

УДК 621.438.13:621.57

А. Н. РАДЧЕНКО, РАМЗИ ЭЛ ГЕРБИ

*Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина*

## ДВУХСТУПЕНЧАТОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ГТД КАСКАДНОЙ АБСОРБЦИОННО-ЭЖЕКТОРНОЙ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ

*По результатам анализа эффективности трансформации теплоты выпускных газов рекуперативных газотурбинных двигателей (ГТД) в холод обосновано применение абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины в качестве высокотемпературной ступени охлаждения воздуха на входе ГТД верхнего каскада и хладоносовой эжекторной холодильной машины как низкотемпературной ступени охлаждения нижнего каскада каскадной абсорбционно-эжекторной холодильной машины. Определены режимные параметры работы каскадной холодильной машины, которые обеспечивают требуемые величины коэффициентов трансформации тепла выпускных газов ГТД в холод.*

**Ключевые слова:** рекуперативный газотурбинный двигатель, охлаждение воздуха, выпускной газ, абсорбционно-эжекторная холодильная машина.

### 1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

В установках автономного электро-, тепло- и хладоснабжения (тригенерационных) в качестве базовых двигателей применяются ГТД рекуперативного типа [1], а как термотрансформаторы – высокоэффективные абсорбционные бромисто-литиевые холодильные машины (АБХМ), использующие сбросную теплоту двигателей [2, 3]. С повышением температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  на входе термодинамическая эффективность ГТД снижается [1, 4], поэтому его охлаждение позволяло бы поддерживать высокую термодинамическую эффективность ГТД при высоких температурах  $t_{нв}$ . Температура хладоносителя (холодной воды) после АБХМ составляет  $t_x = 7...10$  °С, что позволяет охлаждать воздух на входе ГТД не ниже температуры  $t_{в2} = 15$  °С, что соответствует условиям эксплуатации систем комфортного кондиционирования. В случае применения хладоносовых эжекторных холодильных машин (ЭХМ), в которых возможно охлаждение воздуха на входе ГТД до более низких температур  $t_{в2} = 7...10$  °С, из-за сравнительно невысокой температуры газов (около 250 °С) охлаждение воздуха на входе ГТД и комфортное кондиционирование комплексов различного назначения (гостиничных, торговых, развлекательных и т.д.) весьма проблематично.

Цель работы – обоснование целесообразности ступенчатого охлаждения воздуха на входе рекуперативных ГТД и комфортного кондиционирования каскадной трансформацией тепла выпускных газов ГТД в АБХМ и ЭХМ.

### 2. Результаты исследования

Исследование проведено для тригенерационной установки на базе ГТД "Capstone" C1000 (электрическая мощность 1000 кВт), состоящего из пяти типовых когенерационных модулей ГТД С200 (электрическая мощность каждого ГТД 200 кВт, тепловая мощность 300 кВт), АБХМ Century AR-D500L2 и ЭХМ.

На рисунке 1 приведены текущие затраты холода на охлаждение воздуха на входе ГТД С1000 в АБХМ (от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 15$  °С)  $Q_{0.15}$  и в ЭХМ (от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10$  °С)  $Q_{0.10}$ , суммарные затраты холода  $Q_{0.сум.15}$  и  $Q_{0.сум.10}$ , включая затраты на комфортное кондиционирование воздуха  $Q_{0.КВ} \approx 600$  кВт с охлаждением воздуха в АБХМ до  $t_{в2} = 15$  °С и на охлаждение воздуха на входе ГТД в АБХМ (от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 15$  °С) и в ЭХМ (от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10$  °С) соответственно, а также холодопроизводительности, получаемые за счет располагаемой теплоты газов  $Q_{уг}$  в АБХМ  $Q_{0.уг.15}$  и в ЭХМ  $Q_{0.уг.10}$ . При этом в суммарные затраты холода  $Q_{0.сум.10}$  входят затраты на комфортное кондиционирование воздуха  $Q_{0.КВ} \approx 600$  кВт, которые можно было бы покрыть в АБХМ с охлаждением воздуха до  $t_{в2} = 15$  °С, а затраты на охлаждение воздуха на входе ГТД от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10$  °С также включают одну часть затрат на высокотемпературное охлаждение воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 15$  °С, покрытие которых также возможно в АБХМ, и другую часть затрат холода на глубокое охлаждение воздуха от  $t_{в2} = 15$  °С до  $t_{в2} = 10$  °С, для чего требуется ЭХМ.

