

УДК 621.438.13:621.57

А. Н. РАДЧЕНКО<sup>1</sup>, Б. С. ПОРТНОЙ<sup>1</sup>, С. А. КАНТОР<sup>2</sup>, А. И. ПРЯДКО<sup>1</sup><sup>1</sup> Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина<sup>2</sup> ПАО "Завод "Экватор", Украина

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АБСОРБЦИОННОЙ БРОМИСТОЛИТИЕВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ В КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Приведены результаты расчета процессов двухступенчатого охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки с предварительным охлаждением абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины и глубоким охлаждением хладоновой эжекторной холодильной машины. Проанализирована эффективность использования охлаждающего потенциала абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины при переменных тепловых нагрузках. Предложено схемное решение системы охлаждения с аккумуляцией избыточного охлаждающего потенциала абсорбционной холодильной машины при пониженных тепловых нагрузках и его использованием при повышенных тепловых нагрузках.

**Ключевые слова:** двухступенчатое охлаждение воздуха, бромистолитиевая холодильная машина, эжекторная холодильная машина, тепловая нагрузка, холодопроизводительность.

### 1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Охлаждение воздуха на входе газотурбинных установок (ГТУ) теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), утилизирующими сбросную теплоту отработавших газов, является одним из основных направлений повышения их топливной эффективности [1, 2]. В абсорбционных бромистолитиевых холодильных машинах (АБХМ) воздух можно охладить до температуры  $t_{b2} = 15...20\text{ }^{\circ}\text{C}$  (температура холодной воды  $t_x \approx 7...10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) [1, 2]. Более глубокое охлаждение воздуха до  $t_{b2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$  и ниже обеспечивают хладоновые эжекторные холодильные машины (ЭХМ) при температурах кипения хладона в воздухоохладителях  $t_0 = 2...4\text{ }^{\circ}\text{C}$ , но их тепловые коэффициенты невысокие:  $\zeta_3 = 0,2...0,3$  по сравнению с АБХМ  $\zeta_A = 0,7...0,8$ .

Были предложены ТХМ комбинированного типа с АБХМ в качестве высокотемпературной ступени охлаждения наружного воздуха от текущей температуры  $t_{нв}$  до  $t_{b2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$  и ЭХМ как низкотемпературной ступенью глубокого охлаждения воздуха до  $t_{b2} = 7...10\text{ }^{\circ}\text{C}$  [3, 4].

Эксплуатация воздухоохладителей на входе ГТУ при переменных температурах  $t_{нв}$  и относительной влажности  $\phi_{нв}$  наружного воздуха сопровождается значительными колебаниями тепловой нагрузки в течение суток, и прежде всего на высокотемпературную ступень предварительного охлаждения в АБХМ.

**Цель исследования** – анализ эффективности использования охлаждающего потенциала АБХМ в качестве высокотемпературной и ЭХМ – низкотемпературной ступеней охлаждения воздуха на входе ГТУ и способов ее повышения путем аккумуляции холода и последующей его использования при меняющихся параметрах наружного воздуха.

### 2. Результаты исследования

В работах [3, 4] показано, что для климатических условий эксплуатации ГТУ Южнобугской компрессорной станции (мощность ГТУ  $N_e = 10\text{ МВт}$ ) (г. Южноукраинск, Николаевская обл., 2015 г.) при охлаждении воздуха на входе ГТУ до температуры  $t_{b2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$  удельной (приходящейся на единичный расход воздуха  $G_b = 1\text{ кг/с}$ ) проектной тепловой нагрузке двухступенчатого ВО  $q_0 = 34\text{ кВт/(кг/с)}$  соответствует практически максимальная годовая экономия топлива  $V_{г.10}$ . Это значение принимают за рациональную величину, исходя из нее рассчитывают полную установленную холодопроизводительность АБХМ и ЭХМ в соответствии с расходом воздуха  $G_b$  через ГТУ:  $Q_0 = G_b \cdot q_0$  и проектируют двухступенчатый ВО.

Принципиальная схема двухступенчатого охлаждения воздуха с ступенью предварительного высокотемпературного водяного охлаждения в АБХМ и хладоновой ступенью низкотемпературного охлаждения в ЭХМ, использующих теплоту отработавших газов ГТУ, показана на рис. 1.

