

УДК 621.436:62–714.2

## ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАБОРТНОГО ОХЛАДИТЕЛЯ ПО МАКСИМАЛЬНОМУ ЗНАЧЕНИЮ УДЕЛЬНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА

С.Н. Ткач

*Севастопольский национальный технический университет*

Представлены результаты оптимизации конструктивных характеристик заборного теплообменника системы охлаждения судовой дизельной энергетической установки. Получены уравнения регрессии, описывающие зависимость удельной эффективности теплообмена на наружной поверхности U-образной трубки и ее отдельных участков в пучке от скорости горячей воды в трубках, от температуры горячей воды на входе в участок и от относительного шага. Предложена зависимость удельной эффективности теплообмена от длины трубок на отдельных участках, от скорости и температуры горячей воды. Найден оптимальный относительный шаг расположения трубок в трубном пучке заборного теплообменника.

### Введение

В последнее время на судах получили широкое распространение централизованные системы охлаждения, состоящие из трех контуров: высокотемпературного и низкотемпературного контуров пресной воды и контура заборной воды (рис. 1, а). Такая конфигурация позволяет значительно, на 80...90 %, сократить длину трубопроводов заборной воды, сократить до минимума объем обслуживания и ремонта системы охлаждения, уменьшить ее стоимость, обеспечить надежный температурный режим работы судовых дизелей, исключив вахтенное обслуживание в машинном отделении [1].

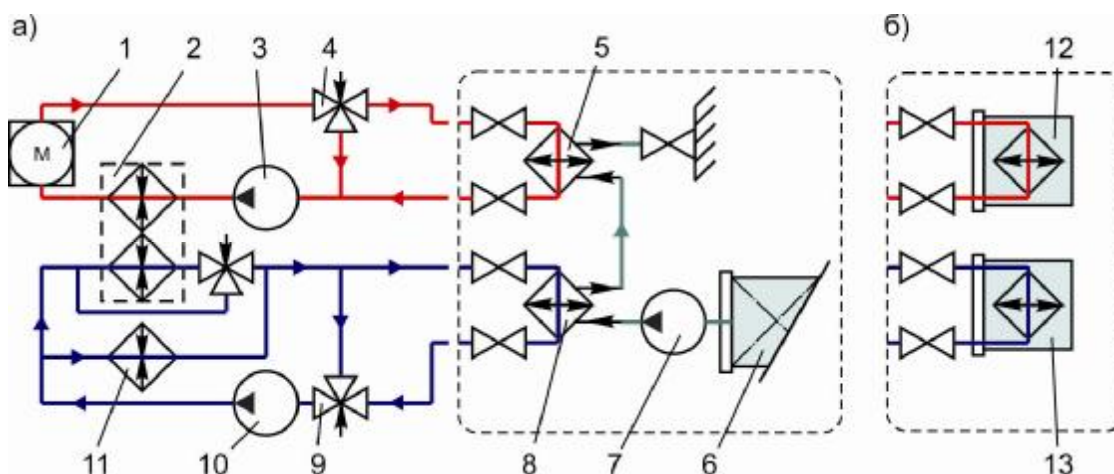


Рис. 1. Схема системы охлаждения двигателя МАК М43С: а – централизованная система с тремя контурами; б – альтернативный контур заборной воды; 1 – дизель; 2 – охладитель наддувочного воздуха; 3, 10 – циркуляционный насос высоко- и низкотемпературного контура; 4, 9 – термостат высоко- и низкотемпературного контура; 5, 8 – центральный охладитель высоко- и низкотемпературного контура; 6 – кингстонный ящик; 7 – насос контура заборной воды; 11 – маслоохладитель; 12, 13 – заборный охладитель высоко- и низкотемпературного контура

Дальнейшим этапом совершенствования централизованных систем охлаждения стал переход на замкнутые системы с расположением центрального заборного охладителя (ЗО) в пространстве конструктивно измененного кингстонного ящика (рис. 1, б). Применение ЗО, теплообменная поверхность которого омывается снаружи заборной водой, позволило исключить контур заборной воды из состава системы охлаждения с его трубопроводами, насосами, фильтрами и арматурой и существенно повысить ее надежность.

В условиях движения судна эффективность ЗО, расположенного в пространстве кингстонного ящика, достаточно высока. Однако при стоянке судна из-за отсутствия набегающего потока холодного теплоносителя эффективность теплоотвода от ЗО падает. На стоянке отвод теплоты от теплопередающей поверхности ЗО осуществляется при свободно-конвективном движении холодного теплоносителя в его межтрубном пространстве.

Поэтому необходима разработка такой конструкции ЗО, которая бы, с одной стороны, удовлетворяла требованиям минимизации его массогабаритных показателей, с другой, – обеспечивала бы эффективный теплоотвод заборной воде, особенно во время стоянки судна.

В связи с этим оптимизация конструктивных характеристик ЗО систем охлаждения судовых энергетических установок является актуальной задачей.

### **Постановка цели и задач исследования**

Настоящая работа является продолжением исследования [2], в котором были представлены результаты экспериментального исследования свободно-конвективного теплообмена на наружной поверхности опускного участка U-образной трубки трубного пучка, моделирующего теплообменную поверхность ЗО, расположенного в выгородке кингстонного ящика. Выполненная оптимизация конструктивных характеристик трубного пучка позволила определить относительный шаг расположения трубок в пучке, при котором удельная эффективность теплообмена  $h_{оп}$  имеет максимальное значение.

