



**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 ТЕПЛЫМ 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. 621.564; 621.577

## ВПЛИВ ВОЛОГОСТІ ПОВІТРЯ НА ТЕРМОЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ КОНДИЦІОНЕРІВ

Кузнецов М. О., к.т.н., Харлампіді Д. Х., д.т.н., с.н.с., Тарасова В. О., к.т.н.,  
Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків,  
[vat523710@gmail.com](mailto:vat523710@gmail.com)

При використанні ексергетичного методу термодинамічного аналізу для проектування і оптимізації режимних параметрів експлуатації повітро-повітряних термотрансформаторів часто нехтують впливом вологості повітря, як зовнішнього, так і того, що бере участь у технологічному процесі, на ексергетичні і термoeкономічні показники установки. Проте, при розгляді змін стану повітря, що супроводжуються змінами вологості і протікають при параметрах, які близькі до параметрів навколишнього середовища, неприпустимо не враховувати вплив вологості на ексергію. Це відноситься, наприклад, до процесів сушки, кондиціонування і т. п. [1, с. 90].

В роботі [2] була представлена термoeкономічна модель теплонасосної сушильної установки (ТНСУ), де вплив вологості повітря (сушильного агента) враховувався в основному за допомогою енергетичних показників, а при побудові моделі поряд з ексергією, що споживається ТНСУ з електромережі, враховувалася тільки ексергія теплоти, що передається в теплообмінних апаратах. В даному випадку специфіка постановки завдання не вимагала проведення детального аналізу впливу вологості повітря на термoeкономічні показники установки.

Завданням даного дослідження є удосконалення термoeкономічної моделі надкритичної холодильної машини (ХМ) типу «повітря - повітря» з холодоагентом R744 ( $CO_2$ ) [3], що полягає в кардинальному перегляді принципу побудови моделі, а саме введенням поряд з ексергією переданої теплоти ексергії потоку речовини усіх теплоносіїв, що обмінюються енергією, а також доповненням розрахункового алгоритму блоком визначення ексергії вологого повітря. Це дозволить при проектуванні провести повний факторний аналіз з урахуванням взаємного впливу температур і вологості повітряних потоків на ряд термодинамічних і термoeкономічних характеристик установки.

Метою термoeкономічної оптимізації є пошук таких значень параметрів циклу ХМ, які б забезпечували оптимальне з позиції мінімізації приведених витрат значення холодильного коефіцієнта установки. Тому при розв'язанні задачі термoeкономічної оптимізації надкритичних ХМ оптимальне значення тиску нагнітання  $P_2$ , також як і оптимальне значення температури  $CO_2$  на вході в дросельний вентиль  $T_3$ , є шуканими величинами. Отже, при побудові термoeкономічної моделі даної ХМ необхідно забезпечити умови, що не дозволяють розрахунковим значенням тиску  $P_2$ , а також температури  $T_3$  опускатися нижче критичних значень, тобто повинні дотримуватися умови  $P_2 > P_{кр}$  і  $T_3 > T_{кр}$ .

У деяких випадках, при певних поєднаннях температур повітря на вході у випарник і газоохолоджувач попередній мінімум цільової функції може відповідати значенню  $T_3 < T_{кр}$  (до уточнення діапазону теплофізичних властивостей робочого тіла і теплоносіїв), і задача не матиме проміжного розв'язання. Оскільки в даній роботі проводиться широке варіювання температурних умов експлуатації ХМ на основі теорії планування експерименту, як одна з оптимізуючих змінних прийнята величина  $\Delta T_{п1}^{тo}$  – перевищення температури  $T_3$  понад значення температури повітря на вході в газоохолоджувач  $T_{п1}^{тo}$ . Як інші оптимізуючі змінні були вибрані: перевищення тиску  $CO_2$  на виході компресора  $P_2$  понад критичного значення  $\Delta P_{кр}^{км}$  і середній логарифмічний температурний напір між теплоносіями, що обмінюються енергією, у випарнику  $\delta T_v$ . Середній логарифмічний температурний напір в газоохолоджувачі  $\delta T_{гo}$  розраховувався аналітично як функція оптимізуючих змінних.

