

УДК 621.57

Н.И. РАДЧЕНКО<sup>1</sup>, А.А. СИРОТА<sup>2</sup>, Р.Н. РАДЧЕНКО<sup>1</sup>, Д.В. КОНОВАЛОВ<sup>1</sup><sup>1</sup> *Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина*<sup>2</sup> *Черноморский государственный университет им. П. Могилы, Украина*

## ПОТЕНЦИАЛ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА

*Выполнена оценка потенциально возможной глубины охлаждения наддувочного воздуха малооборотного дизеля в климатических условиях эксплуатации судна на конкретной рейсовой линии и снижения его температуры, исходя из располагаемой теплоты наддувочного воздуха и эффективности ее трансформации в холод теплоиспользующей холодильной машиной. Определены значения снижения температуры наддувочного воздуха на входе в цилиндры, а также соответствующего сокращения удельного и общего расхода топлива главного дизеля на рейсовой линии Одесса – Йокогама с учетом изменения температуры наружного воздуха и забортной воды.*

**Ключевые слова:** малооборотный дизель, турбокомпрессор, наддувочный воздух, охлаждение, утилизация тепла, теплоиспользующая холодильная машина, низкокипящее рабочее тело.

### 1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

На подавляющем большинстве транспортных судов в качестве главных двигателей применяются малооборотные дизели (МОД). Изменение в течение рейса температуры наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ , соответственно и воздуха в машинном отделении (МО) – на входе наддувочного турбокомпрессора (ТК) МОД, а также охлаждающей забортной воды и, следовательно, наддувочного воздуха после охладителя (на входе в цилиндры) существенно влияет на термодинамическую эффективность МОД. С повышением температуры наддувочного воздуха на 10 °С эффективный КПД МОД уменьшается примерно на 0,5 % и, соответственно, возрастает удельный расход топлива  $b_e$  [1–3].

Стремление использовать тепловой потенциал наддувочного воздуха привело к созданию агрегатов наддува когенерационного типа, когда нагретая в высокотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха (ОНВ<sub>ВТ</sub>) вода используется, например, для нагрева топлива, масла, теплофикационные нужды, либо ОНВ<sub>ВТ</sub> выполняет функцию экономайзерной секции нагрева питательной воды утилизационного котла.

Предложено также ряд схемных решений систем охлаждения циклового воздуха теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), утилизирующими теплоту выпускных газов двигателей и наддувочного воздуха [4–6]. В качестве рабочего тела ТХМ применяют низкокипящие рабочие тела (НРТ), что обеспечивает охлаждение воздуха до

сравнительно низких температур без поддержания вакуума в системе НРТ. Показано, что такие теплоиспользующие системы охлаждения (ТСО) обеспечивают охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры забортной воды, что особенно важно при плавании судна в южных широтах. Поскольку глубина охлаждения наддувочного воздуха зависит от климатических условий плавания (температуры наружного воздуха и забортной воды), располагаемой сбросной теплоты МОД и эффективности ее трансформации в холод, т.е. типа холодильной машины, то оценка потенциала охлаждения наддувочного воздуха и его сравнение с реальной глубиной охлаждения позволила бы вскрыть резервы повышения эффективности охлаждения наддувочного воздуха МОД на конкретной рейсовой линии.

**Целью** исследования является оценка потенциально возможной глубины охлаждения наддувочного воздуха МОД в климатических условиях эксплуатации судна на конкретной рейсовой линии и действительной – с учетом располагаемой сбросной теплоты МОД и эффективности ее трансформации в холод теплоиспользующей холодильной машиной.

### 2. Результаты исследования

Наиболее простыми и надежными в эксплуатации являются теплоиспользующие эжекторные холодильные машины (ТЭХМ), в которых функцию компрессора выполняет эжектор. Схема системы охлаждения наддувочного воздуха двигателя внутреннего сгорания (ДВС) в ТЭХМ, использующей теплоту наддувочного воздуха, приведена на рис. 1.

