

УДК 621.4
DOI [https://doi.org/10.15589/znp2025.2\(500\).14](https://doi.org/10.15589/znp2025.2(500).14)

ANALYSIS OF THE POSSIBILITIES OF USING BOX COOLERS IN COOLING SYSTEMS OF MARINE GAS TURBINE UNITS

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛООБМІННИКІВ «БОКС-КУЛЕР» В СИСТЕМАХ ОХОЛОДЖЕННЯ СУДНОВИХ ГАЗОТУРБІННИХ АГРЕГАТІВ

Volodymyr M. Patlaichuk
volodymyr.patlaichuk@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0001-6849-2492
Oleh A. Kozyrko
oleh.kozyrko@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0003-3158-3299

В. М. Патлайчук,
канд. техн. наук, доцент
О. А. Козирко,
аспірант

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв

Abstract. In recent years, due to the need to increase the energy efficiency of shipping, there has been a trend towards using box coolers in the cooling systems of marine power plants. *The purpose* of the work is to analyze the possibilities of using box coolers in dual-circuit cooling systems of marine gas turbine power plants.

Method. The object of the study was chosen as the cooling systems of marine gas turbine power plants. The subject of the study is the characteristics and properties of these systems when using box coolers in their composition.

Results. The possibilities of using box coolers in seawater cooling systems of marine simple cycle gas turbines and gas turbines with intercooling and recovery have been analyzed. It has been established that in the range of capacities from 5 to 50 MW, the electricity consumption for driving the seawater pump of their cooling systems is 2–18 kW for simple cycle and 14–143 kW for cycle with intercooling and recovery. The exclusion of this pump from the power plant due to the use of box coolers will lead to fuel savings in the amount of, respectively, 0.4–4.0 and 3–30 kg/h.

Scientific novelty. For the first time, it was proposed to use box coolers in seawater cooling systems of marine gas turbine units. The thermal load on the cooling system from the lubrication systems of gas turbine units and from intercooling of the working fluid between the compressors was analyzed.

Practical importance. The results obtained indicate that the potential heat load on the box cooler from gas turbine units will not exceed the heat load from low-speed diesel engines of similar power, which makes it possible to use already developed and mass-produced designs of these heat exchangers for completing gas turbine unit cooling systems with standard sea chest sizes. This will reduce costs and reduce the time for the development and implementation of such systems in ship power engineering.

Key words: gas turbine unit; ship power generation; heat exchanger; box cooler; cooling system; thermal load.

Анотація. В останні роки у зв'язку з необхідністю підвищення енергетичної ефективності судноплавства намітилася тенденція використання в системах охолодження суднових енергоустановок теплообмінників «бокс-кулер». *Метою роботи* є аналіз можливостей використання теплообмінників «бокс-кулер» у складі двоконтурних систем охолодження суднових газотурбінних установок.

Методика. Об'єктом дослідження обрано системи охолодження окремих елементів газотурбінних установок. Предметом дослідження є характеристики та властивості даних систем при використанні у їх складі теплообмінних апаратів «бокс-кулер».

Результати. Проведено аналіз можливостей використання бокс-кулерів в системах охолодження забортною водою суднових газотурбінних агрегатів простого циклу та агрегатів з проміжним охолодженням повітря та рекуперацією. Встановлено, що в діапазоні потужностей від 5 до 50 МВт витрати електроенергії на привід насоса забортної води систем їх охолодження становлять 2–18 кВт для агрегатів простого циклу і 14–143 кВт для агрегатів з проміжним охолодженням та рекуперацією. Виключення даного насоса зі складу енергоустановки внаслідок використання бокс-кулерів призведе до економії палива у кількості, відповідно, 0,4–4,0 та 3–30 кг/год.

Наукова новизна. Вперше запропоновано використовувати бокс-кулери в системах охолодження забортною водою суднових газотурбінних агрегатів. Проаналізоване теплове навантаження на систему охолодження від систем змащення та від повітря агрегатів з проміжним охолодженням між компресорами.

Практична значимість. Отримані результати свідчать про те, що потенційне теплове навантаження на бокс-кулер від газотурбінних агрегатів не буде перевищувати теплого навантаження від малооборотних дизельних двигунів аналогічної потужності, що дає можливість використовувати для комплектації систем охолодження газотурбінних агрегатів при стандартних розмірах кінгстонних ящиків вже розроблені і серійно виготовляемі конструкції даних теплообмінних апаратів. Це дасть змогу скоротити витрати та зменшити час на розробку та впровадження в судновій енергетиці подібних систем.

Ключові слова: газотурбінний агрегат; суднова енергетика; теплообмінник; бокс-кулер; система охолодження; теплове навантаження.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Зміна клімату, зростання цін на паливо та нові міжнародні правила щодо викидів у навколишнє середовище обумовлюють необхідність підвищення енергетичної ефективності судноплавства. Існують різні рішення щодо цього. Одним з таких є удосконалення систем охолодження суднової енергетичної установки.

Баланс спожитої електричної енергії для різних типів суден свідчить про те, що насоси охолоджувальної води є одними з найвитратніших та найбільш використовуваних елементів енергетичної установки, які функціонують на всіх режимах її роботи. Витрата електроенергії на їх привід для деяких суден сягає 10 % від загальної кількості споживаної електрики [1].

В рамках удосконалення систем охолодження дизельних енергетичних установок в останні роки намітилася тенденція використання в традиційних двоконтурних схемах замість контура забортної води розташовані в кінгстонних ящиках теплообмінники «бокс-кулери». Пучок труб такого теплообмінника охолоджується ззовні забортною водою, що проходить через кінгстонний ящик через спеціальні отвори.

Використання бокс-кулерів в системах охолодження має наступні переваги.