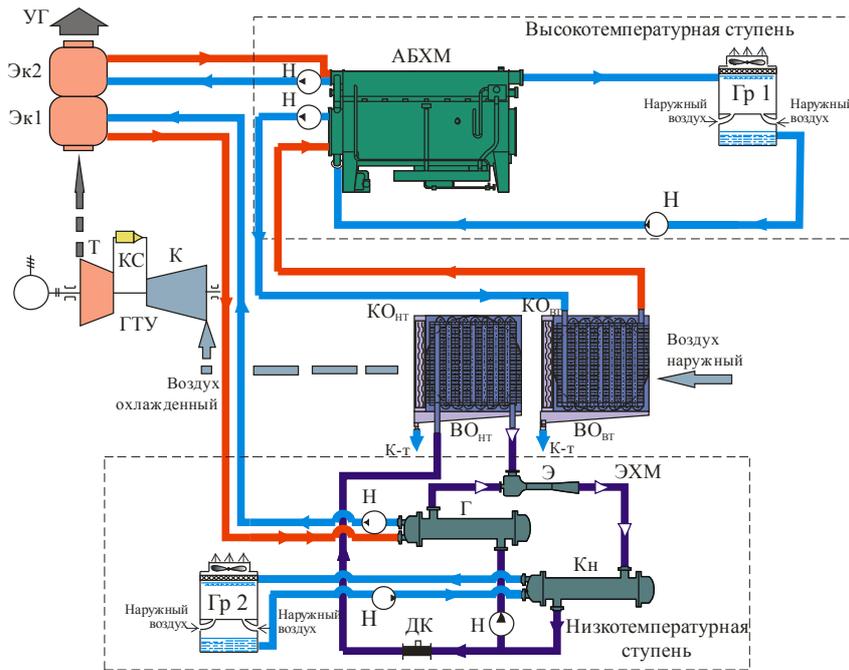


Рис. 1. Принципиальная схема системы двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГТУ:

К – компрессор; Т – турбина; КС – камера сгорания; Эк1 и Эк2 – экономайзеры нагрева воды для ЭХМ и АБХМ; Гр – градирня; ВО<sub>ВТ</sub> и ВО<sub>НТ</sub> – высокотемпературная (водяная) и низкотемпературная (хладоносная) ступени воздухоохладителя; КО<sub>ВТ</sub> и КО<sub>НТ</sub> – высоко- и низкотемпературные каплеотделители; К-Т – конденсат; АК<sub>ВТ</sub> и АК<sub>НТ</sub> – аккумуляторы высокотемпературного и низкотемпературного конденсата; Э – эжектор; Г – генератор паров хладона; Кн – конденсатор; ДК – дроссельный клапан; Н – насос; УГ – уходящие газы

Результаты расчета параметров процесса охлаждения воздуха на входе ГТУ UGT 10000 производства ГП НПКГ "Зоря"-Машпроект (мощность  $N_e = 10$  МВт) в двухступенчатом ВО при разных проектных тепловых нагрузках ступеней для климатических условий г. Южноукраинск, Николаевская обл. в течение 3 суток (8-10.07.2015) приведены на рис. 2.

Значительные колебания тепловой нагрузки  $Q_{0,НТ}$  на ВО<sub>НТ</sub> при соотношении проектных значений удельных тепловых нагрузок на ВО<sub>ВТ</sub> и ВО<sub>НТ</sub> как  $q_{0,ВТ} \approx 10$  кВт/(кг/с) и  $q_{0,НТ} \approx 24$  кВт/(кг/с) (рис. 2,а), практически в 2 раза большем диапазоне изменения значений по сравнению с вариантом  $q_{0,ВТ} \approx q_{0,НТ} \approx 17$  кВт/(кг/с) (рис. 2,б), свидетельствуют о том, что проектная удельная тепловая нагрузка на ВО<sub>ВТ</sub>  $q_{0,ВТ} \approx 10$  кВт/(кг/с) занижена, а соответственно тепловая нагрузка на ВО<sub>НТ</sub>  $q_{0,НТ} \approx 24$  кВт/(кг/с) завышена по сравнению с ее величиной  $q_{0,10-15}$  (соответственно полная нагрузка  $Q_{0,10-15}$ ), требуемой для снижения температуры воздуха от  $t_{ВТ2} \approx 15$  °С после ВО<sub>ВТ</sub> (охлажденного за счет АБХМ) до  $t_{в2} \approx 10$  °С на выходе из ВО<sub>НТ</sub> (охлажденного в ЭХМ).