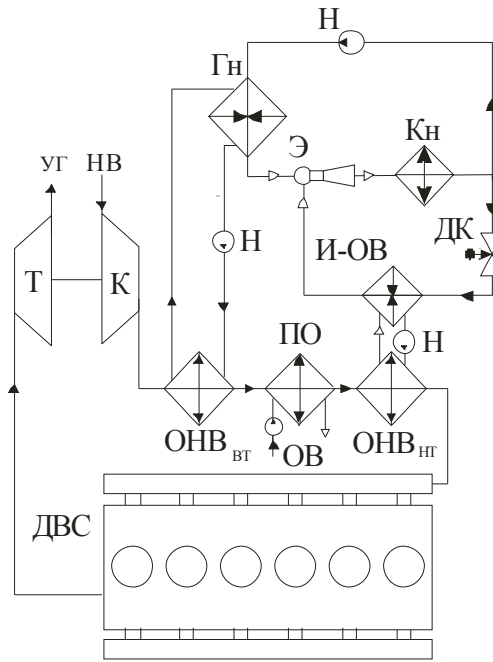


Рис. 1. Схема системы охлаждения наддувочного воздуха МОД в ТЭХМ: К и Т – компрессор и турбина ТК; ОНВ<sub>ВТ</sub> и ОНВ<sub>НТ</sub> – высоко- и низкотемпературная ступени ОНВ; ПО – промежуточный охладитель наддувочного воздуха (заборной водой); ЗВ – заборная вода; Г – генератор ТЭХМ; Кн – конденсатор; И-ОВ – испаритель-охладитель воды; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – воздух на входе ТК; УГ – уходящие газы; ОВ – охлаждающая вода

Теплота наддувочного воздуха используется для нагрева пресной воды в ОНВ<sub>ВТ</sub> (во избежание вскипания давление воды повышенное), теплота которой – для испарения НРТ в генераторе ТХМ

(температуре кипения НРТ  $t_r = 100...120$  °С). Энергия паров НРТ высокого давления используется в эжекторе для всасывания паров НРТ низкого давления из испарителя-охладителя воды (И-ОВ). Вода, охлажденная в И-ОВО до температуры, близкой 5 °С, служит хладоносителем для ОНВ<sub>НТ</sub>, в котором происходит глубокое охлаждение наддувочного воздуха. Таким образом, теплота наддувочного воздуха трансформируется в ТСО в холод для глубокого охлаждения наддувочного воздуха.

В качестве примера транспортного судна рассмотрен балкер типа "Киев" с главным двигателем МОД 6S60MC6.1-Т1 корпорации MAN [2]: номинальная мощность  $N_n = 12240$  кВт, эксплуатационная  $N_s = 10000$  кВт. Рейсовая линия – Одесса–Йокогама.

Температуры наддувочного воздуха, охлажденного в ОНВ<sub>НТ</sub>  $t_{b2}$  и промежуточном охладителе ПО (заборной водой)  $t_{bb2}$ , потенциально возможное охлаждение воздуха  $\Delta t_{b15} = t_{bb2} - 15$  °С (до  $t_{b2} = 15$  °С) и реальное в ОНВ<sub>НТ</sub>  $\Delta t_b = t_{bb2} - t_{b2}$  (исходя из теплоты наддувочного воздуха и теплового коэффициента  $\zeta = 0,2$  для ТЭХМ на НРТ R142b при температуре его кипения в И-ОВО  $t_0 = 2$  °С) при температурах заборной воды  $t_{зв}$  в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009) приведены на рис. 2.

Значения температуры заборной воды  $t_{зв}$  и наружного воздуха  $t_{нв}$  в течение рейса брали по данным метеоцентра, фиксируемым каждые 3 часа. Температура воздуха на входе ТК  $t_{b2}$  (в МО)  $t_{b2} = t_{MO} = t_{нв} + 10$  °С. Расход воздуха  $G_b$  через ТК рассчитывали по программе корпорации MAN для МОД 6S60MC6.1-Т1 в зависимости от температуры воздуха  $t_{b2}$  на входе ТК и охлаждающей воды [2].

