

УДК 621.577

А.А. СИРОТА¹, Р.Н. РАДЧЕНКО², А.А. АНДРЕЕВ², Д.В. КОНОВАЛОВ²,
Н.И. РАДЧЕНКО²

¹Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы,
Украина

²Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

МЕТОДОЛОГИЯ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Приведены методологические основы рационального проектирования теплоиспользующих систем охлаждения циклового воздуха, обеспечивающего максимальное повышение эффективности двигателей.

вторичные энергоресурсы, утилизация теплоты, предварительное и промежуточное охлаждение воздуха, низкокипящее рабочее тело, теплоиспользующая холодильная машина

Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Утилизация теплоты вторичных энергоресурсов (ВЭР) является одним из основных направлений повышения эффективности судовых энергетических установок (СЭУ), а с целью охлаждения циклового воздуха двигателей СЭУ – весьма перспективной его реализацией, предусматривающей производство холода в теплоиспользующих холодильных машинах (ТХМ) и обеспечивающей улучшение энергетических показателей самих двигателей и СЭУ в целом. Так, каждые 10 °С предварительного охлаждения наружного воздуха на входе ДВС обеспечивают повышение КПД на 0,5...0,7 % и мощности ДВС на 5...10 % [1, 2]. Глубокое промежуточное охлаждение воздуха нивелирует отрицательное влияние повышения температуры наружного воздуха.

Основу теплоиспользующих систем охлаждения воздуха (ТСОВ) двигателей составляют теплоиспользующие холодильные машины (ТХМ), в которых происходит трансформация теплоты ВЭР в холод. Абсорбционным холодильным машинам (АХМ) свойственны повышенные габариты (соответственно и аэродинамическое сопротивление), и их включение в газовый и воздушный тракты ДВС

или ГТД не всегда целесообразно. Конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации отличаются эжекторные ТХМ, в которых функцию компрессора выполняет эжектор [3]. Включение таких ТХМ в СЭУ не приведет к заметному усложнению установки. Применение в ТХМ низкокипящих рабочих тел (НРТ) позволят утилизировать теплоту сравнительно низкого температурного уровня, недостаточного для традиционных пароводяных утилизационных котлов, что особенно важно при эксплуатации судовых двигателей на частичных режимах, когда температура их ВЭР существенно снижается.

Эжекторные ТХМ состоят из высокотемпературного – силового контура и низкотемпературного – холодильного. В силовом контуре теплота отводится от выпускных газов двигателей (возможно и сжатого воздуха – наддувочного воздуха ДВС или воздуха между компрессорными ступенями ГТД) в процессе испарения НРТ в генераторе парообразного НРТ (при высоком давлении и соответственно температуре кипения $t_e = 80...120$ °С). В холодильном контуре теплота отводится от охлаждаемого циклового воздуха двигателей (воздуха на входе двигателя, а в случае глубокого промежуточного

охлаждения – наддувочного воздуха ДВС или воздуха между компрессорными ступенями ГТД) в испарителе НРТ низкого давления при температуре кипения $t_0 = 0 \dots 10$ °С. Энергия парообразного НРТ высокого давления используется в эжекторе для повышения давления НРТ, поступающего из испарителя НРТ низкого давления холодильного контура.

Целью исследования является разработка методологии рационального проектирования теплоиспользующих систем охлаждения циклового воздуха судовых ДВС и ГТД, обеспечивающей максимальное повышение эффективности двигателей.

Основные положения и рекомендации по проектированию теплоиспользующих систем охлаждения циклового воздуха судовых двигателей

Поскольку в ТСОВ теплота, отводимая от ВЭР, используется для производства холода, который, в свою очередь, – для охлаждения циклового воздуха двигателей, то при проектировании ТСОВ необходимо определить прежде всего оптимальные параметры НРТ и соответствующие параметры выпускных газов и сжатого воздуха, которые обеспечивали бы максимальное приращение показателей двигателей за счет предварительного и промежуточного охлаждения воздуха. Эта задача решается на первом этапе проектирования ТСОВ.