Вследствие этого часть высокотемпературной тепловой нагрузки, которую должна была бы воспринимать ступень ВО<sub>ВТ</sub> охлаждения в высокоэффективной АБХМ (тепловой коэффициент  $\zeta_A = 0,7...0,8$ ), приходится на ВО<sub>НТ</sub>: избыточная тепловая нагрузка  $\Delta Q_{0,НТ} = Q_{0,НТ} - Q_{0,10-15}$ , т.е. на

низкоэффективную ЭХМ ( $\zeta_{Э} = 0,2...0,3$ ). Подтверждение этому – более высокие температуры воздуха  $t_{ВТ2} \approx 26$  °С на выходе из ВО<sub>ВТ</sub> при  $q_{0,ВТ} \approx 10$  кВт/(кг/с) по сравнению с характерной для АБХМ температурой  $t_{ВТ2} = 15$  °С.

То обстоятельство, что и при проектной величине  $q_{0,ВТ} \approx 17$  кВт/(кг/с) на рис. 2,б температура воздуха после ВО<sub>ВТ</sub> (на входе ВО<sub>НТ</sub>) остается повышенной  $t_{ВТ2} \approx 20...22$  °С (хотя и ниже  $t_{ВТ2} \approx 24...26$  °С при проектной  $q_{0,ВТ} \approx 10$  кВт/(кг/с) на рис. 2,а), свидетельствует о дефиците холодопроизводительности АБХМ, соответственно избыточной тепловой нагрузке ВО<sub>НТ</sub>:  $\Delta Q_{0,НТ} = Q_{0,НТ} - Q_{0,10-15}$ . Поэтому задачей является сокращение дефицита холодопроизводительности АБХМ (соответственно избыточной тепловой нагрузки  $\Delta Q_{0,НТ}$  на ВО<sub>НТ</sub>) до значений, не оказывающих заметного влияния на годовой эффект от охлаждения воздуха на входе ГТУ, и в то же время за счет реализации внутренних резервов теплоиспользующей системы охлаждения без дополнительного наращивания холодильных мощностей АБХМ и ЭХМ.

Таким резервом может служить неиспользованная (избыточная) холодопроизводительность АБХМ  $Q_{0А}$ , образующаяся при пониженных тепловых нагрузках – при пониженных температурах  $t_{нв}$ , например, в прохладные ночные часы первых двух суток, 8 и 9.07.2015, о чем можно судить по температуре охлаждающей воды  $t_{в2}$  на выходе из ВО<sub>ВТ</sub> на рис. 2.