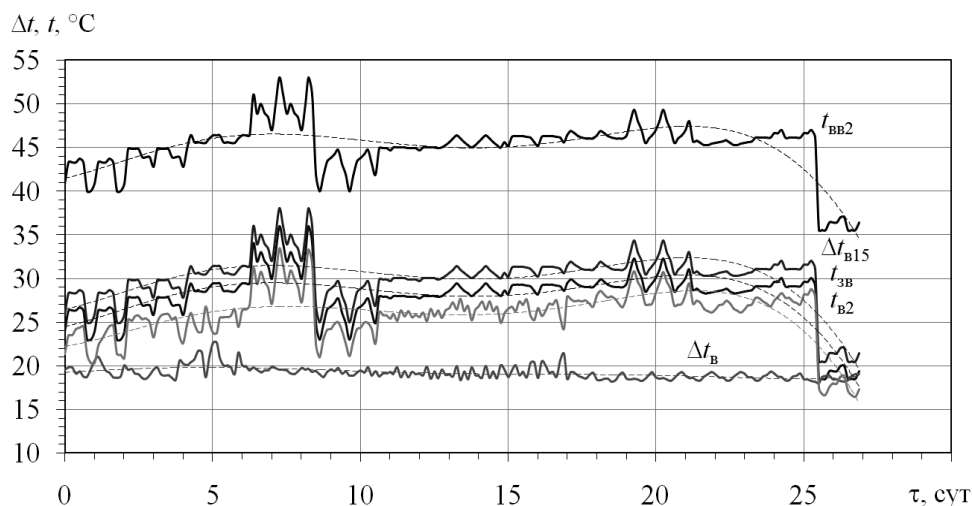


Рис. 2. Температуры наддувочного воздуха, охлажденного в ОНВ<sub>НТ</sub> ТСО  $t_{b2}$  и водяном ОНВ традиционной системы охлаждения  $t_{bb2}$ , потенциально возможное снижение температуры наддувочного воздуха  $\Delta t_{b15} = t_{bb2} - 15$  °С (до температуры  $t_{b2} = 15$  °С) и реальное ее снижение в ОНВ<sub>НТ</sub>  $\Delta t_b = t_{bb2} - t_{b2}$  (исходя из располагаемой сбросной теплоты наддувочного воздуха  $Q_r$  и  $\zeta = 0,2$  для ТЭХМ на R142b при  $t_0 = 2$  °С) при температуре заборной воды  $t_{зв}$  в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009)

При этом температура наддувочного воздуха  $t_{вв2}$ , охлажденного в ОНВ традиционной системы охлаждения забортной водой:  $t_{вв2} = t_{зв} + \Delta t_{в1} + \Delta t_{в2}$ , где  $\Delta t_{в1} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$  – разность температур между охлажденной пресной водой промежуточного контура охлаждения и забортной водой в центральном холодильнике;  $\Delta t_{в2} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$  – разность температур между охлажденным наддувочным воздухом и пресной водой.

Об эффективности охлаждения наддувочного воздуха с применением ТХМ по сравнению с традиционной системой его охлаждения забортной водой судят по величине снижения температуры воздуха в ОНВ<sub>НТ</sub>  $\Delta t_{в}$  относительно к температуре воздуха  $t_{вв2}$ , охлажденного в ПО:  $\Delta t_{в} = t_{вв2} - t_{в2}$ .

Из рис. 2 видно, что реальное снижение температуры наддувочного воздуха в ОНВ<sub>НТ</sub>  $\Delta t_{в}$  (при трансформации теплоты наддувочного воздуха в ТЭХМ с тепловым коэффициентом  $\zeta = 0,2$ ) в 1,5 раза меньше величины  $\Delta t_{в15}$  (на  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ ), потенциально возможной при трансформации теплоты с более высокими  $\zeta$  (в ВАХМ или АБХМ) или использовании дополнительных источников теплоты (выпускных газов и др.):  $\Delta t_{в2} \approx 20 \text{ }^\circ\text{C}$  против  $\Delta t_{в15} \approx 30 \text{ }^\circ\text{C}$ . Соответственно и эффект от охлаждения воздуха в ТЭХМ (сокращение потребления топлива) также в 1,5 раза меньше потенциально возможного.

