

УДК 621.577

Н.И. РАДЧЕНКО, А.В. КОНОВАЛОВ

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ ТРИГЕНЕРАЦИОННОЙ ДИЗЕЛЬНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ПРЕСНОЙ ВОДЫ

Проанализировано применение тригенерационной дизельной энергетической установки с утилизацией теплоты уходящих газов и наддувочного воздуха первичных среднеоборотных дизелей в эжекторной теплоиспользующей холодильной машине для охлаждения и осушения воздуха на входе в условиях переменных температуры и относительной влажности наружного воздуха. Обосновано применение теплоиспользующих холодильных машин для охлаждения и осушения воздуха на входе дизелей с учетом годовых и суточных изменений температуры и влажности наружного воздуха.

Ключевые слова: *среднеоборотный дизель, поверхностное охлаждение, осушение воздуха, теплоиспользующая холодильная машина, температура, влажность.*

Анализ проблемы и постановка цели исследования

Для автономного энергообеспечения жилых, офисных, торговых, развлекательных и производственных комплексов все большее распространение находят когенерационные установки с одновременной выработкой электрической и тепловой энергии. В качестве первичных энергоустановок таких мини-теплоэлектроцентралей могут применяться среднеоборотные дизели (СОД). В теплофикационных дизельных установках (ДУ) производство тепловой энергии осуществляется путем утилизации теплоты отходящих газов в пароводяных котлах или воды системы охлаждения наддувочного воздуха или двигателя.

Повысить коэффициент использования теплофикационных ДУ можно, задействовав указанные источники теплоты для производства холода в межотопительный период, т.е. применяя тригенерационную технологию. Холод целесообразно использовать в системах кондиционирования воздуха обслуживаемых объектов.

Кроме того, можно охлаждать наружный воздух на входе ДУ при повышенных его температурах, увеличивая за счет этого их топливную экономичность. Так, известно, что с повышением температуры наружного воздуха на входе $t_{\text{нв}}$ на 10°C удельный расход топлива возрастает на $0,5...0,7\%$ [1, 2].

Цель работы – оценка эффективности охлаждения воздуха с осушением на входе ДУ теплоиспользующей холодильной машиной в условиях переменных температуры и влажности атмосферного воздуха.

Изложение результатов исследования

Климатические условия влияют не только на объемы потребления разных видов энергии, но и на эффективность работы приводных СОД и тригенерационных энергетических установок (ТЭУ) в целом. Об изменении температуры t , относительной влажности ϕ и влагосодержания d наружного воздуха в течение года можно судить по рис. 1. Как видно, в наиболее теплые месяцы (июнь – сентябрь) температура наружного воздуха $t = 20...25^\circ\text{C}$, а относительная влажность $\phi = 55...60\%$. При этом влагосодержание $d = 10...15$ г/кг с.в.

В остальные 4, 5 и 10-й месяцы межотопительного периода температура находится на уровне $t = 15^\circ\text{C}$ при повышенной влажности $\phi = 75...85\%$. Поскольку при этом потребности в холоде для систем кондиционирования минимальные, то поверхностное охлаждение влажного воздуха на входе приводных СОД помимо повышения топливной эффективности двигателей может быть использовано для получения пресной воды, которая после соответствующей обработки может в свою очередь применяться в системе горячего водоснабжения.

Для более точного определения тепловых нагрузок на ТЭУ необходимо учитывать колебания температуры t и относительной влажности ϕ в течение суток (рис. 2). Как видно, суточные изменения температуры t и относительной влажности ϕ наружного воздуха характеризуются наличием противоположно направленных экстремумов: максимальным дневным температурам $25...30^\circ\text{C}$ соответствуют минимумы влажности $\phi = 40\%$ и даже 35% , что существенно уменьшает потребности в холоде для снижения температуры воздуха на входе ТК дизеля.