*Целью работы* является оптимизация компоновки трубок в пучке ЗО по результатам исследования внешнего теплообмена на всех его участках: опускном и подъемном. Для достижения поставленной цели решены следующие задачи: выполнены экспериментальные исследования теплообмена на наружной поверхности U-образной трубки и на ее отдельных участках при условии свободно-конвективного движения холодного теплоносителя; проведена оптимизация относительного шага по максимальному значению удельной эффективности теплообмена.

### **Особенности использования показателя «удельная эффективность теплообмена»**

Согласно ГОСТ Р 51749 - 2001, разработанного и принятого в Российской Федерации, для теплообменника в качестве показателя энергетической эффективности предлагается «удельная эффективность теплообмена», определяемая как «отношение величины подъема температуры более холодного потока к разности температур, с которыми два потока входят в теплообменник» [2]. При этом в ГОСТе не указывается, по какому назначению используется теплообменник: в качестве охладителя или подогревателя, что допускает неоднозначность применения этого показателя и его определения.

Более точное определение тепловой эффективности теплообменника с учетом его назначения приводится в справочнике [3].

Здесь эффективность охлаждения определяется как

$$\Phi = (t_1' - t_1'') / (t_1' - t_2')$$

Эффективность нагрева

$$Z = (t_2'' - t_2') / (t_1' - t_2'),$$

где  $t_1'$ ,  $t_1''$ ,  $t_2'$ ,  $t_2''$  – соответственно, температуры, °С: греющего теплоносителя на входе в исследуемый участок и выходе из него; нагреваемого теплоносителя на входе в исследуемый участок и выходе из него (рис. 2).

Приведенное выше уточнение показателя «удельной эффективности теплообмена» с учетом назначения теплообменника позволило нам определить его значения для различных возможных условий применения рассматриваемого теплообменника с U-образной трубной системой. В [2] были получены оптимальные конструктивные характеристики для опускного участка трубной системы теплообменника, работающего в режиме нагревателя. В настоящей работе представлены результаты оптимизации компоновки всей трубной системы этого теплообменника для условий работы в режиме охладителя.

### Планирование эксперимента

В качестве целевой функции принят показатель энергетической эффективности, который для заборного теплообменника–охладителя является удельной эффективностью теплообмена и определяется: для опускного участка высотой  $H_{\text{оп}}$  (рис. 2) по за-

висимости  $h_{\text{оп}} = \frac{t_{1\text{оп}}' - t_{1\text{оп}}''}{t_{1\text{оп}}' - t_{2\text{оп}}'}$ ; для подъемного - высотой  $H_{\text{под}}$  из выражения

$h_{\text{под}} = \frac{t_{1\text{под}}' - t_{1\text{под}}''}{t_{1\text{под}}' - t_{2\text{под}}'}$ ; для всей поверхности трубки - по формуле  $h = \frac{t_{1\text{оп}}' - t_{1\text{под}}''}{t_{1\text{оп}}' - t_2'}$ , где

$t_{1\text{оп}}'$ ,  $t_{1\text{оп}}''$ ,  $t_{1\text{под}}'$ ,  $t_{1\text{под}}''$ ,  $t_{2\text{оп}}'$ ,  $t_{2\text{под}}'$  – соответственно, температуры, °С: горячей воды на

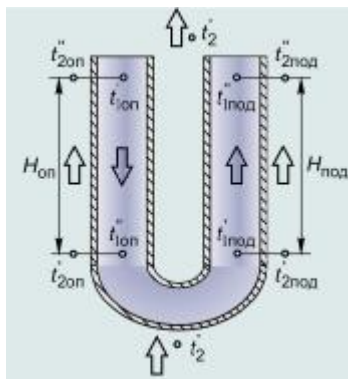


Рис. 2. Расчетная схема заборного охладителя

входе в опускной участок и выходе из него; горячей воды на входе в подъемный участок и на выходе из него; холодной воды на входе в опускной участок; холодной воды на входе в подъемный участок.

Число опытов для исследования трубных пучков с относительным шагом  $s/d = 1,5$ ,  $s/d = 2,0$  и  $s/d = 3,0$  рассчитывается по плану для трех независимых факторов: температуры горячего теплоносителя на входе (40...85 °С); скорости горячего теплоносителя в трубках (0,33...1,67 м/с); температуры холодного теплоносителя на входе (10...30 °С). Использование ротатабельного центрального композиционного планирования позволило оптимально расположить экспериментальные точки в исследуемом факторном пространстве (рис. 3).

В результате проведенных опытов по выбранному плану для трех относительных шагов  $s/d$  получены усредненные по пяти параллельным опытам значения удельной эффективности теплообмена: опускного участка  $h_{\text{оп}}$ , %; подъемного участка  $h_{\text{под}}$ , %; всей поверхности трубки  $h$ , %.