Вартості елементів устаткування ХМ, що працює на  $CO_2$  [3],  $C_i$ , щорічні сумарні відрахування від цих вартостей  $z_i$ , а також ексергія, що підводиться до кожного елемента  $e_i$  від зовнішнього

електричного джерела, були виражені у вигляді функціональних залежностей від заданої приведеної ексергетичної продуктивності ХМ  $e_Q$  та від оптимізуючих змінних, які впливають на цей елемент

$$e_{\text{км}}, C_{\text{км}}, z_{\text{км}}, C_{\text{в}}, z_{\text{в}}, e_{\text{вв}}, C_{\text{вв}}, z_{\text{вв}}, e_{\text{вго}}, C_{\text{вго}}, z_{\text{вго}}, C_{\text{го}}, z_{\text{го}} = f(e_Q, \delta T_{\text{в}}, \Delta T_{\text{п1}}^{\text{го}}, \Delta P_{\text{кр}}^{\text{км}}), \quad (1)$$

де  $e_{\text{км}}$ ,  $e_{\text{вв}}$  і  $e_{\text{вго}}$  – ексергія для приводу компресора, вентиляторів випарника і газоохолоджувача;  $C_{\text{км}}$ ,  $C_{\text{в}}$ ,  $C_{\text{го}}$ ,  $C_{\text{вго}}$  і  $C_{\text{вв}}$  – вартість відповідно компресора, випарника, газоохолоджувача, вентиляторів газоохолоджувача і випарника;  $z_{\text{км}}$ ,  $z_{\text{в}}$ ,  $z_{\text{го}}$ ,  $z_{\text{вго}}$  і  $z_{\text{вв}}$  – щорічні сумарні відрахування від цієї вартості.

При побудові функціональних залежностей (1) в моделі було враховано вплив вологості повітря в теплообмінних апаратах на його теплофізичні властивості. Також, за допомогою коефіцієнта вологовипадіння враховувалася зміна інтенсивності тепловіддачі з боку вологого повітря у випарнику. Значення питомої ексергії потоку вологого повітря в точці  $i$ , яке віднесене до  $(1 + d_i)$  кг вологого повітря,  $\text{кДж}/(1+d)\text{кг}$ , знаходилося з виразу [4]

$$e_{\text{пi}} = T_{\text{нс}} \left\{ (c_{\text{pci}} + d_i c_{\text{пi}}) \cdot \left( \frac{T_{\text{пi}}}{T_{\text{нс}}} - 1 - \ln \frac{T_{\text{пi}}}{T_{\text{нс}}} \right) + R_{\text{вп}} \left[ (0,622 + d_i) \ln \frac{p_{\text{пi}} (0,622 + d_{\text{нс}})}{p_{\text{нс}} (0,622 + d_i)} + d_i \ln \frac{d_i}{d_{\text{нс}}} \right] \right\},$$

де  $T_{\text{нс}}$  – температура навколишнього середовища, К;  $c_{\text{pci}}$  – масова теплоємність сухого повітря,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  $d_i$  – вологовміст повітря,  $\text{кг}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сух.пов}}$ ;  $c_{\text{пi}}$  – масова теплоємність водяної пари,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  $T_{\text{пi}}$  – температура вологого повітря, К;  $R_{\text{вп}} = 0,461522 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$  – газова постійна водяної пари;  $p_{\text{пi}}$  – тиск вологого повітря, кПа;  $d_{\text{нс}}$  – вологовміст навколишнього середовища,  $\text{кг}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сух.пов}}$ ;  $p_{\text{нс}}$  – тиск навколишнього середовища, кПа.

Цільова функція приведених витрат  $PZ$  розраховувалася за формулою

$$PZ = [s_{\text{се}}(e_{\text{км}} + e_{\text{вв}} + e_{\text{вго}}) + z_{\text{км}} + z_{\text{в}} + z_{\text{вв}} + z_{\text{го}} + z_{\text{вго}}] \cdot \Delta t \cdot n_{\text{сез}} + C_{\text{км}} + C_{\text{в}} + C_{\text{вв}} + C_{\text{го}} + C_{\text{вго}}, \quad (2)$$

де  $s_{\text{се}}$  – тариф на електроенергію,  $\text{грн}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ ;  $\Delta t$  – тривалість роботи системи в році, год;  $n_{\text{сез}}$  – кількість сезонів роботи ХМ.