1. Суттєво зменшується споживання електроенергії в процесі експлуатації судна, оскільки виключаються витрати на роботу насосів циркуляції забортної води.

2. Одними з найменш надійних елементів суднової енергетичної установки є елементи контура охолодження забортною водою (труби, запорна арматура, насоси, контрольно-вимірювальні прилади та ін.). Відсутність цих елементів, внаслідок використання бокс-кулерів, суттєво підвищить надійність енергетичної установки. Також суттєво зменшуються деякі загрози, пов'язані із втратою ходу судна та затопленням машинного відділення.

3. Знижуються витрати на побудову судна через відмову від купівлі насосів забортної води та арматури; зменшуються витрати на монтаж обладнання та насиченість машинного відділення механічним обладнанням; зменшується кількість донно-бортової арматури.

На даний момент для суднової енергетики актуальним залишається питання використання теплообмінників типу «бокс-кулер» у складі систем охолодження суднових газотурбінних установок.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Удосконалення суднових систем охолодження є вельми актуальним питанням, тому роботи в цьому напрямі постійно тривають.

Різні аспекти підвищення ефективності функціонування централізованих систем охолодження суднових енергетичних установок розглядаються в роботах [2; 3; 4]. Результати експериментальних досліджень модифікованої системи охолодження дизельних двигунів традиційних для Індонезії рибальських суден представлені в статті [5]. Удосконалена централізована система охолодження морською водою для енергетичної установки буксира розглядається в роботі [6].

В статті [7] на основі розрахунків, проведених для умов порту Свіноуй (Польща), аналізується доцільність використання традиційної двоконтурної системи охолодження дизельної установки одночасно і для охолодження суднової фотоелектричної установки.

Порівняльний аналіз двох систем охолодження – традиційної системи та централізованої системи охолодження з теплообмінниками «бокс-кулер» – для автомобільного порома «Aline Siteo Diatta», який оснащений двома чотиритактними головними двигунами номінальною потужністю 1800 кВт кожен та здійснює перевезення пасажирів і транспортних засобів між портами Сенегалу, проведено в статті [1]. Обидва випадки порівнювалися з точки зору енергоефективності та споживання мазуту. На основі проведеного аналізу зроблено висновок про те, що використання бокс-кулерів на судах підвищеної водотоннажності може бути частиною рішення, яке сприятиме зменшенню розміру та вартості системи охолодження, а також споживання енергії.

Приклад практичного використання кільових охолоджувачів замість традиційної системи для автомобільного порома «Aline Siteo Diatta» тими же авторами аналізується в роботі [8].

Результати практичного застосування централізованої системи охолодження з теплообмінниками

«бокс-кулер» на буксирі, що працює в порту Гдиня (Польща), представлені в статті [9]. Аналізуються проблеми, що виникають при експлуатації цих теплообмінників, зокрема корозія та біологічне забруднення. Відзначається, що найбільшим недоліком центральної системи охолодження з бокс-кулерами є відсутність можливості їх очищення під час нормальної експлуатації судна, оскільки їх можна чистити лише під час сухого докування. Система запобігання обростання ICAF має забезпечувати належну чистоту бокс-кулерів поки працюють аноди. Коли термін служби анодів закінчується, їх необхідно замінити. Але для того, щоб виконати цю операцію, судно також має бути доковане. У статті також проаналізована можливість використання системи охолодження з теплообмінниками «бокс-кулер» для торговельного судна потужністю до 5000 кВт та переваги (недоліки) цього рішення.

Автори роботи [10] акцентують увагу на такому суттєвому недоліку традиційної системи охолодження суднових дизельних двигунів як часті пошкодження насоса, трубопровода та фільтрів заборотної води. Як вихід з ситуації вони пропонують більш не використовувати це обладнання, а охолодження прісної води здійснювати її прокачуванням через спіральний теплообмінник, розташований безпосередньо в забортній воді. Аналізується теплопередача в модифікованій системі охолодження; відзначається її суттєве збільшення порівняно з оригінальною системою. Ще однією перевагою виключення насоса заборотної води із системи охолодження традиційно відзначається зменшення витрат електроенергії судном.

ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕВИРІШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

Проведений аналіз останніх досліджень і публікацій з даної тематики свідчить про те, що теплообмінні апарати типу «бокс-кулер» можуть використовуватися для широкого спектру завдань зі зниження температури на судні: від охолодження головних двигунів, допоміжних двигунів та носових підрулювальних пристроїв до систем кондиціонування повітря та гідравлічних систем.

В останні десятиліття вони отримали певне розповсюдження у складі енергетичних установок малих та середніх суден, включаючи, наприклад, буксири, баржі, рибальські човни, судна-носії, земснаряди, судна постачання, пороми, криголами, вантажні судна, танкери та рефрижератори.

Проте на даний момент використання теплообмінників «бокс-кулер» зосереджене виключно у складі дизельних енергетичних установок, де вони знаходять застосування, головним чином, в системах охолодження головних двигунів, а також для охолодження наддувного повітря та масла систем змащування головних двигунів та редукторів. Питання, пов'язані

з використанням бокс-кулерів в системах охолодження елементів суднових газотурбінних установок, на даний момент залишаються невирішеними, що свідчить про актуальність цього науково-технічного завдання.

МЕТА, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є аналіз можливостей використання теплообмінних апаратів типу «бокс-кулер» у складі систем охолодження окремих елементів суднових газотурбінних установок.

В якості об'єкта дослідження обрано системи охолодження окремих елементів сучасних суднових газотурбінних установок. Предметом дослідження є характеристики та властивості даних систем охолодження при використанні у їх складі теплообмінних апаратів типу «бокс-кулер».