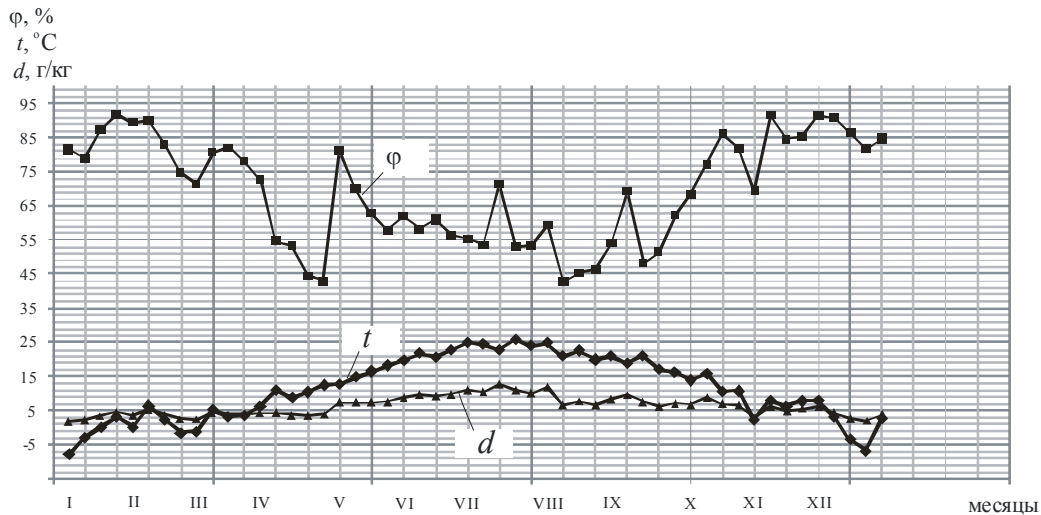


Рис. 1. Диаграммы изменения температуры t , относительной влажности ϕ и влагосодержания d наружного воздуха в течение 2009 года (г. Николаев, Украина)

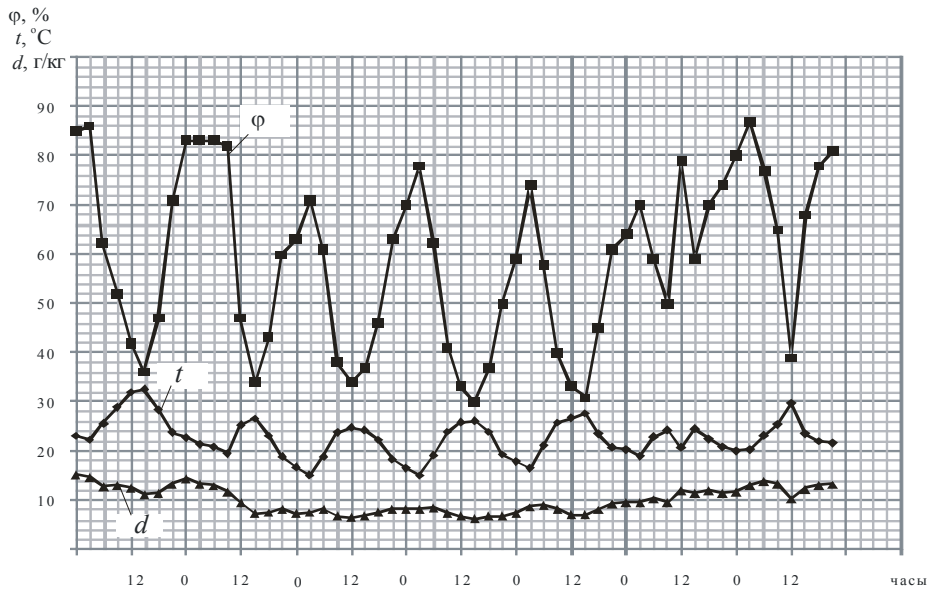


Рис. 2. Диаграммы суточных изменений температуры t , относительной влажности ϕ и влагосодержания d наружного воздуха, июль 2009 года (г. Николаев, Украина)

В ночные и утренние часы, когда температура снижается до 20 и даже 15°C и соответственно сокращается потребность в холоде для систем кондиционирования, охлаждение воздуха на входе дизеля позволяет получить пресную воду, чему способствует повышенная относительная влажность наружного воздуха $\phi = 70$ и даже 80 %. При этом охлаждение влажного воздуха требует повышенного отвода теплоты (холодопроизводительности), и прежде всего, теплоты конденсации водяных паров. Процесс характеризуется значительным влаговыведением. Таким образом, характер суточных экстремумов тепловлажностных параметров наружного воздуха (практически совпадение во времени повышенных температур с пониженными относительными влажностями) благоприятный для эффективного применения поверхностного охлаждения с осушением и получением пресной воды.

