

DOI 10.15589/jnn20150211

УДК 621.438:621.57

P15

METHOD OF THE DETERMINATION OF THE RATIONAL
CHARACTERISTICS OF THE THERMOTRANSFORMER FOR
COOLING THE AIR AT THE INLET REGENERATIVE GTU

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ
ХАРАКТЕРИСТИК ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА
ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ГТУ

Andrii M. Radchenko
andrii.radchenko@nuos.edu.ua
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,
инженер²

¹Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv

²«Plant «Ekvator» PJSC

¹Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев

²ПАО «Завод «Экватор», г. Николаев

Abstract. The method of the determination of the rational performance characteristics of the thermotransformer for cooling the air at the inlet of regenerative gas turbine unit (GTU) with heating the compressed air before combustion chamber by turbine exhaust gases has been suggested. The method enables calculating the rational installed refrigeration capacity and temperature regimes, providing maximal fuel saving in conditions of limited heat potential of the exhaust gas waste heat. The main characteristics of the method are shown for the waste heat-recovery ejector cooling machine utilizing the waste heat of GTU as an example of thermotransformer. The results of calculation of some performance characteristics of the ejector cooling machine (specific refrigeration capacity and specific waste heat rate of the exhaust gas, coefficient of performance, gas turbine inlet air temperature drop during cooling), which allow selecting the boiling temperature of refrigerant in the high pressure refrigerant vapour generator of the ejector cooling machine for the given boiling temperature of refrigerant in the gas turbine inlet air cooler are represented.

Keywords: heat transformation; waste heat-recovery cooling machine; gas turbine unit.

Аннотация. Предложен метод определения рациональных характеристик термотрансформатора для охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ с нагревом сжатого воздуха перед камерой сгорания газами после турбины. В качестве термотрансформатора рассмотрена теплоиспользующая эжекторная холодильная машина, утилизирующая теплоту отработанных газов ГТУ. Метод позволяет рассчитывать рациональные установленную холодильную мощность и температурные режимы, обеспечивающие максимальную экономию топлива в условиях ограниченного теплового потенциала сбросной теплоты отработанных газов.

Ключевые слова: трансформация теплоты; теплоиспользующая холодильная машина; газотурбинная установка.

Анотація. Запропоновано метод визначення раціональних характеристик термотрансформатора для охолодження повітря на вході регенеративних ГТУ з нагрівом стисненого повітря перед камерою згоряння газів після турбіни. Як термотрансформатор розглянуто тепловикористовуючу ежекторну холодильну машину, що утилізує теплоту відпрацьованих газів ГТУ. Метод дозволяє розраховувати раціональні встановлену холодильну потужність і температурні режими, які забезпечують максимальну економію палива в умовах обмеженого теплового потенціалу скидної теплоти відпрацьованих газів.

Ключові слова: трансформація теплоти; тепловикористовуюча холодильна машина; газотурбінна установка.

REFERENCES

- [1] *Nikolaevskie gazovye turbiny promyshlennogo primeneniya* [Mykolaiv gas turbines of industrial use]. Nikolaev, GP NPKGT «Zorya» – «Mashproekt» Publ., 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 the ways of cooling the air at the inlet of the GTU compressor stations, depending on climatic conditions]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace technic and technology*, 2015, no. 1, issue 118, pp. 95–98.
- [3] Radchenko A. N., Kantor S. A. Otsenka potentsiala okhlazhdeniya vozdukha na vkhode gazoturbinnnykh ustanovok transformatsiei teploty otrabotannykh gazov v teploispolzuyushchikh kholodilnykh mashinakh [Estimation of the potential of cooling the air at the inlet of gas turbine units by transforming the exhaust gases heat in the waste heat-recovery cooling machines]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace technic and technology*, 2014, no. 4, issue 111, pp. 56–59.
- [4] Bhargava R., Meher-Homji C. B. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging. *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*, paper GT-2002-30560, 15 p.
- [5] Bortmany J. N. Assesstment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air. *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. Paper GT-2002-30657, 12 p.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

С увеличением температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе термодинамическая эффективность ГТУ снижается (удельный расход топлива b_e возрастает, а мощность падает) [1, 4, 5], поэтому его охлаждение позволяло бы поддерживать высокую топливную экономичность ГТУ при повышенных $t_{\text{нв}}$. Для этого целесообразно использовать холод, полученный за счет теплоты отработанных газов. В качестве таких термотрансформаторов применяют теплоиспользующие холодильные машины (ТХМ) [2, 3, 5].