Как видно, располагаемой холодопроизводительности  $Q_{0.уг.10} \approx 480$  кВт, которую можно полу-

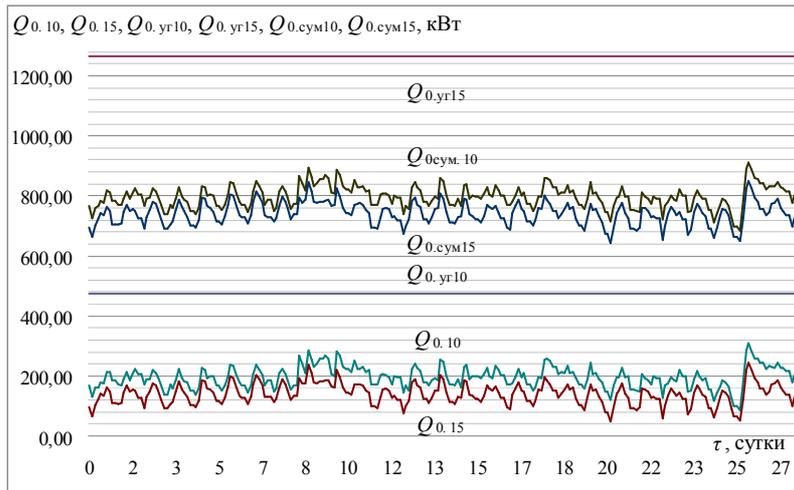


Рис. 1. Текущие затраты холода на охлаждение воздуха на входе ГТД С1000 в АБХМ (от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ )  $Q_{0.15}$  и в ЭХМ (от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ )  $Q_{0.10}$ , суммарные затраты холода  $Q_{0.сум.15}$  и  $Q_{0.сум.10}$ , включая затраты на комфортное кондиционирование воздуха  $Q_{0.кв} \approx 600\text{ кВт}$  с охлаждением воздуха в АБХМ до  $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$  и на охлаждение воздуха на входе ГТД в АБХМ (от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) и в ЭХМ (от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) соответственно, а также холодопроизводительности, получаемые за счет располагаемой теплоты газов  $Q_{уг}$  в АБХМ  $Q_{0.уг15}$  и в ЭХМ  $Q_{0.уг10}$

чить из располагаемой теплоты газов  $Q_{уг}$  в ЭХМ, недостаточно для охлаждения воздуха на входе ГТД до  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ :  $Q_{0.уг.10} < Q_{0.сум.10} = 750 \dots 850\text{ кВт}$ .

Очевидно, что ради покрытия незначительной части затрат холода на глубокое охлаждение воздуха от  $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$  нецелесообразно всю располагаемую теплоту газов  $Q_{уг}$  трансформировать в низкотемпературный холод в ЭХМ  $Q_{0.уг.10}$ . Из-за низкой эффективности трансформации тепла в холод в ЭХМ (тепловой коэффициент  $\zeta = 0,1 \dots 0,2$ ) холодопроизводительности  $Q_{0.уг.10}$ , получаемой за счет располагаемой теплоты газов  $Q_{уг}$ , оказывается недостаточно для покрытия суммарных затрат холода  $Q_{0.сум.10}$ .

О дефиците холода, соответственно и тепла выпускных газов для его получения в ЭХМ, можно судить по приведенным на рис. 2 результатам сопоставления требуемых суммарных затрат тепла газов на охлаждение воздуха на входе ГТД С1000 от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$  в ЭХМ  $\Sigma Q_{г10}$  с располагаемой теплотой выпускных газов  $Q_{уг}$ .

Как видно, требуемые суммарные затраты тепла газов на охлаждение воздуха на входе ГТД С1000 от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$  в ЭХМ  $\Sigma Q_{г10}$  более чем в 1,5 раза превышают располагаемую теплоту  $Q_{уг}$ .

Схема системы двухступенчатого охлаждения воздуха на входе рекуперативного ГТД каскадной трансформацией теплоты выпускных газов в холод в АБХМ и ЭХМ представлена на рис. 3.

