

УДК 621.577

Р.Н. РАДЧЕНКО, Н.Я. ХЛОПЕНКО

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СБРОСНОГО ТЕПЛА МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Проанализировано использование теплоты уходящих газов и наддувочного воздуха судовых малооборотных дизелей для охлаждения воздуха на входе турбокомпрессоров теплоиспользующими холодильными машинами. Рассчитаны величины снижения температуры воздуха, достижимые исходя из распадаемой сбросной теплоты при разных тепловлажностных условиях на входе. Определены границы эффективного применения комплексной утилизации сбросной теплоты малооборотных дизелей для охлаждения воздуха на входе турбокомпрессоров.

Ключевые слова: малооборотный дизель, утилизация теплоты, охлаждение воздуха, термотрансформатор, низкокипящее рабочее тело.

Анализ проблемы и постановка цели исследования

Основным направлением повышения экономичности дизельных установок (ДУ) является утилизация теплоты вторичных энергоресурсов (ВЭР): уходящих газов, наддувочного воздуха и охлаждающей дизели воды. Тепловой потенциал уходящих газов малооборотных дизелей (МОД) характеризуется сравнительно невысокой их температурой после турбокомпрессора (ТК), 250...280 °С, что ограничивает возможности его утилизации. Поэтому в традиционных системах утилизации с производством пара в утилизационных пароводяных котлах (УК) предпочтение отдают комплексному использованию теплоты уходящих газов (в испарительной секции УК) и наддувочного воздуха (подогрев питательной воды в экономайзерной секции УК).

Наиболее перспективными считаются турбокомпаундные системы утилизации (ТКС) с паровой турбиной (ПТ), приводящей гребной вал или электрогенератор. Утилизационная ПТ образует единый энергоиспользующий комплекс с дополнительной газовой турбиной (ГТ), утилизирующей энергию уходящих газов и установленную на байпасной линии в обход основной ГТ ТК. Дополнительная мощность, получаемая в ТКС, составляет 8...11% мощности дизеля, что равнозначно повышению КПД на 4,0...5,5% [1, 2]. Однако применение ТКС для МОД мощностью менее 20 МВт нецелесообразно, поскольку срок их окупаемости превышает 12 лет [2].

Не решена также проблема ухудшения экономичности МОД при повышенных температурах воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе ТК, следствием чего является увеличение удельного расхода топлива на 0,5...0,6 % на

каждые 10 °С повышения $t_{\text{нв}}$ [1, 2]. Поскольку с увеличением $t_{\text{нв}}$ возрастают потери теплоты с уходящими газами, то целесообразно использовать их теплоту для охлаждения воздуха на входе.

Цель работы – определение границ целесообразности использования сбросной теплоты МОД для охлаждения воздуха на входе.

Результаты исследования

Наиболее простыми и надежными в эксплуатации являются эжекторные термотрансформаторы (ЭТТ) на низкокипящих рабочих телах (НРТ), в которых функцию компрессора выполняет эжектор [3]. Применение НРТ позволяет утилизировать теплоту ВЭР низкого температурного уровня и избежать необходимости поддержания вакуума в испарителе – охладителе воздуха (И-ВО). Эффективность ТТ характеризуется тепловым коэффициентом ζ , который представляет собой отношение $\zeta = Q_0/Q_r$ холодопроизводительности Q_0 (теплоты, отведенной от воздуха на входе дизеля к НРТ, кипящему в И-ВО при низких давлении и соответственно температуре) к теплоте Q_r , подведенной к кипящему НРТ высокого давления от уходящих газов или других ВЭР. Для ЭТТ на хладагтах R142B, R600, R600a, R290 значение ζ небольшое и составляет 0,2...0,3. Поэтому для увеличения глубины охлаждения воздуха на входе ТК и соответственно повышения экономичности МОД целесообразно задействовать другие, помимо уходящих газов, ВЭР (наддувочный воздух, охлаждающую воду), т.е. прибегать к комплексному использованию ВЭР МОД.