В качестве теплоиспользующих холодильных контуров (ТХК) ТЭУ рассмотрены конструктивно наиболее простые и надежные эжекторного типа (ЭТХК) на базе эжекторной теплоиспользующей холодильной машины (ЭТХМ) [5, 6]. Схемы ТЭУ с использованием в ЭТХК теплоты уходящих газов и наддувочного воздуха приводного СОД для охлаждения воздуха перед ТК приведены на рис. 3.

Включение генератора паров НРТ высокого давления пароконденсатную систему утилизационного котла УК позволяет использовать водяной пар в качестве промежуточного теплоносителя. Это обеспечивает безопасность эксплуатации ТЭУ и возможность одновременного производства тепловой энергии (например горячей воды для горячего водоснабжения) и холода в теплое время. При этом генератор НРТ является одновременно конденсатором водяного пара.

ЭТХК состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросилового контур служит для получения паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для сжатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из И-ВО холодильного контура, до да-

вления в конденсаторе. Эжектор совмещает функции детандера паросилового контура (расширение пара происходит в его сопле) и компрессора холодильного контура (повышение давления пара, всасываемого из И-ВО, происходит в камере смешения и диффузоре).

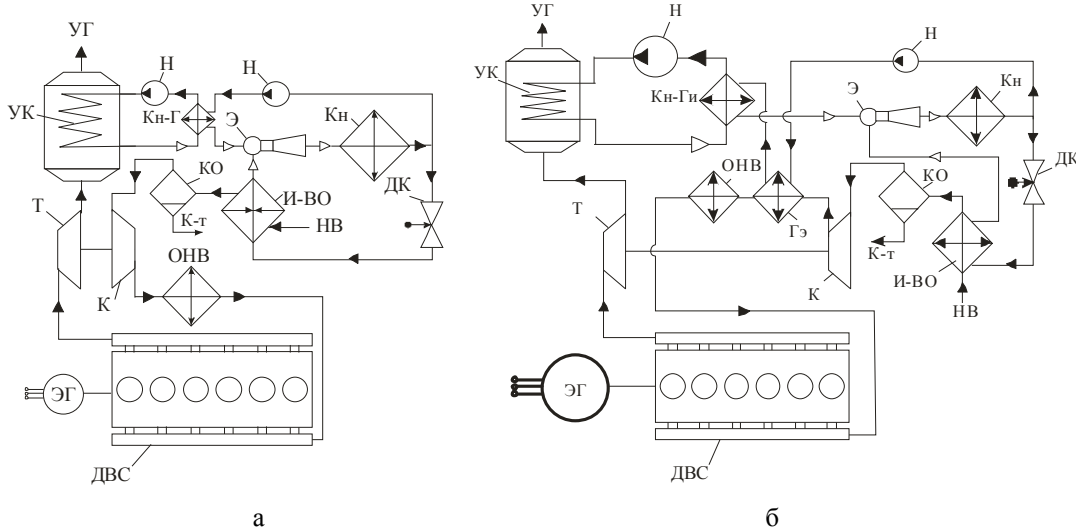


Рис. 3. Схемы ТЭУ с ЭТХК, использующими теплоту уходящих газов (а), газов и наддувочного воздуха (б) для охлаждения воздуха на входе наддувочного компрессора приводного дизеля:

- Кн-Г (Кн-Гн) – конденсатор водяного пара-генератор (испарительная секция генератора) паров НРТ;
- Гэ и Гн – экономайзерная и испарительная секции генератора; Э – эжектор; Кн – конденсатор НРТ;
- Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; КО – конденсато-отводчик;
- К-т – конденсат водяной; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной;
- К – компрессор ТК; Т – газовая турбина ТК; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы

Генератор паров НРТ высокого давления включает две секции: экономайзерную и испарительную. В экономайзерной секции происходит нагрев жидкого НРТ от температуры конденсации t_k до температуры кипения t_r при высоком давлении, в испарительной – кипение жидкого НРТ с образованием паров высокого давления.

Тепловые нагрузки испарительной и экономайзерной секций соотносятся между собой как теплота фазового перехода НРТ в испарительной секции при температуре кипения t_r и теплота нагрева жидкого НРТ от t_k до t_r в экономайзерной секции. При максимально допустимой (из условия термической стойкости НРТ) температуре кипения $t_r = 120^\circ\text{C}$ тепловые нагрузки испарительной и экономайзерной секций примерно равны между собой, т.е. использование в экономайзерной секции дополнительного источника теплоты, например наддувочного воздуха (рис. 3, б), удваивает холодопроизводительность ЭТТ. Экономайзерную секцию целесообразно включать в контур пресной воды высокотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха (на рис. 3, б не показано).

Процессы охлаждения влажного воздуха в поверхностных теплообменниках характеризуются коэффициентом влаговываждения ξ , который пред-

ставляет собой отношение полного количества теплоты, отведенной от влажного воздуха в охладителе, к явному, определяемому разностью температур по сухому термометру: $\xi = (I_{в1} - I_{в2}) / [c_{вл} \cdot (t_{в1} - t_{в2})]$; $c_{вл}$ – 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, $I_{в} = c_{вл} \cdot t_{в} + 1,89d$, кДж/кг. Чем больше коэффициент влаговываждения ξ , тем больше теплоты необходимо отводить от влажного воздуха в И-ВО для снижения его температуры на одну и ту же величину $\Delta t_{в}$.

Значения удельной (приходящейся на единицу расхода воздуха через ТК дизеля $G_{в} = 1$ кг/с) теплоты, отведенной от уходящих газов и наддувочного воздуха в генераторе ЭТХК $\overline{q_{\text{га}}}$ и от воздуха в И-ВО на входе ТК $\overline{q_0}$, снижения температуры $\Delta t_{в}$ воздуха в И-ВО и удельное (при $G_{в} = 1$ кг/с) количество влаги $\overline{g_{\text{аэ}}}$, отведенной в процессе охлаждения, при разных коэффициентах влаговываждения ξ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температуре кипения НРТ в И-ВО $t_{0} = 5^\circ\text{C}$, газов перед и после генератора ЭТХК $t_{г1} = 350^\circ\text{C}$ и $t_{г2} = 150^\circ\text{C}$, конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$ представлены на рис. 4.

