

DOI 10.15589/jnn20150402
УДК 621.438.13:621.57
P15

RESERVES FOR INCREASING THE EFFECTIVENESS
OF AIR COOLING AT THE GAS TURBINE PLANT INTAKE
WITH ACCOUNT FOR SEASONAL CLIMATIC CONDITIONS

РЕЗЕРВЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ
С УЧЕТОМ СЕЗОННЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ

Andrii M. Radchenko
andrad69@mail.ru
ORCID: 0000-0002-8735-9205

Serhii A. Kantor
s_kantor@mail.ru
ORCID: 0000-0001-5050-5937

А. Н. Радченко
канд. техн. наук, доц.¹

С. А. Кантор
инженер-механик²

¹ *Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*

² *LTD «Zavod “Ekvator”», Mykolaiv*

1Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев
2ПАО «Завод “Экватор”», г. Николаев

Abstract. Air cooling at the intake of regenerative gas turbine plants has been analyzed. It involves heating of the compressed air before the combustion chamber by the gases after the turbine and utilizing the waste gas heat in thermal transformers of the combined type with a heat recovery lithium-bromide absorption refrigerator as the high temperature cooling stage and an ejector refrigerator as the low temperature cooling stage. The reserves for increasing the effectiveness of the thermal transformer performance at the heat load reduction are revealed. They are associated with a deeper air cooling at the GTU intake and thus getting extra fuel saving at the limited thermal potential of the waste gas heat. The method for selecting a heat load for designing the thermal transformer of the combined type for the deep air cooling at the GTU intake is presented.

Key words: thermal transformer of the combined type, heat recovery refrigerator, gas turbine plant.

Аннотация. Проанализировано охлаждение воздуха на входе регенеративных ГТУ с нагревом сжатого воздуха перед камерой сгорания газами после турбины и использованием теплоты отработанных газов в термотрансформаторах комбинированного типа с теплоиспользующими абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной в качестве высокотемпературной ступени охлаждения и эжекторной холодильной машиной как низкотемпературной ступенью. Выявлены резервы повышения эффективности работы термотрансформаторов при снижении тепловой нагрузки путем более глубокого охлаждения воздуха на входе ГТУ с получением дополнительной экономии топлива при ограниченном тепловом потенциале сбросной теплоты отработанных газов.

Ключевые слова: термотрансформатор комбинированного типа; теплоиспользующая холодильная машина; газотурбинная установка.

Анотація. Проаналізовано охолодження повітря на вході регенеративних ГТУ з нагрівом стисненого повітря перед камерою згоряння газами після турбіни і використанням теплоти відпрацьованих газів в термотрансформаторах комбінованого типу з тепловикористовуючими абсорбційною бромистолітійовою холодильною машиною як високотемпературним ступенем охолодження та ежекторною холодильною машиною як низькотемпературним ступенем. Виявлені резерви підвищення ефективності роботи термотрансформаторів при зниженні теплового навантаження шляхом більш глибокого охолодження повітря на вході ГТУ з отриманням додаткової економії палива при обмеженому тепловому потенціалі скидної теплоти відпрацьованих газів.

Ключові слова: термотрансформатор комбінованого типу; тепловикористовуюча холодильна машина; газотурбінна установка.

REFERENCES

- [1] *Nikolaevskie gazovye turbiny promyshlennogo primeneniya* [Nikolaev gas turbines of industrial application]. Nikolaev, GP NPKGT «Zorya»–«Mashproekt», 2004. 20 p.

- [2] Radchenko A. N., Kantor S. A. *Effektivnost sposobov okhlazhdeniya vozdukha na vkhode GTU kompressornykh stantsiy v zavisimosti ot klimaticheskikh usloviy* [Effectiveness of methods of air cooling at the inlet of the gas turbine of compressor stations depending on climatic conditions]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace technics and technology*, 2015, no. 1 (118), pp. 95–98.
- [3] Radchenko A. N., Kantor S. A. *Otsenka potentsiala okhlazhdeniya vozdukha na vkhode gazoturbinnnykh ustanovok transformatsiyey teploty otrabotannykh gazov v teploispolzuyushchikh kholodilnykh mashinakh* [Evaluation of the potential of cooling the air at the inlet of gas turbine plants by transforming the heat of exhaust gases in chillers]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace technics and technology*, 2014, no. 4 (111), pp. 56–59.
- [4] 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. — 15 p.
- [5] Bortmany, J. N. Assessment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air [Text] / J. N. Bortmany // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. — Paper GT-2002-30657. — 12 p.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