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Традиційним для сучасних суднових енергетичних установок є використання централізованої двоконтурної системи охолодження заборотною водою її складових елементів [2; 4]. Одна из можливих схем виконання такої системи для дизельної установки наведена на рис. 1.

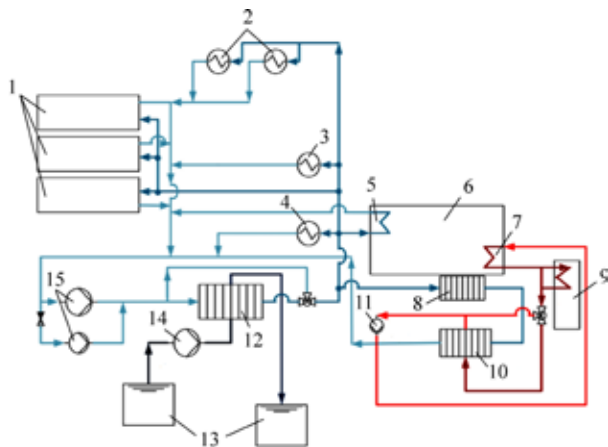


Рис. 1. Схема централізованої двоконтурної системи охолодження заборотною водою [1]:

- 1 – дизель-генератори; 2 – охолоджувачі системи кондиціонування повітря;
- 3 – охолоджувачі інших суднових елементів;
- 4 – конденсатор котельної установки;
- 5 – охолоджувач наддувного повітря головного двигуна;
- 6 – головний двигун; 7 – охолоджувач кожуха двигуна;
- 8 – маслоохолоджувач головного двигуна;
- 9 – генератор прісної води; 10 – охолоджувач води високої температури;
- 11 – насос охолодження головного двигуна;
- 12 – центральний охолоджувач заборотною водою;
- 13 – кінгстонні ящики; 14 – насос заборотної води;
- 15 – насоси прісної води

В наведеній схемі усі компоненти енергетичної установки охолоджуються лише очищеною прісною водою, яка циркулює по замкнутому контуру. Охолодження же прісної води у свою чергу здійснюється в центральному охолоджувачі 12 заборотною водою.

Використання таких систем, порівняно з одноконтурними, дозволяє зменшити довжину трубопроводів заборотної води всередині машинного відділення, мінімізувати кількість елементів, контактуючих із нею, і тим самим суттєво підвищити надійність енергетичної установки. Як переваги даної схеми, відзначають також те, що використання латуні для виготовлення труб заборотної води тепер не призводить до надмірних витрат, а в контурі прісної води в більшості випадків замість кожухотрубчастих теплообмінників тепер можна використовувати більш компактні та ефективні пластинчасті. Централізована система охолодження безумовно не позбавлена недоліків, але за рахунок оптимізації навантаження зберігає високі параметри енергоефективності на всіх режимах роботи [2; 3; 11].

В останні роки намітилася тенденція використання на дизельних судах малої і середньої водотоннажності в подібних двоконтурних схемах замість центрального охолоджувача 12 теплообмінних апаратів типу «бокс-кулер».

Бокс-кулер складається з пучка U-подібних труб (рис. 2), вертикально закріплених у кінгстонному ящику судна. Охолодження прісної води, що проходить по цим трубам, здійснюється, головним чином, за рахунок природної конвекції заборотної води в кінгстонному ящику. Циркуляція та постійне оновлення заборотної води забезпечується спеціальними отворами у входній та вихідній решітках (рис. 3). Додаткове підвищення ефективності охолодження може бути досягнуте внаслідок примусової циркуляції заборотної води, викликаной рухом судна.

Практична реалізація таких конструкцій вперше почалася в Нідерландах у другій половині XX ст. Зараз їх серійне виробництво ведеться рядом нідерландських («WEKA Marine B.V.», «NRF Thermal Engineering B.V.», «VDL Klima B.V.», «Blokland B.V.»), німецьких («Kelvion Holding GmbH») та американських («Duramax Marine LLC») компаній.

Окремі секції бокс-кулера можуть бути включені як паралельно, так і послідовно (рис. 4). Залежно від конкретної конфігурації кінгстонного ящика пучок труб може розташовуватися в ньому поздовжньо або поперечно. З метою оптимізації розміщення в обмеженому просторі секції бокс-кулера за формою можуть бути виконані прямокутними, круглими або ступінчастими [12; 13].

Труби теплообмінника, які знаходяться у безперервному контакті з морською водою, виконують з корозійно-стійких мідно-нікелевих сплавів. Щоб запобігти їх біологічному обростанню застосовують різні заходи. З них найчастіше перевага віддається системам захисту з використанням струму ICAF (Impressed Current Anti Fouling). Аноди з чистої міді встановлюються у кінгстонному ящику під теплообмінником (рис. 5). Між анодами та корпусом



Рис. 2. Зовнішній вигляд теплообмінника типу «бокс-кулер»

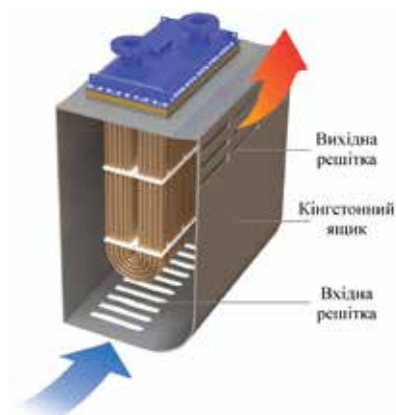


Рис. 3. Розташування бокс-кулера в кінгстонному ящику

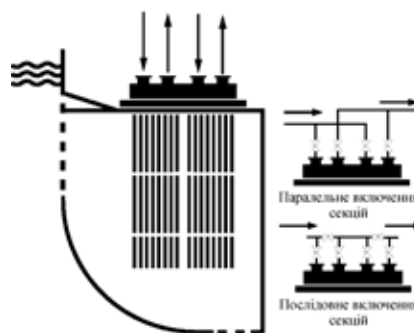


Рис. 4. Схеми включення окремих секцій бокс-кулера



Рис. 5. Схема та зовнішній вигляд розміщення анодів системи ICAF

подається постійний струм, що призводить до розчинення міді в морській воді. Іони міді створюють безперервне токсичне середовище, яке запобігає осіданню відкладень.