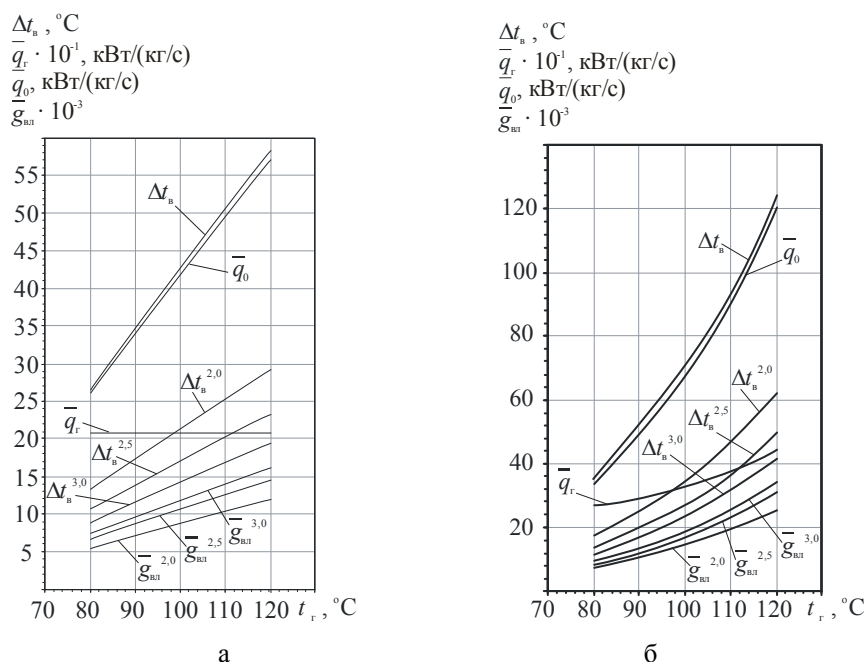


Рис. 4. Удельные теплота, отведенная от уходящих газов $\bar{q}_{\bar{a}}$ (а), уходящих газов и наддувочного воздуха $\bar{q}_{\bar{a}}$ (б) в генераторе ЭТХК и от воздуха в И-ВО на входе ТК \bar{q}_0 , снижение температуры Δt_b воздуха в И-ВО и удельное (отнесенное к расходу воздуха G_b) количество влаги $\bar{g}_{\bar{a}e}$, отведенной в процессе охлаждения, в зависимости от температуры кипения t_r хладона R142b в генераторе ЭТХК при разных коэффициентах влаговыпадения ξ : $\Delta t_b \dots \Delta t_b^{3,0} - \xi = 1,0 \dots 3,0$; а – схема на рис. 3, а; б – схема на рис. 3, б

В качестве НРТ применен хладон R142b. Величина $\xi = 1$ соответствует охлаждению без влаговыпадения. Из рис. 4,а (схема на рис. 3,а) видно, что при утилизации в ЭТХК теплоты уходящих газов и температуре кипения НРТ в генераторе $t_r = 120$ °C снижение температуры воздуха в И-ВО на входе ТК составляет $\Delta t_b = 20 \dots 30$ °C при $\xi = 3 \dots 2$ соответственно. Меньшей величине $\Delta t_b = 20$ °C ($\xi = 3$) соответствуют $t_{b1} = 35$ °C и $\phi_1 = 70$ %; большей $\Delta t_b = 30$ °C ($\xi = 2$): $t_{b1} = 40$ °C и $\phi_1 = 50$ %.

При утилизации в ЭТХК теплоты уходящих газов и наддувочного воздуха снижение температуры воздуха в И-ВО почти в два раза больше: $\Delta t_b = 40 \dots 60$ °C при $\xi = 3 \dots 2$ соответственно. Поскольку глубина охлаждения воздуха на входе ТК ограничивается значением $t_{b2} = 10 \dots 15$ °C (при $t_0 = 5$ °C), то половину располагаемой холодопроизводительности ЭТХК можно реализовать, охлаждая воздух для системы кондиционирования.

Для определения тепловлажностных условий, при которых использование располагаемой теплоты уходящих газов и наддувочного воздуха в ЭТХК обеспечит 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 И-ВО до состояния насыщения и температуры воздуха на выходе И-ВО $t_{b2} = 15$ °C на рис. 5.

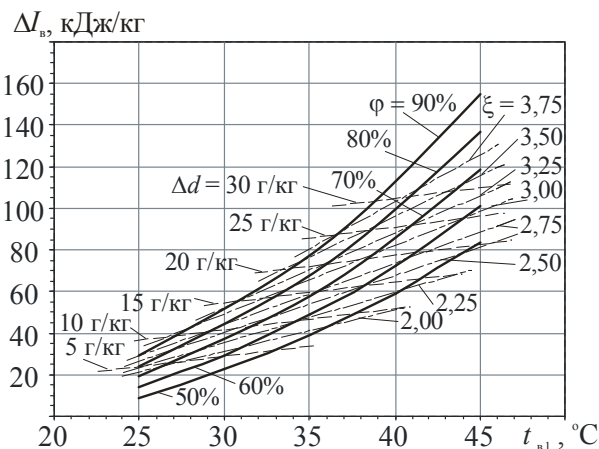


Рис. 5. Зависимости изменения удельной энтальпии ΔI_b влажного воздуха в процессе его охлаждения при разных значениях температуры t_{b1} и относительной влажности ϕ или влагосодержания d_1 воздуха на входе И-ВО до состояния насыщения ($\phi = 100$ %) и температуры воздуха на выходе $t_{b2} = 15$ °C

