

УДК 621.577

В.С. ДОРОШ¹, В.В. КАПУСТИН², Е.В. ЛЫТОШ¹, Н.И. РАДЧЕНКО¹¹Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина²Севастопольский национальный технический университет, Украина

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ РЕФРИЖЕРАТОРНЫХ СУДОВ

Выполнен анализ эффективности применения в судовых системах рефрижерации трубно-пластинчатых воздухоохладителей с увеличенным шагом ребер.

система рефрижерации, трубно-пластинчатый воздухоохладитель, шаг ребер, коэффициент теплоотдачи

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Последнее десятилетие в судостроительной отрасли прослеживается явная тенденция в направлении создания судов с повышенной энергонасыщенностью и максимальным использованием объемов судовых помещений, универсализации судов. Необходимым условием повышения конкурентоспособности и удовлетворения требований мирового рынка судов является рациональное расходование на судне топливно-энергетических ресурсов и, прежде всего, связанных с потреблением холода. О наличии в этом направлении значительных резервов свидетельствуют результаты выполненного авторами анализа статей расходования топлива по судну [1], которые свидетельствуют о том, что доля расхода топлива на производство электроэнергии, потребляемой рефрижераторными установками, для промысловых судов сопоставима с его затратами на обеспечение хода судна, а для транспортных рефрижераторов она составляет 20...30 % расхода топлива по судну в целом.

На транспортных рефрижераторах на выработку электроэнергии, потребляемой системами охлаждения, обеспечивающими сохранность грузов (мороженой и консервированной рыбной продукции, фруктов и т.п.) в трюмах и камерах хранения, рас-

ходуется 10...20 % топлива. Большие перепады температур в воздухоохладителях (ВО) и кратности циркуляции воздуха свидетельствуют о значительных резервах сокращения потребляемой вентиляторами мощности за счет уменьшения термических и аэродинамических сопротивлений ВО. Последние, в свою очередь, зависят от размеров теплопередающей поверхности.

В ВО систем кондиционирования воздуха (СКВ) применяют трубно-пластинчатые поверхности с шагом оребрения $S_p = 2,2$ и $2,8$ мм, чему соответствуют коэффициенты оребрения β' ($\beta' = F_n / F_{гп}$, где F_n и $F_{гп}$ – площади наружных поверхностей полной ребристой и гладкой трубки) около 13 [2, 3]. Однако, поверхность с таким малым шагом ребер не может использоваться в ВО рефрижераторных систем из-за высадки на ней (на пластинчатых ребрах и трубках) инея и недопустимого возрастания аэродинамического сопротивления ВО. Чтобы избежать этого, в системах рефрижерации применяют поверхности с увеличенным шагом ребер $S_p = 4...6$ мм [4].

Целью исследований является оценка эффективности применения в судовых системах рефрижерации трубно-пластинчатых ВО с увеличенным шагом ребер $S_p = 4...6$ мм по сравнению с ВО СКВ с малым шагом $S_p = 2,2$ мм.

2. Анализ эффективности применения в судовых системах рефрижерации трубно-пластинчатых ВО с увеличенным шагом ребер

В результате выполненных авторами экспериментальных исследований теплообмена в судовых ВО с разным шагом оребрения (коэффициентом оребрения) были получены данные по тепловой эффективности ВО, представленные на рис. 1 в относительном виде:

