DOI [https://doi.org/10.15589/znp2021.3\(486\).5](https://doi.org/10.15589/znp2021.3(486).5)
УДК 629.12(075.4)

FEATURES OF ON-BOARD HEAT EXCHANGERS CALCULATION AT THE VESSEL PARKING

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ БОРТОВИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ ПІД ЧАС СТОЯНКИ СУДНА

Yuri L. Moshentsev
yurimosh@gmail.com
ORCID: 0000-0002-1377-7498
Oleksiy A. Gogorenko
oleksiy.gogorenko@gmail.com
ORCID: 0000-0002-9157-6659

Ю. Л. Мошенцев,
канд. техн. наук, професор
О. А. Гогоренко,
канд. техн. наук, доцент

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

Abstract. On-board cooling systems using on-board heat exchangers are used to significantly improve the environmental performance of ships. Cooling systems using such heat exchangers are less energy intensive and the piping of such cooling systems can be simpler than systems using conventional heat exchangers. Such systems work well in highly polluted water bodies, as well as in some specific conditions of use of ships. On-board heat exchangers are designed for the maximum possible load mode. For marine power plants, this is the full speed mode of the vessel. At the same time, on-board heat exchangers should be used both during the course of the vessel and during its stay in the port or in the roadstead. In the parking lot, as a rule, auxiliary engines work, during the operation of which it is necessary to remove certain heat fluxes, which OE must cope with. In the mode of movement of the vessel, on-board heat exchangers work differently than in the mode of its stay. Accordingly, the efficiency of their work changes (decreases). At the same time, in the parking lot, the effectiveness of the on-board heat exchangers should be sufficient to ensure the normal operation of the marine power plants. Naturally, the magnitude of this efficiency must be known in order to create MPPs that effectively operate in any operating mode.

The key points of calculating heat transfer for free convection of a liquid relative to a vertical heated plate are considered by well-known sources in a separate formulation associated with the peculiarities of their consideration as specific elements of the theory. In this regard, they are not united by a single system necessary for their use in a specific task. Accordingly, the paper highlights, concretizes and refines the parameters of the formulas used in the calculations. The procedure for performing the calculation steps is proposed, as a result of which the parameters of the heat exchanger can be determined. It was found that the use of the considered proposals leads to results close to those recommended by authoritative sources. The recommendations can be used for educational and practical purposes by those who calculate heat exchangers of similar designs.

Key words: charge air cooler; convection; cooling system; flow rate; heat transfer; internal circuit coolant; on-board heat exchanger; seawater; thermal resistance.

Анотація. Бортові системи охолодження, які використовують бортові теплообмінники, застосовують для істотного поліпшення екологічних показників суден. Системи охолодження, в яких використовують такі теплообмінні апарати, менш енергоємні, трубопроводи таких систем охолодження можуть бути виконані простіше, ніж у системах зі звичайними теплообмінниками. Такі системи добре працюють в сильно забруднених водоймах, а також за деяких специфічних умов використання суден. Бортові теплообмінники проєктуються для режиму максимально можливого навантаження. Для суднових енергетичних установок це режим повного ходу судна. Водночас бортові теплообмінники повинні застосовуватись як під час ходу судна, так і під час його стоянки в порту або на рейді. На стоянці, як правило, працюють допоміжні двигуни, під час роботи яких необхідно відводити певні теплові потоки, з якими повинні справлятися бортові теплообмінники. У режимі руху судна бортові теплообмінники працюють інакше, ніж у режимі його стоянки. Відповідно, змінюється

(знижується) ефективність їх роботи. Водночас під час стоянки ефективності бортових теплообмінників повинно вистачати, щоб забезпечити нормальну роботу суднових енергетичних установок. Звісно, величину цієї ефективності необхідно знати, щоб створювати суднові енергетичні установки, які результативно будуть працювати за будь-якого режиму експлуатації.