Схемы ДУ с ЭТТ, использующими теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха для охлаж-

дения воздуха на входе, приведены на рис. 1 [3]. Генератор паров НРТ высокого давления целесообразно включать в пароконденсатную систему УК (рис. 1, а), т.е. использовать водяной пар в качестве промежуточного теплоносителя. Это обеспечивает безопасность эксплуатации ДУ с ЭТТ и работу ДУ по когенерационному циклу – с производством теп-

ловой энергии в холодное время и холода в теплое время. При этом генератор НРТ является одновременно конденсатором водяного пара. С целью упрощения в схеме ДУ с утилизацией теплоты уходящих газов и наддувочного воздуха на рис. 1, б промежуточный пароводяной контур УК не показан.

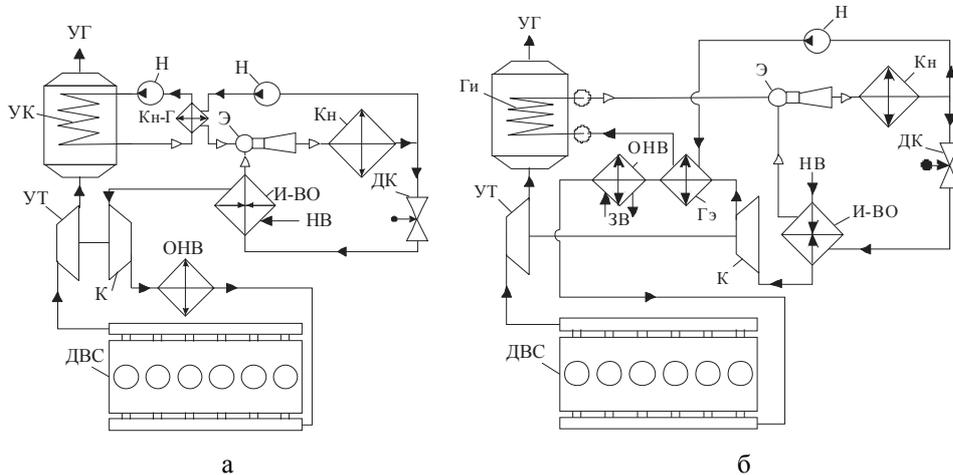


Рис. 1. Схемы ДУ с ЭТТ, использующими теплоту уходящих газов (а), газов и наддувочного воздуха (б) для охлаждения воздуха на входе МОД:

Кн-Г – конденсатор водяного пара-генератор паров НРТ; Г_э и Г_и – экономайзерная и испарительная секции генератора; Э – эжектор; Кн – конденсатор НРТ; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; К – компрессор ТК; УТ – утилизационная газовая турбина ТК; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы; ЗВ – забортная вода

В общем случае генератор паров НРТ высокого давления состоит из двух секций: экономайзерной и испарительной. В экономайзерной секции происходит нагрев жидкого НРТ от температуры конденсации t_k до температуры кипения t_f при высоком давлении, в испарительной – кипение жидкого НРТ с образованием паров высокого давления, являющихся силовым потоком в эжекторе. Тепловые нагрузки испарительной и экономайзерной секций соотносятся между собой как теплота фазового перехода НРТ в испарительной секции при температуре кипения t_f и теплота нагрева жидкого НРТ от t_k до t_f в экономайзерной секции. При максимально допустимой (из условия термической стойкости НРТ) температуре кипения $t_f = 120$ °С тепловые нагрузки испарительной и экономайзерной секций примерно равны между собой, т.е. использование в экономайзерной секции дополнительного источника теплоты, например наддувочного воздуха (рис. 1, б), удваивает холодопроизводительность ЭТТ. Экономайзерную секцию целесообразно включать в контур пресной воды высокотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха (на рис. 1, б не показано).

Наружный воздух подают на вход ТК МОД двумя способами: вентиляторами системы вентиляции машинного отделения (МО) непосредственно в

зону ТК (подача воздуха из МО) и отдельным воздуховодом. В первом случае температура воздуха на 10 °С выше температуры наружного воздуха, во втором – на 5 °С [1]. Второй способ считается более перспективным и применяется на судах современной постройки.

На рис. 2 в диаграмме d-I (влажность-удельная энтальпия) влажного воздуха показаны процессы охлаждения воздуха в И-ВО на входе ТК при первом способе подачи воздуха (из МО), его относительной влажности $\phi_1 = 70$ % и температурах на входе в И-ВО $t_{в1} = 25; 30$ и 35 °С (соответственно температурах наружного воздуха 15; 20 и 25 °С). Параметры воздуха на выходе из И-ВО: $t_{в2} = 15$ °С и $\phi_2 = 98 \dots 100$ %.

Направление процесса А-Б охлаждения влажного воздуха в диаграмме d-I определяется коэффициентом влаговываждения ξ , который представляет собой отношение полного количества теплоты, отведенной от влажного воздуха в охладителе, к явному, определяемому разностью температур по сухому термометру: $\xi = (I_{в1} - I_{в2}) / [c_{вл} \cdot (t_{в1} - t_{в2})] = (I_A - I_B) / [c_{вл} \cdot (t_A - t_B)]$; $c_{вл}$ – теплоемкость влажного воздуха $c_{вл} = 1,01 + 1,89d$; d – влагосодержание, кг/кг; $t_{в1}$ и $t_{в2}$ – температуры воздуха на входе и выходе из охладителя по сухому термометру; $I_{в1}$ и $I_{в2}$ – энтальпии влажного

воздуха на входе и выходе из охладителя, $I_B = c_{в\text{л}} \cdot t_B + 1,89d$, кДж/кг.

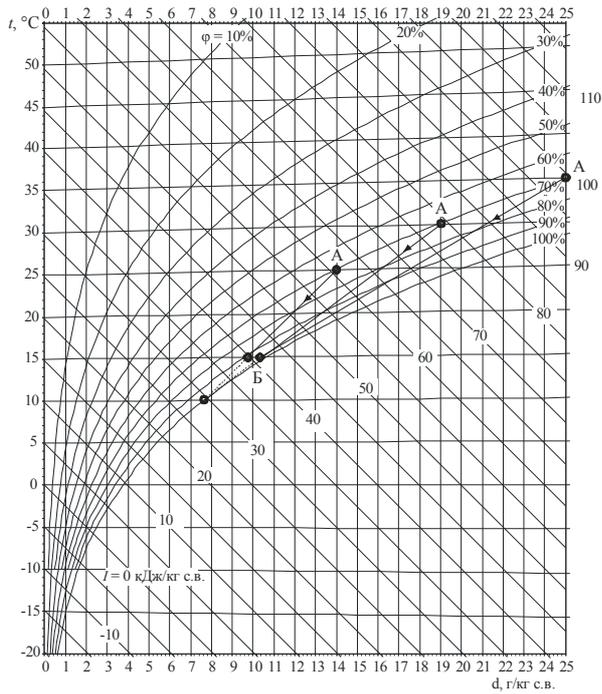


Рис. 2. Процессы охлаждения воздуха в охладителе на входе ТК: А – воздух на входе охладителя; Б – воздух на выходе; А-Б – охлаждение воздуха в охладителе

Так, при неизменной $\phi_1 = 70\%$ процессу охлаждения А-Б при $t_{в1} = 35\text{ °C}$ (наружный воздух 25 °C)

соответствует $\xi = 2,75$, а при $t_{в1} = 25\text{ °C}$ (наружный воздух 15 °C) – $\xi = 2,0$, т.е. чем более полого проходит луч процесса охлаждения, тем больше ξ и, следовательно, большее количество теплоты необходимо отвести от влажного воздуха для снижения его температуры на одну и ту же величину.

В случае подачи на вход И-ВО наружного воздуха отдельным воздухопроводом из-за нагрева в воздуховоде температура воздуха на входе И-ВО $t_{в1}$ будет на 5 °C выше наружной и относительная влажность $\phi_1 = 50\%$ (процесс нагрева в d-I диаграмме при $d = \text{const}$) при относительной влажности наружного воздуха $\phi = 70\%$. При этом процесс охлаждения воздуха от $t_{в1} = 40\text{ °C}$ и $\phi_1 = 50\%$ (наружный воздух 35 °C и $\phi = 70\%$) до $t_{в2} = 15\text{ °C}$ ($\Delta t_B = t_{в1} - t_{в2} = 20\text{ °C}$) проходит с $\xi = 2$ (на рис. 2 не показано).

Значения удельной (приходящейся на единицу расхода воздуха через ТК $G_B = 1\text{ кг/с}$) теплоты, отведенной от уходящих газов \bar{q}_r и наддувочного воздуха в генераторе ЭТТ и от воздуха в И-ВО на входе ТК \bar{q}_0 , снижения температуры Δt_B воздуха в И-ВО при разных коэффициентах влаговывадения ξ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температуре кипения НРТ в И-ВО $t_0 = 5\text{ °C}$, газов перед и после генератора ЭТТ $t_{г1} = 260\text{ °C}$ и $t_{г2} = 150\text{ °C}$, конденсации $t_k = 35\text{ °C}$ представлены на рис. 3. В качестве НРТ применен хладон R142b. Величина $\xi = 1$ соответствует охлаждению без влаговывадения.

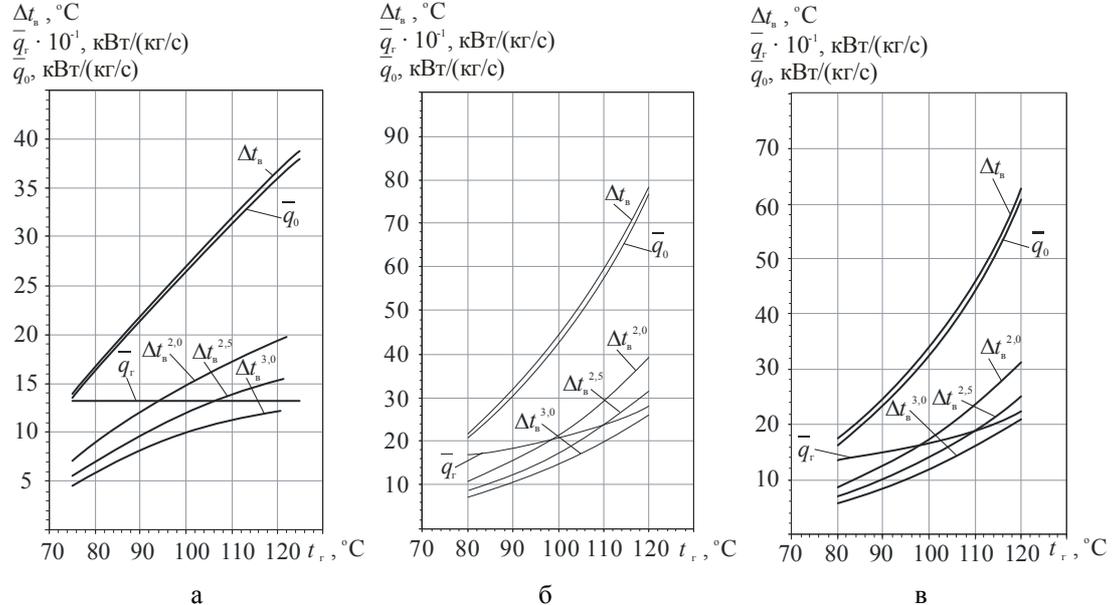


Рис. 3. Удельные теплота, отведенная от уходящих газов и наддувочного воздуха \bar{q}_r в генераторе ЭТТ и от воздуха в И-ВО на входе ТК \bar{q}_0 , снижение температуры Δt_B воздуха в И-ВО в зависимости от температуры кипения t_r хладона R142b в генераторе ЭТТ при разных коэффициентах влаговывадения ξ : $\Delta t_B \dots \Delta t_B^{3,0} - \xi = 1,0 \dots 3,0$; а – схема на рис. 1, а; б и в – схема на рис. 1, б; а и б – использование в ЭТТ всей теплоты уходящих газов; в – использование в ЭТТ 60% теплоты газов

