

DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-221-228

ANALYSIS OF THERMAL EFFICIENCY OF SHIP HEAT EXCHANGERS OF TYPE “LIQUID-LIQUID”

A. R. Ablaev, R. R. Ablaev

Sevastopol State University, Sevastopol, Russian Federation

Methods for evaluating the efficiency of heat exchangers are considered. The object of the analysis are ship heat exchangers of the “liquid-liquid” type. Two methods for evaluating the efficiency of heat exchangers are explored: the first method is to determine the efficiency with respect to the given initial, final temperatures of the heat carriers and flow characteristics, thermodynamic efficiency; The second way is to determine the efficiency using the parameter S (the number of heat transfer units) and the countercurrent index (taking into account the flow of coolant flow). It is substantiated that the thermodynamic efficiency being determined does not fully reflect the consumer properties of the heat exchanger (unit costs) and can not give an objective assessment of the efficiency of the heat exchanger. The technique of an estimation of thermal efficiency of ship heat exchanging devices, at a stage of designing is offered. In this technique, the countercurrent heat exchanger efficiency is taken as an analog for liquid-liquid heat exchangers, while comparing the heat exchangers, the kind of fluid participating in the heat exchange process must be taken into account. The complex, which includes the heat exchange surface and the overall heat transfer coefficient, makes it possible to conveniently compare the designed heat exchanger with the “hypothetical analog” and evaluate it taking into account the one-time costs of production, the mass, the volume occupied by the vessel and the energy costs for overcoming hydraulic resistances during operation. This method allows to increase the thermal efficiency taking into account the change in hydraulic resistance. The calculation analysis of efficiency of ship heat-exchange devices of “liquid-liquid” type is given on the example of coolants for fresh water and oil OKN 1-170-1 and OKP 17-420-1. It is determined that the increase in efficiency can be achieved due to the reserve of hydraulic resistances, both in the pipe and in the intertube cavity.

Keywords: heat exchange apparatus, estimation, thermal efficiency, thermal and hydrodynamic calculation.

For citation:

Ablaev, Alim R., and Remzi R. Ablaev. “Analysis of thermal efficiency of ship heat exchangers of type “liquid-liquid”.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* 10.1 (2018): 221–228. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-221-228.

УДК 629.12.03-714.001.24

АНАЛИЗ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СУДОВЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ТИПА «ЖИДКОСТЬ – ЖИДКОСТЬ»

А. Р. Аблаев, Р. Р. Аблаев

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»,
г. Севастополь, Российская Федерация

Рассматриваются методики оценки эффективности теплообменных аппаратов. Объектом анализа являются судовые теплообменные аппараты типа «жидкость – жидкость». Исследуются два способа оценки эффективности теплообменников: первый способ — определение эффективности по заданным начальным и конечным температурам теплоносителей и расходным характеристикам, а также термодинамической эффективности; второй способ — определение эффективности с использованием параметра S (число единиц переноса тепла) и индекса противоточности, учитывающего схему движения теплоносителей. Обосновывается, что определяемая термодинамическая эффективность не отражает в полной мере потребительских свойств теплообменного аппарата (удельные затраты) и не может дать объективной оценки эффективности теплообменника. Предлагается методика оценки тепловой эффективности судовых теплообменных аппаратов на стадии проектирования. В этой методике эффективность противоточного теплообменника принята за аналог для теплообменников «жидкость – жидкость», при этом при сравнении теплообменников род жидкости, участвующей в процессе теплообмена, должен обязательно учитываться. Комплекс S , в который входят поверхность теплообмена и общий коэффициент тепло-

передачи, позволяет удобно сравнивать проектируемый теплообменник с «гипотетическим аналогом» и оценивать его с учетом единовременных затрат при изготовлении, массы, занимаемого объема на судне и затрат энергии на преодоление гидравлических сопротивлений при эксплуатации. Указанная методика позволяет повышать тепловую эффективность с учетом изменения гидравлических сопротивлений. Приведен расчетный анализ эффективности судовых теплообменных аппаратов типа «жидкость – жидкость» на примере охладителей пресной воды и масла ОКН 1-170-1 и ОКП 17-420-1. Определено, что повышение эффективности можно производить за счет резерва гидравлических сопротивлений как в трубной, так и в межтрубной полости.