Уже на этом этапе предварительно определяются варианты схемных решений ТСОВ, поскольку в зависимости от температуры наружного воздуха на входе двигателя (соответственно и температуры кипения t_0 в испарителе НРТ) происходит распределение произведенного холода между воздухом на входе двигателя и сжатым воздухом, т.е. решается вопрос выполнения испарителя – охладителя воздуха в виде одного аппарата, установленного на входе двигателя, или двух с функционированием второго аппарата в качестве промежуточного охладителя воздуха между компрессорными ступенями. Второй вариант определяет необходимость определения оптимальных

параметров промежуточного охлаждения воздуха между компрессорными ступенями, которые обеспечивали бы максимальное приращение показателей двигателей (второй этап проектирования ТСОВ). Эти параметры являются исходными для проектирования испарителя–промежуточного охладителя воздуха.

Третьим, завершающим, этапом методологии проектирования ТСОВ является оптимальное проектирование основных элементов ТСОВ, в которых происходит трансформация теплоты ВЭР в холод и реализация произведенного холода путем охлаждения циклового воздуха двигателей. Это теплообменники с фазовым переходом НРТ: генератор парообразного НРТ высокого давления и испаритель НРТ низкого давления – охладитель циклового воздуха двигателей.

Особенностью ТСОВ на базе эжекторных ТХМ (в отличие от пароконпрессорных машин с механическим компрессором) является небольшая степень сжатия паров НРТ, подаваемых из испарителя в конденсатор, соответственно и разность температур конденсации и кипения в испарителе. Поэтому разности температур в испарителе между охлаждаемым воздухом и кипящим НРТ существенно сказываются на энергетической эффективности ТСОВ (тепловых коэффициентах ζ ТХМ). В случае использования теплоты выпускных газов с относительно низкой температурой (например, выхлопных газов после утилизационного пароводяного котла) это относится также и к генераторам парообразного НРТ высокого давления. Таким образом, рациональное проектирование генератора и испарителя (третий этап) является необходимым условием создания высокоэффективных, с минимальными энергетическими потерями, ТСОВ. Окончательный выбор наиболее эффективных схемных решений ТСОВ производится путем их сравнения по приращению показателей двигателя с учетом конкретных условий эксплуатации (температуры выпускных газов и циклового воздуха).

Эффективность ТСОВ на базе эжекторных ТХМ

тем больше, чем выше температура подвода теплоты к НРТ высокого давления в генераторе, т.е. температура выпускных газов после генератора. В то же время, недоиспользование теплового потенциала выпускных газов, имеющее место при высоких их температурах после генератора, наоборот, сокращает эффект от утилизации ВЭР. Таким образом, необходимо решать вопрос, что обеспечивает достижение максимального эффекта – глубокая утилизация ВЭР при недостаточно высокой эффективности ТХМ или же максимально эффективная работа собственно ТХМ в ущерб глубине утилизации ВЭР. Очевидно, что задача эта оптимизационная, и ее решением будет такое значение температуры кипения НРТ в генераторе t_r , которое обеспечивает максимальные удельную холодопроизводительность $\bar{q}_0$, соответственно отвод теплоты от воздуха в ис-

парителе ТХМ и, как следствие, приращение мощности и КПД двигателя [4].

Подтверждением того, что именно противоположный характер изменения удельного (приходящегося на единичный расход газов) теплоотвода $\bar{q}_2$ от выпускных газов в генераторе и теплового коэффициента ζ (характеризующего эффективность ТХМ) в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r является причиной существования максимума удельного (отнесенного к расходу воздуха) количества теплоты $\bar{q}_0$, отведенной в испарителе НРТ от воздуха (удельной холодопроизводительности ТХМ), есть представленные на рис. 1, а графики: с повышением t_r величина $\bar{q}_2$ снижается, а ζ возрастает. В качестве НРТ использован хладон R142b.