Не ставляючи собі за мету зробити повний аналіз потоків енергії централізованої системи охолодження

судна, яке використовує у ролі пропульсивної установки газотурбінні агрегати, проведемо оцінку можливого теплового навантаження на теплообмінники «бокс-кулер» з боку безпосередньо газотурбінних двигунів і обслуговуючих їх систем.

Теплове навантаження на централізовану систему охолодження потенційно може надходити з різних елементів газотурбінних агрегатів.

1. Від масла систем змащення газотурбінного двигуна та його редуктора.

Система змащення газотурбінного двигуна за рахунок охолодження підтримує нормальну температуру його підшипників та зубчастих передач навішених на нього механізмів.

За даними [14], внаслідок тертя у вказаних елементах в теплову енергію перетворюється приблизно 0,5–1,0 % механічної енергії обертання ротора газотурбінного двигуна. Відповідно механічний ККД турбомашин η_m становить для даного випадку приблизно 0,990–0,995. Слід проте зазначити, що підвищення температури підшипників відбувається не лише через тертя, а й внаслідок підведення тепла від гарячих суміжних деталей та від гарячого повітря або газів, які можуть просочуватися в опори.

Для зниження частоти обертання вихідного валу до складу судових газотурбінних агрегатів традиційно вводять окрім двигуна також і редуктор. Система змащення редуктора підтримує нормальну температуру його зубчастих коліс та шестерен, а також зменшує їх зношення та втрати на тертя.

В судових газотурбінних агрегатах використовують, як правило, багатоступінчасті редуктори, які часто мають у своєму складі, як переборні, так і планетарні ступені. За даними [14], втрати механічної енергії обертання в редукторах через тертя становлять приблизно 2–4 %. Більші значення характерні для газотурбінних агрегатів меншої потужності. Відповідно механічний ККД редуктора η_p приблизно дорівнює 0,96–0,98.

Тепловий потік, який треба відвести у забортну воду за допомогою теплообмінника «бокс-кулер» від систем змащення двигуна та редуктора, можна в першому наближенні оцінити через зазначені втрати механічної енергії.

Відповідно, тепло, що відводиться від масла системи змащення двигуна (кВт):

$$Q_m = (1 - \eta_m)(N_{\text{тк}} + N_{\text{ст}}),$$

та тепло, що відводиться від масла системи змащення редуктора (кВт):

$$Q_p = (1 - \eta_p) N_e^{\text{гтд}}.$$

В цих формулах: $N_e^{\text{гтд}}$ – потужність на вихідному валу двигуна; $N_{\text{тк}}$ – потужність, генеруєма турбінами компресорів; $N_{\text{ст}}$ – потужність, генеруєма силовою турбіною газотурбінного двигуна.

Потужність, витрачаєма турбінною частиною двигуна на привід власних компресорів:

$$N_{\text{тк}} = G_k c_p T_1 \left[\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_k \eta_m},$$

де G_k – витрата повітря через компресорну частину двигуна, кг/с; c_p – середня теплоємність повітря для процесу стиснення в компресорі, кДж/(кг·К); T_1 – температура повітря на вході до компресора, К; π_k – міра підвищення тиску у компресорі; k – показник ізоентропи повітря.

Ізоентропійний ККД багатоступінчастого осьового компресора з високою мірою точності оцінюється формулою [14]

$$\eta_k = \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_k^{\frac{k-1}{k} \eta_{\text{ст}}} - 1},$$

де $\eta_{\text{ст}} = 0,89\text{--}0,91$ – ККД елементарного ступеня осьового компресора.

Потужність, генеруєма силовою турбіною газотурбінного двигуна

$$N_{\text{ст}} = \frac{N_e^{\text{гтд}}}{\eta_m}.$$

Для відведення тепла від систем охолодження двигуна та редуктора в традиційних двоконтурних системах потрібно використати насос заборотної води продуктивністю:

$$V_w = \frac{Q_m + Q_p}{c_{pw} \rho_w \Delta T}, \text{ м}^3/\text{с},$$

де $c_{pw} = 3,925$ кДж/(кг·К) – теплоємність морської води; $\rho_w = 1027$ кг/м³ – густина морської води на поверхні моря; ΔT – різниця температур заборотної води на виході і вході з центрального охолоджувача.

Враховуючи, що з метою запобігання інтенсивного відкладення солей температура заборотної води не повинна перевищувати 50 °С, приймаємо $\Delta T \approx 20$ К.

Потужність насоса для перекачування такої кількості води

$$N = \rho_w V_w g H, \text{ Вт},$$

де $g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння; H – потрібний напор насоса, м. вод. ст.

Тиск нагнітання відцентрових насосів заборотної води, згідно з даними підприємств-виробників, становить близько 0,25 МПа (тобто $H \approx 25$ м. вод. ст.) [1].

Насос заборотної води приводиться в дію за допомогою електродвигуна, який буде споживати електричну енергію у кількості

$$N_e^{\text{н}} = \frac{N}{\eta_n \eta_{\text{ед}}} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт},$$

де η_n – коефіцієнт корисної дії насоса (для відцентрових насосів даного призначення середнє значення цього параметра становить близько 0,60); $\eta_{\text{ед}}$ – ефективність привідного електродвигуна (приблизно 0,90).