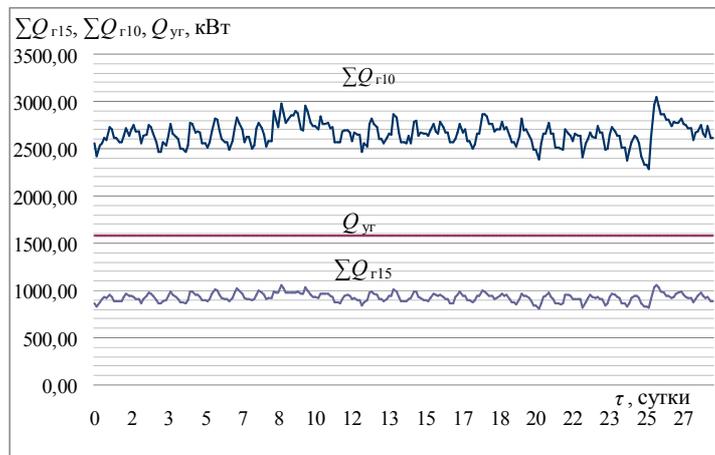


Рис. 2. Требуемые суммарные затраты тепла в АБХМ  $\Sigma Q_{г15}$  с охлаждением воздуха на входе ГТД С1000 от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$  и в ЭХМ  $\Sigma Q_{г10}$  с охлаждением воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , включая затраты на комфортное кондиционирование воздуха  $Q_{0.кв} \approx 600\text{ кВт}$  с охлаждением воздуха в АБХМ до  $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а также располагаемая теплота выпускных газов  $Q_{уг}$

Из-за невысоких коэффициентов трансформации тепла в ЭХМ ( $\zeta_{\text{ЭХМ}} = 0,1 \dots 0,3$ ) по сравнению с АБХМ ( $\zeta_{\text{АБХМ}} = 0,7 \dots 0,8$ ) целесообразно охлаждать воздух на входе ГТД С1000 в ЭХМ не от  $t_{\text{НВ}}$  до  $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$ , а доохлаждать его после АБХМ от температуры воздуха  $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$  до  $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$ , т.е. использовать каскадную АБХМ-ЭХМ как вторую ступень более глубокого охлаждения воздуха на входе ГТД.

Проанализируем возможность использования избытка располагаемого тепла выпускных газов – сверх необходимого для охлаждения воздуха на входе ГТД от  $t_{\text{НВ}}$  до  $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$  и на комфортное кондиционирование (до  $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ ) в АБХМ, т.е.  $\Delta Q_{\text{уг.15}} = Q_{\text{уг}} - Q_{\text{уг.15}}$ , для доохлаждения воздуха на входе ГТД от температуры воздуха  $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ , предварительно охлажденного в АБХМ, до температуры воздуха  $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$  в ЭХМ (рис. 4).

На рис. 4 приведены текущие значения дефицита холода на доохлаждение воздуха на входе ГТД как разницы  $Q_{0,\text{сум.10}} - Q_{0,\text{сум.15}}$  суммарных затрат холода на охлаждение воздуха на входе ГТД  $Q_{0,\text{сум.10}}$  (от  $t_{\text{НВ}}$  до  $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$ ) и  $Q_{0,\text{сум.15}}$  (от  $t_{\text{НВ}}$  до  $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ ), включая комфортное кондиционирование воздуха  $Q_{0,\text{КВ}}$ , а также избыток

располагаемого тепла выпускных газов  $\Delta Q_{\text{уг.15}}$  сверх необходимого для предварительного охлаждения воздуха на входе ГТД от  $t_{\text{НВ}}$  до  $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$  в АБХМ:  $\Delta Q_{\text{уг.15}} = Q_{\text{уг}} - Q_{\text{уг.15}}$ .

