

STUDY OF THE EFFECT OF OPERATING AND DESIGN PARAMETERS OF OUTBOARD COOLER ON HEAT TRANSFER IN THE TUBE SPACE

S. N. Tkach

Sevastopol State University, Sevastopol, Russian Federation

The article considers necessity of increasing heat transfer between outboard coolers and outboard water in conditions of free convection between pipes. Author proposes integrated approach that assumes improvement of design and operating parameters of the heat exchanger which is based on experimental research of heat transfer using method of experiment planning for three operating parameters: temperature and speed of hot freshwater stream, temperature of outboard water and three relative pitches of outboard cooler pipe system construction. Experimental data processing with method of correlation-regression analysis resulted in determination of average coefficient of heat transfer from external heat transfer surfaces of the cooler tubes assembled in bundle with relative pitch 1,5; 2,0 and 3,0 to the outboard water in conditions of free convection. It is revealed that temperature difference and relative pitch of cooler tubes have significant influence on the processes of heat transfer. The greatest heat transfer is provided by cooler tubes assembled in bundle with relative pitch 1,5 and 2,0. Herewith the process of heat exchange consists of two modes. The moment when one mode changes another depends on the temperature difference and cooler tubes layout in bundle. The closer cooler tubes located to each other, the lower value of temperature difference needed to change the mode. The article also considers graphical dependence of average heat transfer coefficient from temperature difference. Average heat transfer coefficient defined as difference of temperature between hot coolant at the inlet to a pipe system of outboard cooler and the outboard water at high and low temperature circuit of the closed cooling system of a diesel engine. It is determined that average coefficient of heat transfer from high temperature circuit cooler to outboard water with a temperature of 305K is 1,8 times higher than average coefficient of heat transfer from low temperature circuit cooler for the same temperature of outboard water.

Keywords: outboard cooler, box cooler, cooling system, heat transfer, free convection, marine diesel.

For citation:

Tkach, Sergey N. "Study of the effect of operating and design parameters of outboard cooler on heat transfer in the tube space." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 9.5 (2017): 1040–1050. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-5-1040-1050.

УДК 629.5.062:621.565.952

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМНЫХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗАБОРТНОГО ОХЛАДИТЕЛЯ НА ТЕПЛООТДАЧУ В МЕЖТРУБНОМ ПРОСТРАНСТВЕ

С. Н. Ткач

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

В статье рассматривается необходимость повышения теплоотдачи забортных охладителей к забортной воде в межтрубном пространстве в условиях свободной конвекции. Предлагается комплексный подход путем совершенствования конструктивных и режимных параметров теплообменника. Для этого проведены экспериментальные исследования теплоотдачи с помощью метода планирования эксперимента для следующих режимных параметров: температуры и скорости горячей пресной воды, температуры забортной воды и трех относительных шагов компоновки трубной системы забортного охладителя. В результате обработки опытных данных методом корреляционно-регрессионного анализа получены значения средних коэффициентов теплоотдачи от внешней теплопередающей поверхности трубок охладителя к забортной воде в условиях свободной конвекции для пучков труб с относительным шагом 1,5; 2,0 и 3,0. Выявлено, что существенное влияние на процессы теплоотдачи оказывает температурный напор и от-

носительный шаг трубок. Наибольшую теплоотдачу обеспечивают пучки труб с относительным шагом 1,5 и 2,0. При этом в процессе теплообмена участвуют два режима. Граница смены режимов зависит от температурного напора и компоновки трубного пучка. Чем компактнее расположены трубки, тем при меньших значениях температурного напора происходит смена режима. Рассмотрена графическая зависимость среднего коэффициента теплоотдачи от температурного напора, определяемого как разность температур горячего теплоносителя на входе в трубную систему заборного охладителя и заборной воды для высоко- и низкотемпературного контура замкнутой системы охлаждения дизеля. Определено, что средний коэффициент теплоотдачи охладителя высокотемпературного контура к заборной воде с температурой 305 К в 1,8 раза выше, чем для охладителя низкотемпературного контура при той же температуре заборной воды.

Ключевые слова: заборный охладитель, система охлаждения, теплоотдача, свободная конвекция, судовой дизель.

Для цитирования:

Ткач С. Н. Исследование влияния режимных и конструктивных параметров заборного охладителя на теплоотдачу в межтрубном пространстве / С. Н. Ткач // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2017. — Т. 9. — № 5. — С. 1040–1050. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-5-1040-1050.

Введение

Создание эффективной замкнутой системы охлаждения судовых энергетических установок (СЭУ) с заборными охладителями (ЗО) существенно зависит от эффективности теплоотвода заборной воды (ЗВ). При этом теплоотдача от наружной трубной поверхности ЗО к ЗВ осуществляется в условиях свободной конвекции, а достигаемые значения коэффициентов теплоотдачи минимальны, что обуславливает необходимость значительной поверхности устройств теплоотвода [1]. Следует учитывать, что наихудшие условия внешнего теплоотвода возникают в случае стоянки судна, когда выполняемые операции требуют работы двигателей на мощности, близкой к максимальной, а вода за бортом имеет высокую температуру, что характерно для тропической зоны и в летний период.

На судах нашли применение ЗО, разработанные рядом зарубежных компаний: *GEA Bloksma boxcooler*, *Blokland boxcooler*, *NRF boxcooler*, *Duramax boxcooler*, *Klima boxcooler*, *Weka boxcooler* и др. Такие теплообменники имеют широкий диапазон применения как на судах внутреннего плавания, так и на морских судах в системах охлаждения главных двигателей, вспомогательных дизель-генераторов, подруливающих устройств, систем воздушного кондиционирования и систем гидравлики [2]. В зависимости от отводимой тепловой мощности применяются охладители двух типов: прямоугольные и круглые (рис. 1, а, б). Круглая форма ЗО в основном используется для отвода малой тепловой мощности. В том случае, если бортовой ящик имеет сложную форму, конструкция ЗО может быть ступенчатой (рис. 1, в).



