

УДК 621.57
О-92АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ
ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ «ЛЕДЯНОЙ ВОДОЙ» И СПОСОБОВ ЕЕ ПОЛУЧЕНИЯ

С. А. Охотин, асп.

Национальный университет кораблестроения, г. Николаев

Аннотация. Проанализирована целесообразность применения «ледяной воды» в качестве хладоносителя для охлаждения воздуха на входе компрессора газотурбинных двигателей. Определены значения уменьшения удельного расхода топлива двигателей при использовании «ледяной воды». Предложены способы получения «ледяной воды», включая применение комбинированной теплоиспользующей бромистолитиевой холодильной машины и эжекторной (или пароконпрессорной) холодильной машины.

Ключевые слова: утилизация сбросного тепла, термотрансформатор, топливная эффективность, выпускной газ, холодная вода, глубокое охлаждение.

Анотація. Проаналізовано доцільність застосування «крижаної води» як холодоносія для охолодження повітря на вході компресора газотурбінних двигунів. Отримано значення зменшення питомої витрати палива двигунів при використанні «крижаної води». Запропоновано способи отримання «крижаної води», включаючи застосування комбінованої тепловикористовуючої бромистолітійової холодильної машини та ежекторної (або пароконпресорної) холодильної машини.

Ключові слова: утилізація скидного тепла, термотрансформатор, паливна ефективність, випускний газ, холодна вода, глибоке охолодження.

Abstract. A significant impact of climate conditions on the fuel efficiency of heat engines, such as gas turbine engines, is shown. The application of waste heat recovery cooling machines as thermotransformers, that utilize the heat of exhaust gases for cooling of the cyclic air at the inlet of engines, is discussed. The reasonability of the deep cooling of the intake cyclic air by cold water as a coolant is shown.

Keywords: waste heat recovery, thermotransformer, fuel efficiency, heat engine, intake air, exhaust gas, cold water, deep cooling.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Эффективность ГТД простого цикла существенно зависит от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе компрессора. Так, увеличение $t_{\text{нв}}$ на 10 °С вызывает уменьшение мощности тяжелых промышленных ГТД типа FR-7 на 5...9 %, а мощность конвертированных ГТД авиационного исполнения LM-6000 с повышением температуры $t_{\text{нв}}$ от 15 до 35 °С снижается на 20 % по сравнению с ее значениями при температуре $t_{\text{нв}} = 15$ °С, соответствующей ISO 3977 [6]. При этом возрастает удельный расход топлива b_e примерно на 2 % [8].

Существенное ухудшение показателей ГТД (мощности, КПД, удельного расхода топлива) с повышением $t_{\text{нв}}$ послужило толчком к поиску путей демпфирования отрицательного влияния неблагоприятных климатических условий, и прежде всего предварительного охлаждения наружного воздуха на входе в компрессор ГТД.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ
И ПУБЛИКАЦИЙ

В публикациях [2, 3, 5, 7–9, 11–13] авторами исследовались разные способы снижения температуры воздуха на входе ГТД. Испарительное охлаждение воздуха, получившее благодаря своей простоте наибольшее распространение, не обеспечивает его глубокого

охлаждения, ввиду того, что существенно зависит от относительной влажности. Так, например, при относительной влажности наружного воздуха 45 % и его температуре 40 °С воздух может быть охлажден всего лишь на 13 °С. При необходимости более глубокого охлаждения наружного воздуха, а также в случае его повышенной влажности и температуры прибегают к поверхностному охлаждению воздуха с помощью холодильных машин. В большинстве схем охлаждения воздуха на входе с использованием холодильных машин применяется хладоноситель с температурой $t_x = 7$ °С. В то же время весьма целесообразно применение в качестве хладоносителя холодной воды с температурой $t_x = 2...3$ °С, так называемой ледяной воды, поскольку, чем глубже охлаждение воздуха на входе ГТД (чем ниже температура воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе), тем больше экономия топлива. Однако в традиционных термотрансформаторах, в частности, наиболее широко применяемых теплоиспользующих абсорбционных бромистолитиевых холодильных машинах (АБХМ), невозможно получение хладоносителя с температурой $t_x = 2...3$ °С из-за использования в качестве хладагента воды.