Так, при утилизации теплоты только уходящих газов и располагаемой удельной холодопроизводительности $\bar{q}_0 = 55$ кВт/(кг/с) (рис. 4, а) с учетом $\Delta I_b = \bar{q}_0 = 55$ кДж/кг получаем, что при температурах наружного воздуха $t_{b1} = 30 \dots 40$ °C и соответственно относительной влажности $\phi_1 = 90 \dots 50$ % воз-

дух можно охладить на величину $\Delta t_b = 15 \dots 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\xi = 2,75 \dots 2,25$).

В случае же утилизации теплоты уходящих газов и наддувочного воздуха ($\bar{q}_0 = 120 \text{ кВт/(кг/с)}$) на рис. 4, б) возможно охлаждение наружного воздуха с более высокой температурой $t_{b1} = 40 \dots 45 \text{ }^\circ\text{C}$ и влажностью $\phi_1 = 90 \dots 70 \text{ \%}$ на величину $\Delta t_b = 25 \dots 30 \text{ }^\circ\text{C}$ (при $\xi \geq 4$), когда ЭТХК функционирует одновременно как охлаждающая и установка для получения пресной воды (в ночные часы).

Удельное, приходящееся на единицу расхода воздуха через СОД ($G_b = 1 \text{ кг/с}$), количество влаги, отведенной в процессе охлаждения, составляет $\bar{g}_{a\bar{e}} = 25 \dots 30 \text{ г/с}$ (рис. 4, б).

Принимая, что снижение температуры воздуха на входе ТК на $10 \text{ }^\circ\text{C}$ обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на $0,6 \text{ \%}$ [1, 2], получают экономию топлива около 2 \% .

Выводы

Применение ТЭУ с ЭТХК для охлаждения воздуха на входе ТК первичных СОД обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на 2 \% . Обоснована возможность получения пресной воды в ТЭУ с ЭТХК.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований МОН Украины в рамках гранта Президента Украины (Розпорядження Президента України 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.*

Поступила в редакцию 28.05.2010

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

АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ ДИЗЕЛЬНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОДЕРЖАННЯ ПРІСНОЇ ВОДИ

М.І. Радченко, А.В. Коновалов

Проаналізовано застосування тригенераційної дизельної енергетичної установки з утилізацією теплоти відхідних газів і наддувочного повітря первинних середньооберткових дизелів в ежекторній тепловикористовуючій холодильній машині для охолодження та осушення повітря на вході в умовах змінних температури та відносної вологості зовнішнього повітря. Обґрунтовано застосування тепловикористовуючих холодильних машин для охолодження та осушення повітря на вході дизелів з урахуванням річних і добових змін температури та вологості зовнішнього повітря.

Ключові слова: середньообертковий дизель, поверхневе охолодження, осушення повітря, тепловикористовуюча холодильна машина, температура, вологість.

ANALYZING THE APPLICATION OF TRIGENERATIVE DIESEL ENERGETIC PLANT FOR RECEIVING FRESH WATER

N.I. Radchenko, A.V. Kononov

The application of trigenerative diesel energetic plant with utilizing heat of exhaust gases and scavenge air of prime middle speed diesel engines by ejector waste heat recovery refrigeration machine for cooling and drying of air at the inlet at changeable ambient air temperature and relative humidity conditions has been considered. The application of waste heat recovery refrigeration machines for cooling and drying of air at the inlet of diesel engines by taking into account annular and daily changes in temperature and humidity of ambient air was proved.

Key words: middle speed diesel engine, surface cooling, air drying, waste heat recovery refrigeration machine, temperature, humidity.

Радченко Николай Иванович – д-р техн. наук, проф., профессор Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Коновалов Андрей Викторович – аспирант Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина.