застосовувалася як еталонна, наведена на рис. 2.5. Робочі параметри турбіни в однієї точці наведені у табл. 2.3.

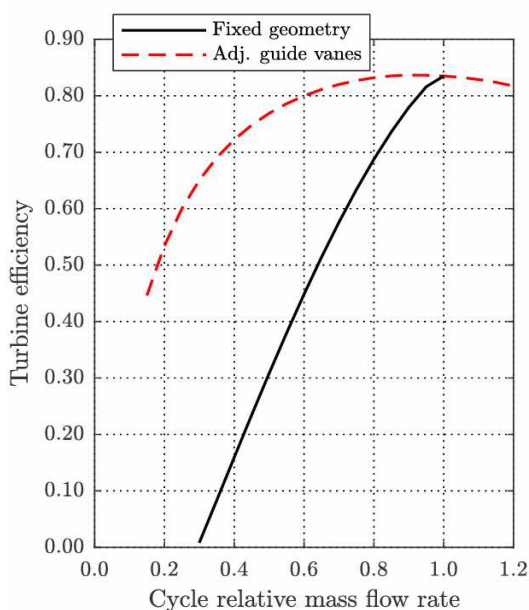


Рисунок 2.5. Вплив зміни масової витрати робочого тіла на ефективність одноступеневої радіальної входної турбіни, оптимізованої для номінального режиму установки на основі ОЦР потужністю 400 кВт: діаметр робочого колеса 0,160 м, частота обертання 30500 об/хв, розрахункове співвідношення тисків 3 [83]

Таблиця 2.3. Деякі параметри радіальної входної турбіни у складі установки на основі ОЦР потужністю 300 кВт, які визначені у однієї точці

Опис	Параметр
Масова витрата робочого тіла	19,4 кг/с
Оберти турбіни	22000 об/хв
Тиск на вході	20,9 бар (абс.)
Тиск на виході	5,3 бар (абс.)
Ізоентропна ефективність турбіни (total to total)	86,2 %

Перерахована залежність ізоентропного ККД радіальної входної турбіни. Яка встановлена у установці-прототипі номінальною потужністю 300 кВт, від витрати робочого тіла на неї, наведена на рис. 2.6. Ця залежність використовувалася у подальшому дослідженні.

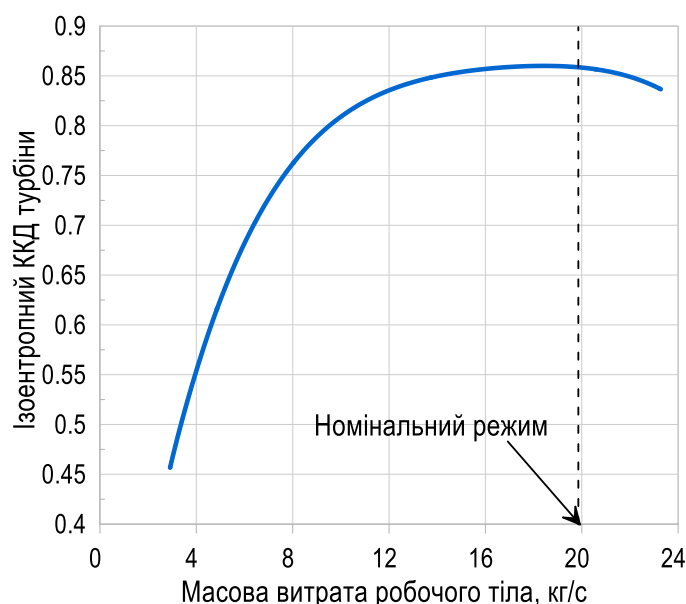


Рисунок 2.6. Ізентропний ККД радіальної входної турбіни у складі установки на основі ОЦР потужністю 300 кВт, який масштабований на різні витрати робочого тіла

Для подальших розрахунків данні були апроксимовані рівнянням:

$$\eta_{из} = a + b \cdot \dot{m}^2 + c/\dot{m} + d/\dot{m}^2$$

де коефіцієнт детермінації $r^2 = 0.99976$, стандартна похибка апроксимації $\sigma = 0.001906$, коефіцієнти апроксимації $a = 1.0927647$, $b = -0.000245$, $c = -2.927984$, $d = 3.1494296$. Область застосування рівняння: $m = 2,5 - 23,0$ кг/с.

Для апроксимації використовувалось ПП TableCurve 2D [99].

2.4 Обґрунтування вибору джерела вторинної теплоти

На основі виконаного у розділі 1 огляду було прийнято рішення розглянути доцільність використання теплоти води охолодження головного двигуна Wärtsilä 12V46F для забезпечення енергією суднової установки на основі ОЦР. Вибір джерела теплоти пов'язаний, по перше, з низьким енергетичним потенціалом такої води, який не використовується на судах у повній мірі, тому зазвичай є у великій кількості. По друге, саме подачу води як теплоносія (на відміну від газоподібних продуктів згоряння) відносно нескладно інтегрувати у нову установку на

основі ОЦР з забезпеченням усіх мір безпеки, пов'язаних з можливістю використання горючої речовини як робочого тіла у ОЦР.

Система охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F прісною водою поділяється на високотемпературний (HT) і низькотемпературний (LT) контури. Спрощене схематично зображення внутрішньої системи водяного охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F наведено на рис. 2.7 [104].

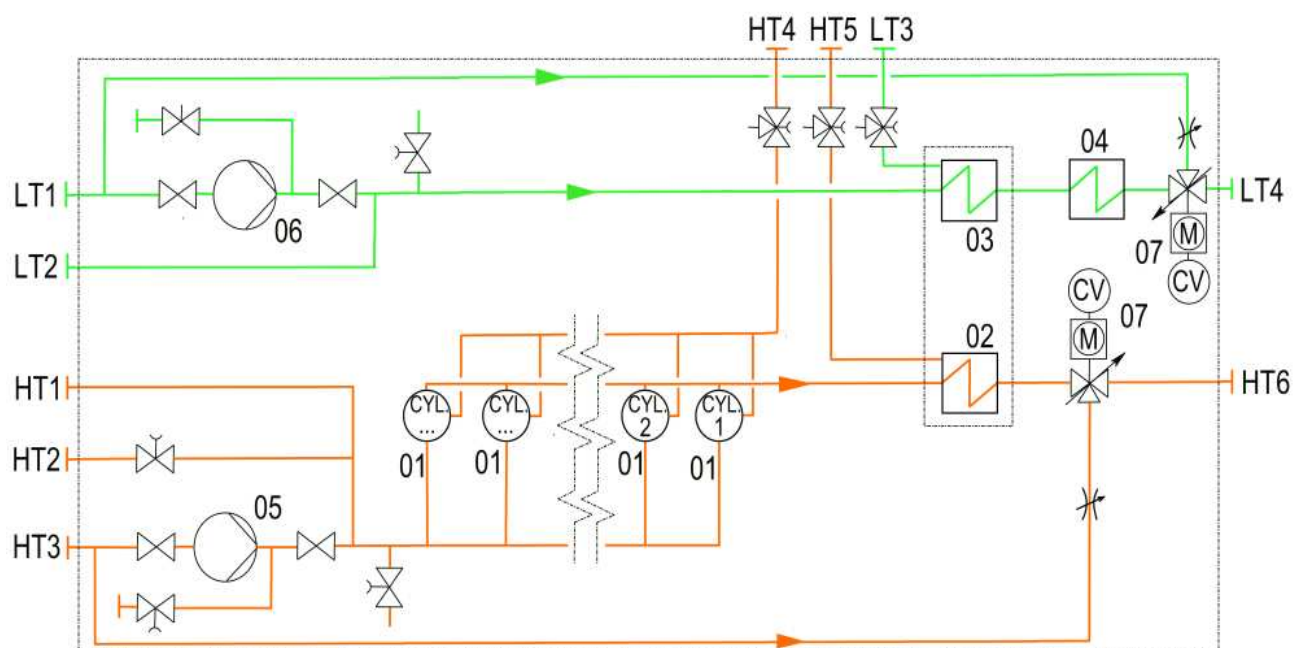


Рисунок 2.7. Система охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F прісною водою:

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; LT1 – подача охолодженої води у низькотемпературний (LT) контур, LT2 – подача охолодженої води у LT контур резервним насосом, LT3, HT4 та HT5 – повітровідвідники, LT4 – відведення нагрітої води з LT контуре, HT1 – подача охолодженої води у високотемпературний (HT) контур резервним насосом, HT2 – злив води з HT контуру, HT3 – подача охолодженої води у HT контур, LT6 – відведення нагрітої води з HT контуру

Вода високотемпературного контуру (НТ-вод) охолоджує гільзи (втулки) циліндрів, головки циліндрів (01) і надувне повітря на першому ступені його охолодження (02). Вода низькотемпературного контуру (LT-вода) охолоджує надувне повітря на другому ступені охолодження (03) та мастило (04). У найбільш повній конфігурації насоси охолоджувальної води НТ і LT (05 та 06) працюють від двигуна, а клапани регулювання температури з електричним приводом (07) вбудовані в двигун.

Параметри теплоносіїв у системі охолодження двигуна прісною водою, а також деякі інші характеристики роботи двигуна Wärtsilä 12V46F відповідно до [104] наведені у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4. Деякі характеристики роботи двигуна Wärtsilä 12V46F
(вінт з регульованим кроком)

Параметр	Величина
Потужність	14400 кВт
<i>Тепловий баланс при 100 % навантаження:</i>	
втрати теплоти з водою охолодження двигуна (НТ контур)	1800 кВт
втрати теплоти з водою охолодження надувного повітря (НТ контур)	3084 кВт
втрати теплоти з водою охолодження надувного повітря (LT контур)	1572 кВт
втрати теплоти з водою охолодження мастила (LT контур)	1464 кВт
втрати від променевого теплообміну	420 кВт
<i>НТ система водяного охолодження:</i>	
Тиск після насосу: номінальний	(250+стат.) кПа,
максимальний	520 кПа
Температура перед циліндрами	74 °С
Температура після охолоджувача надувного повітря	91...95 °С

Подача насосу (номінальна)	210 м ³ /год
Втрати тиску у двигуні, охолоджувачі надувного повітря та термостаті	150 кПа
Втрати тиску у зовнішній системі (максимальні)	100 кПа
Тиск у розширювальному тинку	70...150 кПа
Об'єм води у двигуні	2 м ³

У відповідності до табл. 2.4, для подальших розрахунків прийняти наступні вхідні данні – табл. 2.5. Інформація стосовно витрати води НТ контуру в залежності від навантаження двигуна виробником не надається. Тому вона буда оцінена з наступних міркувань. Кількість теплоти, що передається воді НТ контуру у двигуні та у теплообміннику охолодження наддувного повітря пропорційна навантаженню на двигун; вода НТ контуру нагрівається у двигуні та теплообміннику повітря з 74 до 94 °С. З урахуванням властивостей води при середній температурі, визначених за [63], було отримане значення витрати води, яка використовується як низькотемпературне джерело теплоти для роботи установки за ОЦР – табл. 2.5.

Таблиця 2.5. Вхідні параметри для аналізу суднової енергетичної установки на основі ОЦР

Параметр	Величина
Температура води НТ контуру на вході в систему, що працює за ОЦР	≥ 74 °С
Температура води НТ контуру на вході в систему, що працює за ОЦР	94 °С
Витрата води НТ контуру (при заданому перепаді температур та MCR)	61,2 кг/с
Температура забортної води	2...30 °С
Температура конденсації робочого тіла	8...36 °С

2.5 Обґрунтування вибору робочих тіл

Не зважаючи на велику кількість дослідження стосовно вибору робочого тіла для установки на основі ОЦР [5, 25, 32, 34, 68, 76, 77, 116, 131], не існує якогось одного робочого тіла, яке є «оптимальним» для його застосування у суднових системах. Це пов'язано не тільки з тим, що раціональне робоче тіло визначається температурами джерела та приймача теплоти, а ще й змінним протягом останніх років екологічним регулюванням їх використання. Тут питання до вибору робочого тіла є аналогічним питанню вибору холодоагентів для суднового застосування [57, 124, 141].

На сьогодні найбільше розповсюдження у суднових установках на основі ОЦР знайшов застосування R245fa. Його широке використання пояснюється сприятливими термодинамічними властивостями для низькотемпературних джерел теплоти. Крім того, R245fa характеризується негорючістю (клас безпеки B1 за класифікацією ASHRAE), що спрощує його використання в суднових енергетичних установках. Хоча він відноситься до токсичних робочих тіл - «B» у класифікації ASHRAE. Його до сих пір аналізують як перспективне робоче тіло та показують його переваги серед інших кандидатів [32].

Завдяки цим властивостям R245fa був застосований у ряді комерційних модулів ОЦР та став одним з найбільш досліджених робочих тіл у наукових роботах, присвячених утилізації низькопотенційної теплоти на судах. Водночас цей холодоагент має відносно високий потенціал глобального потепління ($GWP \approx 1030$), що в умовах посилення міжнародних екологічних вимог поступово стимулює пошук альтернативних робочих тіл. У зв'язку з цим у сучасних дослідженнях дедалі більше уваги приділяється використанню робочих тіл з низьким GWP, зокрема вуглеводнів, гідрофторолефінів та їх сумішей.

Наприклад, в роботі [50] аналізуються три речовини для ОЦР для утилізації теплоти ДВЗ - Methanol, Toluene and Solkatherm SES36 (суміш двох фторвугле-

воднів). Перші дві горючі та токсичні, а третя вже заявлена як негорюча та нетоксична рідина, однак вона показала саму низьку ефективність ОЦР.

В роботі [90] аналізувалися такі робочі тіла R123, R245fa, R245ca, R365mfc, R236ea, R236fa та RC318. R123 є озоноруйнівною речовиною, а такі речовини як R236fa та RC318 мають дуже високий потенціал глобального потеплення. Аналогічно в більш новій роботі [32] розглядаються робочі тіла R22, R124, R142b, R134a, RC318, R236ea, R245fa, R1234yf, R1234ze(E), R600, частина яких є озоноруйнівними, не використовуються на практиці, тобто аналіз відірваний від реальї практики.

В більш нових роботах [116] вже розглядаються робочі тіла нового покоління: R1233zd(E), R1234ze(Z) та R1234ze(E) наряду с традиційним R245fa для морського застосування. В роботі [96, 97] як робочі тіла рекомендовані R245fa та R1233zd(E). Водночас в [7, 8, 58] обраний R134a, хоча це не зовсім раціональний вибір з причини відносно високих робочих тисків та високого потенціалу глобального потепління.

Вибір робочого тіла є одним із ключових факторів, що визначають ефективність, безпечність та доцільність застосування установок на основі ОЦР. Вимоги до робочих тіл для суднових установок формуються на основі термодинамічних, експлуатаційних, екологічних та нормативних критеріїв і в цілому не відрізняються принципово від вимог до холодильних агентів суднових систем [24, 46, 48, 66, 78, 96, 97, 116].

Термодинамічні вимоги:

- відповідність температурному рівню джерела теплоти (ефективна робота при 70–150 °С для систем утилізації теплоти охолодження двигуна) з робочим тиском незначно вищим за атмосферний у конденсаторі, та помірним тиском (до 15-20 бар) у випарнику;

- висока теплота пароутворення та сприятливі теплофізичні властивості для забезпечення високого ККД циклу;

- “сухий” або ізоентропний характер розширення робочого тіла у турбіні (уникнення утворення волого пара на виході з турбіни);

Дані вимоги підтверджені сучасними оглядовими роботами:

Експлуатаційні вимоги:

- термічна та хімічна стабільність у робочому діапазоні температур;
- сумісність із матеріалами обладнання та мастильними матеріалами;
- низька корозійна активність;
- прийнятна в'язкість і теплопровідність для ефективного теплообміну;
- доступність, вартість та технологічна відпрацьованість.

Екологічні вимоги:

- низький потенціал глобального потепління (GWP);
- нульовий озоноруйнівний потенціал ($ODP = 0$) – практично цю вимогу вже можна вважати «закритою»;

- відповідність сучасним екологічним обмеженням ІМО та ЄС.

Вимоги безпеки:

- низька токсичність;
- контрольована або відсутня горючість (класи ASHRAE A1/A2L);
- відповідність вимогам класифікаційних товариств.

Нормативні вимоги для морського застосування (на борту суден):

- відповідність правилам класифікаційних товариств (наприклад, Lloyd's Register Rules and Regulations for the Classification of Ships, 2024);
- узгодження з MARPOL Annex VI (екологічні вимоги);
- гармонізація з вимогами до холодильних агентів суднових систем.

Саме такою великою кількістю вимог пояснюється відсутність єдиного “оптимального” робочого тіла для суднових холодильних установок та установок на основі ОЦР. Жодне робоче тіло не задовольняє всі вимоги одночасно, тому вибір є компромісом між: енергетичною ефективністю, безпекою, екологічністю, експлуатаційною складністю.

У сучасних дослідженнях як перспективні для суднових енергетичних систем (холодильних та ОЦР) розглядаються робочі талі R1233zd(E), R1234ze(E), R1234ze(Z) як такі, які характеризуються низьким GWP та R245fa як традиційне робоче тіло, але з підвищеним GWP. При цьому використання вуглеводнів (на-

приклад, R601 - пентану) можливе, але потребує спеціальних заходів безпеки (вибухозахист, винесення обладнання, вентиляція) .

З погляду на велику кількість робіт, присвячених аналізу різних робочих тіл, можна констатувати, що питання раціонального вибору робочого тіла для суднового застосування у установках на основі ОЦР на сьогодні не вирішено та є актуальним.

2.6 Методика термодинамічного та енергетичного аналізу

Розрахунок енергетичних характеристик термодинамічного циклу виконувався за класичним підходом [9, 10, 71, 103, 120, 121, 132] з урахуванням внутрішнього (ізоентропного) ККД турбіни. У першому наближенні значення ізоентропного ККД турбіни було прийняте 0,8 (при порівнянні різних робочих тіл). У подальших розрахунках, де враховувався вплив навантаження двигуна на енергетичні параметри, ККД турбіни враховувався в залежності від витрати робочого тіла відповідно залежності, отриманої у розділі 2.3.

При розрахунку електричної потужності установки враховувалися механічний ККД турбіни – 0,98 та ККД електрогенератора - 0,98.

Додатково враховувалося електроспоживання живильного насосу. Слід звернути увагу на складні умови роботи живильного насосу для подачі насиченої рідини з причини неминучості явища кавітації у ньому. Тому, з погляду на експериментальний досвід [85, 143], рекомендоване в розглянутій системі використовувати шестеренний насос, ККД якого у таких умовах роботи відносно невисоке, приблизно 0,5 [64, 117, 143].

Рух теплоносіїв у РТО приймався протитечію.

Теплофізичні властивості робочого тіла визначалися за [63].

Одним з складних питань, яке потребує вирішення при оцінки енергоефективності розглянутого схемного рішення, є визначення тиск перед турбіною, який залежить від температури випаровування робочого тіла. При розгляді зміни температур теплоносіїв у випарнику та РТО слід врахувати обмеження на мінімаль-

ну різницю температур між ними під час теплообміну. Таким чином подальший аналіз базувався на понятті pinch point [49] - це така точка в теплообміннику, де різниця температур між гарячим і холодним потоками є найменшою. Для розрахунку була прийнята значення pinch point $\Delta T_{pp}=5$ К. Виходячи з прийнятої величини ΔT_{pp} , відповідно до алгоритму, наведеного на рис. 2.8, визначалася температура кипіння робочого тіла для певних вхідних параметрів ОЦР.

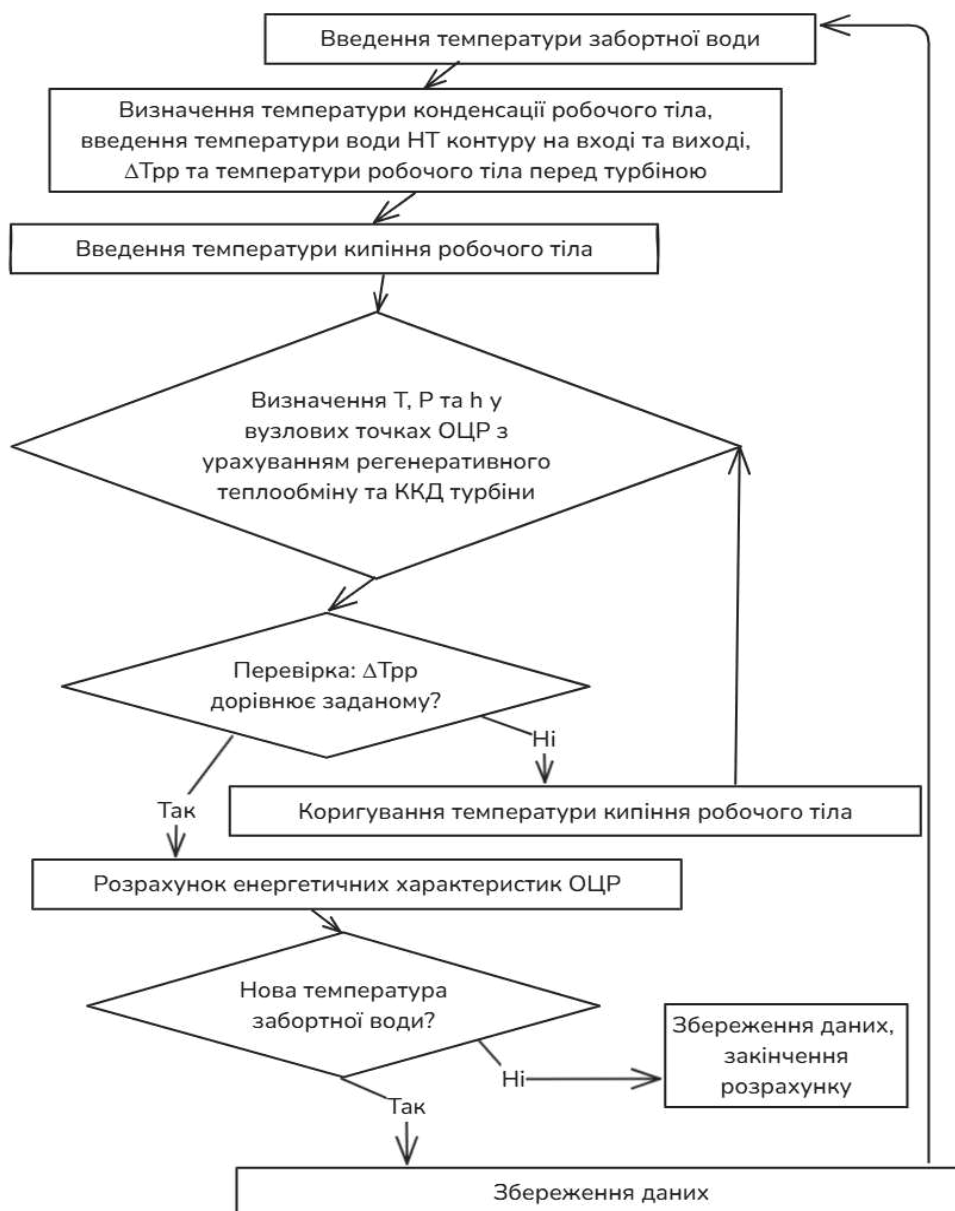


Рисунок 2.8. Алгоритм визначення температури кипіння робочого тіла у ОЦР та його енергетичних характеристик при накладенні обмеження на величину ΔT_{pp} у теплообмінниках

Усі розрахунки виконувалися з використанням програмного середовища Microsoft Excel. Для визначення теплофізичних властивостей робочого тіла застосовувалася програмна бібліотека REFPROP, інтегрована в розрахункову модель у Microsoft Excel через відповідні надбудови. Чисельне розв'язання системи рівнянь здійснювалося ітераційним методом із використанням стандартних інструментів оптимізації та пошуку розв'язку у Microsoft Excel відповідно алгоритму, наведеному на рис. 2.8.

2.7 Методика екологічного аналізу

Аналіз базувався на оцінці економії електроенергії за рахунок впровадження установки на основі ОЦР, яка відбувається заміщенням частини електроенергії, що виробляється дизель-генератором. При цьому, робота установки на основі ОЦР сприяє зменшенню споживання палива на вироблення електроенергії на борту судна на величину

$$M_{Fuel}^{El} = E_{annual} \cdot SFC, \quad (2.1)$$

де E_{annual} – річне вироблення електроенергії установкою на основі ОЦР, кВт·год за рік; SFC – питоме споживання палива дизель-генератором, кг/кВт·год.

У методології Fourth IMO GHG Study 2020 [37] питомі витрати палива (SFC) для суднових допоміжних дизельних двигунів, які використовуються для вироблення електроенергії на борту судна, прийнято репрезентативне значення $SFC=225$ г/кВт·год для палива MDO. Це значення практично не змінюється між поколіннями двигунів (Gen I–III), на відміну від головних двигунів. У розрахунковій моделі IMO зазначені SFC застосовуються разом із поправочними коефіцієнтами (SFC correction factors), що враховують вік двигуна та технологічний рівень, однак для допоміжних двигунів ці поправки незначні (близькі до 1.0), тому їхній вплив на кінцеві оцінки витрати палива та викидів є обмеженим.

Аналіз скорочення викидів парникових газів, досягнутих під час експлуатації установок ОЦР, виконано на основі значення річної генерації електроенергії.

Основні положення екологічного аналізу, використаного в цій роботі, детально наведено в [15, 47, 86, 94]. Річне скорочення викидів парникових газів за рахунок роботи установки на основі ОЦР:

$$M^{CO_2}_{Fuel} = M^{El}_{Fuel} CF, \quad (2.2)$$

де CF є коефіцієнт перерахунку між витратою палива та викидами CO_2 та базується на вмісті вуглецю у паливі, $(г\ CO_2)/(г\ \text{палива})$.

