

УДК 621.438.13:621.57

А. Н. РАДЧЕНКО¹, С. А. КАНТОР²¹ *Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина*² *АО "Завод "Экватор", Украина*

МЕТОД ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ АБСОРБЦИОННО-ЭЖЕКТОРНОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ГТУ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

Предложен метод определения рациональной тепловой нагрузки комбинированных абсорбционно-эжекторных термотрансформаторов, утилизирующих теплоту отработанных газов регенеративных газотурбинных установок (ГТУ) для охлаждения воздуха на входе. Метод позволяет выбирать тепловые нагрузки абсорбционной и эжекторной ступеней охлаждения воздуха на входе ГТУ для конкретных климатических условий эксплуатации при ограниченном тепловом потенциале отработанных газов, которые обеспечивают максимальную годовую экономию топлива за счет более глубокого охлаждения воздуха при умеренных температурах наружного воздуха.

Ключевые слова: абсорбционно-эжекторный термотрансформатор, регенеративная газотурбинная установка, ступени охлаждения воздуха.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Охлаждение воздуха на входе газотурбинных установок (ГТУ) теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), трансформирующими в холод теплоту отработанных газов, является одним из перспективных направлений сокращения потребления топлива ГТУ при эксплуатации в условиях высоких температур наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ [1–3]. Для ГТУ производства ГП НПКГ "Зоря-Машпроект" с понижением температуры $t_{\text{нв}}$ на 10 °С удельный расход топлива ГТУ уменьшается на 7...8 г/(кВт·ч). Снижение температуры воздуха Δt зависит от температуры охлажденного в ТХМ воздуха $t_{\text{в2}}$, которая определяется температурой t_x хладоносителя – рабочего тела ТХМ. Так, в эжекторных хладоновых холодильных машинах (ЭХМ) при использовании низкокипящих рабочих тел (НРТ) воздух можно охладить до температуры $t_{\text{в2}} = 10$ °С и ниже (температура кипения НРТ $t_x = t_0 = 2...3$ °С), а в абсорбционных бромистолитиевых машинах (АБХМ), как правило, до $t_{\text{в2}} = 15$ °С и выше ($t_x \approx 7$ °С). Однако эффективность трансформации теплоты в холод гораздо ниже, чем в АБХМ: их тепловые коэффициенты $\zeta_{\text{Э}} = 0,2...0,3$ против $\zeta_{\text{А}} = 0,7...0,8$ для АБХМ, где тепловой коэффициент $\zeta = Q_0 / Q_{\text{Г}}$ – отношение холодопроизводительности к затраченной теплоте отработанных газов (горячей воды, получаемой за счет теплоты газов). Это в свою очередь требует увеличенных рас-

ходов теплоты, что проблематично при ограниченном тепловом потенциале отработанных газов ГТУ регенеративного типа с нагревом сжатого воздуха перед камерой сгорания газами после турбины и температурой уходящих газов $t_{\text{Г}} = 240...250$ °С.

В работах [2, 3] рассмотрены термотрансформаторы абсорбционно-эжекторного типа (АЭТТ) с теплоиспользующими абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) в качестве высокотемпературной ступени охлаждения наружного воздуха от текущей температуры $t_{\text{нв}}$ до температуры $t_{\text{в2}} = 15$ °С и эжекторной холодильной машиной (ЭХМ) как низкотемпературной ступенью.

Однако вопросы повышения эффективности эксплуатации термотрансформаторов такого комбинированного типа при пониженных температурах наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ (в ночные часы, межсезонье), когда тепловая нагрузка на них (прежде всего на высокотемпературную АБХМ-ступень) сокращается, не рассматривались. При умеренных температурах $t_{\text{нв}}$ целесообразно использовать избыточную теплоту для более глубокого охлаждения воздуха на входе ГТУ низкотемпературной ЭХМ-ступенью.

Цель исследования – разработать метод определения рациональных тепловых нагрузок абсорбционной и эжекторной ступеней охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ КС.

2. Результаты исследования

Данные по экономии топлива удобно представлять в относительных (удельных) величинах – в ви-

де экономии топлива, приходящейся на 1 кВт мощности ГТУ, т.е. $B_{т,y1} = B_t / N_e$, в зависимости от расхода удельной холодопроизводительности, приходящейся на единичный расход воздуха (при $G_b = 1$ кг/с): $q_0 = Q_0 / G_b$, где Q_0 – затраты холодильной мощности на охлаждение воздуха.

Значения годовой удельной экономии топлива $B_{т,y1} = B_t / N_e$ в зависимости от затрат удельной холодовой мощности q_0 ($G_b = 1$ кг/с) при разных температурах охлажденного воздуха t_{b2} : $B_{т,7}$ и $B_{т,10}$ – при $t_{b2} = 7$ и 10 °С (АЭХМ); $B_{т,15}$ и $B_{т,20}$ – при $t_{b2} = 15$ и 20 °С (АБХМ-ступень) для климатических условий эксплуатации газотурбокомпрессорного агрегата ГТК-10-4 (мощность $N_e = 10$ МВт) Южнобугской компрессорной станции (с. Любашевка, Николаевская обл., 2009 г.) приведены на рис. 1.

Для регенеративной ГТУ ГТК-10-4 ($N_e = 10$ МВт и расход воздуха $G_b = 80$ кг/с) при снижении температуры воздуха на входе на 1 °С удельный расход топлива уменьшается на $0,7$ г/(кВт·ч).

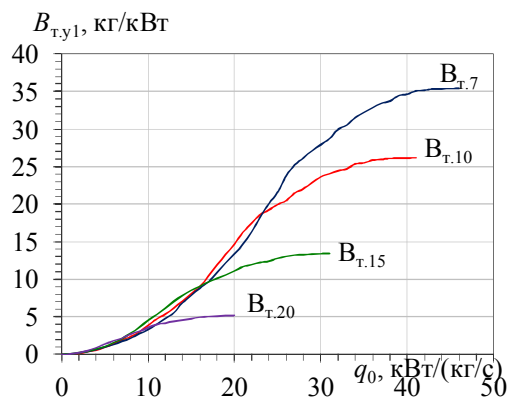


Рис. 1. Значения годовой удельной экономии топлива $B_{т,y1}$ в зависимости от затрат удельной холодовой мощности ТХМ q_0 при разных температурах t_{b2} : $B_{т,7}$ и $B_{т,10}$ – при $t_{b2} = 7$ и 10 °С (АЭХМ); $B_{т,15}$ и $B_{т,20}$ – при $t_{b2} = 15$ и 20 °С (АБХМ-ступень), с. Любашевка Николаевской обл., 2009 г.