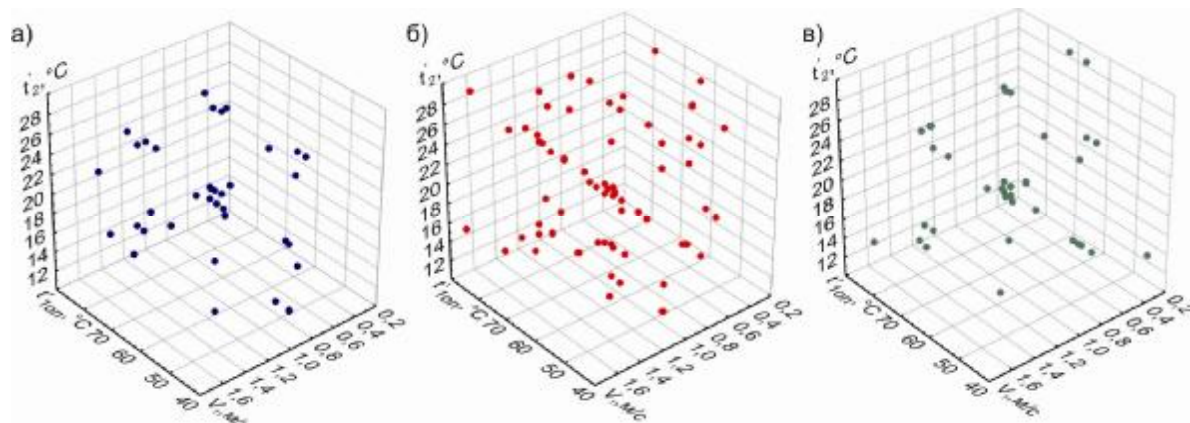


Рис. 3. Расположение опытных точек в факторном пространстве: а –  $s/d = 1,5$ ; б –  $s/d = 2,0$ ; в –  $s/d = 3,0$

### Анализ результатов экспериментальных исследований опускного участка

В результате проведения регрессионного анализа и проверки значимости коэффициентов регрессии по критерию Стьюдента и отсеивания незначимых получено уравнение взаимосвязи между удельной эффективностью теплообмена опускного участка  $h_{\text{оп}}$  и следующими факторами: скоростью горячей воды в трубках  $V_1$  и относительным шагом  $s/d$ . Вид уравнения

$$h_{\text{оп}} = -8,724 - 17,294 \cdot V_1 + 23,962 \cdot s/d + 5,879 \cdot V_1^2 - 5,222 \cdot (s/d)^2. \quad (1)$$

Анализ уравнения регрессии с помощью общего F-критерия Фишера подтверждает адекватность математической модели. Область применения зависимости (1):  $V_1 = 0,33 \dots 1,67$  м/с;  $s/d = 1,5 \dots 3,0$ . Статистические характеристики уравнения (1) приведены в табл. 1. Все коэффициенты уравнения значимы на 5%-м уровне ( $p < 0,05$ ). Это уравнение объясняет 89,1 % ( $R^2 = 0,891$ ) вариации функции отклика  $h_{\text{оп}}$ . Погрешность уравнения составляет 14 %.

Т а б л и ц а 1

### Основные результаты регрессионного анализа опускного участка

Параметр	Коэффициент регрессии	Стандартная ошибка	T-статистика	Уровень значимости, $p$
Свободный член	- 8,724	2,431	- 3,583	$7,09 \cdot 10^{-4}$
$V_1$	- 17,294	1,657	- 10,436	$1,18 \cdot 10^{-14}$
$s/d$	23,962	2,151	11,138	$1,02 \cdot 10^{-15}$
$V_1^2$	5,879	0,807	7,279	$1,31 \cdot 10^{-9}$
$(s/d)^2$	- 5,222	0,469	- 11,133	$1,03 \cdot 10^{-15}$
$h_{\text{оп}}$	$R = 0,94$ ; $R^2 = 0,891$ ; $F(4,55) = 112,4$ ; $p = 8,54 \cdot 10^{-26}$ . Погрешность обработки 0,840 (14 %)			

Наглядное представление о математической модели дает рис. 4, а, на котором изображена в виде кривых линий поверхность отклика  $h_{оп}$ . На рис. 4, б показаны проекции сечений поверхности на плоскость в исследуемой области факторного пространства. Хорошо видно влияние на удельную эффективность теплообмена  $h_{оп}$  как скорости горячей воды  $V_1$ , так и относительного шага  $s/d$ . С увеличением  $s/d$  от 1,5 до 2,2...2,4 значение  $h_{оп}$  возрастает, а при дальнейшем изменении снижается.

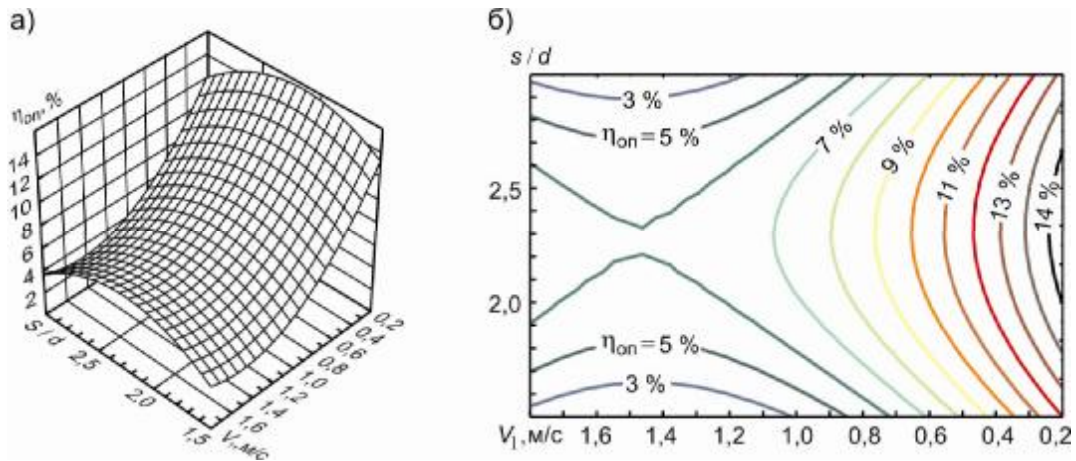


Рис. 4. Зависимость удельной эффективности теплообмена  $h_{оп}$  от скорости  $V_1$  горячей воды в трубках и относительного шага  $s/d$ : а – поверхность отклика; б – проекция сечений поверхности на плоскость

Для нахождения оптимального относительного шага, при котором  $h_{оп}$  принимает максимальное значение, выбраны поперечные сечения поверхности отклика в плоскостях, соответствующих минимальной, средней и максимальной скорости  $V_1$ , равной 0,33, 1,0 и 1,67 м/с (рис. 5, а).