Відповідно до [37], коефіцієнт перерахунку, що базується на вмісті вуглецю, між витратою палива та викидами CO_2 становить: $CF = 3.114\ г\ CO_2/г\ \text{палива}$ для HFO та $CF = 3.206\ г\ CO_2/г\ \text{палива}$ для дистилатних морських палив (MDO/MGO).

2.8 Висновки за розділом 2

1. Обґрунтовано вибір головного двигуна Wärtsilä 12V46F як базового об'єкта дослідження, що дозволяє розглядати результати аналізу доцільності впровадження установки на основі ОЦР для утилізації теплоти води середньообертових чотиритактних двигунів як репрезентативні для широкого класу суден середньої потужності.

2. Виконано аналіз типів суден, на яких застосовується двигун Wärtsilä 12V46F та для подальшого аналізу обрано п'ять типових представників: Ro-Pax пором, невеликі та середні пасажирські, офшорні, днопоглиблювальні та короткомагістральні вантажні судна. Показано, що використання одного базового двигуна як репрезентативного об'єкта з подальшою екстраполяцією результатів на різні типи суден є коректним підходом для попередньої енергетичної та екологічної оцінки доцільності впровадження установки на основі ОЦР для суден середньої потужності з чотиритактними середньообертовими двигунами.

3. Сформовано вхідні дані щодо річного часу роботи суден у морі на основі MRV (Monitoring, Reporting and Verification) та AIS (Automatic Identification System) статистики, що дозволило отримати репрезентативні значення тривалості експлуатації установки на основі ОЦР у парі з двигуном Wärtsilä 12V46F для

подальшого енергетичного аналізу. Сформовано розподіли навантаження головного двигуна для різних типів суден на основі AIS-підходів, що дозволяє врахувати реальні умови експлуатації двигуна та перейти від номінальних до статистично обґрунтованих режимів роботи.

4. Обрано прототип установки на основі ОЦР (Climeon HeatPower, Orcan Energy eP, Turboden) з фіксованою номінальною потужністю 300 кВт, що пропонується виробником для застосування на суднах для утилізації теплоти води охолодження двигунів. Обґрунтовано необхідність подальшого аналізу з урахуванням максимальної електричної потужності установки.

5. Обрано тип турбін для установки на основі ОЦР - високошвидкісна радіальна вхідна турбіна (radial inflow turbine). Обґрунтовано підхід до оцінки енергетичних параметрів цієї турбіни у змінних умовах експлуатації шляхом врахування залежності її ефективності від витрати робочого тіла, що дозволяє перейти від номінальних характеристик до умов часткових навантажень, характерних для СЕУ. Побудовано залежність ізоентропного ККД турбіни номінальною вихідною потужністю 300 кВт від витрати робочого тіла для параметрів її роботи, характерних для ОЦР, що споживає теплоту води охолодження суднового двигуна та скидає теплоту забортній воді.

6. Сформовано узагальнену методику оцінки доцільності впровадження суднових установок на основі ОЦР, яка, на відміну від спрощених підходів, враховує не лише номінальні параметри двигуна та теплові баланси, а й реальні експлуатаційні фактори, зокрема розподіл навантажень головного двигуна, температурні умови експлуатації судна та обмеження встановленої електричної потужності установки. Запропонований підхід дозволяє перейти від оцінки “потенціалу” установок на основі ОЦР до оцінки фактичної річної ефективності системи.

7. Сформовано методичний підхід до термодинамічного аналізу ОЦР, який включає врахування змінних параметрів джерела теплоти (температура, теплова потужність), параметрів навколишнього середовища (температури забортної води), властивостей робочого тіла, обмеження на мінімальну різницю температур у теплообмінниках системи та режимів роботи двигуна, що дозволяє оцінити ефек-

тивність установки на основі ОЦР у реальних умовах експлуатації судна. Розроблено алгоритм термодинамічного розрахунку циклу, який реалізований у Microsoft Excel з застосуванням методу ітерацій (надбудова «пошук рішення» у Excel) та запису теплофізичних властивостей робочого тіла при зміні параметрів у вузлових точках циклу з електронної бази даних RefProp (відповідна надбудова а Excel).

8. Розроблено методику екологічного аналізу ефективності установки на основі ОЦР, яка базується на визначенні річної генерації електроенергії та відповідного зменшення споживання палива допоміжними дизель-генераторами з подальшим визначенням зменшення викидів CO_2 , що дозволяє оцінити потенціал скорочення викидів парникових газів для різних типів суден та режимів їх експлуатації за рахунок впровадження цієї системи.

РОЗДІЛ 3 ОБГРУНТУВАННЯ КОНФІГУРАЦІЇ ТА РАЦІОНАЛЬНОГО РОБОЧОГО ТІЛА СУДНОВОЇ УСТАНОВКИ НА ОСНОВІ ОРГАНІЧНОГО ЦИКЛУ РЕНКІНА

На даному етапі дослідження було виконано термодинамічний аналіз ОЦР, де джерелом теплоти є води охолодження суднового головного чотиритактного двигуна. Вода охолодження суднових двигунів відноситься до низькопотенційних джерел вторинної теплоти, її низький енергетичний потенціал накладає обмеження на рушійну силу теплообміну між робочим тілом установки на основі ОЦР та водою, що потребує детального аналізу та впливає на доцільність застосування тій чи іншій конфігурації ОЦР. Це питання, наряду з оцінкою потенційної ефективності установки на основі ОЦР при роботі на різних робочих тілах, з прив'язкою до параметрів роботи конкретного суднового двигуна виконано у наведеному розділі дисертації.

3.1 Обґрунтування конфігурації установки на основі органічного циклу Ренкіна, що живиться водою охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F

Для подальшого аналізу були розглянуті два схемних рішення, які базувалися на:

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

Раціонально обраний регенеративний теплообмінник (РТО) є доволі простим та недорогим технічним рішенням для підвищення ефективності енергетичних установок на основі циклу Ренкіна [90]. Його застосування в суднових установках на основі ОЦР пропонується у ряді досліджень [62]. Хоча його наявність може створювати додатковий гідравлічний опір. В деяких роботах при аналізі суднових установок на основі ОЦР, що живляться теплотою охолодження СЕУ

та/або теплотою газоподібних продуктів згоряння, пропонується як базовий розглядати цикл без регенерації теплоти [54, 90]. 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 установки на основі ОЦР без РТО (а) та з РТО (б), а також схематичне зображення ОЦР в T-s діаграмі, наведена на рис. 3.1. Вузлові точки на схемах та зображенні термодинамічного циклу відповідають одна одній.

Принцип роботи системи, що аналізується, наступний (на прикладі схемного рішення з РТО). Перегрітий пар робочого тіла високого тиску та температури у стані 1 подається на турбіну, де розширюється (процес 1-2) з виробленням механічної роботи. Розширюється пар до тиску його конденсації, який визначається температурою заборотної води (приймачем теплоти на низькотемпературному рівні). При низькому тиску (стан 2) перегрітий пар подається у РТО (процес 2-2'), де охолоджується за рахунок передачі теплоти рідині робочого тіла перед випарником (процес 4-4'). Далі пар охолоджується (процес 2'-2'') та конденсується (процес 2''-3) у конденсаторі за рахунок передачі теплоти забортній воді. Насичена рідина робочого тіла у стані 3 стискується насосом до тиску, який відповідає тиску перед турбіною (процес 3-4). Далі рідина нагрівається у РТО (процес 4-4') та у випарнику (процес 4'-4''), випаровується (процес 4''-4''') та пар перегрівається (процес 4'''-1). Загальний процес 4'-4''-4'''-1 відбувається за рахунок підведення теплоти у випарник з гарячою водою НТ контуру.

Розрахунок основних термодинамічних та енергетичних характеристик проводився відповідно класичних підходів на основі рівнянь балансу енергії та маси [9, 10, 71, 103, 120, 121, 132] відповідно алгоритму, описаному у розділі 2.6.

Питома адіабатна робота розширення робочого тіла у турбіні (кДж/кг)

$$l_a = (h_1 - h_2), \quad (3.1)$$

тут й далі h_1 , h_2 – ентальпії робочого тіла в точці 1 та 2, відповідно зображенню на рис. 3.1 (вузлові точки циклу, ентальпії в яких визначаються за допомогою [63]), кДж/кг.

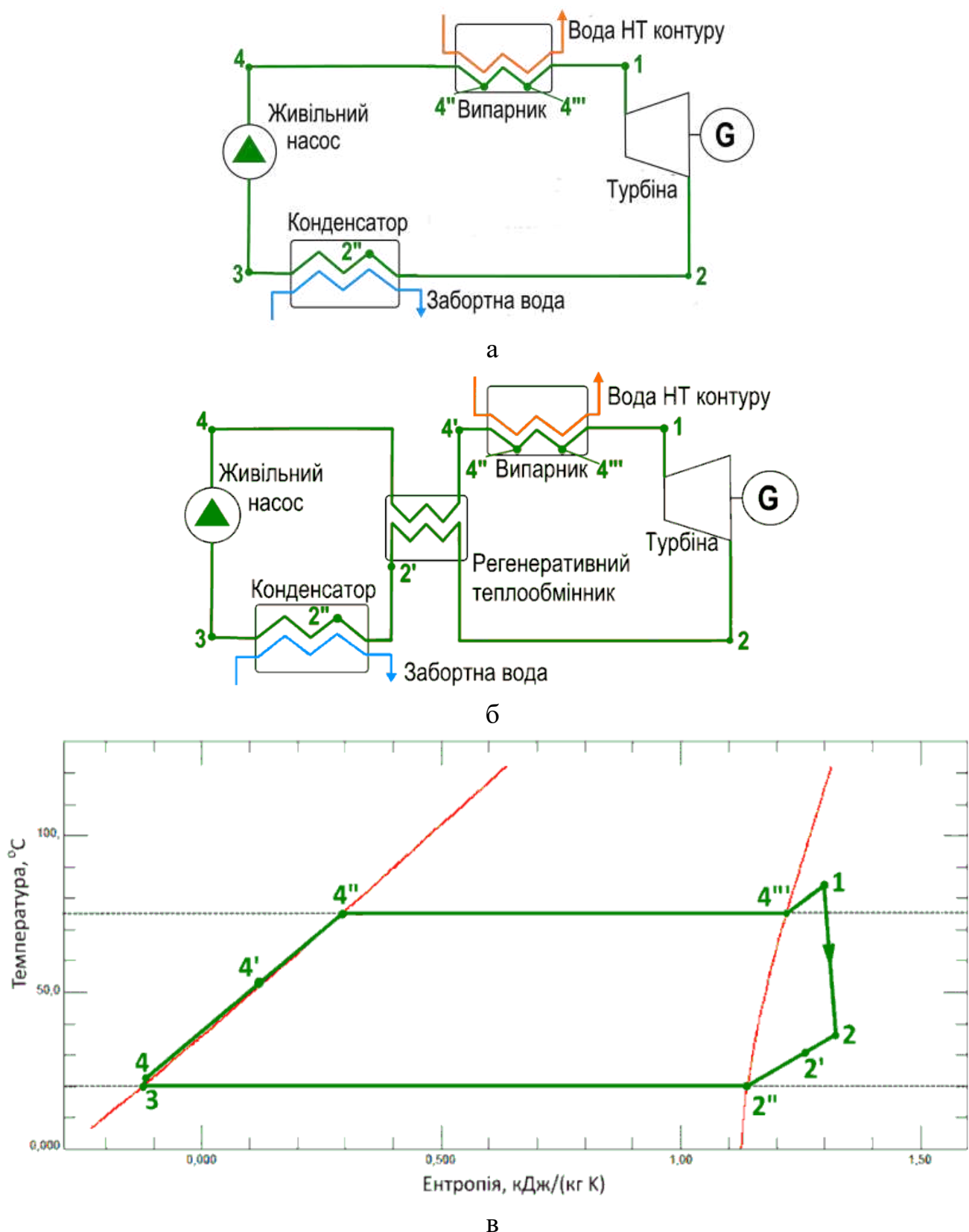


Рисунок 3.1. Принципова схема суднової установки на основі ОЦР з регенерацією теплоти у циклі (а), без генерації теплоти у циклі (б) та схематичне зображення ОЦР у T-s діаграмі пентану при параметрах роботи установки, що аналізують у роботі (в)

Питома кількість теплоти, що підводиться до робочого тіла з водою охолодження двигуна визначається в залежності від наявності або відсутності регенеративного теплообмінника:

- для нерегенеративного циклу

$$q_{\text{кин}} = (h_1 - h_4). \quad (3.2^*)$$

- для регенеративного циклу

$$q_{\text{кин}} = (h_1 - h_{4'}). \quad (3.2^{**})$$

де h_1 , h_4 де $h_{4'}$ – ентальпії в точці 1, 4 та 4', відповідно зображенню на рис. 3.1, кДж/кг.

Питома кількість теплоти, що відводиться забортній воді також визначається в залежності від наявності або відсутності регенеративного теплообмінника:

- для нерегенеративного циклу

$$q_{\text{конд}} = (h_2 - h_3). \quad (3.3^*)$$

- для регенеративного циклу

$$q_{\text{конд}} = (h_2 - h_{3'}). \quad (3.3^{**})$$

де h_2 , h_3 де $h_{3'}$ – ентальпії в точці 1, 4 та 4', відповідно зображенню на рис. 3.1, кДж/кг.

Тепловий баланс регенеративного теплообмінника

$$q_{\text{пто}} = (h_2 - h_{2'}) = (h_{4'} - h_4) \quad (3.4)$$

Теоретичний термодинамічний ККД циклу (ОЦР)

$$KKД_{\text{теор}} = q_{\text{кин}} / l_a. \quad (3.5)$$

Внутрішній (ізоентропний) ККД розширення робочого тіла у турбіні визначається за емпіричною формулою, отриманою вище у розділі 2, в залежності від масової витрати робочого тіла у контурі, а для попередніх розрахунків приймається 0,8 [9, 10, 71, 103, 120, 121, 132].

Дійсна температура на виході з турбіни визначається за допомогою

програми RefProp при двох відомих параметрах: за тиском конденсації (тиск у точці 2) та за величиною ентальпії h_2 , яка розраховується за формулою:

$$h_2 = h_1 - \eta_i (h_1 - h_{2ad\bar{a}b}), \quad (3.6)$$

де $h_{2ad\bar{a}b}$ – ентальпії в точці 2_{адіб}, яка визначається виходячи з того, що розширення у турбіні адіабатне (при постійній ентропії).

Масова витрата робочого тіла у контурі установки на основі ОЦР (кг/с)

$$G = \frac{Q_{водаBT}}{q_{куп}}, \quad (3.7)$$

де $Q_{водаBT}$ – кількість теплоти, що підводиться з водою високотемпературного контуру (водою охолодження двигуна), кВт.

Питома дійсна робота, що виробляється турбіною (кДж/кг)

$$l_{турб} = l_a / \eta_i. \quad (3.8)$$

Повний ККД установки на основі ОЦР (електричний)

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{ел}, \quad (3.9)$$

де η_i – індикаторний (внутрішній) ККД турбіни; $\eta_{мех}$ – механічний ККД турбіни, що враховує втрати на тертя; $\eta_{ел}$ – електричний ККД генератора.

Потужність турбіни (по вихідній електричній потужності) (кВт)

$$N = \frac{l_a \cdot G}{\eta}. \quad (3.10)$$

Додатково враховуються витрати електроенергії на роботу живильного насосу, для якого в силу складності умов роботи (перекачування насиченої рідини) ККД достатньо низький, приблизно 0,5 [64, 117, 143]. Питання ефективності та надійності роботи живильного насосу у складі таких систем є доволі складним [14, 91] та потребує додаткового дослідження.

На даному етапі як робоче тіло розглядався R601 з наступних причин. Н-

пентан (R601) у сучасних оглядах розглядають як придатні робочі тіла для низькотемпературних систем на основі ОЦР, а також як один із базових «еталонних» варіантів у порівняннях при аналізі робочих тіл з низьким GWP [5, 95]. Його критична температура складає $T_c \approx 469.7 \text{ K}$ ($\approx 196.6 \text{ }^\circ\text{C}$) [63, 95]. Значення нормальної температури кипіння $T_{\text{кип}} \approx 309.2...309.3 \text{ K}$ ($\approx 36.1 \text{ }^\circ\text{C}$) [3, 63]. Сукупно ці параметри означають, що при температурі на вході в турбіну порядку $80 \text{ }^\circ\text{C}$ (відповідно до температури води охолодження СЕУ) термодинамічний цикл може реалізовуватись у субкритичній області з достатнім запасом віддалення від критичної точки, що є базовою передумовою технологічно стабільної роботи турбомашини та теплообмінників у низькотемпературних установках на основі ОЦР [5, 78]. Доцільність використання інших робочих тіл буде розглянута у подальших розділах дисертації

Для обґрунтування доцільності застосування РТО у схемі суднової установки на основі ОЦР, що живиться водою охолодження суднового двигуна, було виконано енергетичний аналіз двох схемних рішень при різних температурах конденсації робочого тіла (заборотної води). Приклад зміни температури теплоносіїв у теплообмінних апаратах установки від кількості переданої теплоти (зміни ентальпії потоків теплоносіїв) для двох різних конфігурацій циклу при режимів роботи з температурою заборотної води $t_{36}=30 \text{ }^\circ\text{C}$ наведено на рис. 3.2.

Наведені на рис. 3.2 результати показують, що реалізація нерегенеративного циклу забезпечує підтримку більшої температури кипіння робочого тіла, у регенеративному циклі. Причому, для параметрів ОЦР, що аналізуються у роботі, на прикладі R601 така різниця складає приблизно 2 K у всьому інтервалі t_{36} – рис. 3.3. 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. 3.1.

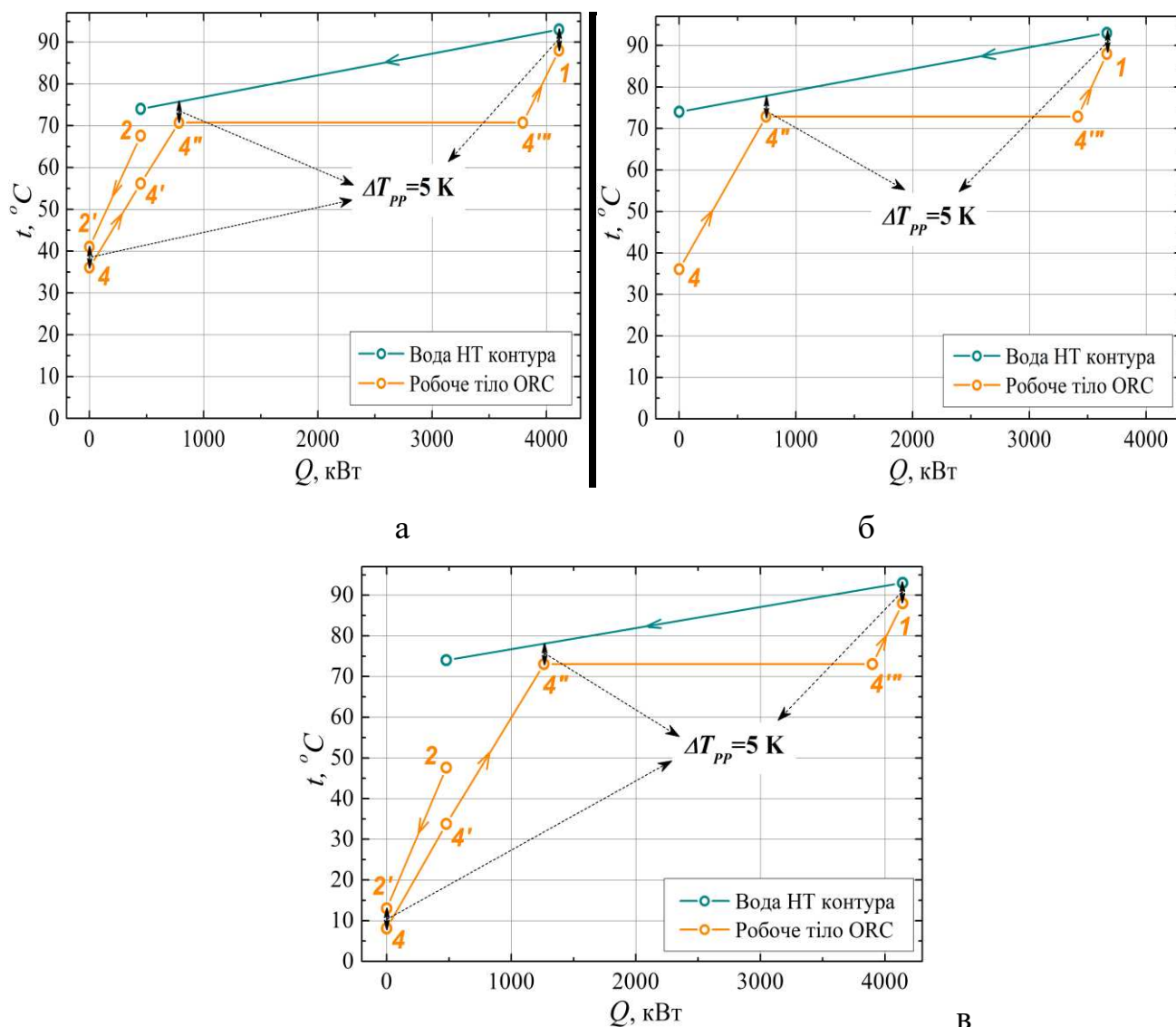


Рисунок 3.2. Зміна температур теплоносіїв у протитокових теплообмінниках установки на основі ОЦР (робоче тіло R601, вузлові точки відповідають зображеним на рис. 3.1: (а) регенеративний цикл, $t_{36} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$; (б) нерегенеративний цикл, $t_{36} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$; (в) регенеративний цикл, $t_{36} = 2\text{ }^{\circ}\text{C}$

На рис. 3.4 наведені результати розрахунку загального ККД системи на основі регенеративного та нерегенеративного ОЦР (з урахуванням ККД турбіни, механічного та електричного ККД) від t_{36} при використанні робочого тіла R601.

Не зважаючи на більший тиск перед турбіною завдяки більш високій температурі кипіння, ефективність нерегенеративного ОЦР суттєво нижче, ніж регенеративного: на величину від 9,8 % при низьких температурах заборотної води до 6,4 % при високих температурах заборотної води. Тому для подальшого аналізу до-

цільності використання різних робочих тіл було прийняте рішення розглядати систему на основі регенеративного ОЦР. Однак, слід враховувати, що окрім додаткових втрат на створення РТО (хоча його вартість відносно невисока), цей теплообмінник у контурі установки на основі ОЦР 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 РТО слід вивчати більш глибоко вже при проєктуванні реальної установки на основі ОЦР.

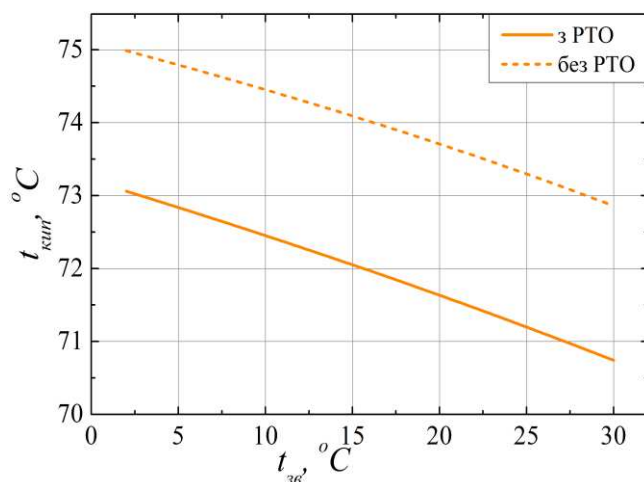


Рисунок 3.3. Залежність температури кипіння від t_{36} для регенеративного та нерегенеративного ОЦР (робоче тіло R601)

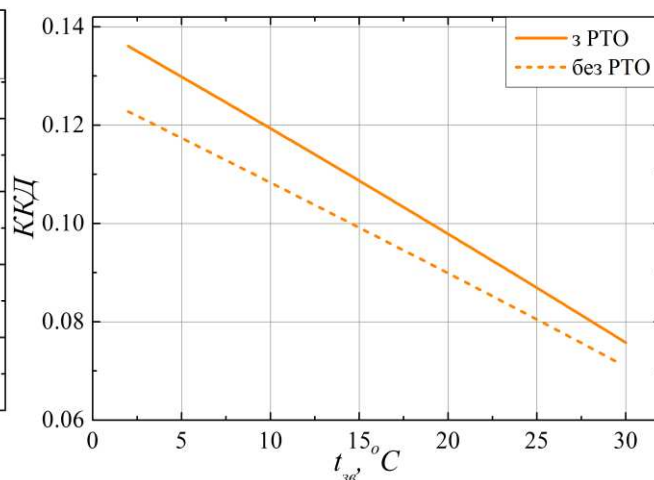


Рисунок 3.4. Залежність загального ККД системи на основі ОЦР на основі регенеративного та нерегенеративного циклу від t_{36} (робоче тіло R601)

3.2 Аналіз доцільності застосування R601 та R134a як робочих тіл судновій установки на основі органічного циклу Ренкіна

3.2.1 Характеристики обраних робочих тіл

«Стандартного» робочого тіла, яке використовується в енергетичних установках на основі ОЦР, не існує. В залежності від температур між джерелом та приймачем теплоти, доцільно використовувати ту чи іншу робочу речовину. Основні вимоги до робочого тіла установки, наведені у розділі 2.5.

До типових робочих тіл відносяться галогенвуглеводні (традиційні робочі ті-

ла холодильних машин) та вуглеводні.

