

УДК 621.577

Р.Н. РАДЧЕНКО

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

ОПТИМАЛЬНЫЕ МАССОВЫЕ СКОРОСТИ ХЛАДАГЕНТА В ИСПАРИТЕЛЯХ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ ЭЖЕКТОРНЫХ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА СУДОВЫХ ДВС

Проанализирована зависимость эффективности теплоиспользующих эжекторных установок кондиционирования воздуха от массовой скорости хладагента в испарителях. Установлено существование оптимальной массовой скорости хладагента, обеспечивающей максимальные тепловые коэффициенты установок.

утилизация теплоты, вторичные энергоресурсы, кондиционирование воздуха, испаритель, массовая скорость хладагента, плотность теплового потока

Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Эффективность ДВС существенно зависит от температуры наружного воздуха на входе. Известно, что каждые десять градусов повышения температуры воздуха на входе в компрессор турбонаддувочного агрегата приводят к снижению мощности ДВС на 5...10% и КПД на 0,5...1,0% [1]. Уменьшить температуру воздуха на входе и за счет этого повысить мощность и КПД двигателей можно с помощью установок кондиционирования воздуха. Очевидно, что весьма рациональным было бы применение теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха (ТУКВ), утилизирующих средне- и низкопотенциальную теплоту вторичных энергоресурсов (ВЭР) ДВС, в частности, уходящих газов, наддувочного воздуха и охлаждающей воды. Такое решение в наибольшей степени соответствовало бы условиям эксплуатации главных ДВС рыбопромысловых судов с превалированием частичных нагрузок, когда из-за пониженной температуры уходящих газов утилизация их теплоты в традиционных пароводяных котлах не представляется возможной. Время же эксплуатации судов на промысле составляет 60...70% продолжительности рейса [2], и использование теплоты ВЭР их главных двигателей в ТУКВ

позволило бы повысить энергетические показатели самих двигателей и, в конечном счете, существенно сократить потребление топлива за рейс в целом.

Эффективность ТУКВ во многом зависит от работы их испарителей-воздухоохладителей (И-ВО), обеспечивающих снижение температуры наружного воздуха на входе ДВС. Чем выше плотность теплового потока q в И-ВО, тем более компактными будут И-ВО, а при неизменных их габаритах – меньше температурные напоры θ в них между охлаждаемым воздухом и кипящим хладагентом, что позволяет охладить воздух на входе ДВС до более низкой температуры и за счет этого повысить эффективность двигателей (КПД и мощность). В то же время плотность теплового потока q зависит от коэффициента теплопередачи k и температурного напора θ между участвующими в теплообмене средами ($q = k\theta$), а θ , в свою очередь, – от падения температуры кипения Δt_0 , обусловленного гидравлическим сопротивлением ΔP кипящего потока хладагента, и, в конечном счете, оба параметра k и θ , а значит и q , – от массовой скорости w хладагента, кипящего в каналах (змеевиках) И-ВО.

Таким образом, исходя из массовой скорости w хладагента рассчитываются плотность теплового потока q , а значит и поверхность И-ВО, и определя-

в дроссельном вентиле (пр. 2-3) и испаряется в испарителе (пр. 3-4), второй – сжимается в насосе до высокого давления (пр. 2-5) и испаряется в генераторе (пр. 5-6).

О зависимости основных теплогидродинамических параметров И-ВО – коэффициентов теплоотдачи α_a к кипящему хладагенту и теплопередачи k , падения давления ΔP кипящего хладагента и температурного напора θ , плотности теплового потока q – от массовой скорости хладагента ρw в каналах И-ВО можно судить по результатам расчетов, представленным на рис. 2.

В качестве хладагента применен озонобезопасный хладон R142B; температура кипения $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; температура воздуха на входе и выходе из И-ВО соответственно $t_{в1} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_{в2} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; степень оребрения $\beta = 16$; внутренний диаметр трубок $d_{вн} = 0,01 \text{ м}$.