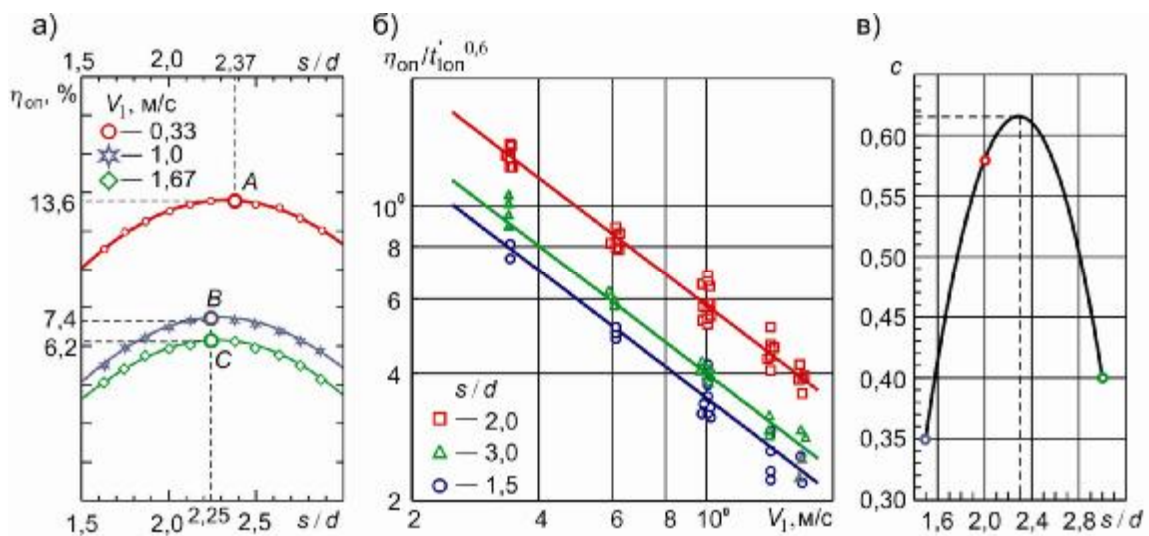


Рис. 5. К решению оптимизационной задачи: а – распределение относительного шага  $s/d$  по сечениям поверхности отклика; б – влияние  $s/d$  на удельную эффективность теплообмена  $h_{оп}$ ; в – зависимость коэффициента  $c$  от  $s/d$

Распределение удельной эффективности теплообмена  $h_{\text{оп}}$  в этих сечениях имеет форму параболы. Наибольшие значения  $h_{\text{оп}}$  находятся в точках: *A* ( $h_{\text{оп}} = 13,6 \%$ ;  $s/d = 2,37$ ;  $V_1 = 0,33$  м/с); *B* ( $h_{\text{оп}} = 7,4 \%$ ;  $s/d = 2,25$ ;  $V_1 = 1,0$  м/с); *C* ( $h_{\text{оп}} = 6,2 \%$ ;  $s/d = 2,25$ ;  $V_1 = 1,67$  м/с).

Примем, исходя из анализа рис. 4, б, что характер влияния фактора  $s/d$ , полученный для трех сечений, справедлив для всей поверхности отклика. Тогда оптимальный относительный шаг  $s/d$ , при котором удельная эффективность теплообмена  $h_{\text{оп}}$  имеет максимальное значение, находится в диапазоне 2,25...2,37.

Прямые, проведенные на графике рис. 5, б, определяют вид эмпирической зависимости  $h_{\text{оп}}/t'_{1\text{оп}}{}^{0,6}$  от  $V_1$  при трех исследуемых относительных шагах. Зависимость  $h_{\text{оп}} = c \cdot V_1^{-0,76} \cdot t'_{1\text{оп}}{}^{0,6}$  показывает рост  $h_{\text{оп}}$  пропорционально  $V_1^{-0,76}$  и  $t'_{1\text{оп}}{}^{0,6}$ . Влияние на  $h_{\text{оп}}$  относительного шага отражает коэффициент  $c$  (рис. 5, в), наибольшее значение которого приходится на относительный шаг  $s/d = 2,3$ .

#### Анализ результатов экспериментальных исследований подъемного участка

На основе регрессионного анализа экспериментальных данных получено уравнение взаимосвязи между удельной эффективностью теплообмена подъемного участка  $h_{\text{под}}$  и следующими факторами: скоростью горячей воды в трубках  $V_1$ , температурой горячей воды на входе в подъемный участок  $t'_{1\text{под}}$ , относительным шагом  $s/d$ . После проверки значимости коэффициентов регрессии по критерию Стьюдента и отказа от незначимых запишем уравнение в виде

$$h_{\text{под}} = 24 - 16,531 \cdot V_1 - 8,833 \cdot s/d + 5,324 \cdot V_1^2 + 1,825 \cdot (s/d)^2 + 0,0007 \cdot t'_{1\text{под}}{}^2. \quad (2)$$

Анализ уравнения регрессии с помощью общего F-критерия Фишера подтверждает адекватность математической модели. Область применения зависимости (2):  $V_1 = 0,33 \dots 1,67$  м/с;  $s/d = 1,5 \dots 3,0$ ;  $t'_{1\text{под}} = 40 \dots 85$  °С. Статистические характеристики уравнения (2) приведены в табл. 2. Все коэффициенты уравнения значимы на 5%-м уровне ( $p < 0,05$ ). Это уравнение объясняет 90 % ( $R^2 = 0,9$ ) вариации функции отклика  $h_{\text{под}}$ . Погрешность уравнения составляет 14 %.

