

Ю. Л. Мошенцев, А. А. Гогоренко

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА БОРТОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Рассмотрены аспекты проектирования бортовых теплообменников для системы охлаждения энергетической установки судна. Такие теплообменники должны рассчитываться в соответствии с классическими основами теории и расчета теплообменных аппаратов. Вместе с тем ключевые моменты проектирования рассматриваются известными источниками в отдельной постановке, связанной с особенностями их рассмотрения как специфических элементов теории. В связи с этим они не объединены единой системой, необходимой для их использования в конкретных задачах проектирования. Соответственно в работе выделены, конкретизированы и уточнены параметры формул, используемых в расчетной задаче. В частности, вычисление коэффициента теплоотдачи со стороны забортной воды выполняется по формуле, которая дает среднее для борта значение коэффициента. Коэффициенты теплоотдачи со стороны теплоносителя внутреннего контура вычисляются по известным формулам, рекомендованным для расчета теплоотдачи в каналах любых форм. Обращено внимание на то, что теплоотдача со стороны трюма идет к ребренной стенке. В связи с этим определяемые по указанным формулам коэффициенты теплоотдачи следует считать конвективными. Переход к приведенным значениям коэффициентов теплоотдачи следует выполнять с учетом КПД ребренной поверхности теплообмена, который учитывает неравномерную температуру различных участков поверхности теплообмена. Расчет теплопередачи производился с учетом возможных загрязнений поверхностей. Предложен порядок выполнения расчетных шагов, в результате которых могут быть определены размеры и теплотехнические параметры теплообменника. Установлено, что использование рассмотренных предложений приводит к результатам, близким к рекомендованным авторитетными источниками. Приведенные предложения не противоречат опыту создания и проектирования подобных конструкций. Рекомендации могут быть использованы в учебных и практических целях теми, кто проектирует теплообменники подобных конструкций.

Ключевые слова: бортовой теплообменник; охладитель наддувочного воздуха; система охлаждения; термическое сопротивление; теплоноситель внутреннего контура; забортная вода.

Введение

Бортовые теплообменники (к ним относятся и килевые) обладают целым рядом достоинств. Суда, применяющие такие теплообменники, не забирают забортную воду и не сбрасывают ее после охлаждения обычных теплообменников за борт. В связи с этим резко уменьшается вредное влияние таких судов на жизнь водоемов. Системы охлаждения, применяющие такие теплообменники, менее энергоемки [1-4]. Они хорошо работают в загрязненных водоемах [1]. В то же время применение бортовых теплообменников весьма ограничено, а их проектирование связано с определенными сложностями, связанными с особенностями их работы и с различным отношением к этим особенностям различных авторов. При большом числе публикаций на эту тему, мало сведений как о способах расчета таких теплообменников, так и об основных факторах, влияющих на их работу и эффективность. В этом качестве выделяется работа [1], где указанные факторы рассматриваются глубоко и подробно. Здесь рассматриваются бортовые теплообменники различного вида, дана их классификация, приведены различные аспекты их расчета и применения. В то же время, с нашей точки зрения, здесь допущен ряд неточностей, а также использованы положения, усложняющие расчеты таких теплообменников без необходимости. Кроме того, отсутствуют методики расчетов бортовых теплообменников, а приведен-

ных сведений об особенностях теплообмена в таких теплообменниках недостаточно, чтобы выполнять их проектирование.

Постановка задачи

Для реализации практических и учебных проектов бортовых теплообменников, возникла необходимость создания приемлемой методики расчета таких теплообменников, которая была бы достаточно простой, основывалась на классическом подходе к расчетам такого типа и учитывала все существенно влияющие факторы. С учетом ранее проводившихся авторами работ, расчет бортового теплообменника в созданной методике сочетается с расчетом всей рассматриваемой системы охлаждения и всех ее элементов. При этом элементы системы имеют прямые и обратные связи, что необходимо для нормального анализа работы подобной системы. Таким образом, был создан расчетный комплекс, в котором расчет бортового теплообменника являлся отдельным элементом.

Основной материал статьи

Для проверки методики расчета бортовых теплообменников использовались рекомендации компании Caterpillar [5]. В источнике приводится диаграмма, согласно которой для рассматриваемого судна (табл. 1), при температуре забортной воды 18 °С удельная площадь поверхности бортового охладителя $F_{уд}$, который используется для охлаждения наддувочного воздуха, должна соответ-

ствовать 26 м²/кВт. Температура окружающего воздуха t_0 при такой температуре воды соответствует 32,2 °С.

В данном случае

$$F_{уд} = \frac{F}{Q},$$

где F – площадь поверхности, которая лежит со стороны оребрения, м²; (внутренняя поверхность борта судна); Q – тепловой поток от ОНВ, кВт.