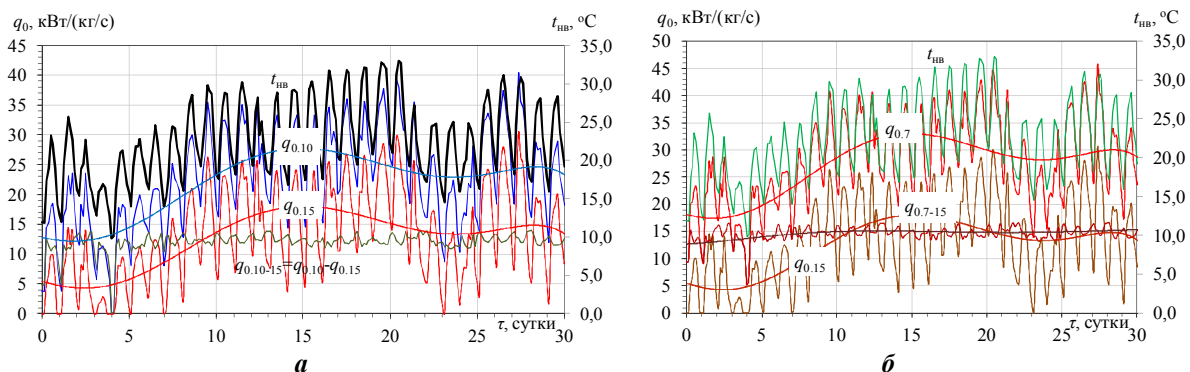


Рис. 2. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельных затрат холодопроизводительности (удельных тепловых нагрузок на ТХМ) q_0 на охлаждение наружного воздуха на входе ГТУ от $t_{нв}$ до $t_{b2} = 7$ и 10 °С в АЭХМ $q_{0,7}$ и $q_{0,10}$, до $t_{b2} = 15$ °С в АБХМ-ступени $q_{0,15}$, а также от $t_{b2} = 15$ °С (после АБХМ-ступени) до $t_{b2} = 7$ и 10 °С в ЭХМ-ступени: $q_{0,7-15} = q_{0,7} - q_{0,15}$ и $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$ (с. Любашевка, июль 2009 г.)

Как видно, для рассматриваемых климатических условий при охлаждении воздуха на входе ГТУ до температуры $t_{b2} = 10$ °С при удельной (приходящейся на единичный расход воздуха $G_b = 1$ кг/с) холодовой мощности АЭХМ $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) значения удельной, приходящейся на 1 кВт мощности, экономии топлива $B_{т,10}$ за 2009 г. составляют 25 кг/кВт при сохранении высоких темпов ее наращивания. Из-за падения темпов наращивания $B_{т,10}$ после $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) не происходит заметного возрастания $B_{т,10}$: при увеличении q_0 от 34 до 40 кВт/(кг/с), т.е. на 18 %, величина $B_{т,10}$ возрастает всего лишь на 1 кВт/(кг/с) – на 4 %. В то же время 18 %-е увеличение холодовой мощности АЭХМ вызывает существенное возрастание капитальных затрат. Удельную холодовую мощность АЭХМ $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) принимают за рациональную и, исходя из нее, выбирают полную установленную холодовую мощность термотрансформатора в соответствии с расходом воздуха через ГТУ: $Q_0 = G_b \cdot q_0$, кВт.

Для обоснования метода выбора рациональной тепловой нагрузки высоко- и низкотемпературной АБХМ- и ЭХМ-ступеней комбинированной АЭХМ охлаждения воздуха на входе ГТУ КС проанализируем текущие значения соответствующих удельных затрат холодопроизводительности (удельных тепловых нагрузок) q_0 для наиболее теплого июля месяца (рис. 2).

Как видно, при значительном изменении удельной тепловой нагрузки на АБХМ-ступень $q_{0,15}$, обусловленном изменением температуры наружного воздуха $t_{нв}$ в течение суток, колебания тепловой нагрузки на низкотемпературную ЭХМ-ступень $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$ сравнительно небольшие: 11...13 кВт/(кг/с).

Такой же характер изменения тепловой нагрузки на АБХМ- и ЭХМ-ступени комбинированной АЭХМ сохраняется и при более глубоком охлаждении воздуха до $t_{в2} = 7^\circ\text{C}$. Поэтому при проектировании АЭХМ в качестве рациональной следует принимать удельную тепловую нагрузку на низкотемпературную ЭХМ-ступень несколько выше, чем $q_{0.10-15}$, требуемая для охлаждения от $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$, чтобы в прохладные периоды обеспечить более глубокое охлаждение воздуха до $t_{в2} = 7^\circ\text{C}$ при соответственно более низкой температуре кипящего НРТ $t_0 = 0 \dots 2^\circ\text{C}$.

Тогда реальную удельную тепловую нагрузку на высокотемпературную АБХМ-ступень $q_{0.A}$ (с учетом перенесения части требуемой нагрузки $q_{0.15}$ на ЭХМ-ступень) получают как разность $q_{0.A} = q_{0.10} - q_{0.7-15}$, где требуемая $q_{0.7-15} = q_{0.7} - q_{0.15}$ для июля месяца согласно рис. 2, а $q_{0.10} = 34 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ – рациональная величина для всей АЭХМ исходя из годовой экономии топлива в соответствии с рис. 1.

Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, требуемых удельных затрат холодопроизводительности q_0 на охлаждение наружного воздуха на входе ГТУ от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 7$ и 10°C в АЭХМ $q_{0.7}$ и $q_{0.10}$, от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ $q_{0.15}$, реальной тепловой нагрузки на АБХМ-ступень $q_{0.A}$ при рациональной годовой $q_{0.10} = 34 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ для всей АЭХМ, а также требуемой для охлаждения воздуха от $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ (после АБХМ-ступени) до $t_{в2} = 7$ и 10°C в ЭХМ-ступени: $q_{0.7-15} = q_{0.7} - q_{0.15}$ и $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ (июль 2009 г.) приведены на рис. 3.

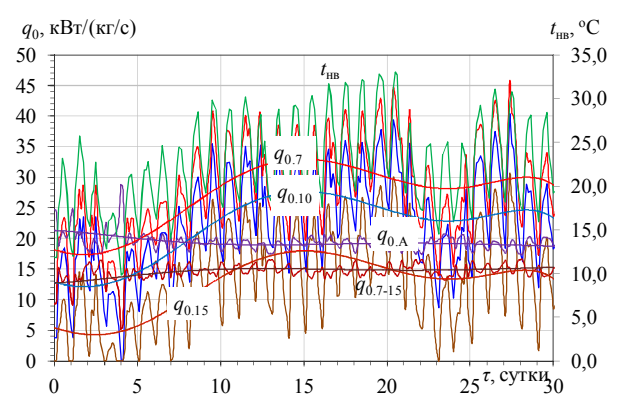


Рис. 3. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, требуемых удельных затрат холодопроизводительности q_0 на охлаждение наружного воздуха на входе ГТУ от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 7$ и 10°C в АЭХМ $q_{0.7}$ и $q_{0.10}$, от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ $q_{0.15}$, реальной тепловой нагрузки на АБХМ-ступень $q_{0.A}$, а также требуемой для охлаждения воздуха от $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 7$ и 10°C в ЭХМ-ступени: $q_{0.7-15} = q_{0.7} - q_{0.15}$ и $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$

Как видно, установленной рациональной холодильной мощности АЭХМ $q_{0.10} = 34 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$, рассчитанной исходя из годовой экономии топлива (рис. 1), достаточно для покрытия затрат холода на охлаждение наружного воздуха на входе ГТУ от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ практически в течение всего июля месяца, кроме промежутков по 2...4 часа 17...20, 27 и 28 июля. При этом на самую АБХМ-ступень приходится только часть тепловой нагрузки $q_{0.A}$, которая меньше требуемой ее величины $q_{0.15}$ для охлаждения наружного воздуха на входе ГТУ от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, а остальная ее часть покрывается за счет ЭХМ-ступени в АЭХМ благодаря тому, что ее мощность $q_{0.7-15}$ выбрана больше требуемой величины $q_{0.10-15}$ (см. рис. 2,а).

Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, охлажденного наружного воздуха после АБХМ-ступени $t_{в2A}$ и всей АЭХМ $t_{в2AЭ}$, а также снижения температуры наружного воздуха в АБХМ-ступени $\Delta t_{вA}$ (с. Любашевка, июль 2009 г.) приведены на рис. 4. При этом снижение температуры наружного воздуха в АБХМ-ступени определяли как $\Delta t_{вA} = q_{0.A} / c_{в} \cdot \xi_{15}$, где $c_{в}$ – теплоемкость воздуха; ξ_{15} – коэффициент влаговыпадения в процессах охлаждения наружного воздуха от текущих температур $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$.

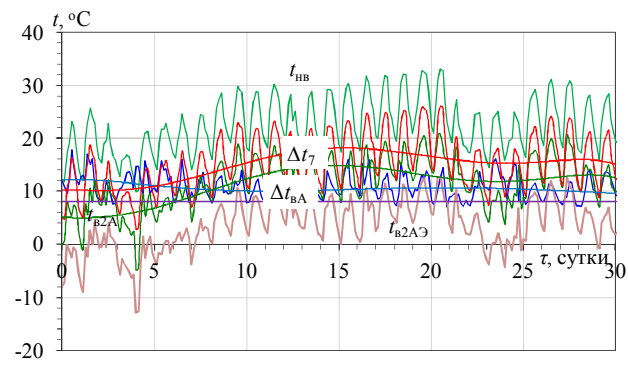


Рис. 4. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, охлажденного наружного воздуха после АБХМ-ступени $t_{в2A}$ и всей АЭХМ $t_{в2AЭ}$, а также снижения температуры наружного воздуха в АБХМ-ступени $\Delta t_{вA}$ (с. Любашевка, июль 2009 г.)