Ключові моменти розрахунку теплообміну за вільної конвекції рідини відносно вертикальної нагрітої пластини розглядаються відомими джерелами у загальній постановці, пов'язаній з особливостями їх розгляду як специфічних елементів теорії. У зв'язку з цим вони не об'єднані єдиною системою, необхідною для їх використання в конкретному завданні. Відповідно, у роботі виокремлені, конкретизовані й уточнені параметри формул, які використовуються в розрахунках. Запропоновано порядок виконання розрахункових кроків, у результаті яких можуть бути визначені параметри теплообмінника. З'ясовано, що використання розглянутих пропозицій призводить до результатів, наближених до рекомендованих авторитетними джерелами. Рекомендації можуть бути використані в навчальних і практичних цілях тими, хто розраховує теплообмінники подібних конструкцій.

Ключові слова: бортовий теплообмінник; витрата; забортна вода; конвекція; охолоджувач наддувального повітря; система охолодження; теплоносій внутрішнього контуру; тепловіддача; теплопередача; термічний опір.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Бортові системи охолодження використовують для істотного поліпшення екологічних показників суден. Системи охолодження, в яких застосовують такі теплообмінні апарати, менш енергоємні [1; 2]. Трубопроводи систем охолодження з такими теплообмінниками можуть бути виконані простіше, ніж у системах зі звичайними теплообмінниками [3]. Такі системи добре працюють в сильно забруднених водоймах, а також за деяких специфічних умов використання суден [4].

Бортові теплообмінники (далі – БТ) проєктуються для режиму максимально можливого навантаження. Для суднової енергетичної установки (далі – СЕУ) це режим повного ходу судна. Водночас БТ повинні застосовуватись як під час ходу судна, так і під час його стоянки в порту або на рейді. На стоянці, як правило, працюють допоміжні двигуни, під час роботи яких необхідно відводити певні теплові потоки, з якими БТ повинні справлятися. У режимі руху судна БТ працюють інакше, ніж у режимі його стоянки. Відповідно, змінюється ефективність їх роботи. Водночас під час стоянки ефективності БТ повинно вистачати, щоб забезпечити нормальну роботу СЕУ. Звісно, величину цієї ефективності необхідно знати, щоб створювати СЕУ, які результативно будуть працювати за будь-якого режиму експлуатації.

Щоб з'ясувати ефективність БТ у режимі стоянки, необхідно виконати їх перевірочний (зворотний) розрахунок, зважаючи на те, що всі конструктивні дані БТ вже встановлені (вони визначалися для режиму повного ходу), а під час стоянки вони працюють в іншому режимі, ніж той, для якого були визначені їх розміри.

Для виконання зворотного розрахунку БТ необхідна методика, яка базувалася б на перевірених даних, була б зручною для інженерних і навчальних розрахунків й утворювала би послідовність логічних кроків, які призводять до необхідного результату.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Теплообмін із забортною водою під час стоянки судна відбувається через обшивку корпусу. Відведення тепла від теплоносія внутрішнього контуру (далі – ТВК) через обшивку судна пов'язане з конвективним підйомом порівняно тонкого шару води, який прилягає до зовнішньої обшивки борту. Підйом забортної води в конвективному шарі інтенсифікує теплообмін між ТВК та забортною водою. Питанням теплообміну для подібного випадку займалися відомі автори [5–7]. Слід зазначити, що в цих джерелах існують певні відмінності щодо вирішення порушеного питання. Притому, що питання складне, воно одне не вирішує всієї сукупності проблем, котрі стоять перед інженерами, які проєктують такі теплообмінні апарати. Складнощі пов'язані також і з обчисленням низки температур, необхідних для вирішення поставленого завдання. Зокрема, середня температура води у верхньому перетині конвективного шару визначається у перелічених джерелах приблизно, що пояснюється умовами виведення розрахункових формул. У разі ж розрахунку конкретного теплообмінника вона повинна мати точне значення, яке обчислюється за допомогою рівняння теплового балансу для розглянутого теплообмінника, інакше виникає суперечність з фізичним змістом рішення. Певні труднощі виникають і з визначенням витрат теплоносія в конвективному шарі. Ця величина дуже важлива як для приблизного розрахунку, так і для розрахунку, виконаного в диференціальній формі. Спосіб обчислення витрат забортної води не вказано в жодному з відомих авторам джерел.

Конкретизація схеми взаємної течії теплоносіїв у цьому випадку також зумовлює питання, оскільки схеми взаємної течії теплоносіїв для БТ дуже далекі від часто вживаних у наявних теплообмінниках. Останні можуть розраховуватися з використанням рекомендованих аналітичних виразів, що подаються

в низці джерел [5; 8; 9]. Це дає можливість застосовувати метод N -η як найбільш зручний для розрахунку теплообмінників. У цьому ж випадку є сенс відмовитися від такого методу і скористатися методом $k\Delta t$ для того, щоб застосувати коректну поправку до температурного напору для реалізованої схеми взаємної течії теплоносіїв. Такі поправки, орієнтовані на менш зручні методи розрахунку, наводяться в джерелах [6; 7; 9].

Метод розрахунку реалізується за певної послідовності обчислень, використовується за умов низки припущень і вимагає дотримання певної системи, яка відсутня у відомих авторам джерелах [10].

ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕ ВИРІШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

У статті розглядаються особливості методики розрахунку БТ під час стоянки судна з урахуванням особливостей роботи цих теплообмінників у зазначеному режимі. Потребує конкретизації низка моментів із теплообміну та гідродинаміки щодо розглянутого питання, а також із питань формування методики, придатної для практичного вирішення проектування БТ.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є створення методики зворотного розрахунку БТ під час стоянки судна, заснованої на використанні перевірених методів вирішення всіх питань, що визначають зміст цього завдання. В методиці виключені суперечності, які могли б виникнути за

практичного розгляду питання. Вона складається з низки послідовних кроків, які призводять до бажаного результату. Отримані на підставі розрахунків за запропонованою методикою результати добре збігаються з рекомендаціями авторитетних джерел.

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

У роботі розглядаються особливості розрахунку БТ на основі так званого оберненого завдання. В цьому випадку відомі всі конструктивні параметри БТ, витрати теплоносіїв через теплообмінник, а також всі фізичні параметри цих теплоносіїв на вході. Необхідно знайти параметри теплоносіїв на виході.

Розміри БТ встановлюються під час прямого розрахунку системи охолодження енергетичної установки для режиму повного ходу судна. Далі розглядається та чи інша можливість використання БТ у режимі стоянки з урахуванням особливостей системи охолодження і самого судна. Під час останнього розгляду і вирішується зворотне завдання розрахунку БТ.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

В якості прикладу розглянемо систему охолодження енергетичної установки судна дедвейтом 39724 т, довжиною 183,18 м, шириною 27,4 м, з осадкою 9,6 м і з повною швидкістю ходу 13 вузлів. Система (рис. 1) двоконтурна, мало витратна (через усі теплообмінники системи йде істотно менша витрата ТВК, ніж через головний двигун).

Рис. 1. Схема системи охолодження енергетичної установки судна з бортовими охолоджувачами ТВК

Система єдина для всіх двигунів енергетичної установки судна. Система охолодження складається з двох циркуляційних контурів, які об'єднуються в точках А і Б. У точці А до ТВК першого контуру домішується ТВК з другого контуру. В точці Б ТВК з першого контуру надходить у другий контур, де охолоджується в бортових охолоджувачах БТ1 і БТ2.

Перший циркуляційний контур включає насос ТВК і головний судновий двигун. Із цього контуру ТВК циркулює через охолоджувальні порожнини головного двигуна (ГД). Насос ТВК має витрату, яка дорівнює витраті ТВК через порожнини охолодження ГД і витраті, встановленій виробником двигуна.

У другому контурі розташовані всі теплообмінники системи охолодження. В цей же контур включені всі допоміжні дизель-генератори (ДГ) зі своїми системами. Через другий контур проходить істотно менша витрата ТВК, ніж через перший контур. Кожен ДГ має свій циркуляційний насос і свої охолоджувачі наддувного повітря та масла. ТВК цих систем охолоджується забортною водою в загальних БТ. Улаштування систем охолодження ДГ таке, що витрата ТВК через їх охолоджувані порожнини може бути значно більшою, ніж подавання охолодженого ТВК із загального для об'єднаної системи другого контуру. Температура охолодженого потоку ТВК після Б1 значно менша, ніж температура ТВК на вході у кожен ДГ.

