

УДК 62-713.1:621.436

К.Ю. Федоровский, д-р техн. наук

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Введение

В настоящее время наибольшее распространение в практике судостроения получили разомкнутые двухконтурные системы охлаждения судовых двигателей. Циркулирующая через двигатель пресная вода охлаждается водой, принимаемой из-за борта. Однако, такие системы имеют сравнительно низкую надежность, в первую очередь для судов технического флота, особенно при работе в мелководной, часто загрязненной акватории. Кроме того, они существенно уничтожают рыбные ресурсы морей и рек [1]. Этих недостатков лишены замкнутые системы охлаждения (ЗСО), исключая прием забортной воды. Существуют конструкции таких систем, предусматривающие прокачивание горячей пресной воды от двигателя по специальным каналам вдоль внутренней поверхности судовой обшивки и отвод теплоты в забортную воду (рис. 1).

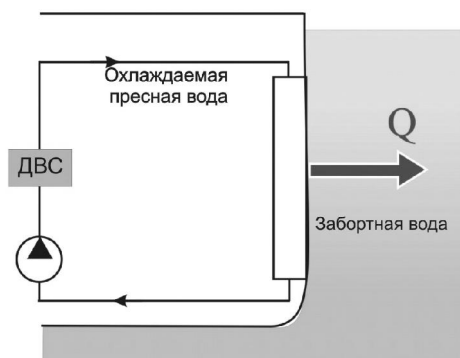


Рис. 1. Схема замкнутой системы охлаждения судового двигателя

К сожалению, при стоянке судна эффективность работы таких системы низка, что предопределяет их значительные массогабаритные показатели.

Постановка проблемы

Широкое внедрение в практику ЗСО сдерживается отсутствием разработанных применительно к судовым условиям методов интенсификации теплоотдачи в забортную воду и расчетных зависимостей для определения требуемых для теплоотвода площадей судовой обшивки. В первую очередь это касается обеспечения интенсификации теплоотдачи в наиболее неблагоприятном случае, когда теплоотвод осуществляется в неподвижную относительно судна забортную воду. Также необходима разработка методов интенсификации теплоотдачи, подводимой к судовой обшивке охлаждаемой пресной воды.

Выделение нерешенных задач

Известно сравнительно большое количество методов интенсификации теплоотдачи [2]: дополнительная турбулизация потока, вибрация, псевдооживление и т.д. Большинство из них по разным причинам не приемлемо для судовых условий, в первую очередь в отношении теплоотдачи в забортную воду.

Представляет интерес метод, базирующийся на использовании пузырьков воздуха [2]. Однако приведенные зависимости получены для вертикальных каналов применительно к оборудованию химической промышленности и не учитывают судовую специфику.

Таким образом, задачами исследования является разработка с учетом возможности использования в судовых условиях методов:

- интенсификации теплоотдачи охлаждаемой пресной воды к внутренней стороне судовой обшивки;

– интенсификации теплоотдачи от наружной поверхности судовой обшивки в забортную воду.

Причем вторая из указанных задач должна быть выполнена для случая теплоотдачи при свободной конвекции.

Изложение основного материала

В принципе возможны различные способы подвода охлаждаемой жидкости к внутренней стороне судовой обшивки. Конструкции с использованием лабиринтного канала достаточно хорошо изучены и имеют высокую эффективность теплоотдачи [3]. Представляет интерес разработка методов интенсификации теплоотдачи в случае струйного подвода охлаждаемой жидкости, что конструктивно проще и во многих случаях более предпочтительно. Для интенсификации теплоотдачи было предложено устанавливать на выходном патрубке специальный экран (рис. 2).

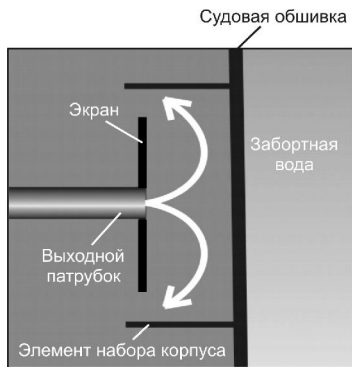


Рис. 2. Схема струйного подвода со специальным экраном

При этом достигнуто увеличение коэффициента теплоотдачи на 20...30 % (рис. 3) при одновременном снижении гидравлического сопротивления.

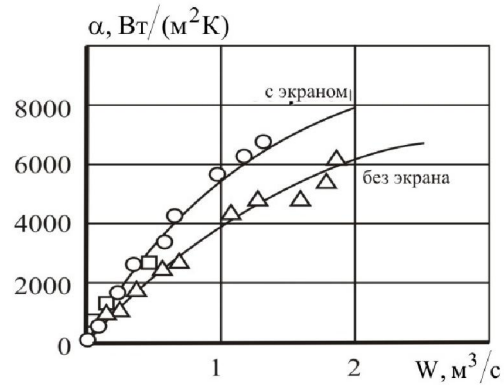


Рис. 3. Зависимость коэффициента теплоотдачи α от расхода охлаждаемой жидкости W

Проведенные визуальные исследования выявили различный характер течения жидкости вдоль теплоотдающей поверхности (рис. 4).

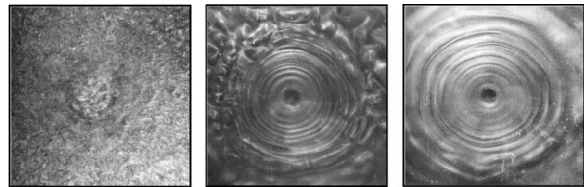


Рис. 4. Течение жидкости вдоль теплоотдающей поверхности

Выполненные с учетом этого теплотехнические исследования позволили определить соответствующие различным режимам течения уравнения подобия (1) – (3).

$$\overline{Nu} = 3,14 Re_h^{0,44} \left(\frac{h}{r}\right)^{0,53-0,451g\frac{r}{R}} \left(\frac{r}{R}\right)^{0,69} \times Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25} \quad (1)$$

при $Re_h = 630...2000$

$$\overline{Nu} = 0,15 Re_h^{0,84} \left(\frac{h}{r}\right)^{0,53-0,421g\frac{r}{R}} \left(\frac{r}{R}\right)^{0,082} \times Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25} \quad (2)$$

при $Re_h = 2000...10^4$

$$\overline{Nu} = 6,14 Re_h^{0,44} \left(\frac{h}{r}\right)^{0,56-0,42 \lg \frac{r}{R}} \left(\frac{r}{R}\right)^{0,094} \times Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25} \quad (3)$$

при $Re_h = 10^4 \dots 2,5 \cdot 10^4$

где \overline{Nu} , Re и Pr - соответственно числа Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля;

r , R - соответственно радиус внутреннего отверстия выходного патрубка и вписанной окружности поверхности теплоотдачи;

h - расстояние между экраном и поверхностью.

С целью интенсификации теплоотдачи от наружной поверхности судовой обшивки в забортную воду при стоянке судна (теплоотдача при свободной конвекции) было предложено использовать газожидкостные струи. Для этого снаружи судовой обшивки снизу теплоотдающей поверхности устанавливается коллектор, подающий воздух. Известно, что пузырьки воздуха при всплытии в воде имеют поперечные пульсации. Поэтому подаваемый воздух не только проталкивает и турбулизирует неподвижную забортную воду вдоль теплоотдающей поверхности, но и способствует разрушению пристенного пограничного слоя, препятствующего теплоотдаче.

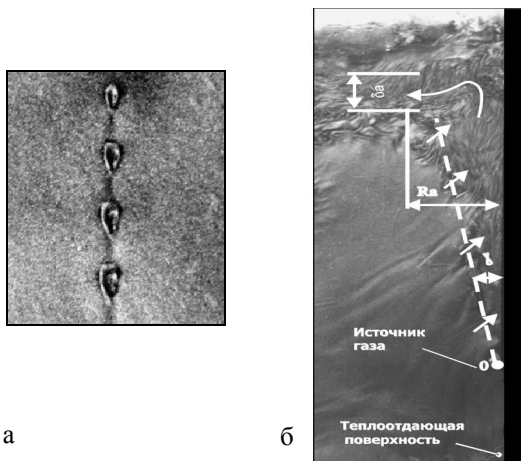


Рис. 5. а) визуализация ударов пузырьков воздуха о теплоотдающую поверхность; б) газожидкостная полуограниченная струя

Визуальные исследования подтвердили описанный механизм воздействия пузырьков (рис. 5).

Теплотехнические исследования проводились на экспериментальной модели высотой 0,8 м и шириной 0,5 м, помещенной в емкость с неподвижной водой объемом 15 м³. Анализ экспериментальных данных показал, что при незначительных температурных напорах, порядка 2...4 °С, газожидкостные струи обеспечивают увеличение коэффициента теплоотдачи в 20...25 раз (рис. 6)

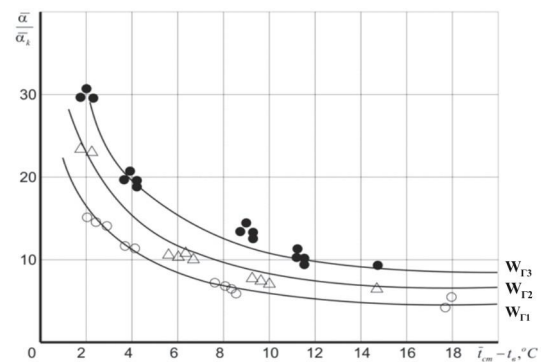


Рис. 6. Сопоставление теплоотдачи газожидкостной струи $\overline{\alpha}$ и теплоотдачи при свободной конвекции $\overline{\alpha}_к$ в зависимости от температурного напора Δt между стенкой и жидкостью при различных расходах газа W_G

Обработка экспериментального материала (рис. 7) позволила определить уравнение подобия (4), описывающее теплоотдачу газожидкостной струе.