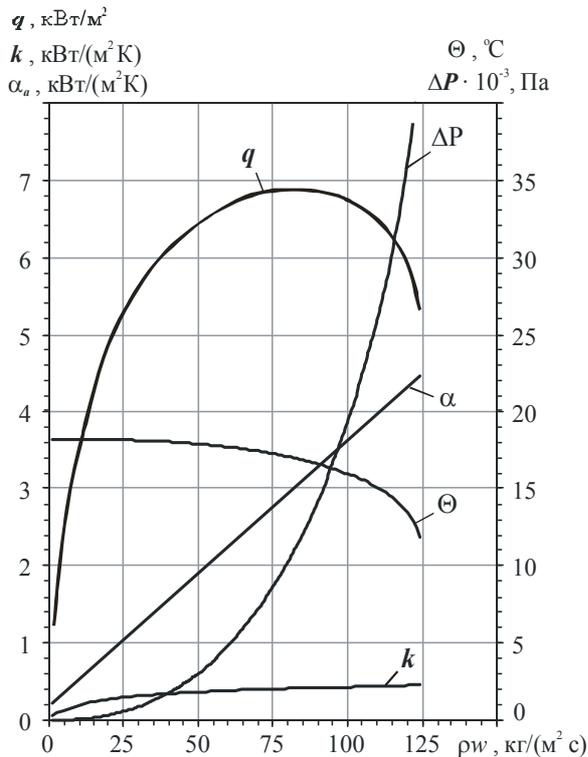


Рис. 2. Коэффициенты теплоотдачи α_a и теплопередачи k , температурные напоры θ , падение давления ΔP и плотности теплового потока q в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142B в И-ВО при $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{в1} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{в2} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

Из рис. 2 видно, что с увеличением ρw коэффициенты теплоотдачи α_a и теплопередачи k возрастают, тогда как повышение гидравлического сопротивления ΔP , наоборот, приводит к падению температуры кипения Δt_0 и, как следствие, температурного напора θ . Такое противоположное влияние массовой скорости ρw на коэффициент теплопередачи k (коэффициент теплоотдачи α_a) и температурный напор θ , состоящее в увеличении k и уменьшении θ , обуславливает существование максимума плотности теплового потока как функции вида $q = k\theta$. Максимальной плотности теплового потока $q_{\max} \approx 70 \text{ кВт/м}^2$ соответствует оптимальная величина $(\rho w)_{\text{opt}} = 80 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$.

Как видно, экстремум функции $q = f(\rho w)$ имеет резко выраженный характер. Обращает на себя внимание более резкое снижение графиков $q = f(\rho w)$ после достижения максимальных значений q_{\max} по сравнению с их возрастанием, из чего следует вывод о нецелесообразности превышения $(\rho w)_{\text{opt}}$ при проектировании И-ВО.

Максимальной плотности теплового потока q_{\max} соответствует либо минимальная поверхность И-ВО, либо минимальный температурный напор θ в нем между охлаждаемым воздухом и кипящим хладагентом (при неизменной поверхности И-ВО). Последнее позволяет охлаждать воздух на входе ДВС при максимальной температуре кипения хладагента t_0 в И-ВО. Подтверждением существования минимума температурного напора θ и максимума температуры кипения хладагента t_0 служат результаты расчетов, выполненные для указанных выше условий ($t_{в1} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_{в2} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$) и приведенные на рис. 3. Как видно, зависимости $\theta = f(\rho w)$ и $t_0 = f(\rho w)$ имеют явно выраженный экстремальный характер.

Эффективность ТУКВ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_{г}$, представляющим собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от циклового воздуха ДВС) к количеству теплоты $Q_{г}$, подведенной в гене-

раторе к кипящему хладагенту от уходящих газов. В свою очередь, ζ зависит от коэффициента эжекции U – отношения расходов пара хладагента низкого давления, эжектируемого из И-ВО, и силового пара хладагента высокого давления, поступающего в ра-

бочее сопло эжектора из генератора:

$$\zeta = U \cdot q_{0x} / q_r,$$

где q_{0x} и q_r – холодопроизводительность и тепловая нагрузка на генератор, приходящиеся на единичный расход хладагента.