Т а б л и ц а 2

#### Основные результаты регрессионного анализа подъемного участка

Параметр	Коэффициент регрессии	Стандартная ошибка	T-статистика	Уровень значимости, $p$
Свободный член	24,0	1,767	13,576	$2,45 \cdot 10^{-24}$
$V_1$	- 16,531	1,06	- 15,59	$2,09 \cdot 10^{-28}$
$s/d$	- 8,833	1,608	- 5,492	$3,07 \cdot 10^{-7}$
$V_1^2$	5,324	0,517	10,283	$2,63 \cdot 10^{-17}$
$(s/d)^2$	1,825	0,349	5,225	$9,67 \cdot 10^{-7}$
$t'_{1\text{под}}$	$7,0 \cdot 10^{-4}$	$4,9 \cdot 10^{-5}$	14,182	$1,39 \cdot 10^{-25}$
$h_{\text{под}}$	$R = 0,949$ ; $R^2 = 0,9$ ; $F(5,99) = 179,9$ ; $p < 0,05$ . Погрешность обработки 0,864 (14 %)			

Удобное представление уравнения регрессии в виде поверхности отклика и проекции сечений поверхности на плоскость в факторном пространстве показано на рис. 6, а и б. Следует отметить, что существенный рост удельной эффективности теплообмена  $h_{\text{под}}$  наблюдается на участке скорости горячей воды  $V_1$  0,9...0,33 м/с. Влияние относительного шага на  $h_{\text{под}}$  незначительно. Для определения характера влияния и нахождения оптимального относительного шага, при котором  $h_{\text{под}}$  принимает максимальное значение, выбраны поперечные сечения поверхности отклика в плоскостях, соответствующих минимальной, средней и максимальной скорости  $V_1$ , равной 0,33, 1,0 и 1,67 м/с (рис. 7, а). Анализируя профиль сечений, можно определить, что наибольшее значение  $h_{\text{под}}$  находится в точках: А ( $h_{\text{под}} = 11,8\%$ ;  $s/d = 3,0$ ;  $V_1 = 0,33$  м/с); В ( $h_{\text{под}} = 6,3\%$ ;  $s/d = 1,5$ ;  $V_1 = 1,0$  м/с); С ( $h_{\text{под}} = 5,5\%$ ;  $s/d = 1,5$ ;  $V_1 = 1,67$  м/с).

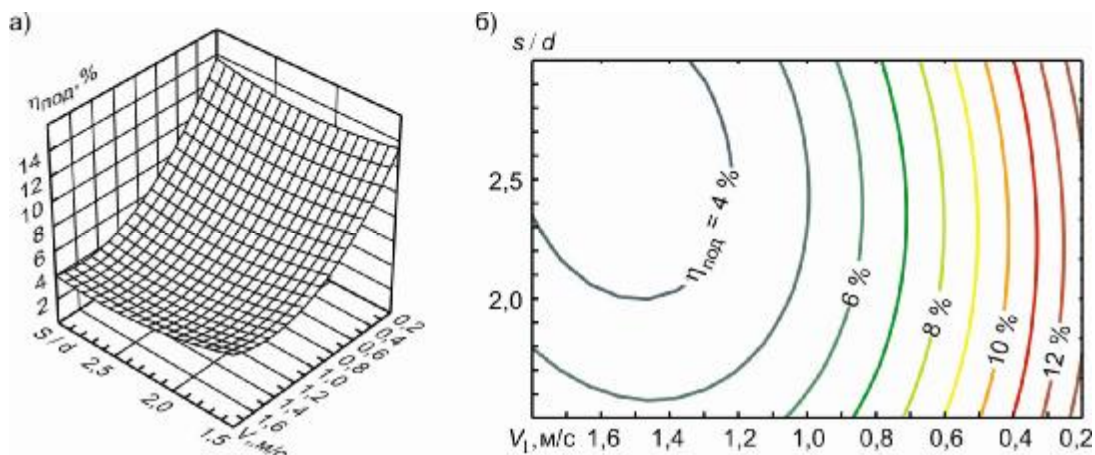


Рис. 6. Зависимость удельной эффективности теплообмена  $h_{\text{под}}$  подъемного участка от скорости  $V_1$  горячей воды в трубках и относительного шага  $s/d$ : а – поверхность отклика; б – проекция сечений поверхности на плоскость