Выбор F со стороны оребрения является обычной практикой для оребренной стенки. Согласно [1] рекомендации должны использоваться для схемы на рис. 1. При расчетах все параметры

выбирались применительно к судну, основные данные которого приведены в табл. 1.

Таблица 1. Основные сведения по судну

Параметр	Значение
Длина, м	183,18
Ширина, м	27,4
Осадка, м	9,6
Высота борта, м	2,3
Дедвейт, т	39724
Количество и мощность ГД, кВт	1×9480
Скорость полного хода, уз	13

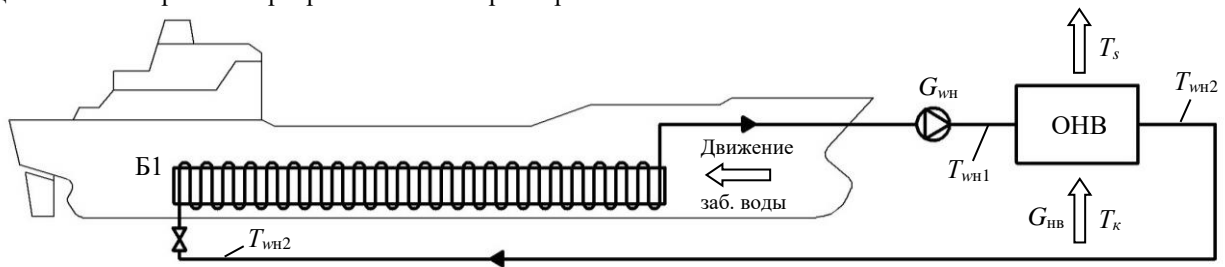


Рис. 1. Схема отдельного контура охладителя наддувочного воздуха:

$Б1$ – бортовой охладитель пресной воды (или теплоносителя внутреннего контура – ТВК); $ОНВ$ – охладитель наддувочного воздуха, $T_{вн1}$ – температура ТВК за $Б1$ и перед $ОНВ$; $T_{вн2}$ – температура ТВК за $ОНВ$ и перед $Б1$; $T_{вв1}$ – температура забортной воды; $G_{вн}$ – расход ТВК в контуре; $G_{нв}$ – расход воздуха через $ОНВ$; $T_к, T_с$ – температуры воздуха до и после $ОНВ$ при давлении наддува

В [1] отсутствует однозначная оценка многих параметров, которые существенно влияют на величины F и $F_{уд}$. Рассмотрим их подробно в соответствии с приведенным ниже перечнем.

Перечень параметров, учет которых необходим при расчете теплообменника:

- $p_к$ – давление наддува;
- $t_к$ – температура воздуха перед $ОНВ$;
- $t_с$ – температура воздуха за $ОНВ$ (в ресивере);
- $t_{вн2}$ – температура ТВК за $ОНВ$;
- $G_{вн}$ – расход ТВК в контуре;
- $\lambda_{кр}$ – коэффициент теплопроводности краски на борту;

$R_з$ – термическое сопротивление слоя загрязнений со стороны ТВК;

$R_в$ – термическое сопротивление слоя загрязнений со стороны забортной воды;

$\Delta p_в$ – предельное сопротивление $Б1$ по ТВК.

Приведенные параметры учитывались в выполненных расчетах. При этом их выбор выполнялся таким образом, чтобы получить максимально возможную величину искомой площади поверхности теплообмена, при прочих равных условиях. При проверке методики принималось, что перечисленные параметры должны соответствовать либо параметрам судна, принятого за основу расчетов,

либо они должны лежать в пределах, рекомендованных современными источниками для современных судовых установок. Ниже дан анализ принимаемых значений этих параметров.

Давление наддува $p_к$ и температура воздуха перед $ОНВ$ $t_к$ были приняты по параметрам главного двигателя судна, для которого проектировалась система охлаждения.

Величина $t_с$ выбиралась в соответствии с тем, что КПД $ОНВ$, для современных двигателей, обычно равен 0,9...0,97, а значение температуры $t_с$ должно лежать в пределах 25...30 °С. Принято 27,7 °С.

Температура ТВК за $ОНВ$, $t_{вн2}$, в данном случае, однозначно определяет расход ТВК в контуре $G_{вн}$. Выбор этой величины выполнялся частично в соответствии с рекомендациями [6], согласно которым выбранный расход ТВК должен обеспечивать минимальную массу сердцевин теплообменников в подобной системе. Этот расход должен соответствовать величинам, практикуемым в так называемых *Slow flow* системах [7]. В то же время предполагается, что система охлаждения является открытой, а значит, максимальная температура ТВК в ней не должна приводить к вскипанию, и при этом должен быть обеспечен определенный запас. По

выполненным расчетам, минимум суммы масс сердцевин достигается при $t_{\text{вн}2} > 100$ °С. При $t_{\text{вн}2} = 95$ °С эта величина достаточно близка к минимуму. Учитывая сказанное о пределах этой температуры, принимаем $t_{\text{вн}2} = 95$ °С.