У системі використовуються два бортові охолоджувачі ТВК: БТ1 і БТ2. Збільшення числа охолоджувачів ТВК за інших рівних умов сприяє зниженню сумарної маси серцевин теплообмінників систем охолодження, виконаних за аналогічними схемами. ТВК із БТ1 у режимі повного ходу надходить на вхід в охолоджувач наддувного повітря (ОНП) головного двигуна, після чого змішується з ТВК, який виходить після всіх інших теплообмінників ГД, і набуває температуру $T_{\text{гв}1}$. У точці А відбувається змішання потоку ТВК, що йде після всіх теплообмінників ГД, із

ТВК, які виходять з двигуна. В результаті ТВК набуває температуру $T_{\text{гв}1}$, яка необхідна для входу в ГД.

ТВК, що виходить з БТ2, надходить на вхід охолоджувача масла (МО) і гідравлічної рідини (Г) головного двигуна, а також на вхід усіх допоміжних двигунів. Після допоміжних двигунів ТВК надходить на вхід у БТ1 і БТ2. Перед входом у БТ цей потік ТВК змішується з потоком, що надходить від ГД. У результаті на вхід обох БТ надходить ТВК з однаковою температурою $T_{\text{в}3}$.

У режимі стоянки судна в порту система повинна забезпечити охолодження допоміжних двигунів за їх одночасної роботи на номінальній потужності, а також підтримку головного двигуна в прогрітому стані.

За допомогою розрахунків з'ясовано, що для забезпечення нормальної роботи енергетичної установки в режимі стоянки достатньо використання одного БТ2. У цьому режимі другий теплообмінник, Б1, відключається закриттям клапана на його вході 8. Клапан 5 після насоса ГД і клапан 2 на магістралі ТВК після БТ2 закриваються. Клапани 3 і 4 відкриваються, а у клапанів 6 і 7 регулюються прохідні перетини (аналогічні клапани регулюються подібним чином на всіх ДГ, що працюють). ТВК, що надходить на всі ДГ, охолоджується в бортовому теплообміннику БТ2. Охолоджений у ньому ТВК у цьому режимі не надходить на вхід до ОНП головного двигуна, тому що клапан 2 закритий. Нагрітий після допоміжних двигунів ТВК надходить по магістралі 1 через клапан 3 на прогрів ГД і всіх його теплообмінників. При цьому частина ТВК надходить безпосередньо в БТ2, на охолодження. Пропорція між потоками ТВК, що йдуть на підігрів ГД і на охолодження в БТ2, регулюється прохідними перетинами клапанів 2 і 9. Після прогріву ГД ТВК також надходить на вхід у БТ2. Шлях охолодженого ТВК на рис. 1 зображений блакитними стрілками, підігрітого – червоними.

Схема конструкції БТ і його розміщення на судні наведені на рис. 2. У цьому прикладі розглядається БТ для судна з поперечним набором корпусу.

Рис. 2. Бортовий теплообмінник і його розміщення на судні: 1 – суднова обшивка; 2 – додаткові листи; 3 – елементи набору корпусу судна; 4 – канал для проходу ТВК

Таким чином, сформульовано припущення про можливість використання одного БТ2 для забезпечення нормальної роботи установки у режимі стоянки судна. Для його підтвердження необхідно виконати зворотний розрахунок цього охолоджувача.

Вибір вихідних даних і розрахунок БТ2 виконуються за таких припущень.

- За розрахунковий режим приймається режим стоянки судна в порту за мінімальної осадки (у прикладі мінімальна осадка дорівнює 5 м, це обрана висота теплообмінника; під час ходу судна його осадка з вантажем становить 9,5 м).