Эффективность трансформации теплоты в холод в ТХМ характеризуется тепловым коэффициентом ζ — отношением генерируемой холодопроизводительности Q_0 к потребляемой теплоте, например, газов Q_r . Тепловой коэффициент эжекторных холодильных машин (ЭХМ) $\zeta=0,15\dots0,35$, что намного ниже, чем абсорбционных бромисто-литиевых холодильных машин (АБХМ): $\zeta=0,6\dots0,8$ [2, 3, 5]. В то же время глубина охлаждения воздуха, помимо распадаемой теплоты и эффективности ее трансформации, зависит еще и от температуры хладоносителя, подаваемого в воздухоохладитель на входе ГТУ. В АБХМ можно снизить температуру воздуха до $t_{\text{в2}} \approx 15^\circ\text{C}$ (температура холодной воды $t_{\text{хв}} = 7\dots10^\circ\text{C}$), а в ЭХМ на низкипящем рабочем теле (НРТ) — хладоне (температура кипящего хладона $t_0 = 0\dots5^\circ\text{C}$) — до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ и ниже.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Исследованию охлаждения воздуха на входе ГТУ трансформацией теплоты отработанных газов посвящено немало публикаций, в частности [4, 5]. Однако в них тепловой коэффициент термотрансформатора либо принимался постоянным, и не учитывалось изменение климатических условий эксплуатации, а соответственно и тепловой нагрузки (холодопроизводительности) термотрансформатора, либо же вопросы выбора рациональной установленной (спецификационной)

холодопроизводительности и других характеристик термотрансформатора, обеспечивающих максимальную экономию топлива в условиях ограниченного теплового потенциала сбросной теплоты, вообще не ставились.

Однако в ГТУ регенеративного типа с нагревом сжатого воздуха перед камерой сгорания газами после турбины температура отработанных газов сравнительно невысокая (около 250°C), что резко сужает возможности получения холода, особенно при невысокой эффективности трансформации теплоты.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ — разработка метода определения рациональных характеристик трансформации теплоты отработанных газов теплоиспользующей холодильной машиной для охлаждения воздуха на входе ГТУ с учетом климатических условий.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

При эксплуатации ГТУ имеют место как сезонные, так и суточные колебания климатических условий. На рис. 1 приведено изменение температуры $t_{\text{нв}}$, относительной влажности ϕ и влагосодержания d наружного воздуха в течение июля 2009 г. для Южнобугской компрессорной станции (с. Любашевка, Николаевская обл.).

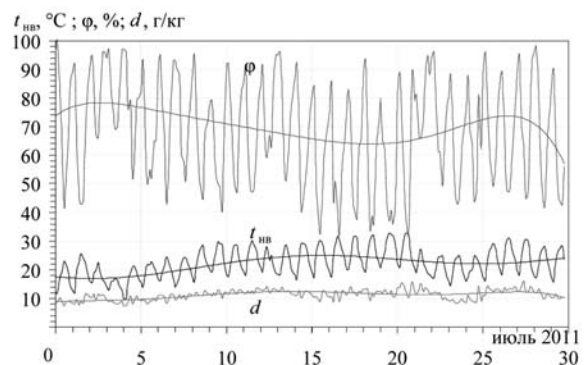


Рис. 1. Изменение температуры $t_{\text{нв}}$, относительной влажности ϕ и влагосодержания d наружного воздуха на протяжении июля 2009 г. (с. Любашевка, Николаевская обл.)