Отношение количества холода, требуемого для доохлаждения воздуха от  $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$  до  $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$ , т.е.  $Q_{0,\text{сум.10}} - Q_{0,\text{сум.15}}$ , к располагаемому избытку тепла выпускных газов (сверх необходимого для АБХМ)  $\Delta Q_{\text{уг.15}} = Q_{\text{уг}} - Q_{\text{уг.15}}$ , представляет собой значение требуемого коэффициента трансформации тепла для получения дополнительного количества холода:  $\zeta_{\text{д}} = (Q_{0,\text{сум.10}} - Q_{0,\text{сум.15}}) / (Q_{\text{уг}} - Q_{\text{уг.15}})$ , как показано на рис. 5.

Как видно, значения требуемого коэффициента трансформации тепла в ЭХМ  $\zeta_{\text{д}}$  для получения дополнительного холода на доохлаждение воздуха от  $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$  (после АБХМ) до  $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$  составляют  $\zeta_{\text{д}} = 0,10 \dots 0,14$ . Для определения режимных параметров цикла каскадной абсорбционно-эжекторной холодильной машины (КАЭХМ) проанализируем приведенные на рис. 6 зависимости теплового коэффициента КАЭХМ  $\zeta_{\text{КАЭ}}$  от температуры конденсации нижнего каскада  $t_{\text{к}}$  при разных температурах кипения в испарителе  $t_0 = -10 \dots +2^\circ\text{C}$ . Тепловой коэффициент АБХМ  $\zeta_{\text{А}} = 0,7$ .

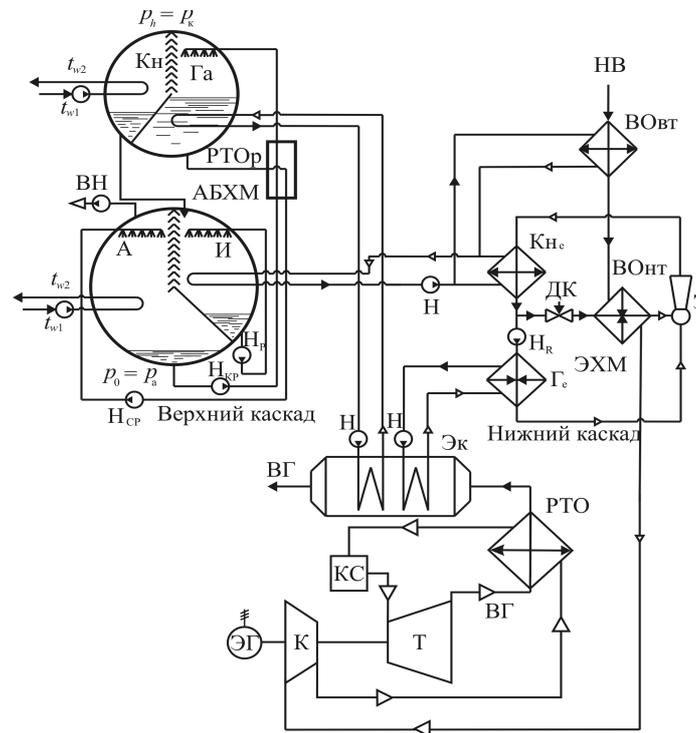


Рис. 3. Схема системы двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГТД каскадной трансформацией теплоты выпускных газов рекуперативного ГТД в холод: К – компрессор; Т – турбина; ЭГ – электрогенератор; КС – камера сгорания; РТО – рекуперативный теплообменник нагрева сжатого воздуха; Эк – экономайзер нагрева воды (теплоносителя для АБХМ); ВО – воздухоохладитель; КО – каплеотделитель; К-т – конденсат; НВ – наружный воздух; Нх – насос хладоносителя; АБХМ: Г – генератор (десорбер); Кн – конденсатор; А – абсорбер; Иа – испаритель; РТОр – регенеративный теплообменник растворов, Нср – насос слабого раствора; Нкр – насос крепкого раствора; Нр – рециркуляционный водяной насос; ВН – вакуум-насос; ВГ – выпускные газы

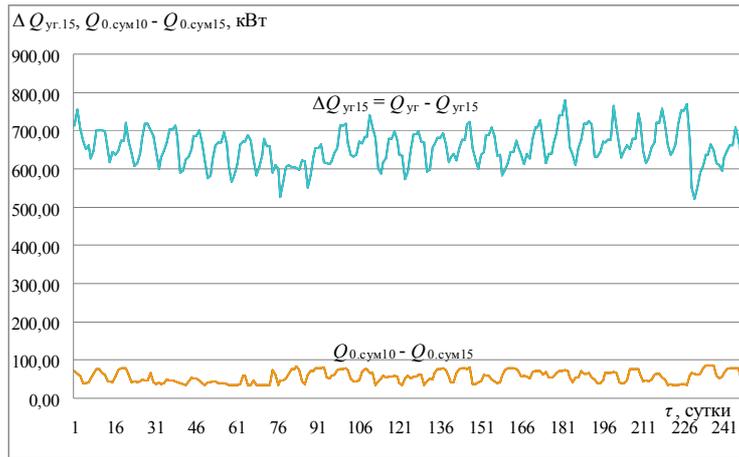


Рис. 4. Текущие значения дефицита холода  $Q_{0.сум.10} - Q_{0.сум.15}$  на доохлаждение воздуха на входе ГТД С1000 от  $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$  (после АБХМ) до  $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , включая комфортное кондиционирование воздуха, избытка располагаемого тепла выпускных газов  $\Delta Q_{уг.15}$  сверх необходимого для предварительного охлаждения воздуха на входе ГТД от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$  в АБХМ:  $\Delta Q_{уг.15} = Q_{уг} - Q_{уг.15}$

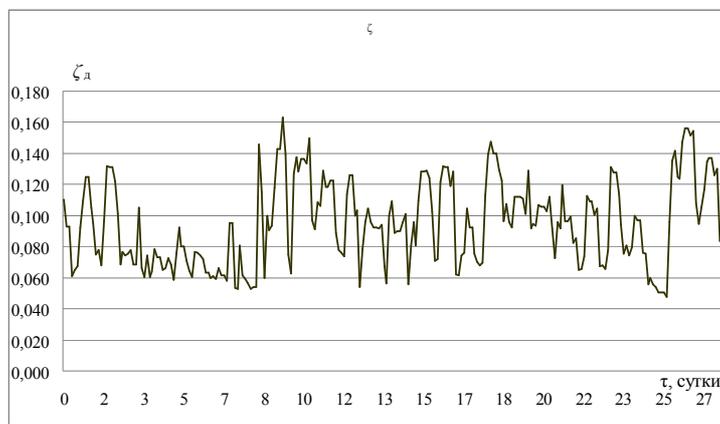


Рис. 5. Значения требуемого коэффициента трансформации тепла в ЭХМ  $\zeta_{д}$  для получения дополнительного холода на доохлаждение воздуха от  $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$  (после АБХМ) до  $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$

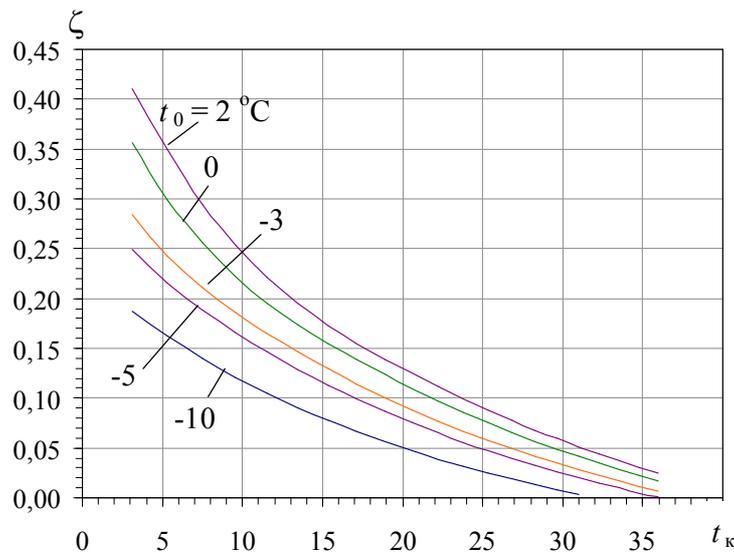


Рис. 6. Зависимости теплового коэффициента каскадной абсорбционно-эжекторной холодильной машины  $\zeta_{КАЭ}$  от температуры конденсации нижнего каскада  $t_k$  при разных температурах кипения в испарителе  $t_0 = -10...+2\text{ }^{\circ}\text{C}$

Как видно, при температуре кипения в испарителе-воздухоохладителе низкотемпературной ступени охлаждения воздуха на входе ГТД  $t_0 = +2^\circ\text{C}$  требуемые значения  $\zeta_d = 0,15 \dots 0,18$  (с некоторым запасом) получают при условии, что температура конденсации нижнего каскада  $t_k$  будет не выше  $15^\circ\text{C}$ .