С повышением температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе термодинамическая эффективность газотурбинных установок (ГТУ) снижается [1, 4, 5]. Так, для ГТУ производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» с повышением температуры $t_{\text{нв}}$ на 10 °C уменьшается КПД на 0,8...1,0% в абсолютных и на 2,7...2,8% в относительных величинах. Удельный расход топлива ГТУ при этом возрастает на 7...8 г/(кВт·ч). Повысить эффективность ГТУ и за счет этого сократить расход топлива при высоких температурах $t_{\text{нв}}$ воздуха на входе можно путем его предварительного охлаждения теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), трансформирующими в холод теплоту отработанных газов [2, 3, 5]. Снижение температуры воздуха $\Delta t = t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}}$ зависит от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ и охлажденного в ТХМ воздуха $t_{\text{в2}}$, которая определяется температурой хладоносителя $t_{\text{х}}$ (рабочего тела ТХМ), т.е. типом ТХМ [1–3]. Так, в эжекторных хладоновых холодильных машинах (ЭХМ) при использовании низкокипящих рабочих тел (НРТ) воздух можно охладить до температуры $t_{\text{в2}} = 10$ °C и ниже ($t_{\text{х}} = 2...3$ °C и ниже), а в абсорбционных бромистолитиевых (АБХМ) машинах, как правило, до $t_{\text{в2}} = 15$ °C и выше ($t_{\text{х}} \approx 7$ °C).

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Исследованию трансформации сбросной теплоты отработанных газов в холод с охлаждением воздуха на входе ГТУ посвящено ряд публикаций, в частности [4, 5]. В работах [4, 5] рассмотрены термотрансформаторы комбинированного типа с теплоиспользующими абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) в качестве высокотемпературной ступени охлаждения наружного воздуха от текущей температуры $t_{\text{нв}}$ до температуры $t_{\text{в2}} = 15$ °C и эжекторной холодильной машиной (ЭХМ) как низкотемпературной ступенью. Показано, что их применение для охлаждения воздуха на

входе ГТУ особенно целесообразно при трансформации теплоты в холод в ГТУ регенеративного типа с нагревом сжатого воздуха перед камерой сгорания газами после турбины, в которых температура отработанных газов сравнительно невысокая (около 250 °C), т.е. при ограниченном тепловом потенциале отработанных газов ГТУ. Однако не исследованы вопросы повышения эффективности охлаждения воздуха на входе ГТУ термотрансформаторами комбинированного типа в межсезонье (весенние и осенние месяцы), когда тепловая нагрузка на них (прежде всего на высокотемпературную абсорбционную бромистолитиевую ступень) сокращается, путем использования избыточной теплоты отработанных газов для более глубокого охлаждения воздуха, которое в летние месяцы повышенных тепловых нагрузок невозможно из-за ограниченного теплового потенциала отработанных газов регенеративных ГТУ.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ — повышение эффективности охлаждения воздуха на входе ГТУ путем его более глубокого охлаждения при пониженной тепловой нагрузке на термотрансформаторы в межсезонье из-за снижения температуры наружного воздуха.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Эффективность охлаждения воздуха на входе ГТУ зависит от снижения его температуры Δt и продолжительности τ подачи в ГТУ охлажденного воздуха, т.е. климатических условий и типа ТХМ. Снижение температуры воздуха $\Delta t = t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}}$ зависит от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ и охлажденного в ТХМ воздуха $t_{\text{в2}}$, которая определяется температурой хладоносителя $t_{\text{х}}$ (рабочего тела ТХМ), т.е. типом ТХМ [1–3]. Так, в эжекторных хладоновых холодильных машинах (ЭХМ) при использовании низкокипящих рабочих тел (НРТ) воздух можно охладить до температуры $t_{\text{в2}} = 10$ °C и ниже ($t_{\text{х}} = 2...3$ °C и ниже), а в наиболее распространенных абсорбционных бромистолитиевых (АБХМ) машинах, как правило, до $t_{\text{в2}} = 15$ °C и выше ($t_{\text{х}} \approx 7$ °C).