Располагаемую холодопроизводительность ТХМ  $Q_0$  определяют исходя из теплоты  $Q_{г,р}$ , отведенной от наддувочного воздуха в ОНВ<sub>ВТ</sub>, как  $Q_{0,р} = \zeta Q_{г,р}$ , где  $\zeta$  – тепловой коэффициент ТХМ. Тепло-

вой коэффициент  $\zeta$  представляет собой  $\zeta = Q_{0,р}/Q_{г,р}$ , т.е. отношение холодо-производительности  $Q_{0,р}$  (количества теплоты, отведенной от наддувочного воздуха в ОНВ<sub>НТ</sub>) к количеству затраченной теплоты  $Q_{г,р}$ , подведенной к ТХМ от наддувочного воздуха в ОНВ<sub>ВТ</sub>. Его величина зависит от типа ТХМ, рабочего тела (НРТ в ТЭХМ и ВАХМ, вода в АБХМ) и температур в цикле ТХМ: кипения НРТ в испарителе  $t_0$ , генераторе  $t_г$  и конденсации  $t_к$ . Так,  $\zeta = 0,2 \dots 0,35$  для ТЭХМ при  $t_0 = 2 \dots 7 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\zeta = 0,5 \dots 0,6$  для ВАХМ и  $\zeta = 0,7 \dots 0,8$  для АБХМ.

Значения холодопроизводительности, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Т1 до потенциально возможной температуры  $t_{в2} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ , находят как  $Q_{0,15} = G_{в} \cdot c_{в} (t_{вв2} - t_{в2}) \xi_0$ , где  $G_{в}$  – расход воздуха через ТК МОД,  $\xi_0$  – коэффициент влаговыпадения процессов охлаждения воздуха от температуры наддувочного воздуха, охлажденного забортной водой в ПО (традиционной системы охлаждения)  $t_{вв2}$ , до  $t_{в2} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $c_{в}$  – теплоемкость влажного воздуха.

Значения холодопроизводительности  $Q_{0,15}$ , необходимой для охлаждения наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Т1 эксплуатационной мощностью 10 МВт (расход воздуха 25 кг/с) до потенциально возможной температуры  $t_{в2} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ , а также располагаемой холодопроизводительности  $Q_{0р(0,2)}$ ,  $Q_{0р(0,6)}$  и  $Q_{0р(0,7)}$ , получаемой трансформацией теплоты наддувочного воздуха в холод при разных тепловых коэффициентах:  $\zeta = 0,2$  (ТЭХМ при  $t_0 = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ ),  $0,6$  (ВАХМ) и  $0,7$  (АБХМ) в течение рейса Одесса – Йокогама (1.07...27.07.2009) даны на рис. 3.