Коэффициент теплопроводности всех слоев основной краски на борту принят по данным [8]. В случае применения обычной краски он равен $0,00081 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Термическое сопротивление слоя загрязнений со стороны ТВК выбрано в соответствии со стандартами ТЕМА [9]. Принималось, что имеет место предельное загрязнение. В этом случае $R_3 = 1,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Термическое сопротивление слоя загрязнений со стороны заборной воды принималось отсутствующим, поскольку судно имеет значительную скорость хода и находится в эксплуатации. Современные морские суда такого типа окрашиваются необрастающей самополирующей краской по

верх обычной покраски. Самополирующаяся краска имеет малую толщину слоя и высокий коэффициент теплопроводности. Тончайшая поверхностная часть от всего слоя такой краски постоянно смывается при движении судна. Это не допускает появления обрастаний и загрязнений на корпусе судна.

Предельно допустимое сопротивление Б1 по ТВК, Δr_w , в [10] не указано. Разумеется, его желательно снизить, насколько это возможно и выдержать в пределах, рекомендованных для обычных теплообменников 50...60 кПа. Минимально возможное сопротивление по ТВК может быть достигнуто, при прочих равных условиях, за счет максимально возможного снижения скорости ТВК. Соответственно имеющимся рекомендациям, $w_w = 0,2 \dots 0,6$ м/с. В примере принято $w_w = 0,25$ м/с. На основе [1] показана схема конструкции теплообменника и взаимное движение теплоносителей, рис. 2.

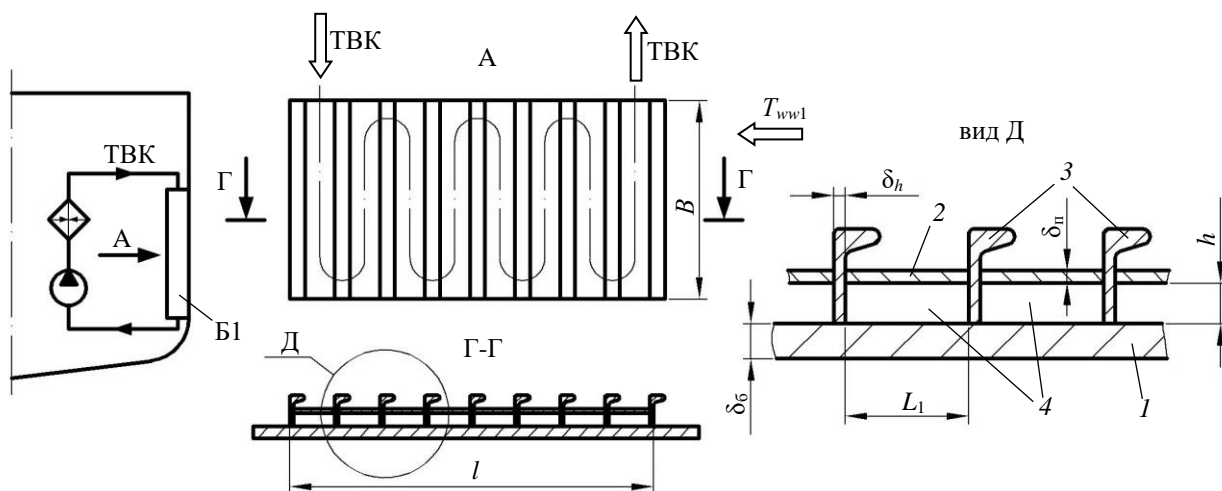


Рис. 2. Бортовой теплообменник и его размещение на судне: 1 – судовая обшивка; 2 – дополнительные листы; 3 – элементы набора корпуса судна; 4 – канал для прохода ТВК

Обычная схема взаимного течения теплоносителей в таком теплообменнике на ходу судна – многократный перекрестный ток при общем противотоке. ТВК не смешивается в каждом последующем сечении по ходу теплоносителя, но перемешивается между ходами. Поток заборной воды смешивается в каждом последующем сечении по своему ходу.

Особенности методики расчета

Задача расчета состоит в определении размеров бортового теплообменника при известных параметрах теплоносителей до и после него. По существующим нормам это прямая задача.

Для данного теплообменника задачу удобнее решать как обратную. При известных расходах и начальных параметрах теплоносителей и известных конструктивных данных теплообменника опреде-

ляются конечные параметры теплоносителей. Если найденные параметры теплоносителей не удовлетворяют расчетчика, изменяется скорость ТВК в каналах теплообменника и его конструктивные данные.

Большая часть конструктивных параметров теплообменника в данном случае определяется конструкцией и размерами судна. Основной изменяющейся величиной (которая существенно влияет на результат) является длина теплообменника l (его протяженность по длине судна). Изменение прочих размеров мало влияет на результат, хотя они могут быть изменены при доводке конструкции.