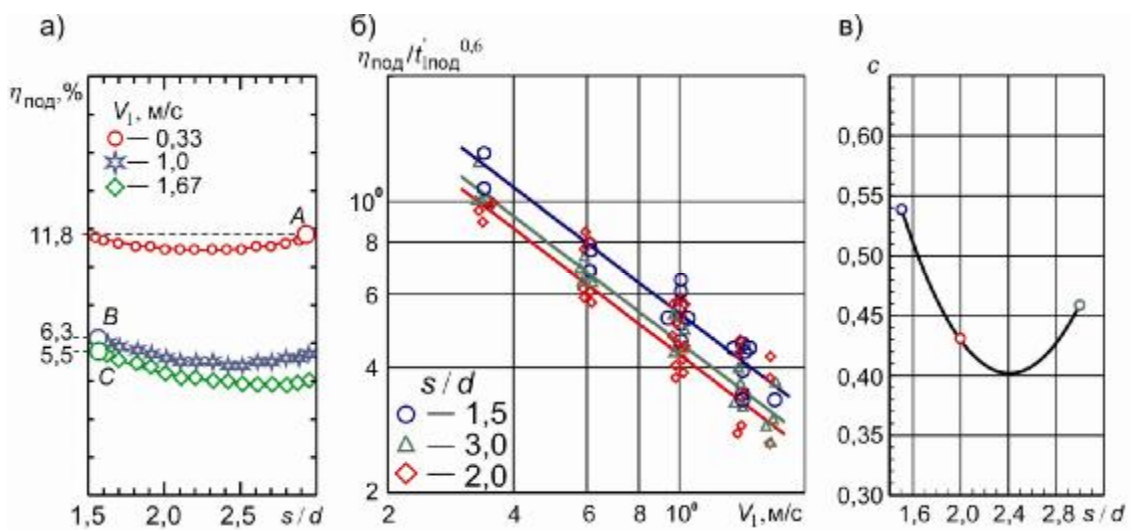


Рис. 7. К решению оптимизационной задачи: а – распределение относительного шага  $s/d$  по сечениям поверхности отклика; б – влияние  $s/d$  на удельную эффективность теплообмена  $h_{\text{под}}$ ; в – зависимость коэффициента  $c$  от  $s/d$

Примем, исходя из анализа проекции сечений на плоскость на рис. 6, б, что профиль выбранных сечений справедлив для всей поверхности отклика. Тогда оптимальный относительный шаг, при котором  $h_{\text{под}}$  имеет максимальное значение, приходится на  $s/d = 1,5$  и  $3,0$ .

Результаты экспериментальных исследований  $h_{\text{под}}$  для  $s/d = 1,5, 2,0$  и  $3,0$  представлены на рис. 7, б. Прямые, проведенные по экспериментальным точкам для трех исследуемых относительных шагов, определяют вид эмпирической зависимости  $h_{\text{под}}/t'_{1\text{оп}}^{0,6}$  от  $V_1$ :  $h_{\text{под}} = c \cdot V_1^{-0,76} \cdot t'_{1\text{оп}}^{0,6}$ . Влияние на  $h_{\text{под}}$  относительного шага отражает коэффициент  $c$  (рис. 7, в), наибольшее значение которого при  $s/d = 1,5$ .

### Анализ результатов экспериментальных исследований всей поверхности трубки

Для описания взаимосвязи между удельной эффективностью теплообмена  $h$  и независимыми факторами при свободно-конвективном движении холодной воды в межтрубном пространстве 3О было получено уравнение регрессии

$$h = 30,6 - 36,23 \cdot V_1 + 11,7 \cdot V_1^2 - 0,236 \cdot (s/d)^2 + 0,072 \cdot t'_{1\text{оп}} + 0,0006 \cdot t'_{1\text{оп}}^2. \quad (3)$$

Формула (3) справедлива при  $V_1 = 0,33 \dots 1,67$  м/с,  $s/d = 1,5 \dots 3,0$ ,  $t'_{1\text{оп}} = 40 \dots 85$  °С. Статистические характеристики уравнения (3) приведены в табл. 3. Все коэффициенты уравнения значимы на 5%-м уровне ( $p < 0,05$ ). Полученное уравнение объясняет 97 % ( $R^2 = 0,97$ ) вариации функции отклика  $h$ . Погрешность уравнения составляет 7 %.

Т а б л и ц а 3

#### Основные результаты регрессионного анализа

Параметр	Коэффициент регрессии	Стандартная ошибка	T-статистика	Уровень значимости, $p$
Свободный член	30,6	1,044	29,32	$p < 0,05$
$V_1$	- 36,23	0,838	- 43,21	$p < 0,05$
$V_1^2$	11,697	0,407	28,718	$p < 0,05$
$(s/d)^2$	- 0,236	0,028	- 8,349	$9,96 \cdot 10^{-15}$
$t'_{1\text{оп}}$	0,072	0,033	2,17	0,031
$t'_{1\text{оп}}^2$	0,0006	0,00026	2,349	0,0197
$h$	$R = 0,985$ ; $R^2 = 0,97$ ; $F(5,206) = 1354$ ; $p < 0,05$ . Погрешность обработки 0,98 (7 %)			

Графическое представление уравнения регрессии в виде поверхности отклика в аксонометрии и проекции сечений поверхности на плоскость в координатах факторов показаны на рис. 8. Из рисунков следует, что характер зависимости  $h$  от  $s/d$  и  $t'_{1\text{оп}}$  практически линейный и отличается от характера зависимости  $h_{\text{оп}}$  и  $h_{\text{под}}$ . Начало интенсивно-



го роста удельной эффективности теплообмена  $h$  видим при скорости  $V_1 = 1,2$  м/с. В случае опускного и подъемного участка – 0,9 м/с. Это объясняется тем, что длина всей трубки больше длины рассмотренных ранее отдельных участков. Следовательно, при увеличении длины трубной системы, насколько это позволяет пространство кингстонного ящика, можно обеспечить повышение удельной эффективности теплообмена на режимах работы ЗО с относительно высокой скоростью движения горячей воды внутри контура системы охлаждения двигателя.