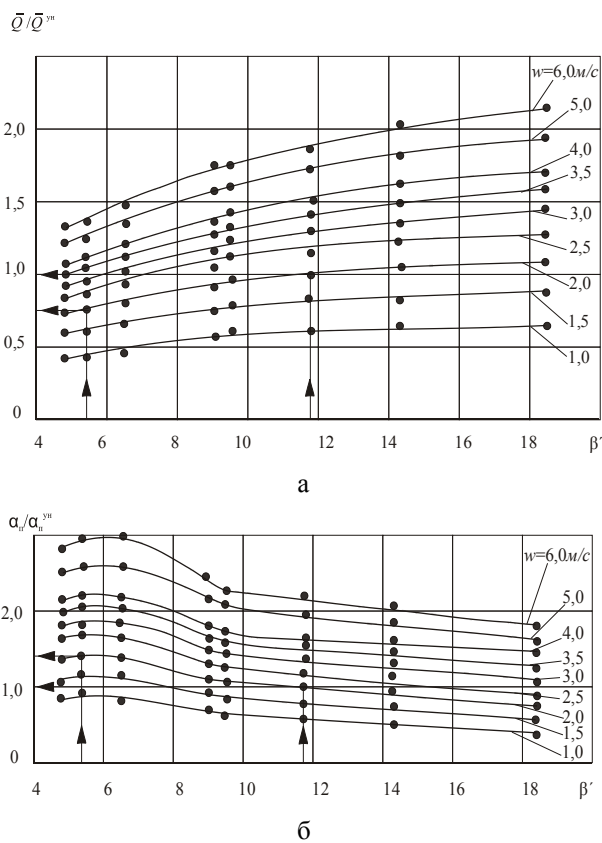


Рис. 1. Относительная тепловая нагрузка $Q/Q^{ун}$ (а) и коэффициент теплоотдачи $\alpha_n/\alpha_n^{ун}$ (б) в зависимости от коэффициента оребрения β' и скорости набегающего потока воздуха w_0

в виде зависимости тепловой нагрузки $Q/Q^{ун}$ (Q и $Q^{ун}$ – тепловые нагрузки, теплосъемы, соответственно исследуемой с $S_p = 4 \dots 6$ мм и унифицированной базовой с $S_p = 2,2$ мм поверхностей) и коэффициента наружной теплоотдачи $\alpha_n/\alpha_n^{ун}$ (α_n и $\alpha_n^{ун}$ – коэффициенты теплоотдачи от воздуха к полной наружной ребристой поверхности для исследуемых и унифицированных ВО) от коэффициента оребрения β' и скорости набегающего воздушного потока w_0 ,

которые охватывают диапазон характеристик испытанных нами ВО [5]. Здесь индекс "ун" означает "унифицированный" и относится к ВО с трубно-пластинчатой поверхностью при шаге ребер $S_p = 2,2$ мм, коэффициенте оребрения $\beta' = 11,74$ и скорости набегающего воздушного потока во фронтальном сечении $w_0 = 2$ м/с (поверхность соответствует условиям эксплуатации СКВ).

Как видно, при скорости $w_0 = 2$ м/с уменьшением β' от 11,74 до 5,41 (соответственно шаг S_p увеличивается от 2,2 до 5,3 мм) коэффициент теплоотдачи α_n возрастает примерно на 40 % (по сравнению с унифицированной поверхностью для СКВ), а теплосъем (тепловая нагрузка) уменьшается примерно на 25 %. Это происходит в результате более резкого снижения коэффициента оребрения β' при тех же размерах ВО (β' снижается более чем в 2 раза, а α_n возрастает в 1,4 раза).

Поэтому при уменьшении β' (следовательно, и полной наружной поверхности) в 2 раза теплосъем снижается только на 25 %.

Таким образом, несмотря на то, что для ВО рефрижераторных систем (по сравнению с унифицированной поверхностью для СКВ) увеличение шага ребер с 2,2...2,8 до 4...6 мм приводит к снижению коэффициента оребрения (уменьшению полной наружной поверхности при тех же размерах ВО) почти в 2 раза, благодаря росту коэффициента теплоотдачи α_n от воздуха к полной наружной поверхности в 1,4 раза появляется возможность либо сократить на 30...40 % энергетические потери в судовых системах рефрижерации из-за внешней необратимости в холодильных циклах, либо сэкономить почти на 40 % поверхность теплообмена ВО.

Приведем обоснование сокращения энергетических потерь из-за внешней необратимости в холодильном цикле.

Запишем выражение для тепловой нагрузки на ВО в виде

$$Q_0 = k_n F_n \theta, \tag{1}$$

где θ – средняя логарифмическая разность температур между воздухом и кипящим хладагентом, °С.

Увеличение коэффициента теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности ВО на 30...40 % позволяет на столько же увеличить коэффициент теплопередачи k_n [2]. При этом, как следует из выражения (1), при неизменных Q_0 и F_n на 30...40 % уменьшается θ .

Обычно для ВО систем рефрижерации θ находится в пределах 9...11 °С [2, 6]. Принимаем $\theta = 10$ °С, а его уменьшение равным 35 %. При неизменных температурах воздуха на входе t_{e1} и выходе t_{e2} из ВО и его расходе G_v это приводит, как показывают расчеты, к повышению температуры кипения t_0 примерно на 3,5 °С. Из [6 – 8] известно, что повышение температуры кипения t_0 на 1 °С (при неизменных температурах конденсации t_k , воздуха t_{e1} , t_{e2} и расходе G_v) приводит к увеличению электрического холодильного коэффициента ϵ_3 на 3 %. Следовательно, при повышении t_0 на 3,5 °С величина ϵ_3 возрастет примерно на 10 %. При неизменной Q_0 примерно на ту же величину (10 %) уменьшится потребляемая компрессорами мощность и, следовательно, на 10 % снизится потребление топлива, связанное с производством холода.