Понятно, что температура охлажденного в ЭХМ-ступени воздуха $t_{в2AЭ}$ не может опускаться ниже $t_{в2AЭ} = 7^\circ\text{C}$, поскольку ограничивается температурой кипящего НРТ $t_0 = 3 \dots 5^\circ\text{C}$ с учетом разности температур на выходе их воздухоохладителя $\Delta t_{в} = 5 \dots 7^\circ\text{C}$, а значения $t_{в2AЭ}$ ниже 7°C приведены на рис. 4, чтобы показать наличие избытка холодильной мощности q_0 в ночные часы и дни с умеренной температурой наружного воздуха $t_{нв}$.

Выводы

Предложен метод определения рациональных тепловых нагрузок на высокотемпературную абсорбционную и низкотемпературную эжекторную ступени комбинированных абсорбционно-эжекторных термотрансформаторов охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ компрессорных станций. Показано, что завышение проектной тепловой нагрузки на низкотемпературную хладоновую эжекторную ступень АЭТТ с пониженной температурой кипящего хладона в воздухоохладителе по сравнению с ее величиной при эксплуатации в условиях высоких наружных температур обеспечивает более глубокое охлаждение воздуха на входе ГТУ и соответственно большую экономию топлива.

Литература

1. Bortmany, J. N. *Assesmtment 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.*

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, Н. И. *Повышение эффективности газотурбинных установок рекуперацией теплоты с охлаждением воздуха на входе [Текст] / Н. И. Радченко, С. А. Кантор // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 5 (112). – С. 95–98.*

Поступила в редакцию 5.09.2015, рассмотрена на редколлегии 14.10.2015

МЕТОД ВИБОРУ РАЦІОНАЛЬНОГО ТЕПЛООВОГО НАВАНТАЖЕННЯ АБСОРБЦІЙНО-ЕЖЕКТОРНОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ РЕГЕНЕРАТИВНИХ ГТУ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

А. М. Радченко, С. А. Кантор

Запропоновано метод визначення раціонального теплового навантаження комбінованих абсорбційно-ежекторних термотрансформаторів, що утилізують теплоту відпрацьованих газів регенеративних газотурбінних установок (ГТУ) для охолодження повітря на вході. Метод дозволяє вибирати теплові навантаження абсорбційного та ежекторного ступенів охолодження повітря на вході ГТУ для конкретних кліматичних умов експлуатації при обмеженому тепловому потенціалі відпрацьованих газів, які забезпечують максимальну річну економію палива за рахунок більш глибокого охолодження повітря при помірних температурах зовнішнього повітря.

Ключові слова: абсорбційно-ежекторний термотрансформатор, регенеративна газотурбінна установка, ступені охолодження повітря.

THE METHOD OF EVALUATION OF RATIONAL HEAT LOAD ON ABSORPTION-EJECTOR THERMOTRANSFORMER FOR COOLING REGENERATIVE GTU INTAKE AIR OF COMPRESSOR STATIONS

A. N. Radchenko, S. A. Kantor

The method to determine a rational heat load of combined absorption-ejector thermotransformers, utilizing the heat of exhaust gases of regenerative gas turbine units (GTU) for intake air cooling. The method allows to choose the heat loads of absorption and ejector stages of GTU intake air cooling for site climate conditions of performance with limited exhaust gas heat potential which provide maximal annular fuel saving due to more deep air cooling at moderate ambient air temperatures.

Key words: absorption-ejector thermotransformer, regenerative gas turbine unit, air cooling stage.

Радченко Андрей Николаевич – канд. техн. наук, доц., Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Кантор Сергей Анатольевич – инженер-механик, ПАО "Завод "Экватор", Николаев, Украина, e-mail: s_kantor@mail.ru.