Ключевые слова: теплообменный аппарат, оценка, тепловая эффективность, тепловой и гидродинамический расчет.

Для цитирования:

Аблаев А. Р. Анализ тепловой эффективности судовых теплообменных аппаратов типа «жидкость – жидкость» / А. Р. Аблаев, Р. Р. Аблаев // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — Т. 10. — № 1. — С. 221–228. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-221-228.

Введение (Introduction)

Разработка и изготовление судовых теплообменных аппаратов (СТА) высокого качества предполагают наличие соответствующих критериев, позволяющих произвести объективную оценку. Применяемые критерии оценки эффективности энергетических установок, в том числе и критерии оценки эффективности теплообменных аппаратов, несмотря на их разнообразие, используют главным образом подход, позволяющий рассматривать теплообменник с одной или двух позиций. В работах [1] – [2] рассматривается способ оценки тепловой эффективности только для противоточного и прямоточного теплообменного аппарата. Предложенные методики, согласно исследованиям [3] – [5], могут быть применены для замкнутых систем охлаждения, для других видов теплообменных аппаратов данные не представлены. Результаты, полученные в серии работ [6] – [8], не позволяют оценить тепловую эффективность СТА при многоходовых течениях рабочих жидкостей в трубной и межтрубной полостях. Поэтому информация, необходимая для выбора оптимальной конструкции теплообменного устройства, не является достаточно полной, а исследования, касающиеся данной проблематики, не исчерпывают потребностей энергетической практики.

Целью работы является анализ и разработка методики оценки эффективности теплообменной поверхности аппарата на стадии расчета.

Методы и материалы

Тепловую эффективность теплообменника оценивают зависимостью

$$\varepsilon = \frac{W_r (t_{r1} - t_{r2})}{W_{\min} (t_{r1} - t_{x1})} = \frac{W_x (t_{x2} - t_{x1})}{W_{\min} (t_{r1} - t_{x1})}, \quad (1)$$

где W_r — водяной эквивалент горячей жидкости; W_x — водяной эквивалент холодной жидкости; t_{r1} , t_{r2} — температура горячей жидкости на входе в теплообменник и на выходе из теплообменника соответственно; t_{x1} , t_{x2} — температура холодной жидкости на входе в теплообменник и на выходе из теплообменника соответственно; W_{\min} — наименьшая из величин W_r и W_x (как правило, она является заданной, т. е. задача проектировщика состоит в том, чтобы обеспечить указанную эффективность с наименьшими «приведенными затратами»).

Кроме исходных данных, разработчику СТА могут задаваться следующие ограничения: давление по трубной и межтрубной полостям; гидравлические сопротивления по трубной и межтрубной полостям; пространственная схема входа и выхода теплоносителей; конструктивные характеристики патрубков входа и выхода; параметры надежности. Разработчик СТА должен учитывать и другие нормативные ограничения, к которым относятся: скорость морской воды в трубной полости в зависимости от применяемых материалов теплообменных труб (выбор ма-

териалов теплообменных труб связан с параметрами надежности и заданным гидравлическим сопротивлением); скорость охлаждаемой среды в межтрубной полости, которая ограничивается как гидравлическим сопротивлением межтрубной полости, так и частотой колебаний теплообменных труб, которая не должна совпадать с частотой колебаний судовых механизмов; род жидкости как по межтрубной, так и по трубной полостям (по межтрубной полости это различные марки масел, пресная вода, дистиллят; по трубной полости — морская вода различной солености либо пресная вода, если теплообменник находится во втором контуре системы охлаждения); температура внутренней и наружной стенок труб. Однако в основе проектирования теплообменника лежит определение его теплообменной поверхности в указанных ограничениях, которые существенно затрудняют выбор реального аналога для сравнения с проектируемым СТА. Поэтому для его оценки по тепловой эффективности рекомендуется гипотетический аналог, в сравнении с которым можно оценить его уровень с позиций как термодинамического показателя, так и с учетом энергетической эффективности.

В статье [9] используются критерии по группе назначения, которые объективно отражают потребительские свойства судовых охладителей; рассматривается процедура сравнения оцениваемого аппарата с аналогами, исключая несопоставимость результатов; предлагается, чтобы в основе сравнения лежала тепловая эффективность аппарата, которую можно выразить в виде

$$\varepsilon = \frac{\delta t}{\Delta t} = f\left(\frac{kF}{W_{\min}}, \frac{W_{\min}}{W_{\max}}, \text{схема тока}\right), \quad (2)$$

где δt — изменение температуры теплоносителя с меньшим водяным эквивалентом, °С; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К); F — поверхность теплообмена, м²; Δt — располагаемый температурный напор в теплообменнике, °С.