Проанализируем, насколько сокращается поверхность теплообмена предлагаемых ВО. Для этого площадь наружной теплообменной поверхности ВО с различным шагом ребер будем сопоставлять с унифицированной поверхностью ($S_p = 2,2$ мм) при постоянной тепловой нагрузке и неизменных входных параметрах воздуха и хладоносителя.

Запишем выражение для отведенного в ВО тепла (тепловой нагрузки)

$$Q_0 = \alpha_n F_n \theta_n \quad (2)$$

где $\theta_n = \Delta t_{e-cm}$ – средняя разность температур между охлаждаемым воздухом и наружной поверхностью ВО, °С.

На рис. 2 представлены зависимости относительных тепловой нагрузки $Q/Q^{ун}$, коэффициента теплоотдачи $\alpha_n/\alpha_n^{ун}$

и разности температур $\Delta t_{e-cm}/\Delta t_{e-cm}^{ун}$ от коэффициента оребрения β' при скорости набегающего потока воздуха $w_e = 2$ м/с.

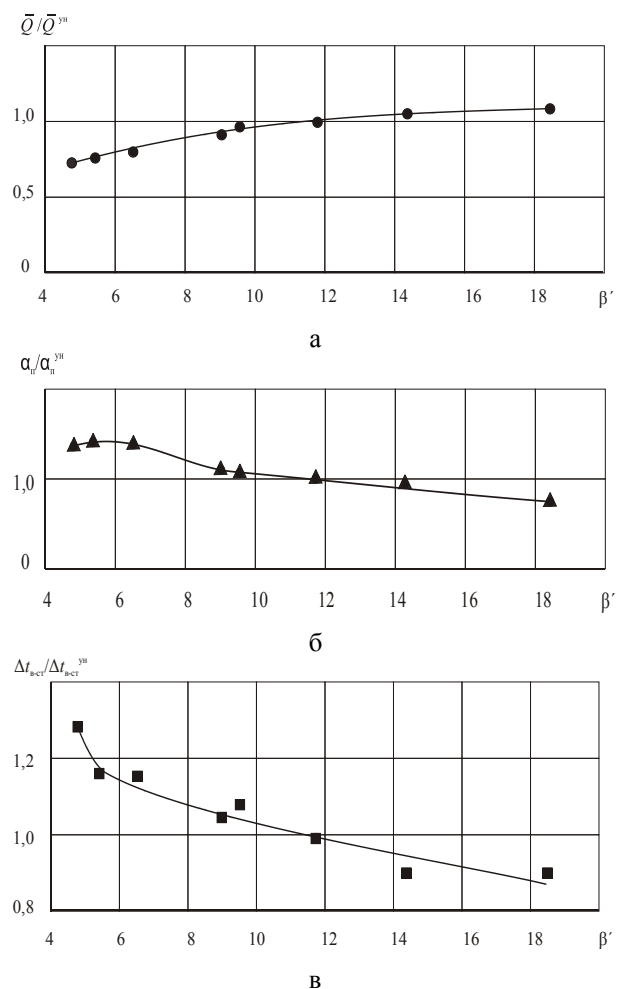


Рис. 2. Относительная тепловая нагрузка $Q/Q^{ун}$ (а), коэффициент теплоотдачи $\alpha_n/\alpha_n^{ун}$ (б) и разность температур $\Delta t_{e-cm}/\Delta t_{e-cm}^{ун}$ в зависимости от коэффициента оребрения β' при скорости набегающего потока воздуха $w_e = 2$ м/с

И здесь индекс "ун" относится к ВО с трубнопластинчатой поверхностью при шаге ребер $S_p = 2,2$ мм ($\beta' = 11,74$). С учетом зависимостей, приведенных на рис. 2, запишем значения параметров, например, для поверхности с $S_p = 5,3$ мм ($\beta' = 5,41$), выразив их через соответствующие параметры унифицированной поверхности с $S_p = 2,2$ мм.

