



**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ  
АСОЦІАЦІЯ ІНЖЕНЕРІВ ПО ВЕНТИЛЯЦІЇ, ОПАЛЕННЮ ТА  
КОНДИЦІОНУВАННЮ «АВОК України»  
СПІЛКА ХОЛОДИЛЬЩИКІВ УКРАЇНИ  
МІЖНАРОДНА АКАДЕМІЯ ХОЛОДУ**

**XI Всеукраїнська науково-технічна конференція  
XI Всеукраинская научно-техническая конференция  
XI International scientific conference**

**СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ  
СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ И ТЕХНОЛОГИИ  
MODERN PROBLEMS OF REFRIGERATION EQUIPMENT AND TECHNOLOGY**

**21-22 вересня 2017 року**

**ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ**



**ОДЕСА 2017**

УДК 621.565 (075.6)

**Сучасні проблеми холодильної техніки та технології** / Збірник тез доповідей XI Всеукраїнської науково-технічної конференції. – Одеса: ОНАХТ, 2017. – 243 с.

У збірнику наведені матеріали XI Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології» та розглянуто різні аспекти науково-технічних питань, пов'язаних з проектуванням, виготовленням та експлуатацією холодильного обладнання різного призначення, дослідженням робочих тіл та процесів в елементах холодильних та криогенних систем, застосуванням нано та когенераційних технологій, використанням холоду в харчових технологіях, застосуванням і впровадженням нетрадиційних джерел енергії.

В сборнике представлены материалы XI Всеукраинской научно-технической конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии» и рассмотрены различные аспекты научно-технических вопросов, связанных с проектированием, изготовлением и эксплуатацией холодильного оборудования различного назначения, исследованием рабочих тел и процессов в элементах холодильных и криогенных систем, применением нано и когенерационных технологий, использованием холода в пищевых технологиях, применением и внедрением нетрадиционных источников энергии.

Рекомендовано до видання Вченою Радою Одеської національної академії харчових технологій протоколом №6 від 07.11.2017 р.

Відповідальність за достовірність інформації несе автор публікації.  
Матеріали публікуються мовою оригінала, наданого автором.

**Голова конференції – Єгоров Богдан Вікторович** – ректор Одеської національної академії харчових технологій, член-кореспондент НААН України, Заслужений діяч науки і техніки, д-р техн. наук, професор.

**Заступник голови – Косой Борис Володимирович** – директор Інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського, д-р техн. наук, професор.

Члени наукового комітету:

Хмельнюк М.Г. – зав. кафедрою холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ, академік Міжнародної академії холоду, д-р техн. наук, професор.

Лагутін А.Є – академік Міжнародної академії холоду, д-р техн. наук, професор.

Морозюк Л.І. – д-р техн. наук, професор.

Желєзний В.П. – зав. кафедрою теплофізики та прикладної екології ОНАХТ, д-р техн. наук, професор.

Симоненко Ю.М. – зав. кафедрою криогенної техніки ОНАХТ, д-р техн. наук, професор.

Мілованов В.І. – зав. кафедрою компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ, заслужений діяч науки і техніки України, д-р техн. наук, професор.

Радченко М.І. – зав. кафедрою кондиціонування і рефрижерації НУК, академік Міжнародної академії холоду, д-р техн. наук, професор.

Бондаренко В.Л. – д-р техн. наук, професор.

Лавренченко Г.К. – д-р техн. наук, професор.

Семенюк В.О. – к.т.н., директор НВФ «Терміон».

### **ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ**

Голова – проф. Хмельнюк М.Г.

Науковий секретар – к.т.н. Зімін О.В.

Члени – к.т.н. Буданов В.О., к.т.н. Яковлева О.Ю., к.т.н. Желіба Ю.О., к.т.н. Стоянов П.Ф., к.т.н. Остапенко О.В., к.т.н. Ерін В.А., к.т.н. Гайдук С.В., к.т.н. Соколовская В.В., к.т.н. Подмазко І.О., к.т.н. Федоров О.Г.

## ТЕМИ ДОКЛАДОВ ПЛЕНАРНОГО ЗАСІДАННЯ

### **1. 30 РОКІВ МОНРЕАЛЬСЬКОГО ПРОТОКОЛУ. СТРАТЕГІЇ В СФЕРІ ОБІГУ ОЗОНОРУЙНУЮЧИХ ХОЛОДОАГЕНТІВ**

Возний В.Ф., к.т.н., президент ВГО «Спілка холодильщиків України»

### **2. РЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ І СПОЖИВАННІ РІДКІСНИХ ГАЗІВ**

Бондаренко В.Л., доктор техн. наук, професор, МДТУ ім. М. Е. Баумана, м. Москва;

Биканов О.М., «KLA–Tencor Corporation», Milpitas, California, USA;

Симоненко Ю.М., доктор техн. наук, професор, ОНАПТ, м. Одеса

Чигрин А.А., інженер-технолог, ООО «Кріоін Інжиніринг», м. Одеса;

e-mail: [ysim1@yandex.ua](mailto:ysim1@yandex.ua)

### **3. ТЕХНОЛОГИИ КОМБИНИРОВАННОГО ПРОИЗВОДСТВА ЭНЕРГИИ, ТЕПЛА И ХОЛОДА: РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ НА КАФЕДРЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И РЕФРИЖЕРАЦИИ НУК ИМ. АДМИРАЛА МАКАРОВА**

Радченко Н.И. доктор техн. наук, професор, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев, [nirad50@gmail.com](mailto:nirad50@gmail.com)

### **4. КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ**

Трушляков Е.И., к.т.н., доц., Радченко А.Н., к.т.н., доц., Грич А.В., к.т.н., ассистент

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев,

[nirad50@gmail.com](mailto:nirad50@gmail.com)

### **5. СТРАТЕГИЯ РАЗВИТИЯ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ В СВЕТЕ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРОБЛЕМ. СОЛНЕЧНЫЕ МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ АБСОРБЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛО-ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

А.В. Дорошенко, доктор техн. наук, професор кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики

### **6. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ ПРИ ВЫБОРЕ КОМПРЕССОРА. СРАВНЕНИЕ СОВРЕМЕННОГО ВИНТОВОГО И ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРОВ**

В. Гринько Региональный представитель J&E Hall и GEA ВОСК/Генеральный директор ООО «Еврокул

<b>СЕКЦІЯ № 1. ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ. КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.</b>		<b>стр.</b>
<b>ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНОЛОГІЯ</b>		
21.	<b>ПЕРВИННІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДАНІ ЛЬОДОУТВОРЕННЯ НА ВЕРТИКАЛЬНІЙ ТРУБІ ЗА ЇЇ БЕЗПОСЕРЕДНЬОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ТА ВІЛЬНОЇ КОНВЕКЦІЇ ВОДИ</b> Колодзінський Р.І., Пилипенко О.Ю., Форсюк А.В., Засядько Я.І., Грищенко Р.В.	53
22.	<b>ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИПЛИВНОГО ПОВІТРЯ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ ГАЗОПОРШНЕВОЇ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ</b> Грич А.В.	55
23.	<b>ЗАСТОСУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ БЕЗПРОВІДНОГО ЗВ'ЯЗКУ ZIGBEE ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЦЕНТРАЛІЗОВАНИХ СИСТЕМ ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ</b> Миرونчук О.Ю.	57
24.	<b>ВДОСКОНАЛЕНА УСТАНОВКА НА БАЗІ ГАЗОВОГО ДИГУНА З АБСОРБЦІЙНО-АДСОРБЦІЙНИМ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОМ</b> Остапенко О. В.	61
25.	<b>ВПЛИВ ВОЛОГОСТІ ПОВІТРЯ НА ТЕРМОЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ КОНДИЦІОНЕРІВ</b> Кузнецов М. О., Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О.	63
26.	<b>ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ КИПЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ</b> Ольшамовский В.С., Гоголь Н.И.	66
27.	<b>МЕТОДИЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ СТАЦІОНАРНИХ СИСТЕМ ТЕРМОСТАТУВАННЯ РАКЕТ КОСМІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ НА НИЗЬКО - І ВИСОКОКИПЛЯЧИХ КОМПОНЕНТАХ ПАЛИВА</b> С.О. Бігун	69
28.	<b>ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА В СИСТЕМАХ ТЕРМОСТАТИРОВАНИЯ КОСМИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ ВО ВРЕМЯ ПРЕДСТАРТОВОЙ ПОДГОТОВКИ</b> Бигун С.А., Лагутин А.Е., Демьяненко Ю.И., Гоголь Н.И.	70
29.	<b>АНАЛИЗ УДЕЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ НА РЕЖИМАХ ОПРЕДЕЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЕЙ ХОЛОДИЛЬНОГО ХРАНЕНИЯ</b> Козаченко И. С., Лагутин А.Е	72
30.	<b>ЗАМІНА ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА ВЕЛИКОТОННАЖНОЇ АМІАЧНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ВОДЯНИМ</b> Вассерман О.А., Слинько О.Г.	75
31.	<b>ИССЛЕДОВАНИЕ РОТОРНО-ЛОПАСТНОЙ ГАЗОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ УМЕРЕННОГО ХОЛОДА</b> Трандафилов В.В., Хмельнюк М. Г.	76
32.	<b>АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ І МОДЕЛЕЙ РОЗРАХУНКУ СТУПЕНЯ НЕБЕЗПЕКИ ТА ОЦІНКА РІВНЯ РИЗИКУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПРОМИСЛОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ</b> Сливинська М.В., Желіба Ю.О., к.т.н., Желіба Т.А.	78
33.	<b>ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ БІНАРНОГО ЛЬОДУ ЯК ХОЛОДОНОСІЯ НА СУДАХ РИБНОГО ФЛОТУ</b> Зімін О. В.	81
34.	<b>ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГАЗОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИМИ ХОЛ. МАШИНАМИ В УСЛОВИЯХ УМЕРЕННОГО КЛИМАТА</b> Радченко А.Н., Портной Б.С.	83
35.	<b>ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ С ТЕПЛОМЫМ НАСОСОМ</b> Радченко Н.И, Калиниченко И.В.	86
36.	<b>ОХЛАЖДЕНИЕ НАДДУВОВОГО ВОЗДУХА ГЛАВНОГО ДИЗЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ</b> Богданов Н.С	88
37.	<b>ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ С АККУМУЛЯЦИЕЙ И ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПОЛУЧЕННОГО КОНДЕНСАТА</b> Прядко А.С.	90
38.	<b>ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ХОЛОДИЛЬНОЇ ОБРОБКИ НА ЯКІСТЬ ПЛОДОВИХ СОКІВ ПРИ ЇХ ВИРОБНИЦТВІ</b> Загорко Н.П., Тарасенко В.Г., Буденко С.Ф.	93
39.	<b>ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ МАЛОШУМЯЩИЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ С ОТТАЙКОЙ ГОРЯЧИМ ГАЗОМ</b> Липневич Д. В	95

УДК 621.438.13:621.57

## ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ МАШИНАМИ В УСЛОВИЯХ УМЕРЕННОГО КЛИМАТА

Радченко А.Н., канд. техн. наук, доцент, Портной Б.С., аспирант  
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев,  
nirad50@gmail.com