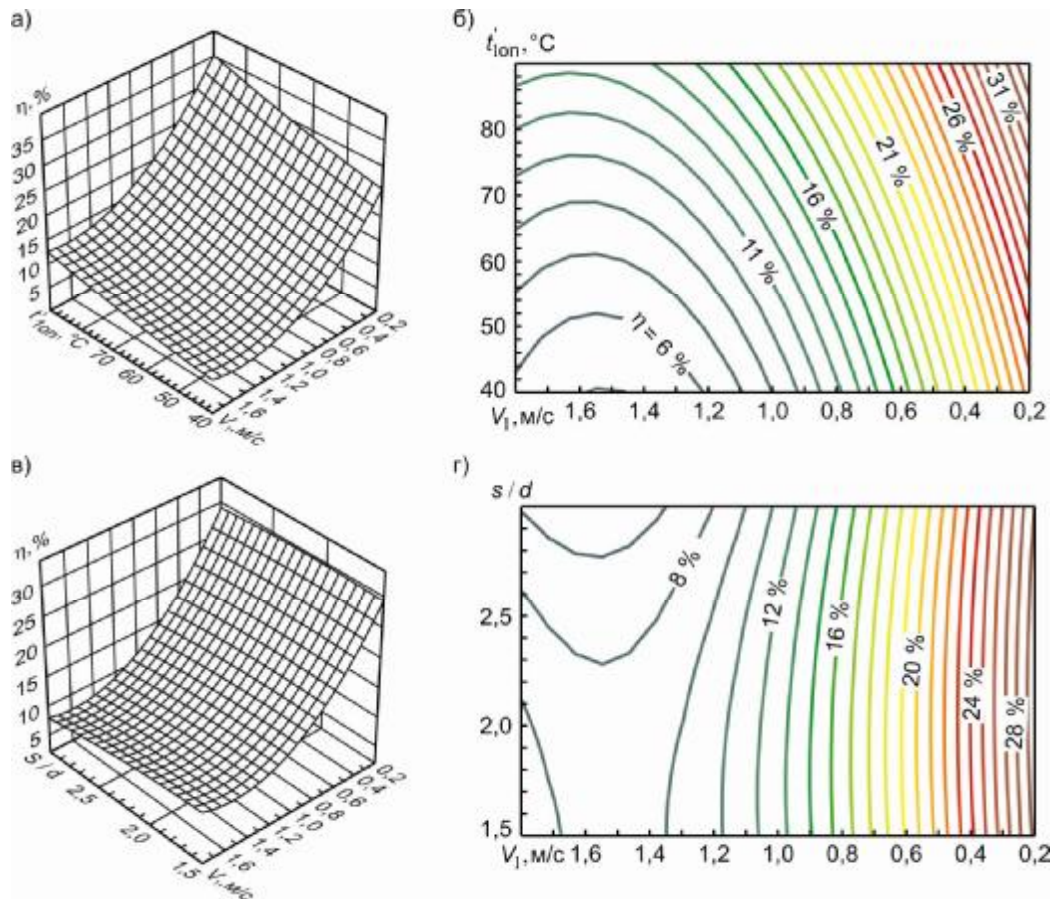


Рис. 8. Зависимость удельной эффективности теплообмена  $h$  охладителя от скорости  $V_1$  горячей воды в трубках, относительного шага  $s/d$ , температуры горячей воды  $t_{10п}$  на входе в ЗО: а, в – поверхность отклика; б, г – проекция сечений поверхности на плоскость

Выберем поперечные сечения поверхности отклика в плоскостях, соответствующих минимальной, средней и максимальной скорости  $V_1$ , равной 0,33, 1,0 и 1,67 м/с (рис. 9, а). Наибольшее значение  $h$  находится в точках:  $A$  ( $h = 25,9$  %;  $s/d = 2,1$ ;  $V_1 = 0,33$  м/с);  $B$  ( $h = 12,8$  %;  $s/d = 1,7$ ;  $V_1 = 1,0$  м/с);  $C$  ( $h = 9,9$  %;  $s/d = 1,5$ ;  $V_1 = 1,67$  м/с).

Примем, исходя из анализа проекции сечений на плоскость на рис. 8, г, что профиль выбранных сечений справедлив для всей поверхности отклика. Тогда оптимальный относительный шаг, при котором  $h$  имеет максимальное значение, приходится на относительный шаг от 1,5 до 2,1.