При такой постановке задача решается стандартно. Наиболее просто она решается с использованием метода N - η [7]. Методика расчета имеет ряд

особенностей, о которых имеет смысл сказать далее.

Выбор исходных данных

В данном решении предлагается задаться скоростью ТВК w_w в каналах теплообменника, а конечное давление (или сопротивление по ТВК) находить в результате вычислений. При этом весь теплообменник можно рассматривать как набор характерных участков, для каждого из которых можно найти коэффициенты сопротивлений, руководствуясь известными справочниками, например [10]. Если полученное сопротивление не устраивает расчетчика, изменяют заданную скорость в каналах.

Выбор исходных данных и расчет теплообменника выполняются при следующих допущениях.

- В качестве основного расчетного режима принимается режим полного хода судна при его максимальной нагрузке.

- Скорость забортной воды w_{ww} принимается равной скорости хода судна.

- Температуры забортной воды на входе и выходе одинаковы. Средняя температура известна и равна температуре на входе.

- Расход забортной воды намного больше расхода ТВК. В данном случае отношение энергоемкостей потоков ТВК и забортной воды (величина S) близко к 0 (принимается 0,001).

- При расчетах теплообменника принимается, что оребрение со стороны трюма учитывается только в пределах высоты каналов под ТВК. Выступающие за этот размер элементы жесткостей не учитываются.

- Влияние теплоотвода со стороны трюма считается несущественным, и его влияние не учитывается.

Пример выбора основных исходных физических параметров и скоростей теплоносителей приведен в табл. 2.

Таблица 2. Исходные данные для расчета бортового теплообменника

Наименование	Обозначение	Размерность	Значение
Соленость забортной воды	Π	%	10
Расход пресной воды через Б1	G_{w1}	кг/с	14,3
Температура пресной воды на входе	$t_{wп2}$	°С	95,0
Давление пресной воды на входе	p_{w1}	кПа	200
Температура пресной воды за Б1 и перед ОНВ	$t_{wп1}$	°С	22,5
Скорость пресной воды в сжатом сечении	w_1	м/с	0,25
Температура забортной воды	t_{ww1}	°С	18,0
Давление забортной воды на входе	p_{ww}	кПа	100
Скорость забортной воды	w_{ww}	м/с	7,5

Табл. 2 заполнена по результатам расчета системы охлаждения (в данном случае – системы охлаждения наддувочного воздуха). Давления ТВК и забортной воды принимаются средними по сечениям и близкими к реальным условиям. Соленость забортной воды оценивается для предполагаемого района плавания судна.

Выбор конструктивных данных теплообменника (см. рис. 2) связан с конструкцией корпуса судна. Ширина теплообменника B принимается равной примерно 0,9 осадки судна при полной нагрузке и уточняется на основе подробного анализа конструкции корпуса. Длина теплообменника L назначается предварительно и уточняется в зависимости от результата расчетов.

При известных конструктивных данных теплообменника, известном расходе и плотности ТВК устанавливается число ходов по ТВК b_w из уравнения расхода. Определяются комплексные геометрические параметры поверхности: коэффициент стеснения потока ТВК ϕ_w , коэффициент оребрения σ , коэффициенты объемной и массовой компактно-

сти f_v , м²/м³ и f_g , м²/кг. Можно отметить, что для данного теплообменника значения полученных коэффициентов весьма специфичны. Так, σ не превышает 3, f_v менее 20, ϕ_w близок к 1.

Кроме указанного, принимаются данные по теплопроводности металла всех элементов теплообменника, участвующих в теплообмене. В соответствии со сказанным ранее принимаются данные по теплопроводности слоев краски, нанесенных на борт и термическому сопротивлению слоя загрязнений со стороны ТВК.

Тепловой расчет теплообменника выполняется с такими особенностями.

Вычисление коэффициента теплоотдачи со стороны забортной воды выполняется по формуле, которая дает среднее для борта значение коэффициента [11].

$$Nu_{ww} = 1,25 \cdot 0,0296 Re_{ww}^{0,8} Pr_j^{0,43} (Pr_j / Pr_c)^{0,25},$$

где

$$Re_{ww} = \frac{w_{ww} L_c}{\nu_{ww}}.$$

Числа Прандтля, $Pr_{ж}$ и $Pr_{с}$, для морской воды находятся при температуре забортной воды и борта судна со стороны забортной воды.