Електроенергія на судні генерується за допомогою суднової електростанції, яка складається в переважній більшості випадків з чотиритактних дизель-генераторів, що мають питому витрату палива приблизно $g_e = 0,200\text{--}0,210$ кг/(кВт·год).

Відповідно, виключення насоса заборотної води з системи охолодження, внаслідок використання теплообмінників «бокс-кулер», дозволить економити дизельне паливо у кількості:

$$\Delta G_{\Pi} = N_e^{\Pi} g_e, \text{ кг/год.}$$

Це окрім зменшення експлуатаційних витрат судна зменшить також викиди парникових газів до атмосфери і тим самим покращить екологічні показники енергетичної установки.

Оцінимо значення відводимого від масла систем змащення тепла та споживаної для цієї цілі насосом заборотної води електричної потужності для конкретних конструкцій газотурбінних двигунів, які зараз серійно виготовляються для морського флоту [15; 16].

Розрахунок будемо проводити для діапазона значень параметрів, регламентованого вищезазначеними межами коефіцієнтів η_m та η_p . Температуру повітря на вході до компресора у всіх варіантах приймаємо $T_1 = 288$ К, ККД елементарного ступеня осьового компресора – $\eta_{cr} = 0,90$. Результати розрахунків зведено до табл. 1. За їх значеннями побудовані графічні залежності, наведені на рис. 6.

Слід зазначити, що для газотурбінних агрегатів, виконаних за простим термодинамічним циклом, відведення тепла від систем змащення двигуна та редуктора в переважній більшості випадків буде єдиним видом теплового навантаження на систему охолодження заборотною водою.

Доцільно порівняти отримані цифри з тепловим навантаженням на охолоджувач типу «бокс-кулер» від суднових головних дизельних двигунів аналогічної потужності.

В ролі зразка для порівняння обираємо малооборотні дизельні двигуни, характерними рисами яких є питома витрата палива $g_e^{\text{мод}} = 0,160\text{--}0,170$ кг/(кВт·год), використання палива з нижньою теплотворною здатністю $Q_n^p = 42700$ кДж/кг та сумарна частка теплового балансу 22–25 %, яка відводиться системою охолодження (втрати з охолодженням кожуха двигуна, наддувного повітря та масла системи змащення) [17].

Теплове навантаження на теплообмінник «бокс-кулер» з боку дизельного двигуна буде складати

$$Q_{\text{охл}} = (0,22\text{--}0,25) \cdot \frac{N_e^{\text{мод}}}{\eta_e^{\text{мод}}}, \text{ кВт,}$$

де $N_e^{\text{мод}}$ – ефективна потужність дизельного двигуна, кВт; $\eta_e^{\text{мод}}$ – ефективний ККД двигуна, який можна визначити за формулою:

$$\eta_e^{\text{мод}} = \frac{3600}{g_e^{\text{мод}} Q_n^p}.$$

Порівняльний графік залежності тепла, відводимого системою охолодження заборотною водою, для малооборотного дизельного двигуна та газотурбінного агрегату простого циклу наведений на рис. 7.

Результати порівняльного аналізу свідчать про те, що теплове навантаження на теплообмінний апарат «бокс-кулер» при використанні його для відведення тепла від суднових газотурбінних агрегатів простого циклу буде приблизно в 7,5...12,5 разів меншим, ніж при його використанні для охолодження малооборотних дизельних двигунів аналогічної потужності.

Згідно з даними [1; 9], теплообмінники «бокс-кулер», які зараз серійно виготовляють для суднових потреб, можуть бути застосовані для охолодження дизельних двигунів потужністю до 30000 кВт. (Хоча на практиці їх теперішня область використання, як правило, не перевищує 10000 кВт.) Максимальне значення цього параметра пояснюється габаритними обмеженнями простору кінгстонних ящиків,

Таблиця 1. Результати розрахунків відводимого від систем змащення тепла

Марка двигуна	Потужність на вихідному валу $N_e^{\text{гвд}}$, кВт	Міра підвищення тиску π_k	Витрата повітря G_k , кг/с	Тепло від систем змащення $Q_m + Q_p$, кВт	Електрична потужність насоса N_e^{Π} , кВт	Годинна економія палива ΔG_{Π} , кг/год
Двигуни «GE Aerospace» (США)						
LM500	4570	14,4	16,4	146–292	0,84–1,69	0,18–0,35
LM2500	25060	19,3	69,4	782–1566	4,52–9,06	0,95–1,90
LM2500+	30200	22,2	85,7	960–1924	5,56–11,13	1,17–2,34
LM6000PC	46123	28,5	130	1503–3012	8,70–17,43	1,83–3,66
Двигуни «Rolls-Royce Holdings plc» (Велика Британія)						
MT7	3900	10,1	15,6	122–244	0,71–1,41	0,15–0,30
MT30	36000	24,0	113	1181–2366	6,83–13,69	1,43–2,87
Двигуни АТ «НВКГ «Зоря»-«Машпроект» (Україна)						
UGT3000	3360	13,5	16,6	115–230	0,66–1,33	0,14–0,28
UGT6000	6700	16,6	31,0	232–464	1,34–2,68	0,28–0,56
UGT15000	17600	19,6	73,0	604–1211	3,50–7,01	0,73–1,47
UGT25000	28700	23,6	93,0	947–1897	5,48–10,98	1,15–2,31