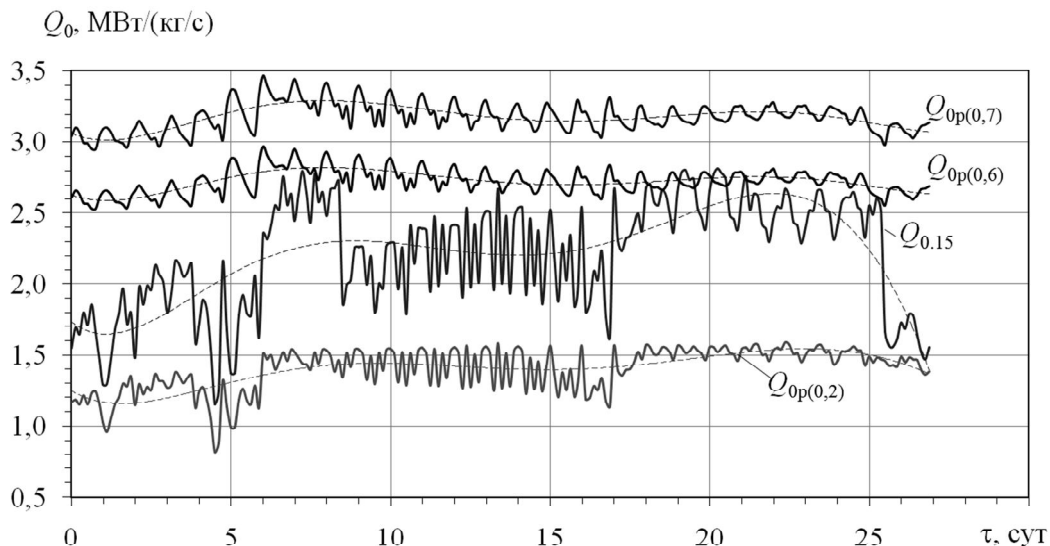


Рис. 3. Значения холодопроизводительности  $Q_{0,15}$ , необходимой для охлаждения наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Т1 эксплуатационной мощностью 10 МВт (расход воздуха 25 кг/с) до потенциально возможной температуры  $t_{в2} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ , а также располагаемой холодопроизводительности  $Q_{0р(0,2)}$ ,  $Q_{0р(0,6)}$  и  $Q_{0р(0,7)}$ , исходя из теплоты наддувочного воздуха и ее трансформации в холод при разных тепловых коэффициентах:  $\zeta = 0,2$  (ТЭХМ),  $0,6$  (ВАХМ) и  $0,7$  (АБХМ) в течение рейса Одесса – Йокогама (1.07...27.07.2009)

Как видно, при трансформации теплоты наддувочного воздуха в ТЭХМ с низким тепловым коэффициентом  $\zeta = 0,2$  располагаемая холодопроизводительность  $Q_{0p(0,2)}$  в 1,5 раза меньше ее величины  $Q_{0,15}$ , необходимой для охлаждения наддувочного воздуха до потенциально возможной температуры  $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ , тогда как применение более эффективных ВАХМ с  $\zeta = 0,6$  или АБХМ с  $\zeta = 0,7$  позволяет получать холодопроизводительности  $Q_{0p(0,6)}$  и  $Q_{0p(0,7)}$ , достаточные для покрытия требуемых затрат холода  $Q_{0,15}$ , причем за счет теплоты наддувочного воздуха. Такого же эффекта можно достигать и задействуя дополнительные источники тепла (выпускные газы, горячая вода контура высокотемпературного охлаждения цилиндров двигателя и др.) для ТЭХМ.

В случае избытка располагаемой холодопроизводительности ТХМ  $Q_{0,p}$  снижение температуры наддувочного воздуха  $\Delta t_b = t_{b1} - t_{b2}$  ограничивается температурой охлажденного наддувочного воздуха  $t_{b2}$  на выходе ОНВ<sub>НТ</sub>, значение которой, в свою очередь, лимитируется температурой кипения НРТ в испарителе-охладителе воды,  $t_0 \approx 2...7^\circ\text{C}$ , разностью температур в испарителе-охладителе воды ( $4...5^\circ\text{C}$ ) и ОНВ<sub>НТ</sub> ( $\Delta t_{b,НТ} = 8...10^\circ\text{C}$ ). Именно исходя из указанных температурных напоров в ТОА за потенциально возможную минимальную температуру охлажденного наддувочного воздуха принято  $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ .

Значения располагаемой теплоты  $Q_{г,р}$  наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Т1 эксплуатационной мощностью 10 МВт (расход воздуха 25 кг/с), а также требуемой теплоты (наддувочного воздуха, выпускных газов и др.)  $Q_{г,15(0,2)}$ ,  $Q_{г,15(0,6)}$  и  $Q_{г,15(0,7)}$  для охлаждения воздуха до температуры  $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$

при ее трансформации в холод при разных тепловых коэффициентах:  $\zeta = 0,2$  (ТЭХМ),  $0,6$  (ВАХМ) и  $0,7$  (АБХМ) в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009) приведены на рис. 4.

Как видно, в случае применения ТЭХМ ( $\zeta = 0,2$ ) располагаемой теплоты  $Q_{г,р}$  наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Т1 недостаточно для его охлаждения до температуры  $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ :  $Q_{г,р} \ll Q_{г,15(0,2)}$ , тогда как более эффективная трансформация тепла в холод с помощью ВАХМ ( $\zeta = 0,6$ ) или АБХМ ( $\zeta = 0,7$ ) обеспечивает достижение  $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$  даже при меньших затратах тепла:  $Q_{г,15(0,6)}$  и  $Q_{г,15(0,7)} < Q_{г,р}$ .

Охлаждение наддувочного воздуха в ТХМ до температуры  $t_{b2}$  ниже температуры воздуха  $t_{bв2}$ , охлаждаемого в традиционном ОНВ заборной водой, на величину  $\Delta t_b = t_{bв2} - t_{b2}$ , обеспечивает сокращение удельного  $b_e$  и общего  $B_T$  расходов топлива. Уменьшение удельного расхода топлива  $\Delta b_e$  и, соответственно, общего расхода топлива МОД 6S50ME-C рассчитывали по программе корпорации MAN в соответствии с температурой  $t_{b2}$  охлажденного в ТХМ наддувочного воздуха, согласно которой снижение температуры воздуха на величину  $\Delta t_b = 10^\circ\text{C}$  приводит к уменьшению удельного расхода топлива  $b_e$  на  $1 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$  [2].

Результаты расчетов значения уменьшения удельного расхода топлива  $\Delta b_e$  и суммарной экономии топлива  $\Sigma B_T$  за счет охлаждения наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Т1 (эксплуатационная мощность 10 МВт) трансформацией теплоты наддувочного воздуха в ТЭХМ ( $\zeta = 0,20$ ), а также потенциально возможных  $\Delta b_{e15}$  и  $\Sigma B_{T15}$  при охлаждении наддувочного воздуха до температуры  $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$  в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07.2009...27.07.2009) даны на рис. 5.

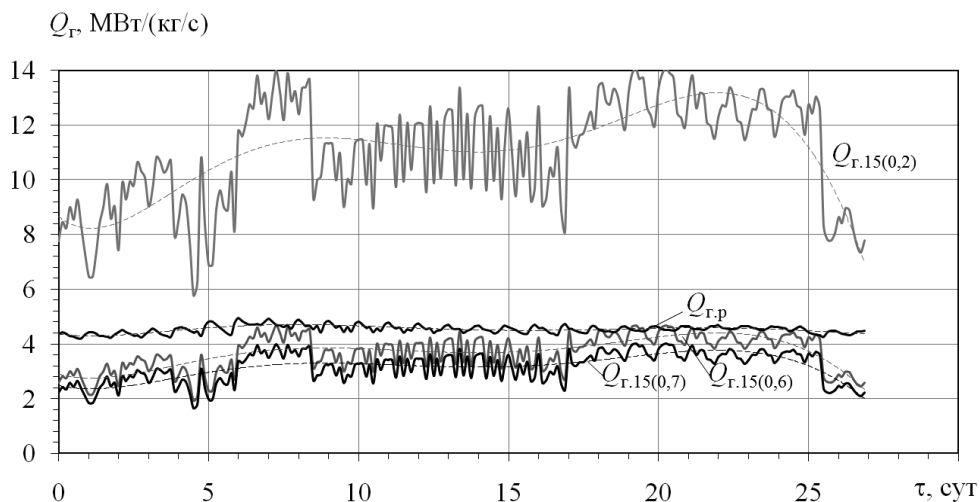


Рис. 4. Значения располагаемой теплоты  $Q_{г,р}$  наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Т1 эксплуатационной мощностью 10 МВт (расход воздуха 25 кг/с), а также требуемой теплоты (наддувочного воздуха, выпускных газов и др.)  $Q_{г,15(0,2)}$ ,  $Q_{г,15(0,6)}$  и  $Q_{г,15(0,7)}$  для охлаждения воздуха до температуры  $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$  при ее трансформации в холод при разных тепловых коэффициентах:  $\zeta = 0,2$  (ТЭХМ),  $0,6$  (ВАХМ) и  $0,7$  (АБХМ) в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009)