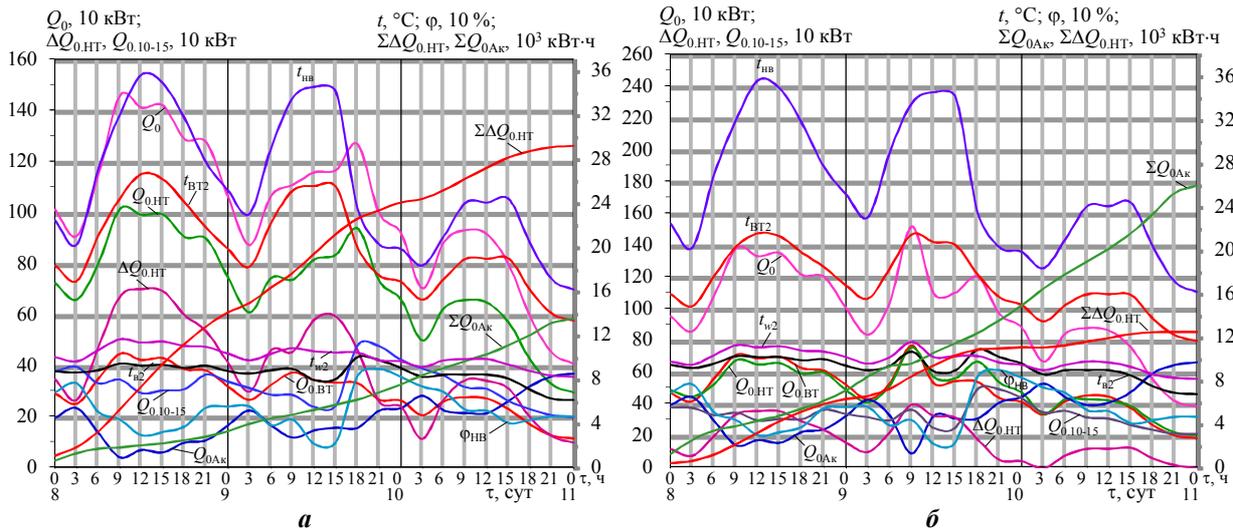


Рис. 2. Текущие значения температуры  $t_{нв}$  и относительной влажности  $\phi_{нв}$  наружного воздуха, температуры воздуха  $t_{ВТ2}$  на выходе из  $ВО_{ВТ}$  и  $t_{в2}$  на выходе из  $ВО_{НТ}$ , тепловых нагрузок  $Q_{0,ВТ}$  на  $ВО_{ВТ}$ ,  $Q_{0,НТ}$  на  $ВО_{НТ}$  и  $Q_0$  на весь  $ВО$ , неиспользованной холодопроизводительности АБХМ  $Q_{0А}$ , избыточной тепловой нагрузки  $\Delta Q_{0,НТ}$  на  $ВО_{НТ}$  и, соответственно, ЭХМ (по сравнению с нагрузкой  $Q_{0,10-15}$ , требуемой для снижения температуры воздуха от  $t_{ВТ2} = 15^\circ\text{C}$  после  $ВО_{ВТ}$  до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ ), суммарного по нарастающей количества избыточного холода  $\Sigma Q_{0А}$ , полученного в АБХМ, а также количества холода, соответствующего избыточной тепловой нагрузке  $\Delta Q_{0,НТ}$  на  $ВО_{НТ}$  и, соответственно, ЭХМ,  $\Sigma \Delta Q_{0,НТ}$  по сравнению с его величиной для снижения температуры воздуха от  $t_{ВТ2} \approx 15^\circ\text{C}$  после  $ВО_{ВТ}$  (охлажденного за счет АБХМ) до  $t_{в2} \approx 10^\circ\text{C}$  на выходе из  $ВО_{НТ}$  (расход воздуха 40 кг/с, расход холодной воды 80 т/ч, 22,2 кг/с) в течение 3 суток (8–10.07.2015):  $\Delta Q_{0,НТ} = Q_{0,НТ} - Q_{0,10-15}$ ; **a** – проектные  $q_{0,ВТ} = 10$  кВт/(кг/с);  $q_{0,НТ} = 24$  кВт/(кг/с);  $q_0 = 34$  кВт/(кг/с); **б** – проектные  $q_{0,ВТ} \approx q_{0,НТ} \approx 17$  кВт/(кг/с);  $q_0 = 34$  кВт/(кг/с)

Как видно, температура обратной охлаждающей воды  $t_{w2}$  на выходе из  $ВО_{ВТ}$  в зависимости от тепловой нагрузки на  $ВО_{ВТ}$  может снижаться от  $t_{w2} = 11^\circ\text{C}$  почти до  $7^\circ\text{C}$ . Вследствие чего в течение рассматриваемых 3 суток (8–10.07.2015) неиспользованная (избыточная) холодопроизводительность АБХМ  $Q_{0А}$  может достигать практически половины спецификационной холодопроизводительности АБХМ (в прохладные ночные часы первых двух суток, 8 и 9.07.2015) и даже превышать ее затраты  $Q_{0,ВТ}$  на предварительное охлаждение воздуха в  $ВО_{ВТ}$  на входе ГТУ в дневное время третьих суток (10.07.2015). Соответствующее снижение тепловой нагрузки на утилизационный котел-экономайзер сопровождается увеличением потерь теплоты с выхлопными газами ГТУ.

Сократить указанные тепловые потери, обусловленные недоиспользованием холодопроизводительности АБХМ в  $ВО_{ВТ}$  на входе ГТУ, можно путем ее аккумуляирования в аккумуляторах холода АК и последующего использования для охлаждения воздуха в  $ВО_{ВТ}$  при повышенных тепловых нагрузках (при высоких  $t_{нв}$ ) с целью покрытия ее дефицита для  $ВО_{ВТ}$  (избытка  $\Delta Q_{0,НТ}$  для  $ВО_{НТ}$ ).