ЦЕЛЬЮ РАБОТЫ является оценка эффективности охлаждения воздуха на входе ГТД «ледяной водой» и способов ее получения.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Эффективность охлаждения воздуха на входе тепловых двигателей, в частности ГТД, определяется получаемым при этом эффектом в виде сокращения удельного расхода топлива Δb_e , в свою очередь зависящего от глубины снижения температуры циклового воздуха на входе ГТД $\Delta t_{\text{НВ}} = t_{\text{НВ}} - t_{\text{в2}}$, т. е. от климатических условий эксплуатации и температуры охлажденного термотрансформаторами воздуха $t_{\text{в2}}$.

Изменение тепловлажностных параметров наружного воздуха в течение июля 2011 г. (г. Вознесенск, Николаевская обл.) представлено на рис. 1.

Как видно, в течение суток наблюдаются весьма существенные колебания температуры $t_{\text{НВ}}$ и относительной влажности $\phi_{\text{НВ}}$ наружного воздуха, причем максимумам температур соответствуют минимумы влажности. Поскольку охлаждение влажного воздуха сопровождается конденсацией присутствующих в нем водяных паров, то отвод теплоты конденсации связан с дополнительными затратами холодопроизводительности. Наличие дневных и ночных противоположно направленных экстремумов $t_{\text{НВ}}$ и $\phi_{\text{НВ}}$, существование которых проявляется

только при локальных во времени измерениях $t_{\text{НВ}}$ и $\phi_{\text{НВ}}$, создает благоприятные условия для большего снижения температуры воздуха на входе ГТД днем (благодаря меньшей относительной влажности ϕ), когда имеет место значительное ухудшение топливной эффективности ГТД из-за повышенных температур $t_{\text{НВ}}$.

Как известно, глубина охлаждения воздуха на входе в ГТД напрямую зависит от температуры t_x хладоносителя, подаваемого в воздухооохладитель на входе ГТД. Чем меньше значение t_x , тем глубже охлаждение воздуха на входе, и, соответственно, выше топливная эффективность.

Для охлаждения воздуха используется несколько технологий: испарительное охлаждение, охлаждение пароконденсаторными или абсорбционными холодильными машинами с аккумуляцией холода или без него [10]. В настоящее время широкое применение нашла система охлаждения воздуха на входе абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ). Схема такой системы охлаждения показана на рис. 2. Теплота уходящих газов ГТД используется для нагрева теплоносителя-воды (или генерирования

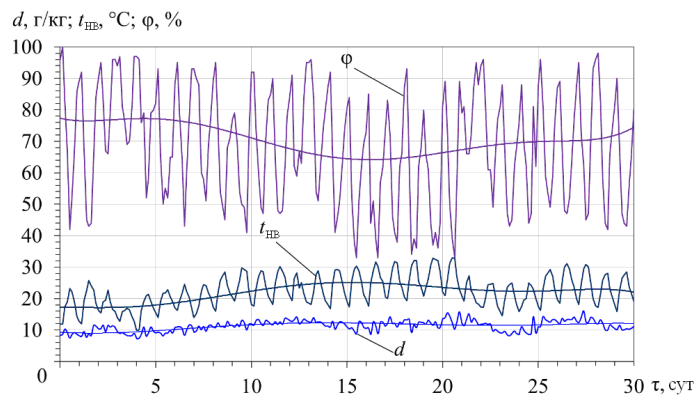


Рис. 1. Изменение температуры $t_{\text{НВ}}$, относительной влажности $\phi_{\text{НВ}}$ и влагосодержания d наружного воздуха

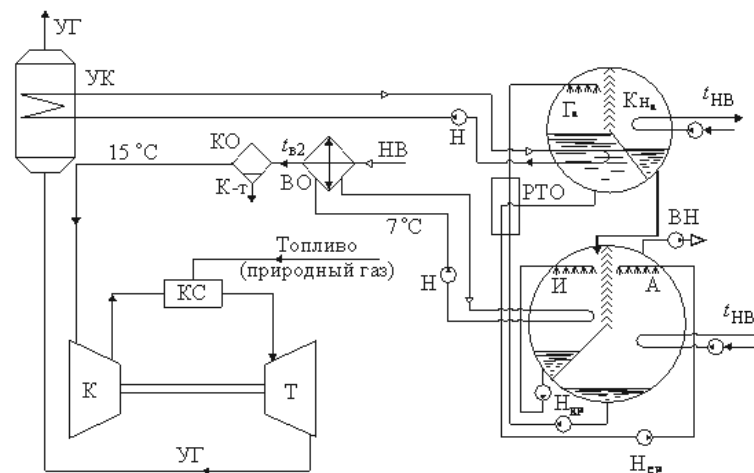


Рис. 2. Принципиальная схема системы охлаждения воздуха на входе компрессора ГТД абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной с использованием теплоты уходящих газов: $\Gamma_a, K_{н_а}$ – генератор и конденсатор АБХМ соответственно; Н – насос; $H_{сп}, H_{кр}$ – соответственно насосы слабого и крепкого растворов; ВН – вакуум-насос; РТО – регенеративный теплообменник; И – испаритель АБХМ; А – абсорбер; ВО – воздухооохладитель водяной; УК – утилизационный котел; КО – каплеотделитель; К-т – конденсат; К, Т – компрессор и турбина ТК соответственно; КС – камера сгорания; НВ – наружный воздух (в машинном отделении); УГ – уходящие газы

пара) в утилизационном котле. Горячий теплоноситель (или водяной пар) подается в генератор (десорбер) АБХМ, где от него отводится теплота на испарение хладагента (воды) из раствора бромистого лития. Хладагент (вода или рассол), который используется для предварительного охлаждения воздуха на входе в компрессор ГТД в воздухоохладителе, в свою очередь охлаждается в испарителе АБХМ. Неоспоримым преимуществом такой холодильной машины является низкое потребление электроэнергии, которая затрачивается только на привод насосов, в то же время в качестве основного источника энергии выступает тепло отработанных газов. Однако минимальная температура, до которой может быть охлажден воздух АБХМ, в большинстве случаев ограничивается значением 15 °С.

Расчеты показывают, что охлаждение воздуха до меньших температур может существенно увеличить топливную эффективность установки. Значения снижения удельного расхода топлива Δb_e при охлаждении воздуха на входе до $t_{в2} = 15$ °С, а также до 10 °С в течение июля 2011 г. (г. Вознесенск, Николаевская обл.) приведены на рис. 3. При этом принимали, что при снижении температуры воздуха на входе на 1 °С удельный расход топлива уменьшается на величину $\Delta b_e = 0,7$ г/(кВт·ч), что характерно для ГТД отечественного производителя ГП НПКГ «Зоря»–«Машпроект».

Как видно, охлаждение воздуха на входе ГТД до конечной температуры $t_{в2} = 10$ °С обеспечивает весьма существенное сокращение удельного расхода топлива $\Delta b_e = 5...7$ г/(кВт·ч). В свою очередь, такое глубокое охлаждение воздуха на входе ГТД до температуры $t_{в2} = 10$ °С возможно в случае подачи в охладитель воздуха холодной воды с температурой, близкой к температуре кристаллизации воды $t_x = 2...3$ °С, так называемой ледяной воды.

Наиболее распространенными холодильными машинами для получения ледяной воды являются парокompрессорные холодильные машины (ПКХМ) с кожухотрубными или пластинчатыми испарителями. Однако из-за того, что существует опасность заморозки воды в теплообменниках при получении хладагента с температурой 3 °С и менее, вводится промежуточный контур с рассолом, который позволяет автоматике поддерживать температуру охлаждаемой воды выше критического уровня. Несмотря на потери от ввода дополнительного контура, двухконтурные системы относительно недорогие и надежные из-за своей простоты. Кроме кожухотрубных и пластинчатых испарителей применяются испарители пленочного и змеевикового типов. Благодаря большому расстоянию между пластинами отсутствует угроза заморозки хладагента. Кроме того, испарители этих двух типов могут применяться в системах с аккумуляцией льда [4]. На рис. 4 представлена схема системы охлаждения воздуха на входе ГТД, общая для всех систем с ПКХМ. Контур рассола для двухконтурной системы на рисунке не показан.

Схема комбинированной системы на базе АБХМ и ПКХМ представлена на рис. 5,а АБХМ и ЭХМ – на рис. 5,б.

Перспективным является применение холодильных технологий, базирующихся на термотрансформаторах комбинированного типа, в частности, АБХМ и парокompрессорных или эжекторных (ЭХМ) холодильных машин, как низкотемпературных ступеней.

Холод, генерируемый в АБХМ высокотемпературной ступени, используется кроме охлаждения циклового воздуха малооборотных двигателей (после доохлаждения в низкотемпературной ступени с 7 °С до 2...3 °С), то есть по главному назначению, еще и для отвода теплоты конденсации пара низкотемпературной ступени, обеспечивающей конденсацию при низкой температуре $t_k = 10...20$ °С и, соответственно, при высоких тепловых коэффициентах ζ .

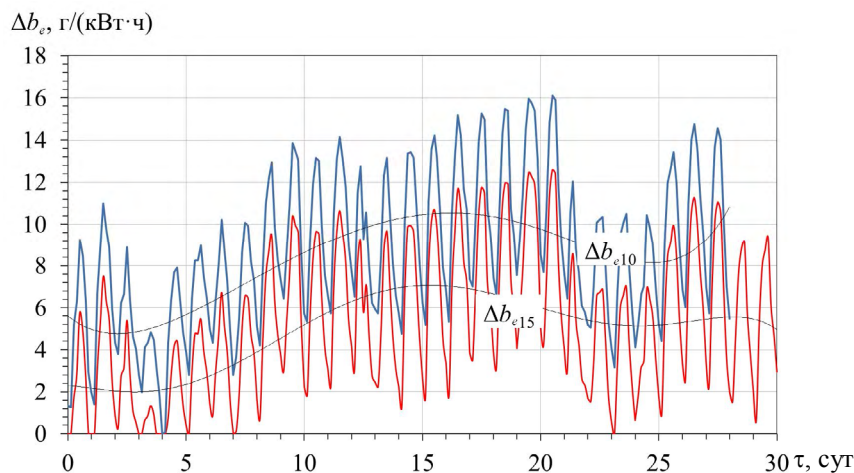


Рис. 3. Значения снижения удельного расхода топлива Δb_e : Δb_{e10} , Δb_{e15} – при $t_{в2} = 10$ °С («ледяная вода») и 15 °С (АБХМ) соответственно

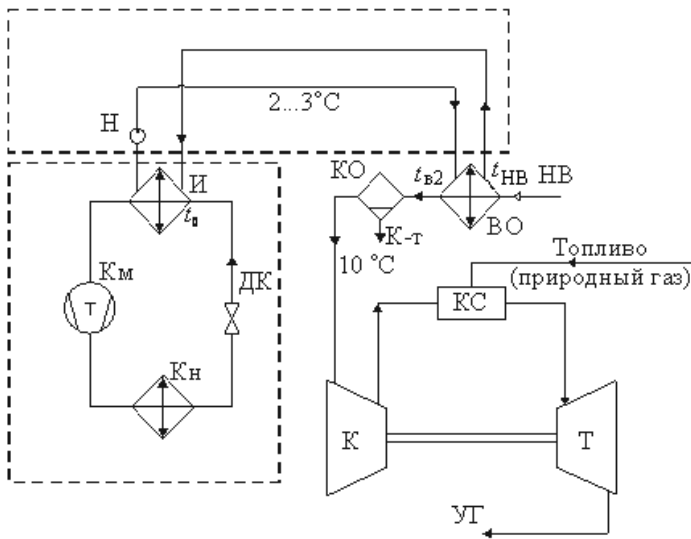


Рис. 4. Принципиальная схема системы охлаждения воздуха на входе компрессора ГТД пароконпрессорной холодильной машины: Км – компрессор; Кн – конденсатор; ДК – дроссельный клапан; И – испаритель (остальные обозначения по рис. 2)

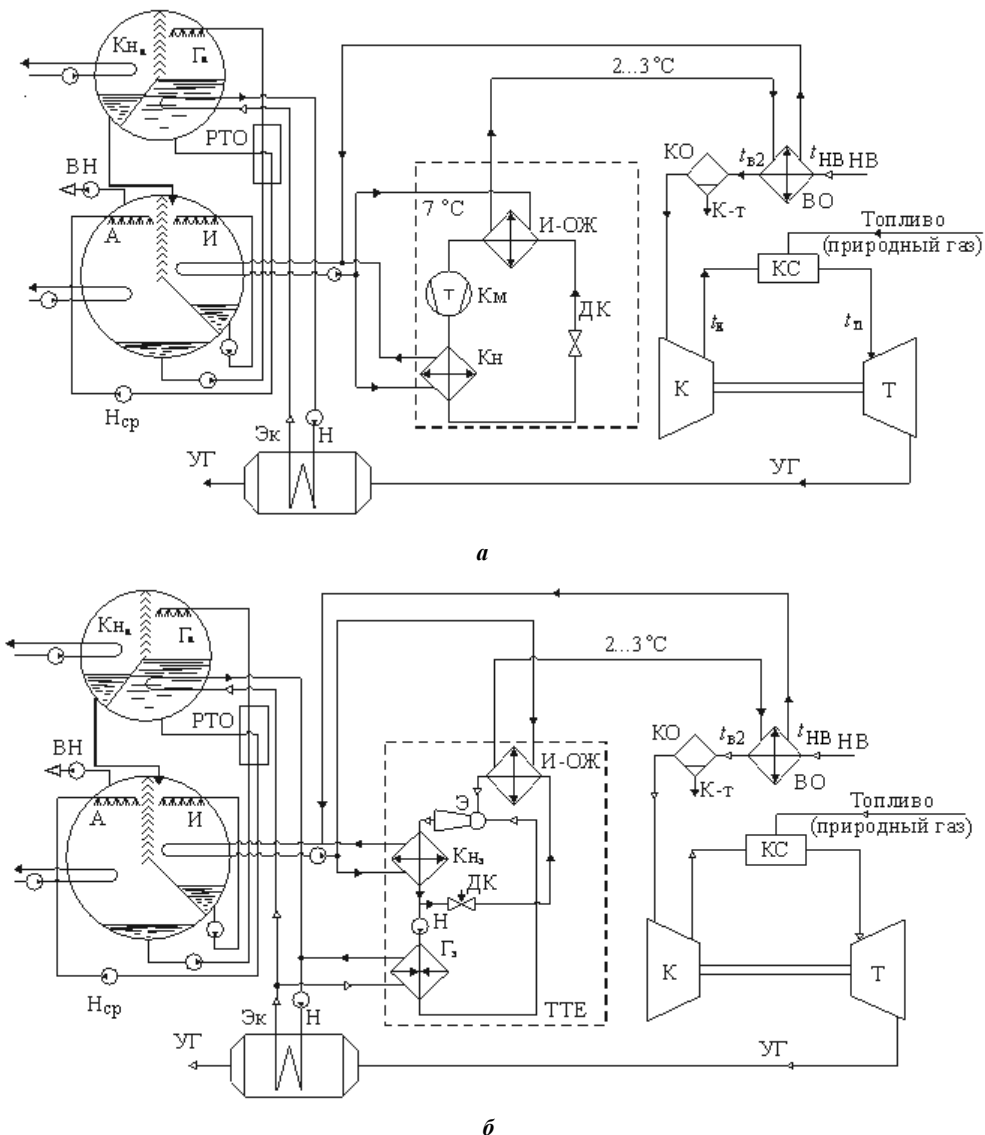


Рис. 5. Принципиальная схема системы утилизации теплоты уходящих газов ГТД с охлаждением воздуха на входе ТК «ледяной водой», полученной в холодильной машине с АБХМ в верхней ступени, ПХМ – в нижней (а) и ЭХМ – в нижней (б): Кн – конденсатор ПКХМ; И-ОЖ – испаритель-охладитель жидкости; Эк – экономайзер

ВЫВОДЫ

В результате сравнения охлаждения воздуха на входе ГТД в традиционных абсорбционных бромистолитиевых холодильных машинах, а также холодной водой с температурой 2...3 °С показано, что ох-

лаждение воздуха холодной водой до температуры $t_{в2} = 10$ °С обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на 5...7 г/(кВт·ч). Предложены схемы систем трансформации теплоты уходящих газов ГТД с получением холодной воды с температурой 2...3 °С.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Николаевские газовые турбины промышленного применения [Текст]. – Николаев : ГП НПКГ «Зоря»–«Машпроект», 2004. – 20 с.
- [2] **Радченко, А. Н.** Методология технико-экономического обоснования эффективности применения тригенерации в газотурбинных установках [Текст] / А. Н. Радченко, А. С. Морозова // Газотурбинные технологии. – 2013. – № 3 (114). – С. 42–45.
- [3] **Радченко, Н. И.** Анализ эффективности охлаждения воздуха на входе газотурбинных двигателей в жарких климатических условиях [Текст] / Н. И. Радченко, Р. Ельгерби // Газотурбинные технологии. – 2013. – № 4 (115). – С. 34–39.
- [4] **Семенчук, С. М.** Мифы об оборудовании для ледяной воды [Текст] / С. М. Семенчук // Холодильная техника. – 2010. – № 7. – С. 16–19.
- [5] **Ameri, M.** The study of capacity enhancement of the Chabahar gas turbine installation using an absorption chiller [Text] / M. Ameri, S. H. Hejazi // Applied Thermal Engineering. – 2004. – nr 24. – P. 59–68.
- [6] **Bhargava, R.** Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging [Text] / R. Bhargava, C. B. Meher-Homji // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30560.
- [7] **Boonnasa, S.** Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air cooling using an absorption chiller [Text] / S. Boonnasa, P. Namprakai, T. Muangnapoh // Energy. – 2006. – nr 31. – P. 2036–2046.
- [8] **Bortmany, J. N.** Assesstment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air [Text] / J. N. Bortmany // Proc/ of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30657. – 12 p.
- [9] **Farzaneh-Gord, M.** Effect of various inlet air cooling methods on gas turbine performance [Text] / M. Farzaneh-Gord, M. Deymi-Dashtebayaz // Energy. – 2011. – nr 36. – P. 1196–1205.
- [10] **Forsyth, J. L.** Gas turbine inlet air chilling for LNG [Text] / J. L. Forsyth, P. Eng // LNG 17 International Conference & Exhibition On Liquefied Natural Gas. – 4 March – 2013.
- [11] **Mohanty, B.** Enhancing gas turbine performance by intake air cooling using an absorption chiller [Text] / B. Mohanty, G. jr Paloso // Heat Recovery Systems & CHP. – 1995. – nr 15. – P. 41–50.
- [12] **Nixdorf, M.** Thermo-economic analysis of inlet air conditioning methods of a cogeneration gas turbine plant [Text] / M. Nixdorf, A. Prelipceanu, D. Hein // Proc. of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30561.
- [13] **Popli, S.** Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry [Text] / S. Popli, P. Rodgers, V. Eveloy // Applied Thermal Engineering. – 2013. – nr 50. – P. 918–931.

© С. О. Охотін

Надійшла до редколегії 30.09.13

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК

д-р техн. наук, проф. М. І. Радченко