Обозначим соотношение $\frac{W_{\min}}{W_{\max}} = A$.

Выразим

$$\frac{kF}{W_{\min}} = \frac{\delta t}{\Delta t} = S. \quad (3)$$

В указанной форме записи безразмерная величина S представляет собой число единиц переноса теплоты, которая в неявном виде характеризует массу СТА и затраты энергии, характеризующие долю коэффициента теплопередачи в произведении kF .

Указанные безразмерные параметры не только позволяют в удобной форме представить графически характеристики теплообменников, но и имеют вполне определенный физический смысл. Например, эффективность ε выражает соотношение между фактически переданным количеством теплоты $W_r(t_{r1} - t_{r2}) = W_x(t_{x2} - t_{x1})$ и тем максимально возможным количеством теплоты, которое может быть передано только в идеальном противоточном теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплопередачи, а именно $W_x(t_{r1} - t_{x1})$, если $W_x < W_r$, или $W_r(t_{r1} - t_{x1})$, если $W_r < W_x$. Таким образом ε представляет собой эффективность теплообменника с термодинамической точки зрения. С другой стороны, величину ε определяют S , A и схема тока. В [2] для противоточного теплообменника она выражается зависимостью

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-S(1-A)}}{1 - A \cdot e^{-S(1-A)}}, \quad (4)$$

которая может рассматриваться как эффективность совершенного теплообменника с точки зрения оптимальной схемы тока.

В этом уравнении величина S для реального теплообменника рассчитывается при теплогидродинамическом расчете, используя уравнения:

$$S = \frac{F \cdot k}{W_{\min}} = \frac{Q}{\Delta t_{\text{лог}} \cdot \varepsilon_{\Delta t} \cdot W_{\min}}; \quad (5)$$

$$F \cdot k = \frac{Q}{(\Delta t_{\text{лог}} \cdot \varepsilon_{\Delta t})}, \quad (6)$$

где Q — общая тепловая нагрузка теплообменника; $\Delta t_{\text{лог}}$ — среднелогарифмическое значение разности температур двух теплоносителей, рассчитанное для случая истинного противотока, °С; $\varepsilon_{\Delta t}$ — коэффициент, являющийся функцией.

Указанный коэффициент выражен в виде функции следующим образом:

$$\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R), \quad (7)$$

где $P = \frac{t_{x2} - t_{x1}}{t_{r1} - t_{x1}}$; $R = \frac{t_{r1} - t_{r2}}{t_{x2} - t_{x1}}$.

Для противоточных теплообменников безразмерный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t} = 1$. Для всех остальных схем движения $\varepsilon_{\Delta t}$ меньше единицы. Этот коэффициент может быть определен для различных схем движения теплоносителей и представлен в форме графиков, которые приведены в [1] и отображают зависимость (7).

Коэффициент теплопередачи k характеризует интенсификацию теплообмена, который, в свою очередь, зависит от принятой конфигурации элементов теплообменной поверхности и гидродинамических условий движения рабочих сред.

Численные результаты по уравнению (4) представлены на графике (рис. 1). Из графика следует, что эффективность ε противоточного теплообменника $\varepsilon < 0,2$ в пределах величины S от 0 до 0,25; характеризуется уравнением прямой $\varepsilon = aS$, где a — тангенс угла наклона, и не зависит от отношения A . При значениях S от 0,25 до 0,6 эффективность ε возрастает от 0,2 до 0,4; зависимость ε от A , начиная от величины $S = 0,4$, проявляется, но слабо. При возрастании $S > 0,8$ эффективность растет, при этом существенно сказывается влияние A .

