

УДК 621.577

Н.И. РАДЧЕНКО¹, А.А. СТАХЕЛЬ², Д.В. КОНОВАЛОВ¹, А.А. СИРОТА³

¹Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина

²Щецинский технический университет, Польша

³Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, Украина

РАЦИОНАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН, УТИЛИЗИРУЮЩИХ ТЕПЛОТУ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ ДВС

Выполнен анализ эффективности эжекторной холодильной машины, использующей теплоту уходящих газов для охлаждения циклового воздуха ДВС, и определены рациональные ее параметры, обеспечивающие максимальное приращение показателей ДВС.

утилизация, уходящие газы, эжекторная холодильная машина, низкокипящее рабочее тело, тепловой коэффициент

Анализ состояния проблемы, постановка цели исследования

Утилизация теплоты, отводимой с продуктами сгорания, охлаждающей водой и от наддувочного воздуха ДВС – перспективное направление повышения эффективности двигателей. Поскольку показатели ДВС резко ухудшаются с повышением температуры воздуха на входе [1, 2], то теплоту их вторичных энергоресурсов (ВЭР) целесообразно использовать для выработки холода, который, в свою очередь, – для снижения температуры воздуха на входе ДВС. Производство холода за счет теплоты ВЭР осуществляется в теплоиспользующих холодильных машинах (ТХМ).

Наибольшее распространение получили абсорбционные и эжекторные холодильные машины (АХМ и ЭХМ). Однако абсорбционным машинам присущи повышенные габариты (соответственно и аэродинамическое сопротивление), и целесообразность их включения в газовый и воздушный тракты ДВС весьма проблематична. Эжекторные ТХМ отличаются конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации, поскольку функцию компрессора выполняет эжектор [3 – 5]. При использовании в каче-

стве рабочего тела ЭХМ воды в испарителях необходимо поддерживать вакуум, из-за чего тепловая эффективность ЭХМ существенно снижается. Кроме того, с их помощью практически невозможно утилизировать теплоту ВЭР низкого потенциала (уходящих газов ДВС после утилизационных пароводяных котлов или турбогенераторов). Применение низкокипящих рабочих тел (НРТ) позволят утилизировать теплоту ВЭР низкого температурного уровня. Включение эжекторных ТХМ в состав ДВС не приводит к заметному усложнению установки.

Эффективность ТХМ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_r$, представляющим собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от воздуха на входе ДВС) к количеству теплоты Q_r , подведенной в генераторе к кипящему НРТ от уходящих газов. Тепловой коэффициент эжекторных ТХМ, использующих в качестве НРТ хладагенты R142B, R600, R600a, R290, невысокий и составляет $\zeta = 0,2 \dots 0,4$. Поэтому вопросы определения рациональных параметров эжекторных ТХМ, обеспечивающих максимальную эффективность их применения в ДВС, стоят весьма остро.

Цель исследования – определение рациональ-

ных параметров эжекторных ТХМ, обеспечивающих максимальное повышение эффективности ДВС.

Анализ эффективности эжекторных ТХМ, использующих теплоту уходящих газов ДВС, и определение их рациональных параметров

Схема эжекторной ТХМ, использующей теплоту уходящих газов для охлаждения наружного воздуха на входе ДВС, приведена на рис. 1.

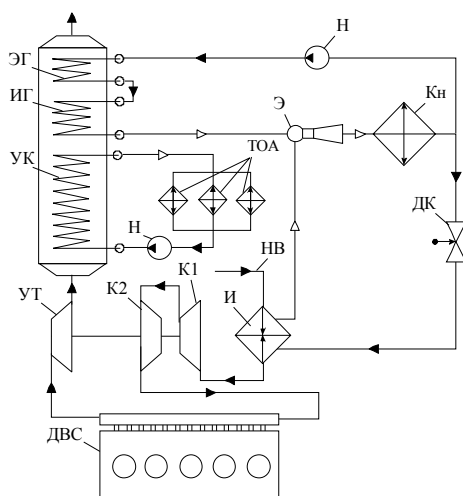


Рис. 1. Схема эжекторной ТХМ, использующей теплоту уходящих газов ДВС: ЭГ, ИГ – экономайзерная и испарительная секции генератора пара НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; ТОА – теплообменные аппараты (потребители теплоты); УК – утилизационный котел; НВ – наружный воздух; И – испаритель (воздухоохладитель); К1, К2 – компрессоры первой и второй ступеней; УТ – утилизационная турбина

Рациональными считаем такие параметры ТХМ (прежде всего значение температуры t_r кипения НРТ в генераторе ТХМ), которые обеспечивают максимальное снижение температуры Δt_v воздуха на входе и соответственно приращения мощности и КПД ДВС. О существовании рациональных значений температуры t_r можно судить, исходя из следующих рассуждений. Так, чем выше температура подвода теплоты к НРТ в генераторе пара (температура t_r кипения НРТ и, следовательно, температура t_{r2} уходящих газов после генератора паров НРТ), тем выше тепловой коэффициент ζ (рис. 2).

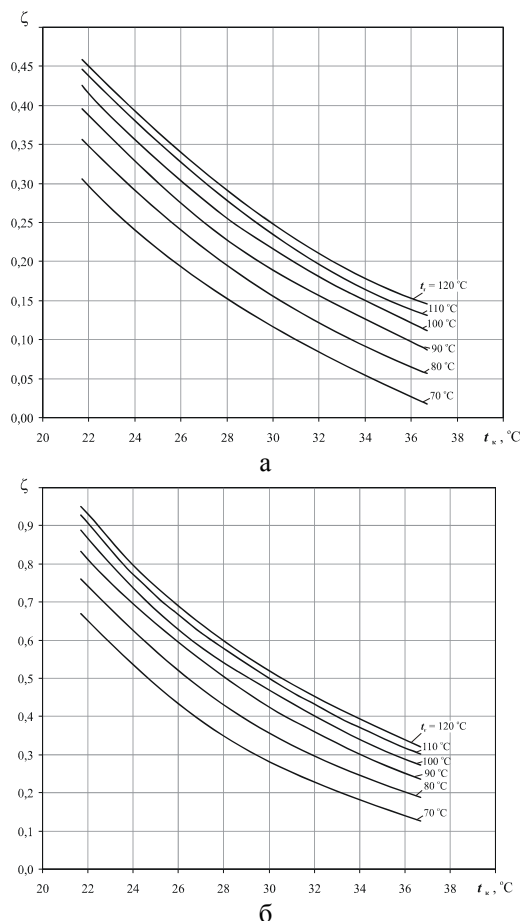


Рис. 2. Зависимости теплового коэффициента ζ для хладагента R142b от температуры конденсации t_k при разных температурах кипения в генераторе t_r и в испарителе t_0 : а – $t_0 = 0$ °C; б – $t_0 = 10$ °C

В то же время с повышением температуры t_{r2} уходящих газов после генератора и, следовательно, уменьшением глубины утилизации снижается количество теплоты, отведенной от них в ТХМ, что, в свою очередь, сокращает эффект от утилизации. Таким образом, решение задачи сводится к ответу на вопрос, что обеспечивает достижение максимального эффекта от применения ТХМ в ДВС (приращения мощности и КПД двигателя) – глубокая утилизация ВЭР при недостаточно высокой эффективности ТХМ или же максимально эффективная работа собственно ТХМ в ущерб глубине утилизации ВЭР. Очевидно, что задача эта является оптимизационной, и ее решением будет такое значение температуры t_r кипения НРТ в генераторе, которое обеспечивает максимальные отвод теплоты от воздуха в ути-

лизационном контуре и, как следствие, приращения мощности и КПД ДВС.

Для того, чтобы установить влияние температуры уходящих газов и схемных решений ТХМ на глубину охлаждения воздуха Δt_b в ТХМ и соответственно повышение эффективности ДВС (например, вынесение испарительной секции генератора из газovskyпускного тракта ДВС с использованием в ней теплоты наддувочного воздуха или охлаждающей ДВС воды), рассмотрим генератор как состоящим из двух секций (испарительной и экономайзерной) и проанализируем составляющие снижения температуры воздуха на входе ДВС Δt_b и соответствующего приращения КПД $\bar{\eta}$ за счет использования теплоты уходящих газов в экономайзерной секции генератора НРТ ($\Delta t_b', \bar{\eta}'$) и испарительной секции ($\Delta t_b'', \bar{\eta}''$).

Снижение температуры воздуха в испарителе ТХМ общее Δt_b , за счет использования теплоты уходящих газов в экономайзерной $\Delta t_b'$ и испарительной $\Delta t_b''$ секциях генератора ТХМ, а также соответствующие удельные холодопроизводительности ТХМ \bar{q}_0 (тепловые нагрузки на испаритель, отнесенные к единичному расходу воздуха на входе ДВС): суммарная \bar{q}_0 и ее составляющие \bar{q}_0' и \bar{q}_0'' представлены на рис. 3 в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0$ и 10°C ; конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$ и уходящих газов перед генератором $t_{r1} = 180^\circ\text{C}$ (рис. 3, а) и 250°C (рис. 3, б).

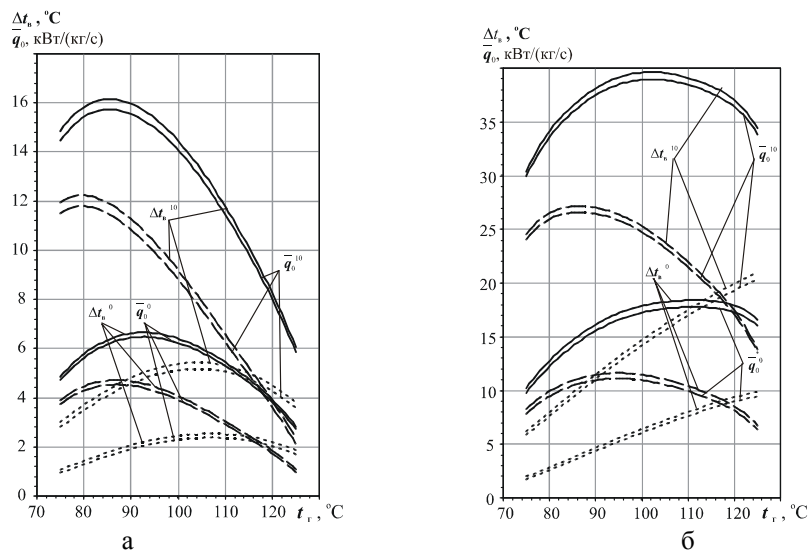


Рис. 3. Удельная холодопроизводительность \bar{q}_0 и снижение температуры Δt_b воздуха на входе ДВС в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения в испарителе $t_0 = 0$ и 10°C ; конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$, уходящих газов после генератора $t_{r2} = t_r + 40^\circ\text{C}$ и перед генератором t_{r1} : а – $t_{r1} = 180^\circ\text{C}$; б – 250°C ; — — за счет отвода теплоты генератором в целом \bar{q}_0 ; - - - - испарительной секцией \bar{q}_0'' ; – экономайзерной секцией \bar{q}_0'

При этом температура уходящих газов после генератора принималась на 40°C выше температуры кипения НРТ в генераторе: $t_{r2} = t_r + 40^\circ\text{C}$, что исключало опасность возникновения сернистой коррозии концевых поверхностей экономайзерной секции.

В качестве НРТ в ТХМ применен озонобезопасный хладон R142b.

Следует подчеркнуть, что жесткое ограничение температуры уходящих газов после экономайзерной секции генератора значениями $t_{r2} = t_r + 40^\circ\text{C}$ резко

сокращает удельные тепловые нагрузки как испарительной секции $\bar{q}_Г''$, так и экономайзерной $\bar{q}_Г'$, которые связаны между собой: соотношение $\bar{q}_Г''$ и $\bar{q}_Г'$ однозначно определяется соотношением теплоты фазового перехода НРТ в испарительной секции при $t_Г$ и теплоты, необходимой на нагрев жидкого НРТ от $t_к$ до $t_Г$ в экономайзерной секции и зависящей от разности температур кипения в генераторе и конденсации $t_Г - t_к$. Следствием довольно жесткого ограничения температуры уходящих газов после экономайзерной секции генератора ($t_{Г2} = t_Г + 40$ °С) является сравнительно небольшое снижение температуры воздуха $\Delta t_в$ в ТХМ, особенно при низких $t_{Г1} = 180$ °С и $t_0 = 0$ °С.

Смещение максимумов \bar{q}_0 и соответствующих $\Delta t_в$ с повышением t_0 в сторону меньших $t_Г$ дает основание для принципиального вывода о противоположных рекомендациях относительно выбора температур кипения в испарителе t_0 и генераторе $t_Г$ ТХМ: с повышением t_0 необходимо принимать меньшие $t_Г$.

При оценке влияния уменьшения температуры $\Delta t_в$ воздуха на входе ДВС на эффективность двигателя исходили из того, что каждые 10 °С снижения температуры $\Delta t_в$ воздуха обеспечивают 0,5% прироста КПД $\bar{\eta}$ двигателя [1, 2]. Приращения КПД ДВС $\bar{\eta}$ за счет уменьшения температуры воздуха на входе в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе $t_Г$ приведены на рис. 4 и 5 (при ограничении $t_{Г2} = t_Г + 40$ °С).

Некоторое уменьшение температуры $t_{Г,opt}$ кипения в генераторе, соответствующей максимальному приращению мощности ДВС $\bar{\eta}_{max}$, с повышением температуры t_0 кипения в испарителе объясняется возрастанием теплового коэффициента ζ (см. рис. 2). Поэтому при наличии ограничения по температуре за генератором НРТ ($t_{Г2} = t_Г + 40$ °С) и с учетом тепловых балансов по уходящим газам и НРТ больший эффект, т.е. максимум $\bar{\eta}_{max}$, достигается при меньших $t_{Г,opt}$.

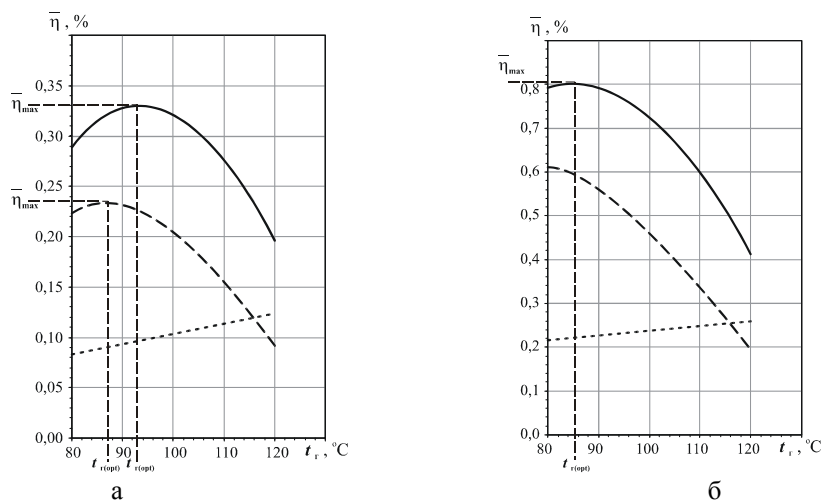


Рис. 4. Приращение КПД ДВС $\bar{\eta}$ за счет уменьшения температуры воздуха на входе в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе $t_Г$ при установке генератора после пароводяного утилькотла ($t_{Г1} = 180$ °С): — — за счет отвода теплоты генератором в целом $\bar{\eta}$; --- — испарительной секцией $\bar{\eta}''$; — экономайзерной секцией $\bar{\eta}'$; а — $t_0 = 0$ °С; б — $t_0 = 10$ °С

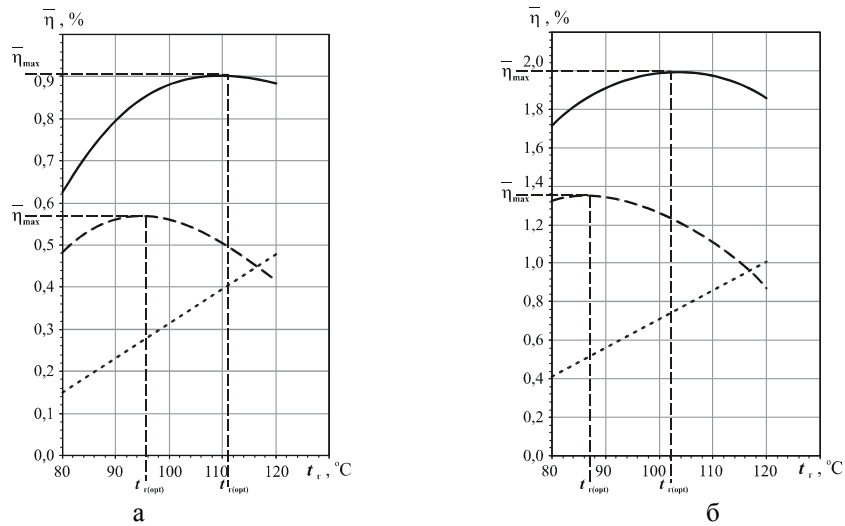


Рис. 5. Приращение КПД ДВС $\bar{\eta}$ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при установке генератора после ДВС ($t_{r1} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$): а – $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; б – $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

Следствием довольно жесткого ограничения по температуре уходящих газов после экономайзерной секции генератора ($t_{r2} = t_r + 40 \text{ }^\circ\text{C}$) являются сравнительно небольшие приращения КПД $\bar{\eta}$, что делает применение ТХМ после пароводяного утилькотла (рис. 4 при $t_{r1} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$) нецелесообразным.

При $t_{r1} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ и выше приращение КПД становится заметным: $\bar{\eta} = 1 \dots 2 \text{ } \%$ (рис. 5).

Особенно эффективно применение ТХМ при менее жестких ограничениях по температуре уходящих газов после экономайзерной секции генератора, что видно из рис. 6, на котором представлены результаты расчета приращения КПД, когда температура уходящих газов после испарительной секции генератора принимается согласно условию $t_{r,и2} = t_r + 20 \text{ }^\circ\text{C}$, т.е. исходя из интенсивности теплопередачи между газами и кипящим НРТ.

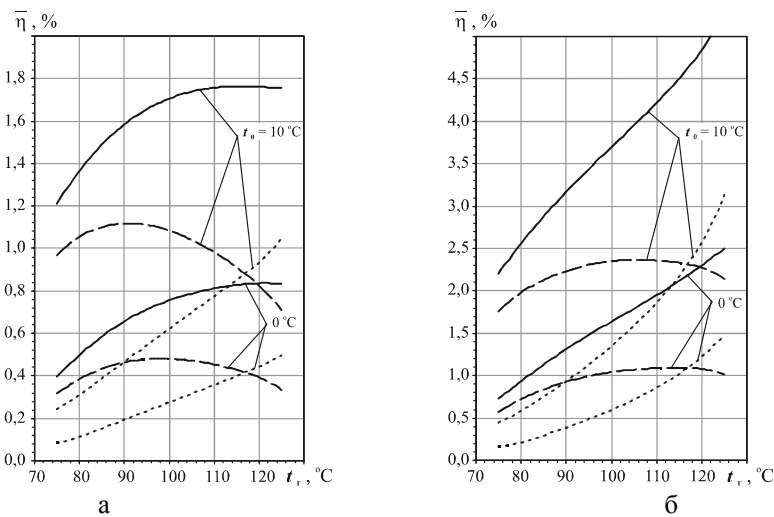


Рис. 6. Приращение КПД ДВС $\bar{\eta}$ за счет уменьшения температуры воздуха в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения в испарителе $t_0 = 0$ и $10 \text{ }^\circ\text{C}$, уходящих газов после испарительной секции генератора $t_{r,и2} = t_r + 20 \text{ }^\circ\text{C}$ и на входе генератора t_{r1} : а – $t_{r1} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$; б – $t_{r1} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$

Как видно, при $t_{r1} = 250$ °С происходит полное вырождение экстремумов и графики зависимости $\bar{\eta} = f(t_r)$ становятся монотонно возрастающими. Приращение КПД за счет применения ТХМ становится довольно существенным: $\bar{\eta} = 1...2$ % при $t_{r1} = 180$ °С и $2...4$ % при $t_{r1} = 250$ °С.

Большие величины $\bar{\eta}$ в указанных диапазонах соответствуют температуре $t_0 = 10$ °С, меньшие – $t_0 = 0$ °С. Следует отметить, что при $t_{r1} = 180$ °С температура после экономайзера устанавливается на уровне $t_{r2} \approx 90$ °С, тогда как при $t_{r1} = 250$ °С она снижается до 60 °С. Чтобы исключить опасность возникновения сернистой коррозии при $t_{r1} = 250$ °С и выше, экономайзерную секцию генератора необходимо выносить из газохода на линию наддувочного воздуха. Кроме того, холодопроизводительность ТХМ значительно превосходит ее величину, необходимую для предварительного охлаждения наружного воздуха на входе ДВС. Избыток холодопроизводительности целесообразно задействовать для глубокого промежуточного охлаждения наддувочного воздуха. Схемное решение такой ТХМ должно предусматривать выполнение генератора паров НРТ высокого давления и испарителя НРТ низкого давления (воздухоохладителя) в виде двух секций.

Выводы

1. Установлен экстремальный характер зависимости снижения температуры воздуха на входе ДВС и достигаемого за счет этого приращения КПД ДВС от температуры кипения НРТ в генераторе ТХМ и существование оптимального значения этой температуры, обеспечивающего максимальное повышение эффективности ДВС.

2. Из-за жестких ограничений по температуре уходящих газов после ТХМ, вызванных опасностью возникновения сернистой коррозии, применение эжекторных ТХМ после утилизационного пароводя-

ного котла нецелесообразно.

3. Использование эжекторных ТХМ при высоких температурах уходящих газов на входе в генератор НРТ ($t_{r1} = 250$ °С и выше) обеспечивает глубокое охлаждение циклового воздуха ДВС и соответствующее приращение КПД на $2...4$ %. При этом схемное решение ТХМ должно предусматривать вынесение экономайзерной секции генератора паров НРТ высокого давления из газохода на линию наддувочного воздуха.

Литература

1. Аболешкин 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 Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С.-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
4. Петренко В.А. Теоретическое и экспериментальное исследование эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 2 (71). – С. 12-18.
5. Петренко В.А. Принцип выбора рабочего вещества для эжекторной холодильной машины // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 1 (70). – С. 16-21.

Поступила в редакцию 23.05.2007

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