- Під час стоянки судна працюють всі допоміжні двигуни на повну потужність. Відповідно, потрібно відвести певний тепловий потік, чисельне значення якого відоме.

- Швидкість заборотної води w_{ww} визначається розрахунками і залежить від швидкості підйому шару заборотної води завдяки конвекції і від його товщини.

- Схема взаємної течії для обраної конструкції корпусу судна може бути визначена як попутний реверсивний ток за загального повздовжнього руху заборотної теплоносії [7].

- Температура заборотної води на вході дорівнює температурі води, в якій знаходиться судно.

- Витрата заборотної води через БТ розраховується як витрата води в конвективному шарі. Середня величина витрат повинна відповідати середньому інтегральному значенню.

- Під час розрахунків теплообмінника береться за основу, що ребро зі сторони трюму враховується тільки в межах висоти каналів під ТВК. Елемент жорсткості, що виступає за цей розмір, не враховується.

- Коефіцієнт тепловіддачі від ТВК повинен розраховуватись як наведений, що враховує наявність оребрення зі сторони трюму.

- Вплив тепловідведення зі сторони трюму вважається несуттєвим, тож він не враховується.

Методика зворотного розрахунку заснована на використанні даних, формул і виразів, представлених у [5–9]. При цьому застосовуються певні уточнення і доповнення, пов'язані з особливостями об'єкта дослідження.

Для здійснення розрахунків необхідно знати значення середньої по висоті борту температури заборотної води і середню температуру заборотної води в конвективному шарі по висоті В. Значення цих температур можна отримати різними способами. Кінцева температура заборотної води визначається за рівнянням теплового балансу:

$$t_{ww2} = t_{ww1} + \frac{W_w}{W_{ww}} (t_{w1} - t_{w2}),$$

а середнє арифметичне значення температури води буде дорівнювати:

$$t_{wwf} = \frac{t_{ww1} + t_{ww2}}{2}.$$

Середня логарифмічна температура:

$$t_{wwf} = \frac{t_{ww2} - t_{ww1}}{\ln \frac{t_{ww2}}{t_{ww1}}}.$$

Різниця в результатах визначення t_{wwf} двома способами дуже невелика, менше 0,5%, тому для визначення t_{wwf} можна обрати будь-яку формулу.

Середня температура заборотної води в конвективному шарі на висоті В повинна дорівнювати кінцевій температурі заборотної води в БТ t_{ww2} , тобто температурі на висоті В. Це суперечить твердженням у перелічених джерелах, хоча цю відмінність можна пояснити, і в цьому випадку вона може бути усунута.

Середня температура заборотної води у верхньому перетині теплообмінника t_{wwb} необхідна для визначення товщини конвективного шару і середньої швидкості води в цьому шарі. Ширина шару на висоті x визначається за [5]:

$$\delta_x = 4,234 \sqrt{\frac{\mu \lambda x}{c_p \beta \rho_o^2 g \vartheta_c}},$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості води, Па·с; λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К); x – висота перетину від нижнього краю теплообмінника, м; c_p – теплоємність заборотної води, Дж/(кг·К); β – коефіцієнт об'ємного розширення води, К⁻¹; ρ_o – щільність заборотної води за її температури на відстані від борту судна t_{wwo} , кг/м³; $g = 9,78$ м/с² – прискорення вільного падіння; ϑ_c – різниця температур поверхні борту і заборотної води, К.

μ , λ , c_p , β – параметри, які визначаються за середньої температури в шарі, t_{wwb} .

$$\vartheta_c = t_{wwf} - t_{wwo}.$$

Середня швидкість води в перерізі на висоті x :

$$\bar{w}_x = \frac{\rho_o g \beta \vartheta_c \delta_x^2}{40\mu}.$$

Витрата заборотної води через перетин x у конвективному шарі:

$$G_{ww} = \rho_{wwo} \bar{w}_x \delta_x l,$$

де l – довжина теплообмінника вздовж борту, м.

Слід зазначити, що застосування середніх температур теплоносіїв одразу для всього БТ дасть кінцевий результат із певною похибкою. Можна отримати більш точний результат, якщо розділити БТ на окремі частини і розраховувати їх послідовно (виконати диференціальний розрахунок). Утім, для кожної такої частини цілком буде придатна розроблена методика. Такі розрахунки проводилися, вони дають результат

Таблиця 1. Параметри БТ2 під час стоянки судна

Найменування, розмірність	Позначення	Значення
Висота каналів, м	h	0,15
Товщина каналних перегородок, м	δ_h	0,007
Товщина покривної пластини, м	δ_{Π}	0,005
Ширина каналів (розмір шпациї), м	L_1	0,41
Товщина борту, м	δ_b	0,02
Кількість каналів, шт.	Z_k	173
Довжина теплообмінника*, м	l	71
Ширина теплообмінника, м	B	5
Маса основних деталей БТ**, т	$G_{\text{БТ}}$	13,845
Площа зі сторони ТВК, м ²	F	936
Площа зі сторони зовнішнього борту, м ²	F_{ww}	355
Коефіцієнт оребрення зі сторони ТВК	σ	2,6
Термічний опір фарби, м ² ·К/Вт	$R_{\text{кр}}$	$8,10 \cdot 10^{-04}$
Термічний опір забруднень зі сторони ТВК, м ² ·К/Вт	R_z	$1,76 \cdot 10^{-04}$
Солоність заборотної води, ‰	Π	15
Витрата ТВК, кг/с	G_{w1}	7,5
Температура ТВК на вході, °С	t_{w1}	95
Тиск ТВК на вході, МПа	p_{w1}	0,8
Швидкість ТВК у стиснутому перерізі, м/с	w_1	0,144
Температура заборотної води, °С	t_{ww0}	20
Тиск заборотної води на вході, МПа	p_{ww}	0,1
ККД БТ2	η	0,924
Температура ТВК за охолоджувачем, °С	t_{w2}	25,7
Середня температура ТВК, °С	t_{wf}	43,8
Температура заборотної води за БТ2, °С	t_{ww2}	30,9
Середня температура заборотної води, °С	t_{wwf}	25,4
Середня температура стінки зі сторони ТВК, °С	t_{wctf}	36,1
Середня температура стінки зі сторони заборотної води, °С	t_{wwctf}	26,9
Середня температура заборотної води у шарі на висоті В, °С	t_{wwfc}	30,9
Кількість теплоти, що відводиться від ДГ, кВт	Q	2175
Витрата заборотної води через перетин В, кг/с	G_h	83
Витрата заборотної води через перетин 0 (умовний), кг/с	G_o	16,6
Середня витрата заборотної води, кг/с	G_c	49,8
Співвідношення енергоємностей	S	0,157
Різниця температур борту і заборотної води, К	ϑ_c	6,9
Ширина конвективного шару заборотної води на висоті В, м	δ_B	0,0012
Швидкість води в перерізі на висоті В, м/с	w_{wB}	0,968
Вид режиму течії в конвективному шарі		Турбулентний
Середній коефіцієнт тепловіддачі від заборотної води для визначеної висоти, Вт/(м ² ·К)	α_{ww}	4096
Приведений коефіцієнт тепловіддачі зі сторони ТВК, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{\text{вп}}$	303,3
Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до поверхні зі сторони ТВК, Вт/(м ² ·К)	k	126,9
Коефіцієнт компактності масовий, Вт/(кг·К)	k_g	1,568
Сумарний опір руху потоку ТВК, кПа	ΔP_w	17,1
Тепловий потік, що відводиться в БТ2, кВт	Q	2175
Питома площа теплообмінника, м ² /кВт	$F_{\text{дл}}$	0,430

*наведена загальна довжина теплообмінника; конструктивно він може складатися з двох секцій, кожна по своєму борту, довжиною по 35,5 м.

**зазначена маса лише покривних пластин.

із заниженим на 1–2% тепловим потоком, порівняно з розрахунком усього теплообмінника загалом.