Мінімум цільової функції (2) відповідає оптимальним характеристикам системи з позиції мінімізації приведених витрат. Для знаходження умов екстремуму частинні похідні від цільової функції  $PZ$  по усіх оптимізуючих змінних прирівнюються нулю:

$$\frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{\text{в}}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{\text{п1}}^{\text{го}}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta P_{\text{кр}}^{\text{км}}} = 0. \quad (3)$$

Однозначний аналітичний розв'язок у вигляді системи рівнянь (3) придатний для термoeкономічної оптимізації будь-якої надкритичної ХМ, що працює за даною схемою і з подібним типом обладнання.

На базі побудованої термoeкономічної моделі був зроблений розрахунок екстремальних значень оптимізуючих параметрів кондиціонера, що працює за надкритичним циклом з холодоагентом R744 ( $\text{CO}_2$ ), холодопродуктивністю  $Q_{\text{хм}} = 20 \text{ кВт}$ . Розрахунковий термін служби ХМ – 30 років; розрахункова тривалість роботи системи в році – 8000 год; тариф на електроенергію – 1,94  $\text{грн}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ . Температура повітря на вході у випарник  $T_{\text{п1}}^{\text{в}}$  варіювалася від 23 до 28 °С, а на вході в газоохолоджувач  $T_{\text{п1}}^{\text{го}}$  (дорівнює температурі навколишнього середовища  $T_{\text{нс}}$ ) – від 27 до 37 °С. Відносна вологість повітря на вході у випарник  $\varphi_{\text{п1}}^{\text{в}}$  і газоохолоджувач  $\varphi_{\text{п1}}^{\text{го}}$  змінювалася від 0 до 95 %.

Розрахунки показали, що збільшення значення  $\varphi_{\text{п1}}^{\text{го}}$  надає зневажливо малий вплив на цільову функцію приведених витрат (рис. 1а). Це відбувається внаслідок малої зміни теплофізичних властивостей повітря з підвищенням його вологості через відносно малу молярну концентрацію водяної пари у вологому повітрі ( $\leq 5,91 \%$ ) у всьому температурному діапазоні, що був досліджений. Тому зміна вологості практично не впливає на тепловіддачу з боку вологого повітря в газоохолоджувачі і, отже, на розміри його теплообмінної поверхні.

Те ж спостерігається і у випарнику до тих пір, поки повітря не охолоне до точки роси і на теплообмінну поверхню не почне випадати волога. Вологовипадіння призводить до значної

інтенсифікації теплообміну, що в цілому сприяє зниженню капітальних витрат. У розглянутому діапазоні значень  $T_{п1}^B$  при прийнятному охолодженні повітря у випарнику  $8^\circ\text{C}$  волога в ньому починає конденсуватися ( $\varphi_{п2}^B$  досягає 100 %) вже при  $\varphi_{п1}^B = 60 \div 60,9\%$ . З подальшим збільшенням  $\varphi_{п1}^B$  оптимальне значення цільової функції приведених витрат істотно знижується (рис. 1а і 1б).

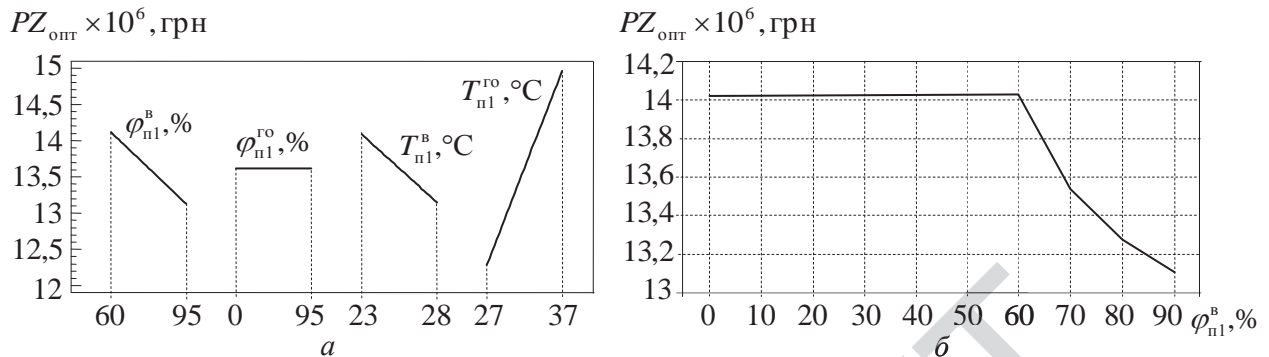


Рис. 1. Залежність оптимальних приведених витрат від:

а – зміни значень  $\varphi_{п1}^B$ ,  $\varphi_{п1}^{\text{го}}$ ,  $T_{п1}^B$ ,  $T_{п1}^{\text{го}}$ ; б – зміни  $\varphi_{п1}^B$  в інтервалі  $0 \div 90\%$

На рис. 2а і 2б показано взаємний вплив вологості та температур повітряних потоків на оптимальне значення ексергетичного ККД ХМ, що розглядається,  $\eta_{e\text{опт}}^{\text{ХМ}}$ . Для цього було складено 4-х блоковий центроїдний план варіювання 4-х чинників.

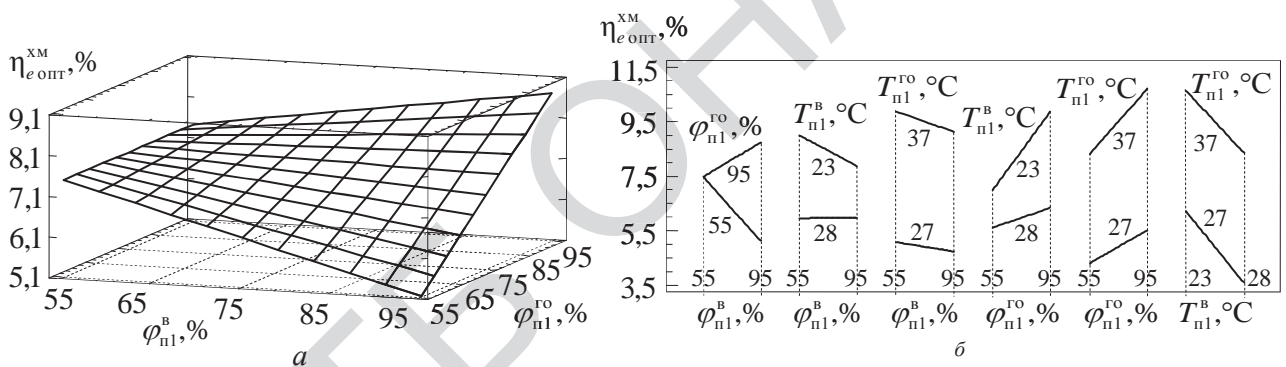


Рис. 2. Оптимальне значення ексергетичного ККД ХМ:

а – при варіюванні значень  $\varphi_{п1}^B$  і  $\varphi_{п1}^{\text{го}}$ ; б – при взаємному впливі  $\varphi_{п1}^B$ ,  $\varphi_{п1}^{\text{го}}$ ,  $T_{п1}^B$ ,  $T_{п1}^{\text{го}}$

З рис. 2б, зокрема, видно, що зі збільшенням  $\varphi_{п1}^B$  значення  $\eta_{e\text{опт}}^{\text{ХМ}}$  зменшується при низькому значенні  $\varphi_{п1}^{\text{го}}$  (55 %) в даному інтервалі його варіювання (55 – 95 %) і збільшується при високому значенні  $\varphi_{п1}^{\text{го}}$  (95 %).

#### Список інформаційних джерел

1. Шаргут Я. Эксергия [Текст] / Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия, 1968. – 280 с.
2. Кузнецов М. А. Термoeкономический анализ теплонасосной сушильной установки [Текст] / М. А. Кузнецов // Проблемы машиностроения. – 2012. – Т. 15, № 1. – С. 36–42.
3. Thermoeconomic optimization of supercritical refrigeration system with the refrigerant R744 ( $\text{CO}_2$ ) [Text] / М. А. Kuznetsov, D. Kh. Kharlampidi, V. A. Tarasova, E. N. Voytenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – № 6/8 (94). – 2016. – P. 24-32.
4. Прохоров В. И. Метод вычисления эксергии потока влажного воздуха [Текст] / В. И. Прохоров, С. М. Шилклопер // Холодильная техника. – 1981. – № 9. – С. 37–41.