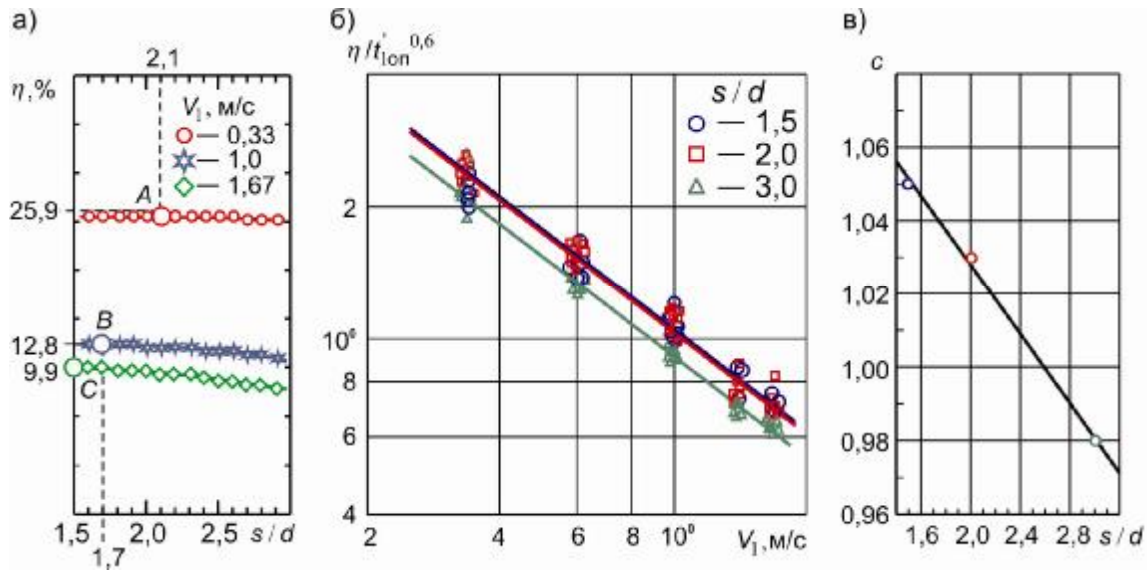


Рис. 9. К решению оптимизационной задачи: а – распределение относительного шага  $s/d$  по сечениям поверхности отклика; б – влияние  $s/d$  на удельную эффективность теплообмена  $h$ ; в – зависимость коэффициента  $c$  от  $s/d$

Результаты опытов нанесем на график со шкалой в логарифмическом масштабе в виде зависимости  $h/t_{1\text{оп}}^{0,6}$  от  $V_1$  для относительного шага  $s/d = 1,5, 2,0$  и  $3,0$  (рис. 9, б). Опытные точки на графике ложатся на прямые, которые аппроксимируются уравнением  $h = c \cdot V_1^{-0,76} \cdot t_{1\text{оп}}^{0,6}$ . Влияние относительного шага трубок учитывается коэффициентом  $c$  (рис. 9, в), значение которого находится из выражения  $c = 1,09 \cdot (s/d)^{-0,1}$ . Тогда эмпирическую зависимость можно привести к следующему виду:

$$h = 1,09 \cdot V_1^{-0,76} \cdot t_{1\text{оп}}^{0,6} \cdot \left(\frac{s}{d}\right)^{-0,1}. \quad (4)$$

Как следует из уравнения (4), на удельную эффективность теплообмена малое влияние оказывает относительный шаг  $s/d$ , влияние скорости  $V_1$  и температуры  $t_{1\text{оп}}$  остается таким же, как для опускного и подъемного участка.

Таким образом, путем сравнительного анализа удельной эффективности теплообмена найдены оптимальные конструктивные характеристики заборного охладителя для опускного, подъемного участка и всей поверхности U-образной трубки при свободно-конвективном движении холодной воды в межтрубном пространстве.

Задачей дальнейшего исследования является анализ удельной эффективности теплообмена заборного охладителя в условиях газожидкостной интенсификации движения холодной воды в межтрубном пространстве.

## Выводы

Методами планирования эксперимента и регрессионного анализа получены уравнения регрессии, описывающие зависимость удельной эффективностью теплообмена опускного, подъемного участка и всей поверхности трубки в трубном пучке от сле-

дующих факторов: скорости горячей воды в трубках; температуры горячей воды на входе в рассматриваемый участок; относительного шага. Погрешность уравнений регрессии для рассмотренных участков составила, соответственно, 14 %, 14 % и 7 %.

Анализом поверхности отклика и анализом эмпирических зависимостей установлена зависимость удельной эффективности теплообмена от длины трубок на исследуемых участках, скорости  $V_1^{-0,76}$  и температуры  $t'_{10п}{}^{0,6}$  горячей воды.

Путем сравнительного анализа удельной эффективности теплообмена найден оптимальный относительный шаг: для опускного участка –  $s/d = 2,3$ ; подъемного –  $s/d = 1,5$ .

## **ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАБОРТНОГО ОХОЛОДЖУВАЧА ЗА МАКСИМАЛЬНИМ ЗНАЧЕННЯМ ПИТОМОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ**

**С.М. Ткач**

Надані результати оптимізації конструктивних характеристик забортного теплообмінника системи охолодження суднової дизельної енергетичної установки. Отримані рівняння регресії, що описують залежність питомої ефективності теплообміну на зовнішній поверхні U-подібної трубки і її окремих ділянок в пучку від швидкості гарячої води в трубках, від температури гарячої води на вході в ділянку і від відносного кроку. Запропонована залежність питомої ефективності теплообміну від довжини трубок на окремих ділянках, від швидкості і температури гарячої води. Знайдено оптимальний відносний крок розміщення трубок у трубному пучку забортного теплообмінника.

## **OPTIMIZATION of OUTBOARD COOLER'S CONSTRUCTIVE CHARACTERISTICS according to MAXIMUM VALUE of HEAT EXCHANGE SPECIFIC EFFICIENCY**

**S. Tkach**

The optimization of outboard heat exchanger constructive characteristics in the ship diesel power plant cooling system has been resulted. The regression equations described the dependence of the heat exchange specific efficiency upon the U-shaped tube external surface and its separate sections in the bunch on the hot water velocity in tubes and hot water temperature at the entrance to the sections and on the pitch ratio have been obtained. The heat exchange specific efficiency dependence on the tubes length in separate sections on the hot water velocity and temperature was given. The optimum relative spacing of tubes arrangement in the pipe bunch of the outboard heat exchanger was evaluated.

### **Список использованных источников**

1. *Овсянников М.К.* Судовые дизельные установки: справочник / М.К. Овсянников, В.А. Петухов. – Л.: Судостроение, 1986. – 424 с.
2. *Ткач С.Н.* Оптимизация конструктивных характеристик забортного охладителя на основе сравнительного анализа удельной эффективности теплообмена / С.Н. Ткач // Зб. наук. пр. СНУЯЕтаП. – Севастополь: СНУЯЭиП, 2013. – Вип. 1 (45). – С. 68 – 76.
3. *Бажан П.И.* Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.

Надійшла до редакції 04.06.2013 р.