Очевидно, что при  $\Sigma Q_{0АК} \geq \Sigma \Delta Q_{0,НТ}$  аккумуляруемой недоиспользованной холодопроизводительности  $Q_{0,АК}$  достаточно для покрытия ее дефицита при повышенных тепловых нагрузках  $ВО_{ВТ}$

(при высоких  $t_{нв}$ ). Для этого часть обратной холодной воды после  $ВО_{ВТ}$  с температурой  $t_{w2}$  следует подавать в аккумулятор холода, которым может служить аккумулятор низкотемпературного конденсата АК<sub>НТ</sub>, тогда как часть конденсата с более высокой температурой из аккумулятора высокотемпературного конденсата АК<sub>ВТ</sub> смешивать с обратным потоком холодной воды на входе в АБХМ для повышения его температуры  $t_{w2}$  до спецификационного значения  $12^\circ\text{C}$  (спецификационное снижение температуры охлаждающей воды в АБХМ  $t_{w2} - t_{w1} = 5^\circ\text{C}$ ), как показано на рис. 3.

Предложенная схема комбинированной системы двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГТУ обеспечивает накопление избыточной холодопроизводительности АБХМ при пониженных тепловых нагрузках и ее использование при повышенных нагрузках.

### Выводы

Выполненный анализ результатов расчета процессов двухступенчатого охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки с предварительным охлаждением абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины и глубоким охлаждением хладоновой эжекторной холодильной машины позволил выявить резервы повышения эффективности

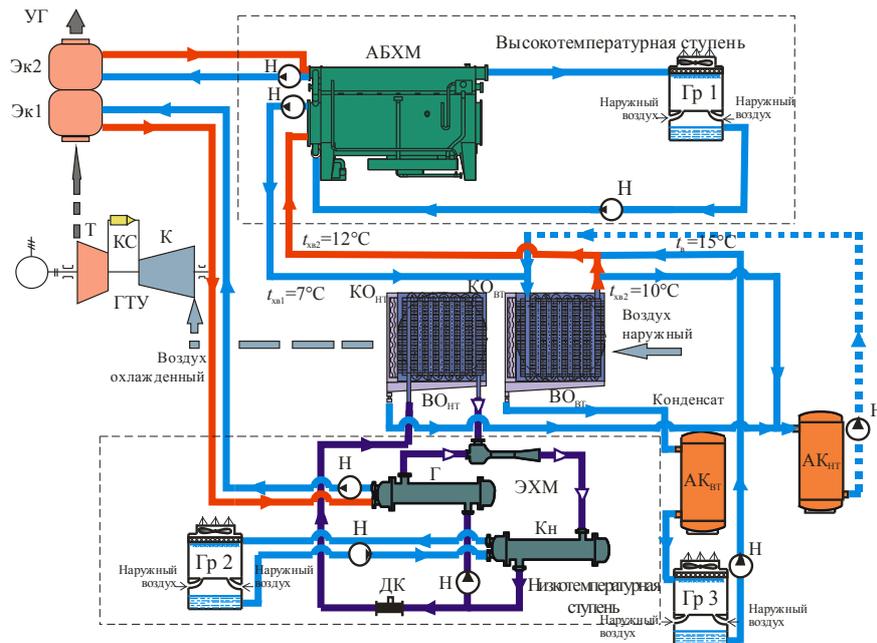


Рис. 3. Принципиальная схема системы двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГТУ с использованием теплоты отработавших газов, аккумуляцией избыточной холодопроизводительности АБХМ при пониженных тепловых нагрузках на ВО<sub>ВТ</sub> и ее использованием в ВО<sub>ВТ</sub> при повышенных тепловых нагрузках (пунктирная линия) (обозначения те же, что и на рис. 1)

использования абсорбционной холодильной машины при переменных тепловых нагрузках. Предложено схемное решение комбинированной системы двухступенчатого охлаждения с аккумуляцией избыточного охлаждающего потенциала абсорбционной холодильной машины при пониженных тепловых нагрузках и его использования при повышенных тепловых нагрузках.

## Литература

1. Popli, S. *Trigeneration scheme for energy efficiency enhancement in a natural gas processing plant through turbine exhaust gas waste heat utilization* [Text] / Sahil Popli, Peter Rodgers, Valerie Eveloy // *Applied Energy*. – 2012. – № 93. – P. 623–636.
2. Popli, S. *Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry* [Text] / Sahil Popli, Peter Rodgers, Valerie Eveloy // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – № 50. – P. 918–931.
3. Радченко, А. Н. *Методологический подход к рациональному проектированию комбинированной теплоиспользующей системы охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки* [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 4(121). – С. 76–79.
4. Радченко, А. Н. *Метод выбора рациональной тепловой нагрузки абсорбционно-эжекторного термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ компрессорных станций* [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-*

*но-космическая техника и технология*. – 2015. – № 5(122). – С. 61–64.

## References

1. Popli, Sahil., Rodgers, Peter., Eveloy, Valerie. *Trigeneration scheme for energy efficiency enhancement in a natural gas processing plant through turbine exhaust gas waste heat utilization*. *Applied Energy*, 2012, no. 93, pp. 623–636.
2. Popli, Sahil., Rodgers, Peter., Eveloy, Valerie. *Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry*. *Applied Thermal Engineering*, 2013, no. 50, pp. 918–931.
3. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. *Metodologicheskiy podhod k racionalnomu proektirovaniyu kombinirovannoi teploispolzuyushchey sistemy okhlazhdeniya vozdukha na vhode gazoturbinnoy ustanovki* [Methodological approaches of rational designing of combined waste heat recovery system for gas turbine unit intake air cooling]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya – Aerospace technics and technology*, 2015, no. 4 (121), pp. 76–79.
4. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. *Metod vybora racionalnoy teplovoy nagruzki absorbcionno-ezhektornogo termotransformatora okhlazhdeniya vozdukha na vhode regenerativnyh GTU kompressornyh stanciy* [The method of evaluation of rational heat load on absorption-ejector thermotransformer for cooling regenerative GTU intake air of compressor stations]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya – Aerospace technics and technology*, 2015, no. 5 (122), pp. 61–64.

Поступила в редакцию 11.05.2017, рассмотрена на редколлегии 8.06.2017

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ АБСОРБЦІЙНОЇ БРОМИСТОЛІТІЄВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ В КОМБІНОВАНІЙ СИСТЕМІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

*А. М. Радченко, Б. С. Портной, С. А. Кантор, О. І. Прядко*

Наведено результати розрахунку процесів двоступеневого охолодження повітря на входе газотурбінної установки з попереднім охолодженням абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною та глибоким охолодженням хладоною ежекторною холодильною машиною. Проаналізовано ефективність використання охолоджувального потенціалу абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини при змінних теплових навантаженнях. Запропоноване схемне рішення системи охолодження з акумуляцією надлишкового охолоджувального потенціалу абсорбційної холодильної машини при знижених теплових навантаженнях і його використання при підвищених теплових навантаженнях.

**Ключові слова:** двоступеневе охолодження повітря, бромистолітєва холодильна машина, ежекторна холодильна машина, теплове навантаження, холодопродуктивність.

## INCREASING THE EFFICIENCY OF APPLICATION OF ABSORPTION LITHIUM-BROMIDE CHILLER IN THE GAS TURBINE UNIT INTAKE AIR COMBINED COOLING SYSTEM

*A. N. Radchenko, B. S. Portnoi, S. A. Kantor, A. I. Prjadko*

The results of calculation of two stage gas turbine unit intake air cooling processes with previous cooling by absorption lithium-bromide chiller and deep cooling by ejector chiller are presented. The efficiency of the use of absorption lithium-bromide chiller cooling potential for changeable heat loads is analyzed. A scheme of cooling system with accumulating of surplus absorption lithium-bromide chiller cooling potential during decreased heat loads and its spending at increased heat loads has been proposed.

**Keywords:** two stage air cooling, lithium-bromide chiller, ejector chiller, heat load, cooling capacity.

**Радченко Андрей Николаевич** – канд. техн. наук, доц., Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: nirad50@gmail.com, andrad69@mail.ru.

**Портной Богдан Сергеевич** – аспирант, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail:

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

**Прядко Александр Игоревич** – аспирант, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина.

**Radchenko Andrey Nikolaevich** – Candidate of Technical Science, Assistant Professor of Dept. of Ship Electroenergetic Systems, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: nirad50@gmail.com, andrad69@mail.ru.

**Portnoi Bogdan Sergeevich** – Post Graduated Student, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail:

**Kantor Sergey Anatolievich** – Engineer, PJSC "Zavod "Ekvator", Mykolaiv, Ukraine, e-mail: s\_kantor@mail.ru.

**Prjadko Alexandr Igorevich** – Post Graduated Student, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine.