

Р. Н. Радченко, канд. техн. наук, ст. науч. сотр. (Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев, Украина); Н. С. Богданов, аспирант (Национальный университет «Одесская морская академия», г. Одесса, Украина); Ю. Г. Щербак, канд. техн. наук, доцент (Черноморский государственный университет им. П. Могилы, г. Николаев, Украина)

## Охлаждение наддувочного воздуха малооборотного дизеля с использованием его тепла

*Проанализировано эффективность охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля в двух- и трехступенчатых охладителях в составе теплоиспользующей системы охлаждения на базе эжекторной холодильной машины, утилизирующей теплоту воздуха. Для главного дизеля транспортного судна и климатических условий конкретной рейсовой линии определены снижение температуры наддувочного воздуха и соответствующая экономия топлива по сравнению с традиционным охлаждением воздуха забортной водой.*

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

*Проанализовано ефективність охолодження наддувочного повітря судового малооборотного дизеля у дво- та триступеневих охолоджувачах у складі тепловикористовуючої системи охолодження на базі ежекторної холодильної машини, що утилізує теплоту повітря. Для головного дизеля транспортного судна і кліматичних умов конкретної рейсової лінії визначені зниження температури наддувочного повітря та відповідна економія палива в порівнянні з традиційним охолодженням повітря забортною водою.*

**Ключові слова:** малооборотний дизель, охолодження, наддувочне повітря, тепловикористовуюча холодильна машина, низькокипляче робоче тіло

*The efficiency of scavenge air of cooling marine low speed diesel engine scavenge air in two- and three stage air coolers by utilizing the heat of scavenge air itself in the waste heat recovery ejector chiller is analyzed. A decrease in the scavenge air temperature and corresponding fuel saving compared with traditional air cooling by seawater are evaluated for the main engine of the transport ship and climate conditions on the route line.*

**Keywords:** low speed diesel engine, cooling, scavenge air, waste heat recovery cooling machine, low boiling working fluid

### Состояние проблемы и постановка цели исследования

Малооборотные дизели (МОД) применяются в основном в качестве главных двигателей на морских судах. На их термодинамическую эффективность существенно влияние оказывает температура наддувочного воздуха. С ее повышением на 10 °С эффективный КПД МОД уменьшается примерно на 0,5 % и, соответственно, возрастает удельный расход топлива  $b_e$  [1–3]. В большинстве случаев в судовых МОД применяются одноступенчатые системы охлаждения наддувочного воздуха двух типов – одноконтурная система охлаждения забортной водой и двухконтурная, с промежуточным контуром пресной воды. Все более широкое распространение находят двухконтурные двухступенчатые системы охлаждения когенерационного типа, когда нагревая в высокотемпературной

ступени охладителя наддувочного воздуха ( $ОНВ_{BT}$ ) вода используется для нужд судовой энергетической установки, например, для нагрева топлива, масла, на теплофикационные цели, либо  $ОНВ_{BT}$  является экономайзерной секцией нагрева питательной воды утилизационного котла. Хотя при этом потери тепла с охлаждающей наддувочный воздух водой и сокращаются, однако проблема поддержания температуры воздуха на приемлемом низком уровне при плавании судна в южных широтах с высокой температурой забортной воды остается не решенной. Одним из направлений ее решения является применение машинного охлаждения воздуха, и прежде всего теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), утилизирующими теплоту наддувочного воздуха, выпускных газов двигателей и других источников [4, 5]. Использование в ТХМ низкокипящих рабочих тел (НРТ) обеспечивает глубокое охлаждение воздуха

в низкотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха ( $ОНВ_{BT}$ ) без поддержания вакуума в системе НРТ. В этом случае испаритель НРТ-охладитель воды служит для охлаждения пресной воды, подаваемой в  $ОНВ_{HT}$ , ниже температуры забортной воды.

В таких теплоиспользующих системах охлаждения (ТСО) необходимо решать вопросы выбора числа ступеней  $ОНВ$  по ходу воздуха: двухступенчатый  $ОНВ$  в составе  $ОНВ_{BT}$  и  $ОНВ_{HT}$ , практически не зависящий от температуры забортной воды, либо же трехступенчатый  $ОНВ$  – с дополнительной ступенью промежуточного охлаждения (ПО) наддувочного воздуха забортной водой между  $ОНВ_{BT}$  и  $ОНВ_{HT}$ .

**Цель работы** – оценка эффективности охлаждения наддувочного воздуха МОД эжекторной холодильной машиной, использующей теплоту наддувочного воздуха, в двух- и трехступенчатых охладителях.

## Основная часть

Схемы систем охлаждения наддувочного воздуха двигателя внутреннего сгорания (ДВС) на базе теплоиспользующей эжекторной холодильной машины (ТЭХМ), утилизирующей теплоту наддувочного воздуха, с двух- и трехступенчатым охладителями, приведены на рис. 1.

Высокопотенциальная теплота наддувочного воздуха после турбокомпрессора (ТК) отводится высокотемпературным промежуточным водяным контуром в  $ОНВ_{ВТ}$  к НРТ, кипящему в генераторе паров НРТ ТЭХМ при высоких давлении и температуре  $t_r = 100 - 120$  °С. Из генератора пары НРТ поступают в конденсатор, охлаждаемый забортной водой, конденсируются, и жидкий НРТ после дросселирования испаряется в испарителе-охладителе воды (И-ОВ) при низком давлении, соответственно и температуре  $t_0 = 2 - 5$  °С, охлаждая воду, отводящую теплоту от наддувочного воздуха в  $ОНВ_{НТ}$ .

Генератор ТЭХМ состоит из двух секций: экономайзерной  $\Gamma_э$ , в которой происходит нагрев жидкого НРТ, поступающего из конденсатора с температурой конденсации, например  $t_k = 35 - 45$  °С, до температуры кипения НРТ в испарительной секции  $\Gamma_и$  генератора  $t_r = 100 - 120$  °С.

Такие ТСО представляют собой трехконтурные системы охлаждения наддувочного воздуха с пресной водой – в первом, НРТ – во втором и забортной водой – в третьем, разомкнутом, контурах охлаждения. Они обеспечивают охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры забортной воды.

Если в двухступенчатой системе для охлаждения наддувочного воздуха используют только машинный холод, получаемый в ТЭХМ, то в трехступенчатой системе действуют еще и охлаждающий потенциал забортной воды. Последнее позволяет уменьшить затраты холода, генерируемого в ТЭХМ, т. е. тепловую нагрузку на низкотемпературную ступень  $ОНВ_{НТ}$ , а следовательно, сократить потребление тепла ТЭХМ, т. е. тепловую нагрузку на высокотемпературную ступень  $ОНВ_{ВТ}$ , и соответственно ее поверхность. Однако для этого система охлаждения должна включать дополнительную третью ступень промежуточного охлаждения (ПО) наддувочного воздуха заборт-

ной водой, по сути, штатный двухконтурный  $ОНВ$  с отводом теплоты сначала пресной водой промежуточного контура, а уже от нее забортной водой (рис. 1, б). Поэтому при сравнительном анализе указанных систем необходимо учитывать суммарную поверхность всех ступеней охлаждения и соответствующие затраты мощности МОД на преодоление их аэродинамического сопротивления.

Тепловой расчет теплообменников  $ОНВ$  проводят, исходя из потенциально возможной минимальной конечной температуры охлажденного воздуха  $t_{в2}$  на выходе из  $ОНВ_{НТ}$ , которая в свою очередь принимается в зависимости от температуры кипения НРТ:

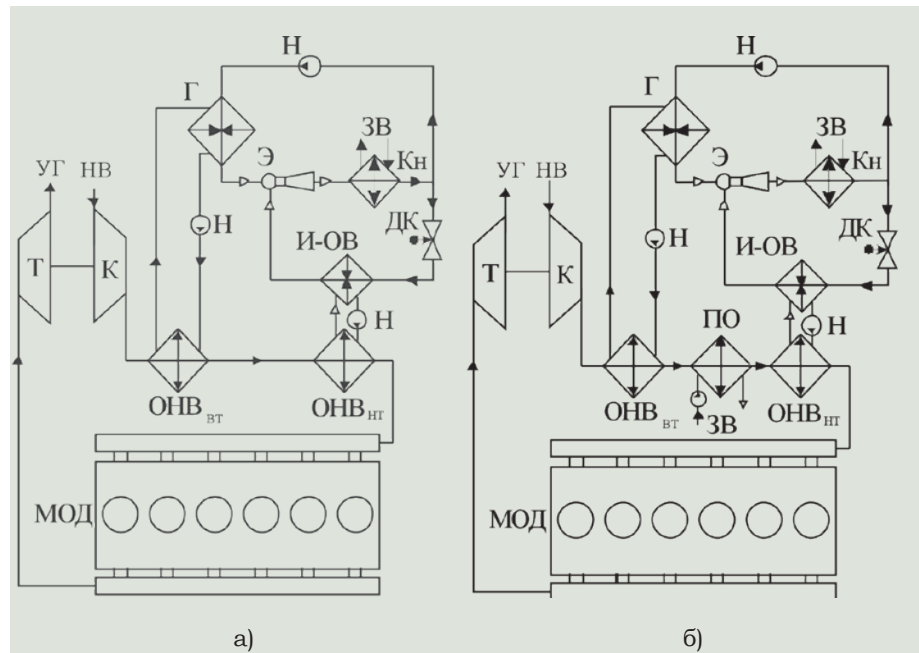
$$t_0 : t_{в2} = t_0 + 5^\circ\text{C} + 12^\circ\text{C} ,$$

где  $5^\circ\text{C}$  – разница температур пресной воды и НРТ (хладагента) в И-ОВ, а  $12^\circ\text{C}$  – разница температур наддувочного воздуха и пресной воды промежуточного водяного контура охлаждения в  $ОНВ_{НТ}$ .

Холодопроизводительность  $Q_0$ , необходимая для охлаждения до этой потенциально возможной минимальной температуры

$t_{в2}$ , для которой рассчитывают  $ОНВ$ , сопоставляется с располагаемой  $Q_{0p} = Q_r \cdot \zeta$ , получаемой в ТЭХМ путем трансформации в холод теплоты  $Q_r$ , отведенной от наддувочного воздуха в  $ОНВ_{ВТ}$ . Тепловой коэффициент  $\zeta$  представляет собой отношение полученной холодопроизводительности  $Q_{0p}$  (теплоты, отведенной от наддувочного воздуха в  $ОНВ_{НТ}$ ), к затраченной теплоте  $Q_r$ , отведенной ТЭХМ от наддувочного воздуха в  $ОНВ_{ВТ}$ . Тепловой коэффициент  $\zeta$  увеличивается с повышением температуры кипения НРТ в генераторе высокого давления  $t_r$  и испарителе низкого давления  $t_0$  и понижением температуры конденсации хладагента  $t_k$  [3]. При температуре конденсации НРТ-хладагона R 142b  $t_k = 35$  °С, кипения R 142b  $t_0 = 5$  °С в испарителе-охладителе воды И-ОВ промежуточного контура охлаждения наддувочного воздуха в  $ОНВ_{НТ}$  и кипения НРТ в испарительной секции  $\Gamma_и$  генератора  $t_r = 100 - 120$  °С тепловой коэффициент ТЭХМ  $\zeta = 0,27$ .

Изменение температуры наддувочного воздуха  $t_{в}$ , пресной воды  $t_w$  и хладагента  $t_0$ , а также коэффициентов теплоотдачи к воде  $\alpha_w$ , воздуху  $\alpha_{в}$ , хладагенту  $\alpha_a$  и теплопере-



**Рис. 1. Схемы двухступенчатой (а) и трехступенчатой (б) систем охлаждения наддувочного воздуха на базе ТЭХМ, использующей теплоту воздуха после ТК:** К и Т – компрессор и турбина ТК;  $ОНВ_{ВТ}$  и  $ОНВ_{НТ}$  – высоко- и низкотемпературная ступени  $ОНВ$ ; ПО – ступень промежуточного охлаждения воздуха забортной водой; Г – генератор ТЭХМ; Кн – конденсатор; И-ОВ – испаритель-охладитель воды; Э – эжектор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – воздух на входе ТК; УГ – уходящие газы; ЗВ – забортная вода

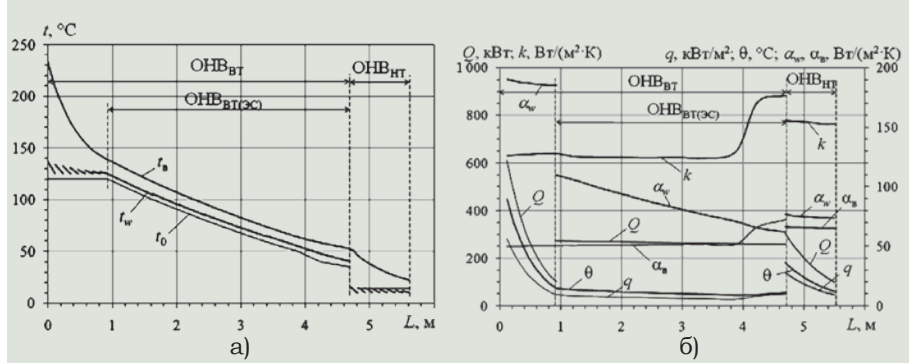
дачи  $k$ , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора  $\theta$ , плотности теплового потока  $q$  к внутренней поверхности труб и тепловой нагрузки  $Q$  по глубине  $L$  двухступенчатого  $ОНВ$  (по ходу воздуха) приведено на рис. 2. Хладагент – хладон R 142b. Температуры кипения R 142b в испарителе-охладителе воды (И-ВО)  $t_0 = 5^\circ\text{C}$ , а в испарительной секции генератора ТЭХМ  $t_r = 120^\circ\text{C}$ . При этом нагреву жидкого НРТ в экономайзерной секции генератора  $\Gamma_\varepsilon$  от температуры конденсации  $t_k = 35^\circ\text{C}$  до температуры кипения НРТ  $t_r = 120^\circ\text{C}$  и его кипению при  $t_r$  в испарительной секции генератора  $\Gamma_{\text{и}}$  (изменению  $t_0$  от  $t_0 = t_k = 35^\circ\text{C}$  до  $t_0 = t_r = 120^\circ\text{C}$ ) соответствует изменение температуры пресной воды  $t_w$ , отдающей тепло НРТ в генератора  $\Gamma$ , и наддувочного воздуха  $t_B$ , отдающего тепло пресной воде в  $ОНВ_{\text{BT}}$ .

Из рис. 2 видно, что глубина  $ОНВ_{\text{BT}}$  составляет  $L = 4,7 \text{ м}$  (84 %) всего двухступенчатого  $ОНВ$  ( $L = 5,6 \text{ м}$ ), причем из них  $3,7 \text{ м}$  (66 %) приходится на экономайзерную секцию  $ОНВ_{\text{BT}}$ . Соответственно на  $ОНВ_{\text{BT}}$  приходится 16 % поверхности  $ОНВ$ . Это обусловлено, прежде всего, низким температурным напором  $\theta = 11^\circ\text{C}$ , почти вдвое меньшим по сравнению с  $ОНВ_{\text{BT}}$  ( $22^\circ\text{C}$ ) и в 4 раза – чем в  $ОНВ_{\text{HT}}$  ( $43^\circ\text{C}$ ), что и обуславливает большую глубину всего двухступенчатого  $ОНВ$  по ходу воздуха:  $L = 5,6 \text{ м}$ .

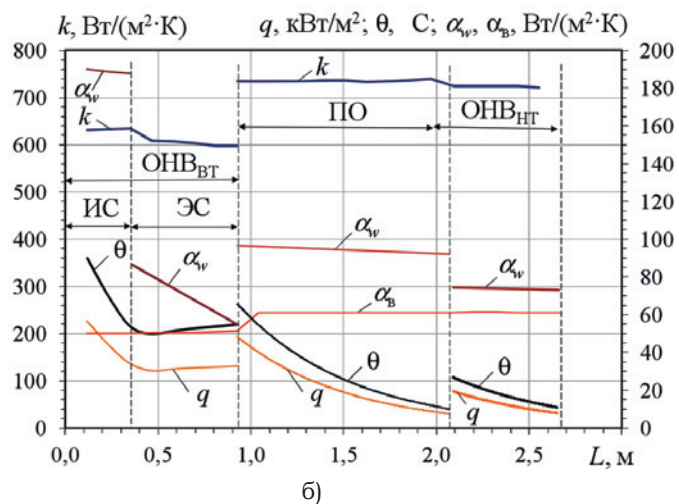
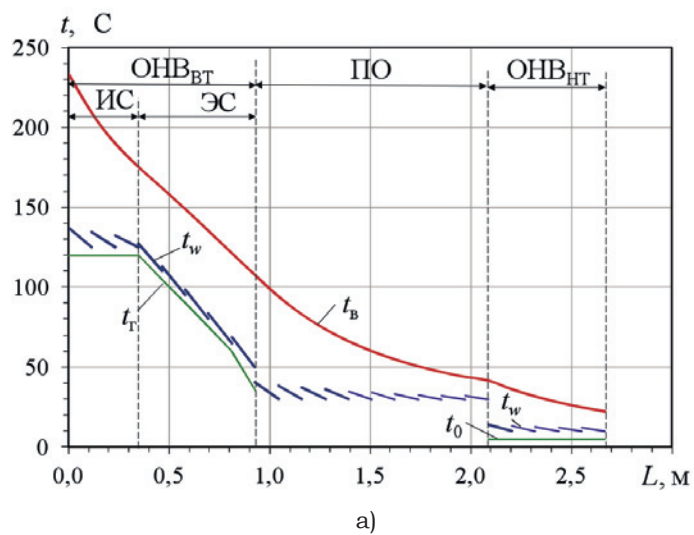
Низкие температурные напоры  $\theta$  обуславливают малые плотности теплового потока  $q = k \cdot \theta$  в экономайзерной секции  $ОНВ_{\text{BT}}$  (рис. 2, б).

Сократить поверхность экономайзерной секции  $ОНВ_{\text{BT}}$  можно, уменьшая глубину охлаждения воздуха в  $ОНВ_{\text{BT}}$  с последующим его охлаждением в штатном  $ОНВ$  заборной водой, а потом – в  $ОНВ_{\text{HT}}$ , т. е. переходом на трехступенчатую трехконтурную ТСО с применением дополнительной ступени промежуточного охлаждения (ПО) наддувочного воздуха пресной водой и отводом от нее теплоты во внешнем контуре заборной водой (рис. 1, б).

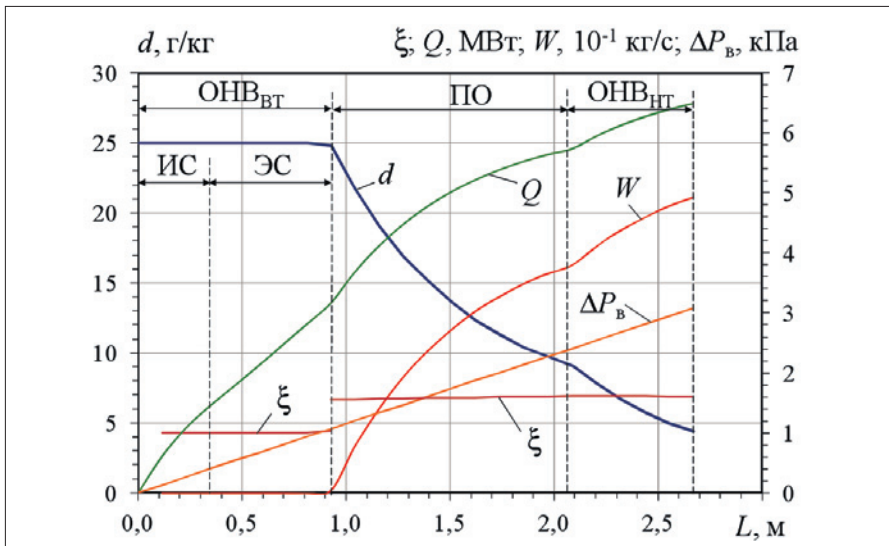
Благодаря большему температурному напору  $\theta$  площадь теплообмена ПО будет существенно меньше, чем экономайзерной секции  $ОНВ_{\text{BT}}$ . Однако при этом уменьшится тепловая мощность  $Q_\Gamma$  генератора пара НРТ ТЭХМ, следовательно, и генерируемая холодопроизводительность  $Q_0$ , дефицит которой должен быть компенсирован сниже-



**Рис. 2. Изменение температуры наддувочного воздуха  $t_B$ , пресной воды  $t_w$  и хладагента  $t_0$  (а), а также коэффициентов теплоотдачи  $k$  к воде  $\alpha_w$ , воздуху  $\alpha_B$ , хладагенту  $\alpha_a$  и теплопередачи  $k$ , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора  $\theta$ , плотности теплового потока  $q$  к внутренней поверхности труб и тепловой нагрузки  $Q$  по глубине  $L$  двухступенчатого  $ОНВ$**



**Рис. 3. Изменение температуры наддувочного воздуха  $t_B$ , пресной воды  $t_w$  промежуточного контура охлаждения (воздух-вода) и НРТ в генераторе  $t_r$  и испарителе  $t_0$  ТЭХМ (а), а также коэффициентов теплоотдачи  $k$  к воде  $\alpha_w$ , воздуху  $\alpha_B$ , хладагенту  $\alpha_a$  и теплопередачи  $k$ , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора  $\theta$ , плотности теплового потока  $q$  к внутренней поверхности труб и тепловой нагрузки  $Q$  (б) по глубине  $L$  (по ходу воздуха) трехступенчатого  $ОНВ$  при температуре наддувочного воздуха на выходе из  $ОНВ_{\text{BT}}$   $t_{B2ЭС} = 110^\circ\text{C}$**



**Рис. 4.** Изменение тепловой нагрузки  $Q$ , влагосодержания  $d$ , коэффициента влаговыпадения  $\zeta$ , количества влаги  $W$ , выпадающей из воздуха, и аэродинамического сопротивления  $\Delta P_b$  по глубине  $L$  трехступенчатого ОНВ по воздуху ( $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ;  $t_{B2\text{ЭС}} = 110^\circ\text{C}$ )

нием тепловой нагрузки на  $ОНВ_{HT}$  за счет дополнительного отвода теплоты от воздуха в ПО.

Для определения рациональной температуры  $t_{B2\text{ЭС}}$ , до которой следует отводить тепло от воздуха в экономайзерной секции  $ОНВ_{BT}$ , проводят многовариантные тепловые расчеты ступеней  $ОНВ$  для нескольких значений температур  $t_{B2\text{ЭС}}$ .

На рис. 3 приведено изменение температуры воздуха  $t_B$ , пресной воды  $t_w$  и хладагента  $t_0$  в генераторе и испарителе НРТ (И-ОВ), а также коэффициентов теплоотдачи к воде  $\alpha_w$ , воздуху  $\alpha_B$ , хладагенту  $\alpha_a$  и теплопередачи  $k$ , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора  $\theta$ , плотности теплового потока  $q$  к внутренней поверхности труб и тепловой нагрузки  $Q$  по глубине  $L$  трехступенчатого  $ОНВ$  (по ходу воздуха) при температуре воздуха на выходе  $ОНВ_{BT}$  – его экономайзерной секции  $t_{B2\text{ЭС}} = 110^\circ\text{C}$ .

Результаты расчетов показали, что при охлаждении наддувочного воздуха после ТК в  $ОНВ_{BT}$  до температуры  $t_{B2\text{ЭС}} = 110^\circ\text{C}$  температура наддувочного воздуха после  $ОНВ_{BT}$   $t_{B2} = 22^\circ\text{C}$ , т. е. равна потенциально возможной.

При этом глубина по ходу воздуха уменьшилась до  $L = 2,7$  м, аэродинамическое сопротивление  $\Delta P = 2900$  Па (рис. 4), что сопоставимо с показателями современных трубчатых-пластинчатых  $ОНВ$  систем наддува.

Поскольку в течение рейса ме-

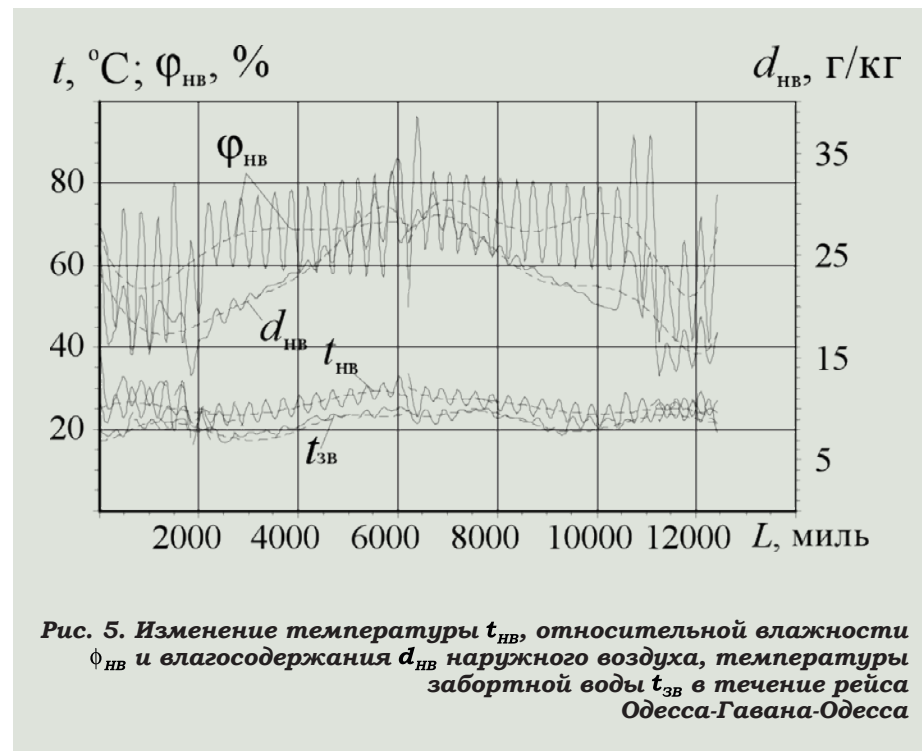
няются температура  $t_{HB}$  и влажность  $\phi_{HB}$  наружного воздуха, соответственно воздуха в машинном отделении (МО) – на входе ТК, а значит и наддувочного воздуха,

сивер) и соответствующее сокращение потребления топлива МОД определяют с учетом изменения  $t_{HB}$ ,  $\phi_{HB}$  и  $t_{3B}$  для судна на конкретной рейсовой линии.

В качестве примера рассмотрен контейнеровоз с главным двигателем 6S 50ME-C корпорации MAN [3] (номинальная мощность  $N_H = 10680$  кВт, эксплуатационная  $N_\Sigma = 10000$  кВт) на рейсовой линии Одесса-Гавана-Одесса. Изменение температуры  $t_{HB}$ , относительной влажности  $\phi_{HB}$  и влагосодержания  $d_{HB}$  наружного воздуха, температуры забортной воды  $t_{3B}$  в рейсе Одесса-Гавана-Одесса дано на рис. 5.

Как видно, на протяжении практически всего рейса температура наружного воздуха  $t_{HB}$  составляет  $25^\circ\text{C}$  и даже  $30^\circ\text{C}$ .

Снижение температуры наддувочного воздуха  $\Delta t_B$  в  $ОНВ_{HT}$  и температура воздуха после  $ОНВ_{HT}$   $t_{B2}$  при температурах забортной воды  $t_{3B}$  в течение рейса Одесса-Гавана-Одесса приведено на рис. 6. и температура наддувочного воздуха после охладителя

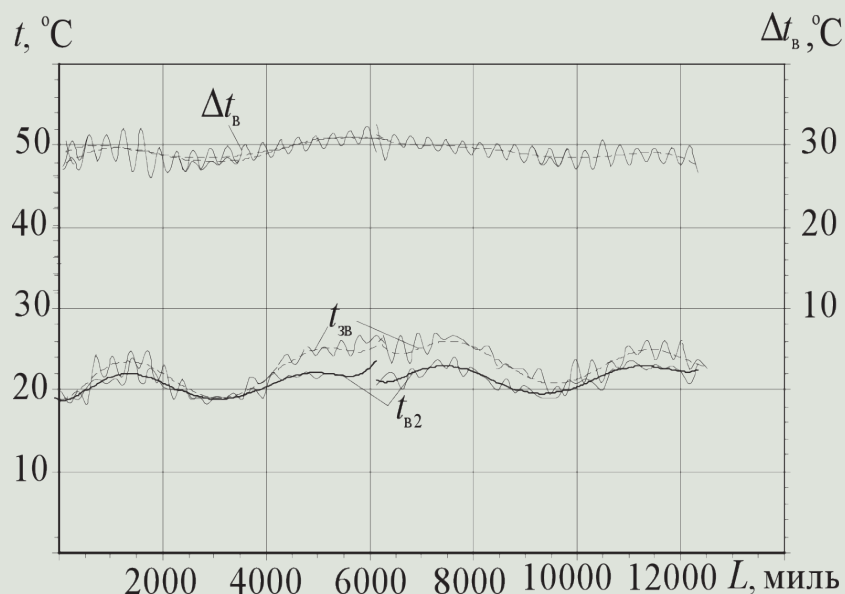


**Рис. 5.** Изменение температуры  $t_{HB}$ , относительной влажности  $\phi_{HB}$  и влагосодержания  $d_{HB}$  наружного воздуха, температуры забортной воды  $t_{3B}$  в течение рейса Одесса-Гавана-Одесса

а также температура забортной воды  $t_{3B}$  и, соответственно, пресной воды промежуточного контура охлаждения наддувочного воздуха (на  $5^\circ\text{C}$  выше  $t_{3B}$ ), то снижение температуры воздуха  $\Delta t_B$  в  $ОНВ_{HT}$ , его температуру  $t_{B2}$  после  $ОНВ_{HT}$  (на входе в наддувочный ре-

$t_{B2}$  при температурах забортной воды  $t_{3B}$  в течение рейса Одесса-Гавана-Одесса.

Как видно, применение ТСО обеспечивает охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры забортной воды:  $t_{B2} < t_{3B}$ , и, следовательно, значительно ниже, чем



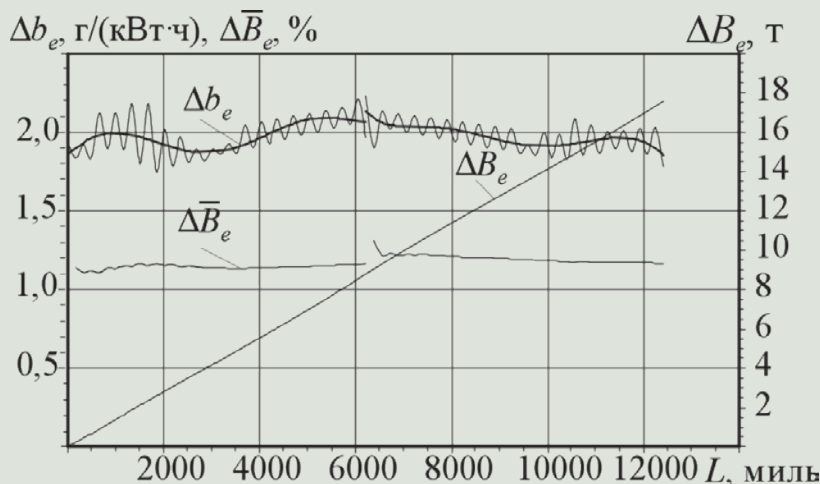
**Рис. 6. Снижение температуры наддувочного воздуха  $\Delta t_B$  в ОНВ<sub>HT</sub>, температура воздуха после ОНВ<sub>HT</sub>  $t_{B2}$  при температурах забортной воды  $t_{ЗВ}$  в течение рейса Одесса–Гавана–Одесса**

температура воздуха  $t_{B2}$ , до которой он может быть охлажден в традиционном водяном ОНВ.

Расход топлива  $B_e$  и удельный расход топлива  $b_e$  в зависимости от температуры охлажденного наддувочного воздуха, а также сокращение расхода топлива  $\Delta B_e$  и удельного расхода топлива  $\Delta b_e$  за счет более глубокого охлаждения наддувочного воздуха в охладителе ТСО по сравнению с температурой воздуха, охлажденного в традиционном водяном ОНВ, на величину  $t_{BO} = t_{B2} - t_{B2}$  рассчитывали с помощью программы [3] для МОД корпорации MAN при разных температурах воздуха  $t_{MO}$  в МО (на входе ТК).

Значения снижения удельного расхода топлива  $\Delta b_e$ , полного расхода топлива МОД 6S 50ME-C корпорации MAN [3] (номинальная мощность  $N_H = 10680$  кВт и эксплуатационная  $N_э = 10000$  кВт) в абсолютных  $\Delta B_e$  и относительных  $\overline{\Delta B_e}$  величинах в течение рейса Одесса–Гавана–Одесса (1.07–16.08.2009) приведены на рис. 7.

Как видно, практически на протяжении всего рейса уменьшение удельного расхода топлива составляет  $\Delta b_e \approx 2,0$  г/(кВт·ч), относительная экономия потребления топлива  $\overline{\Delta B_e} = 1,1-1,2$  %, а абсолютная экономия потребления топлива  $\Delta B_e$  за рейс для МОД мощностью 10 МВт составляет около 18 т.



**Рис. 7. Значения снижения удельного расхода топлива  $\Delta b_e$ , полного расхода топлива МОД в абсолютных  $\Delta B_e$  и относительных  $\overline{\Delta B_e}$  величинах в течение рейса Одесса–Гавана–Одесса**

### Выводы

В работе на основе оценки эффективности двух- и трехступенчатых охладителей наддувочного воздуха МОД установлено, что утилизация теплоты наддувочного воздуха МОД эжекторной холодильной машиной, использующей теплоту наддувочного воздуха, обеспечивает его охлаждение ниже температуры забортной

воды, и сокращение удельного расхода топлива.

Апробация предложенных рекомендаций в реальных эксплуатационных условиях показала сокращение удельного расхода топлива примерно на 2,0 г/(кВт·ч) по сравнению с традиционным охлаждением воздуха забортной водой.

### Список литературы:

1. Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines: MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, Denmark, 2010. – 17 p.
2. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO2 emission [Text]: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.
3. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines. – Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010.
4. Радченко Р. Н. Основы рационального проектирования системы охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля эжекторным термотрансформатором /

Р. Н. Радченко, Н. С. Богданов, И. В. Калиниченко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 5(122). – С. 65–68.

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