Рис. 1. Конструктивные особенности трубной системы ЗО:
а — прямоугольная; б — круглая; в — ступенчатая

Необходимо отметить, что конструктивные методы не позволяют в полной мере решить проблему теплоотвода. Из-за ограниченного пространства бортового ящика такие системы используются на судах с мощностью СЭУ, не превышающей 5 – 6 МВт [3], и дальнейшее увеличение мощности потребует большей поверхности теплообмена, а следовательно, и габаритов охладителей, что не всегда удается обеспечить, не нарушая прочностные характеристики корпуса судна. Исходя из этого, задача повышения теплоотвода к ЗВ является существенной и должна решаться комплексно, путем рассмотрения всех способов, представленных на рис. 2.



Рис. 2. Способы повышения эффективности теплоотвода ЗО

Целью данной работы является экспериментальное исследование степени влияния основных режимных и конструктивных параметров забортного теплообменного аппарата на теплоотдачу к ЗВ в условиях свободной конвекции.

Методы и материалы

В работах [4], [5] в качестве уравнения подобия для описания теплообмена в условиях свободной конвекции применена зависимость $\overline{Nu}_2 = C_0 \cdot (Gr \cdot Pr)^n$. Запишем это выражение в виде [6]:

$$\frac{\bar{\alpha}_2 \cdot h}{\lambda} = C_0 \cdot \left[\frac{g \cdot \beta \cdot (\bar{t}_{ст_2} - \bar{t}_{зв}) \cdot h^3}{\nu^2} \cdot \frac{\nu}{a} \right]^n, \text{ откуда } \bar{\alpha}_2 = C \cdot B^n \cdot (\bar{t}_{ст_2} - \bar{t}_{зв})^m, \quad (1)$$

где $\bar{\alpha}_2$ — средний коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности трубок к ЗВ, Вт/(м² · К);

$C = C_0 \cdot g^n \cdot h^{3 \cdot n - 1}$ — коэффициент, включающий характерный определяющий размер h ; $B = \frac{\beta \cdot \lambda}{\nu \cdot a}$ —

коэффициент, зависящий от теплофизических свойств пограничного слоя ЗВ при температуре $\bar{t}_{п.сл} = (\bar{t}_{ст_2} + \bar{t}_{зв}) / 2$; $\bar{t}_{ст_2}$ — средняя температура внешней поверхности теплопередающих трубок, °С;

$\bar{t}_{зв}$ — средняя температура ЗВ в межтрубном пространстве за пределами пограничного слоя, °С.

В качестве целевой функции (зависимой переменной) примем средний коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_2$ как наиболее удобный для инженерных расчетов. Для оценки влияния различных режимных и конструктивных параметров ЗО на теплоотдачу в условиях свободной конвекции выберем независимые факторы, изменяющиеся в заданном интервале [7]. В качестве режимных параметров примем: ω_1 — скорость пресной воды замкнутого контура внутри трубок; t'_1 — температура пресной воды на входе в трубки; t'_2 — температура ЗВ на входе в межтрубное пространство. В качестве ЗВ используем пресную водопроводную воду. В качестве конструктивного параметра выберем относительный шаг трубок $s / d = 1,5; 2,0$ и $3,0$. Материал трубок — медь. Наружный диаметр $d = 0,012$ м, толщина стенки — 1 мм. Трубки имеют U-образную форму, образуют пучок из семи трубок и расположены в трубной решетке (рис. 3, а) согласно схеме разбивки по вершинам равносторонних треугольников (рис. 3, б). Полагая, что расположение трубок в пучке одинаково, исследование теплообмена проведем в пределах одного элемента — центральной трубки, расчетная высота которой зависит от относительного шага и равна: 0,621; 0,627 и 0,637 м соответственно

для $s/d = 1,5; 2,0$ и $3,0$. В работе [8] приведены принципиальная схема экспериментальной установки и конструктивные параметры экспериментальной модели ЗО.

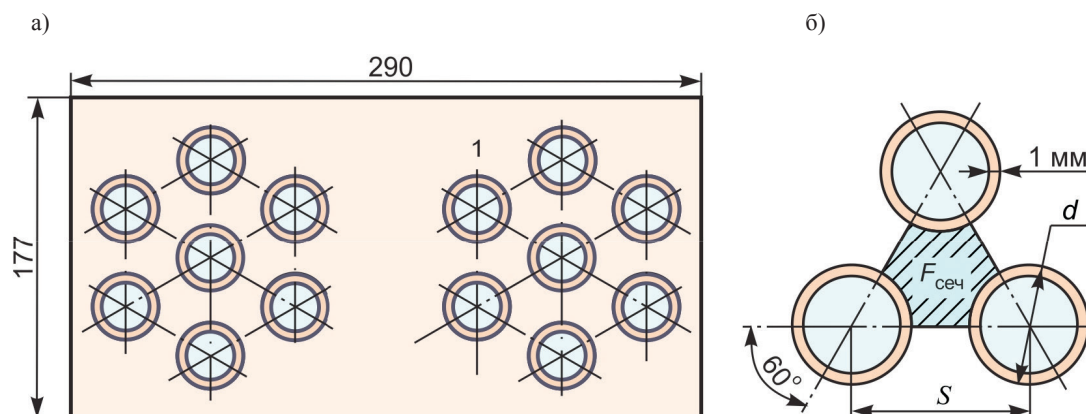


Рис. 3. Определение конструктивных параметров:
а — расположение труб в трубной решетке; б — схема разбивки труб

Выполним исследования с помощью методов планирования эксперимента. С этой целью используем ортогональный центральный композиционный план для трех режимных факторов, варьируемых на пяти уровнях для каждого относительного шага трубок.