Поверхность с $S_p = 2,2$ мм обозначим индексом "1", а с $S_p = 5,3$ мм – индексом "2В" соответствии с рис. 2 указанные параметры для поверхности с

$S_p = 5,3$ мм ($\beta' = 5,41$) и унифицированной поверхности с $S_p = 2,2$ мм ($\beta' = 11,74$) соотносятся следующим образом:

$$Q_2 = 0,75Q_1; \alpha_{n2} = 1,4\alpha_{n1};$$

$$\Delta t_{(e-cm)2} = 1,16\Delta t_{(e-cm)1}.$$

Учитывая, что $\beta' = F_n / F_{zn}$, запишем выражения $\beta'_1 = F_{n1} / F_{z1}$; $\beta'_2 = F_{n2} / F_{z2}$ соответственно для унифицированной поверхности и поверхности с $S_p = 5,3$ мм. Приравнявая F_{z1} в обоих соотношениях, после преобразований получим

$$F_{n2} = (\beta'_2 / \beta'_1) F_{n1} = (5,41 / 11,74) F_{n1} = 0,46 F_{n1}.$$

С учетом (2) уравнение для поверхности с $S_p = 5,3$ мм ($\beta' = 5,41$), выраженное через унифицированную поверхность, принимает вид

$$0,75Q_1 = 1,4\alpha_{n1} 0,46 F_{n1} 1,16\Delta t_{(e-cm)1}, \quad (3)$$

откуда

$$Q_1 = 1,4\alpha_{n1} 0,61 F_{n1} 1,16\Delta t_{(e-cm)1}. \quad (4)$$

Из (3) следует, что площадь теплообменной поверхности с $S_p = 5,3$ мм ($\beta' = 5,41$; $F_{z1} = const$, т.е. длина трубок и, следовательно, размеры ВО во фронтальном сечении и по глубине не меняются) составляет менее половины площади унифицированной поверхности ($0,46F_{n1}$). При этом теплосъем на 25 % меньше заданного ($0,75Q_1$).

Выражение (4) показывает, что для получения заданного теплосъема площадь теплообменной поверхности с $S_p = 5,3$ мм должна составлять 0,61 от унифицированной ($0,61F_{n1}$), т.е. должна быть увеличена в $0,61/0,46 = 1,33$ раза или на 33 %.

При неизменной геометрии оребрения ($S_p = 5,3$ мм, $\beta' = 5,41$) этого можно достичь путем увеличения на 33 % размера трубок, например, по ширине окна во фронтальном сечении ВО.

Тем не менее, для поверхности с $S_p = 5,3$ мм тот же теплосъем, что и для унифицированной поверхности с $S_p = 2,2$ мм, можно получить при меньшей площади теплообменной поверхности, составляющей 0,61 от унифицированной ($0,61F_{n1}$).

Аналогично рассуждая, выполним расчеты и получим соотношения для площадей теплообменных поверхностей с различным шагом ребер. Результаты таких расчетов представлены на рис. 3.