Установленная (проектная) холодильная мощность (холодопроизводительность) ТХМ Q_0 , с одной стороны, должна покрывать затраты холода на охлаждение воздуха на входе ГТУ в течение как можно большего времени эксплуатации ГТУ в году, обеспечивая наибольший суммарный (годовой) эффект в виде экономии топлива. С другой стороны, установленная холодопроизводительность ТХМ Q_0 не должна быть завышенной, чтобы большую часть года ТХМ эксплуатировалась при нагрузках, близких номинальной (проектной). Иначе будет иметь место невысокий коэффициент использования ТХМ (эксплуатация не на полную нагрузку), а при заниженной Q_0 , наоборот, — недоохлаждение воздуха на входе ГТУ при высоких наружных температурах $t_{\text{нв}}$.

Значения годовой экономии топлива $B_{\text{т.10МВт}}$ за счет охлаждения воздуха на входе ГТУ мощностью $N_e = 10$ МВт в зависимости от соответствующих затрат холодопроизводительности (установленной холодильной мощности ТХМ) $Q_{0.10\text{МВт}}$ при температурах охлажденного воздуха на входе $t_{\text{в2}} = 7$ и 10°C (ВХМ или ЭХМ) и $t_{\text{в2}} = 15$ и 20°C (АБХМ) для газотурбокомпрессорного агрегата ГТК-10-4 Южнобугской компрессорной станции (с. Любашевка, Николаевская обл.) приведены на рис. 1. При этом для регенеративной ГТУ ГТК-10-4 при снижении температуры воздуха на входе на 1°C удельный расход топлива уменьшается на величину $\Delta b_e = 0,7$ г/(кВт·ч), расход воздуха $G_{\text{в.10МВт}} = 80$ кг/с, с учетом чего затраты холодильной мощности на охлаждение воздуха: $Q_{0.10\text{МВт}} = (c_{\text{вл}} \cdot \xi \cdot \Delta t) G_{\text{в.10МВт}}$, где ξ — коэффициент влаговываждения, т.е. отношение полного количества теплоты (разности энтальпий воздуха на входе и выходе из ВО), отведенной от влажного воздуха в ВО, к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур Δt .

Как видно, при охлаждении воздуха на входе ГТУ до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ в ЭХМ установленной холодильной мощности $Q_{0.10\text{МВт}} = 2700$ кВт достаточно,

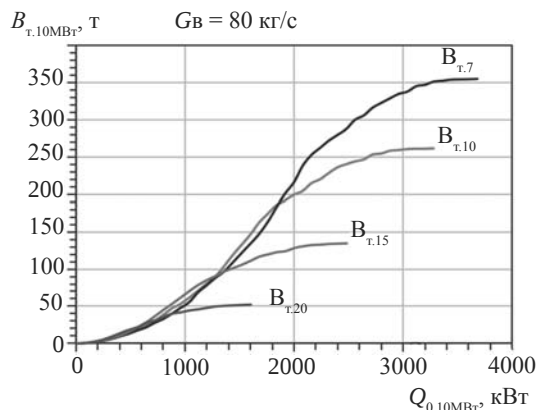


Рис. 1. Значения годовой экономии топлива $B_{\text{т.10МВт}}$ за счет охлаждения воздуха на входе ГТУ $N_e = 10$ МВт в зависимости от затрат холодопроизводительности $Q_{0.10\text{МВт}}$ при различных температурах охлажденного воздуха от текущих $t_{\text{нв}}$ $t_{\text{в2}}$: $B_{\text{т.7...20}}$ при $t_{\text{в2}} = 7$ и 10°C (АБХМ-ЭХМ) и $t_{\text{в2}} = 15$ и 20°C (АБХМ), с. Любашевка Николаевской обл., 2009 г.