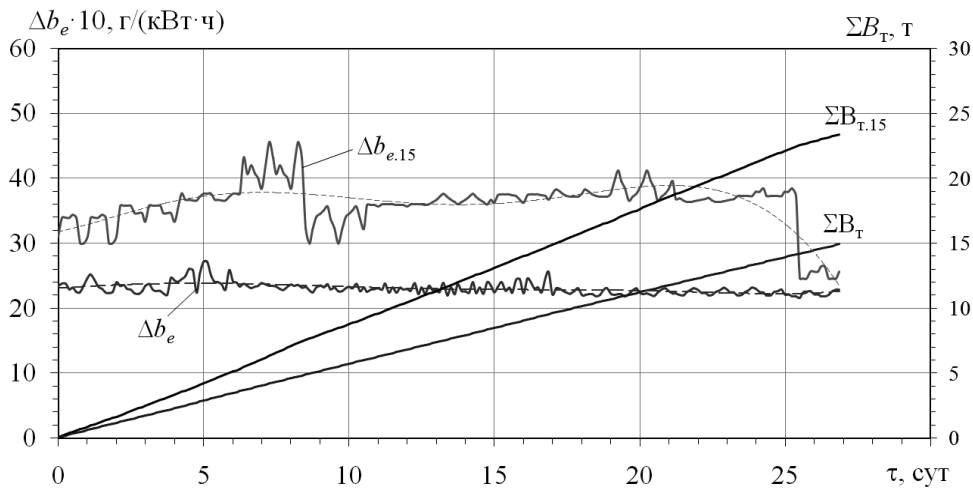


Рис. 5. Значения уменьшения удельного расхода топлива  $\Delta b_e$  и суммарной экономии топлива  $\Sigma B_T$  за счет охлаждения наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Г1 (10 МВт) трансформацией теплоты наддувочного воздуха в ТЭХМ ( $\zeta = 0,2$ ), а также потенциально возможных  $\Delta b_{e,15}$  и  $\Sigma B_{T,15}$  при охлаждении наддувочного воздуха до температуры  $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$  в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07.2009...27.07.2009):  $\Delta b_e$  и  $\Sigma B_T$  – действительные в ТЭХМ ( $\zeta = 0,2$ );  $\Delta b_{e,15}$  и  $\Sigma B_{T,15}$  – потенциальные при  $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$

Как видно, если трансформация теплоты наддувочного воздуха в ТЭХМ ( $\zeta = 0,2$ ) обеспечивает уменьшение удельного расхода топлива

$$\Delta b_e = 2,0 \dots 2,5 \text{ г/(кВт·ч)},$$

то при более глубоком охлаждении воздуха до

$$t_{b2} = 15^\circ\text{C} \quad \Delta b_{15} = 3,0 \dots 4,0 \text{ г/(кВт·ч)}.$$

При этом потенциально возможная экономия топлива за рейс Одесса–Йокогама (1.07.2009...27.07.2009) для МОД 6S60MC6.1-Г1 (эксплуатационная мощность 10 МВт) составляет примерно  $B_{T,15} = 23 \text{ т}$  (при охлаждении воздуха до  $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ ) против  $B_T = 15 \text{ т}$  за счет трансформации теплоты наддувочного воздуха в ТЭХМ ( $\zeta = 0,2$ ).

Использование дополнительных источников теплоты (выпускных газов, горячей воды контура высокотемпературного охлаждения цилиндров двигателя) или применением более эффективных ТХМ – с большим тепловым коэффициентом  $\zeta$ , в частности АБХМ ( $\zeta = 0,7 \dots 0,8$ ) или ВАХМ ( $\zeta = 0,4 \dots 0,6$ ) вместо ТЭХМ ( $\zeta = 0,2 \dots 0,3$ ), обеспечит приращение экономии топлива в 1,5 раза по сравнению с ТЭХМ при эксплуатации судовых МОД в крайне неблагоприятных климатических условиях – при высокой температуре наружного воздуха и охлаждающей наддувочный воздух забортной воды.