Вибір робочого тіла є визначальним для енергетичної ефективності, конструктивних параметрів (тиск у випарнику/конденсаторі, розміри теплообмінників), а також безпеки та екологічних характеристик системи на основі ОЦР [5, 78]. Для певного діапазону температур підведення теплоти до робочого тіла (кипіння у випарнику – генераторі) та відведення теплоти за рахунок її скидання заборотній воді (конденсація робочого тіла у конденсаторі) робоче тіло повинно [5, 25, 34]:

- мати достатньо високі критичні параметри, щоб цикл реалізовувався в субкритичній області з прийнятним тиском кипіння;

- забезпечувати технологічно прийнятний тиск конденсації, оскільки робота при конденсаторі при вакуумі ускладнює експлуатацію через ризик підсмоктування повітря та накопичення неконденсованих газів; відомо, що зниження тиску в конденсаторі підвищує ефективність систем на основі ОЦР, однак на практиці тиск конденсації не підтримують нижчим за атмосферний саме для запобігання підсмоктуванню повітря в контур [25], а робота при у «вакуумному» режимі може призводити до підвищеної трудомісткості обслуговування та падінню ефективності установки через потрапляння у систему повітря [13];

- відповідати сучасним екологічним вимогам щодо робочих тіл (перш за все – низький потенціал глобального потепління).

На основі виконаного огляду робі [49, 54, 62, 77, 75, 90], для подальшого аналізу було обрано R134a та н-пентан (R601).

Перша речовина - R134a - широко використовується як робоче тіло холодильних машин та розглядається дослідниками для її застосування у установках на основі ОЦР. Галогеновуглеводень R134a є негорючою речовиною, але має відносно високий потенціал глобального (GWP) потепління, який відповідно до [4] оцінюється від 1300 до 1430 кг CO₂/кг.

Друга речовина часто застосовується у стаціонарних енергетичній установка на основі ОЦР, має потенціал $GWP \approx 5$ кг CO₂/кг, має «кращі» термодинамічні властивості, ніж R134a, але є горючою речовиною.

Критична температура н-пентану $t_c = 196,7$ °C, нормальна температура кипіння

$t_{b,p}=36,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, теплота фазового переходу рідина-пар (при н.у.) $r=357,7\text{ кДж/кг}$ [4, 63]. Аналогічні параметри для R134a [4, 63]: $t_c=101,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{b,p}=-26,1\text{ }^{\circ}\text{C}$; $r=217,0\text{ кДж/кг}$.

Додатково слід додати таку термодинамічну особливість пентану, порівняно з R134a. n-пентан належить до робочих тіл «сухого типу» (dry fluids), для яких лінія насиченої пари на T-s діаграмі має додатний нахил. У результаті ізоентропне розширення в турбіні не приводить до переходу в двофазну область, що виключає краплинну ерозію лопаток та зменшує вимоги до перегріву перед турбіною – рис. 3.5. На відміну від цього, R134a відноситься до робочих тіл «вологого типу» (близького до ізоентропного), для яких існує ризик утворення вологої пари наприкінці розширення – рис. 3.5. Це питання вирішується перегрівом робочого тіла перед турбіною, однак саме цю особливість процесу розширення у турбіні наводять як недолік R134a як робочого тіла систем на основі ОЦР.

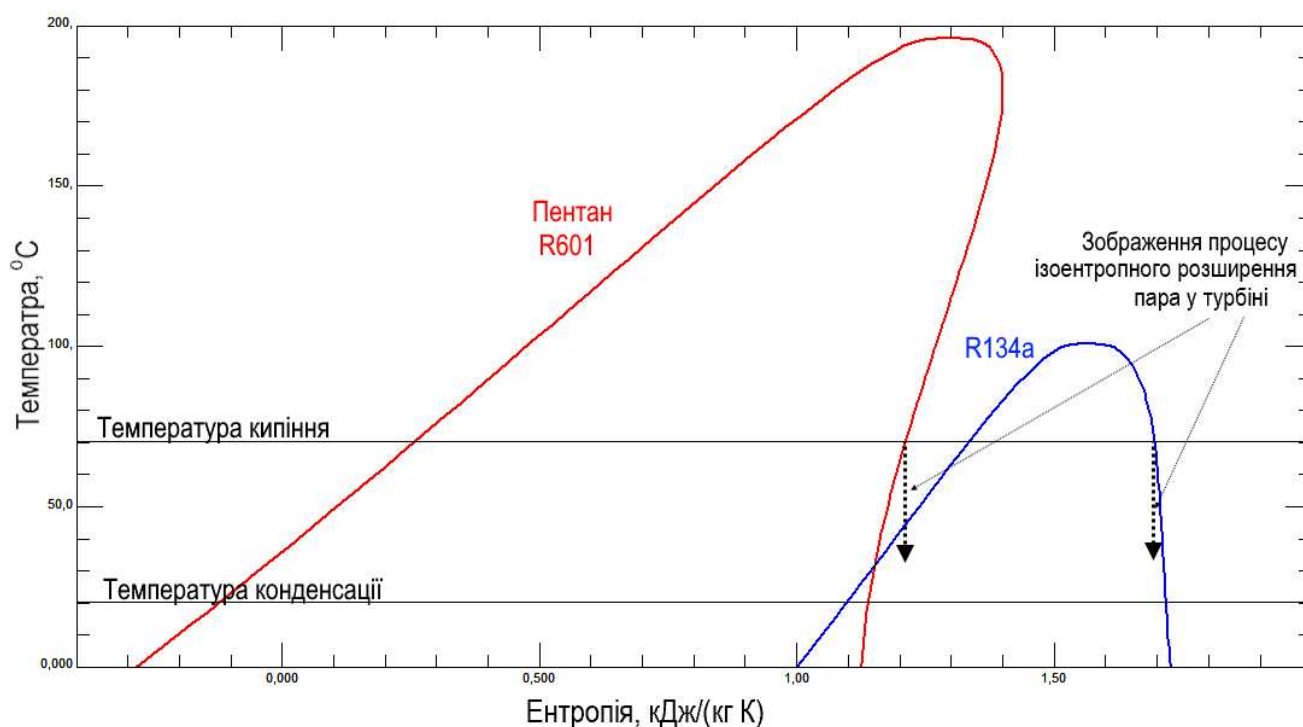


Рисунок 3.5. Порівняння кривих насичення двох робочих тіл в T-s координатах [63]

Слід додати, що вимоги законодавчих актів до робочих тіл суднових устано-

вок на основі ОЦР принципово не відрізняються від вимог до робочих тіл суднових холодильних систем [46, 48, 124], тому застосування н-пентану (R601) як робочої речовини буде потребувати забезпечення додаткових мер безпеки, що вплине на вартість усієї установки.

3.2.2 Термодинамічний аналіз та обговорення результатів

Розрахунок виконувався для обґрунтованої у попередньому розділі конфігурації ОЦР з регенеративним теплообмінником у широкому інтервалі температур конденсації робочого тіла, які визначалися температурою заборотної води від 2 до 30 °С. Методика розрахунку описана у розділі 2 та її особливістю було те, що вона дозволяє визначити температуру кипіння робочого тіла (та відповідний тиск), яка залежить від змінної температури конденсації, як ще показано на рис. 3.6.

Наведені на рис. 3.7 результати аналізу показують наявний вплив зміни температури заборотної води t_{3g} (температури конденсації) на максимально можливу температуру кипіння робочого тіла (яка визначає тиск перед турбіною). Причому при зниженні температури конденсації робочого тіла, тиск перед турбіною збільшується – рис. 3.6 та 3.7. Пояснюється це тим фактом, що при низьких t_{3g} (рис. 3.6) значна частка теплоти води високотемпературного контуру витрачається на нагрів рідкого робочого тіла до стану насичення (процес 4'-4''). Коли t_{3g} висока (рис. 3.6), ця частка теплоти на нагрів рідини суттєво менша. Таким чином, для режиму роботи установки з низькою температурою конденсації середня температура води високотемпературного контуру у частині випарника, де кипить робоче тіло, більша ніж для режиму з високою температурою конденсації

Таким чином, для розглянутої конфігурації установки на основі ОЦР температура кипіння робочого тіла та тиск перед турбіною збільшується зі зменшенням температури конденсації – рис. 3.7. Як збільшення температури кипіння, так й зниження температури конденсації призводять к покращенню термодинамічної ефективності ОЦР.

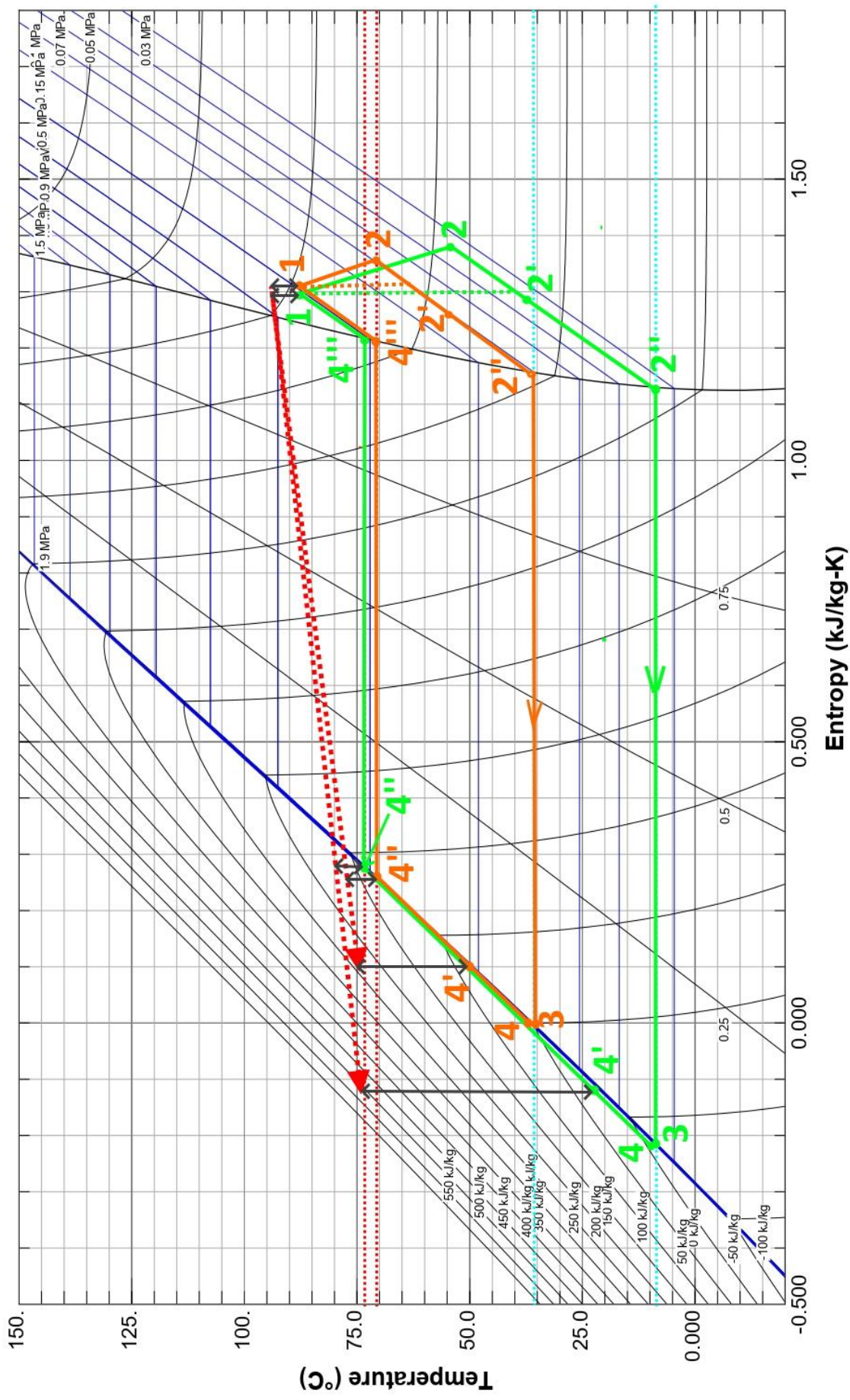


Рисунок 3.6 Зображення регенеративного ОЦР в t-s діаграмі пентану [63] при двох температурах конденсації 8 (зелений контур) та 36 °C (помаранчевий контур); червона пунктирна лінія умовно показує зміну температури води охолодження двигуна, яка підводить теплоту до ОЦР та охолоджується від 93 до 74 °C

Як видно з результатів аналізу, наведених на рис. 3.7, температура кипіння робочого тіла R134a на 3,3...4,0 К вище, ніж пентану, що буде сприяти більшій енергетичній ефективності ОЦР на R134a. Однак, як показали результати подальшого аналізу – рис. 3.8, ККД реального ОЦР (з урахуванням ККД турбіни) на пентані та R134a практично однаковий з невеликою перевагою пентану (близько 0,5 %) при низьких температурах заборотної води t_{36} , на навпаки з приблизно таким же ефектом при високих t_{36} . Тобто при рівних температурах джерела та приймача теплоти, ОЦР на пентані буде характеризуватися декілька більшою термодинамічною ефективністю, ніж на R134a. Однак, як було показано вище, забезпечувати рівні температури кипіння обох робочих тіл при однаковій температурі води високотемпературного контуру з технічної точки зору не можливо (або нераціонально).

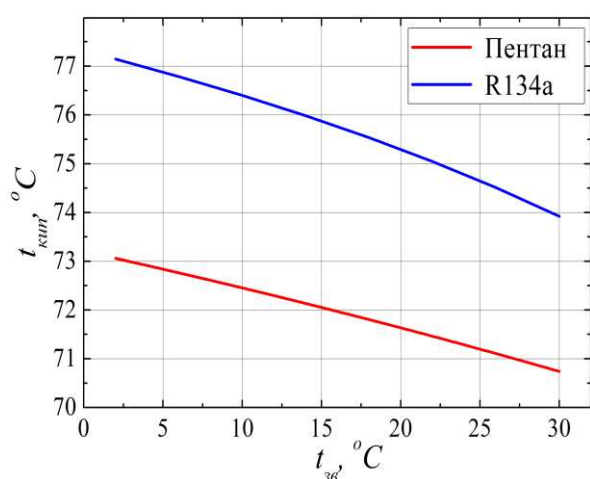


Рисунок 3.7 Залежність температури кипіння робочого тіла (пентану та R134a) в установці на основі ОЦР від t_{36}

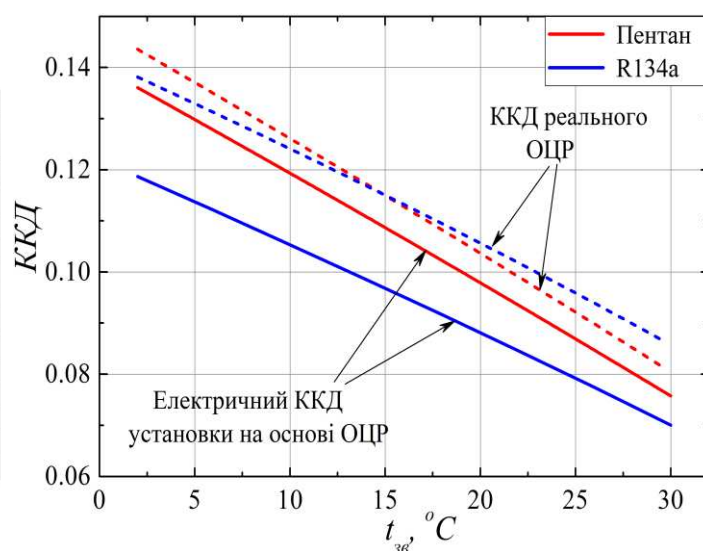


Рисунок 3.8. Залежність ККД реального ОЦР та повного (електричного) ККД установки на основі ОЦР від t_{36} при використанні як робочого тіла пентану та R134a

Не зважаючи на близьке зайчення ККД реального ОЦР для обох обраних для аналізу робочих тіл, електричний ККД установки на основі ОЦР для R134a значно нижче, ніж пентану. Пояснюється отриманий результат різною електричною потужністю живильного насосу для R134a та пентану – рис. 3.9. По перше, це

пов'язано з приблизно в два рази більшою масовою витратою R134a (рис. 3.10), ніж пентану у контурі системи (завдяки меншій теплоті фазового переходу R134a ніж пентану). По друге, ступень підвищення тиску у циклі для R134a суттєво більше, ніж для пентану. Все це визначає велику різницю у потрібній електричній потужності живильного насоса робочого тіла.

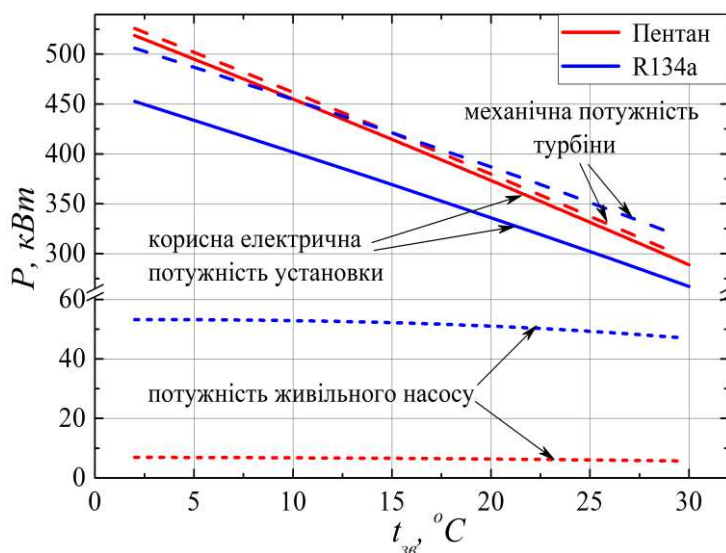


Рисунок 3.9. Залежність механічної потужності турбіни, потужності живильного насоса та електричної потужності установки на основі ОЦР від t_{36} при використанні як робочого тіла пентану та R134a

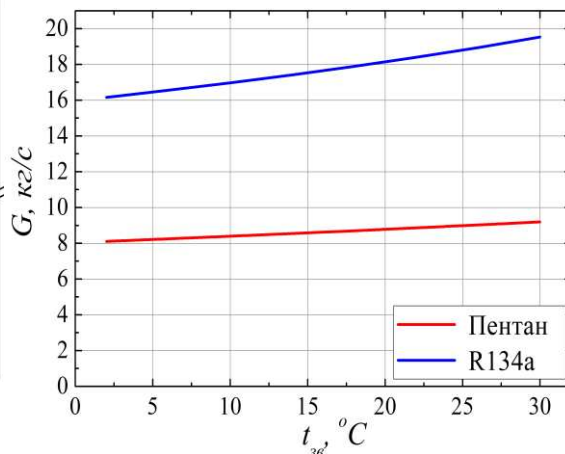


Рисунок 3.10. Залежність масової витрати робочого тіла (пентану та R134a) в установці на основі ОЦР від t_{36}

Базуючись на виконаному аналізі, вважаємо, що пентан є більш раціональним робочим тілом у розглянутій системі на основі ОЦР, ніж R134a.

Менша витрата пентану ніж R134a у контурі установки сприятиме меншим габаритним розмірам основних та допоміжних елементів, що надзвичайно важливо для суднових умов. Пентан забезпечує більший електричний ККД установки та характеризується меншим показником глобального потеплення, у порівнянні з R134a.

Основний недолік пентану як робочого тіла – горючість. Тому для реалізації проекту по впровадженню установки на основі ОЦР на пентані на реальному судні потрібно буде забезпечувати певні міри безпеки. Перш за все, це відсутність

апартів установки у машинному відділенні. Ця вимога для випадку, коли як джерела вторинної теплоти використовується вода НТ контурна, не має труднощів у реалізації. На сьогодні у наукових дослідженнях активно розглядаються перспективи вуглеводнів як робочих тіл суднових установок на основі ОЦР [1, 16, 26, 68, 82]. Однак, це питання потребує подальшого аналізу.

3.3 Аналіз доцільності застосування R601, R245fa та R1233zd(E) як робочих тіл судновій установки на основі органічного циклу Ренкіна

3.3.1 Характеристики обраних робочих тіл

Як було показане у розділі 2.2, R134a програє пентану за ефективністю. Для того щоб результати вибору робочого тіла для суднової ОЦР системи мали коректний прикладний зміст, порівняння доцільно провести з робочими тілами, що фігурують як базові у комерційних установках на основі ОЦР, та/або позиціонуються в літературі як сучасні робочі тіла з низьким GWP. На основі виконаного огляду робіт [2, 49, 54, 62, 75, 77, 90, 116], для подальшого аналізу у порівнянні з пентаном було обрано R245fa і R1233zd(E).

Робоче тіло R245fa є еталоном для комерційних ОЦР систем і речовина для порівняння при виборі альтернативи. R245fa упродовж тривалого часу застосовувався як одне з типових робочих тіл для ОЦР систем, а в сучасних оглядових роботах прямо зазначається як один із найбільш придатних робочих тіл для комерційних ОЦР установок. Це робить R245fa методологічно коректною «базою порівняння». Водночас R245fa належить до речовин із високими значеннями GWP. Це прямо мотивує науково-прикладний інтерес до його заміни.

R1233zd(E) як сучасне робоче тіло з низьким GWP є перспективним кандидатом для систем на основі ОЦР як замітник R245fa. R1233zd(E) розглядається в літературі як один із ключових альтернатив, зокрема в задачах заміни R245fa. Експериментальні роботи з «drop-in replacement» показують практичну реалізованість такого підходу й наводять зіставлення показників термодинамічного циклу при роботі з R1233zd(E) та R245fa. Окремо важливо, що сучасні досліджен-

ня, орієнтовані саме на морські енергетичні системи, включають R1233zd(E) до групи робочих тіл з найкращими інтегральними характеристиками (ефективність/безпека/екологічний вплив) у задачах утилізації теплоти СЕУ. Це робить R1233zd(E) релевантним саме для контексту дисертації, пов'язаного з судновими системами.

Зображення кривих насичення у Т-s діаграмі для трьох робочих тіл, що були отримані за допомогою [63] наведені на рис. 3.9.

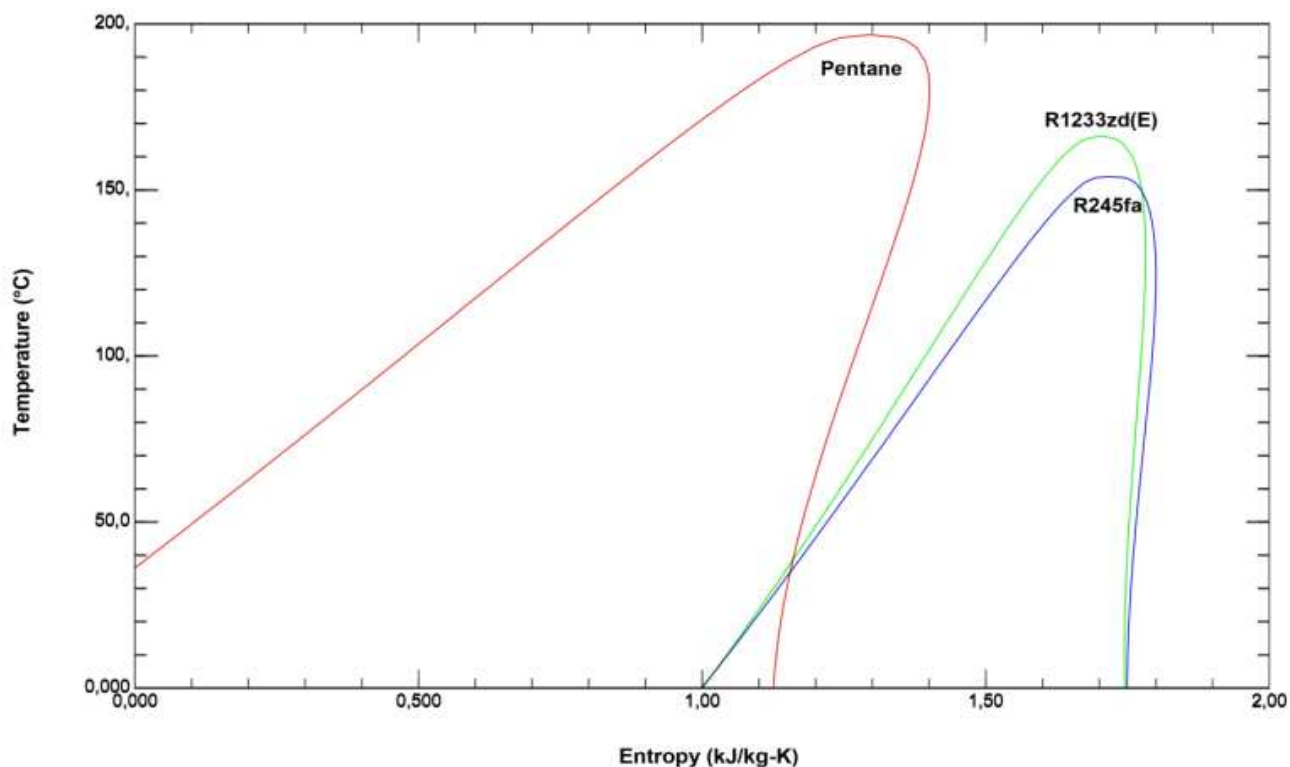


Рисунок 3.11. Зображення кривих насичення у Т-s діаграмі для трьох робочих тіл, що були отримані за допомогою [63]

3.3.2 Термодинамічний аналіз та обговорення результатів

Для обґрунтування раціонального з енергетичної точки зору робочого тіла було виконане термодинамічний розрахунок регенеративного ОЦР та оцінено загальний ККД установки на його основі при роботі на трьох робочих тілах, обраних у попередньому розділі.

Залежність ККД циклу та загального ККД установки від $t_{3в}$ для різних робочих тіл наведені на рис. 3.10. Не зважаючи на близьке зайчення реального ККД циклу для трьох обраних для аналізу робочих тіл, загальний ККД установки на

основі ОЦР для R245fa та R1233zd(E) нижче, ніж для R601. Пояснюється отриманий результат різною потужністю живильного насосу 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. 3.11), ніж R601 у контурі установки на основі ОЦР (завдяки меншій теплоті фазового переходу R245fa та R1233zd(E) ніж R601, що добре ілюструє рис. 3.11). Додатковий вплив оказує різний ступінь підвищення тиску у циклі для різних робочих тіл. Все це визначає значну різницю в електричній потужності живильного насосу робочого тіла.

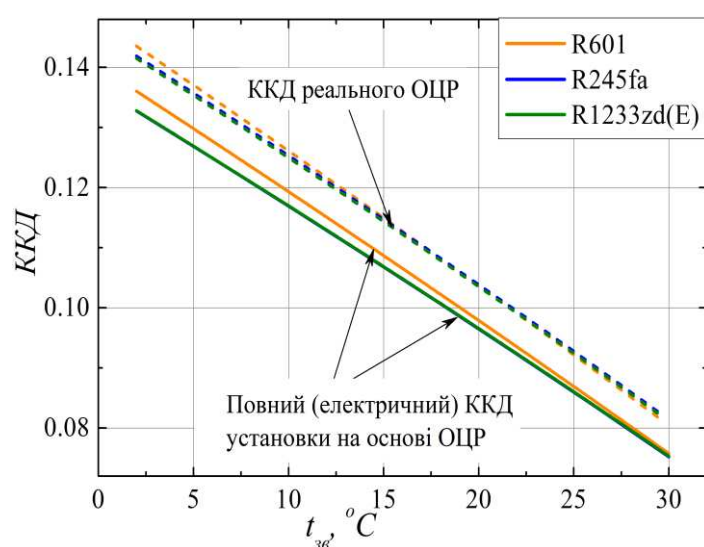


Рисунок 3.12. Залежність ККД дійсного (реального) циклу та загального ККД установки на основі ОЦР від t_{36} при використанні різних робочих тіл

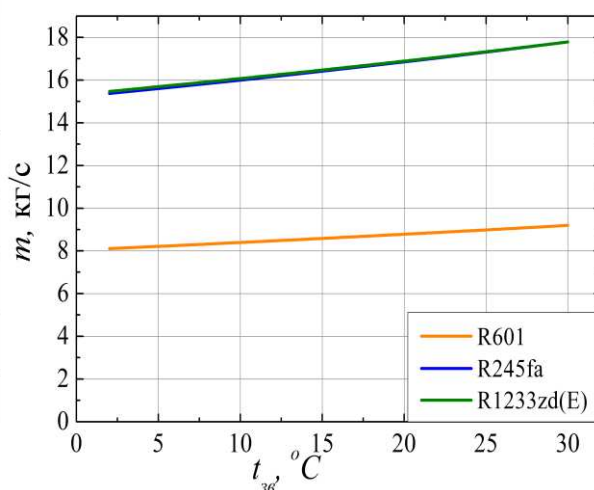


Рисунок 3.13. Залежність витрати робочого тіла в контурі установки на основі ОЦР від t_{36}

Залежність механічної потужності турбіни від t_{36} при використанні різних робочих тіл та 75 % навантаженні двигуна наведена на рис. 3.14. Більш чітко ефект робочого тіла на вихідну електричну потужність установки на основі ОЦР при різних t_{36} наведено на рис. 3.15.

З результатів, наведених на рис. 3.12 та 3.13 видно, що ефективність установки на основі ОЦР дуже суттєво, майже у два рази, знижується при підвищенні температури заборотної води з 2 до 30 $^\circ\text{C}$. Тому доцільність та термін окупності такої

установки вище для суден, які знаходяться більшу частину рейсів у холодних ви-
дах. Для суден, які переважно перебувають у регіонах з високою температурою
забортної води може бути доцільним впровадження теплоутилізаційних ежекто-
рних холодильних машин, які зможуть забезпечувати холодом систему кондиці-
ювання, знижуючи при цьому загальне споживання електроенергії.

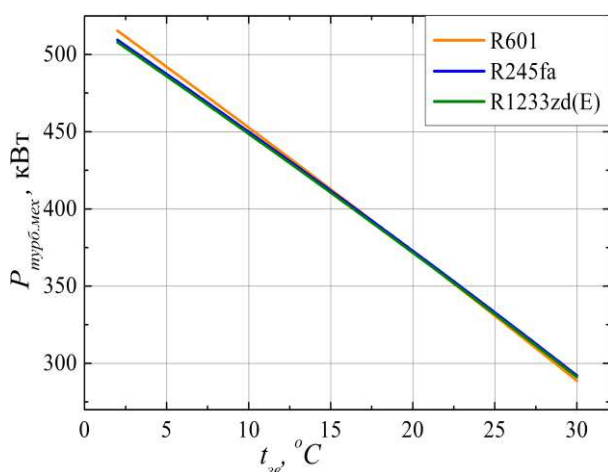


Рис. 3.14. Залежність механічної
потужності турбіни від $t_{зб}$ при викорис-
танні різних робочих тіл

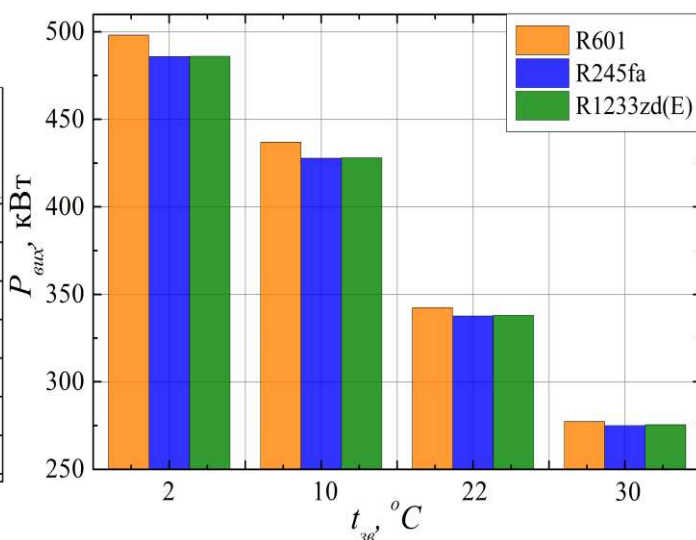


Рис. 3.15. Залежність вихідної поту-
жності установки на основі ОЦР від $t_{зб}$
при використанні різних робочих тіл

Як видно з рис. 3.12 та 3.13, R601 як робоче тіло забезпечує більше вироб-
лення механічної роботи при низьких температурах забортної води, ніж інші два
робочих тіла. Так, при $t_{зб} = 2\text{ }^\circ\text{C}$, установка на основі ОЦР 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 установки на основі ОЦР на R601, менша ви-
трата R601 у контурі установки сприятиме меншим габаритним розмірам основ-
них та допоміжних елементів, що надзвичайно важливо для суднових умов.

3.4 Загальне порівняння обраних для аналізу робочих тіл

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 вико-

ристання вуглеводнів як робочих тіл [65]), 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 установках на основі ОЦР).

Таким чином, зіставлення трьох різних робочих тіл: R601, R245fa та R1233zd(E) формує логічно завершену рамку:

R601 - базовий «природний» агент із високою критичною температурою, релевантний для використання у низькотемпературному ОЦР;

R245fa - промислово широко застосовуване у системах на основі ОЦР робоче тіло, але з високим GWP, що є причиною пошуку заміни;

R1233zd(E) - сучасний заміник у системах на основі ОЦР з низьким GWP та наявністю експериментальної бази порівнянь з R245fa.

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 установках на основі ОЦР. 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 установках на основі ОЦР). Хоча не всі з них дозволяють використовувати вуглеводні (найвищій рівень пожежної небезпеки), однак саме Lloyd's Register з 2024 р. вуглеводні дозволені як робочі тіла холодильного обладнання [65]. Узагальнене порівняння переваг та недоліків розглянутих робочих тіл наведено в таблицях 3.1 та 3.2.

Базуючись на виконаному аналізі, можна констатувати, що вибір раціональ-

ного робочого тіла для суднової установок на основі ОЦР не тривіальна задача. На думку авторів, R601 є більш раціональним робочим тілом у розглянутій системі, ніж R134a, R245fa та R1233zd(E). Основний недолік R601 як робочого тіла – горючість. Тому для реалізації проєкту з впровадження установки на основі ОЦР на R601 потрібно буде забезпечувати певні заходи безпеки. Перш за все, це відсутність елементів установки у машинному відділенні. Ця вимога для випадку, коли як джерела вторинної теплоти використовується вода високотемпературного контуру, не має труднощів у реалізації. На сьогодні у наукових дослідженнях активно розглядаються перспективи вуглеводнів як робочих тіл суднових установок на основі ОЦР. Однак, це питання потребує подальшого аналізу, що заплановано авторами виконати у наступних дослідженнях.

Таблиця 3.1. Основні узагальнені характеристики використання
обраних робочих тіл

	R601	R134a	R1233zd(E)	R245fa
Екологічність за показником GWP	Низький	Високий	Низький	Високий
Потреба у додатковим мерах безпеки при поводженні з робочим тілом	Потребує (горюче)	Не потребує	Не потребує	Потребує (токсичне)
Енергетична ефективність	Найвища з розглянутих	Найнижча з розглянутих	Декілька нижче, ніж у R601	Декілька нижче, ніж у R601
Габаритні розміри установки	Найнижча з розглянутих	Вище, ніж для R601	Вище, ніж для R601	Вище, ніж для R601
Вартість робочого тіла	Дуже низька	Низька	Дуже висока	Низька

Таблиця 3.2. Характеристики обраних для аналізу робочих тіл [4, 63]

Назва за ASHRAE	R601	R134a	R1233zd(E)	R245fa
Назва хімічної сполуки	н-пентан	1,1,1,2-тетрафторетан	транс-1-хлор-3,3,3-трифтор-1-пропілен	1,1,1,3,3-пентафторпропан
	Екологічність та безпека			
Група безпеки відповідно класифікації ASHRAE (токсичність та горючість)*	A3	A1	A1	B1
Потенціал глобального потепління GWP	5	1430	4,5	1030
	Теплофізичні			
Нормальна температура кипіння (при 0 бар за манометром) $t_{b,p}$, °C	36,06	-26,1	18,26	15,05
Критична температура t_c , °C	196,6	101	166,4	153,9
Теплота пароутворення при нормальній температурі кипіння h_v , кДж/кг	357,7	216,7	194,6	196,8

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

3.5 Висновки за розділом 3

1. Виконано побудову та розрахунок основних термодинамічних параметрів ОЦР та енергетичних параметрів системи на основі ОЦР, що утилізує теплоту води охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F з температурою на виході 93 °C та 74 °C на виході, для двох конфігурацій ОЦР та чотирьох робочих тіл таким чином,

щоб реалізація цього циклу забезпечила достатній (не менше 5 K) перепад температур у теплообмінниках на стороні підведення теплоти (робоче тіло – вода охолодження двигуна). При цьому кінцевим результатом процесу розрахунку було визначення тиску кипіння робочого тіла, який визначає параметри робочого тіла перед входом у турбіну та потенціал вироблення корисної роботи турбіною.

2. Показано, що при наявності регенеративного теплообмінника в установці на основі ОЦР, яка живиться теплою води охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F, температура кипіння R134a варіюється від 74 до 77 °C (в залежності від температури конденсації), та від 71 до 73 °C для пентану. Однак, не зважаючи на більший тиск перед турбіною завдяки більш високій температурі кипіння, ефективність нерегенеративного ОЦР суттєво нижче, ніж регенеративного: на величину від 9,8 % при низьких температурах заборотної води до 6,4 % при високих температурах заборотної води. Тому для подальшого аналізу конфігурація ОЦР з внутрішньою регенерацією теплоти прийнята як більш раціональна.

3. Масова витрата робочих тіл на основі ГФВ та ГФО, на прикладі R134a, R1233zd(E) та R245fa у контурі установки на основі ОЦР приблизно в два раз більше, ніж R601 (пентану), що пояснюється більшим значенням теплоти фазного переходу останнього та визначає менші витрати енергії на роботу живильного насоса та менші габаритні розміри усієї установки. Аналогічно маса заправки R601 у систему очкується суттєво (більш ніж 2 рази) менше з причини меншої густини останнього у порівнянні з ГФВ та ГФО робочими тілами (на прикладі R134a, R1233zd(E) та R245fa).

4. ККД дійсного ОЦР при однакових температурах джерела та приймача теплоти практично однаковий для усіх розглянутих робочих тіл та змінюється від 0,07 до 0,14 при зменшенні температури заборотної води від 30 °C до 2 °C.

5. Загальний електричний ККД установки на основі ОЦР для пентану вище, ніж для усіх розглянутих робочих тіл. Однак ефект для різних робочих тіл різний. Найбільш програє пентану за ефективністю R134a, його використання забезпечує загальний електричний ККД на 8...14 % менше, ніж пентан. Загальний ККД системи на робочих тілах R245fa та R1233zd(E) близький, та приблизно на

2,5 % нижче, ніж для пентану при роботі з низькою температурою забортної води (2 °C) та всього на 0,8 % при температурі забортної води 30 °C. Переваги пентану як робочого тіла пояснюються перш за все значними витратами додаткової енергії на роботу живильного насосу для таких робочих тіл як R134a, R245fa та R1233zd(E).

6. Оцінена вихідна електрична потужність системи на основі ОЦР, що утилізує теплоту води охолодження суднового двигуна Wärtsilä 12V46F при його 75 % навантаженні (MCR 14400 кВт) при застосуванні як робочого тіла R601 варіюється від 290 кВт (при температурі забортної води 30 °C) до 520 кВт (при 2 °C).

7. На основі виконаного аналізу по сукупності розглянутих факторів показано, що пентан R601 є найбільш раціональним робочим тілом у розглянутій системі на основі ОЦР, порівняно з R134a, R245fa та R1233zd(E). Основний його недолік як робочого тіла – горючість, що буде потребувати додаткових мер по забезпеченню безпеки розглянутої установки. Однак, вуглеводні як робочі тіла холодильних систем (як наслідок, й систем на основі ОЦР) з 2024 року дозволені до використання на борту судна Lloyd's Register при забезпеченні відповідних заходів безпеки. Однак питання додаткових витрат забезпечення мер безпеки при впровадженні системи на основі ОЦР з таким робочим тілом потребує окремого додаткового вивчення.

8. Встановлено, що вихідна електрична потужність установки на основі ОЦР, яка використовує теплоту охолоджувальної води головного двигуна Wärtsilä 12V46F, змінюється у широкому діапазоні залежно від режиму роботи двигуна та температури забортної води, що підтверджує необхідність врахування змінних експлуатаційних умов при оцінці ефективності системи.

РОЗДІЛ 4 АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ УСТАНОВКИ НА ОСНОВІ ОРГАНІЧНОГО ЦИКЛУ РЕНКІНА ПРИ ЗМІННИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ РЕЖИМАХ НА РІЗНИХ ТИПАХ СУДЕН

Метою даного розділу було аналіз ефективності та продуктивності суднової енергетичної системи на основі ОЦР, що живиться низькопотенційною теплотою води охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F, при роботі цього двигуна у різних навантаженнях. На основі досліджень автора, наведених у попередніх розділах, в яких були обґрунтовані раціональна конфігурація термодинамічного циклу та робоче тіло, аналіз впливу навантаження головного двигуна на ефективність системи на основі ОЦР виконувався для регенеративного термодинамічного циклу з пентаном як робочим тілом.

4.1 Тепловий баланс двигуна Wärtsilä 12V46F по скидній низькопотенційній теплоті

Суднові дизельний двигун працюють зі змінним навантаженням залежно від експлуатаційного профілю судна. Це означає, що система утилізації скидної теплоти двигуна установкою на основі ОЦР буде працювати з різною ефективністю залежно від режиму експлуатації судна. Отже, потрібно провести аналіз роботи системи утилізації скидної теплоти двигуна установкою на основі ОЦР у можливому інтервалі робочого навантаження двигуна. 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 під час знаходження у морі зазвичай працюють на номінальній безперервній потужності, яка становить від 85% до 90% від максимальної безперервної потужності двигуна.

Як джерело скидної теплоти для роботи установки на основі ОЦР розглядається вода високотемпературного контуру системи охолодження двигуна. Вона послідовно охолоджує циліндри двигуна та надувне повітря (на першій ступені його охолодження) – рис. 2.7 розділу 2.

У посібнику [107] наведені данні про тепловий баланс при навантаженнях 50%, 75%, 85% та 100%, однак не для всієї лінійки Wärtsilä 46F. Тоді як в [104] дані стосовно енергетичного балансу для Wärtsilä 12V46F надаються лише при 100% навантаженні.

Рис. 4.1.а схематично та спрощено демонструє енергетичний баланс суднового двигуна Wärtsilä 12V46F при 100% навантаженні за даними [104]. На рис. 4.1.б наводиться такий же баланс для двигуна при у випадку впровадження системи утилізації теплоти води високотемпературного контуру для вироблення електроенергії системою на основі ОЦР. У відповідності до виконаних у попередніх розділах досліджень, ККД системи на основі ОЦР для побудови діаграми на рис. 4.1.б був прийнятий 0,10 (середнє значення, яке залежить від режимів роботи системи та температури заборотної води). З рис. 4.1 видно, що в корисну теплоту у вигляді електроенергії переходить приблизно 1,5 % первинної енергії палива.

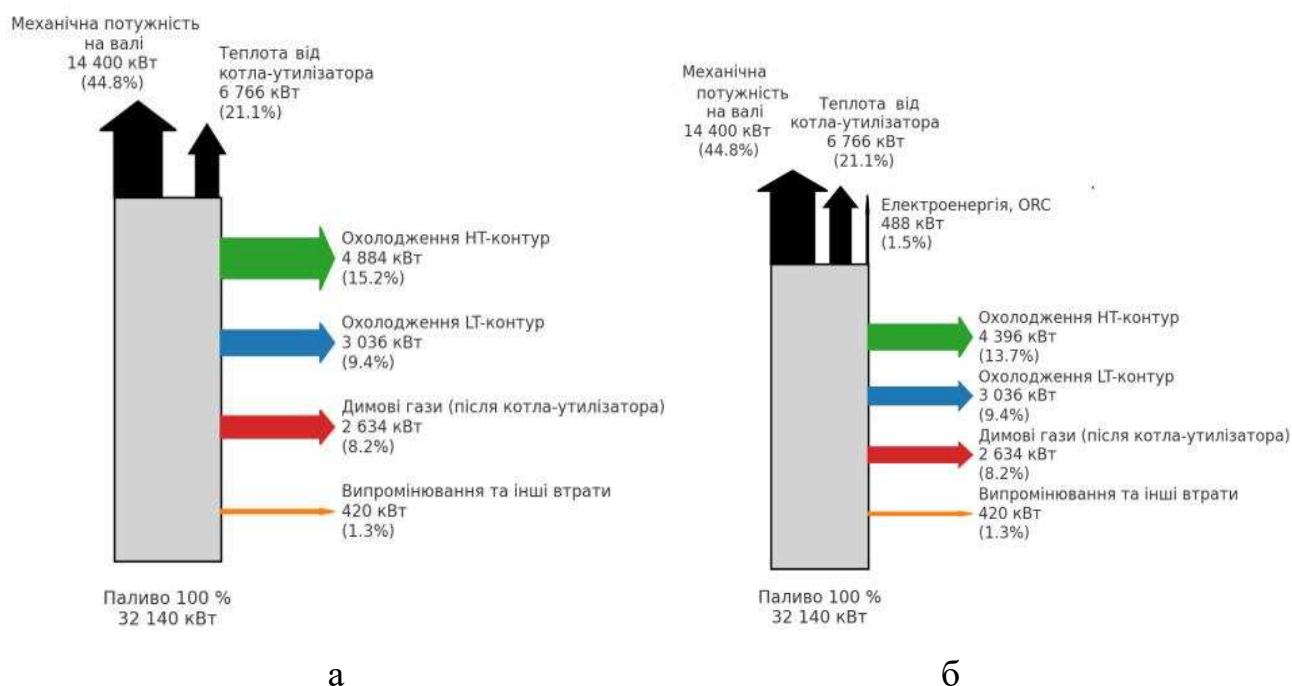


Рисунок 4.1. Спрощена діаграма енергетичних потоків для двигуна Wärtsilä 12V46F при навантаження 100 %

З метою отримання залежності кількості теплоти, що відводиться з водою високотемпературного контуру, від навантаження двигуна 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 [107]. Результати для двох режимів двигуна (змінна та постійна частота обертання вала двигуна) наведені на рис. 4.2.

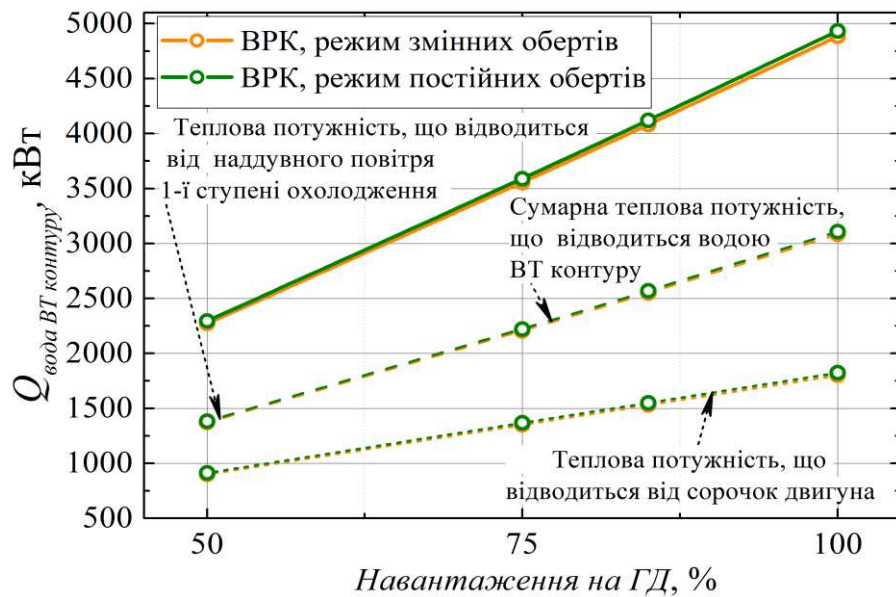


Рисунок 4.2. Залежність теплоти, що відводиться від двигуна з водою високотемпературного контуру від навантаження двигуна Wärtsila 12V46F

Для двигунів Wärtsila 46F надувне повітря на першій ступені охолоджується водою високотемпературного контуру, а на другій - водою низькотемпературного контуру. Причому саме охолодження на другій ступені (водою низькотемпературного контуру) регулює підтримку майже сталої температури повітря після охолодження. Це означає, що теплота, яка відводиться на першій ступені водою ВТ-контур, з ростом навантаження двигуна збільшується практично лінійно у діапазоні навантажень 50...100 %, але сублінійно на малих навантаженнях (завдяки нижчій температури після компресора та меншій витраті повітря). Виробник не надає криві по навантаженню для теплоти, що відводиться від наддувного повітря. З метою отримання залежності кількості теплоти, що відводиться з водою високотемпературного контуру від наддувного повітря, від навантаження двигуна були прийняті данні з енергетичного балансу при 100 % навантаженні та використаний підхід, що описує коректування параметрів процесу охолодження наддувного повітря при сталих температурах у повірхоохолоджувачі відповідно

стандарту ISO 3046-1:2002 [43]. Результати для двох режимів двигуна (постійна та змінна частота обертання вала двигуна) наведені на рис. 4.2.

Слід відзначити, що відповідно [104] реальні значення складових теплового балансу можуть відхилятися ($\sim \pm 10\%$) залежно від температур води високотемпературного та низькотемпературного контурів, зовнішніх умов, забруднення поверхонь та інших причин.

У високотемпературному 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 установка на основі ОЦР) 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 високотемпературного контуру після двигуна йде на охолодження.

4.2 Оцінка енергетичного потенціалу води високотемпературного контуру охолодження від навантаження двигуна

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

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

- Температура води на вході у двигун $t_{\text{вх}}$ підтримується сталою та рівною 74 °C 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 °C відповідно до [104]).

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

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

де \dot{m}_{BT} - загальна витрата води високотемпературного 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 $t_{\text{вх}} = 74$ °C. Таким чином можна записати рівняння:

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

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

де $t_{\text{охл вих}}$ - температура води з витратою $\dot{m}_{\text{охл}}$ на виході з охолоджувача (або установка на основі ОЦР), °C.

Витрата води через охолоджувач (або установка на основі ОЦР):

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

Теплова потужність, яка відводиться у охолоджувачі (або яка утилізується установкою на основі ОЦР):

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

З наведених вище рівнянь не може бути визначені однозначно $\dot{m}_{\text{охл}}$ та $t_{\text{охл вих}}$.

Потрібне ще співвідношення, яке описує процес переносу теплоти в теплообміннику заборотної води (або в установці на основі ОЦР). Однак на практиці часто задаються температурою води на виході з охолоджувача в залежності від температури заборотної води $t_{\text{охл вих}} \approx t_{\text{зг}} + 3...5^{\circ}\text{C}$. Однак при використанні води для роботи установки на основі ОЦР теплота буде віддаватися робочому тілу. А як показано у попередніх розділах та роботах автора [139, 140], температура кипіння буде також змінюватися в залежності від конфігурації ОЦР та від $t_{\text{охл вих}}$. Тому у подальшому користуємося наступними міркуваннями. Температура $t_{\text{охл вих}}$ не може бути менша за $t_{\text{вх}} = 74^{\circ}\text{C}$. 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 $t_{\text{охл вих}} = 72^{\circ}\text{C}$. Чим менша буде ця температура, тим більша частина потоку буде байпасуватися, однак зниження $t_{\text{охл вих}}$ призведе до зниження температури генерації та, як наслідок, до зниження ефективності установки на основі ОЦР. Відсутність байпасу, тобто $t_{\text{охл вих}} = 74^{\circ}\text{C}$ недопустима.