Коэффициент теплоотдачи со стороны ТВК вычисляется по формулам [12]

$$\alpha_{вк} = 0,021 \cdot \varepsilon_l \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr_w^{0,43} \cdot \frac{\lambda_w}{d_{вэ}} \left(\frac{Pr_w}{Pr_{св}} \right)^{0,25}, \quad (1)$$

$$\alpha_{вк} = 0,116 \cdot \left(Re_w^{\frac{2}{3}} - 125 \right) Pr_w^{\frac{1}{3}} \left[1 + \left(\frac{d_{вэ}}{H_{п}} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{\mu_w}{\mu_{св}} \right)^{0,14} \frac{\lambda_w}{d_{вэ}}, \quad (2)$$

где (1) используется для турбулентного течения, а (2) для переходной области.

Теплообмен со стороны трюма идет к оребренной стенке. Приведенные формулы учитывают теплоотдачу к гладкой стенке. Теплообмен с оребренной стенкой осуществляется при неравномерном распределении температур по поверхности стенки, несущей оребрение, в отличие от теплообмена с гладкой стенкой. Поэтому α , определяемые по (1) и (2) следует считать конвективными. Переход к приведенным значениям $\alpha_{вп}$ выполняется с учетом КПД оребренной поверхности теплообмена, учитывающей неравномерную работу различных поверхностей канала.

$$\alpha_{вп} = \alpha_{вк} \cdot E_n,$$

$$E_n = \frac{f_p}{f_{п}} \cdot E \cdot \mu_k + \frac{f_{пл}}{f_{п}},$$

где E_n – КПД оребренной поверхности; f_p и $f_{пл}$ – соответственно поверхности оребрения и не оребренных участков канала; $f_{п}$ – полная поверхность канала; E – КПД ребра, μ_k – коэффициент контакта ребер и борта. Для приварных ребер $\mu_k = 1$.

КПД прямоугольных ребер определяется по формуле

$$E = \frac{e^{2\beta_i h_p} - 1}{e^{2\beta_i h_p} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h_p},$$

где β_i – параметр ребра; h_p – высота ребра.

$$\beta_i h_p = h_p \sqrt{\frac{2\alpha_{вк}}{\delta_h \lambda_m}},$$

где δ_h – толщина канальных перегородок, λ_m – коэффициент теплопроводности перегородок.

КПД поверхности E_n для данного теплообменника весьма низок, менее 0,5.

Коэффициент теплопередачи для данной оребренной поверхности

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вп}} + R_{\Sigma} + \sigma \frac{1}{\alpha_{вв}}}.$$

Общее термическое сопротивление учитывает сопротивление металла, загрязнения со стороны

ТВК и сопротивление слоев краски

$$R_{\Sigma} = R_3 \frac{1}{E_n} + \sigma R_{ст} + \sigma R_{кп},$$

где

$$R_{ст} = \frac{\delta_б}{\lambda_m},$$

$\delta_б$ – толщина борта; λ_m – коэффициент теплопроводности металла борта.

Значение числа единиц переноса теплоты N

$$N = \frac{kF}{W_w}.$$

По величине N находится соответствующее значение η теплообменника для $S = 0,001$ и установленного ранее числа ходов b_w по известным формулам [6, 7]. Формулы соответствуют указанной выше схеме взаимного течения теплоносителей, особенностям перемешивания каждого теплоносителя в последующих сечениях по их движениям, а также особенности перемешивания ТВК между ходами.

$$N_x = \frac{N}{b_w},$$

$$\Gamma = 1 - \exp(-N_x),$$

$$\eta_x = \frac{1 - \exp(-\Gamma \cdot S)}{S},$$

$$Y = \left(\frac{1 - \eta_x \cdot S}{1 - \eta_x} \right)^{b_w},$$

где η_x , N_x – КПД и N для одного хода ТВК.

При известном значении η находится величина температуры ТВК за теплообменником. Если разница между необходимым и полученным значениями больше заданной величины, изменяется длина теплообменника l . Расчеты повторяются до достижения необходимого значения температуры ТВК за теплообменником.

В результате выполненных расчетов по описанной методике получены значения площади оребренной поверхности БТ, практически совпадающие с рекомендациями [1]. Пример результатов вычислений приведен в табл. 3.

В табл. 3 длина бортового теплообменника l соответствует исполнению системы охлаждения с одним теплообменником. При конструировании эту длину можно распределить на два борта и выполнить систему с двумя параллельно работающими теплообменниками.

Близкое соответствие рекомендациям можно получить для температур воздуха в ресивере от 25 до 30 °С, изменяя скорость ТВК в пределах, рекомендованных для этой величины в подобных системах охлаждения 0,2...0,6 м/с.