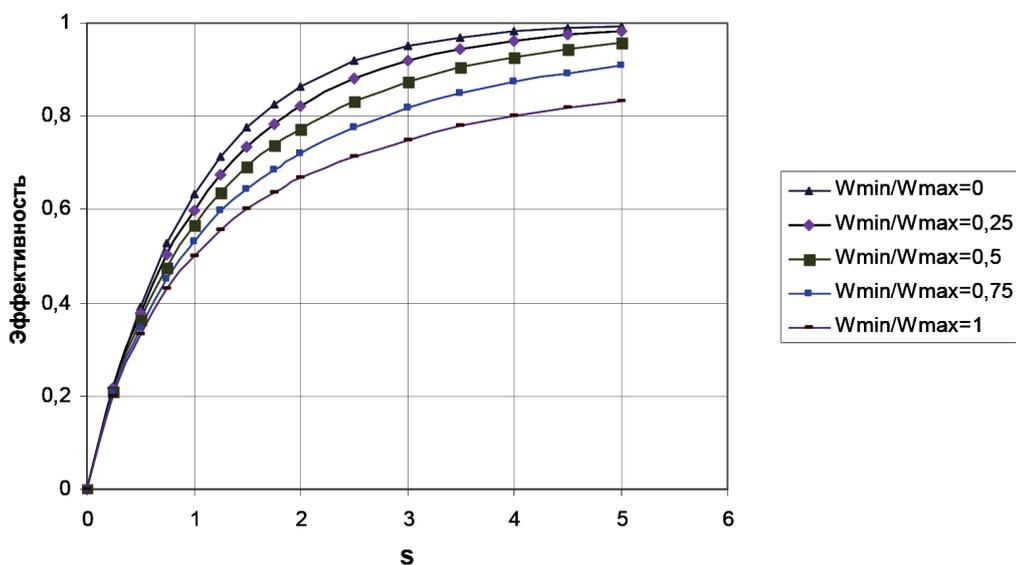


Рис. 1. Эффективность противоточного теплообменника, $\varepsilon = f(S)$

Таким образом, эффективность противоточного теплообменника, которая определяется как $\varepsilon = f(S, A)$, можно принять за аналог для теплообменников «жидкость – жидкость», при этом при сравнении теплообменников должен обязательно учитываться род жидкости, участвующей в процессе теплообмена.

Комплекс S , в который входят поверхность теплообмена и общий коэффициент теплопередачи в уравнении (3), позволяет удобно сравнивать проектируемый теплообменник с «гипотети-

ческим аналогом» и оценивать его с учетом единовременных затрат при изготовлении, массы, занимаемого объема на судне и затрат энергии на преодоление гидравлических сопротивлений при эксплуатации.

При проектировании теплообменных аппаратов и использовании графиков для оценки $\varepsilon_{\Delta t}$ при различных схемах движения теплоносителей допускаются погрешности, вычисления являются утомительными и громоздкими, так как расчетчику приходится выполнять много последовательных приближений. Поэтому в [10] предложено схему тока выражать через индекс противоточности, а эффективность любых теплообменников — уравнениями:

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot [e^{S z_t} - 1]}{[z_t + (A + 1)] e^{S z_t} + z_t - (A + 1)}; \quad (8)$$

$$z_t = \sqrt{(A + 1)^2 - 4pA}, \quad (9)$$

где p — индекс противоточности, учитывающий эффективность переноса теплоты рассматриваемой схемы тока и величины A .

Эффективность, определяемая по уравнению (8), является, по существу, параметром проектируемого (либо сравниваемого) теплообменника.

Из уравнения (8) следует, что величина ε может быть увеличена при $p \rightarrow 0$ за счет увеличения S . В этом случае S является функцией затрат и потребляемой мощности. Её можно выразить следующей функцией: $S = f(\text{затрат, суммарной мощности})$.

В результате оценки тепловой эффективности охладителей пресной воды численно показано, что при значениях $S > 1$ управлять эффективностью охладителя возможно с помощью величины A (увеличение расхода охлаждающей воды). При значениях $S < 0,5$ управлять повышением эффективности с помощью величины A не имеет смысла, так как зависимость $\varepsilon = f(S, A)$ равна при различных значениях A .

Таким образом, оценку тепловой эффективности судовых теплообменных аппаратов типа «жидкость – жидкость» можно производить по предлагаемой методике.

Обсуждение (Discussion)

В качестве примера рассмотрим эффективность охладителей масла ОКН 1-170-1 и ОКП 17-420-1 [11].

При номинальном режиме их фактическая эффективность совпала с эталонным теплообменником с противоточной схемой тока. Однако, по данным расчета, в указанных охладителях был резерв по гидравлическим сопротивлениям. Этот резерв позволяет изменить внутреннее расположение перегородок и увеличить скорость потока в межтрубном пространстве, так как на величину $S = \frac{F \cdot k}{W_{\min}}$ оказывает существенное влияние коэффициент теплоотдачи в межтрубной полости. Результаты расчетов представлены в табл. 1 и на рис. 2.

Таблица 1

Результаты оценки эффективности охладителей (охлаждаемая среда — масло)

Модификация охладителя	S	A	ε (расч.)	ΔP_m , Па
ОКП 17-420-1	2	0,2125	0,827	87788,2
ОКП 17-420-1	2,37	0,2125	0,8718	179511,8
ОКН 1-170-1	3,12	0,03505	0,9511	74047
ОКН 1-170-1	3,39	0,03505	0,96213	97384,71
ОКН 1-170-1	3,618	0,03505	0,96926	126393,5

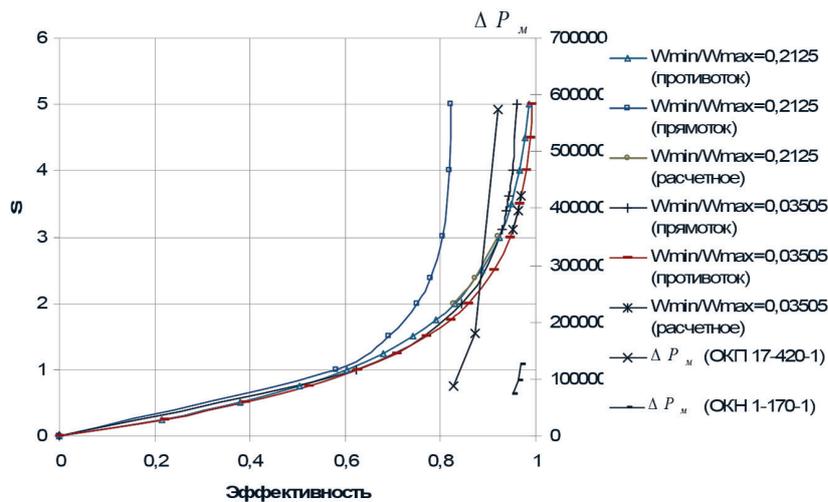


Рис. 2. Результаты оценки эффективности охладителей (охлаждаемая среда — масло)

Из рис. 2 видно, что эффективность охладителей масла можно повысить за счет использования резервов по гидравлическому сопротивлению в межтрубной полости (уменьшения расстояния между перегородками). В этом случае значение S для ОКП увеличилось в 1,18 раза, гидравлическое сопротивление по межтрубной полости — в 2 раза. При этом максимальное сопротивление не превысило заданное 0,2 МПа. Для ОКН значение S увеличилось в 1,16 раза, гидравлическое сопротивление по межтрубной полости в 1,7 раза. При этом максимальное сопротивление не превысило заданное 0,2 МПа. Аналогично выполнена оценка для охладителей пресной воды. Результаты расчетов представлены в табл. 2 и на рис. 3.

Таблица 2

Результаты оценки эффективности охладителей (охлаждаемая среда пресная вода)

Модификация охладителя	S	A	ε (расч.)	ΔP_m , Па
ОКП 17-420-1	1,833	1,067	0,627	8846,57
ОКП 17-420-1	2,438	0,5325	0,8139	40381,9
ОКП 17-420-1	2,97	0,5325	0,85784	98149,27
ОКП 17-420-1	3,4	0,5325	0,8838	204629,7
ОКН 1-170-1	0,3946	1,06987	0,2796	5586
ОКН 1-170-1	0,62993	0,534	0,42136	22199,24
ОКН 1-170-1	0,9654	0,534	0,547	46203,37
ОКН 1-170-1	1,202	0,534	0,61336	107135,3

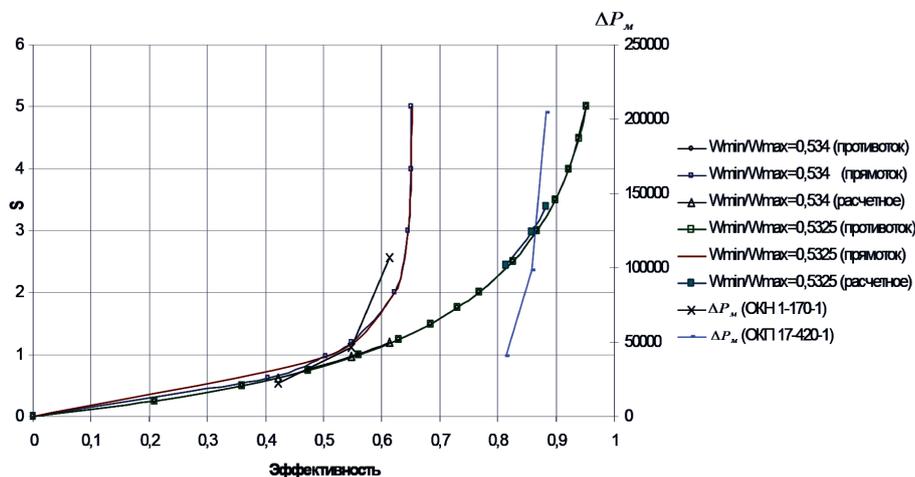


Рис. 3. Результаты оценки эффективности охладителей (охлаждаемая среда пресная вода)

На номинальном режиме коэффициент теплоотдачи в трубной полости для ОКП 17-420-1 при $A = 1,067$ был ниже в 2,6 раза, чем в межтрубной. При $A = 0,5325$ коэффициент теплоотдачи увеличился в 1,65 раза, величина S увеличилась в 1,33 раза, гидродинамическое сопротивление в трубной полости увеличилось в 4,5 раза. При этом общее сопротивление составило 0,04 МПа и не превысило заданного.

На номинальном режиме, коэффициент теплоотдачи в трубной полости для ОКН 1-170-1 при $A = 1,06987$ был ниже в 2,5 раза, чем в межтрубной. При $A = 0,534$ коэффициент теплоотдачи увеличился в 1,65 раза, величина S увеличилась в 1,6 раза, гидродинамическое сопротивление в трубной полости увеличилось в 4 раза. При этом общее сопротивление составило 0,023 МПа и не превысило заданного.

Заключение (Conclusion)

Предложен усовершенствованный метод оценки энергетической эффективности проектируемых аппаратов, основанный на использовании числа переноса количества теплоты с учетом функциональных связей водяных эквивалентов, индекса противоточности и потерь давления.

Данная методика оценки тепловой эффективности судовых теплообменных аппаратов может быть использована на стадии эскизного проектирования СТА. В этой методике эффективность противоточного теплообменника принята за аналог для теплообменников «жидкость – жидкость», при этом при сравнении теплообменников должен обязательно учитываться род жидкости, участвующей в процессе теплообмена. Комплекс S , в который входят поверхность теплообмена и общий коэффициент теплопередачи, позволяет удобно сравнивать проектируемый теплообменник с «гипотетическим аналогом» и оценивать его с учетом единовременных затрат при изготовлении, массы, занимаемого объема на судне и затрат энергии на преодоление гидравлических сопротивлений при эксплуатации. Указанная методика позволяет повышать тепловую эффективность с учетом изменения гидравлических сопротивлений. Приведен расчетный анализ эффективности судовых теплообменных аппаратов типа «жидкость – жидкость» на примере охладителей пресной воды и масла ОКН 1-170-1 и ОКП 17-420-1. Определено, что повышение эффективности можно производить за счет резерва гидравлических сопротивлений как в трубной, так и в межтрубной полости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. — М.: Энергия, 1975. — 488 с.
2. Кэйс В. М. Компактные теплообменники / В. М. Кэйс, А. Л. Лондон. — М.: Энергия, 1967. — 224 с.
3. Федоровский К. Ю. Исследование теплопередачи в экологически безопасных системах охлаждения энергоустановок морских объектов / К. Ю. Федоровский, Н. К. Федоровская, В. А. Тимофеев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. — 2016. — № 3 (317). — С. 82–88.
4. Сырцов Л. А. Экспериментальное исследование конвективного теплообмена на основе теории подобия / Л. А. Сырцов, И. В. Наумчик, А. В. Хорошавин // Труды военно-космической академии им. А. Ф. Можайского. — 2015. — № 649. — С. 198–204.
5. Медведев В. В. Интенсификация теплообмена в трубном пространстве и повышение надежности судовых теплообменных аппаратов / В. В. Медведев, М. В. Лакиза // Судостроение. — 2015. — № 5. — С. 40–42.
6. Луданов К. И. Обобщенные методы теплового расчета кожухотрубных теплообменников-рекуператоров / К. И. Луданов // Альтернативная энергетика и экология. — 2013. — № 15 (137). — С. 17–28.
7. Чабаева Е. А. Критерии эффективности теплообменников / Ю. А. Чабаева, А. П. Булеков, В. Б. Сажин [и др.] // Успехи в химии и химической технологии. — 2012. — Т. 26. — № 5(134). — С. 112–115.
8. Młynarczak A. Box coolers as an alternative to existing cooling systems / A. Młynarczak // Zeszyty Naukowe / Akademia Morska w Szczecinie. — 2013. — nr. 36 (108) z. 2. — Pp. 131–136.
9. Макаров В. В. Анализ тепловой эффективности судовых теплообменных аппаратов / В. В. Макаров, А. Р. Аблаев // Энергомашиностроение. — 2006. — № 1. — С. 48–50.

10. Каневец Г. Е. Обобщенные методы расчета теплообменников / Г. Е. Каневец. — К.: Наук. думка, 1979. — 352 с.
11. ОСТ 5.4254-86. Охлаждители масла и воды кожухотрубные с прямыми трубками. Технические условия.

REFERENCES

1. Isachenko, V.P., V.A. Osipova, and A.S. Sukomel. *Teploperedacha*. M.: Energiya, 1975.
2. Keis, V.M., and A.L. London. *Kompaktnye teploobmenniki*. M.: Energiya, 1967.
3. Fedorovsky, K.Yu., N.K. Fedorovskiy, and V.A. Timofeev. "Investigation of heat transfer in an environmentally friendly cooling system power plants offshore facilities." *Fundamental'nye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii* 3(317) (2016): 82–88.
4. Syrtsov, L.A., I. V. Naumchik, and A. V. Khoroshavin. "Eksperimental'noe issledovanie konvektivnogo teploobmena na osnove teorii podobiya." *Trudy voenno-kosmicheskoi akademii im. A.F. Mozhaiskogo* 649 (2015): 198–204.
5. Medvedev, V.V., and M.V. Lakiza. "Intensification of heat exchange and improvement of reliability of ship-board heat exchangers." *Shipbuilding* 5 (2015): 40–42.
6. Ludanov, K.I. "The generalized methods of thermal calculation of recuperative tube heat exchanger. Analytical review." *International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology* 15(137) (2013): 17–28.
7. Chabaeva, E.A., A.P. Bulekov, V.B. Sazhin, I.A. Popov, and A.A. Bednyakova. "Kriterii effektivnosti teploobmennikov." *Uspekhi v khimii i khimicheskoi tekhnologii* 26.5(134) (2012): 112–115.
8. Młynarczak, Andrzej. "Box coolers as an alternative to existing cooling systems." *Zeszyty Naukowe/Akademia Morska w Szczecinie* 36 (108) z. 2 (2013): 131–136.
9. Makarov, V.V., and A.R. Ablav. "Analiz teplovoi effektivnosti sudovykh teploobmennykh apparatov." *Energomashinostroenie* (2006): 48–50.
10. Kanevets, G.E. *Obobshchennyye metody rascheta teploobmennikov*. K.: Nauk. dumka, 1979.
11. Russian Federation. OST 5.4254-86. Ship tube and shell oil and water coolers with straight tubes. Specification.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Аблаев Алим Рустемович —
кандидат технических наук, доцент
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»
299053, Российская Федерация, Севастополь,
ул. Университетская, 33
e-mail: ARAblaev@sevsu.ru
Аблаев Ремзи Рустемович — старший
преподаватель
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»
299053, Российская Федерация, Севастополь,
ул. Университетская, 33
e-mail: ablaev.expert@mail.ru

INFORMATION ABOUT AUTHORS

Ablav, Alim R. —
PhD, associate professor
Sevastopol State University
33 Universitetskaya Str., Sevastopol, 299053,
Russian Federation
e-mail: ARAblaev@sevsu.ru
Ablav, Remzi R. —
Senior Lecturer
Sevastopol State University
33 Universitetskaya Str., Sevastopol, 299053,
Russian Federation
e-mail: ablaev.expert@mail.ru

Статья поступила в редакцию 18 декабря 2017 г.
Received: December 18, 2017.