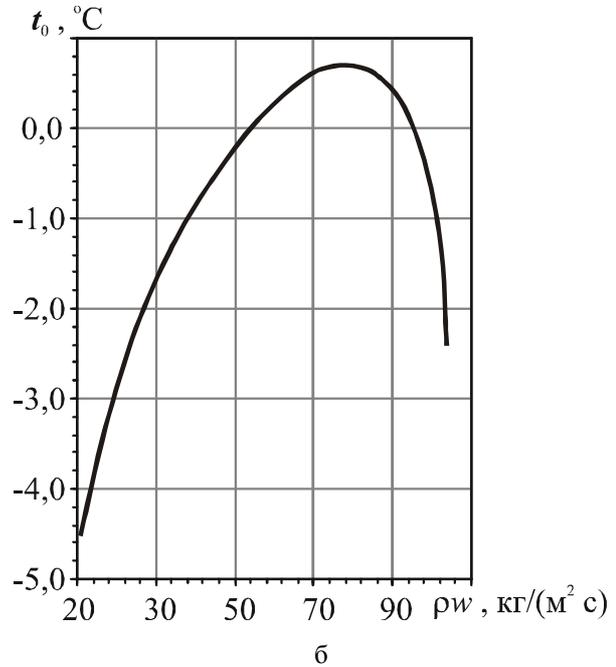
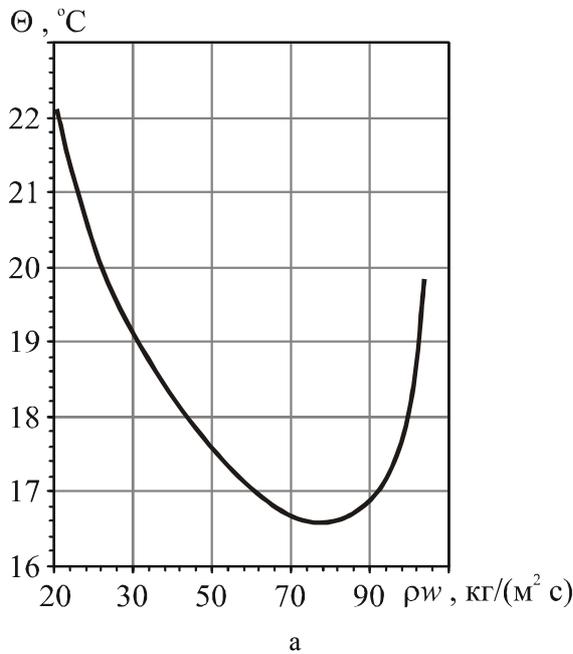


Рис. 3. Изменение температурного напора θ (а) и температуры кипения t_0 (б) в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142В в И-ВО

Поскольку U и ζ зависят от t_0 , возрастая с повышением t_0 , то характер их изменения также соответствует зависимости $t_0 = f(\rho w)$ на рис. 3, а. Это подтверждается результатами расчетов U и ζ , приведенными на рис. 4 для указанных выше условий ($t_{в1} = 30$ °C и $t_{в2} = 10$ °C), $t_r = 80; 100$ и 120 °C и $t_k = 35$ °C.

Как видно, отклонение массовых скоростей от оптимальных величин $(\rho w)_{opt}$ приводит к уменьшению теплового коэффициента ζ на 20...30%. Особенно резкое снижение ζ происходит после достижения $(\rho w)_{opt}$, что следует учитывать при проектировании И-ВО эжекторных ТУКВ.

Экстремальный характер зависимости $\zeta = f(\rho w)$ сохраняется и при разных температурах кипения в генераторе t_r , причем с повышением t_r сами максимумы ζ возрастают, но их положение относительно ρw практически остается неизменным.

Поскольку степень охлаждения воздуха на входе ДВС зависит от холодопроизводительности теплоиспользующей установки кондиционирования воздуха, которая, в свою очередь, – от ζ , то эксплуатация И-ВО при оптимальных массовых скоростях $(\rho w)_{opt}$ хладагента обеспечивает максимальную эффективность применения теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха в ДВС.