Таблица 3. Результаты расчета бортового теплообменника

Наименование	Обозначение	Размерность	Значение
Высота каналов	h	мм	150
Толщина канальных перегородок	δ_h	мм	7
Толщина покрывной пластины	$\delta_{п}$	мм	5
Ширина каналов (размер шпации)	L_1	мм	410
Длина теплообменника	l	м	55
Число каналов теплообменника на длине l	Z_k	шт.	134
Число ходов по ТВК	b_w	шт.	134
Ширина теплообменника	B	м	8
Толщина борта	δ_b	мм	20
Скорость полного хода судна	v_s	м/с	6,69
Термическое сопротивление слоя краски	$R_{кр}$	м ² ·К/Вт	0,00081
Термическое сопротивление слоя загрязнений со стороны ТВК	R_3	м ² ·К/Вт	0,000176
Соленость забортной воды	Π	%	10
Расход пресной воды через Б1	G_{w1}	кг/с	14,30
Температура пресной воды на входе	t_{w1}	°С	95
Давление пресной воды на входе	p_{w1}	Па	200
Скорость пресной воды в сжатом сечении пучка в средних отсеках	w_{w1}	м/с	0,25
Температура забортной воды	t_{ww1}	°С	18
Давление забортной воды на входе	p_{ww}	Па	100
Коэффициент оребрения со стороны ТВК	σ		2,637
Коэффициент объемной компактности БТ	f_v	м ² /м ³	17,58
Коэффициент массовой компактности БТ	f_g	м ² /кг	0,0124
Площадь со стороны ТВК	F	м ²	1160
Площадь со стороны наружного борта	F_{ww}	м ²	440
КПД БТ	η		0,940955
Температура пресной воды за охладителем	t_{w11}	°С	22,55
Скорость пресной воды в сжатом сечении пучка в средних отсеках	w_{w1}	м/с	0,25
Коэффициент теплопередачи, отнесенный к поверхности со стороны ТВК	k	Вт/(м ² ·К)	146,24
Коэффициент массовой компактности	k_g	Вт/(кг·К)	1,806
Коэффициент теплоотдачи со стороны заб. воды по Исаченко	α_{ww}	Вт/(м ² ·К)	4499,5
Коэффициент теплоотдачи от ТВК к стенке конвективный	α_{wk}	Вт/(м ² ·К)	1007,2
Приведенный коэффициент теплоотдачи со стороны ТВК	$\alpha_{wп}$	Вт/(м ² ·К)	434,3
Суммарное сопротивление движению потока ТВК	ΔP_w	кПа	55,08
Масса основных деталей БТ	M_b	т	17,16
Тепловой поток от ОНВ	Q	кВт	4341,84
Удельная площадь теплообменника	$F_{уд}$	м ² /кВт	0,267

Выводы и перспективы последующих работ

Таким образом, предлагаемая методика расчета бортовых теплообменников дает результаты, сопоставимые с рекомендациями [1]. Отклонение от рекомендованного значения удельной площади теплообменника составляет менее 4 %. На этой основе ее можно использовать для проектирования различных систем охлаждения судовых двигателей внутреннего сгорания с бортовыми теплообменниками. Дальнейшие работы в этой области имеет смысл выполнить для разработки методики оценки

использования таких теплообменников во время стоянки судна, чтобы обеспечить охлаждение работающих вспомогательных двигателей.

Список литературы:

1. Федоровский К. Ю. Замкнутые системы охлаждения энергетических установок : монография / К. Ю. Федоровский, Н. К. Федоровская. – М. : Вузовский учебник : ИНФРА-М, 2018. – 160 с.
2. Aijjou A., Bahatti L., Raihani A. Enhanced ship energy efficiency by using marine box coolers / A. Aijjou, L. Bahatti, A. Raihani // *Advances in Sci-*

ence, Technology and Engineering Systems. – 2018. – 3(6), С. 83-88, doi:10.25046/aj030608. 3. Aijjou, A., Bahatti, L., Raihani, A. Influence of keel coolers use on ship energy efficiency: A case study and evaluation / A. Aijjou, L. Bahatti, A. Raihani // Paper presented at the Proceedings of the 2018 International Conference on Optimization and Applications. – 2018, С. 1-6, doi: 10.1109/ICOA.2018.8370559. 4. Młynarczak A. Box coolers as an alternative to existing cooling systems / A. Młynarczak // Scientific Journals Maritime University of Szczecin. – 2013. – 36(108) з. 2. – С. 131-136. 5. Application & Installation Guide Cooling Systems. CAT, Caterpillar, BUILT FOR IT. – 2016. 6. Eastwood J. C. Liquid-Coupled Indirect-Transfer Exchanger Application to the Diesel Engine / J. C. Eastwood // Journal of Engineering for Power. – 1979. – vol. 101(4), С. 516-523, doi: 10.1115/1.3446611. 7. Кейс В. М. Компактные теплообменники / В. М. Кейс, А. Л. Лондон [пер. с англ.] ; [под ред.] Ю. В. Петровского. – М. : Энергия, 1967. – 224 с. 8. Теплопередача : учебник для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел [и др.]. – [3-е изд.] – М. : Энергия, 1975. – 488 с. 9. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association. 9-th edition, 2007. – 298 с. 10. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик [под ред.] М. О. Штейберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1992. – 672 с. 11. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М. : Энергия, 1977. – 344 с. 12. Эккерт Э. Р. Теория тепло- и массообмена / Э. Р. Эккерт, Р. М. Дрейк [пер. с англ.] ; [под ред.] А. В. Лыкова. – М.-Л. : Госэнергоиздат, 1961. – 680 с.