Как видно, в течение суток наблюдаются весьма существенные колебания температуры $t_{\text{нв}}$ и относительной влажности $\phi_{\text{нв}}$ наружного воздуха, причем в противоположных направлениях, когда максимумам температур соответствуют минимумы влажности. Поскольку процессы охлаждения влажного воздуха сопровождаются конденсацией водяных паров, то отвод теплоты конденсации связан с дополнительными (по сравнению с охлаждением сухого воздуха) затратами холодопроизводительности Q_0 . С целью обобщения результатов в дальнейшем вместо абсолютных величин холодопроизводительности Q_0 рассматриваются удельные, приходящиеся на единичный расход воздуха ($G_{\text{в}} = 1 \text{ кг/с}$) или газа, величины холодопроизводительности (холодильной мощности) $q_0 = Q_0/G_{\text{в}} = \xi c_{\text{вл}}(t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}})$, кВт/(кг/с), где $c_{\text{вл}}$ — теплоемкость влажного воздуха; ξ — коэффициент влаговываждения, представляющий собой отношение полного количества теплоты (разности энтальпий воздуха на входе и выходе из воздухоохладителя), отведенной от влажного воздуха в воздухоохладителе (ВО), к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур по сухому термометру $t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}}$. Значение коэффициента влаговываждения ξ характеризует направление процесса охлаждения воздуха в ВО и зависит от снижения температуры воздуха $\Delta t = t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}}$, а также уменьшения влагосодержания $\Delta d = d_{\text{нв}} - d_{\text{в2}}$, которые, в свою очередь, — от соответствующих относительных влажностей $\phi_{\text{нв}}$ и $\phi_{\text{в2}}$, а также $t_{\text{нв}}$ и $t_{\text{в2}}$, меняющихся в течение суток. Величина $\xi = 1$ отвечает условиям охлаждения без выпадения влаги.

О величине снижения температуры воздуха $\Delta t = t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}}$ на входе ГТУ и соответствующих затратах удельной холодопроизводительности q_0 для АБХМ и ЭХМ, а также о снижении температуры наружного воздуха $\Delta t_{\text{м}}$ до температуры мокрого термометра $t_{\text{м}}$ в результате увлажнения воздуха до состояния насыщения ($\phi = 100\%$) можно судить по рис. 2.

Таким образом, удельные холодопроизводительности $q_{0,10}$, требуемые для охлаждения наружного воздуха на входе ГТУ до температуры $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ в ЭХМ на величину Δt_{10} , практически не превышают $q_{0,10} = 35 \text{ кВт/(кг/с)}$ в течение июля 2009 г., а до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ: $q_{0,15} = 25 \text{ кВт/(кг/с)}$.

Поскольку холодопроизводительность q_0 , необходимая для охлаждения влажного воздуха на входе ГТУ, зависит от ее затрат на конденсацию водяных паров, характеризуемую коэффициентом влаговываждения ξ : $q_0 = \xi c_{\text{вл}}(t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}})$, который, в свою очередь, — от температуры $t_{\text{нв}}$ и относительной влажности ϕ наружного воздуха, сильно меняющихся в течение суток (рис. 1), то при определении рациональных характеристик процессов охлаждения воздуха на входе ГТУ и трансформации теплоты отработанных газов ГТУ в холод следует учитывать изменение коэффициента влаговываждения ξ и, как следствие, холодопроизводительности q_0 в течение суток (рис. 3), месяца (рис. 4) и так на протяжении всего года.

Из рис. 3 следует, что экстремумы ξ и $t_{\text{нв}}$ (соответственно и Δt) взаимно противоположны. Чем меньше глубина охлаждения, Δt_{10} , тем больше сближение во времени максимальных удельных тепловых нагрузок $q_{0,10}$ на воздухоохладитель и температуры $t_{\text{нв}}$, и наоборот, чем больше глубина охлаждения, Δt_{10} , тем больше смещение во времени максимальных тепловых нагрузок $q_{0,10}$ (наступает позже) и температуры $t_{\text{нв}}$, что вызвано увеличением затрат холода на конденсацию водяных паров из воздуха (увеличением скрытой теплоты конденсации с возрастанием ϕ и ξ).

О диапазоне изменения коэффициента влаговываждения ξ в процессе охлаждения воздуха от текущей наружной температуры $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ (в ЭХМ), снижения температуры наружного воздуха Δt_{10} в ЭХМ (до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$) и Δt_{15} в АБХМ ($t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$) на протяжении июля 2009 г. (с. Любашевка, Николаевская обл.) можно узнать по рис. 4. При этом, исходя из противоположной

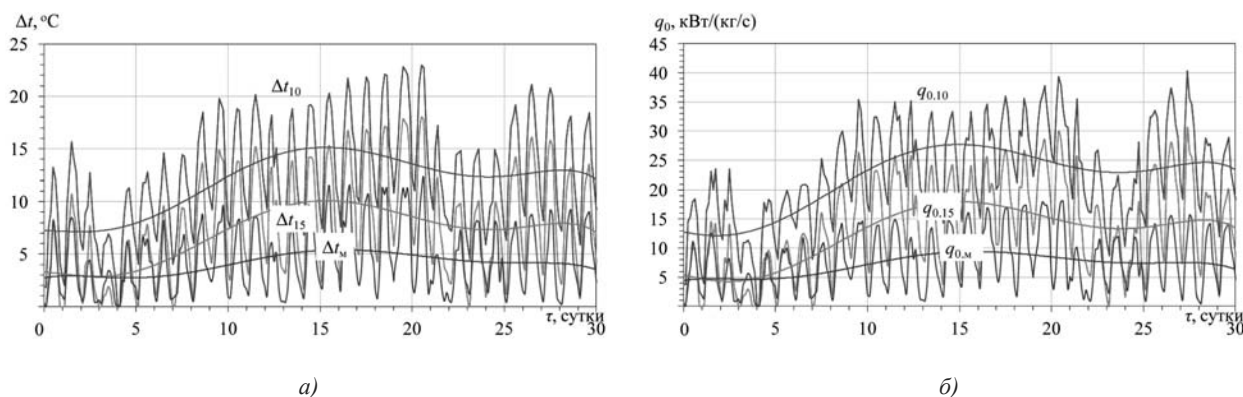


Рис. 2. Значения снижения температуры наружного воздуха до температуры $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ в ЭХМ на величину Δt_{10} , до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ на величину Δt_{15} , до температуры мокрого термометра $t_{\text{м}}$ на величину $\Delta t_{\text{м}}$ в результате увлажнения воздуха до состояния насыщения (а), а также удельные, приходящиеся на единичный расход воздуха $G_{\text{в}} = 1 \text{ кг/с}$, затраты холодопроизводительности q_0 в течение июля 2009 г. (с. Любашевка, Николаевская обл.) (б)

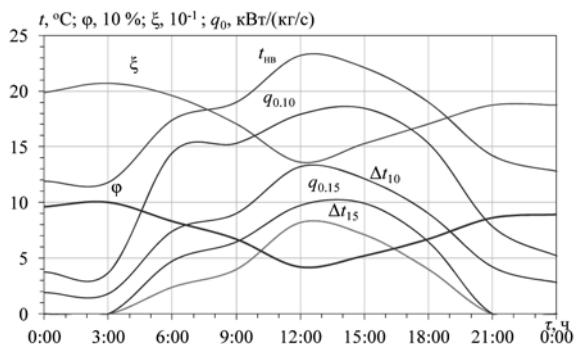


Рис. 3. Текущие значения температуры $t_{нв}$ и относительной влажности ϕ наружного воздуха, коэффициента влаговыведения ξ в процессе охлаждения воздуха от текущей наружной температуры $t_{нв}$ до $t_{в2}=10^\circ\text{C}$ (в ЭХМ), снижения температуры наружного воздуха Δt_{10} в ЭХМ (до $t_{в2}=10^\circ\text{C}$) и Δt_{15} в АБХМ ($t_{в2}=15^\circ\text{C}$), соответствующие затраты удельной холодопроизводительности $q_{0.10}$ и $q_{0.15}$ в течение 7.07.2009 г. (с. Любашевка, Николаевская обл.)

направленности экстремумов Δt и ξ , суточным максимумам Δt и q^0 соответствуют близкие минимальным значениям коэффициенты влаговыведения ξ (рис. 3 и 4).

Как видно, значения коэффициента влаговыведения ξ в процессе охлаждения наружного воздуха от текущей наружной температуры $t_{нв}$ до $t_{в2}=10^\circ\text{C}$ (в ЭХМ) лежат в основном в диапазоне $\xi=1,5\dots2,0$, а снижения температуры наружного воздуха Δt_{10} в ЭХМ (до $t_{в2}=10^\circ\text{C}$) и Δt_{15} в АБХМ ($t_{в2}=15^\circ\text{C}$) — в диапазонах $\Delta t_{10}=15\dots20^\circ\text{C}$ и $\Delta t_{15}=10\dots15^\circ\text{C}$.

Поскольку имеют место значительные суточные колебания величины снижения температуры наружного воздуха $\Delta t=t_{нв}-t_{в2}$ в результате его охлаждения в ТХМ, а следовательно, получаемого эффекта за счет охлаждения воздуха на входе ГТУ в виде сокращения удельного потребления топлива Δb_e и соответствующих затрат удельной холодопроизводительности q_0 , то необходимо решать задачу определения рациональной установленной (спецификационной) холодопроизводительности (холодильной мощности) Q_0 и, соответственно, ее удельной величины q_0 , обеспечивающей достижение максимальной годовой экономии топлива. Иначе при завышенных Q_0 и q_0 будет невысокий коэффициент использования ТХМ (эксплуатация не на полную мощность и, следовательно, завышенные капитальные затраты на ТХМ), а при заниженных Q_0 и q_0 , наоборот, — недоохлаждение воздуха на входе ГТУ при повышенных его температурах $t_{нв}$ (в часы пиковых тепловых нагрузок на ТХМ).

Значения удельной, приходящейся на 1 кВт мощности, экономии топлива $B_{\tau, \text{ул}}$ для ГТУ (спецификационная мощность 10 МВт) за счет охлаждения воздуха на входе от текущей наружной температуры $t_{нв}$ до разных конечных температур $t_{в2}$: $t_{в2}=15^\circ\text{C}$ — в АБХМ;

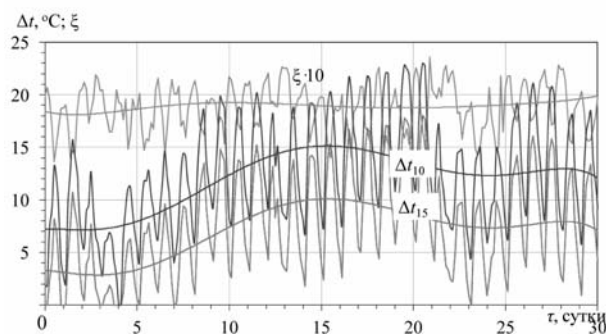


Рис. 4. Изменение коэффициента влаговыведения ξ в процессе охлаждения наружного воздуха от текущей температуры $t_{нв}$ до $t_{в2}=10^\circ\text{C}$ (в ЭХМ), снижения температуры наружного воздуха Δt_{10} в ЭХМ (до $t_{в2}=10^\circ\text{C}$) и Δt_{15} в АБХМ ($t_{в2}=15^\circ\text{C}$) на протяжении июля 2009 г. (с. Любашевка, Николаевская обл.)

$t_{в2}=10^\circ\text{C}$ — в ЭХМ в зависимости от удельных, приходящихся на единичный расход воздуха, затрат холодильной мощности $q_0=\xi c_{\text{вл}}(t_{нв}-t_{в2})$, кВт/(кг/с), при разных конечных температурах охлажденного воздуха $t_{в2}$ (июль 2009 г., с. Любашевка, Николаевская обл.) приведены на рис. 5.