При этом для обеспечения работы АБХМ с указанным тепловым коэффициентом  $\zeta_A = 0,7$  охлаждение ее конденсатора и абсорбера должно производиться системой оборотного охлаждения с градирней мокрого типа.

### Выводы

Показано, что АБХМ или ЭХМ в отдельности не в состоянии обеспечить охлаждения воздуха на входе ГТД и комфортное кондиционирование воздуха в жарких климатических условиях из-за сравнительно невысокого теплового потенциала выпускных газов рекуперативных ГТД. Обосновано применение АБХМ в качестве высокотемпературной предварительного охлаждения воздуха на входе

ГТД и ЭХМ как низкотемпературной ступени глубокого охлаждения воздуха на входе ГТД.

### Литература

1. Campanary, S. *Technical and tariff scenarios effect on microturbine trigenerative applications [Text] / S. Campanary, E. Macchi // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2003. – Paper GT-2003-38275. – 10 p.*
2. Рыжков, С. С. *Направления повышения эффективности тригенерационных установок автономного энергообеспечения технологических процессов [Текст] / С. С. Рыжков, А. Н. Радченко, С. Г. Фордуй // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 9 (106). – С. 80–85.*
3. Radchenko, N. *Trigeneration plant for combined energy supply [Text] / N. Radchenko, S. Ryzkov, S. Forduy // Proceedings of the 14 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE-2012. – Szczecin, Poland. – 2012. – P. 503–508.*
4. *Capstone Turbine's Distribution Document Repository [Electron resource]. – Mode of access: <http://docs.capstoneturbine.com/>. – 27.08.2014.*

*Поступила в редакцию 27.08.2014, рассмотрена на редколлегии 19.11.2014*

**Рецензент:** д-р техн. наук, профессор А.С. Титлов, Одесская национальная академия пищевых технологий, Одесса.

## ДВОСТУПЕНЕВЕ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ РЕКУПЕРАТИВНИХ ГТД КАСКАДНОЮ АБСОРБЦІЙНО-ЕЖЕКТОРНОЮ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ

*А. М. Радченко, Рамзі Ел Гербі*

За результатами аналізу ефективності трансформації теплоти выпускних газів рекуперативних газотурбінних двигунів (ГТД) в холод обґрунтовано застосування абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини як високотемпературного ступеня охолодження повітря на вході ГТД верхнього каскаду та хладонової ежекторної холодильної машини як низькотемпературного ступеня охолодження нижнього каскаду каскадної абсорбційно-ежекторної холодильної машини. Визначено режимні параметри роботи каскадної холодильної машини, які забезпечують необхідні величини коефіцієнтів трансформації тепла выпускних газів ГТД в холод.

**Ключові слова:** рекуперативний газотурбінний двигун, охолодження повітря, выпускний газ, абсорбційно-ежекторна холодильна машина.

## RECUPERATIVE GTE INTAKE AIR TWO-STAGE COOLING BY CASCADE ABSORPTION-EJECTOR WASTE HEAT RECOVERY CHILLER

*A. N. Radchenko, Ramzi El Gerbi*

On the results of analyzing of efficiency of transformation of recuperative gas turbine engine (GTE) exhaust gas heat into cold the application of absorption lithium-bromide chiller as a high-temperature stage of GTE intake air cooling of high cascade and refrigerant ejector chiller as low-temperature stage of cooling of low cascade of cascade absorption-ejector chiller has been proved. The regime parameters of cascade chiller performance that provide a required values of coefficients of performance of transformation of GTE exhaust gas heat into cold were defined.

**Key words:** recuperative gas turbine engine, air cooling, exhaust gas, absorption-ejector chiller.

**Радченко Андрей Николаевич** – канд. техн. наук, доц., доц. кафедры кондиционирования и рефрижерации, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

**Эл Герби Рамзи** – аспирант, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.