Из рис. 3, а (схема на рис. 1, а) видно, что при температуре кипения НРТ в генераторе $t_r = 120^\circ\text{C}$ снижение температуры воздуха в И-ВО незначительное и составляет $\Delta t_b = 12 \dots 20^\circ\text{C}$ при $\xi = 3 \dots 2$ соответственно. Меньшей величине Δt_b ($\xi = 3$) соответствуют исходные параметры воздуха в зоне ТК (подача воздуха из МО): $t_{b1} = 35^\circ\text{C}$ и $\phi_1 = 70\%$ (наружный воздух 25°C и $\phi = 70\%$); большей величине $\Delta t_b = 20^\circ\text{C}$ ($\xi = 2$) – условия подачи наружного воздуха отдельным воздухопроводом: $t_{b1} = 40^\circ\text{C}$ и $\phi_1 = 50\%$ (наружный воздух 35°C и $\phi = 70\%$).

При повышенных температуре и влажности наружного воздуха для его охлаждения на величину $\Delta t_b = 20^\circ\text{C}$ и более требуется большее количество холода, для чего необходимо использовать дополнительные источники сбросной теплоты, например наддувочный воздух (рис. 1, б). При этом рассматривались варианты использования в испарительной секции генератора ЭТТ всей теплоты уходящих газов и 60 % их теплоты.

При использовании в испарительной секции генератора ЭТТ 60% теплоты уходящих газов глубина охлаждения воздуха на входе ТК $\Delta t_b = 20^\circ\text{C}$ (подача в И-ВО на входе ТК воздуха из МО с температурой $t_{b1} = 35^\circ\text{C}$ и влажностью $\phi_1 = 70\%$; $\xi = 3$; наружный воздух: $t_b = 25^\circ\text{C}$ и $\phi = 70\%$) и 30°C (подача наружного воздуха отдельным воздухопроводом при его параметрах на входе охладителя $t_{b1} = 40^\circ\text{C}$ и $\phi_1 = 50\%$; $\xi = 2$; наружный воздух: $t_b = 35^\circ\text{C}$ и $\phi = 70\%$).

Для определения тепловлажностных условий, при которых использование располагаемой теплоты уходящих газов и наддувочного воздуха в ЭТТ обеспечивает соответствующую глубину охлаждения воздуха Δt_b на входе ТК можно воспользоваться графиками зависимости изменения удельной энтальпии ΔI_b воздуха в процессе его охлаждения при разных t_{b1} и ϕ на входе охладителя до состояния насыщения ($\phi = 100\%$) и t_{b2} на выходе охладителя на рис. 4 для $t_{b2} = 15$ и 25°C и подачи в охладитель воздуха из МО.