При этом учитывали, что для ГТУ типа ДН70 (10 МВт), как и газотурбокомпрессорного агрегата ГТК-10-4 Южнобугской компрессорной станции (с. Любашевка, Николаевская обл.), при снижении температуры воздуха на входе на 1°C удельный расход топлива уменьшается на величину $\Delta b_e=0,7$ г/(кВт·ч) [1].

Для рассматриваемых климатических условий при охлаждении воздуха на входе ГТУ до температуры $t_{в2}=10^\circ\text{C}$ при удельной (на единичный расход воздуха $G_{\text{в}}=1$ кг/с) холодильной мощности ЭХМ $q_0=34$ кВт/(кг/с) значения удельной, приходящейся на 1 кВт мощности, экономии топлива $B_{\tau, 10}$ за 2009 г.

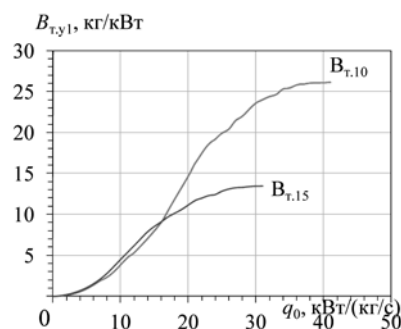


Рис. 5. Значения удельной экономии топлива $B_{\tau, \text{ул}}$ для ГТУ за счет охлаждения воздуха на входе в зависимости от удельных затрат холодильной мощности q_0 при разных температурах охлажденного воздуха $t_{в2}$: $t_{в2}=15^\circ\text{C}$ для АБХМ; $t_{в2}=10^\circ\text{C}$ — ЭХМ (июль 2009 г., с. Любашевка, Николаевская обл.)

составляют 25 кг/кВт при сохранении высоких темпов ее наращивания. Из-за падения темпов наращивания $B_{т10}$ после $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) не происходит заметного возрастания $B_{т10}$; при увеличении q_0 от 34 до 40 кВт/(кг/с) (18%) величина $B_{т10}$ повышается 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 $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) можно считать рациональной и, исходя из нее, выбирать полную установленную холодильную мощность термотрансформатора в соответствии с расходом воздуха через ГТУ: $Q_0 = G_b \cdot q_0$, кВт.

Поскольку тепловой коэффициент ЭХМ ζ значительно меньше его величины для АБХМ и при сравнительно невысоком тепловом потенциале отработавших газов регенеративных ГТУ ($t_{гт} \approx 250^\circ\text{C}$) может ограничивать глубину охлаждения воздуха на входе ГТУ Δt , то необходимо решать задачу определения верхней температуры в силовом (прямом) цикле ЭХМ, т. е. температуры кипения НРТ в генераторе паров высокого давления t_r (температуры рабочего, силового, пара эжектора) и соответственно температуры теплоносителя — выпускных газов (горячей воды как промежуточного теплоносителя между выпускными газами и кипящим НРТ) после испарительной секции генератора при известных температурах уходящих газов на входе генератора ($t_{г1} = t_{гт} = 250^\circ\text{C}$ после ГТУ), температуры кипения НРТ t_0 в испарителе-охладителе воздуха на входе ГТУ (принимаем $t_0 = 5^\circ\text{C}$) и конденсации НРТ t_k (принимаем $t_k = 35^\circ\text{C}$ при охлаждении конденсатора ЭХМ с градирней мокрого типа).

Тепловой коэффициент ζ , удельная (на единицу расхода газов $G_b = 1$ кг/с) теплота, отведенная от выпускных газов ГТУ генератором ЭХМ $\bar{q}_r$, холодопроизводительности $\bar{q}_0$, снижение температуры воздуха Δt_b в ЭХМ и соответствующее уменьшение удельного расхода топлива Δb_e в зависимости от температуры t_r и давления P_r кипения R142b в генераторе ЭХМ при коэффициентах влаговываждения $\xi = 1,0; 1,5; 2,0$ и $2,5$, температурах выпускных газов на входе генератора ЭХМ (после ГТУ) $t_{г1} = 250^\circ\text{C}$, конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$, кипения R142b в испарителе $t_0 = 5^\circ\text{C}$ даны на рис. 6.

На рис. 6 показано, что с повышением температуры кипения R142b в генераторе t_r от 80 до 120°C тепловой коэффициент ζ монотонно возрастает, что приводит к увеличению удельной холодопроизводительности ЭХМ $\bar{q}_0 = \zeta \bar{q}_r$ с максимальным ее значением при наибольшей температуре $t_r = 120^\circ\text{C}$. При температуре кипения R142b в генераторе $t_r = 105^\circ\text{C}$ и практически максимальном коэффициенте влаговываждения $\xi = 2,0$ (из установленного диапазона

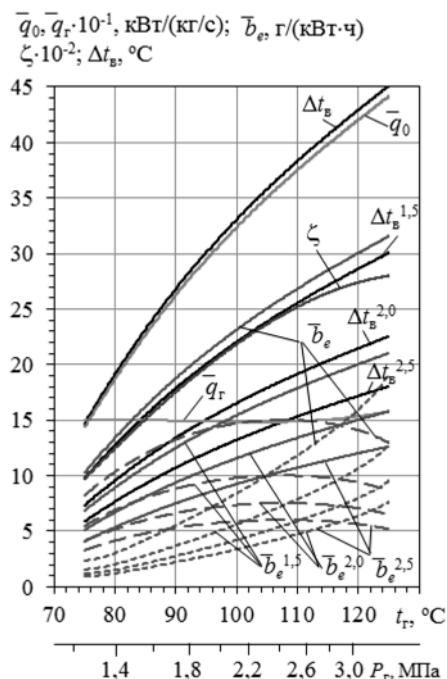


Рис. 6. Тепловой коэффициент ζ , удельная теплота, отведенная от выпускных газов ГТУ генератором ЭХМ $\bar{q}_r$, холодопроизводительности $\bar{q}_0$, снижение температуры воздуха Δt_b в ЭХМ и соответствующее уменьшение удельного расхода топлива Δb_e в зависимости от температуры t_r и давления P_r кипения R142b в генераторе ЭХМ при коэффициентах влаговываждения $\xi = 1,0; 1,5; 2,0$ и $2,5$: — — — испарительная секция генератора; - - - — экономайзерная секция; — — — генератор в целом

значений $\xi = 1,5 \dots 2,0$ согласно рис. 4) удельная холодопроизводительность ЭХМ $\bar{q}_0 = 34$ кВт/(кг/с), что соответствует ее рациональной величине (рис. 4). При этом снижение температуры воздуха $\Delta t = 18^\circ\text{C}$ также близко к ее максимальным величинам в течение июля 2009 г. (рис. 2 и 3). В случае использования воды как промежуточного теплоносителя для отвода теплоты от уходящих газов ГТУ в утилизационном водогрейном котле минимальное значение температуры воды после испарительной секции генератора ЭХМ необходимо выбирать исходя из температуры кипения R142b не ниже $t_r = 105^\circ\text{C}$ (на $5 \dots 10^\circ\text{C}$ выше, чем t_r), т. е. горячая вода должна циркулировать при повышенном давлении.

ВЫВОДЫ. Предложен метод определения рациональных характеристик термотрансформатора для охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ, в частности, рациональной установленной (спецификационной) холодильной мощности, температур кипения НРТ в генераторе ЭХМ и промежуточного теплоносителя (горячей воды), обеспечивающих максимальную экономию топлива в условиях ограниченного теплового потенциала сбросной теплоты отработанных газов.

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.** Assesment 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.

© А. М. Радченко, С. А. Кантор

Надійшла до редколегії 13.02.2015

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