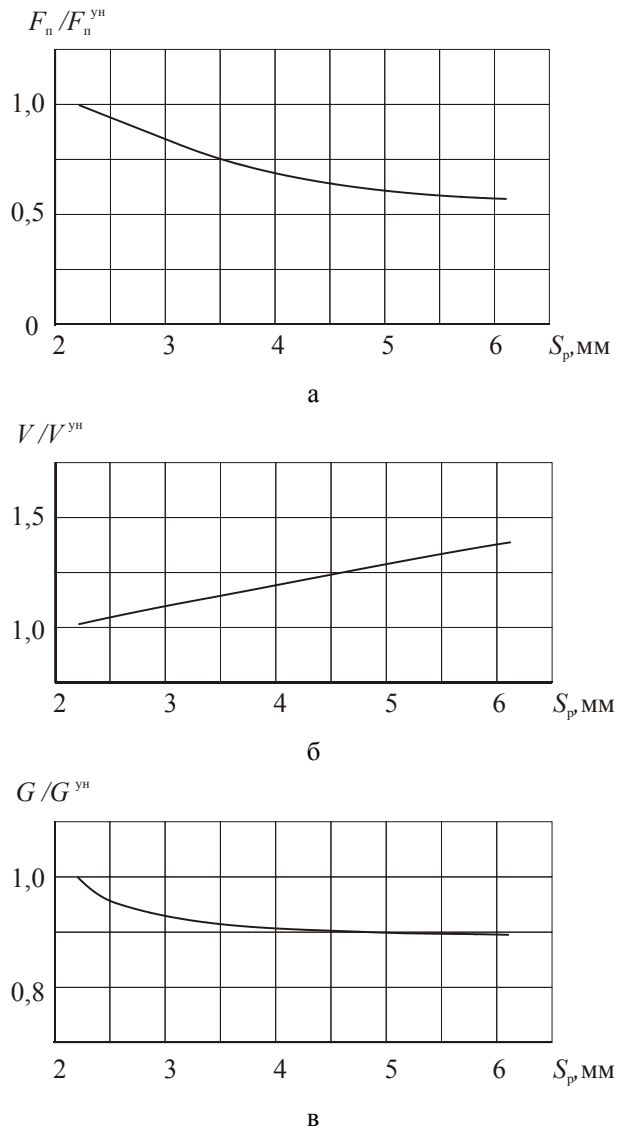


Рис. 3. Относительные площадь наружной поверхности F_n / F_n^{yn} (а), объем V / V^{yn} (б) и масса G / G^{yn} (в) ВО в зависимости от шага ребер S_p

Из рисунка следует, что для низкотемпературных ВО, имеющих унифицированную трубнопластинчатую поверхность с шагом ребер $S_p = 4...6$ мм, по сравнению с такой же поверхностью, но $S_p = 2,2$ мм, применяемой для СКВ, при равном теплосъеме площадь наружной поверхности можно уменьшить в 1,3...1,4 раза.

В то же время объемный показатель низкотемпературных ВО несколько ухудшается (из-за увеличения на 20...40 % ширины окна во фронтальном сечении ВО). Однако масса ВО при этом снижается на 10 %.

Выводы

1. Применение трубно-пластинчатых ВО с увеличенным шагом ребер $S_p = 4...6$ мм позволяет сократить потребление топлива судовыми системами рефрижерации примерно на 10 % по сравнению с ВО с шагом $S_p = 2,2$ мм.

2. Установлено, что при скорости воздуха во фронтальном сечении трубно-пластинчатых ВО 2 м/с с увеличением шага ребер S_p от 2,2 до 5,3 мм коэффициент теплоотдачи α_n от воздуха к полной наружной поверхности возрастает на 30...40 %.

3. Показано, что при равном теплосъеме площадь наружной поверхности предлагаемых трубно-пластинчатых ВО с увеличенным шагом ребер $S_p = 4...6$ мм уменьшается в 1,3...1,4 раза по сравнению с ВО с $S_p = 2,2$ мм, применяемыми в СКВ. При этом масса ВО снижается на 10 %, хотя объемный показатель несколько ухудшается из-за увеличения на 20...40 % ширины окна во фронтальном сечении ВО.

Литература

1. Радченко Н.И., Лытош Е.В., Дорош В.С. Направления сокращения потребления топлива судовыми системами рефрижерации // Зб. наук. праць. – Миколаїв: НУК, 2007. – № 1 (412). – С.97-101.

2. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С.-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.

3. Отраслевой стандарт на фреоновые воздухоохладители для судовых систем кондиционирования / Д.А. Кузнецов, Л.Д. Кротт, З.И. Лободенко, В.Н. Базаров / Холодильная техника. – 1976. – № 2. – С. 29-33.

4. Радченко Н.И., Дорош В.С., Лытош Е.В. Энергосбережение и безопасность эксплуатации оборудования систем рефрижерации речных и морских судов // Техногенна безпека: Наукові праці. – Миколаїв: МДГУ ім. П. Могили, 2007. – Т. 61. – Вип. 48. – С. 97-105.

5. Захаров Ю.В., Лытош Е.В. Экспериментальное исследование теплообмена на наружной поверхности судового низкотемпературного воздухоохладителя // Холодильна техніка і технологія. – 2004. – № 2 (88). – С. 41-45.

6. Якобсон В.Б. Малые холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1996. – 368 с.

7. Мероприятия по снижению расхода электроэнергии на выработку холода при эксплуатации аммиачных установок. – М.: ВНИКТИХолодпром, 1982. – 160 с.

8. Радченко Н.И. Аналитическое исследование теплообменных аппаратов с фазовым переходом // Зб. наук. пр. УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. – № 2 (368). – С. 39-48.

Поступила в редакцию 30.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Голиков, Одесская национальная морская академия, Одесса.