Bibliography (transliterated):

1. Fedorovskij K. YU., Fedorovskaya N. K. (2018), Closed cooling systems of power plants: monograph [Zamknutyje sistemy ohlazhdeniya energeticheskikh ustanovok: monografiya], Vuzovskij uchebnik: INFRA-M, Moscow, 160 p. 2. 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. 3. 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. 4. Młynarczak A. (2013), "Box coolers as an alternative to existing cooling systems", Scientific Journals Maritime University of Szczecin, 36(108) з. 2, pp. 131-136. 5. Application & Installation Guide Cooling Systems (2016), CAT, Caterpillar, BUILT FOR IT. 6. 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. 7. Kejs V. M., London A. L. (1967), Compact heat exchangers [Kompaktnye teploobmenniki], Energiya, Moscow, 224 p. 8. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. i dr. (1975), Heat transfer: textbook for universities [Teploperedacha: uchebnik dlya vuzov], Energiya, Moscow, 488 p. 9. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association (2007), 9-th edition, 298 p. 10. Idel'chik I. E. (1992), Hydraulic resistance guide [Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam], 3-e izd., pererab. i dop., Mashinostroenie, Moscow, 672 p. 11. Miheev M. A., Miheeva I. M. (1977), Heat Transfer Basics [Osnovy teploperedachi], Energiya, Moscow, 344 p. 12. Ekkert E. R., Drejk R. M. (1961), Heat and mass transfer theory [Teoriya teplo- i massoobmena], Gosenergoizdat, Moscow-Leningrad, 680 p.

Поступила в редакцію 07.06.2021 з.

Мошенцев Юрий Леонидович – канд. техн. наук, профессор кафедры ДВС, У и ТЭ Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: yuriiimosh@gmail.com, http://orcid.org/0000-0002-1377-7498.

Гогоренко Алексей Анатольевич – канд. техн. наук, доцент кафедры ДВС, У и ТЭ Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: oleksiy.gogorenko@gmail.com, http://orcid.org/0000-0002-9157-6659.

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ БОРТОВИХ ТЕПЛОБМІННИКІВ

Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко

Розглянуто аспекти проектування бортових теплообмінників для системи охолодження енергетичної установки судна. Такі теплообмінники повинні розраховуватися відповідно до класичних основ теорії та розрахунку теплообмінних апаратів. Разом з тим ключові моменти проектування розглядаються відомими джерелами окремо, як специфічні елементи теорії. У зв'язку з цим вони не об'єднані єдиною системою, необхідною для їх використання в конкретних задачах проектування. Відповідно в роботі виділені, конкретизовані і уточнені параметри формул, які використовуються в розрахунковій задачі. Зокрема, обчислення коефіцієнта тепловіддачі з боку заборотної води виконується за формулою, яка дає середнє для борта значення коефіцієнта. Коефіцієнти тепловіддачі з боку теплоносія внутрішнього контуру обчислюються за відомими формулами, рекомендованими для розрахунку тепловіддачі в каналах будь-яких форм. Звернута увага на те, що тепловіддача з боку трюму йде до оребреної стінки. У зв'язку з цим коефіцієнти тепловіддачі, що визначаються за вказаними формулами, слід вважати конвективними. Перехід до приведених значень коефіцієнтів тепловіддачі слід виконувати з урахуванням ККД оребреної поверхні теплообміну, який враховує нерівномірну температуру різних ділянок поверхні теплообміну. Розрахунок теплопередачі виконується з урахуванням можливих забруднень поверхонь. Запропоновано порядок виконання розрахункових кроків, в результаті яких можуть бути визначені розміри і теплотехнічні параметри теплообмінника. Встановлено, що використання розглянутих пропозицій призводить до результатів, близьких до рекомендованих авторитетними джерелами. Наведені пропозиції не суперечать досвіду створення і проектування подібних конструкцій. Рекомендації можуть бути використані в навчальних і практичних цілях тими, хто проектує теплообмінники подібних конструкцій.

Ключові слова: бортовий теплообмінник; охолоджувач наддувного повітря; система охолодження; термічний опір; теплоносій внутрішнього контуру; забортна вода.

