

УДК 62-713.1:621.436

А.А. Лунев

Севастопольский национальный технический университет,

Студгородок, г. Севастополь, Украина, 99053

E-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua

ТЕПЛОТДАЧА ПОГРУЖНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭНЕРГОУСТАНОВКИ СУДОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ФЛОТА

Исследована теплотдача при свободной конвекции пластинчатого теплообменника замкнутой системы охлаждения судовой энергетической установки. Выявлено влияние различных конструктивных и теплотехнических факторов, найдено уравнение подобия, описывающее исследуемый процесс.

В настоящее время для охлаждения энергетических установок судов и морских технических средств широко используются разомкнутые системы охлаждения, которые предусматривают прием забортной охлаждающей воды из окружающей акватории и сброс её за борт. Такие схемы применяются для морских средств, которые постоянно находятся в относительно чистой акватории.

Судам же специального назначения, технического флота (плавкраны, землечерпалки и др.) и морским буровым платформам часто приходится работать на мелководье, где они создают дополнительное загрязнение забортной воды. В результате при наличии разомкнутой схемы охлаждения в систему попадают различные механические примеси, которые приводят к коррозионно-эрозионному разрушению трубопроводов и элементов системы. Снижается надежность эксплуатации судовой энергетической установки и ресурс оборудования, что несет за собой дополнительные затраты на ремонт системы охлаждения забортной водой. На глубинах до десяти метров также сосредоточены основные биоресурсы морей (планктон, икринки, рыбная молодь). Система охлаждения засасывает вместе с забортной водой эти микроорганизмы, которые, проходя через оборудование, в большинстве погибают. Международная экологическая экспертиза [1] подтвердила этот факт.

Оценка, выполненная специалистами института биологии южных морей АН Украины, показала, что эксплуатация системы охлаждения энергоустановки морской буровой платформы типа «Шельф» с установленной мощностью 5000 кВт только за три летних месяца приводит к уничтожению около 200 тонн рыбы промысловых сортов, достигшей зрелого возраста. При этом не учитывалась естественная гибель рыбы, которая имеет место в естественных условиях, а также гибель других непромысловых сортов рыбы.

Освоение нефтегазовых месторождений Черного и особенно Азовского морей, отличающегося высокой рыбной продуктивностью, ставит задачу

разработки экологически безопасных систем охлаждения, реализующих работу по замкнутому контуру без приема заборной воды. Известны способы решения этой задачи для судов технического флота [2]. Буровые платформы конструктивно отличаются от судов. Они устанавливаются на фермовых основаниях либо на выдвижных опорах. В таких условиях целесообразно может оказаться создание погружного теплообменного аппарата, который отводил бы теплоту в заборную воду. Для неподвижных морских технических средств теплоотвод в заборную воду осуществляется при свободной конвекции. Если морское техническое средство движется, то случай теплоотдачи при свободной конвекции все равно является основным расчетным, поскольку условия теплоотдачи при этом наихудшие.

Одним из наиболее вероятных вариантов исполнения теплообменного аппарата является набора плоских пластин, расположенных параллельно на некотором расстоянии друг от друга. Такая конструкция проста в изготовлении и обслуживании. Охлаждаемая пресная вода подается во внутрь каждой пластины, где она проходит по лабиринтным каналам (рисунок 1). Теплоотдача при движении жидкости по таким лабиринтным каналам хорошо изучена [2]. Для расчета теплоотдачи заборной воде нельзя использовать хорошо известные зависимости для изотермических поверхностей, поскольку по данным [3] ошибка может достигать 50 %.

Так как пластины располагаются в пакете с зазором между ними, то также не следует использовать зависимости для теплоотдачи через судовую обшивку, полученные в [2, 3]. Таким образом, отсутствуют зависимости и, как следствие, методики расчета таких аппаратов. Возникает потребность в проведении специальных исследований с целью определения необходимых расчетных зависимостей.

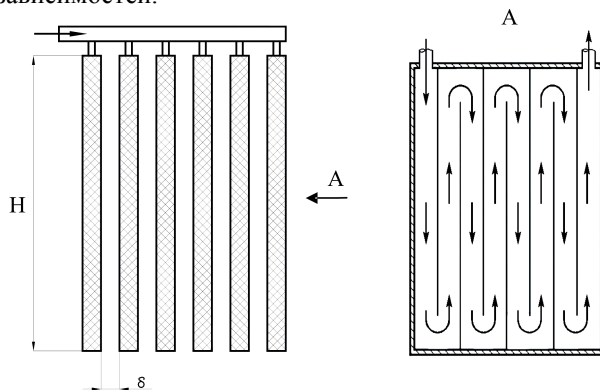


Рисунок 1 – Пластиновый погружной теплообменник

Для исследования процессов теплоотводов создана экспериментальная установка. Она состояла из двух параллельных пластин высотой 0,8 м и шириной 0,5 м с внутренним лабиринтным каналом каждая. С использованием специального устройства изменялось и фиксировалось расстояние между этими пластинами в диапазоне от 20 до 240 мм. Температура теплоотдающей поверхности пластин измерялась с помощью термопар. Для предотвращения теплотерь от остальных поверхностей экспериментальной модели они были тщательно теплоизолированы.