чтобы получить годовую экономию топлива 250 т. Использование более крупной ЭХМ установленной холодильной мощностью $Q_{0.10\text{МВт}} = 3300$ кВт (на 25% больше) хотя и обеспечит охлаждение воздуха от текущих $t_{\text{нв}}$ до предельно низкой температуры $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ в часы максимальных температур $t_{\text{нв}}$, но приращение годовой экономии топлива будет незначительным: 10...15 т, т.е. не более 5% ее величины 250 т при $Q_{0.10\text{МВт}} = 2700$ кВт. Поэтому установленная холодильная мощность $Q_{0.10\text{МВт}} = 2700$ кВт является рациональной для ЭХМ в конкретных климатических условиях.

Для удобства пересчета на ГТУ другой мощности данные по экономии топлива удобно представлять в относительных (удельных) величинах — в виде экономии топлива, приходящейся на 1 кВт мощности ГТУ, т.е. $B_{\text{т.у1}} = B_{\text{т.10МВт}}/N_e$, в зависимости от затрат удельной холодильной мощности ТХМ, приходящейся на единичный расход воздуха (при $G_{\text{в}} = 1$ кг/с): $q_0 = Q_0/G_{\text{в.10МВт}}$ за год или месяц, как показано на рис. 2.

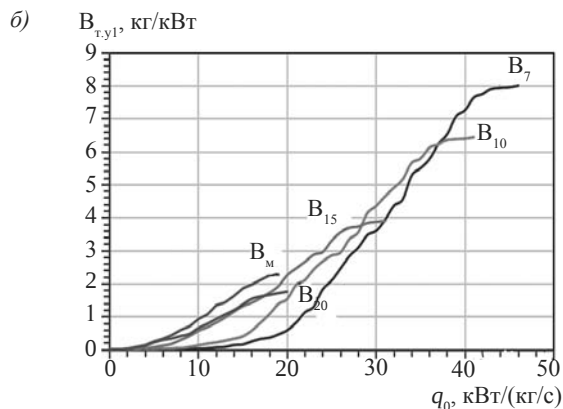
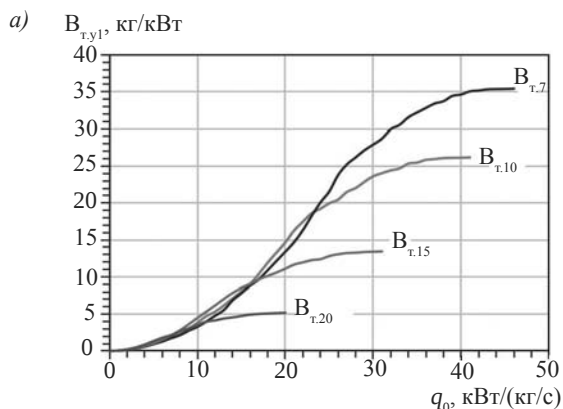


Рис. 2. Значения годовой удельной экономии топлива $B_{\text{т.у1}} = B_{\text{т.10МВт}}/N_e$ в зависимости от затрат удельной холодильной мощности ТХМ q_0 ($G_{\text{в}} = 1$ кг/с) при температурах охлажденного воздуха $t_{\text{в2}}$:

$B_{\text{т.у17...20}}$ при $t_{\text{в2}} = 7$ и 10°C (АБХМ-ЭХМ) и $t_{\text{в2}} = 15$ и 20°C (АБХМ), с. Любашевка Николаевской обл., за 2009 г. (а) и июль 2009 г. (б)

Для рассматриваемых климатических условий при охлаждении воздуха на входе ГТУ до температуры $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ при удельной (приходящейся на единичный расход воздуха $G_b = 1 \text{ кг/с}$) холодильной мощности ЭХМ $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$ значения удельной, приходящейся на 1 кВт мощности, экономии топлива $B_{т,10}$ за 2011 г. составляют 25 кг/кВт при сохранении высоких темпов ее наращивания (рис. 2, а). Из-за падения темпов наращивания $B_{т,10}$ после $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$ не происходит заметного возрастания $B_{т,10}$: при увеличении q_0 от 34 до 40 кВт/(кг/с) (18%) величина $B_{т,10}$ возрастает всего лишь на 1 кВт/(кг/с) (4%). В то же время 18%-е увеличение холодильной мощности ЭХМ вызывает существенное возрастание капитальных затрат. Удельную холодильную мощность ЭХМ $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$ принимают за рациональную и исходя из нее выбирают полную установленную холодильную мощность термотрансформатора в соответствии с расходом воздуха через ГТУ: $Q_0 = G_b \cdot q_0$, кВт.