### Выводы

Сравнение потенциально возможной глубины охлаждения наддувочного воздуха МОД в климатических условиях эксплуатации судна в южных широтах и снижения температуры наддувочного воздуха исходя из его располагаемой теплоты и эффек-

тивности ее трансформации в холод теплоиспользующей холодильной машиной показало, что потенциальная величина в 1,5 раза превышает глубину охлаждения наддувочного воздуха трансформацией его теплоты в ТЭХМ с тепловым коэффициентом  $\zeta = 0,2$ .

Более эффективная трансформация тепла в холод с помощью ВАХМ ( $\zeta = 0,6$ ) или АБХМ ( $\zeta = 0,7$ ) обеспечивает максимальную глубину охлаждения при тех же и даже меньших затратах тепла.

На примере конкретного рейса показано, что в условиях судовой эксплуатации с меняющимися в течение рейса температурой наружного воздуха и забортной воды трансформация теплоты наддувочного воздуха МОД в холод обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на 2,0...2,5 г/(кВт·ч) по сравнению с традиционным охлаждением воздуха забортной воды.

### Литература

1. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation [Text] // MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark. – 2005. – 15 p.
2. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-III engines [Text] // Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010. – 389 p.
3. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission [Text] // MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark. – 2005. – 12 p.
4. Андреев, А.А. Теплоиспользующая система охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля [Текст] / А.А. Андреев, Н.И. Радченко, А.А. Сирота // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 1 (98). – С. 66 – 70.

5. Андреев, А.А. Сравнительная оценка охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля с утилизацией его теплоты и забортной водой [Текст] / А.А. Андреев, Н.И. Радченко, А.А. Сирота // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2013. – № 2 (99). – С. 92–96.

6. Радченко, А.Н. Ресурсосберегающая теплоиспользующая установка кондиционирования воздуха на входе дизеля транспортного судна [Текст] / А.Н. Радченко, Д.В. Коновалов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 5 (82). – С. 61–67.

*Поступила в редакцию 10.06.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013*

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

### **ПОТЕНЦІАЛ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ МАЛООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА**

*М.І. Радченко, О.А. Сирота, Р.М. Радченко, Д.В. Коновалов*

Проведена оцінка потенційно можливої глибини охолодження наддувочного повітря малообертового дизеля в кліматичних умовах експлуатації судна на конкретній рейсовій лінії та зниження його температури, виходячи з наявної теплоти наддувочного повітря та ефективності її трансформації в холод тепловикористовуючою холодильною машиною. Визначено значення зниження температури наддувочного повітря на вході в циліндри, а також відповідного скорочення питомої та загальної витрати палива головного дизеля на рейсовій лінії Одеса–Йокогама з урахуванням зміни температури зовнішнього повітря та забортної води.

**Ключові слова:** малообертовий дизель, турбокомпресор, наддувне повітря, охолодження, утилізація теплоти, тепловикористовуюча холодильна машина, низькокипляче робоче тіло

### **COOLING POTENTIAL OF SCAVENGE AIR OF LOW SPEED DIESEL ENGINE OF TRANSPORT SHIP**

*N.I. Radchenko, A.A. Sirota, R.N. Radchenko, D.V. Kononov*

A potential of the scavenge air temperature drop of low speed diesel engine that might be achieved according to the current climate conditions of the ship performance on the rout line and actual its temperature drop achieved by recovering the scavenge air heat depending on the efficiency of its transforming into a cold in waste heat recovery cooling machine is evaluated. The values of air temperature decrease at the inlet of cylinders and corresponding decrease in specific fuel consumption and total fuel consumption of the main diesel engine at various temperature of the ambient air and sea water on the rout line Odessa–Yokogama are estimated.

**Key words:** marine low speed diesel engine, turbocompressor, scavenge air, cooling, heat utilization, waste heat recovery cooling machine, low boiling working fluid.

**Радченко Николай Иванович** – д-р техн. наук, проф., зав. каф. кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

**Сирота Александр Архипович** – канд. техн. наук, доц., доц. кафедры экологической безопасности Черноморского государственного университета им. П. Могила, Николаев, Украина

**Радченко Роман Николаевич** – канд. техн. наук, ст. научн. сотр. Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

**Коновалов Дмитрий Викторович** – канд. техн. наук, доц. Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.