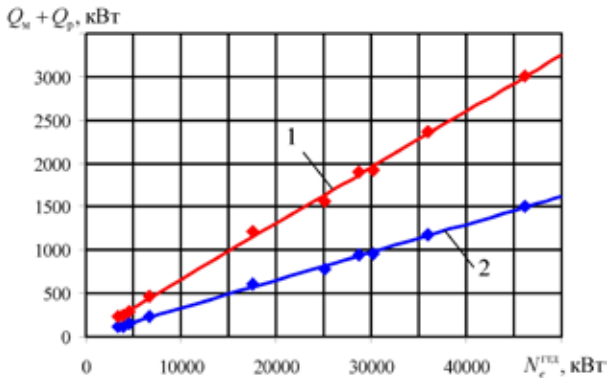


Рис. 6. Залежність тепла, відводимого від систем змащення, від потужності двигуна: 1 – максимальне значення параметра; 2 – мінімальне значення параметра

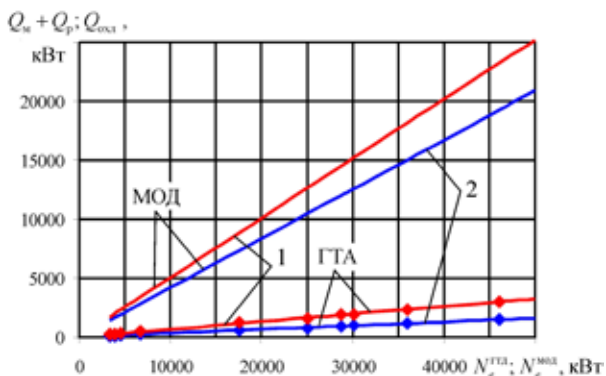


Рис. 7. Залежність тепла, відводимого забортною водою, від потужності двигуна: МОД – малооборотний дизельний двигун; ГТА – газотурбінний агрегат простого циклу; 1 – максимальне значення параметра; 2 – мінімальне значення параметра

в яких розміщуються бокс-кулери. На основі результатів порівняльного аналізу можна зробити висновок про те, що серійно виготовляемі конструкції бокс-кулерів при стандартних розмірах кінгстонних ящиків можуть бути застосовані для відведення тепла від газотурбінних агрегатів простого циклу потужністю до 225000...375000 кВт, що повністю перекриває можливий діапазон використання цих агрегатів в судовій енергетиці.

2. Від повітря газотурбінних агрегатів з проміжним охолодженням робочого тіла між компресорами.

Другим потенційним джерелом теплового навантаження на теплообмінник «бокс-кулер» може бути тепло, відводиме від повітря в газотурбінних агрегатах з проміжним охолодженням. Такі газотурбінні агрегати отримали певне розповсюдження в стаціонарній енергетиці, в судовій енергетиці проміжне охолодження повітря на даний момент реалізується лише в агрегатах WR-21 компанії «Rolls-Royce plc» одночасно з рекуперацією тепла випускних газів [16; 18].

Система відведення тепла від повітря в WR-21 двоконтурна. Повітря після першого компресора

охолоджується в пластинчастому теплообміннику прісною водою з добавкою гліколю (50 на 50 %). У свою чергу, тепло від прісної води відбирається у другому контурі теплообміну, через який прокачується забортна вода [19].

Оцінимо потенційне теплове навантаження на теплообмінник «бокс-кулер» при його використанні в таких установках замість контура забортної води.

Тепло, що відводиться від повітря системою охолодження (кВт):

$$Q_{int} = G_k c_p (T_{2,1} - T_{1,2}),$$

де $T_{2,1}$ та $T_{1,2}$ – температури повітря на виході з першого компресора та на вході до другого компресора газотурбінного двигуна, відповідно, К.

Температура на виході з 1-го компресора

$$T_{2,1} = T_1 \pi_{k1}^{\frac{k-1}{k\eta_{ct}}},$$

де π_{k1} – міра підвищення тиску в 1-му компресорі (орієнтовно $\pi_{k1} = \sqrt{\pi_k}$).

Температура на вході до 2-го компресора двигуна

$$T_{1,2} = T_1 + \Delta_{ox}.$$

Недоохолодження повітря Δ_{ox} , згідно з рекомендаціями [14], приймаємо рівним 10 К.

Для параметрів агрегата WR-21 (ефективна потужність $N_e^{ГТД} = 25200$ кВт, ефективний ККД $\eta_e^{ГТД} = 0,423$, витрата повітря $G_k = 73,0$ кг/с, міра підвищення тиску $\pi_k = 16,2$) оцінимо конкретні значення потенційного теплового навантаження на теплообмінник «бокс-кулер».

При температурі повітря на вході до двигуна $T_1 = 288$ К та ККД елементарного ступеня осьового компресора $\eta_{ct} = 0,90$, маємо:

- міру підвищення тиску в 1-му компресорі $\pi_{k1} = 4$;
- показник ізоентропії повітря $k = 1,397$;
- середню теплоємність повітря $c_p = 1,010$ кДж/(кг·К);
- температуру на виході з 1-го компресора $T_{2,1} = 446$ К;
- температуру на вході до 2-го компресора $T_{1,2} = 298$ К;
- тепло, відведене від повітря системою охолодження $Q_{int} = 10925$ кВт.

Оцінимо теплове навантаження на теплообмінник «бокс-кулер» від газотурбінних агрегатів, виконаних за аналогічною WR-21 тепловою схемою при однакових з цим агрегатом показниках ефективності, залежно від зміни їх номінальної потужності.

Приймаємо, що всі агрегати мають однакову питому потужність, яка дорівнює питомій потужності WR-21:

$$N_{пит} = \frac{N_e^{ГТД}}{G_k} = \frac{25200}{73,0} = 345 \text{ кВт/(кг/с)}.$$

Відповідно, витрата повітря для кожного з них визначиться як

$$G_k = \frac{N_e^{ГТД}}{N_{пит}}.$$

В розрахунках теплового навантаження на бокс-кулер враховуємо також тепло, відводиме від масла систем змащення двигуна та редуктора.

Результати розрахунків, в порівнянні з аналогічними показниками, визначеними для малооборотних дизельних двигунів, наведені на рис. 8.

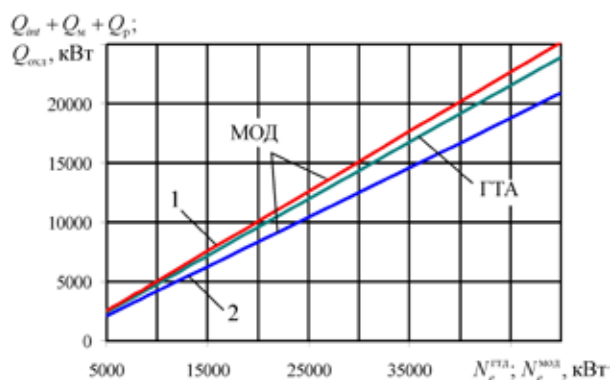


Рис. 8. Залежність тепла, відводимого забортною водою, від потужності двигуна: МОД – малооборотний дизельний двигун; ГТА – газотурбінний агрегат з проміжним охолодженням повітря та рекуперацією; 1 – максимальне значення параметра; 2 – мінімальне значення параметра

Порівняння наведених параметрів свідчить про те, що теплове навантаження на теплообмінний апарат «бокс-кулер» при використанні його для відведення тепла від газотурбінних агрегатів з проміжним охолодженням повітря та рекуперацією буде приблизно тотожним тепловому навантаженню від малооборотних дизельних двигунів аналогічної потужності.

ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз можливостей використання теплообмінних апаратів типу «бокс-кулер» в системах охолодження забортною водою суднових газотурбінних агрегатів простого циклу та агрегатів з проміжним охолодженням повітря та рекуперацією.

2. Встановлено, що в діапазоні потужностей газотурбінних агрегатів від 5 до 50 МВт витрати електроенергії на привід насоса забортної води систем їх охолодження становлять 2–18 кВт для агрегатів простого циклу і 14–143 кВт для агрегатів з проміжним охолодженням та рекуперацією. Виключення даного насосу зі складу енергоустановки внаслідок використання бокс-кулерів призведе до економії палива у кількості, відповідно, 0,4–4,0 та 3–30 кг/год.

3. Результати проведених розрахунків свідчать про те, що потенційне теплове навантаження на бокс-кулер від газотурбінних агрегатів не буде перевищувати теплового навантаження від малооборотних дизельних двигунів аналогічної потужності, що дає можливість використовувати для комплектації систем охолодження газотурбінних агрегатів при стандартних розмірах кінгстонних ящиків вже розроблені і серійно виготовляємі конструкції даних теплообмінних апаратів.

4. Потрібні подальші дослідження в напрямку розробки конструктивних схем двоконтурних систем охолодження газотурбінних агрегатів з використанням бокс-кулерів, оптимізації параметрів ефективності та габаритних параметрів даних теплообмінників.

REFERENCES

- [1] Aijjou, A., Bahatti, L., & Raihani, A. (2018). Enhanced ship energy efficiency by using marine box coolers. *Advances in Science, Technology and Engineering Systems Journal*, vol. 3, no. 6, pp. 83–88.
- [2] Dere, C., & Deniz, C. (2019). Load optimization of central cooling system pumps of a container ship for the slow steaming conditions to enhance the energy efficiency. *Journal of Cleaner Production*, vol. 222, pp. 206–217.
- [3] Jeon, T., & Lee, Y. (2025). Energy saving in ship central cooling systems: IMC-tuned PID with feedforward control. *Journal of Marine Science and Engineering*, vol. 13(3), 510.
- [4] Olsen, A. A. (2023). Central cooling system. In: *Introduction to Ship Engine Room Systems*; Routledge: London, UK, 2023; pp. 211–17.
- [5] Koenhardono, E. S. (2020). Performance improvement of hopper cooling system on traditional fishing boats due to excessive cooling. *Kapal: Jurnal Ilmu Pengetahuan dan Teknologi Kelautan*, vol. 17, no. 2, pp. 58–64.
- [6] Nitonye, S. (2017). Design calculations for the cooling water system of a tug boat. *World Journal of Engineering Research and Technology*, vol. 3, no. 4, pp. 9–26.
- [7] Zapalowicz, Z., & Zenczak, W. (2022). Seawater cooling of PV modules on ships in Swinoujscie / Poland harbour. *Heliyon*, vol. 8(8), e10078.
- [8] Aijjou, A., Bahatti, L., & Raihani, A. (2018). Influence of keel coolers use on ship energy efficiency: A case study and evaluation. *2018 4th International Conference on Optimization and Applications (ICOA)*, Mohammedia, Morocco, pp. 1–6.
- [9] Młynarczak, A. (2013). Box coolers as an alternative to existing cooling systems. *Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin*, vol. 36, no. 108, pp. 131–136.
- [10] Sahupalal, P., & Latuheru, R. (2021). Design and analysis of heat exchange of subsea cooling system for ship protector motor. *INFLUENCE: International Journal of Science Review*, vol. 3, no. 2, pp. 94–103.
- [11] Kocak, G. & Durmusoglu, Y. (2017). Energy efficiency analysis of a ship's central cooling system using variable speed pump. *Journal of Marine Engineering & Technology*, vol. 17(1), pp. 43–51.
- [12] WEKA Marine. (2024). Box coolers: product catalog. Retrieved from: <https://www.fernstrum.com/wp-content/uploads/2024/10/WEKA-Boxcooler-Catalog-2024.pdf>