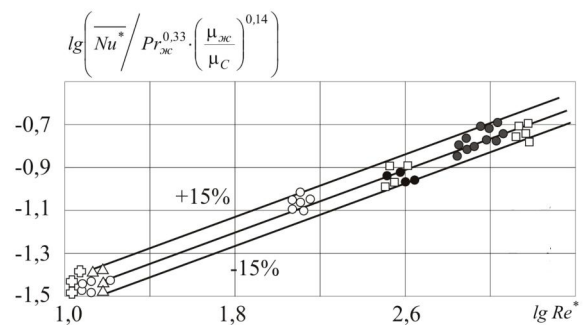


Рис. 7. Экспериментальные данные по теплоотдаче полуограниченной газожидкостной струе

$$Nu^* = 0,015 Re^{*0,35} Pr_{жс}^{0,33} \left(\frac{\mu_{жс}}{\mu_c} \right)^{0,14} \quad (4)$$

где Nu^* и Re^* – соответственно модифицированные числа Нуссельта и Рейнольдса.

Зависимость (4) справедлива при $Re_h = 13...1450$.

Для ряда судов оказывается более предпочтительна конструкция устройства теплоотвода в виде набора расположенных в забортной воде плоских пластин (рис. 8). Охлаждаемая пресная вода движется внутри этих пластин. Здесь также стоит задача необходимости интенсификации теплоотдачи в забортную воду, для решения которой также предложено использовать газожидкостные струи [4].

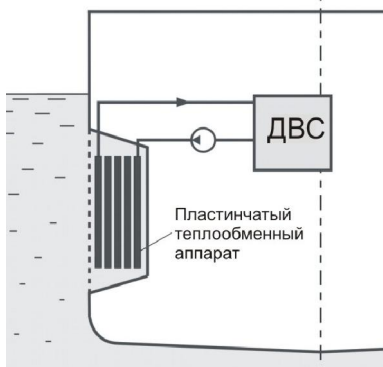


Рис. 8 Схема системы охлаждения с пластинчатым теплообменным аппаратом

Были проведены визуальные исследования [5] по выявлению влияния расположения источника газа на формирование газожидкостной струи (рис. 9).

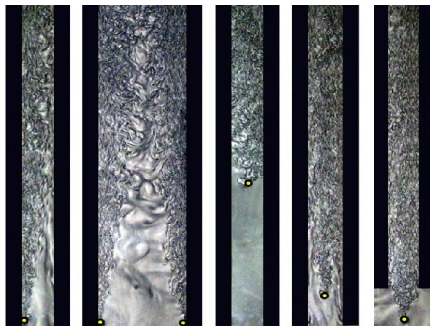


Рис. 9. Результаты визуальных исследований течения газожидкостной струи в зазоре между пластинами

Увеличение расхода газа, подаваемого в зазор между пластинами, сначала приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи (рис. 10). Однако при дальнейшем увеличении расхода газа рост теплоотдачи сначала прекращается, а затем наблюдается снижение $\bar{\alpha}_Г$. Это объясняется кризисом процесса интенсификации теплоотдачи, связанным с вытеснением жидкости газом.

В ходе исследований было получено выражение (5), описывающее данный характер процесса.

$$\bar{\alpha}_Г = 1,25 \cdot 10^5 \left(\frac{W_{ГЛ}}{0,18 \cdot \delta + W_{ГЛ}} \right) - 0,93 \cdot 10^6 \left(\frac{W_{ГЛ}}{0,18 \cdot \delta + W_{ГЛ}} \right)^2 \quad (5)$$