Обработаем экспериментальные данные методом регрессионного анализа, в основе которого лежит метод наименьших квадратов и применение которого предполагает, что входные переменные не коррелированы. Проведем корреляционный анализ, позволяющий установить тесноту линейных связей между независимыми переменными, а также между зависимой переменной (коэффициентом теплоотдачи $\bar{\alpha}_2$) и независимыми переменными посредством расчета парных коэффициентов корреляции Пирсона. Преобразуем нелинейные зависимости в линейную форму посредством логарифмирования. Отберем переменные, влияющие на $\bar{\alpha}_2$. Чем ближе коэффициент корреляции к единице, тем теснее линейная связь. Для практических целей выберем только следующие линейные связи, определяемые по шкале Чеддока [9]: заметные (коэффициент корреляции $0,51 - 0,7$), тесные ($0,71 - 0,9$) и очень тесные ($0,91$ и выше). Если коэффициент корреляции между двумя независимыми переменными больше $0,71$, то оставим только ту переменную, которая больше коррелирует с зависимой переменной. Статическую надежность полученных уравнений множественной регрессии оценим с помощью общего F-критерия, адекватность — через анализ остатков. Будем считать нормальным, если коэффициент множественной корреляции R , оценивающий тесноту полученной регрессионной связи, лежит в пределах $0,8 - 0,9$.

Следует отметить, что опытные данные, приведенные в этой статье, получены на чистых медных трубках, не имеющих на поверхности теплообмена отложений накипи и биологических обрастателей.

Результаты

На рис. 4 представлены полученные с помощью регрессионного анализа экспериментальных данных графические зависимости коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_2$ от среднего температурного напора $\Delta \bar{t} = \bar{t}_{ст2} - \bar{t}_{3в}$ для пучка U-образных трубок с относительным шагом $1,5; 2,0$ и $3,0$. Как следует из рис. 4, а, экспериментальные точки в логарифмической сетке координат аппроксимируются линией, имеющей точку излома. Прямые участки линии регрессии могут быть описаны степенной функцией вида (1). Точка излома соответствует значению $\Delta \bar{t} = 27^\circ \text{C}$.

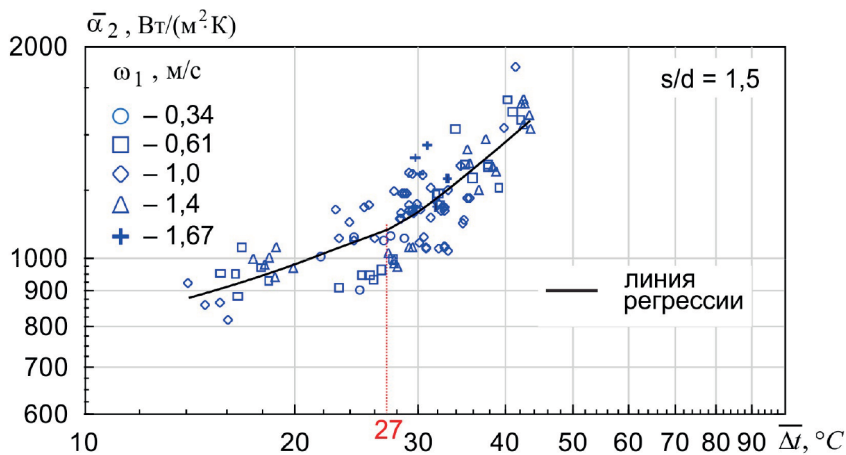
В результате корреляционного анализа для области значений $\Delta \bar{t}$ от 14 до 27°C с числом точек $N = 32$ определены статистически значимые на пятипроцентном уровне коэффициенты корреляции: между $\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$ и $\text{Ln}(B)$ имеется тесная линейная связь со значением $0,72$; между

$\ln(\bar{\alpha}_2)$ и $\ln(\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})$ — связь заметная со значением 0,54; между собой независимые переменные $\ln(B)$ и $\ln(\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})$ имеют слабую связь (коэффициент корреляции равен 0,23). Таким образом, зависимость коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_2$ от $\Delta\bar{t}$ можно записать в виде

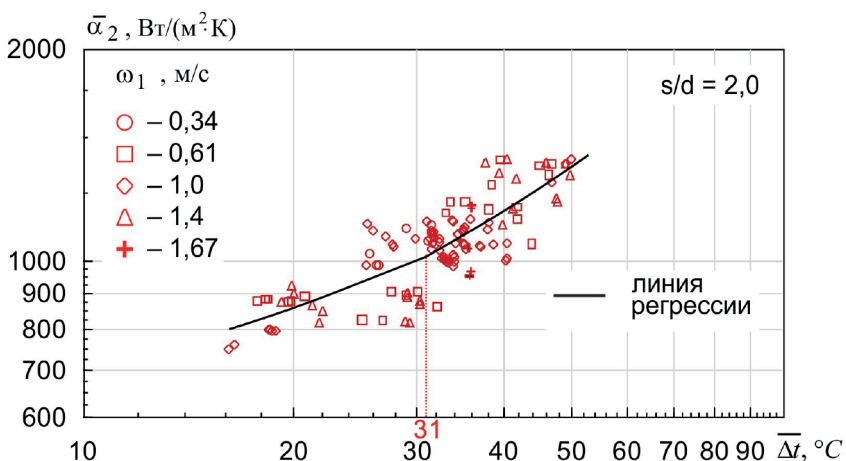
$$\bar{\alpha}_2 = 2,12 \cdot B^{0,26} \cdot (\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})^{0,186}. \quad (2)$$

Коэффициент множественной корреляции $R = 0,81$.