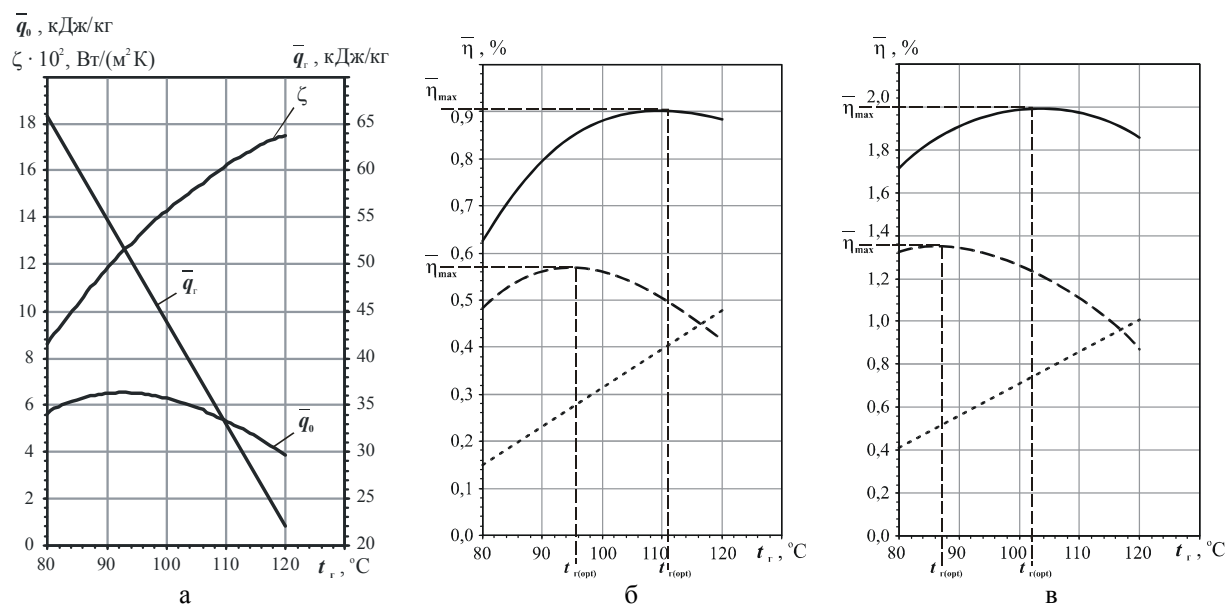


Рис. 1. Удельные тепловые нагрузки на генератор $\bar{q}_2$ и испаритель $\bar{q}_0$, тепловые коэффициенты ζ ТХМ

(а) и приращения КПД двигателя $\bar{\eta}$ (б и в) в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах уходящих газов перед генератором $t_{z1} = 180 ^\circ\text{C}$ и кипения НРТ в испарителе t_0 :
 а – $t_0 = 0 ^\circ\text{C}$; б – $t_0 = 0 ^\circ\text{C}$; в – $t_0 = 10 ^\circ\text{C}$; — — за счет отвода теплоты генератором в целом;
 - - - - испарительной секцией генератора; – экономайзерной секцией

Максимальному значению $\bar{q}_0$ соответствует максимальное приращение КПД двигателя $\bar{\eta}$ (рис. 1, б и в). При температуре уходящих газов перед генератором $t_{z1} = 250 ^\circ\text{C}$ приращение КПД гораздо выше и составляет 2...4 %. Следует отметить,

что вынесение экономайзерной секции генератора ТХМ из газотока двигателя на линию сжатого воздуха (наддувочного воздуха ДВС или воздуха между компрессорными ступенями ГТД) обеспечивает в 1,5 – 2 раза большие холодопроизводительность $\bar{q}_0$

и соответственно приращение КПД двигателя по сравнению с ее расположением в газоходе. При этом образуется избыток холодопроизводительности, который целесообразно использовать для глубокого промежуточного охлаждения воздуха.

Поэтому на втором этапе проектирования ТСОВ определяют рациональные параметры промежуточного охлаждения, которые являются исходными данными для проектирования испарителей–

промежуточных охладителей воздуха. Результаты расчетов в виде зависимости отношения $N_{ПО}/N$ мощностей двухступенчатого наддувочного турбокомпрессора ДВС с промощением $N_{ПО}$ и базового компрессора без промощения N при температурах сжатого воздуха после промежуточного охладителя (ПО) $t_{ПО2} = 20, 40, 60$ и 80 °С и наружного воздуха на входе в компрессор $t_{вх} = 20$ °С приведены на рис. 2, а.