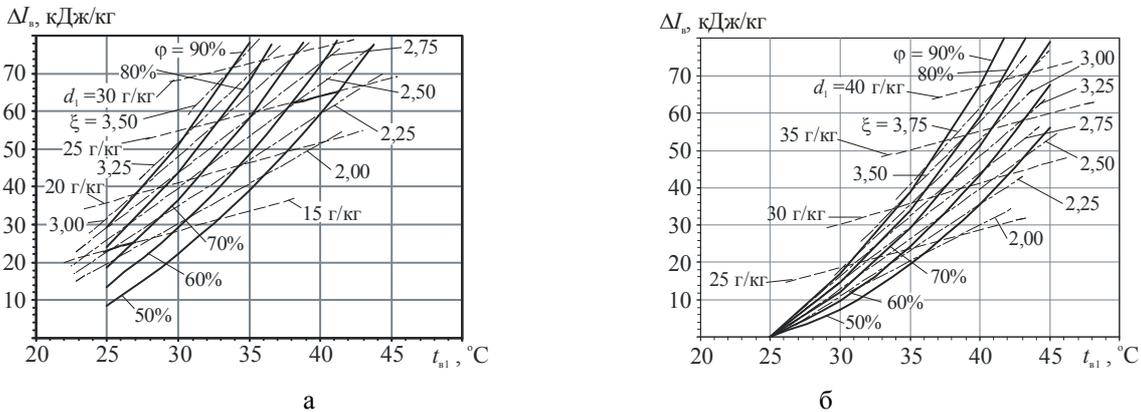


Рис. 4. Зависимости изменения удельной энтальпии ΔI_b влажного воздуха в процессе его охлаждения при разных значениях температуры t_{b1} и относительной влажности ϕ или влагосодержания d_1 воздуха на входе охладителя до состояния насыщения ($\phi = 100\%$) и температуры воздуха t_{b2} на выходе охладителя: а – $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$; б – $t_{b2} = 25^\circ\text{C}$

Так, исходя из располагаемой удельной холодопроизводительности $\overline{q_0} = 60 \text{ кВт/(кг/с)}$ (рис. 3, в) получаем из рис. 4, а при $\Delta I_b = \overline{q_0} = 60 \text{ кДж/кг}$ сочетания тепловлажностных параметров воздуха на входе охладителя: $t_{b1} = 33^\circ\text{C}$ (наружный воздух 23°C) и $\phi_1 = 80\%$ ($\Delta t_b = 33 - 15 = 18^\circ\text{C}$; $\xi = 3,0$); $t_{b1} = 35^\circ\text{C}$ (25°C) и $\phi_1 = 70\%$ ($\Delta t_b = 20^\circ\text{C}$; $\xi = 2,75$); $t_{b1} = 38^\circ\text{C}$ (28°C) и $\phi_1 = 60\%$ ($\Delta t_b = 23^\circ\text{C}$; $\xi = 2,5$). При более высоких температурах наружного воздуха (соответственно и t_{b1}) располагаемой величины $\Delta I_b = \overline{q_0} = 60 \text{ кДж/кг}$ будет недостаточно для его охлаждения в И-ВО до температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ и следует использовать графики, соответствующие более высокой t_{b2} , например $t_{b2} = 25^\circ\text{C}$ на рис. 4, б, согласно которым получаем другой набор тепловлажностных параметров воздуха на входе охладителя: $t_{b1} = 40^\circ\text{C}$ (наружный воздух 30°C) и $\phi_1 = 80\%$

($\Delta t_b = 40 - 25 = 15^\circ\text{C}$; $\xi = 3,6$); $t_{b1} = 42^\circ\text{C}$ (32°C) и $\phi_1 = 70\%$ ($\Delta t_b = 17^\circ\text{C}$; $\xi = 3,25$); $t_{b1} = 44^\circ\text{C}$ (34°C) и $\phi_1 = 60\%$ ($\Delta t_b = 19^\circ\text{C}$; $\xi = 3,0$).

Таким образом, глубина охлаждения воздуха на входе ТК составляет $\Delta t_b = 10 \dots 15^\circ\text{C}$ (при наиболее напряженных в тепловлажностном отношении параметрах воздуха на входе охладителя: $t_{b1} = 40 \dots 45^\circ\text{C}$ (наружный воздух $30 \dots 35^\circ\text{C}$) и $\phi_1 = 80 \dots 70\%$), $\Delta t_b \approx 20^\circ\text{C}$ (при $t_{b1} = 35 \dots 40^\circ\text{C}$ (наружный воздух $25 \dots 30^\circ\text{C}$) и $\phi_1 = 70 \dots 60\%$) и $\Delta t_b = 25 \dots 30^\circ\text{C}$ (при $t_{b1} = 35^\circ\text{C}$ (наружный воздух 25°C) и $\phi_1 = 60 \dots 70\%$).