а)



б)



в)

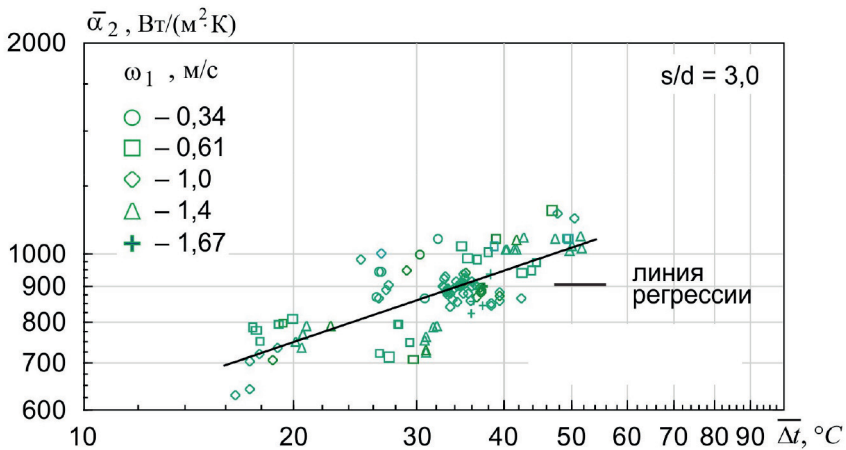


Рис. 4. Зависимость $\bar{\alpha}_2$ от $\Delta\bar{t} = \bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}}$ для пучка U-образных труб:
а — относительный шаг $s/d = 1,5$; б — $s/d = 2,0$; в — $s/d = 3,0$;
 ω_1 — скорость горячего теплоносителя внутри трубок

Для области значений $\Delta \bar{t}$ от 27 до 45 °С (число точек $N = 81$) определены следующие коэффициенты корреляции: между $\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$ и $\text{Ln}(B)$ — связь заметная (0,60); между $\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$ и $\text{Ln}(\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})$ — тесная (0,76); между $\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$ и $\text{Ln}(\omega_2)$ — также тесная (0,56); между собой переменные $\text{Ln}(B)$, $\text{Ln}(\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})$ и $\text{Ln}(\omega_2)$ имеют умеренную связь с коэффициентом корреляции, не превышающим значение 0,5.

Для этой области может быть рекомендовано соотношение

$$\bar{\alpha}_2 = 1,49 \cdot B^{0,27} \cdot (\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})^{0,33} \cdot \omega_2^{0,164}, \quad (3)$$

где ω_2 — скорость движения ЗВ в межтрубном пространстве, м/с, рассчитываемая из уравнения теплового баланса [8].

Коэффициент множественной корреляции R соотношения (3) равен 0,82.

На графике, изображенном на рис. 4, б, также просматриваются две области опытных данных. Точка излома линии регрессии приходится на значение $\Delta \bar{t} = 31$ °С.

Для области значений $\Delta \bar{t}$ от 16 до 31 °С с числом точек $N = 37$ определены коэффициенты корреляции: между $\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$ и $\text{Ln}(B)$ имеется тесная линейная связь со значением 0,76; между $\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$ и $\text{Ln}(\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})$ — связь заметная со значением 0,53; между собой независимые переменные $\text{Ln}(B)$ и $\text{Ln}(\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})$ имеют слабую связь (коэффициент корреляции равен 0,10). Эта область опытных значений хорошо описывается выражением

$$\bar{\alpha}_2 = 0,18 \cdot B^{0,362} \cdot (\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})^{0,249}. \quad (4)$$

Коэффициент множественной корреляции R , оценивающий тесноту полученной регрессионной связи в уравнении (4), равен 0,89.

Для области значений $\Delta \bar{t}$ от 31 до 50 °С с числом точек $N = 78$ определены следующие коэффициенты корреляции: между $\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$ и $\text{Ln}(B)$ имеется тесная линейная связь со значением 0,72; между $\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$ и $\text{Ln}(\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})$ — связь заметная со значением 0,68; между собой независимые переменные $\text{Ln}(B)$ и $\text{Ln}(\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})$ имеют умеренную связь (коэффициент корреляции равен 0,45). Между $\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$ и $\text{Ln}(\omega_2)$ — связь умеренная с коэффициентом 0,38, поэтому скорость ω_2 не учитывается. Исходя из этого, опытные данные в этой области аппроксимируются уравнением

$$\bar{\alpha}_2 = 0,076 \cdot B^{0,384} \cdot (\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})^{0,362}. \quad (5)$$

Коэффициент множественной корреляции R уравнения (5) равен 0,82.

На графике, изображенном рис. 4, в, видно, что линия регрессии не имеет точек излома. Корреляционный анализ между переменными позволил определить следующие коэффициенты корреляции: между $\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$ и $\text{Ln}(B)$ имеется тесная линейная связь со значением 0,82; между $\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$ и $\text{Ln}(\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})$ связь также тесная (коэффициент корреляции равен 0,76).