Прийнявши $t_{\text{охл вих}} = 72^{\circ}\text{C}$ за описаною методикою було оцінено масову витрату води високотемпературного контуру через охолоджувач та температура води високотемпературного контуру на вході в охолоджувач при різних навантаженнях на двигун Wärtsila 12V46F. Результати наведено на рис. 4.3. Загальний потік води високотемпературного контуру, що проходить через двигун ($\dot{m}_{\text{ВТ}} = \dot{m}_{\text{охл}} + \dot{m}_{\text{б}}$) складав 55,4 кг/с.

Результати, що наведені на рис. 4.3 демонструють, що при зниженні навантаження двигуна Wärtsila 12V46F з 100% до 50% витрата води високотемпературного контуру на вході в установку на основі ОЦР буде падати з 50,6 до 46,0 кг/с, а температура цієї води на вході в установку на основі ОЦР буде знижуватися з $91,5^{\circ}\text{C}$ до $83,8^{\circ}\text{C}$. Все це буде сприяти зниженню продуктивності та ефективності системи на основі ОЦР у зв'язку зі зниженням як витрати води (джерела ски-

дної теплоти для ОЦР), так й її температури джерела теплоти $t_{вх}$ (що впливає на ККД циклу).

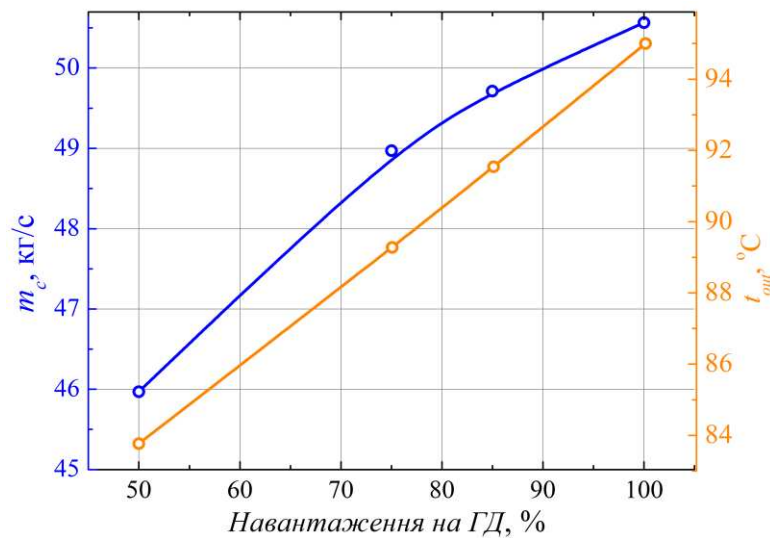


Рисунок 4.3 Залежність масової витрати води високотемпературного контуру через охолоджувач (через установку на основі ОЦР) та температури води високотемпературного контуру на вході в охолоджувач $t_{вх}$ від навантаження двигуна Wärtsila 12V46F

4.3 Аналіз ефективності установки на основі органічного циклу Ренкіна при різних навантаженнях двигуна

У відповідності до підходів, описаних у розділі 2, виконаний розрахунок енергетичних характеристик ОЦР та установки на його основі при використанні як робочого тіла пентану. Зміна навантаження двигуна враховувалася зміною температури води на вході в генератор установки на основі ОЦР $t_{вх}$ та її витратою. Також враховувалася зміна температури заборотної води $t_{зб}$.

Як видно з рис. 4.4, ККД установки на основі ОЦР несуттєво знижується зі зниженням навантаження двигуна. Це зниження визначається перш за все зменшенням температури води високотемпературного контуру на вході до установки на основі ОЦР (рис. 4.3), що, як наслідок, сприяє зниженню температури генерації та ККД циклу. Зниження ККД при падінні навантаження двигуна з 100 % до 50 % складає 4,9 % при температурі заборотної води 2 °C та 3,7 % при температурі

заборної води 30 °С.

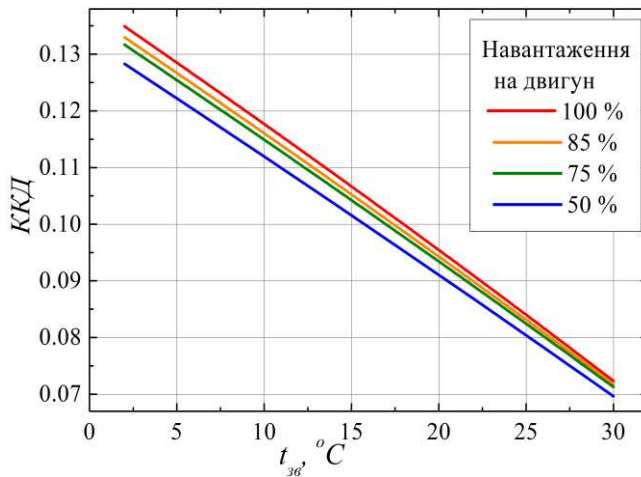


Рисунок 4.4. Залежність ККД установки на основі ОЦР (робоче тіло – пентан) від температури заборної води та навантаження двигуна Wärtsila 12V46F

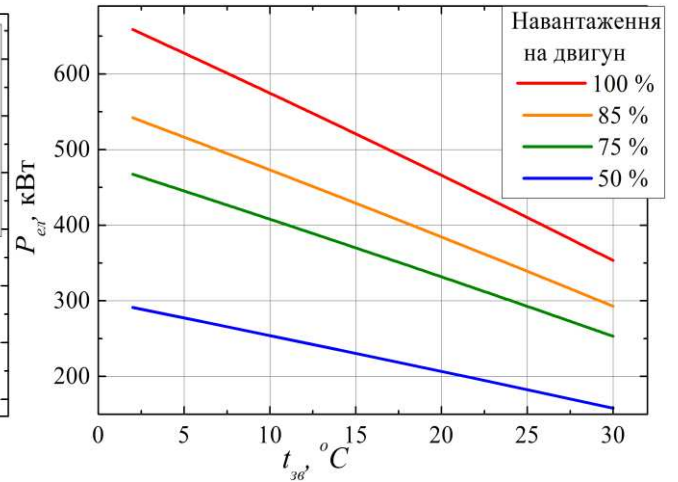


Рисунок 4.5. Залежність вихідної електричної потужності установки на основі ОЦР (робоче тіло – пентан) від температури заборної води та навантаження двигуна Wärtsila 12V46F

З рис. 4.5 можна зробити висновок, що продуктивність установки по вихідній електричній потужності значно падає зі зниженням навантаження двигуна Wärtsila 12V46F. Цей результат є очікуваним, тому що кількість скидної теплоти, що відводиться від двигуна з водою високотемпературного контуру приблизно пропорційні споживанню палива та вихідній механічній потужності двигуна. Так, при температурі заборної води 2 °С, електрична вихідна потужність установки на основі ОЦР 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 установки на основі ОЦР при збільшенні температури заборної води. Так, при 100 % навантаженні на двигун та збільшенні температури заборної води з 2 до 30 °С вихідна електрична потужність установки на основі ОЦР знижується з 659 кВт до 353 кВт. При самому несприятливому з розглянутих режимі (температура заборної води 30 °С та навантаження 50 %) вихідна електрична потужність складає 158 кВт.

З виконаного аналізу можна зробити загальний висновок, що вихідна потуж-

ність установки на основі ОЦР, яка живиться водою охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F, змінюється в дуже широкому інтервалі при варіюванні режимних параметрів. Тому у подальших дослідженнях заплановано проаналізувати екологічну та економічну доцільність роботи установки на основі ОЦР, яка живиться водою охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F в різних режимах.

4.4 Аналіз параметрів роботи установки на основі органічного циклу Ренкіна при обмеженні її вихідної потужності

Даний розділ присвячений аналізу енергетичних характеристик роботи установки-прототипу з номінальною електричною потужністю 300 кВт у парі з головним чотиритактним двигуном Wärtsilä 12V46F при зміні його навантаження з MCR до 20% від MCR та зміні температури заборотної води від 2 до 30 °C. При аналізі враховувалася зміна ізоентропного ККД турбіни в залежності від зміні масової витрати робочого тіла (пентану) у контурі, а також обмеження на вихідну електричну потужність установки-прототипу. Проведений аналіз дозволить у подальшому оцінити доцільність застосування установки-прототипу на основі ОЦР на різних типах суден в залежності від режиму роботи головного двигуна та кліматичних умов експлуатації судна.

На рис. 4.6 наведено залежність ККД дійсного ОЦР при роботі установки-прототипу з номінальною електричною потужністю 300 кВт у парі з головним чотиритактним двигуном Wärtsilä 12V46F від температури заборотної води та навантаження двигуна.

Як видно з рис. 4.6, ККД дійсного ОЦР суттєво залежить від температури заборотної води (тобто від температури конденсації робочого тіла в конденсаторі, яка прийнята приблизно на 6 К вище температури заборотної води). Такий результат з точки зору термодинаміки є очікуваним, тому що при збільшенні температури конденсації (збільшенні температури заборотної води) зменшується робота турбіни. Тобто ефективність ОЦР буде суттєво залежати від кліматичних умов знаходження судна.

Подальший аналіз рис. 4.6 потрібно виконувати сумісно з залежністю вихідної електричної потужності установки-прототипу на основі ОЦР від навантаження на двигун та температури заборотної води – рис. 4.7.

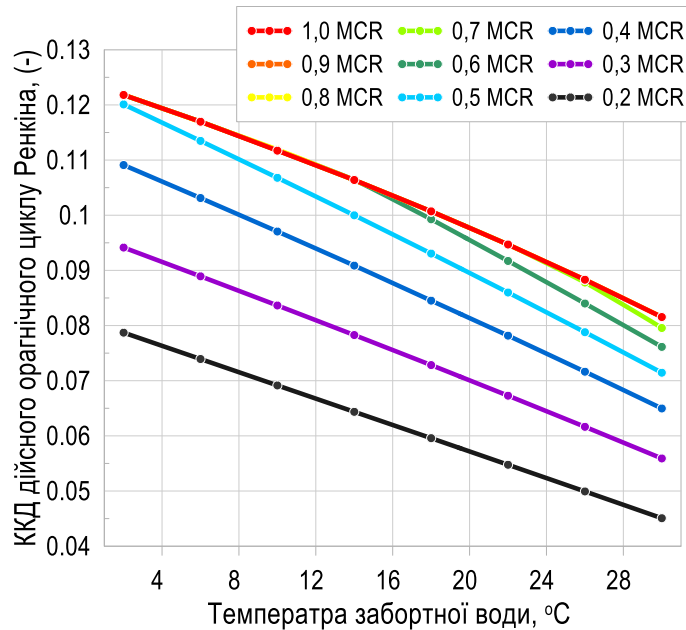


Рисунок 4.6. Залежність ККД дійсного ОЦР при роботі установки-прототипу (300 кВт) від температури заборотної води та навантаження двигуна Wärtsilä 12V46F

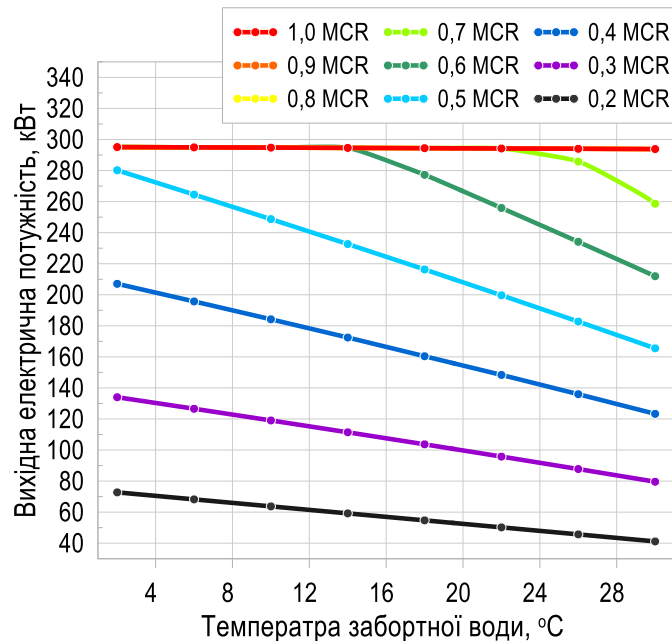


Рисунок 4.7. Залежність вихідної електричної потужності установки-прототипу (300 кВт) від температури заборотної води та навантаження двигуна Wärtsilä 12V46F

На рисунках 4.6 та 4.7 можна умовно виділити дві області:

- область, де установка працює за своєю номінальною вихідною потужністю (режим обмеження номінальною потужністю установки на основі ОЦР) – плато на рис. 4.7 для навантажень 1,0-0,8 MCR та частково для 0,6-0,7 MCR;
- область, де установка працює з вихідною потужністю менше номінальної та ефективність її роботи визначається термодинамічною ефективністю циклу, внутрішнім ККД турбіни та кількістю підведеної у цикл теплоти (та, відповідно до цього, масовою витратою робочого тіла у циклі) – область під плато на рис. 4.7.

При режимах роботи на великих навантаженнях та низьких температурах заборотної води потенціальна вихідна електрична потужність вище, ніж номінальна потужність установки-прототипу. Тому робота установки прототипу регулюється таким чином, щоб турбіна видавала потужність не вище 300 кВт, зменшуючи подачу робочого тіла на неї – рис. 4.8. Зміна витрати робочого тіла як при режимі роботи з номінальною вихідною електричною потужністю призводить к падінню внутрішнього (ізоентропного) ККД турбіни – рис. 4.9, що призводить к падінню ККД дійсного ОЦР. Причому в цьому випадку (робота при номінальній вихідній потужності) зменшення витрати робочого тіла пояснюється переважно збільшення ступеня розширення робочого тіла у турбіні зі зменшенням температури заборотної води – рис. 4.10. Кількість теплоти, о підводиться до установки (навантаження двигуна) не оказує взагалі впливу, тому що ця теплота не можу бути прийнята повністю (обмеження по теплоті, яка передається робочому тілу у випарнику).

Для випадку роботи установки при вихідній потужності нижче номіналу, масова витрата робочого тіла у контурі системи вже не так суттєво залежить від збільшенням температури заборотної води (зменшенням роботи турбіни), а більше значення на витрату вже оказує зменшення навантаження двигуна (зменшення підведення теплоти у контур) – рис. 4.8.

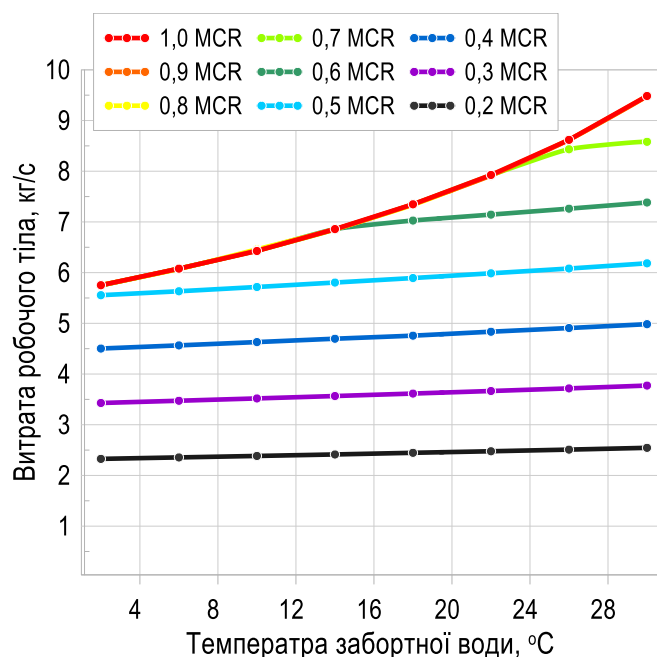


Рисунок 4.8. Залежність масової витрати робочого тіла, що подається на турбіну установки-прототипу (300 кВт) від температури забортної води та навантаження двигуна Wärtsilä 12V46F

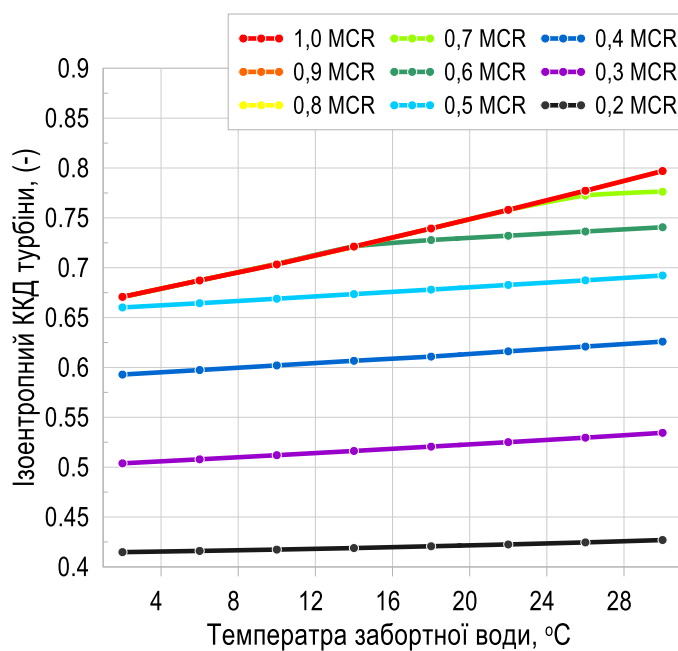


Рисунок 4.9. Залежність внутрішнього (ізоентропного) ККД турбіни у складі установки-прототипу (300 кВт) від температури забортної води та навантаження двигуна Wärtsilä 12V46F

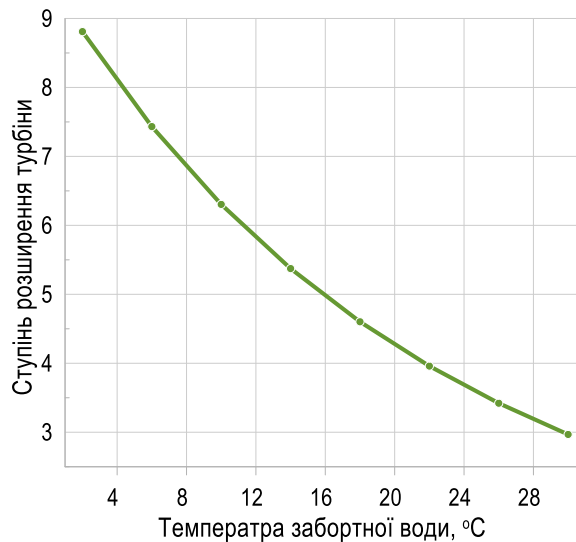


Рисунок 4.10. Залежність ступеня розширення турбіни у складі установки на основі ОЦР від температури забортної води

Таким чином, внутрішній (ізоентропний ККД) циклу має аналогічну тенденцію залежності від навантаження двигуна та температури забортної води, як й залежність масової витрати – рис. 4.8 та 4.9.

Однак, отримані залежності не дають повної картини стосовно ефективності застосування установки-прототипу на основі ОЦР номінальною потужністю 300 кВт на судні. Термодинамічна ефективність ОЦР у даному випадку не є основним показником для оцінки доцільності цієї системи, тому що вона нівелюється практичними обмеженнями установки, що аналізується. Тому далі аналізується залежність повного ККД установки-прототипу на основі ОЦР (300 кВт) від температури забортної води та навантаження двигуна Wärtsilä 12V46F (рис. 4.11) сумісно з вихідною електричною потужністю цієї установки (рис. 4.7).

Повний ККД установки прототипу показує суттєву залежність від температур забортної води, яка пояснюється переважно зменшенням ефективності зі зменшенням роботи турбіни з-за збільшення температури конденсації (по аналогії з ККД дійсного ОЦР), та у меншому ступені пояснюється зміною ККД турбіни. Зменшення повного ККД з зменшенням навантаження пояснюється переважно зменшенням ККД турбіни – рис. 4.11. Цей вплив повного ККД від навантаження двигуна та температури забортної води оказує певний вплив на вихідну

потужність установки на основі ОЦР – рис. 4.7. Однак цей вплив менше, ніж вплив зменшення кількості теплоти, що підводиться у контур установки від двигуна зі зменшенням його навантаження – рис. 4.7.

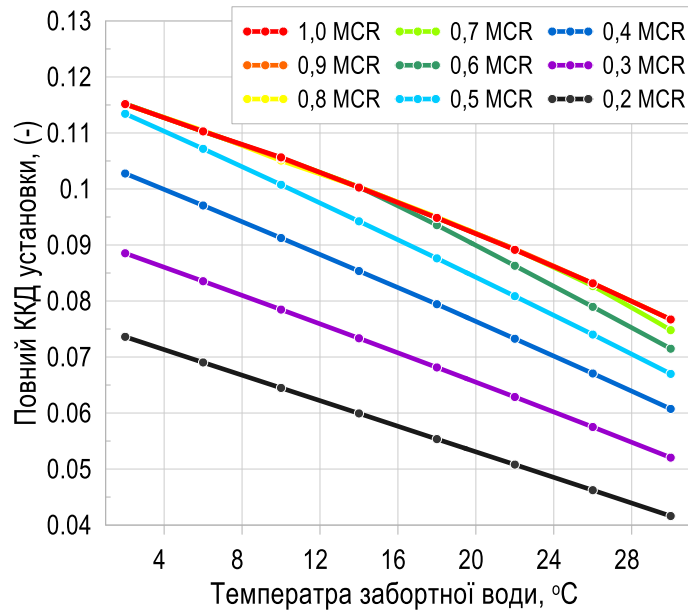


Рисунок 4.11. Залежність повного ККД установки-прототипу на основі ОЦР (300 кВт) від температури забортної води та навантаження двигуна Wärtsilä 12V46F

Загальний висновок, який можна зробити полягає у тому, що установка-прототип на основі ОЦР з номінальною потужністю 300 кВт, яка працює для утилізації теплоти чотиритактного головного двигуна Wärtsilä 12V46F працює у номінальному режимі (у режимі обмеження теоретичної електричної вихідної потужності) при високих навантаженнях (1,0-0,8 MCR) у всьому проаналізованому інтервалі температур забортної води (2-30 °C), у режимі менше номіналу при навантаженнях 0,7-0,6 MCR та низькій температурі забортної води, та у режимі менше номіналу при навантаженнях 0,5-0,2 MCR у всьому інтервалі температур забортної води.

4.5 Аналіз річної генерації електроенергії установкою на основі органічного циклу Ренкіна на різних типах суден

Річна генерація електроенергії була оцінена з використанням розподілів навантаження головного двигуна для п'яти різних суден за даними, зібраними та наведеними у розділі 2. Розрахунки виконано виключно для морського режиму експлуатації при навантаженні двигуна 0,2-1,0 % MCR.

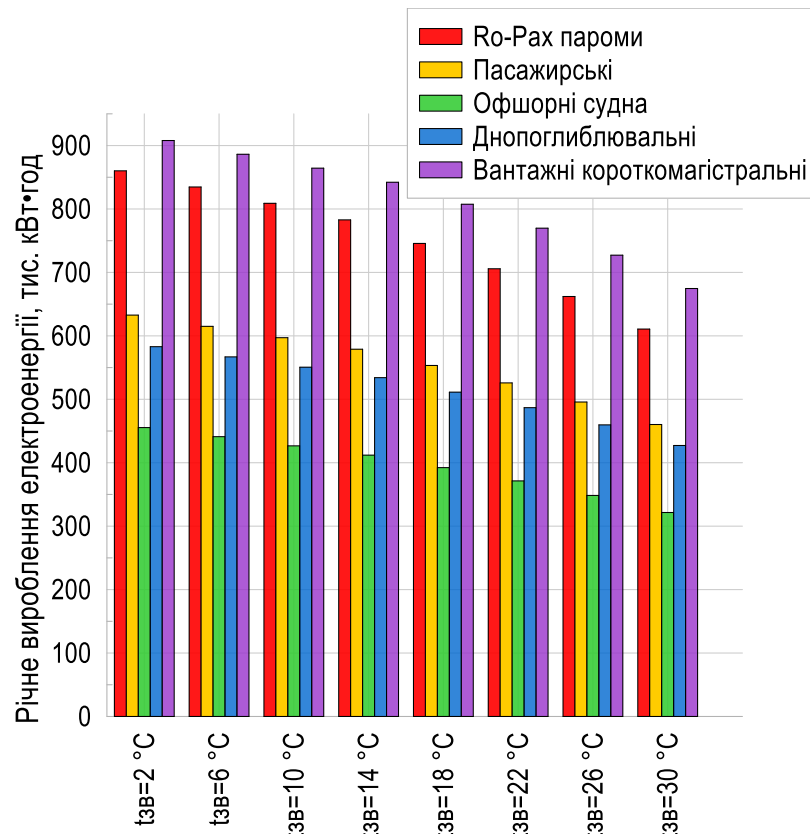


Рисунок 4.12. Річна генерація електроенергії системою на основі ОЦР (300 кВт) у парі з двигуном Wärtsilä 12V46F від температури заборотної води при їх роботі на п'яти типів суден

Як видно з рис. 4.12, кількість виробленої за рік електроенергії в залежності від температури заборотної води зменшується, що є очікуваним результатом. Однак, це зменшення не таке суттєве, як падіння теоретичної вихідної електричної потужності системи на основі ОЦР від температури заборотної води – рис. 4.5. Пояснюється це тим, що частину часу система на основі ОЦР працює в з обмеженням вихідної потужності. Тобто, це дозволяє зробити загальний висновок, що

завдяки обмеженню встановленого вихідного навантаження системи, яке найбільше проявляється при високих температурах заборотної води, вплив цієї температури на загальну виробітку електроенергії незначний.