Экспериментальная модель размещалась в емкости объемом 17 м³ с неподвижной водой, имитируя условия теплоотдачи при свободной конвекции. Экспериментальная установка обеспечивала прокачивание горячей пресной воды с расходом до 0,001 м³/с и её прогрев до 90°C. Также контролировалась температура горячей воды на входе и выходе экспериментальной модели. Измерение расхода жидкости осуществлялось объемным методом.

На рисунке 2 показана зависимость коэффициента теплоотдачи α от температурного напора Δt при различных зазорах δ между пластинами. Наглядно видно, что увеличение температурного напора Δt и зазора δ увеличивает теплоотдачу α . Так например, зазор между пластинами постоянный $\delta = 40$ мм, температурный напор $\Delta t = 5^\circ\text{C}$, соответственно коэффициент теплоотдачи $\alpha = 250 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, а при температурном напоре $\Delta t = 40^\circ\text{C}$ – коэффициент теплоотдачи $\alpha = 650 \text{ Вт/м}^2\text{К}$. При температурном напоре равном 25 °C увеличение зазора с 20 мм до 240 мм увеличивает теплоотдачу на 30 %.

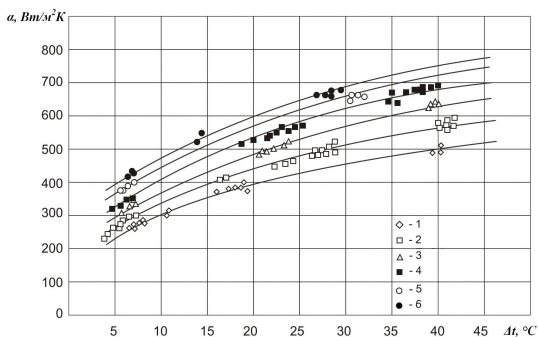


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента теплоотдачи α от температурного напора Δt при различных зазорах δ между пластинами: 1 – зазор $\delta = 20$ мм; 2 – 40 мм; 3 – 80 мм; 4 – 100 мм; 5 – 180 мм; 6 – 240 мм

Окончательная обработка экспериментальных материалов, выполненная с использованием чисел подобия, показана на рисунке 3. Коэффициент корреляции при этом равен $r = 0,98$.

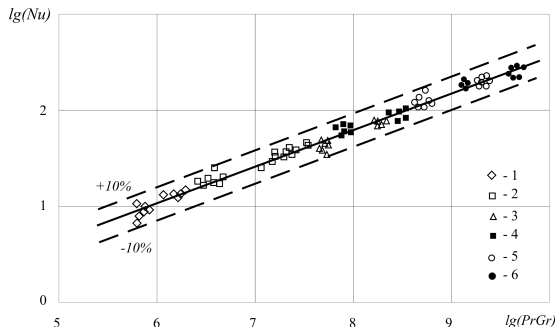


Рисунок 3 – Зависимость $\lg(Nu)$ от $\lg(PrGr)$: 1 – зазор $\delta = 20$ мм; 2 – 40 мм; 3 – 80 мм; 4 – 100 мм; 5 – 180 мм; 6 – 240 мм

В окончательном виде уравнение подобия записывается в следующем виде:

$$Nu = 0,057 \cdot (PrGr)^{0,38},$$

Данное уравнение справедливо в диапазоне изменения $(PrGr) = 6,3 \cdot 10^5 \dots 4,9 \cdot 10^9$.

Известно что, при движении однородной жидкости в каналах выявляется влияние начального участка [4]. Данное влияние учитывается введением в уравнение подобия симплекса, представляющего собой отношение диаметра канала к его длине. Для наших условий не было выявлено влияние симплекса δ/H с учетом принятой формы обработки экспериментальных данных (рисунок 3).

Анализ полученной зависимости показал, что коэффициент теплоотдачи пропорционален зазору δ в степени 0,14, что отражает выявленное на рисунке 2 влияние величины зазора δ на теплоотдачу.

Таким образом, найденное уравнение подобия может быть положено в основу расчета теплоотдачи и методики определения требуемой площади данного типа теплообменника замкнутой системы охлаждения энергоустановок морских технических средств.

Библиографический список

1. Oertzen J.A. Beciflussung durch Abwärme / J.A. Oertzen // Abh. Akad., Wiss. DDR. — 1974. — P. 147 – 155.
2. Федоровский К.Ю. Особенности теплообмена в судовых замкнутых системах охлаждения / К.Ю. Федоровский // Повышение надежности энергетического обеспечения морских буровых работ. Сб. науч. тр. — К, 1980. — С.12 – 16.
3. Федоровский К.Ю. Свободно-конвективный теплообмен плоской неизотермической поверхности при различной её ориентации/ К.Ю. Федоровский // Инженерно-физический журнал. 1988. — Т.55. — №2. — С. 186 – 190.
4. Исаченко В.П. Теплопередача: Учеб. для вузов /В.П. Исаченко. — М.: Энергия, 1975. — 488 с.

Поступила в редакцию 06.03.2006 г.