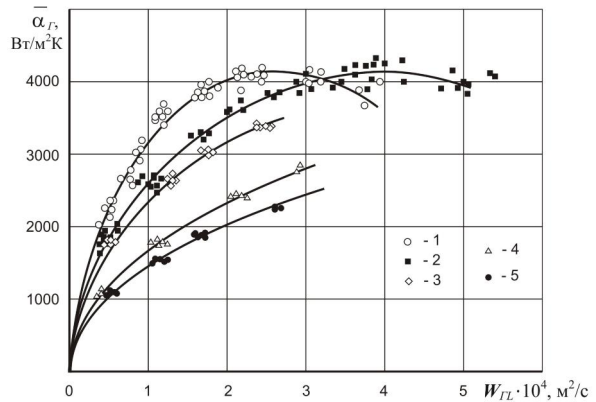


Рис. 10. Зависимость коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_Г$ от удельного расхода газа $W_{ГЛ}$ при различных зазорах между пластинами (1 – 20 мм, 2 – 30 мм, 3 – 40 мм, 4 – 100 мм, 5 – 160 мм)

Окончательная обработка экспериментальных данных по теплоотдаче (рис. 11) позволила определить уравнение подобия (6).

$$\bar{Nu}_Г = 2,2 Re^{*0,46} Pr^{0,33} \left(\frac{\delta}{d_n} \right)^{0,69} \left(\frac{\mu_{жс}}{\mu_c} \right)^{0,14} \quad (6)$$

где δ – зазор между пластинами;

d_n – средний диаметр пузыря;

$\mu_{жс}$ и μ_c – коэффициенты динамической вязкости соответственно при температуре жидкости и стенки.

Зависимость справедлива при $Re^* = 36,8...630$.

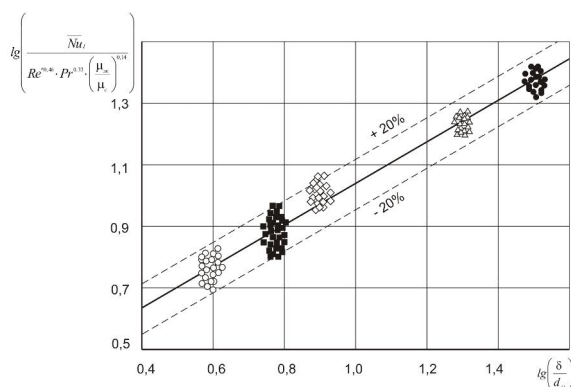


Рис. 11. Экспериментальные данные по теплоотдаче газожидкостной струи внутри плоского канала

Подача газожидкостных струй в зазор между пластинами теплообменника обеспечивает увеличение коэффициента теплоотдачи по сравнению со случаем теплоотдачи при свободной конвекции аналогичное представленному на рис. 6.

Приведенные выше зависимости легко встраиваются в существующие методики теплотехнического расчета теплообменных аппаратов и позволяют получить достоверные результаты в случае применения рассмотренных методов повышения эффективности теплоотвода ЗСО.

В ходе исследования был проведен анализ эффективности метода интенсификации теплоотдачи посредством газожидкостных струй. Сопоставлялось увеличение теплоотвода с необходимыми для этого затратами энергии на подачу требуемого количества сжатого воздуха. В результате было определено, что использование газожидкостных струй является более эффективным по сравнению со случаем, если для достижения того же теплоотвода через зазор проталкивалась однородная жидкость, т.е. обеспечивалась бы вынужденная конвекция.

Подача воздуха вдоль судовой обшивки используется для увеличения скорости движения быстрого судна, борьбы с обледенением и т.д. По-

этому рассмотренный метод интенсификации газожидкостными струями приемлем для судостроения и не требует разработки специальных устройств и технологий.

Выводы и перспективы

Предложенные методы повышения эффективности систем охлаждения судовых двигателей позволяют в несколько раз снизить массогабаритные показатели замкнутых систем охлаждения. Это создает условия для широкого внедрения в практику судостроения более перспективных с технической и экологической сторон ЗСО.

Список литературы:

1. Федоровский К.Ю., Цытин В.М. Экологически рациональные технологии обеспечения охлаждения судового оборудования // *Технология судостроения*. – 1990. - № 10. – С. 73-75.
2. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: *Справочное пособие* / С.С. Кутателадзе. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
3. Федоровский К. Ю. Расчет теплопередачи в судовом обшивочном теплообменном аппарате // *Пром. теплотехника*. – 1987. - № 6. – С. 44-48.
4. Федоровский К. Ю., Владецкий Д.О. Газожидкостная интенсификация теплоотдачи в замкнутых системах охлаждения энергетических установок / К.Ю. Федоровский, Д.О. Владецкий // *Сб. научных трудов СНИЯЭиП*. – Севастополь, 2006. - № 19. – С. 44-50.
5. Федоровский К. Ю., Владецкий Д.О. Визуальные исследования течения затопленных газожидкостных струй в вертикальном плоском канале / К.Ю. Федоровский, Д.О. Владецкий // *Вестник СевГТУ*. – Севастополь: СевГТУ, 2005. - № 67. *Механика, энергетика, экология*. – С. 131-136.