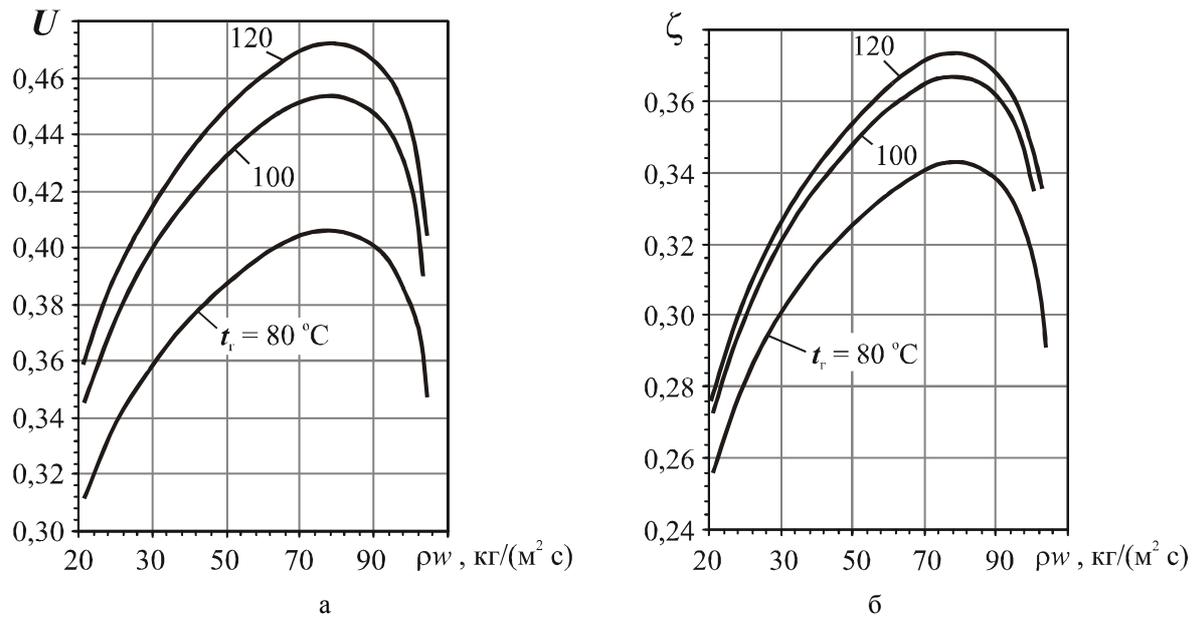


Рис. 4. Коэффициенты эжекции U (а) и тепловые коэффициенты ζ (б) эжекторной ТУКВ в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142В в И-ВО при температурах кипения в генераторе $t_r = 80; 100$ и 120 °С и конденсации $t_k = 35$ °С

Выводы

1. Зависимости плотности теплового потока и тепловых коэффициентов теплоиспользующей установки кондиционирования воздуха от массовой скорости хладагента в И-ВО имеют явно выраженный экстремальный характер. Соответствующая им массовая скорость хладагента является оптимальной $(\rho w)_{opt}$.

2. Рациональное проектирование И-ВО включает определение оптимальных величин $(\rho w)_{opt}$, соответствующих максимальным плотности теплового потока и тепловому коэффициенту теплоиспользующей установки кондиционирования воздуха, и обеспечивает максимальную глубину охлаждения циклового воздуха ДВС в ТУКВ и, в конечном счете, эффективное применение теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха в ДВС.

Литература

1. Колпакчи Э.М., Кохановский А.И. Особенности технической эксплуатации судовой энергетической установки пассажирского судна, работающего в условиях стесненного фарватера // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА. – 2004. – Вып. 11. – С. 23-33.
2. Коршунов Л.П. Энергетические установки промышленных судов. – Л.: Судостроение, 1991. – 360 с.
3. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С.-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.

Поступила в редакцию 25.05.2007

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