- [13] Kelvion. (2025). Efficient and space saving cooling. Retrieved from: https://d2xjeen3zaup4u.cloudfront.net/asset/767398133948/document_elifvja0hp4ep1pb8m2o77521e/PLB_Boxcooler_EN.pdf
- [14] Romanovskiy, H. F., Vashchylenko, M. V., & Serbin, S. I. (2003). Teoretychni osnovy proiektuvannia sudnovykh hazoturbinnnykh ahrehativ [Theoretical foundations of the design of marine gas turbine units]. Mykolaiv: UDMTU, 304 p. [in Ukrainian].
- [15] Patlaichuk, V., & Vaschilenko, M. (2020). Design of gas turbine units. Mykolaiv: NUOS, 88 p.
- [16] Liu, K., Chen, D., Serbin, S., & Patlaichuk, V. (2023). Gas Turbines Structural Properties, Operation Principles and Design Features. Shanghai: Springer Nature Singapore Pte Ltd, 256 p.
- [17] Horbov, V. M. (2010). Entsiklopediia sudnovoї enerhetyky [Encyclopedia of Marine Energy]. Mykolaiv: NUOS, 622 p. [in Ukrainian].
- [18] Romanovskiy, H. F., Serbin, S. I., & Patlaichuk, V. M. (2016). Hazoturbinni ahrehaty: Zahalna budova ta klasyfikatsiia [Gas turbine units: General structure and classification]. Mykolaiv: NUOS, 215 p. [in Ukrainian].
- [19] Romanovskiy, H. F., Serbin, S. I., & Patlaichuk, V. M. (2008). Suchasni hazoturbinni ahrehaty: Ahrehaty vyrobnytstva krain Zakhidnoi Yevropy, Ameryky ta Azii [Modern gas turbine units: Units manufactured in Western Europe, America and Asia]. Mykolaiv: NUOS, 420 p. [in Ukrainian].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Aijjou, A., Bahatti, L., & Raihani, A. (2018). Enhanced ship energy efficiency by using marine box coolers. *Advances in Science, Technology and Engineering Systems Journal*, vol. 3, № 6, pp. 83–88.
- [2] Dere, C., & Deniz, C. (2019). Load optimization of central cooling system pumps of a container ship for the slow steaming conditions to enhance the energy efficiency. *Journal of Cleaner Production*, vol. 222, pp. 206–217.
- [3] Jeon, T., & Lee, Y. (2025). Energy saving in ship central cooling systems: IMC-tuned PID with feedforward control. *Journal of Marine Science and Engineering*, vol. 13(3), 510.
- [4] Olsen, A. A. (2023). Central cooling system. In: *Introduction to Ship Engine Room Systems*; Routledge: London, UK, 2023; pp. 211–217.
- [5] Koenhardono, E. S. (2020). Performance improvement of hopper cooling system on traditional fishing boats due to excessive cooling. *Kapal: Jurnal Ilmu Pengetahuan dan Teknologi Kelautan*, vol. 17, № 2, pp. 58–64.
- [6] Nitonye, S. (2017). Design calculations for the cooling water system of a tug boat. *World Journal of Engineering Research and Technology*, vol. 3, no. 4, pp. 9–26.
- [7] Zapalowicz, Z., & Zenczak, W. (2022). Seawater cooling of PV modules on ships in Swinoujscie / Poland harbour. *Heliyon*, vol. 8(8), e10078.
- [8] Aijjou, A., Bahatti, L., & Raihani, A. (2018). Influence of keel coolers use on ship energy efficiency: A case study and evaluation. *2018 4th International Conference on Optimization and Applications (ICOA)*, Mohammedia, Morocco, pp. 1–6.
- [9] Młynarczak, A. (2013). Box coolers as an alternative to existing cooling systems. *Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin*, vol. 36, № 108, pp. 131–136.
- [10] Sahupalal, P., & Latuheru, R. (2021). Design and analysis of heat exchange of subsea cooling system for ship protector motor. *INFLUENCE: International Journal of Science Review*, vol. 3, № 2, pp. 94–103.
- [11] Kocak, G. & Durmusoglu, Y. (2017). Energy efficiency analisis of a ship's central cooling system using variable speed pump. *Journal of Marine Engineering & Technology*, vol. 17(1), pp. 43–51.
- [12] WEKA Marine. (2024). Box coolers: product catalog. URL: <https://www.fernstrum.com/wp-content/uploads/2024/10/WEKA-Boxcooler-Catalog-2024.pdf>.
- [13] Kelvion. (2025). Efficient and space saving cooling. URL: https://d2xjeen3zaup4u.cloudfront.net/asset/767398133948/document_elifvja0hp4ep1pb8m2o77521e/PLB_Boxcooler_EN.pdf.
- [14] Романовський, Г. Ф., Ващиленко, М. В., Сербін, С. І. (2003). Теоретичні основи проєктування суднових газотурбінних агрегатів. Миколаїв: УДМТУ, 304 с.
- [15] Patlaichuk, V., & Vaschilenko, M. (2020). Design of gas turbine units. Миколаїв: НУК, 88 с.
- [16] Liu, K., Chen, D., Serbin, S., & Patlaichuk, V. (2023). Gas Turbines Structural Properties, Operation Principles and Design Features. Shanghai: Springer Nature Singapore Pte Ltd, 256 p.
- [17] Горбов, В. М. (2010). Енциклопедія суднової енергетики. Миколаїв: НУК, 622 с.
- [18] Романовський, Г. Ф., Сербін, С. І., Патлайчук, В. М. (2016). Газотурбінні агрегати: у 2-х ч. Ч. 1: Загальна будова та класифікація. Миколаїв: НУК, 215 с.
- [19] Романовський, Г. Ф., Сербін, С. І., Патлайчук, В. М. (2008). Сучасні газотурбінні агрегати: у 2 т. Т. 2: Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії. Миколаїв: НУК, 420 с.

© Патлайчук В. М., Козирко О. А.

Дата надходження статті до редакції: 16.05.2025

Дата затвердження статті до друку: 28.05.2025