Витрата заборотної води буде змінною як по висоті борту, так і по його довжині. Це залежатиме від температури борту, а вона буде дуже змінною. Загалом середня витрата води G_c повинна бути середньою інтегральною. Можна визначити дві витрати: нульову – в нижній частині борту, і максимальну, $G_{\max}$, – у його верхній частині (на висоті В). Якщо обчислювати витрату води, змінюючи висоту борту від 0 до В, за формулами, які наводяться в [5; 8], то виходить опукла крива (рис. 3).

Рис. 3. Залежність витрати води в конвективному шарі від висоти підйому

Для такої форми залежності середнє значення як середньоарифметичне не буде дорівнювати середньоінтегральному. Якщо ж взяти витрату на нижньому рівні борту $0,2G_{\max}$, то середньоарифметична і середньоінтегральна витрати будуть наближеними. Тоді:

$$G_c = \frac{0,2 G_{\max} + G_{\max}}{2}.$$

У [5; 11; 12] коефіцієнт тепловіддачі, який визначається розрахунком, вважається постійним для всієї пластини за незмінного режиму течії. Для звичайних умов проектування (в цьому випадку бралися $t_{w0} = 20^\circ \text{C}$ і початкова температура ТВК $t_{w1} = 95^\circ \text{C}$) режим течії заборотної води в конвективному шарі практично по всій висоті борту турбулентний. Під дією нагрітої стінки температура заборотної води зростає в конвективному прибортовому шарі, досягаючи максимуму у верхньому перетині теплообмінника. Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від стінки до заборотної води використовувалися формули [5; 11].

За ламінарного режиму течії:

$$Nu_{wif} = 0,75 (Gr_{w0} Pr_{w0})^{0,25} (Pr_{w0} / Pr_{wif})^{0,25}.$$

За турбулентного:

$$Nu_{wif} = 0,15 (Gr_{w0} Pr_{w0})^{1/3} (Pr_{w0} / Pr_{wif})^{0,25}.$$

Режим вважається розвиненим турбулентним, якщо:

$$Gr_{w0} Pr_{w0} > 6 \cdot 10^{10},$$

де Gr_{w0} , Pr_{w0} – критерії Грасгофа і Прандтля, взяті за температури заборотної води.

Тепловіддача від ТВК до стінок каналів БТ розраховувалася на основі формули [9] для тепловіддачі крапельної рідини до стінок каналів будь-якої форми. Значення коефіцієнта тепловіддачі, визначене за формулою, вважалося конвективним, а розрахунок наведеного значення виконувався з урахуванням параметрів оребрення стінки зі сторони трюму.

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Конструктивні дані БТ2 були встановлені під час прямого розрахунку для режиму повного ходу судна. Вихідні параметри завдання і результати зворотного розрахунку БТ2 для режиму стоянки судна наведені в табл. 1.

Як видно з табл. 1, теплообмінник БТ2 може відвести заданий тепловий потік за ККД, що дорівнює 0,924, і температури охолодженого ТВК за ним $t_{w2} = 25,7^\circ \text{C}$. Інтегральний і диференціальний методи розрахунку дають близькі за значеннями результати у зв'язку з порівняно малими питомими тепловими потоками для розглянутих теплообмінників. Питомою площею теплообмінника $F_{уд} = 0,43 \text{ м}^2/\text{кВт}$ наближена до рекомендованої ($0,47 \text{ м}^2/\text{кВт}$) [10].

ВИСНОВКИ

Таким чином, розглянуто особливості розрахунку бортових теплообмінників під час стоянки судна. Виділено ті приклади, в яких використання певних параметрів повинно враховувати умови застосування розглянутих залежностей. Розрахунок БТ у режимі стоянки судна з урахуванням запропонованих рекомендацій призводить до результатів, які збігаються з рекомендованими значеннями [10]. Відповідно, матеріали цієї роботи можуть використовуватися в навчальних і практичних цілях.