Відмінності кількості річної виробленої електроенергії системою на основі ОЦР при її роботі на різних типах суден зумовлена, не тільки різним часом знаходження судна у морі, але насамперед, різними профілями навантаження головного двигуна, характерними для кожного судна. Для більш об'єктивного аналізу на рис. 4.13 наведено залежність осередненої за рік електричної потужності системи на основі ОЦР у парі з двигуном Wärtsilä 12V46F від температури заборотної води при їх роботі на п'яти типів суден. Ця залежність, на відміну від рис. 4.12, враховує річну частку знаходження кожного типу судна у морі.

Офшорні судна, що працюють велику частину часу з навантаженням 15-35 % MCR, демонструють нижчу річну генерацію через обмежену кількість доступної теплоти, незважаючи на наявність певного часу роботи в режимі обмеження потужності (тобто при великому навантаженні двигуна). Вантажні короткомагістральні судна, а також з незначним зміщенням у сторону менших навантажень, пороми та середні пасажирські судна, які працюють значну частку часу у інтервалі навантажень двигуна 45-75 % MCR. Вони показують

Таким чином, можна зробити висновок, що номінальні потужність установки, що працює на основі ОЦР, яку рекомендоване встановлювати на конкретному виді судна, буде залежати не від потужності головного двигуна, з яким працює установка, а від переважної частки навантаження двигуна при його знаходження у морі. Так, для вантажних короткомагістральних суден, система на основі ОЦР з номінальною потужністю 300 кВт буде забезпечувати середню електричну потужність 235-180 кВт (в залежності від температури заборотної води) – рис. 4.13. Трохи меншу середню електричну потужність, у середньому 220-150 кВт буде забезпечувати ця ж установка при її роботі на поромах та середніх пасажирських суднах. Однак, для офшорних суден ця середня електрична потужність вже суттєво менша, 160-115 кВт. Тобто, наприклад для офшорних суден, установка на основі ОЦР номінальною потужністю 300кВт є вже завищенням.

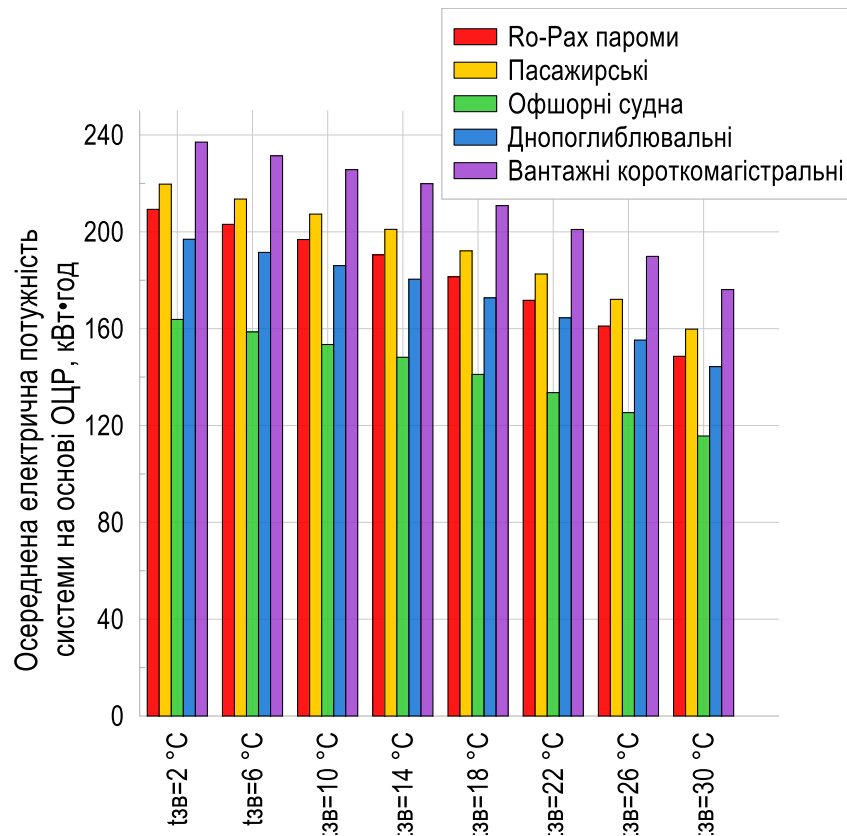


Рисунок 4.13. Осереднена за рік електрична потужність системи на основі ОЦР (номінальна потужність 300 кВт) у парі з двигуном Wärtsilä 12V46F від температури заборотної води при їх роботі на п'яти типів суден

4.6 Аналіз економії палива та зниження емісії парникових газів при впровадженні установки на основі органічного циклу Ренкіна на різних типах суден

При знаходженні судна у морі, система на основі ОЦР виробляє електроенергію, яка частково заміщує електроенергію, вироблену допоміжним дизель-генератором або валогенератором. Таким чином, робота установки на основі ОЦР сприяє зниженню витрати палива на вироблення електроенергії на борту судна, та, як наслідок, зниженню емісії CO₂ при експлуатації судна.

Для оцінки ефекту від впровадження системи на основі ОЦР додатково біло оцінено витрата палива двигуном Wärtsilä 46F у відповідності до навантаження на нього при його роботі у складі СЕУ п'яти типів суден. Інформація стосовно споживання палива двигуном на різних режимах його роботи наведена у табл.

4.1.

Таблиця 4.1. Споживання палива двигуном Wärtsilä 46F від навантаження [104]

Навантаження двигуна, % MCR	SFOC, г/кВт·год для HFO (важке паливо)	SFOC, г/кВт·год для MDO (легке паливо)
100	180.6	183.4
85	173.0	174.9
75	176.4	178.3
50	179.3	180.3
25	≈191.5 (екстраполяція)	

Оскільки у Wärtsilä 46F Product Guide відсутні інформація стосовно питомого споживання палива для навантажень нижче 50 % MCR, значення питомої витрати палива при 25 % MCR було отримано шляхом квадратичної екстраполяції на основі паспортних значень [104]. Розраховане значення становить приблизно 191.5 г/кВт·год для HFO, що відповідає типовому зростанню питомого споживання палива на малих навантаженнях.

Для подальших розрахунків залежність питомого споживання палива від навантаження двигуна було апроксимоване поліноміальною залежністю з використанням ПП TableCurve 2D [99]:

$$SFC = 213.37 - 1.04122 \cdot MCR + 0.007035 \cdot MCR^2,$$

де SFC – питоме споживання палива, г/кВт·год; MCR – навантаження двигуна, %.

Коефіцієнт детермінації $r^2 = 0.944173$, стандартна похибка апроксимації $\sigma = 2.333$.

Отримана апроксимаційна залежність використовувалася для подальших розрахунків споживання палива та емісії CO₂ при роботі двигун на різних навантаженнях. Розрахунок споживання палива та перерахунок цього споживання в емісію CO₂ виконувався відповідно до методики, описаної у розділі 2 на основі результатів розрахунків, наведених у цьому розділі.

Зниження витрати палива (MDO) на вироблення електроенергії (при роботі дизель-генератора) за рахунок її заміщення електроенергією від системи на основі ОЦР наведено на рис. 4.14.

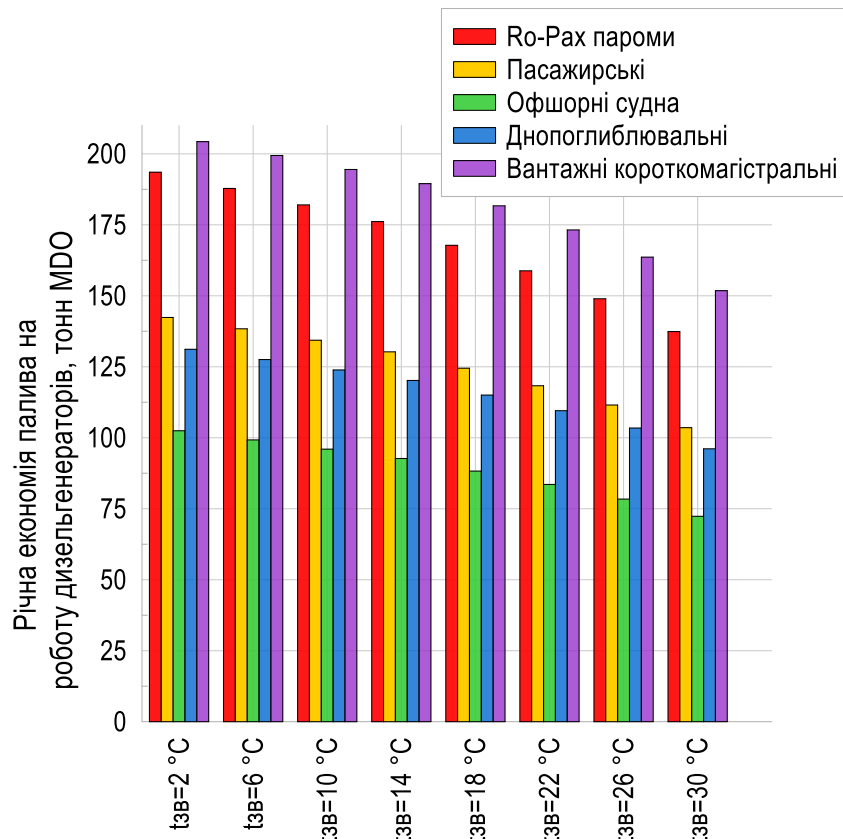


Рисунок 4.14. Зниження споживання палива дизель-генераторами за рахунок вироблення частки електроенергії системою на основі ОЦР (номінальна потужність 300 кВт) у парі з двигуном Wärtsilä 12V46F при їх роботі на п'яти типів суден

Як видно з результатів аналізу, наведених на рис. 4.14, річна економія палива досягає суттєвого значення, та складає приблизно від 72 до 204 тонн HFO в залежності від типу судна (профілю навантаження двигуна та часу знаходження судна у морі) та кліматичних умов експлуатації судна. В перерахунку на грошовий еквівалент з урахуванням середньої у Світі вартості суднового бункерного палива IFO380 за даними [11] на 27 березня 2026 р. 766,97 \$США за метричну тонну, річна економія складає від 55,2 до 156,6 \$США.

Як очкувалося, річна економія зменшується при рості температури заборотної води, яка є приймачем теплоти при роботі системи на основі ОЦР. При збі-

льшенні температури забортної води від 2 до 30 °С, очікувана річна економія палива при роботі системи на основі ОЦР зменшується на 26-29 %, залежно від типу судна. Так же очікувано отримано, що річна економія палива на вироблення електроенергії пропорційна часу проведення судна у морі та навантаженню двигуна.

На рис. 4.15 наведено залежність викидів парникових газів від навантаження двигуна Wärtsilä 12V46F при його роботі на п'яти типах суден з урахуванням річного профілю навантаження та часу перебування у морі. Час знаходження в порту, на якорі не враховувався.

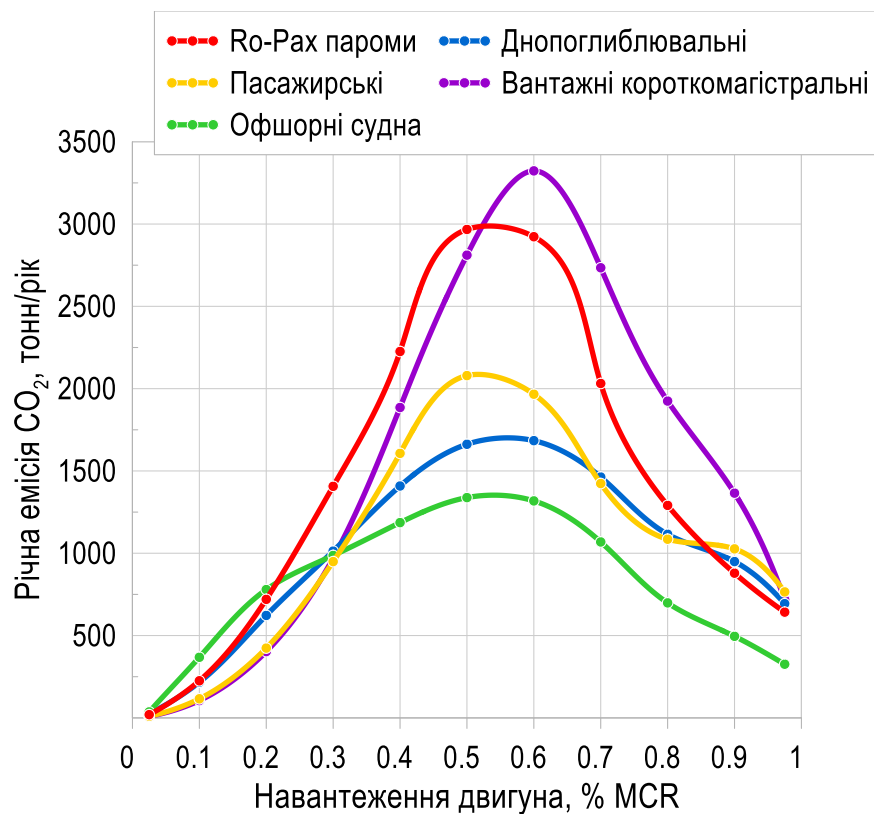


Рисунок 4.15. Залежність річної емісії CO₂ при спалюванні палива двигуном Wärtsilä 12V46F від його навантаження при роботі на п'яти типах суден

З рис. 4.15 видно, що пік викидів для роботи двигуна на всіх типах суден відповідає навантаженню приблизно 50-60 % MCR. Але цей пік не співпадає з піком максимальної частки знаходження судна у морі - рис. 2.1. Так, для офшорних суден пик часу знаходження судна у морі зміщений у бік малих навантажень (15-35 % MCR), однак пик викидів CO₂ для цього типу суден приходить на на-

вантаження 50-60 % MCR, що пов'язано зі збільшенням споживання палива при роботі на високих навантаженнях. При цьому вираженість піка для залежності емісії CO₂ від навантаження двигуна для офшорних суден менше, ніж для вантажних короткомагістральних суден та паромів, для яких пік часу роботи зміщений в бік більших навантажень.

Величина зниження річної емісії CO₂ за рахунок економії палива дизель-генераторами при впровадженні системи на основі ОЦР для п'яти типів суден при різній температурі заборотної води наведена на рис. 4.16. Ця залежність якісно відповідає наведеній на рис. 4.14 залежності зниження споживання палива дизель-генераторами від температури заборотної води. Тому для остаточного висновку доцільно проаналізувати річний ефект від зниження емісії CO₂ при роботі двигуна Wärtsilä 12V46F без системи на основі ОЦР та в парі з цією системою на різних типах суден. Результати такої оцінки наведені на рис. 4.17.

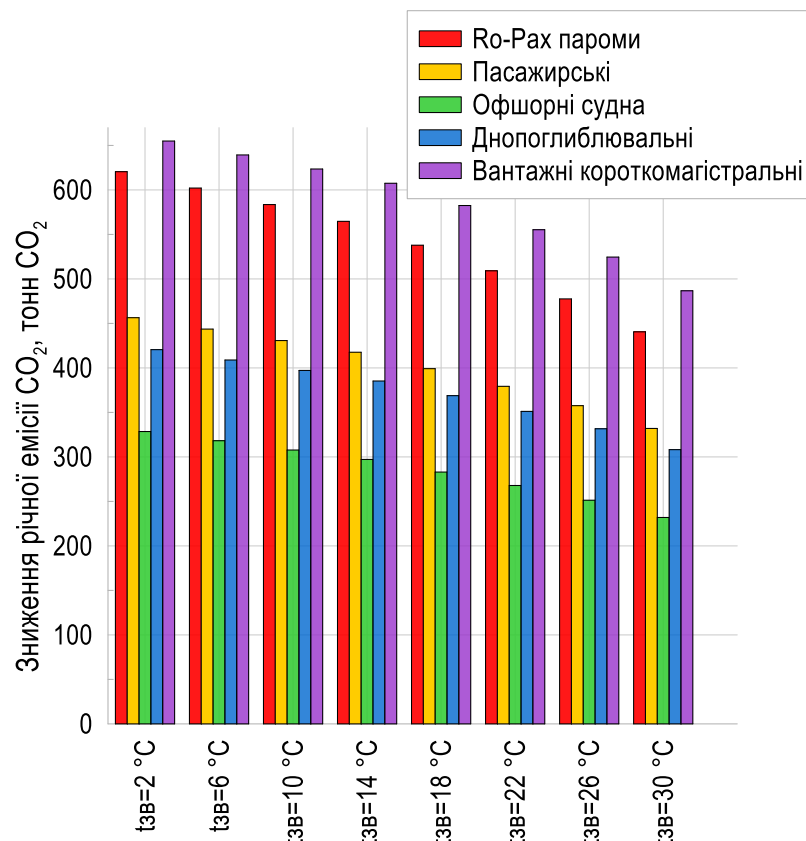


Рисунок 4.16. Зниження річної емісії CO₂ за рахунок економії палива дизель-генераторами при впровадженні системи на основі ОЦР (номінальна потужність 300 кВт), що утилізує теплоту охолоджувальної води двигуна Wärtsilä 12V46F при його роботі на п'яти типах суден

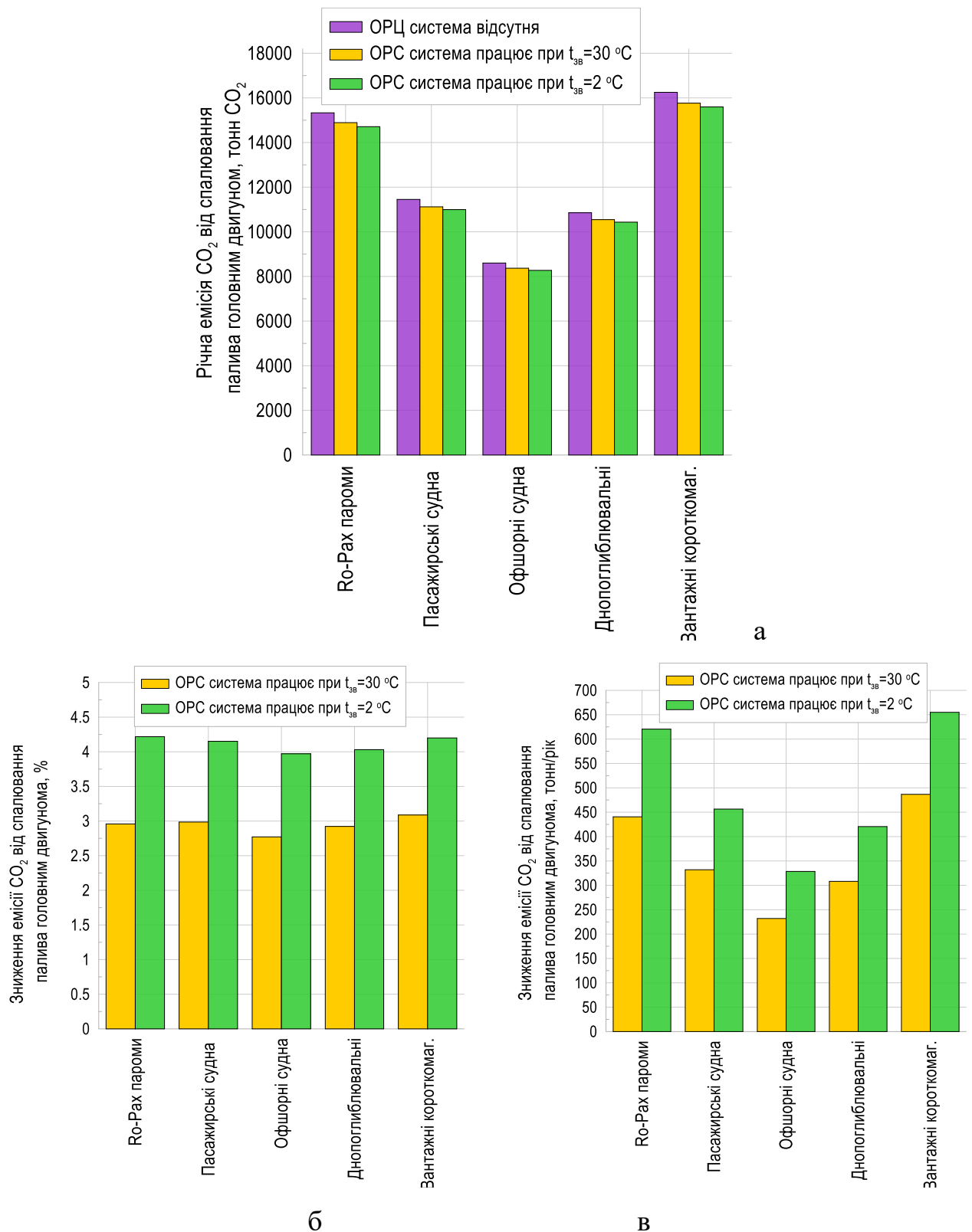


Рисунок 4.17. Порівняння річної емісії CO₂ від спалювання палива двигуном Wärtsilä 12V46F при впровадженні системи на основі ОЦР (номінальна потужність 300 кВт) на п'яти типах суден: а) абсолютна величині емісії CO₂; б) та в) відносне (у %) та абсолютне (у тонн/рік) зниження емісії CO₂ відносно емісії для двигуна Wärtsilä 12V46F без системи на основі ОЦР

Слід відзначити, що площа під кривими, наведеними на рис. 4.15 відповідає величині річної емісії парникових газів, наведеної на рис. 4.17 для двигуна без установки на основі ОЦР (фіолетові стовбці). Як видно, для всіх типів суден ефект від впровадження системи на основі ОЦР у відносних значеннях приблизно однаковий – рис. 4.17.б – зниження емісії CO₂ складає від 2,8 до 4,2 % в залежності від параметрів експлуатації системи (від температури заборотної води). Певні переваги у відносному ефекті від впровадження системи на основі ОЦР мають Ro-Rax пороми та коротко магістральні вантажні судна. Однак в абсолютному значенні ефект більш значний – рис. 4.17.в – саме для Ro-Rax пороми та коротко магістральні вантажні суден та найменший для офшорних суден.

З виконаного аналізу встановлено, що для суден, які більшу частину часу працюють у режимах малих навантажень головного двигуна (наприклад, офшорні судна), впровадження установок на основі ОЦР є менш доцільним, ніж для суден з характерними робочими навантаженнями в діапазоні 40–70 % MCR (середні та малі пасажирські судна, пороми, короткомагістральні вантажні судна). Разом з тим показано, що подальше зміщення піку навантажень у бік більших значень не призводить до зростання ефективності впровадження установки на основі ОЦР (за критерієм зниження викидів CO₂). Це підтверджується порівнянням поромів та короткомагістральних вантажних суден, для яких, незважаючи на різні пікові навантаження двигуна, досягається близький ефект. Це пояснюється тим, що система на основі ОЦР не може працювати у необмежено широкому інтервалі вихідної потужності. Таким чином, для розглянутої установки на основі ОЦР з номінальною потужністю 300 кВт у парі з двигуном Wärtsilä 12V46F відносне зниження викидів CO₂ (відносно емісії CO₂ від роботи двигуна) є близьким за величиною для різних типів суден, незважаючи на відмінності в їх експлуатаційних профілях. При цьому встановлено, що вплив температури заборотної води на ефективність установки є більш значним у відносному вираженні зниження емісії, ніж вплив навантаження двигуна. Отже, вибір раціональної встановленої потужності установки на основі ОЦР для конкретного двигуна та

типу судна з урахуванням регіону експлуатації є складною задачею, яка потребує додаткового дослідження.

4.7 Висновки за розділом 4

1. На основі аналізу роботи установки на основі ОЦР (пентан як робоче тіло, цикл з регенерацією теплоти) показано, що повний електричний ККД установки несуттєво знижується зі зниженням навантаження двигуна. Зниження ККД при падінні навантаження двигуна Wärtsilä 12V46F з 100 % до 50 % складає 4,9 % при температурі заборотної води 2 °С та 3,7 % при температурі заборотної води 30 °С. Пояснюється це зменшенням витрати води високотемпературного контуру на вході в установку (з 50,6 до 46,0 кг/с при зниженні навантаження з 100 % до 50 %) та температури цієї води на вході в установку з 91,5 °С до 83,8 °С.

2. Вихідна електрична потужність установки на основі ОЦР зменшується зі непропорційно зміні навантаження двигуна Wärtsilä 12V46F: при зменшенні навантаження з 100 до 50 % (при температурі заборотної води 2 °С) електрична потужність знижується з 659 до 291 кВт, тобто більш ніж у 2,2 рази.

3. Вихідна потужність установки на основі ОЦР, яка живиться водою охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F, зменшується більш ніж в 4 рази при зміні навантаження двигуна з 100 % до 50 % та збільшенні температури заборотної вод з 2 °С до 30 °С, що підтверджує визначальний вплив експлуатаційних умов на ефективність роботи установки та неможливість встановлення однієї установки, яка б могла працювати у всьому визначеному інтервалі робочих режимів.

4. Встановлено, що для прийнятої установки-прототипу номінальною електричною потужністю 300 кВт суттєвий вплив на результати має обмеження встановленої потужності. Установка на основі ОЦР працює в режимі обмеження вихідної потужності номінальною при навантаженнях головного двигуна 0,8–1,0 MCR в інтервалі температур заборотної води 2–30 °С; при навантаженнях 0,6–0,7 MCR перехід у режим нижче номіналу спостерігається для високих температур заборотної води; при навантаженнях 0,2–0,5 MCR установка при любых значеннях

температури заборотної води працює нижче номінальної потужності. Отже, практична ефективність установки на основі ОЦР визначається вибором раціональної встановленої потужності відносно реального профілю роботи двигуна.