Как видно из рис. 2, а, при охлаждении воздуха на входе ГТУ от текущих $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ установленной удельной холодильной мощности $q_0 = 24 \text{ кВт/(кг/с)}$ достаточно, чтобы получить годовую удельную экономию топлива 13 кг/кВт. Для охлаждения воздуха на входе ГТУ от текущих $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ в ЭХМ потребуется установленная удельная холодильная мощность $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$, что обеспечит годовую удельную экономию топлива 25 кг/кВт, тогда как для охлаждения в ЭХМ воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 7^\circ\text{C}$ потребуется установленная удельная холодильная мощность $q_0 = 38 \text{ кВт/(кг/с)}$, для получения которой отсутствует достаточное количество теплоты из-за недостаточно высокой температуры отработанных газов регенеративной ГТУ.

Как видно из рис. 2, б, для охлаждения воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ (в ЭХМ) в июле месяце рациональной установленной удельной холодильной мощности

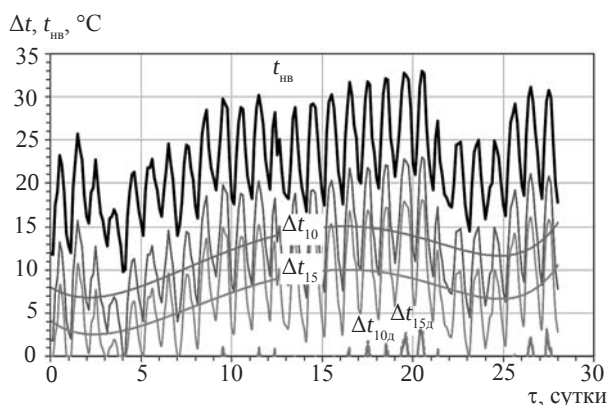


Рис. 3. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, снижения температуры Δt воздуха на входе ГТУ от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ (в АБХМ и ЭХМ-ступенях) и до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ (в АБХМ), недоохлаждения Δt_{10} и Δt_{15} воздуха на входе ГТУ по сравнению с потенциально возможным его снижением Δt от текущих значений $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ и $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$

$q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$, определяемой по годовой экономии топлива (рис. 2, а), недостаточно для получения максимальной экономии топлива в наиболее теплом месяце июле. Однако при этом недоохлаждение воздуха Δt_{10} из-за дефицита холодопроизводительности совсем незначительное по сравнению с потенциально возможными значениями снижения температуры воздуха Δt_{10} до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ (в ЭХМ) и имеет место всего лишь 3...4 дня на протяжении 2...3 часов для климатических условий Южнобугской компрессорной станции (с. Любашевка, Николаевская обл., 2011 г.) на рис. 3.

Хотя при охлаждении воздуха до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ установленной удельной холодильной мощности $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$, выбранной исходя из годовой экономии топлива (рис. 2, а), и недостаточно для достижения максимальной экономии топлива в июле месяце — при требуемой $q_0 = 36 \text{ кВт/(кг/с)}$ согласно рис. 2, б, но в другие месяцы — при менее высоких температурах наружного воздуха $t_{нв}$ и, соответственно, при снижении тепловой нагрузки на АБХМ-ступень удельной холодильной мощности $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$ вполне хватает для получения максимальной удельной экономии топлива $B_{т,у1} = B_{т,10\text{МВт}}/N_e$ при более глубоком охлаждении воздуха до $t_{в2} = 7^\circ\text{C}$ (при $t_0 = 0...2^\circ\text{C}$): $B_{т,у1} = 4,7$ и $5,2 \text{ кг/кВт}$ в мае и сентябре, и тем более в апреле и октябре месяцах (рис. 4).