Средний коэффициент теплоотдачи для всей области данных может быть найден по следующей зависимости:

$$\bar{\alpha}_2 = 0,246 \cdot B^{0,348} \cdot (\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})^{0,197}. \quad (6)$$

Для уравнения (6) коэффициент множественной корреляции R , оценивающий тесноту полученной регрессионной связи, равен 0,9.

Сведем все опытные значения коэффициентов уравнения вида $\bar{\alpha}_2 = C \cdot B^n \cdot \Delta \bar{t}^m \cdot \omega_2^k$ для всех компоновок трубного пучка и всех исследуемых участков $\Delta \bar{t}$ в табл. 1.

Таблица 1

Опытные значения C, n, m, k для различных условий теплообмена

Относительный шаг s/d	Область значений $\Delta \bar{t}$	Значения величин				Номер формулы
		C	n	m	k	
1,5	14 – 27	2,12	0,26	0,186	0	(2)
	27 – 45	1,49	0,27	0,33	0,164	(3)
2,0	16 – 31	0,18	0,362	0,249	0	(4)
	31 – 50	0,076	0,384	0,362	0	(5)
3,0	16 – 52	0,246	0,348	0,197	0	(6)

Для сопоставления процессов теплообмена с учетом режимных и конструктивных параметров ЗО представим (рис. 5) графические зависимости коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_2$ от температурного напора $\Delta \bar{t} = \bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}}$ и относительного шага s/d в виде линий регрессии.

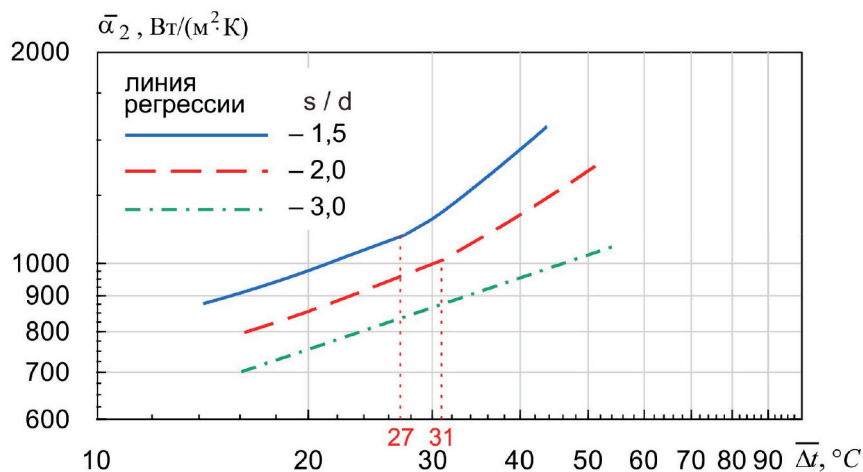


Рис. 5. Сравнение зависимости $\bar{\alpha}_2$ от $\Delta \bar{t} = \bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}}$ для исследуемых шагов s/d

Как видно из рис. 5, на теплоотдачу оказывает влияние не только температурный напор $\Delta \bar{t}$, но и компактность расположения трубок в трубном пучке. Наибольшую теплоотдачу обеспечивают пучки трубок с относительным шагом $s/d = 1,5$ и $2,0$. Поэтому из дальнейших исследований теплообмена исключим пучок труб с $s/d = 3,0$.

Точку излома $\Delta \bar{t} = 29$ °C для трубного пучка со значением относительного шага $s/d = 1,75$, рассчитанного как среднее арифметическое между $1,5$ и $2,0$, найдем по зависимости

$$\Delta \bar{t} = 19,8 + 800 \cdot d_e,$$

где $d_e = (4 \cdot F_{\text{сеч}}) / P = 0,0115$ — эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м; $F_{\text{сеч}} = 0,125 \cdot d^2 \cdot (2 \cdot \sqrt{3} \cdot (s/d)^2 - \pi)$ — площадь поперечного сечения межтрубного пространства (см. рис. 3, б), м²; $P = (\pi \cdot d) / 2 + 3 \cdot (s - d)$ — смоченный периметр поперечного сечения, м.

Для того, чтобы исследовать влияние эквивалентного диаметра межтрубного пространства d_e на коэффициент теплоотдачи для s/d от $1,5$ до $2,0$, проведем корреляционный анализ в области значений $\Delta \bar{t} < 29$ °C. Статистически значимые коэффициенты корреляции, обозначенные звездочкой, представлены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты корреляционного анализа в области $\Delta \bar{t} < 29$ °C (число точек $N = 78$)

Переменная	$\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$	$\text{Ln}(\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})$	$\text{Ln}(B)$	$\text{Ln}(d_e)$
$\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$	1,00	0,56*	0,71*	-0,51*
$\text{Ln}(\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})$	0,56*	1,00	0,24	-0,03
$\text{Ln}(B)$	0,71*	0,24	1,00	-0,17
$\text{Ln}(d_e)$	-0,51*	-0,03	-0,17	1,00

Как видно из табл. 2, между зависимой $\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$ и независимыми переменными имеются заметные и тесные линейные связи. Между собой независимые переменные имеют слабую связь. В результате проведения регрессионного анализа получено уравнение, описывающее линейную взаимосвязь между переменными для области значений $\Delta \bar{t} < 29$ °C:

$$\bar{\alpha}_2 = 0,205 \cdot B^{0,309} \cdot (\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})^{0,249} \cdot d_e^{-0,232}. \quad (7)$$

Область применения зависимости (7): $1,4 \cdot 10^9 < B < 3,0 \cdot 10^9$; $14 < \Delta \bar{t} < 29$ °C; $0,009 < d_e < 0,014$ м. Коэффициент множественной корреляции $R = 0,91$.

Для области значений $\Delta \bar{t} \geq 29$ °C статистически значимые коэффициенты корреляции, обозначенные звездочкой, представлены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты корреляционного анализа в области $\Delta \bar{t} \geq 29$ °C (число точек $N = 153$)

Переменная	$\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$	$\text{Ln}(\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})$	$\text{Ln}(\omega_2)$	$\text{Ln}(B)$	$\text{Ln}(d_e)$
$\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$	1,00	0,51*	0,52*	0,70*	-0,46*
$\text{Ln}(\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})$	0,51*	1,00	0,40	0,36	0,24
$\text{Ln}(\omega_2)$	0,52*	0,40	1,00	0,51	-0,27
$\text{Ln}(B)$	0,70*	0,36	0,51	1,00	-0,32
$\text{Ln}(d_e)$	-0,46*	0,24	-0,27	-0,32	1,00

Между зависимой $\text{Ln}(\bar{\alpha}_2)$ и независимыми переменными имеются заметные линейные связи. Между собой независимые переменные имеют слабую связь.

Для расчета коэффициента теплоотдачи в области $\Delta \bar{t} \geq 29$ °C можно рекомендовать следующую зависимость:

$$\bar{\alpha}_2 = 0,059 \cdot B^{0,354} \cdot (\bar{t}_{\text{ст}_2} - \bar{t}_{\text{зв}})^{0,33} \cdot \omega_2^{0,049} \cdot d_e^{-0,256}. \quad (8)$$

Область применения зависимости (8): $1,52 \cdot 10^9 < B < 3,54 \cdot 10^9$; $29 \leq \Delta \bar{t} < 50$ °C; $0,069 < \omega_2 < 0,21$ м/с; $0,009 < d_e < 0,014$ м. Коэффициент множественной корреляции $R = 0,85$.

Анализ уравнений регрессии (2) – (8) с помощью общего F-критерия Фишера подтверждает адекватность математических моделей. Все коэффициенты уравнений значимы на пятипроцентном уровне ($p < 0,05$). Стандартная ошибка оценки $\bar{\alpha}_2$ во всех уравнениях не превышает 1,5 % значения $\bar{\alpha}_2$, что указывает на высокую точность проведенных экспериментальных исследований. Проверка адекватности через анализ остатков показала, что остатки — без заметной автокорреляции, нормально распределены и не имеют систематических составляющих.

Представляет практический интерес графическая зависимость среднего коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_2$ от температурного напора $\Delta t = t'_1 - t'_2$, определяемого как разность температур горячего теплоносителя t'_1 на входе в трубную систему ЗО и ЗВ t'_2 на входе в межтрубное пространство. Как видно из рис. 6, точка излома линии регрессии приходится на значение $\Delta t = 36$ °C. Обозначим эту граничную точку как $\Delta t_{\text{гр}}$.

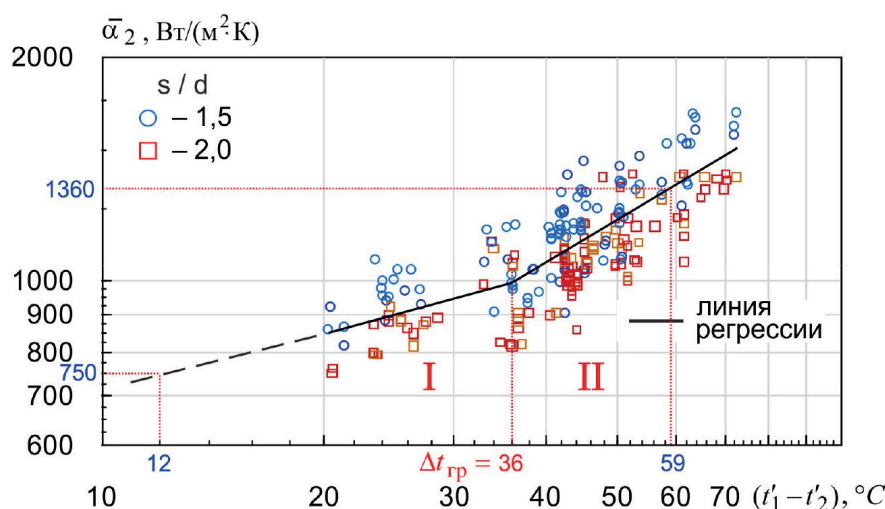


Рис. 6. Зависимость $\bar{\alpha}_2$ от температурного напора $\Delta t = (t'_1 - t'_2)$:
I — область с $\bar{\alpha}_2 < 1000$ Вт/(м²·К); II — область с $\bar{\alpha}_2 > 1000$ Вт/(м²·К)

В современных двигателях рекомендуемая температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя — 75 – 85 °С и выше. При этом для различных типов двигателей указываются разные значения температуры жидкости, обеспечивающей наилучшие показатели [10].

В качестве примера, рассмотрим систему охлаждения с ЗО главного двигателя дноуглубительного судна дедвейтом 10650 т [7]. Охладители, размещенные в пространстве между соседними шпангоутами, обеспечивают отвод теплоты от двух главных двигателей Wartsila 6L32 суммарной мощностью 5400 кВт и дизель-генератора Caterpillar 3406С мощностью 355 кВт. Система охлаждения главного двигателя состоит из высоко- и низкотемпературного контура. Температура охлаждающей жидкости на входе в ЗО высокотемпературного контура $t'_{1\text{в.к}} = 91$ °С. Согласно ГОСТ 24389-89, температура ЗВ t'_2 при неограниченном районе плавания судов может изменяться от 0 °С в зимний период до 30 °С в летний. Однако с учетом того, что расчетная мощность двигателей, в соответствии с требованиями Правил РМПС, должна определяться при температуре ЗВ $t'_2 = 32$ °С, рассчитанная величина температурного напора $\Delta t = 59$ °С, что больше $\Delta t_{\text{гр}} = 36$ °С (см. рис. 6). Т. е. для ЗО высокотемпературного контура величина коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_2^{\text{в.к}} = 1360$ Вт/(м²·К), что больше 1000 Вт/(м²·К). Температура охлаждающей жидкости дизеля на входе в охладители низкотемпературного контура $t'_{1\text{н.к}} = 44$ °С. При температуре ЗВ $t'_2 = 32$ °С величина температурного напора $\Delta t = 12$ °С, что характерно для работы охладителя с коэффициентом теплоотдачи $\bar{\alpha}_2^{\text{н.к}} = 750$ Вт/(м²·К). Это значение меньше 1000 Вт/(м²·К). Тогда граничную температуру ЗВ t'_2 можно найти как $t'_2 = 44 - \Delta t_{\text{гр}} = 8$ °С. Таким образом, при температуре ЗВ t'_2 , превышающей 8 °С, коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_2$ будет иметь значение ниже 1000 Вт/(м²·К). При этом отношение $\bar{\alpha}_2^{\text{в.к}} / \bar{\alpha}_2^{\text{н.к}} = 1,8$.

Обсуждение

Результаты исследования теплообмена в условиях свободной конвекции в межтрубном пространстве ЗО показали, что на величину среднего коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_2$ оказывают влияние относительный шаг s / d трубок в трубном пучке и значение среднего температурного напора $\Delta \bar{t}$, в то же время существенное влияние скорости ω_1 горячего теплоносителя внутри трубок не установлено (см. рис. 4). Для пучков трубок с шагом $s / d = 1,5$ и $2,0$ ($d_e = 9$ и 14 мм) определены два режима течения. В этом случае среднюю теплоотдачу рассчитываем отдельно для участков с различными режимами течения. Для шага $s / d = 3,0$ ($d_e = 22$ мм) режим течения не меняется. Как показывает анализ линий регрессии, изображенных на рис. 5, границы режимов зависят от конструктивных параметров и температурного напора.

Рассмотрим физические закономерности, присущие каждому режиму, и их влияние на теплоотдачу:

$$s / d = 1,5.$$

В области $\Delta \bar{t} < 27$ °С за счет разности температур между нагретыми стенками трубок и ЗВ в межтрубном пространстве вдоль поверхности трубок образуются динамический и тепловой пограничные слои, толщина которых постепенно растет по высоте трубки. Укажем режим течения при таких условиях режимом пограничного слоя. Исходя из того, что в формуле (2) переменная $\Delta \bar{t}$ имеет степень 0,186, примем на этом участке ламинарный режим течения пограничного слоя.

В области $\Delta \bar{t} = 27$ °С пограничный слой заполняет все межтрубное пространство. Поток полностью гидродинамически стабилизирован. Рост температурного напора увеличивает расход свободно-конвективного потока и при той же площади проходного сечения приводит к увеличению скорости, что объясняет появление в уравнении (3) переменной ω_2 — скорости ЗВ в межтрубном пространстве. К турбулентному режиму течения пограничного слоя добавляется эффект «вытяжной трубы», и за счет ускорения потока возрастает теплоотдача:

$$s / d = 2,0.$$

На обоих участках $\Delta \bar{t}$ отсутствует существенное влияние скорости ω_2 на теплоотдачу $\bar{\alpha}_2$. В области $\Delta \bar{t} = 31$ °С происходит смена режима течения пограничного слоя с ламинарного ($\Delta \bar{t}$ в степени 0,249) на турбулентный ($\Delta \bar{t}$ в степени 0,362):

$$s / d = 3,0.$$

Увеличение шага снижает эффект теплового и гидродинамического взаимодействия соседних трубок. Если трубки находятся далеко друг от друга, то теплообмен соответствует условиям одиночной трубы в неограниченном пространстве. В формуле (6), определяющей условия теплообмена для пучка труб с шагом $s / d = 3,0$, $\Delta \bar{t}$ находится в степени 0,197, что указывает на ламинарный режим течения пограничного слоя вдоль всей поверхности трубки.

В дальнейших исследованиях для точной оценки режимов течения и процессов теплообмена необходимо провести обобщение полученных результатов, используя теорию подобия.

Заключение

Применение компактных пучков труб с относительным шагом $s / d < 2,0$, так же, как и повышение температурного напора, является приоритетным направлением повышения внешней теплоотдачи ЗО, работающих в условиях свободной конвекции. Охладители высокотемпературного контура с учетом значительных температурных напоров имеют высокие коэффициенты теплоотдачи к ЗВ на всех режимах работы. Охладители, входящие в систему охлаждения низкотемпературного контура, в связи с невысокой температурой горячего теплоносителя имеют низкую теплоотводящую способность при температуре ЗВ, превышающей 8 °С. С учетом расчетной температуры ЗВ, равной 32 °С, теплоотдача охладителей низкотемпературного контура в 1,8 раза ниже, чем у охладителей высокотемпературного контура.