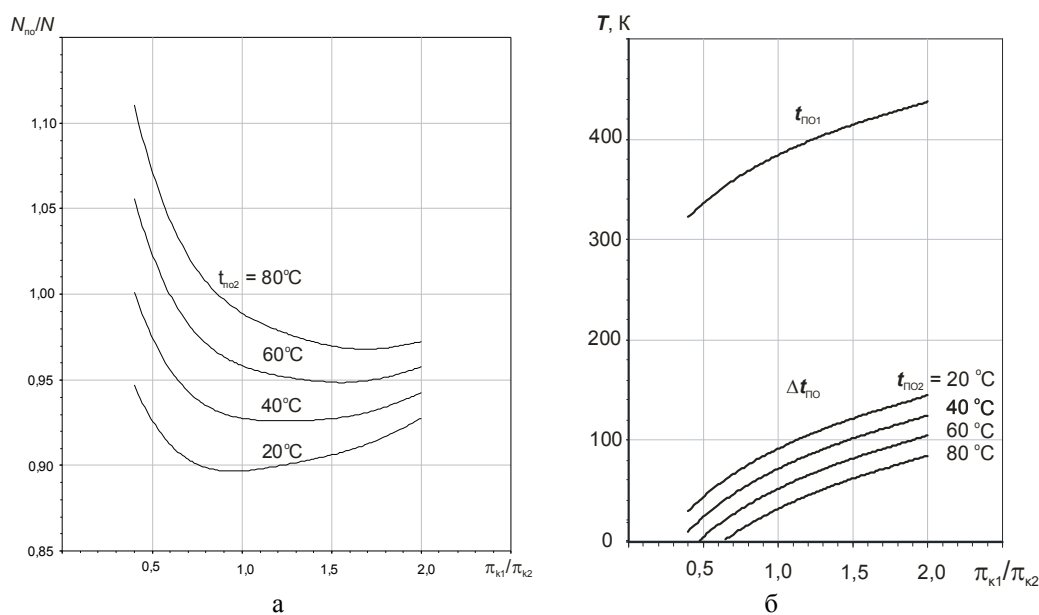


Рис. 2. Зависимости отношения мощностей $N_{ПО}/N$ компрессоров (а), температуры $t_{ПО1}$ воздуха на входе в ПО и разности температур $\Delta t_{ПО}$ воздуха в ПО (б) от отношения степеней сжатия $\pi_{к1}/\pi_{к2}$ компрессорных ступеней при температуре наружного воздуха на входе $t_{вх} = 20$ °С

Как видно из рис. 2, а, для ДВС с промежуточным охлаждением существует оптимальная величина отношения степеней сжатия $\pi_{к1}/\pi_{к2}$, которая обеспечивает максимальное сокращение затрат мощности наддувочного агрегата и находится в диапазоне 0,8...1,5, причем с уменьшением $t_{ПО2}$ (увеличением глубины охлаждения) экстремумы снижаются и смещаются в сторону меньших величин $\pi_{к1}/\pi_{к2}$. Наибольшее сокращение мощности (10 %) достигается при глубоком охлаждении сжатого воздуха до $t_{ПО2} = 20$ °С. В этом случае тепловой потенциал наддувочного воздуха с повышенной температурой используется в экономайзерной секции генератора ТХМ (испарительная секция генератора установлена в газоходе ДВС), а последующее глубо-

кое охлаждение наддувочного воздуха до температуры $t_{ПО2} = 20$ °С осуществляется в испарителе ТХМ.

Таким образом, рациональную компоновку ТСОВ на базе ТХМ (место включения генератора и испарителя ТХМ в газоздушный тракт ДВС) следует осуществлять, исходя из оптимального отношения степеней повышения давления $\pi_{к1}/\pi_{к2}$, обеспечивающего максимальное сокращение мощности, потребляемой наддувочным агрегатом.

Перепады температур в ПО по воздуху $\Delta t_{ПО} = t_{ПО1} - t_{ПО2}$ и температура $t_{ПО1}$ сжатого воздуха на входе в ПО (после компрессора первой ступени), которые необходимо знать при проектировании теплообменников ТХМ (генератора паров НРТ высокого давления и испарителя НРТ низкого давления),

приведены на рис. 2, б. Аналогичные результаты расчетов в виде зависимости относительных КПД $\overline{КПД}$ и мощности $\overline{N}$ ГТД при температурах воздуха за ПО $t_{62} = 20, 50$ и 80 °С и наружного воздуха 20 °С приведены на рис. 3.