Термодинамическая эффективность газотурбинных установок (ГТУ) снижается с повышением температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  на входе: с повышением температуры  $t_{нв}$  на 10 °С для ГТУ производства ГП НПКГ "Зоря-Машпроект" уменьшается КПД на 0,8...1,0 % в абсолютных и на 2,7...2,8 % в относительных величинах [1]. 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  $t_{нв}$  воздуха на входе можно путем его предварительного охлаждения теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), трансформирующими в холод теплоту отработанных газов. Снижение температуры воздуха  $\Delta t = t_{нв} - t_{в2}$  зависит от температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  и охлажденного в ТХМ воздуха  $t_{в2}$ , которая определяется температурой хладоносителя  $t_x$  (рабочего тела ТХМ), т.е. типом ТХМ. В эжекторных хладоновых холодильных машинах (ЭХМ) при использовании низкокипящих рабочих тел (НРТ) воздух можно охладить до температуры  $t_{в2} = 10$  °С и ниже ( $t_x = 2...3$  °С и ниже), а в абсорбционных бромистолитиевых (АБХМ) машинах, как правило, не ниже  $t_{в2} = 15$  °С ( $t_x \approx 7$  °С).

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

Однако вопросы повышения эффективности эксплуатации термотрансформаторов такого комбинированного типа при умеренных температурах (в ночные-утренние часы летом, в весенние и осенние месяцы), когда тепловая нагрузка на них, и прежде всего на высокотемпературную абсорбционную бромистолитиевую ступень, сокращается, не исследованы. Так, к примеру, возможно использование избыточной теплоты отработавших газов для более глубокого охлаждения воздуха на входе ГТУ низкотемпературной ЭХМ-ступенью, которое в летние наиболее нагруженные месяцы может оказаться невозможным из-за ограниченного теплового потенциала отработавших газов.

Проблема эффективной трансформации теплоты в холод особенно остро стоит в ГТУ регенеративного типа с нагревом сжатого воздуха перед камерой сгорания газами после турбины, в которых температура отработавших газов сравнительно невысокая (около 250 °С), т.е. в условиях ограниченного теплового потенциала сбросной теплоты, что резко сужает возможности получения холода, особенно при невысокой эффективности трансформации теплоты.

Цель работы – повышение эффективности эксплуатации термотрансформаторов комбинированного абсорбционно-эжекторного типа при пониженной тепловой нагрузке на высокотемпературную абсорбционную бромистолитиевую ступень из-за снижения температуры наружного воздуха.

Эффективность охлаждения воздуха на входе ГТУ зависит от снижения его температуры  $\Delta t_v$  и продолжительности  $\tau$  подачи в ГТУ охлажденного воздуха, т.е. климатических условий и типа ТХМ. Установленная (проектная) холодильная мощность (холодопроизводительность) ТХМ  $Q_0$ , с одной

стороны, должна покрывать затраты холода на охлаждения 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  $t_{нв}$ .

Для климатических условий юга Украины 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  $V_{т,10}$  за 2015 г. составляют 25 кг/кВт при сохранении высоких темпов ее наращивания.

Показано, что для климатических условий юга Украины при охлаждении воздуха на входе ГТУ от текущих температур наружного воздуха  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$  в АБХМ установленной удельной (приходящейся на единичный расход воздуха  $G_b = 1 \text{ кг/с}$ ) холодильной мощности  $q_0 = 24 \text{ кВт/(кг/с)}$  достаточно, чтобы получить максимальную годовую удельную экономию топлива. Для охлаждения воздуха на входе ГТУ от текущих  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  в ЭХМ, соответственно и большей экономии топлива, потребуется установленная удельная холодильная мощность  $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$ . В то же время 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 отработавших газов регенеративной ГТУ.

Для охлаждения воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  (в ЭХМ) в июле месяце рациональной установленной удельной холодильной мощности  $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$ , определяемой исходя из максимальной годовой экономии топлива, недостаточно для получения максимальной экономии топлива в наиболее теплом месяце июле. Однако при этом недоохлаждение воздуха  $\Delta t_{10д}$  из-за дефицита холодопроизводительности незначительное по сравнению с потенциально возможными значениями снижения температуры воздуха  $\Delta t_{10}$  до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  и имеет место всего лишь 3...4 дня на протяжении 2...3 часов для климатических условий Южнобугской компрессорной станции (с. Любашевка, Николаевская обл., 2015 г.).

При менее высоких температурах наружного воздуха  $t_{нв}$  и, соответственно, при снижении тепловой нагрузки на АБХМ-ступень удельной холодильной мощности  $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$  хватает для получения максимальной удельной экономии топлива  $V_{т,у1} = V_{т,10\text{МВт}}/N_e$  и при более глубоком охлаждении воздуха до  $t_{в2} = 7^\circ\text{C}$  (при более низких температурах кипения НРТ в испарителе-воздухоохладителе  $t_0 = 1...2^\circ\text{C}$ ).

Избыток холодильной мощности  $q_0$ , образующийся при умеренных температурах наружного воздуха  $t_{нв}$  в результате снижения тепловой нагрузки на АБХМ-ступень, может быть реализован в ЭХМ-ступени для более глубокого охлаждения воздуха до  $t_{в2} = 7^\circ\text{C}$ , например, путем охлаждения конденсатора ЭХМ с получением более низких температур конденсации  $t_k$  и соответствующим повышением теплового коэффициента ЭХМ  $\zeta$ .

Следует также учесть, что с понижением  $t_0$  от  $t_0 = 4...5^\circ\text{C}$  (при  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ ) до  $t_0 = 1...2^\circ\text{C}$  ( $t_{в2} = 7^\circ\text{C}$ ) сохранение неизменной удельной холодильной мощности  $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$  возможно только при условии повышения теплового коэффициента ЭХМ  $\zeta$ , что в действительности и происходит с понижением температуры наружного воздуха.

Так, значения теплового коэффициента ЭХМ  $\zeta$  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  $\zeta \approx 0,3$ . 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  $t_k \approx 20^\circ\text{C}$  значения теплового коэффициента ЭХМ  $\zeta$  достаточно высокие и при более низкой температуре кипения R142b в испарителе  $t_0 = 1...2^\circ\text{C}$

(при глубоком охлаждении воздуха до  $t_{в2} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ):  $\zeta > 0,3$ . Таким образом, за счет более низкой температуры конденсации R142b в ЭХМ  $t_k$  в прохладные периоды значения теплового коэффициента ЭХМ  $\zeta$  остаются достаточными, чтобы обеспечивать холодопроизводительность, близкую установленной холодильной мощности  $q_0 = 34\text{ кВт/(кг/с)}$  и при более глубоком охлаждении воздуха до  $t_{в2} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$  (при низких  $t_0 = 1\dots 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). В результате, благодаря охлаждению воздуха до более низкой температуры  $t_{в2} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$  (по сравнению с  $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) получают дополнительную экономию топлива.

Показано, что за счет более глубокого охлаждения воздуха до температуры  $t_{в2} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$  в прохладные периоды получают дополнительное приращение годовой экономии топлива  $V_{т10+(7-10)}$  примерно на 15 % по сравнению с ее величиной  $V_{т10}$  при круглогодичном охлаждении воздуха до температуры  $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Практически постоянная величина экономии топлива  $V_{т10+(7-10)}$  в самые теплые летние месяцы обусловлена ограничением по установленной холодопроизводительности  $q_0 = 34\text{ кВт/(кг/с)}$ , которая, в свою очередь, ограниченным тепловым потенциалом отработавших газов регенеративных ГТУ.

Дальнейшее увеличение экономии топлива возможно путем повышения эффективности трансформации теплоты в холод (теплового коэффициента  $\zeta$ ), в частности, применением в ЭХМ двухступенчатого эжектирования, переходом на комбинированные АБХМ-ЭХМ с использованием высвобождающейся холодопроизводительности при снижении тепловой нагрузки на высокотемпературную АБХМ-ступень охлаждения (при снижении температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ ) для охлаждения конденсатора ЭХМ с получением более низких температур конденсации  $t_k$  и соответствующим повышением теплового коэффициента ЭХМ  $\zeta$  и, как следствие, – более глубокого охлаждения воздуха в низкотемпературной ЭХМ-ступени термотрансформатора.

#### Список использованной литературы

[1] Николаевские газовые турбины промышленного применения. – 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.