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*. Vol. 3, no. 6, pp. 83–88.
- [2] Aijjou A., Bahatti L., Raihani A. (2018) Influence of keel coolers use on ship energy efficiency: A case study and evaluation. *Proceedings of the 2018 International Conference on Optimization and Applications*. ICOA 2018, pp. 1–6.
- [3] Młynarczak A. (2013) Box coolers as an alternative to existing cooling systems. *Scientific Journals Maritime University of Szczecin*, no. 36(108), z. 2, pp. 131–136.
- [4] Fedorovskij K. Yu., Fedorovskaya N. K. (2018) Closed cooling systems of power plants: monograph [Zamknutyte sistemy ohlazhdeniya energeticheskikh ustanovok: monografiya]. Moscow : INFRA-M, 160 p. [in Russian]

- [5] Ekkert E. R., Drejk R. M. (1961) Heat and mass transfer theory [Teoriya teplo- i massoobmena]. Moscow ; Leningrad : Gosenergoizdat, 680 p. [in Russian]
- [6] Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. i dr. (1975) Heat transfer: textbook for universities [Teploperedacha: uchebnik dlya vuzov]. Moscow : Energiya, 488 p. [in Russian]
- [7] Miheev M. A., Miheeva I. M. (1977) Heat Transfer Basics [Osnovy teploperedachi]. Moscow : Energiya, 344 p.
- [8] Kejs V. M., London A. L. (1967) Compact heat exchangers [Kompaktnye teploobmenniki]. Moscow : Energiya, 224 p. [in Russian]
- [9] Uong H. (1979) Basic Formulas and Data on Heat Transfer for Engineers: Handbook [Osnovnye formuly i dannye po teploobmenu dlya inzhenerov: Spravochnik]. Moscow : Atomizdat, 216 p. [in Russian]
- [10] Application & Installation Guide Cooling Systems. (2016) CAT, Caterpillar, BUILT FOR IT.
- [11] Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association. (2007) 9-th edition, 298 p.
- [12] Eastwood J. C. (1979) Liquid-Coupled Indirect-Transfer Exchanger Application to the Diesel Engine. *Journal of Engineering for Power*, vol. 101(4), pp. 516–523.

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*. № 3(6). С. 83–88. DOI: 10.25046/aj030608.
- [2] Aijjou A., Bahatti L., Raihani A. (2018) Influence of keel coolers use on ship energy efficiency: A case study and evaluation. Paper presented at the Proceedings of the 2018 International Conference on Optimization and Applications. С. 1–6. DOI: 10.1109/ICOA.2018.8370559.
- [3] Młynarczak A. (2013) Box coolers as an alternative to existing cooling systems. *Scientific Journals Maritime University of Szczecin*. № 36(108). Z. 2. С. 131–136.
- [4] Федоровский К. Ю., Федоровская Н. К. (2018) Замкнутые системы охлаждения энергетических установок : монография. Москва : ИНФРА-М. 160 с.
- [5] Эккерт Э. Р., Дрейк Р. М. (1961) Теория тепло- и массообмена / под ред. А. В. Лыкова. Москва ; Ленинград : Госэнергоиздат. 680 с.
- [6] Теплопередача : учебник для вузов (1975) / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел и др. 3-е изд. Москва : Энергия. 488 с.
- [7] Михеев М. А., Михеева И. М. (1977) Основы теплопередачи. Москва : Энергия. 344 с.
- [8] Кейс В. М., Лондон А. Л. (1967) Компактные теплообменники / под ред. Ю. В. Петровского. Москва : Энергия. 224 с.
- [9] Уонг Х. (1979) Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров : справочник. Москва : Атомиздат. 216 с.
- [10] Application & Installation Guide Cooling Systems (2016) CAT, Caterpillar, BUILT FOR IT.
- [11] Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association (2007) 9th edition. 298 с.
- [12] Eastwood, J. C. (1979) Liquid-Coupled Indirect-Transfer Exchanger Application to the Diesel Engine / J. C. Eastwood. *Journal of Engineering for Power*. Vol. 101(4). P. 516–523. DOI: 10.1115/1.3446611

© Мошенцев Ю. Л., Гогоренко О. А.

Дата надходження статті до редакції: 27.07.2021 р.

Дата затвердження статті до друку: 12.08.2021 р.