При этом избыток холодильной мощности q_0 , образующийся в результате снижения тепловой нагрузки на АБХМ-ступень, может быть реализован в ЭХМ-ступени для более глубокого охлаждения воздуха до $t_{в2} = 7^\circ\text{C}$.

Следует учесть, что с понижением t_0 от $t_0 = 4...5^\circ\text{C}$ (при $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$) до $t_0 = 0...2^\circ\text{C}$ ($t_{в2} = 7^\circ\text{C}$) сохранение неизменной удельной холодильной мощности $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$ возможно только при условии повышения теплового коэффициента ЭХМ ζ , что в действительности и происходит с понижением температуры наружного воздуха $t_{нв}$ в более прохладные месяцы, соответственно, его температуры по мокрому термометру t_m и температуры конденсации НРТ в ЭХМ t_k с системой обратного охлаждения в градирне некрогого типа.

Зависимости теплового коэффициента ЭХМ ζ от температуры конденсации t_k при разных температурах кипения НРТ R142b в испарителе $t_0 = 2$ и 5°C приведены на рис. 5.

Как видно, значения теплового коэффициента ЭХМ ζ при температуре конденсации $t_k = 25^\circ\text{C}$ ($t_{нв} \approx 30^\circ\text{C}$ и соответственно $t_m = 20...22^\circ\text{C}$) и температуре кипения НРТ R142b в испарителе $t_0 = 5^\circ\text{C}$ (при охлаждении воздуха до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$) составляют $\zeta \approx 0,30$. При понижении температуры наружного воздуха $t_{нв}$ в прохладные месяцы до $t_{нв} \approx 20...25^\circ\text{C}$, его температуре по мокрому термометру $t_m = 15...17^\circ\text{C}$ и температуре конденсации R142b в ЭХМ $t_k \approx 20^\circ\text{C}$