Считаем, что ПО установлен между компрессорами низкого давления (КНД) и высокого давления (КВД). За базовый вариант принят двигатель без промежуточного охлаждения при температуре наружного воздуха на входе КНД 20 °С. При $\pi_{\kappa 1} = 1$

промежуточное охлаждение отсутствует и ГТД превращается в базовый вариант.

Из рис. 3 видно, что зависимости $\overline{КПД} = f(L)$ имеют четко выраженный экстремум, которому соответствует оптимальное значение параметра $L = \pi_{\kappa 1}/\pi_{\kappa 2}$, находящееся в диапазоне $0,1 \dots 0,2$, т.е. в случае промежуточного охлаждения целесообразно применение бустерного компрессора с незначительной степенью повышения давления $\pi_{\kappa 1} = 1,5 \dots 2,0$.

С понижением температуры t_{62} воздуха за ПО

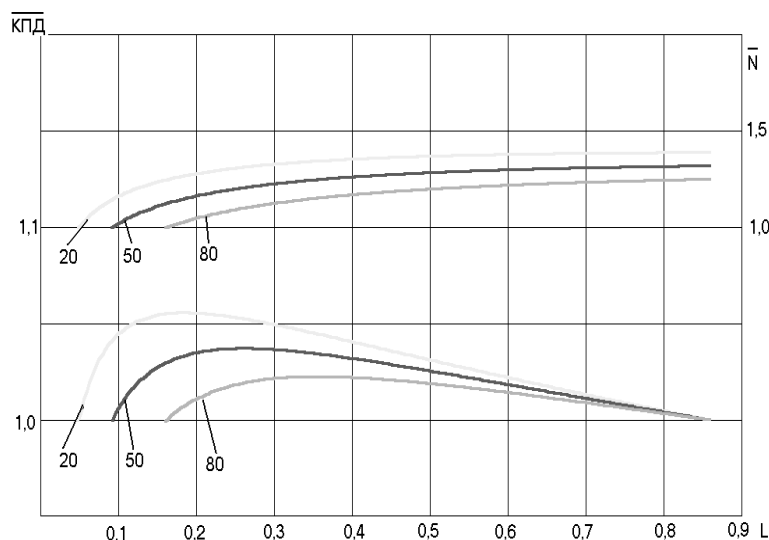


Рис. 3. Зависимость относительных КПД $\overline{КПД}$ (нижние кривые) и мощности $\overline{N}$ (верхние кривые) от $L = \pi_{\kappa 1}/\pi_{\kappa 2}$ при температурах воздуха за ПО $t_{62} = 20, 50$ и 80 °С и наружного воздуха 20 °С

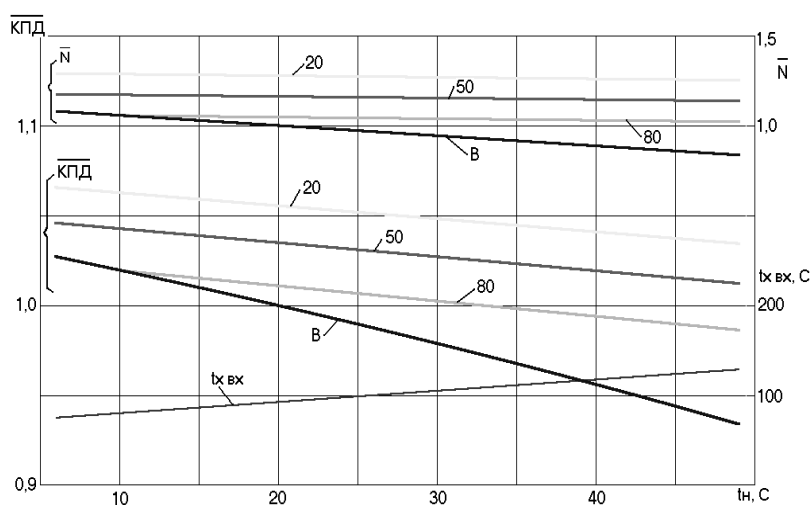


Рис. 4. Зависимость относительных КПД $\overline{КПД}$, мощности $\overline{N}$ и температуры воздуха на входе в ПО $t_{61} = t_{x.вх}$ от температуры наружного воздуха t_n при оптимальном отношении $L = \pi_{\kappa 1}/\pi_{\kappa 2} = 0,2$; $\pi_{\kappa} = \pi_{\kappa 1} \cdot \pi_{\kappa 2} = 20$ и температурах воздуха за ПО $t_{62} = 20, 50$ и 80 °С: В – без промощаждения

максимумы $\overline{КПД}$ возрастают (от 2,5 до 6,0 %), становятся более резко выраженными и смещаются в сторону меньших L . Но даже при повышенных температурах воздуха t_{62} за ПО, например, когда в качестве ПО используется экономайзерная секция генератора ТХМ, испарительная секция которого установлена в газопусковом тракте, эффект от применения промощаждения весьма заметный: около 3 %.

При этом мощность ГТД становится достаточно стабильной и мало зависящей от температуры t_n наружного воздуха на входе в ГТД (рис. 4).

Температуры сжатого воздуха на входе в ПО $t_{61} = t_{x.вх}$, соответствующие $\pi_{\kappa 1} = 1,5 \dots 2,0$, являются исходными данными при проектировании экономайзерной секции генератора, а воздуха после нее – испарителя-промохладителя на завершающем этапе методологии рационального проектирования ТСОВ, а также при выборе их рациональных вариантов.

Целью рационального проектирования теплообменников с кипением НРТ в каналах является определение таких их режимных и конструктивных параметров, и прежде всего, массовой скорости ρw кипящего НРТ, длины L каналов и их числа n , которые обеспечивали бы максимальные плотности тепловых потоков $q_{\max}$ и, соответственно, минимальные энергетические потери в силовом (генератор пара НРТ высокого давления) и холодильном (испаритель НРТ низкого давления) контурах ТХМ от внешней необратимости, обусловленные конечными разностями температур θ между участвующими в теплопередаче средами, зависящими, в свою очередь, от интенсивности теплопередачи k и гидравлического сопротивления ΔP двухфазного потока.

Соответствующие параметры ТО принято считать оптимальными: $(\rho w)_{\text{opt}}$, L_{opt} , n_{opt} .

При этом поверхность теплообмена будет минимальной $F_{\min}$.

Зависимость плотности теплового потока q 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, обусловленного гидравлическим сопротивлением двухфазного потока ΔP , и, в конечном счете, зависимость обоих параметров k и θ от массовой скорости ρw кипящего НРТ ставит перед проектантами задачу нахождения оптимальной массовой скорости НРТ $(\rho w)_{\text{opt}}$, которая обеспечивает $q_{\max}$.

На рис. 5 представлены зависимости коэффициентов теплоотдачи α_a и теплопередачи k , температурного напора θ , гидравлического сопротивления ΔP и плотности теплового потока q от массовой скорости ρw хладона R142B в генераторе пара при следующих условиях: степень оребрения $\beta = 7$; внутренний диаметр трубок $d_{\text{вн}} = 0,016$ м; температура газов на входе $t_{z1} = 250$ °C и выходе $t_{z2} = 160$ °C, кипения $t_0 = 80$ °C.

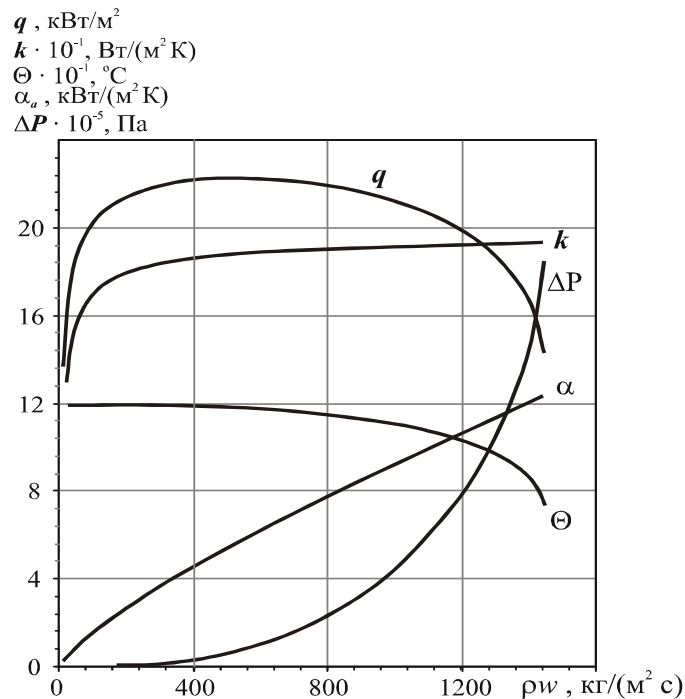


Рис. 5. Зависимости коэффициентов теплоотдачи α_a и теплопередачи k , температурного напора θ , гидравлического сопротивления ΔP и плотности теплового потока q от массовой скорости ρw хладона R142B в генераторе пара:

$$t_{z1} = 250 \text{ °C}; t_{z2} = 160 \text{ °C}; \beta = 7; d_{\text{вн}} = 0,016 \text{ м}; t_0 = 80 \text{ °C}$$

Как видно, существование максимума плотности теплового потока q вытекает из влияния массовой скорости rw на коэффициент теплопередачи k и температурный напор θ , причем это влияние сказывается на q противоположным образом: если с увеличением rw коэффициенты теплоотдачи при кипении α_a и теплопередачи k возрастают, то увеличение гидравлического сопротивления ΔP , наоборот, приводит к падению температуры кипения Δt_0 и, как следствие, температурного напора θ . Пологий характер зависимости $q = f(rw)$ после $(rw)_{opt}$ свидетельствует о том, что массовая скорость должна быть выше $(rw)_{opt}$, чтобы не вызывать заметного снижения q , которое имело бы место при $rw < (rw)_{opt}$.

В результате расчетов установлено, что применение тригенерационной системы промежуточного охлаждения на базе эжекторной холодильной машины, использующей теплоту наддувочного воздуха с температурой 220...240 °С, позволяет снизить его температуру примерно на 30 °С ниже, чем это возможно в случае охлаждения заборной водой, и увеличить за счет этого КПД ДВС на 2...3 %.

Выводы

1. Разработана методология рационального проектирования систем охлаждения циклового воздуха двигателей на основе ТХМ, которая включает три этапа: на первом – определяются оптимальные параметры НРТ и ВЭР; на втором – параметры промежуточного охлаждения воздуха двигателей; на третьем – производится рациональное проектирование теплообменников с фазовым переходом НРТ, обеспечивающее минимальные энергетические потери в ТХМ, обусловленные разностями температур в теплообменных аппаратах.

2. При пониженных температурах t_{r1} источников ВЭР (на частичных режимах эксплуатации двигателей СЭУ; в случае применения пароводяных утиль-

котлов или других способов утилизации теплоты уходящих газов двигателей, например, с турбиной перерасширения на выхлопе) требования по рациональному проектированию ТСОВ весьма жесткие, что подтверждается резко выраженным экстремальным характером зависимости удельной холодопроизводительности от температуры кипения НРТ в генераторе: $\bar{q}_0 = f(t_0)$.

3. Определены рациональные параметры промежуточного охлаждения наддувочного воздуха ДВС.

4. Установлено, что применение ТСОВ позволяет повысить КПД ДВС и ГТД на 2...4 % и более.

Литература

1. Абоleshкин С.Е., Балыхин Ю.В. Экспериментальная проверка стабильности интегрального показателя технического состояния главного судового двигателя // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 2004. – Вып. 11. – С. 132-139.
2. 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.
3. Захаров В.Ю. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
4. Радченко Р.Н. Кондиционирование воздуха на входе двигателей // Техногенна безпека: Наукові праці МДГУ ім. П.Могили. – Миколаїв: МДГУ.– 2007. – Т. 73, Вип. 60. – С. 109-115.

Поступила в редакцию 25.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Г. Ивановский, Одесский национальный морской университет, Одесса.