5. За результатами оцінки річної генерації електроенергії установкою на основі ОЦР у парі з двигуном Wärtsilä 12V46F для п'яти типів суден показано, що зі зростанням температури заборотної води річне вироблення електроенергії зменшується для всіх розглянутих суден, однак це зменшення менш суттєве, ніж отримане при термодинамічному аналізі теоретичного ОЦР. При цьому відмінності між типами суден визначаються структурою річного розподілу його навантаження та тривалістю перебування судна в морі.

6. Показано, що при роботі двигуна Wärtsilä 12V46F сумісно з установкою на основі ОЦР (номінальна потужність 300 кВт) при низьких температурах заборотної води збільшення навантаження двигуна від 0,6 до 1.0 МСК (тобто збільшення потенціалу джерела теплоти) не призводить до пропорційного зростання вихідної електричної потужності через досягнення обмеження встановленої потужності установки, що призводить до недовикористання доступної теплоти. У такому випадку, для суден, які велику частину часу працюють у режимі з великими навантаженнями двигуна (наприкладі вантажних короткомагістральних суден, поромів та невеликих пасажирських суден) доцільним може бути встановлення двох установок на основі ОЦР, що дозволить суттєво підвищити ступень утилізації вторинної теплоти охолодження двигуна.

7. Показано, що найбільша доцільність застосування установки на основі ОЦР потужністю 300 кВт характерна для суден, які значну частину часу експлуатуються в діапазоні навантажень головного двигуна Wärtsilä 12V46F, більших за 0,5-0,6 MCR, зокрема для поромів, пасажирських суден малого/середнього класу та короткомагістральних вантажних суден. Для офшорних суден, для яких характерна тривала робота на малих навантаженнях, річна генерація електроенергії є нижчими, що зменшує доцільність впровадження такої системи у розглянутій конфігурації.

8. Показано, що річна економія суднового палива за рахунок заміщення ро-

боти дизель-генераторів електроенергією від установки на основі ОЦР номінальною потужністю 300 кВт у парі з двигуном Wärtsilä 12V46F становить від 72 до 204 т HFO на рік залежно від типу судна, профілю навантаження та кліматичних умов експлуатації. При підвищенні температури заборотної води від 2 до 30 °C економія зменшується на 26–29 %.

9. Очікуване річне скорочення викидів CO₂ при впровадженні установки на основі ОЦР номінальною потужністю 300 кВт у парі з двигуном Wärtsilä 12V46F становить приблизно 224–635 т CO₂ для розглянутих типів суден. Для всіх типів суден ефект від впровадження установки складає від 2,8 до 4,2 % зниження емісії CO₂ від роботи головного двигуна в залежності від температури заборотної води. В абсолютному значенні ефект більш значний для суден з більшим часом роботи при великих навантаженнях (наприкладі Ro-Rax поромів та короткомагістральних вантажних суден) та найменший для таких суден як офшорні.

10. Встановлено, що для головного чотиритактного двигуна Wärtsilä 12V46F застосування установки на основі ОЦР номінальною потужністю 300 кВт, яка використовує теплоту води охолодження двигуна, є технічно доцільним та здатне забезпечити помітний енергетичний і екологічний ефект. Показано, що максимальний енергетичний та екологічний ефект від впровадження установки на основі ОЦР досягається не при максимальних навантаженнях двигуна, а в умовах оптимального поєднання навантаження двигуна, температури заборотної води та обраної номінальної потужності встановленої установки, що підтверджує необхідність врахування експлуатаційних профілів суден при оцінці потенціалу декарбонізації за рахунок встановлення систем утилізації вторинної теплоти CEU.

ВИСНОВКИ

У відповідності до поставлених задач під час дисертаційного дослідження було отримано наступні висновки.

1. Проведено аналіз сучасного стану декарбонізації морського транспорту та існуючих технологій утилізації вторинної теплоти СЕУ, за результатами якого встановлено, що установки на основі ОЦР є одним із найбільш перспективних напрямів підвищення енергоефективності та зниження викидів CO_2 при утилізації низькопотенційної теплоти.

2. Виконано аналіз структури суднової енергетичної системи та встановлено, що теплота охолодження головного чотиритактного двигуна є стабільним та достатнім за кількістю джерелом енергії для застосування установок на основі ОЦР, придатним для безперервної утилізації у процесі експлуатації судна.

3. Обґрунтовано вибір базового об'єкта дослідження – суднового чотиритактного двигуна Wärtsilä 12V46F потужністю 14400 кВт, а також типів суден і установки-прототипу Climeon HeatPower 300 Marine потужністю 300 кВт, що забезпечує репрезентативність отриманих результатів та їх практичну застосовність.

4. Розроблено математичну модель аналізу ефективності суднової установки на основі ОЦР. Особливістю запропонованого підходу є поєднання термодинамічного аналізу циклу з інтегруванням результатів за реальними річними профілями навантаження двигуна в залежності від типу судна, що дало змогу перейти від аналізу номінальних режимів до оцінки річної генерації електроенергії, економії палива та скорочення викидів CO_2 .

5. Встановлено, що для утилізації теплоти охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F більш раціональною є конфігурація ОЦР з регенерацією теплоти. Показано, що застосування внутрішнього регенеративного теплообмінника забезпечує підвищення ефективності порівняно з нерегенеративною схемою на 6,4–9,8 % залежно від температури забортної води. Доведено, що найбільш раціональним серед розглянутих робочих тіл є пентан, його перевага над R245fa, R134a та

R1233zd(E) досягає 14 % за повним ККД установки, що пояснюється не лише теплофізичними властивостями робочого тіла, а й меншими витратами енергії на роботу живильного насоса.

6. Встановлено, що температура забортної води є домінуючим експлуатаційним фактором, який визначає енергетичну та екологічну ефективність суднової установки на основі ОЦР. Її вплив у межах практично значущого діапазону умов експлуатації перевищує вплив навантаження головного двигуна, типу робочого тіла та конфігурації циклу.

7. Встановлено, що раціональна потужність суднової установки на основі ОЦР не може визначатися лише за максимальним енергетичним потенціалом теплоти охолодження двигуна. Її вибір повинен базуватися на узгодженні з реальним розподілом навантаження двигуна та умовами експлуатації конкретного судна, що дозволяє підвищити практичну ефективність упровадження установки.

8. Для установки на основі ОЦР номінальною потужністю 300 кВт у парі з двигуном Wärtsilä 12V46F визначено, що річна економія суднового палива становить від 72 до 204 т НФО залежно від типу судна, профілю навантаження та кліматичних умов експлуатації. Очікуване річне скорочення викидів CO₂ становить 224–635 т CO₂, а відносне зниження емісії CO₂ від роботи головного двигуна становить 2,8–4,2 %. Встановлено, що найбільший абсолютний ефект від упровадження установки на основі ОЦР досягається для суден, які мають значну тривалість роботи при високих навантаженнях головного двигуна, зокрема для Ro-Rax поромів і короткомагістральних вантажних суден, тоді як для офшорних суден цей ефект є найменшим.

9. Обґрунтовано методичний підхід до вибору раціональної встановленої потужності установки на основі ОЦР, який базується на узгодженні її параметрів із реальним розподілом навантаження двигуна та умовами експлуатації судна, що дозволяє підвищити ефективність її впровадження порівняно з підходами, заснованими лише на максимальному тепловому потенціалі.

Отримані результати підтверджують, що впровадження судових установок на основі органічного циклу Ренкіна для утилізації теплоти охолодження голов-

ного чотиритактного двигуна є технічно доцільним та енергетично ефективним напрямом підвищення ефективності суднових енергетичних установок. Запропонований метод може бути використаний під час проєктування, модернізації та техніко-економічного обґрунтування впровадження установок на основі ОЦР на судах різних типів.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ahlgren F., Mondejar M.E., Thern M., Genrup M. Waste heat recovery in a cruise vessel in the Baltic Sea by using an organic Rankine cycle: a case study. *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. June 15–19, 2015.* Montreal, Quebec, Canada. <https://doi.org/10.1115/GT2015-43392>
2. 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.
3. ANSI/ASHRAE Standard 34-2007. Designation and Safety Classification of Refrigerants. Atlanta: ASHRAE, 2007. 48 p.
4. ASHRAE Handbook – Fundamentals. American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. Inc.: Atlanta, GA, USA, 2021
5. Bahrami M., Ranjbar A.A., Jafari Mosleh H. Low global warming potential (GWP) working fluids (WFs) for Organic Rankine Cycle (ORC) applications. *Energy Reports.* 2022. Vol. 8. 2976-2988. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.01.222>
6. Baldi F., Coraddu A., Mondejar M. E. Sustainable Energy Systems on Ships: Novel Technologies for Low Carbon Shipping. Elsevier. 2022. 519 p.
7. Baldi F., Gabrielli C. A feasibility analysis of waste heat recovery systems for marine applications. *Energy.* 2015. Vol. 80. 654-665. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.12.020>
8. Baldi F., Gabrielli C., Andersson K. Energy and exergy analysis of ship energy systems with waste heat recovery. *Energy Conversion and Management.* 2015. Vol. 105. P. 1179–1192. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.08.030>
9. Balme R. T. Vapor and Gas Power Cycles. *In Modern Engineering Thermodynamics.* Academic Press: Cambridge, MA, USA, 2011. P. 448-534.
10. Bejan A. Advanced engineering thermodynamics. John Wiley & Sons, 2016.
11. BIX bunker index. <https://www.bunkerindex.com/>
12. Cano N.A., Cespedes S., Redondo J., Foo G., Jaramillo D., Martinez D., Gutierrez M., Pataquiba J., Rojas J., Cortés F.B., Franco C.A. Power from geothermal

resources as a co-product of the oil and gas industry: A review. *ACS omega*. 2022. Vol. 7(45), 40603-40624. <https://doi.org/10.1021/acsomega.2c04374>

13. Chaczykowski M. Organic Rankine cycle for residual heat to power conversion in natural gas compressor station. Part II: Plant simulation and optimisation study. *Archives of Mining Sciences*. 2016. Vol. 61, No. 2. P. 259–274. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.028>.

14. Chen G., Ierin V., Volovyk O., Shestopalov K. Thermodynamic analysis of ejector cooling cycles with heat-driven feed pumping devices. *Energy*. 2019. Vol. 186. 115892. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.115892>

15. Chen G., Zhelezny V., Khliyeva O., Shestopalov K., Ierin V. Ecological and energy efficiency analysis of ejector and vapor compression air conditioner. *International Journal of Refrigeration*. 2017. Vol. 74. P. 127-135. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.09.028>

16. Chen H., Wang Z., Jiang Y., Yu S., Han F., Ji Y. Study on working medium selection of high and low temperature coupled ORC scheme for waste heat recovery of dual-fuel ship engine. *2021 IEEE 16th Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA)*. 2021. 369-374. <https://doi.org/10.1109/ICIEA51954.2021.9516308>

17. Chen X., Yang J. Analysis of the uncertainty of the AIS-based bottom-up approach for estimating ship emissions. *Marine pollution bulletin*. 2024. Vol. 199. 115968. <https://doi.org/10.1016/j.marpolbul.2023.115968>

18. Cherednichenko O., Mitienkova V. Analysis of the impact of thermochemical recuperation of waste heat on the energy efficiency of gas carriers. *Journal of Marine Science and Application*. 2020. Vol. 19(1). P. 72-82. <https://doi.org/10.1007/s11804-020-00127-5>

19. Cherednichenko O., Serbin S. Analysis of efficiency of the ship propulsion system with thermochemical recuperation of waste heat. *Journal of Marine Science and Application*. 2018. Vol. 17(1). P. 122-130. <https://doi.org/10.1007/s11804-018-0012-x>

20. Climeon AB. Climeon Commissions All HeatPower 300 Units in the Six-Vessel Newbuild Series from HD Hyundai Heavy Industries (15 Dec 2025).

<https://climeon.com/press-releases/climeon-commissions-all-heatpower-300-units-in-the-six-vessel-newbuild-series-from-hd-hyundai-heavy-industries/>

21. Climeon AB. Climeon Completes Commissioning of HeatPower 300 on Board Container Vessel (14 May 2025). <https://climeon.com/heatpower-300-commissioned-container-vessel/>

22. Climeon AB. Climeon's heatpower 300 system installed in global shipping leader's retrofit initiative (February 25, 2025). <https://climeon.com/climeons-heatpower-300-system-installed-in-global-shipping-leaders-retrofit-initiative/> (дата звернення: 04.03.2026).

23. Climeon AB. HeatPower 300 Marine. <https://climeon.com/heatpower-300-marine/>

24. Colonna P., Casati E., Trapp C., Mathijssen T., Larjola J., Turunen-Saaresti T., Uusitalo A. Organic Rankine cycle power systems: from the concept to current technology, applications, and an outlook to the future. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2015. Vol. 137(10), 100801. <https://doi.org/10.1115/1.4029884>

25. Dalbakken H., Ertesvåg I.S. Safety aspects of Organic Rankine Cycles (ORC) with combustible working fluid and sub-ambient condenser pressure. *Energy Reports*. 2024. Vol. 11. P. 877-886. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2023.12.050>

26. de la Fuente S. S., Roberge D., Greig A. R. Safety and CO₂ emissions: Implications of using organic fluids in a ship's waste heat recovery system. *Marine Policy*. 2017. Vol. 75, 191-203.

27. DNV GL. EU MRV – Monitoring, Reporting and Verification of CO₂ emissions. Frequently Asked Questions. 2017. URL: https://www.maritimecyprus.com/wp-content/uploads/2017/04/dnvgl_mrv_faq-1.pdf

28. EEDI Calculation Guidelines. 2022 Guidelines on the Method of Calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for New Ships. Resolution MEPC.364(79). *International Maritime Organization*. 2022.

29. Elg M., Molchanov B., Krishnan A., Sandberg A., Hinz T. Holistic view to decarbonising cruise ships with a combination of energy saving technologies and hydrogen as fuel. *Energy Conversion and Management: X*. 2025. Vol. 26. 100953.

<https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2025.100953>

30. European Commission. Report from the Commission to the European Parliament and the Council on CO₂ emissions from maritime transport (2024 report, data for 2023 reporting period). Brussels, 2024. URL: <https://www.sipotra.it/wp-content/uploads/2025/02/2024-Report-from-the-European-Commission-on-CO2-Emissions-from-Maritime-Transport.pdf>

31. Fadaie S., Thornley P., Souppez J.B. A systematic review of technologies, measures, and CO₂ emission reduction potential for maritime transport decarbonisation. *Advances in Applied Energy*. 2025. Vol. 20. 100255. <https://doi.org/10.1016/j.adapen.2025.100255>

32. 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. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124023>

33. Gutiérrez-Negrín L.C. Evolution of worldwide geothermal power 2020–2023. *Geothermal Energy*. 2024. Vol. 12(1). 14. <https://doi.org/10.1186/s40517-024-00290-w>

34. Hu B., Guo J., Yang Y., Shao Y. Performance analysis and working fluid selection of organic Rankine steam compression air conditioning driven by ship waste heat. *Energy Reports*. 2022. Vol. 8. 194-202. DOI: 10.1016/j.egyr.2022.01.094.

35. International Council on Clean Transportation. Updating marine engine emission standards using real-world data. Washington, DC: ICCT, 2024. https://theicct.org/wp-content/uploads/2024/11/ID-222-%E2%80%93IMO-NOx_brief_final.pdf

36. International Maritime Organization. 2023 IMO Strategy on Reduction of GHG Emissions from Ships. London: IMO, 2023. <https://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/Reducing-greenhouse-gas-emissions-from-ships.aspx>

37. International Maritime Organization. Fourth IMO GHG Study 2020. London: IMO, 2020. <https://greenvoyage2050.imo.org/wp->

content/uploads/2021/07/Fourth-IMO-GHG-Study-2020-Full-report-and-annexes_compressed.pdf

38. International Maritime Organization. Improving the energy efficiency of ships: Energy Efficiency Design Index (EEDI). <https://www.imo.org/en/ourwork/environment/pages/improving%20the%20energy%20efficiency%20of%20ships.aspx>

39. International Maritime Organization. MEPC.1/Circ.896. 2022 Guidelines on operational carbon intensity indicators and the calculation methods (CII Guidelines, G1). London: IMO, 2022.

40. International Maritime Organization. Resolution MEPC 59/INF.10. Second IMO GHG Study 2009. London: IMO, 2009. <https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/OurWork/Environment/Documents/MEPC%2059-INF.10%20-%20Second%20IMO%20GHG%20Study%202009.pdf>

41. International Maritime Organization. Resolution MEPC.328(76): Amendments to MARPOL Annex VI (Carbon Intensity Indicator (CII)). London: IMO, 2021. [https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.328\(76\).pdf](https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.328(76).pdf)

42. International Maritime Organization. SOLAS. Chapter II-2 - Fire protection, fire detection and fire extinction

43. 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

44. Kang S.H. Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid. *Energy*. 2012. Vol. 41 (1). P. 514-524. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.02.035>

45. Khayenzeli A.W., Son W.J., Jo D.J., Cho I.S. An AIS-based study to estimate ship exhaust emissions using spatio-temporal approach. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2025. Vol. 13(5). 922. <https://doi.org/10.3390/jmse13050922>

46. Khliyeva O., Aleksandrovska N., Shestopalov K., Varbanets R., Malchevsky V. Review of hydrocarbons as working fluids for marine refrigeration and waste-heat recovery systems. *Applied Thermal Engineering*. 2026. *In press*

47. Khliyeva O., Shestopalov K., Ierin V., Zhelezny V., Chen G., Gao N. Environmental and energy comparative analysis of expediency of heat-driven and electrically-driven refrigerators for air conditioning application. *Applied Thermal Engineering*, 2023. Vol. 219, Part B. 119533. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119533>

48. Khliyeva O., Sorokin R., Stukalenko O. A direct contribution of marine refrigeration to anthropogenic greenhouse gases emission - a short review. *Ship power plants*. 2022. Vol. 44. P. 36-44.

49. Kocaman E., Karakuş C., Yağlı H., Koç Y., Yumrutaş R., Koç A. Pinch point determination and Multi-Objective optimization for working parameters of an ORC by using numerical analyses optimization method. *Energy Convers. Manage.* 2022. Vol. 271. 116301.

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

51. Konstantinov O., Khliiev N. Performance of refrigerated container with phase change materials for cooling storage. *Науково-техн. конф. «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт»*, 22-23 березня 2023 р., Одеса: НУ "ОМА". P. 91-93.

52. Konstantinov O., Khliyeva O., Shestopalov K. Performance evaluation of the organic Rankine cycle system recuperated waste heat of WÄRTSILÄ 12V46F marine engine cooling water. *XIV Міжнар. онлайн-конф.: Проблеми теплофізики та теплоенергетики*. Київ. 11-12 листопада 2025 р. С. 46.

53. Konur O. Application of organic Rankine cycle (ORC) system to marine vessels. Doctoral dissertation, Dokuz Eylul Universitesi, Turkey. 2021.

54. 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 utilizing Organic Rankine cycle system. *Energy*. 2023. Vol. 262. 125477.

55. Kornienko V., Radchenko M., Radchenko R., Pavlenko A., Radchenko A. A new trend in combustion engine's deep waste heat recovery by application of condensing economizers in exhaust boilers. *Applied Thermal Engineering*. 2025. Vol. 261. 125150. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.125150>

56. Kornienko V., Radchenko R., Radchenko M., Radchenko A., Pavlenko A., Konovalov D. Cooling cyclic air of marine engine with water-fuel emulsion combustion by exhaust heat recovery chiller. *Energies*. 2021. Vol. 15(1). 248. <https://doi.org/10.3390/en15010248>

57. Kozminykh M. A., Konstantinov O. I. Analysis of the feasibility of using modern refrigerants on ship cooling systems. *Міжн. науково-практ. конф. Таврійського нац. ун-ту до 160-ї річниці від дня народження В. І. Вернадського*. 16–17 березня 2023 р., м. Київ. Частина 2. С. 167-171 <https://doi.org/10.36059/978-966-397-303-6-42>

58. Larsen U., Haglind F. Thermodynamic analysis of ORC systems for waste heat recovery from marine diesel engines. *Energy*. 2017. Vol. 119. P. 1034–1044. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.11.123>

59. Larsen U., Pierobon L., Haglind F., Gabriellii C. Design and optimisation of organic Rankine cycles for waste heat recovery in marine applications using the principles of natural selection. *Energy*. 2013. Vol. 55. 803-812. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.03.021>

60. Larsson L., Eliasson R. *Principles of Naval Architecture: Volume III — Ship Design and Construction*. Jersey City, NJ: SNAME, 2010.

61. Latache M. Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines. 10th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann. 2021. 930 p.

62. 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.

63. 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.

64. Liu Q. J., Yuan Z. Z., Sun J. T., Han F. To improve the performance and efficiency of refrigeration systems by using refrigerant pumps. *Appl. Mech. Mater.* 2013. Vol. 385. P. 233-236.

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

66. Macchi E., Astolfi M. *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications*. Woodhead Publishing (Elsevier), 2017.

67. MAN Energy Solutions. Basic Principles of Ship Propulsion. <https://www.man-es.com/docs/default-source/document-sync/basic-principles-of-ship-propulsion.pdf>

68. Mariani A., Morrone B., Laiso D., Prati M. V., Unich A. Waste Heat Recovery in a Compression Ignition Engine for Marine Application Using a Rankine Cycle Operating with an Innovative Organic Working Fluid. *Energies*. 2022. Vol. 15(21). 7912. <https://doi.org/10.3390/en15217912>

69. McLallin K. L., Haas J. E. Experimental performance and analysis of 15.04-centimeter-tip-diameter, radial-inflow turbine with work factor of 1.126 and thick blading. NASA Technical Paper NASA-TP-1730. National Aeronautics and Space Administration. 1980.

70. Mondejar, M.E., Andreasen, J.G., Pierobon, L., Larsen, U., Thern, M. and Haglind, F., 2018. A review of the use of organic Rankine cycle power systems for maritime applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 91, pp.126-151.

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

72. 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

73. Ng C., Tam I.C.K., Wu D. Thermo-economic performance of an organic

rankine cycle system recovering waste heat onboard an offshore service vessel. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2020. Vol. 8(5). 351. <https://doi.org/10.3390/jmse8050351>

74. ORC System. Organic Rankine Cycle Solutions for Power Generation with Turbogenerators. https://www.turboden.com/products/2463/orc-system?utm_source=chatgpt.com

75. 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.

76. 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.

77. 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.

78. Quoilin S., Van Den Broek M., Declaye S., Dewallef P., Lemort V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and sustainable energy reviews*. 2013. Vol. 22. P. 168-186. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.028>

79. Regulation (EU) 2023/1805 of the European Parliament and of the Council of 13 September 2023 on the use of renewable and low-carbon fuels in maritime transport and amending Directive 2009/16/EC. Official Journal of the European Union. 2023. L 234. P. 48–100

80. Review of Maritime Transport 2023. Geneva: United Nations Conference on Trade and Development, 2023. <https://unctad.org/publication/review-maritime-transport-2023>

81. Saha M., Tregenza O., Twelftree J., Hulston C. A review of thermoelectric generators for waste heat recovery in marine applications. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2023. Vol. 59. 103394. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2023.103394>

82. Sánchez-Lozano D., Aguado R., Escámez A., Hernández-Torres J.A., Torreglosa J.P., Vera D. Integrating organic Rankine cycles for waste heat recovery from onboard diesel generators in the maritime sector: Simulation and techno-economic assessment. *Energy Convers. Manage.* 2025. Vol. 339. 119859. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2025.119859>
83. Schuster S., Markides C.N., White A.J. Design and off-design optimisation of an organic Rankine cycle (ORC) system with an integrated radial turbine model. *Appl. Therm. Eng.* 2020. Vol. 174. 115192. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115192>
84. Sellers C. Field operation of a 125kW ORC with ship engine jacket water. *Energy Procedia.* 2017. Vol. 129. P. 495–502. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.168>
85. Shestopalov K. O., Huang B. J., Petrenko V. O., Volovyk O. S. Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 2. Theoretical and experimental results. *Int. J. Refrig.* 2015. Vol. 55. P. 212-223.
86. 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>
87. Shestopalov K., Konstantinov O., Ierin V., Khliyeva O. Marine heat-driven ejector refrigeration machine for air-conditioning system with thermal energy storage unit. *Nase More.* 2024. Vol 71, №.2. P. 84-90. <https://doi.org/10.17818/NM/2024/2.3>
88. Shestopalov K.O., Khliyeva O. Ya., Ierin V.O., Konstantinov O.I., Kozminykh M.N., Stukalenko O.M. Analysis of the energy efficiency of technical solutions of the heat-driven ship ejector refrigeration machine for obtaining sub-zero temperatures. *Energy Technologies & Resource Saving.* 2024. Vol. 80 (3). P. 108-118. <https://doi.org/10.33070/etars.3.2024.07>
89. Shu G., Liang Y., Wei H., Tian H., Zhao J., Liu L. A review of waste heat

recovery on two-stroke IC engine aboard ships. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013. Vol. 19. 385-401. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.034>

90. 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.

91. Shu G., Yu Z., Liu P., Xu Z., Sun R. Potential of a thermofluidic feed pump on performance improvement of the dual-loop Rankine cycle using for engine waste heat recovery. *Energy conversion and management*. 2018. Vol. 171. 1150-1162. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.06.011>

92. Skiadopoulos A., Manolakos D. Techno-Economic Comparison Of The ORC And The PEORC For Low-Temperature Industrial Waste Heat Recovery. *Journal of Fluid Flow, Heat and Mass Transfer*. 2024. Vol. 11(1). 116. <https://doi.org/10.11159/jffhmt.2024.012>

93. Singh D.V., Pedersen E. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy conversion and management*. 2016. Vol. 111. P. 315-328. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.12.073>

94. Sokolovska-Yefymenko V., Morozyuk L., Ierin V., Khliyeva O., Feshchuk O., Yefymenko O. Evaluation of the ethane reliquefaction system integrated with the fuel gas supply system of the large ethane carrier. *Energy*. 2025. Vol. 330. 136884. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.136884>

95. Spale J., Hoess A.J., Bell I.H., Ziviani D. Exploratory study on low-GWP working fluid mixtures for industrial high temperature heat pump with 200 °C supply temperature. *Energy*. 2024. Vol. 308. 132677. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.132677>

96. Stainchaouer A., Schifflechner C., Wieland C., Sakalis G., Spliethoff H., Evaluating long-term operational data of a very large crude carrier: assessing the diesel engines waste heat potential for integrating ORC systems. *Applied Thermal Engineering*. 2024. Vol. 255. 123974. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123974>

97. Stainchaouer A., Schifflechner C., Wieland C., Spliethoff H. Evaluating the

waste heat sources in a very large crude carrier and the potential integration of Organic Rankine Cycle configurations. *Proc. 7th International Seminar on ORC Power Systems (ORC 2023)*. 2024. https://doi.org/10.12795/9788447227457_36.

98. Stopford M. *Maritime Economics*. 3rd ed. London: Routledge, 2009.

99. TableCurve 2D. Curve fitting and data analysis software. Version 5.01. Systat Software Inc., San Jose, CA, USA. URL: <https://systatsoftware.com/products/tablecurve-2d/>

100. Tadros M., Ventura M., Guedes Soares C. Review of the IMO initiatives for ship energy efficiency and their implications. *Journal of Marine Science and Application*. 2023. Vol. 22. P. 1–17. <https://doi.org/10.1007/s11804-023-00374-2>

101. University Maritime Advisory Services (UMAS). Operational Profiles and Energy Use of Global Shipping. London, 2022. https://www.u-mas.co.uk/wp-content/uploads/2022/04/oc_jaf_final_report_20220119.pdf

102. Uusitalo A., Honkatukia J., Turunen-Saaresti T., Larjola J. A thermodynamic analysis of waste heat recovery from reciprocating engine power plants by means of Organic Rankine Cycles. *Applied thermal engineering*, 2014. Vol. 70(1). P. 33-41. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.073>

103. VDI Heat Atlas (Verein Deutscher Ingenieure). ed. by VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. 2nd ed. Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2010. 1592 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6>.

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

105. Wärtsilä and Turboden sign agreement to launch Wärtsilä Marine ECC. Wärtsilä Corporation, 2010. <https://www.wartsila.com/media/news/09-09-2010-wartsila-and-turboden-sign-agreement-to-launch-wartsila-marine-ecc>

106. Wärtsilä Corporation. Medium Speed Engines – Technical Manual. Helsinki: Wärtsilä, 2021. <https://www.wartsila.com/docs/default-source/product-files/power-plants-diesel-engine/medium-speed-engines-brochure.pdf>

107. Wärtsilä Corporation. Wärtsilä 46F Project Guide – 1/2008. Helsinki: Wärtsilä, Marine Solutions. 2008. 150 p. www.wartsila.com

108. Wärtsilä Corporation. Wärtsilä 46F Series — Product Guide. Helsinki: Wärtsilä, 2018. <https://www.wartsila.com/docs/default-source/product-files/power-plants-diesel-engine/wartsila-46f-series-product-guide.pdf>

109. Wärtsilä. Waste Heat Recovery Systems for Marine Engines. Energy balance of marine engines. <https://www.wartsila.com/docs/default-source/product-files/engines/tech-support/waste-heat-recovery.pdf>

110. Waste Heat Recovery in Marine Propulsion Systems. Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME). https://higherlogicdownload.s3.amazonaws.com/SNAME/e10ad46f-35fe-4b7d-a4cf-3da678bacc3f/UploadedImages/SNAME-20%2002%202014__Waste_Heat_Recovery_in_Marine_Propulsion_Systems-Final.pdf

111. Waste Heat Recovery System (WHRS) for reduction of fuel consumption, emissions and EEDI. Copenhagen, Denmark, 2014. pp. 1-32.

112. Wieland C., Schifflechner C., Dawo F., Astolfi M. The organic Rankine cycle power systems market: Recent developments and future perspectives. *Applied thermal engineering*. 2023. Vol. 224. 119980. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.119980>

113. Working fluids. *The Maritime Refrigeration Thechnology Hub (MRTH)*. <https://maritimereftechhub.no/working-fluids/>

114. Woud H. K., Stapersma D. Design of Propulsion and Electric Power Generation Systems. Revised ed. London: IMarEST. 2019. 530 p.

115. Xie W., Li Y., Yang Y., Wang P., Wang Z., Li Z., Mei Q., Sun Y. Maritime greenhouse gas emission estimation and forecasting through AIS data analytics: a case study of Tianjin port in the context of sustainable development. *Frontiers in Marine Science*. 2023. Vol. 10. 1308981. <https://doi.org/10.3389/fmars.2023.1308981>

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

117. 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

118. Zhang C., Su C., Hu S., Li L., Li X. Environmental and life cycle assessment of organic Rankine cycle technology for industrial waste heat recovery. *Journal of Environmental Chemical Engineering*. 2025. Vol. 13(5). 117758. <https://doi.org/10.1016/j.jece.2025.117758>

119. Адамбаєв Д.Б., Тітлов О.С. Розробка систем охолодження морських і річкових суден на базі абсорбційних водо-аміачних холодильних агрегатів з вторинними джерелами теплової енергії. *Збірник тез доповідей XII Всеукр. науково-техн. конф. «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології»*. Одеса: ОН-ТУ, 2021. С.141-142.

120. Арсеньєв В.М., Шарапов С.О. Методи термодинамічного аналізу термомеханічних систем: основи теорії, приклади та завдання: навчальний посібник. Суми: Сумський державний університет, 2022. 322 с.

121. Вассерман О. А., Слинько О. Г. Технічна термодинаміка і теплообмін: підручник. Одеса: Фенікс, 2019. 496 с.

122. Галинкін, Ю.М. Технологія утилізації теплоти судових дизелів установками з низькокиплячим робочим тілом. *Конф. Актуальні проблеми інженерної механіки та технології машинобудування*. 23-24 жовтня 2024. Миколаїв.

123. Гончарук І. Перспективні напрями підвищення енергетичної та екологічної безпеки засобів водного транспорту. *Вісник Приазовського Державного Технічного Університету. Серія: Технічні науки*. 2025. № 50. С. 254–263. <https://doi.org/10.31498/2225-6733.50.2025.336423>

124. Козьмініх М. А., Константинов О. І. Оцінка доцільності застосування холодильного агенту в залежності від умов експлуатації. *Судові енергетичні установки*. 2022. № 44. С. 79-87. <https://doi.org/10.31653/smf44.2022.79-87>.

125. Константинов І.О., Хлієва О.Я. Сучасний стан практичного впровадження судових енергетичних установок на основі органічного циклу Ренкіна. *Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт»*, 20.03.2025 – 21.03.2025. Одеса: НУОМА. С. 111-114.

126. Константинов О.І. Аналіз «кількості» та «якості» вторинного скидного

тепла на торговельних суднах та ступеня його утилізації. *Науково-техн. конф. молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт"*, 16.11.2022. Одеса: НУ «ОМА». С. 203-205.

127. Константинов О.І. Використання матеріалів з фазовим переходом у рефрижераторних контейнерах для морського транспортування харчових продуктів. *Науково-техн. конф. аспірантів і здобувачів вищої освіти «Стан досягнення і перспективи холодильної техніки та технології»*. Одеса: ОНТУ, 2023. С. 31-33.

128. Константинов О.І., Александровська Н.І., Глек Я.О., Хлієва О.Я. Енергетична ефективність суднової ORC-установки потужністю 300 кВт при утилізації теплоти охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F. *Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт»*, 20.03.2026 – 21.03.2026. Одеса: НУОМА. С. 111-114.

129. Константинов О.І., Хлієва О.Я. Порівняння двох схемних рішень суднової установки на основі органічного циклу Ренкіна для рекуперації теплоти води охолодження двигуна WÄRTSILÄ 12V46F. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: XVI Міжнародна науково-технічна конференція*. Миколаїв: НУК, 2025. С. 386-390.

130. Константинов О.І., Хлієва О.Я. Схемне рішення суднової ежекторної холодильної машини з термоакумулятором для системи кондиціювання повітря. *Міжн. науково-техн. конф. " Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт"*. Одеса, НУ «ОМА», 20-21 березня 2024 р. С. 124-127.

131. Литвиненко О., Курдупов Д. Альтернативні робочі тіла та комбіновані цикли: сучасні тенденції в удосконаленні теплових схем енергетичних установок. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2025. № 2. С. 25–31. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2025.02.03>

132. Мінаковський В.М., Соломаха А.С. Технічна термодинаміка. Приклади, задачі та типові розрахунки. Частина перша. Навчальний посібник. К.: «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2017. 172 с.

133. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни

внутрішнього згоряння: підруч. Миколаїв: вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.

134. Огурцов Д.В., Козьмініх 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.

135. Пирисунько М.А., Подвигін В.В. Особливості використання вторинних енергоресурсів в судновому енергетичному обладнанні. XIV Міжнародна науково-технічна конференція *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*. 20-21 вересня 2023. Миколаїв. С. 209-211.

136. Проспект судна M/V Figaro. Wallenius Lines AB. URL: https://walleniuslines.com/wp-content/uploads/2021/12/Figaro_NB4459.pdf

137. Тітлов О.С., Гожелов Д.П., Шлапак, Г.В. Редунов Г.М. Аналіз перспектив використання на судах безнасосних абсорбційних холодильних агрегатів. *Холодильна техніка та технологія*. 2015. Вип. 51(3). <https://doi.org/10.15673/0453-8307.3/2015.42638>

138. Хлієва О.Я., Константинов О. І. Аналіз ефективності системи на основі органічного циклу Ренкіна для утилізації теплоти охолоджувальної води двигуна Wärtsilä 12V46F за різних навантажень. *Судові енергетичні установки*. 2025. Вип. 51. С. 94-106. <https://doi.org/10.31653/smf51.2025.94-106>

139. Хлієва О.Я., Константинов О. І. Аналіз ефективності установки на основі органічного циклу Ренкіна на різних робочих тілах для рекуперації теплоти води охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F. *Судові енергетичні установки*. Вип. 50. 2025. С. 141-154. <https://doi.org/10.31653/smf50.2025.141-154>

140. 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*. Вип. 49. 2024. С. 137-151. <https://doi.org/10.31653/smf49.2024.137-151>

141. Хлієва О.Я., Шестопапов К.О., Константинов І.О., Огурцов Д.В. Сучасний стан застосування легкозаймистих робочих тіл у судновому холодильному обладнанні. *Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий*

флот: експлуатація і ремонт», 20.03.2025 – 21.03.2025. Одеса: НУОМА.С. 25-27.

142. Черниш І. І., Кар'янський С. А., Оженко Є. М. Сучасні суднові дизелі: особливості конструкції, експлуатації та автоматизованого управління. Одеса: НУ «ОМА», 2019. 217 с.

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

Додаток А
Основна інформація про головний двигун

Wärtsilä 12V46F

Wärtsilä 12V46F		ME CPP Variable Speed	ME CPP Con- stant Speed	DE DE Constant Speed
Cylinder output	kW	1200	1200	1200
Engine speed	rpm	600	600	600
Engine output	kW	14400	14400	14400
Mean effective pressure	MPa	2.49	2.49	2.49
Combustion air system (Note 1)				
Flow at 100% load	kg/s	25.1	25.1	25.1
Temperature at turbocharger intake, max. (TE 600)	°C	45	45	45
Temperature after air cooler, nom. (TE 601)	°C	50	50	50
Exhaust gas system (Note 2)				
Flow at 100% load	kg/s	26.16	25.92	25.92
Flow at 85% load	kg/s	22.2	22.44	22.44
Flow at 75% load	kg/s	20.64	21.84	21.84
Flow at 50% load	kg/s	13.8	17.4	17.4
Temp. after turbo, 100% load (TE 517)	°C	364	364	364
Temp. after turbo, 85% load (TE 517)	°C	336	330	330
Temp. after turbo, 75% load (TE 517)	°C	338	330	330
Temp. after turbo, 50% load (TE 517)	°C	356	297	297
Backpressure, max.	kPa	3	3	3
Calculated pipe diameter for 35 m/s	mm	1307	1301	1301
Heat balance at 100% load (Note 3)				
Jacket water, HT-circuit	kW	1800	1824	1824
Charge air, HT-circuit	kW	3084	3108	3108
Charge air, LT-circuit	kW	1572	1512	1512
Lubricating oil, LT-circuit	kW	1464	1464	1464
Radiation	kW	420	420	420

Fuel system (Note 4)				
Pressure before injection pumps (PT101) at 85% load - HFO	kPa	900...950	900...950	900...950
Pressure before injection pumps (PT 101) at idle speed (check value)	kPa	1000...1050	1000...1050	1000...1050
Fuel oil flow to engine, range	m ³ /h	9.8...10.8	9.8...10.8	9.8...10.8
HFO viscosity before engine	cSt	16...24	16...24	16...24
Max. HFO temperature before engine (TE 101)	°C	140	140	140
MDF viscosity, min.	cSt	2.0	2.0	2.0
Max. MDF temperature before engine (TE 101)	°C	45	45	45
Leak fuel quantity (HFO), clean fuel at 100% load	kg/h	4,5	4,5	4,5
Leak fuel quantity (MDF), clean fuel at 100% load	kg/h	22,5	22,5	22,5
SFOC at 100% load (HFO)	g/kWh	180.6	179.6	179.6
SFOC at 85% load (HFO)	g/kWh	173.0	173.0	174.9
SFOC at 75% load (HFO)	g/kWh	176.4	182.1	184.0
SFOC at 50% load (HFO)	g/kWh	179.3	188.4	194.1
SFOC at 100% load (LFO)	g/kWh	183.4	182.5	182.5
SFOC at 85% load (LFO)	g/kWh	174.9	174.9	176.8
SFOC at 75% load (LFO)	g/kWh	178.3	184.0	185.9
SFOC at 50% load (LFO)	g/kWh	180.3	189.3	195.0
Lubricating oil system				
Pressure before bearings, nom. (PT 201)	kPa	500	500	500
Pressure after pump, max.	kPa	800	800	800
Suction ability main pump, including pipe loss, max.	kPa	40	40	40
Prelubricating pressure, nom. (PT 201)	kPa	80	80	80
Temperature before bearings, nom. (TE 201)	°C	56	56	56
Temperature after engine, approx.	°C	75	75	75
Pump capacity (main), engine driven	m ³ /h	306	260	260
Pump capacity (main), electrically driven	m ³ /h	259	210	210
Oil flow through engine	m ³ /h	200	200	200
Prelubricating pump capacity (50/60Hz)	m ³ /h	70	70	70
Oil tank volume in separate system, min	m ³	22.5	22.5	22.5
Oil consumption at 100% load, approx.	g/kWh	0.7	0.7	0.7
Crankcase ventilation flow rate at full load	l/min	3540	3540	3540
Crankcase ventilation backpressure, max.	kPa	0.4	0.4	0.4
Oil volume in turning device	l	70.0	70.0	70.0
Oil volume in speed governor	l	7.1	7.1	7.1

HT cooling water system				
Pressure at engine, after pump, nom. (PT 401)	kPa	250 + static	250 + static	250 + static
Pressure at engine, after pump, max. (PT 401)	kPa	530	530	530
Temperature before cylinders, approx. (TE 401)	°C	74	74	74
Temperature after charge air cooler, nom. (TE432)	°C	91...95	91...95	91...95
Capacity of engine driven pump, nom.	m³/h	210	210	210
Pressure drop over engine (including HT CAC and temperature control valve)	kPa	150	150	150
Pressure drop in external system, max.	kPa	100	100	100
Pressure from expansion tank	kPa	70...150	70...150	70...150
Water volume in engine	m³	2.0	2.0	2.0
LT cooling water system (Note 5)				
Pressure at engine, after pump, nom. (PT 471)	kPa	250 + static	250 + static	250 + static
Pressure at engine, after pump, max. (PT 471)	kPa	530	530	530
Temperature before engine, max. (TE 471)	°C	38	38	38
Temperature before engine, min. (TE 471)	°C	25	25	25
Capacity of engine driven pump, nom.	m³/h	210	210	210
Pressure drop over charge air cooler	kPa	50	50	50
Pressure drop over built-on lube oil cooler, max	kPa	20	20	20
Pressure drop over built-on temp. control valve	kPa	30	30	30
Pressure drop in external system, max.	kPa	150	150	150
Pressure from expansion tank	kPa	70 ... 150	70 ... 150	70 ... 150
Water volume in engine	m³	0.6	0.6	0.6

Note 1 At ISO 15550 conditions (ambient air temperature 25°C, LT-water 25°C) and 100% load. Flow tolerance 5%.

Note 2 At ISO 15550 conditions (ambient air temperature 25°C, LT-water 25°C). Flow tolerance 5% and temperature tolerance 20°C.

Note 3 At ISO 15550 conditions (ambient air temperature 25°C, LT-water 25°C) and 100% load. Tolerance for cooling water heat 10%, tolerance for radiation heat 30%. Fouling factors and a margin to be taken into account when dimensioning heat exchangers.

Note 4 According to ISO 15550, lower calorific value 42700 kJ/kg, with engine driven pumps (two cooling water + one lubricating oil pumps). Tolerance 5%. The fuel consumption at 85 % load is guaranteed and the values at other loads are given for indication only. Consumption values in DE constant speed are valid for D2/E2 IMO cycles. If Wärtsilä NOR is installed SFOC consumption values may vary. Please contact Wärtsilä to have further information. Fuel consumption values for EEDI calculation available upon request.

Note 5 Pressure drop over lubricating oil cooler and over thermostatic valve are valid only if these components are mounted on engine.

Note 6 At manual starting the consumption may be 2...3 times lower.

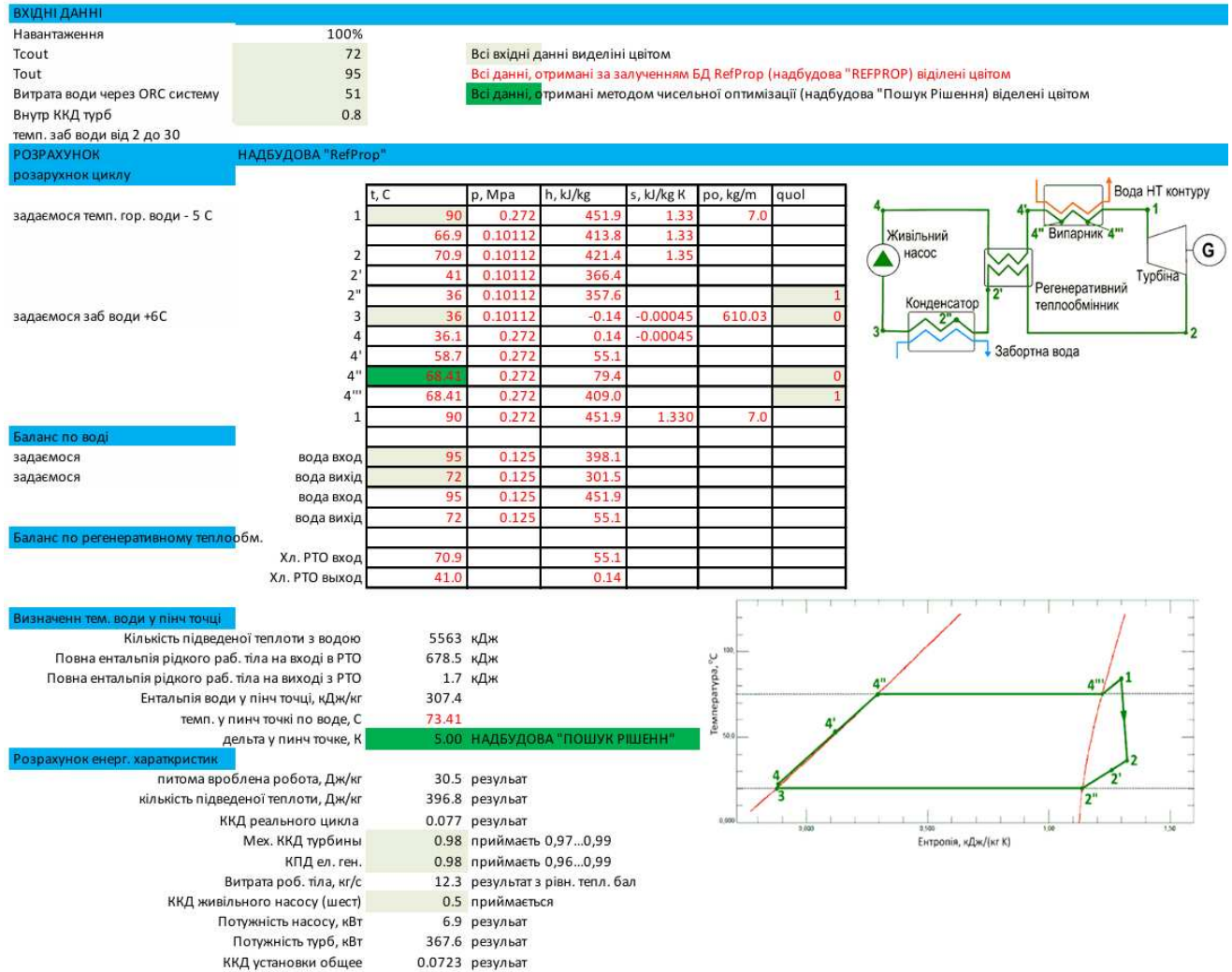
ME = Engine driving propeller, variable or constant speed

DE = Diesel-Electric engine driving generator at constant speed

Додаток В

Приклад розрахунку енергетичних характеристик суднової установки на основі органічного циклу Ренкіна із застосуванням двопараметричної оптимізації

Зображення екрану з прикладом вхідними параметрами та результатами розрахунку



НАДБУДОВА "RefProp"			
	t, C	p, Mpa	h, kJ/kg
1	=B4-5	=D17	=refprop("H","Pentane","TP","SI with C";C11;D11;0)
	=refprop("T","Pentane","PS","SI with C";D12;F12;0)	=D16	=refprop("H","Pentane","TP","SI with C";C12;D12;0)
2	=refprop("T","Pentane","PH","SI with C";D13;E13;0)	=D12	=E11-(E11-E12)*B6
	2' =C16+5	=D13	=refprop("H","Pentane","TP","SI with C";C14;D14;0)
	2'' =C16	=D14	=refprop("H","Pentane","TQ","SI with C";C15;H15;0)
3	36	=refprop("P","Pe	=refprop("H","Pentane","TQ","SI with C";C16;H16;0)
4	=refprop("T","Pentane","PS","SI with C";D17;F17;0)	=D19	=refprop("H","Pentane","PS","SI with C";D17;F17;0)
	4' =refprop("T","Pentane","PH","SI with C";D18;E18;0)	=D19	=E17+(E13-E14)
	4'' =8.41056782978	=refprop("P","Pe	=refprop("H","Pentane","TQ","SI with C";C19;H19;0)
	4''' =C19	=D19	=refprop("H","Pentane","TQ","SI with C";C20;H20;0)
=B11	=C11	=D11	=E11
	вода вход =B4	0.125	=refprop("H","Water","TP","SI with C";C23;D23;0)
	вода вихід =B3	0.125	=refprop("H","Water","TP","SI with C";C24;D24;0)
	вода вход =C23	0.125	=E21
	вода вихід =C24	0.125	=E18
	Хл. РТО вход =C13		=E18
	Хл. РТО выход =C14		=E17

Оптимізувати цільову функцію:

Цільова функція:

До: ☐ Максимум ☐ Мінімум ☒ Значення:

Змінюча ячейка змінних:

Відповідно з обмеженнями:

А	В	С	D
13	2	70.9	0.10112
14	2'	41	0.10112
15	2"	36	0.10112
16	задаємося заб води +6С	3	36
17	4	36.1	0.272
18	4'	58.7	0.272
19	4''	68.41	0.272
20	4'''	68.41	0.272
21	1	90	0.272
22	Баланс по воді		
23	задаємося вода вход	95	0.125
24	задаємося вода вихід	72	0.125
25	задаємося вода вход	95	0.125
26	задаємося вода вихід	72	0.125
27	Баланс по регенеративному теплообм.		
28	Хл. РТО вход	70.9	
29	Хл. РТО выход	41.0	
30			
31	Визначенн тем. води у пінч точці		
32	Кількість підведеної теплоты з водою	5563	кДж
33	Товна ентальпія рідкого раб. тіла на вході в РТО	678.5	кДж
34	овна ентальпія рідкого раб. тіла на виході з РТО	1.7	кДж
35	Ентальпія води у пінч точці, кДж/кг	307.4	
36	темп. у пінч точці по воде, С	73.41	
37	дельта у пінч точке, К	5.00	градусов
38	Розрахунок енерг. хараткрисик		
39	питома вироблена робота, Дж/кг	30.5	результат
40	кількість підведеної теплоты, Дж/кг	396.8	результат
41	ККД реального цикла	0.077	результат

☒ Зробити зміну без обмежень невід'ємними

Оберіть метод рішення:
метод рішення:

Метод рішення
Для гладких нелінійних задач використовуйте пошук рішення нелінійних задач методом ОПГ, для лінійних задач – пошук рішення лінійних задач симплекс-методом, а для негладких задач – еволюційний пошук рішення.

Довідка