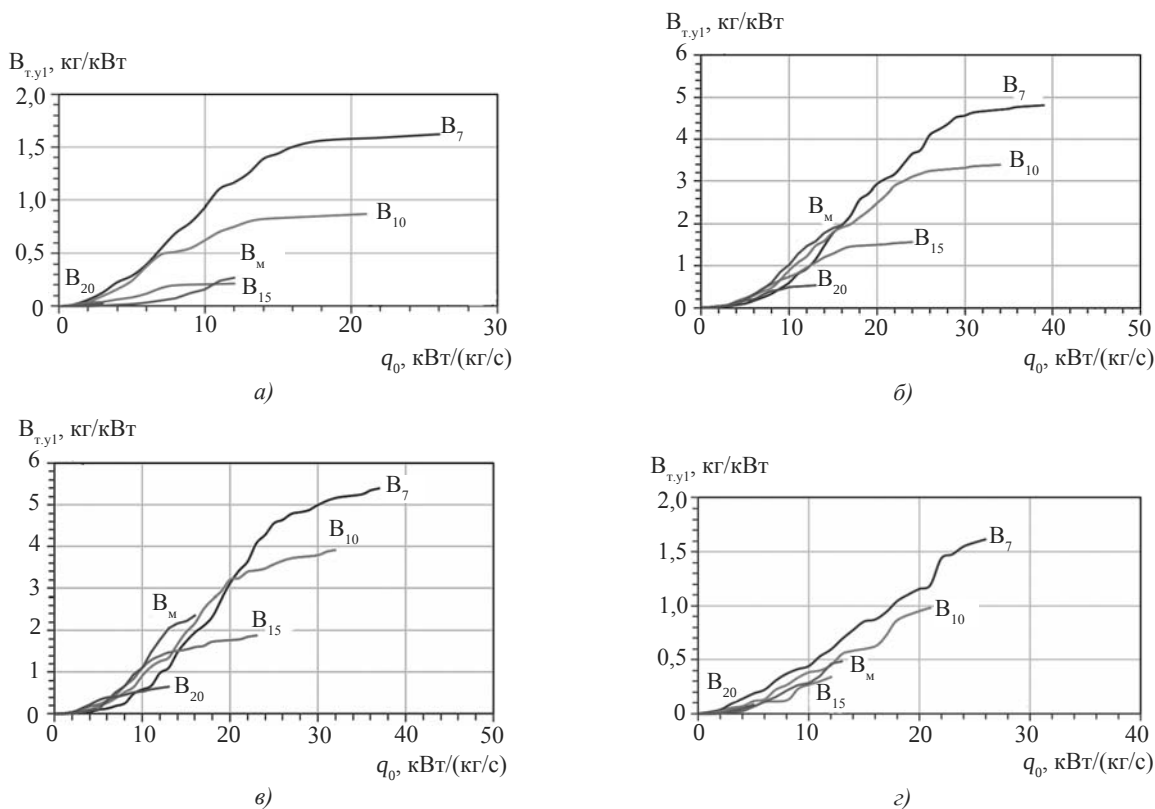


Рис. 4. Значения годовой удельной экономии топлива $B_{т.г.л} = B_{т.10MBT}/N_e$ в зависимости от затрат удельной холодильной мощности ТХМ q_0 ($G_b = 1$ кг/с) при температурах охлажденного воздуха $t_{к2}$: $B_{т.г.л7...20}$ при $t_{к2} = 7$ и 10 °С (АБХМ-ЭХМ) и $t_{к2} = 15$ и 20 °С (АБХМ), с. Любашевка Николаевской обл., за 2009 г.: а — апрель; б — май; в — сентябрь; г — октябрь

значения теплового коэффициента ЭХМ ζ достаточно высокие и при более низкой температуре кипения R142b в испарителе $t_0 = 0...2$ °С (при глубоком охлаждении воздуха до $t_{к2} = 7$ °С): $\zeta > 0,30$. Таким образом, за счет более низкой температуры конденсации R142b в ЭХМ t_k в прохладные периоды значения теплового коэффициента ЭХМ ζ остаются достаточными, чтобы обеспечивать холодопроизводительность, близкую установленной холодильной мощности $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) и при более глубоком охлаждении воздуха до $t_{к2} = 7$ °С (при низких $t_0 = 0...2$ °С). В результате, благодаря охлаждению воздуха до более низкой температуры $t_{к2} = 7$ °С (по сравнению с $t_{к2} = 10$ °С) получают дополнительную экономию топлива.

Дополнительные прибавки к удельной экономии топлива (к экономии топлива B_{10} при охлаждении воздуха до температуры $t_{к2} = 10$ °С, использованной при определении проектной — установленной холодопроизводительности $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) исходя из годовой экономии топлива согласно рис. 2, а) рассчитывают ежемесячно как разность $\Delta B_{т.г.л} = B_7 - B_{10}$ в соответствии с рис. 4.

Результаты расчета увеличенной экономии топлива $B_{т.г.л(7-10)}$ в удельных величинах (экономии топлива, приходящейся на единицу расход воздуха

$G_b = 1$ кг/с) за счет более глубокого охлаждения воздуха до температуры $t_{к2} = 7$ °С в прохладные периоды по сравнению с экономией топлива B_{10} при его круглогодичном охлаждении до температуры $t_{к2} = 10$ °С приведены на рис. 6.

Как видно, за счет более глубокого охлаждения воздуха до температуры $t_{к2} = 7$ °С в прохладные периоды получают дополнительное приращение годовой

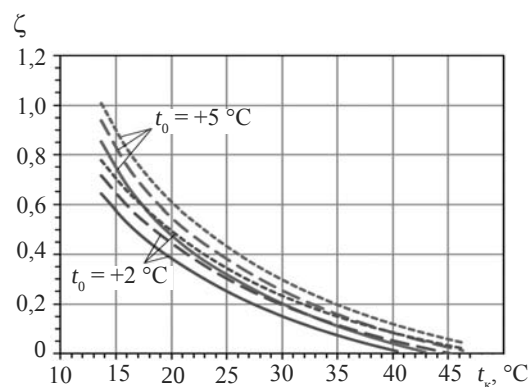


Рис. 5. Зависимости теплового коэффициента от температуры конденсации t_k для температур кипения в испарителе-воздухоохладителе на входе ГТУ $t_0 = 2$ и 5 °С при разных температурах кипения R142b в генераторе t_r : — $t_r = 70$ °С; - - - $t_r = 80$ °С; ···· $t_r = 90$ °С

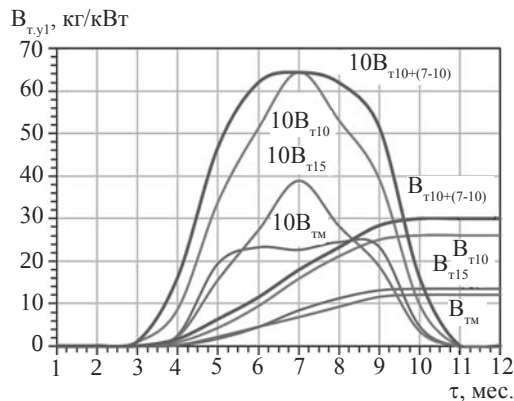


Рис. 6. Значения удельной (приходящейся на единицу расход воздуха $G_b = 1 \text{ кг/с}$) экономии топлива ежемесячной B_t и суммарной по нарастающей годовой экономии за счет охлаждения воздуха на входе ГТУ от текущей наружной температуры $t_{нв}$ до конечных $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ (в АБХМ-ЭХМ) и 15°C (в АБХМ), увеличенной экономии топлива $B_{т10+(7-10)}$ за счет более глубокого охлаждения воздуха до температуры $t_{в2} = 7^\circ\text{C}$ в прохладные периоды, а также экономии топлива в результате увлажнения воздуха до температуры по мокрому термометру t_m в течение 2009 г. (с. Любашевка, Николаевская обл.)

экономии топлива $B_{т10+(7-10)}$ примерно на 15% по сравнению ее величиной $B_{т10}$ при круглогодичном охлаждении воздуха до температуры $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$. Практически постоянная величина экономии топлива $B_{т10+(7-10)}$

в самые теплые летние месяцы обусловлена ограничением по установленной холодопроизводительности $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$, которая, в свою очередь, ограниченным тепловым потенциалом отработанных газов регенеративных ГТУ. Дальнейшее увеличение экономии топлива возможно путем повышения эффективности трансформации теплоты в холод (теплового коэффициента ζ), в частности, применением в ЭХМ двухступенчатого эжектирования, переходом на каскадные АБХМ-ЭХМ с использованием высвобождающейся холодопроизводительности при снижении тепловой нагрузки на высокотемпературную АБХМ-ступень охлаждения при снижении температуры наружного воздуха $t_{нв}$ для более глубокого охлаждения воздуха в низкотемпературной ЭХМ-ступени термотрансформатора.

ВЫВОДЫ. Выявлены резервы повышения эффективности работы термотрансформаторов в прохладные периоды при снижении тепловой нагрузки путем более глубокого охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ с получением дополнительной экономии топлива при ограниченном тепловом потенциале сбросной теплоты отработанных газов. Определены условия реализации высвобождаемой теплоты для глубокого охлаждения воздуха на входе ГТУ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Николаевские газовые турбины промышленного применения [Текст]. — Николаев : ГП НПКГТ «Зоря»–«Машпроект», 2004. — 20 с.
- [2] Радченко, А. Н. Эффективность способов охлаждения воздуха на входе ГТУ компрессорных станций в зависимости от климатических условий [Текст]/А. Н. Радченко, С. А. Кантор //Авиационно-космическая техника и технология. — 2015. — № 1 (118). — С. 95–98.
- [3] Радченко, А. Н. Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах [Текст]/А. Н. Радченко, С. А. Кантор // Авиационно-космическая техника и технология. — 2014. — № 4 (111). — С. 56–59.
- [4] 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. — 15 p.
- [5] Bortmany, J. N. Assessment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air [Текст]/J. N. Bortmany // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. — Paper GT-2002-30657. — 12 p.

© А. М. Радченко, С. А. Кантор

Надійшла до редколегії 04.09.2015

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК
д-р техн. наук, проф. С. І. Сербін