Таким образом, для повышения эффективности теплоотвода охладителей низкотемпературного контура могут быть выбраны следующие направления исследований:

- увеличение поверхности теплообмена (не всегда допустимо из-за ограниченного пространства бортового ящика);
- снижение биологического обрастания внешней поверхности теплообмена водорослями, ракообразными, моллюсками (в настоящее время известен целый ряд способов защиты);
- повышение температуры горячего теплоносителя низкотемпературного контура (возможны ограничения со стороны требований инструкции по эксплуатации дизеля);
- повышение коэффициента теплоотдачи к ЗВ за счет интенсификации теплообмена (вполне возможно, если выбрать эффективный и доступный для данных условий эксплуатации ЗО способ).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Владецкий Д. О. Повышение теплоотдачи заборной воде в погружном теплообменном аппарате замкнутой системы охлаждения СЭУ / Д. О. Владецкий, О. В. Владецкий // Водный транспорт. — 2012. — № 1 (13). — С. 36–41.
2. Бокскулер Boksma [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.kelvion.ru/products/shell-tube-heat-exchangers/machine-cooling-systems/box-cooler> (дата обращения: 06.09.2017).
3. Młynarczak A. Box coolers as an alternative to existing cooling systems / A. Młynarczak // Scientific Journals Maritime University of Szczecin. — 2013. — nr. 36 (108) z. 2. — Pp. 131–136.
4. Sparrow E. M. Vertical-channel natural convection spanning between the fully-developed limit and the single-plate boundary-layer limit / E. M. Sparrow, L. F. A. Azevedo // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 1985. — Vol. 28. — Is. 10. — Pp. 1847–1857. DOI: 10.1016/0017-9310(85)90207-8.
5. Olsson C. O. Prediction of Nusselt number and flow rate of buoyancy driven flow between vertical parallel plates / C. O. Olsson // Transactions-American Society of Mechanical Engineers Journal of Heat Transfer. — 2004. — Vol. 126. — Is. 1. — Pp. 97–104. DOI:10.1115/1.1643908.
6. 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.

7. Ткач С. Н. Оптимизация конструктивных характеристик заборного охладителя на основе сравнительного анализа удельной эффективности теплообмена / С. Н. Ткач // Сб. науч. тр. СТУЭиП. — 2013. — № 1 (45). — С. 68–76.
8. Ткач С. Н. Экспериментальные исследования теплообмена заборного охладителя в условиях свободной конвекции / С. Н. Ткач // Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. — 2016. — № 4 (267). — С. 27–34.
9. Политова Т. О. Корреляционный анализ факторов, влияющих на отказы трубопроводов тепловых сетей. [Электронный ресурс] / Т. О. Политова, Ш. Г. Зиганшин, Р. Р. Салыхова, А. О. Малахов. — Режим доступа: ivdon.ru/magazine/archive/n3y2015/3278 (дата обращения: 06.09.2017).
10. Безюков О. К. Комплексная оптимизация параметров охлаждения судовых энергетических установок / О. К. Безюков, В. А. Жуков // Журнал Университета водных коммуникаций. — 2012. — № 1. — С. 51–60.

REFERENCES

1. Vladetsky, D. O., and O. V. Vladetsky. "Intensification of heat transfer in immersed plate heat exchanger power plant closed cooling system." *Vodnyi transport* 1(13) (2012): 36–41.
2. Bokskuler Boksmas. Web. 6 Sept. 2017 <<http://www.kelvion.ru/products/shell-tube-heat-exchangers/machine-cooling-systems/box-cooler>>.
3. Młynarczak, A. "Box coolers as an alternative to existing cooling systems." *Scientific Journals Maritime University of Szczecin* 36(108) z. 2 (2013): 131–136.
4. Sparrow, E. M., and L. F. A. Azevedo. "Vertical-channel natural convection spanning between the fully-developed limit and the single-plate boundary-layer limit." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 28.10 (1985): 1847–1857. DOI: 10.1016/0017-9310(85)90207-8.
5. Olsson, Carl-Olof. "Prediction of Nusselt number and flow rate of buoyancy driven flow between vertical parallel plates." *Transactions-American Society of Mechanical Engineers Journal of Heat Transfer* 126.1 (2004): 97–104. DOI:10.1115/1.1643908.
6. 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.
7. Tkach, S. N. "Optimizatsiya konstruktivnykh kharakteristik zabornogo okhladitelya na osnove sravnitel'nogo analiza udel'noi effektivnosti teploobmena." *Sb. nauchn. tr. SNUYaEiP* 1(45) (2013) 68–76.
8. Tkach, S. N. "Eksperimental'nye issledovaniya teploobmena zabornogo okhladitelya v usloviyakh svobodnoi konveksii." *Trudy Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnicheskogo universiteta* 4(267) (2016): 27–34.
9. Politova, T. O., S. H. Ziganshin, R. R. Salyakhova, and A.O. Malakhov. "Correlation analysis of the factors influencing the failures of pipelines of heat networks." *E-journal "Engineering journal of Don"* 3 (2015). Web. 6 Sept. 2017 <ivdon.ru/magazine/archive/n3y2015/3278>.
10. Bezyukov, O. K., and V. A. Zhukov. "The complex optimization of parameters of cooling for ship power plants." *Zhurnal Universiteta vodnykh kommunikatsii* 1 (2012): 51–60.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Ткач Сергей Николаевич —
старший преподаватель
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный
университет»
299053, Российская Федерация, Севастополь,
ул. Университетская, 33
e-mail: snkach@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Tkach, Sergey N. —
Senior Lecturer
Sevastopol State University
33 Universitetskaya Str., Sevastopol, 299053,
Russian Federation
e-mail: snkach@mail.ru

Статья поступила в редакцию 11 сентября 2017 г.

Received: September 11, 2017.