FEATURES OF CALCULATION OF ON-BOARD HEAT EXCHANGERS

U. L. Moshentsev, A. A. Gogorenko

Aspects of designing an onboard heat exchangers for the cooling system of the ship's power plant are considered. Such heat exchangers must be designed in accordance with the classical foundations of the theory and calculation of heat exchangers. At the same time, the key design points are considered by well-known sources in a separate setting related to 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 specific design problems. Accordingly, the paper highlights, concretizes and refines the parameters of the formulas used in the computational problem. In particular, the calculation of the heat transfer coefficient from the seawater side is performed according to the formula that gives the average value of the coefficient for the vessel. The heat transfer coefficients from the side of the coolant of the inner loop are calculated according to the well-known formulas recommended for calculating heat transfer in channels of any shape. Attention is drawn to the fact that heat transfer from the hold side goes to the finned wall. In this regard, the heat transfer coefficients determined by the indicated formulas should be considered convective. The transition to the given values of the heat transfer coefficients should be carried out considering the efficiency of the finned heat exchange surface, which considers the uneven temperature of various sections of the heat exchange surface. The calculation of heat transfer was carried out considering possible surface contamination. The procedure for performing the calculation steps is proposed, as a result of which the dimensions and heat engineering 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 above proposals do not contradict the experience of creating and designing such structures. The recommendations can be used for educational and practical purposes by those who design heat exchangers of similar designs.

Key words: onboard heat exchanger; supercharged air cooler; cooling system; thermal resistance; internal circuit coolant; seawater.

УДК 621.431.74

DOI: 10.20998/0419-8719.2021.1.08

А.П. Марченко, Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, В.С. Вербовский, Н.Е. Рыбальченко

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГАЗОПОДАЮЩЕГО МОДУЛЯ НА ПРОЦЕСС ПОДАЧИ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА В МАЛООБОРОТНОМ ГАЗОДИЗЕЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ

Использование газовых топлив для судовых двухтактных малооборотных двигателей внутреннего сгорания рассматривается Международной морской организацией как основной инструмент реализации принятой в 2018 году программы по сокращению выбросов парниковых газов к 2050 году вдвое по сравнению с уровнем 2008 года. В этой связи ведущие мировые производители этого типа двигателей ведут активные научные и проектно-конструкторские работы, направленные на их разработку, проектирование, производство и внедрение в практику эксплуатации. В данном классе двигателей существует ряд ограничений, не позволяющих применить для них имеющийся опыт переоборудования на газовое топливо четырехтактных судовых двигателей. В этой связи каждый производитель разрабатывает свои подходы к решению данной проблемы. В результате наметились два принципиально отличающихся подхода – это подача газового топлива непосредственно в рабочий цилиндр в начале и в конце такта сжатия. Каждому из этих методов свойственны свои преимущества и недостатки. Ранее авторами было показано, что помимо уже реализованных технических решений могут быть использованы другие подходы, связанные с подачей газового топлива в рабочий цилиндр под давлением 4,0...6,0 МПа, которые позволяют сочетать в себе преимущества обоих реализованных на практике методов и существенно сократить свойственные им недостатки. В частности, как эффективный метод борьбы с детонационным сгоранием, имеющем место в двигателях низкого давления, является сокращение времени пребывания газозооной смеси в рабочем цилиндре двигателя на такте сжатия. В свою очередь, это время зависит от давления, под которым газовое топливо подводится к газоподдающему модулю и от особенностей его истечения через проточную часть этого устройства. Исследованию влияния конструктивных особенностей проточной части на формирование траекторий движения газового топлива и параметров его истечения из газового модуля в рабочий цилиндр в условиях меняющегося противодавления посвящена данная статья.

Ключевые слова: судовые малооборотные двухтопливные двигатели; газовое топливо.

Введение

Изменение подходов к вопросам функционирования интенсивно развивающегося мирового торгового флота все больше происходит под влиянием ужесточения экологических требований как к судам в целом, так и к их энергетическим установкам в частности [1]. Особенно актуальными являются вопросы сокращения выбросов парниковых газов от судоходства [2], которые выходят на первые позиции в повестке дня Международной Морской Организации (ИМО), принявшей отдельную стратегию сокращения их выбросов с судов в апреле 2018 г. [3]. Стратегия предусматривает, что общий годовой объем выбросов парниковых газов от международного судоходства к 2050 г. должен со-

кратиться как минимум на 50% от уровня 2008 г. Для решения этих задач потребуются радикально новые подходы в области двигателестроения и топливных технологий [4, 5]. К последним относятся тенденция перевода судовых малооборотных двигателей на газовые топлива [6]. При этом разные производители используют принципиально разные подходы к технической реализации систем подачи газового топлива в двигатели [7, 8, 9, 10, 11].

С 2016 года фирма WinGD, являющаяся правопреемницей компании Wärtsilä, выпустила первый коммерческий двухтопливный малооборотный двигатель 5RT-flex50DF, выполненный по технологии «низкого давления» [9, 12], впоследствии установленный на судне «Terntank Ternsund». К 2021