При подаче в охладитель на входе ТК наружного воздуха отдельным воздухопроводом нагрев воздуха в воздуховоде при неизменном влагосодержании сопровождается уменьшением относительной влажности ϕ . Поэтому процесс охлаждения воздуха в И-ВО происходит при меньшем коэффициенте влаго-

выпадения ξ , в результате чего снижение его температуры Δt_v примерно на 5 °С больше по сравнению с подачей воздуха в И-ВО из МО.

Принимая согласно данным [1, 2], что снижение температуры Δt_v воздуха на входе ТК на 10 °С обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на 0,6 %, получают экономию топлива на 1...2%, причем максимальная экономия достигается для умеренных температур наружного воздуха 25...30 °С и его относительной влажности $\varphi = 60...70\%$.

Приведенные результаты получены при сравнительно низком значении теплового коэффициента ЭТТ $\zeta = 0,25$, соответствующем температуре кипения НРТ в И-ВО $t_0 = 5$ °С. Применяя высокоэффективные И-ВО с неполным испарением и рециркуляцией НРТ, можно интенсифицировать теплообмен и за счет этого сократить температурный напор между охлаждаемым воздухом и кипящим НРТ и повысить температуру кипения НРТ в И-ВО на 5 °С. При этом тепловой коэффициент ЭТТ увеличится до $\zeta = 0,35$, соответственно в 1,5 раза возрастет эффект от охлаждения воздуха на входе ТК МОД.

Выводы

Применение эжекторных термо-трансформаторов, использующих теплоту уходящих газов и над-

дувочного воздуха для охлаждения воздуха на входе ТК судовых МОД обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на 1...2 %, причем максимальная экономия достигается при умеренных температурах наружного воздуха 25...30 °С и его относительной влажности $\varphi = 60...70\%$.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований МОН Украины в рамках гранта Президента Украины (Розпорядження Президента України про призначення грантів Президента України для підтримки наукових досліджень молодих учених від 16.12.2008 р. № 336/2008-рп).

Литература

1. *Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.*

2. *Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.*

3. Радченко Р.Н. Использование теплоты уходящих газов для предварительного охлаждения воздуха судовых ДВС / Р.Н. Радченко // *Двигатели внутреннего сгорания*. – Х.: НТУ "ХПИ", 2008. – № 1. – С. 110-114.

Поступила в редакцию 19.04.2010

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

ВИКОРИСТАННЯ СКИДНОГО ТЕПЛА МАЛООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ТУРБОКОМПРЕСОРИВ

Р.М. Радченко, М.Я. Хлопенко

Проаналізовано використання теплоти відхідних газів і наддувочного повітря судових малообертових дизелів для охолодження повітря на вході турбокомпресорів тепловикористовуючими холодильними машинами. Розраховані величини зниження температури повітря, що досягаються виходячи зі скидної теплоти за різних тепловологісних умов на вході. Визначені межі ефективного застосування комплексної утилізації скидної теплоти малообертових дизелів для охолодження повітря на вході турбокомпресорів.

Ключові слова: малообертовий дизель, утилізація теплоти, охолодження повітря, термопресор, низькокипляче робоче тіло.

THE UTILIZATION OF WASTE HEAT IN LOW SPEED DIESEL ENGINES FOR COOLING THE AIR AT THE INLET OF TURBOCOMPRESSORS

R.N. Radchenko, N.Y. Hlopenko

The utilization of the heat of exhaust gases and scavenge air in marine low speed diesel engines for cooling the air at the inlet of turbocompressors by waste heat recovery refrigeration machines has been analyzed. The values of air temperature drop corresponding to the waste heat consumed at various heat-humidity conditions at the inlet were estimated. The field of effective application of complex waste heat recovery in low speed diesel engines for cooling the air at the inlet of turbocompressors was determined.

Key words: low speed diesel engine, utilization of heat, cooling of air, thermotransformer, low boiling working fluid.

Радченко Роман Николаевич – аспирант, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Хлопенко Николай Яковлевич – д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.