



**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ
ТА ЕКОЕНЕРГЕТИКИ ІМ. В.С. МАРТИНОВСЬКОГО**

XII ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ

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

27-28 вересня 2019 року

ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ КОНФЕРЕНЦІЇ



ОДЕСА 2019

УДК 621.565 (075.6)

Сучасні проблеми холодильної техніки та технології / Збірник тез доповідей XII Всеукраїнської науково-технічної конференції. – Одеса: ОНАХТ, 2019. – 229 с.

У збірнику наведені матеріали XII 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 XII 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.

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

Голова наукового комітету – 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:

Ванєєв Сергій Михайлович - Сумський державний університет, к.т.н., доцент;

Василенко Сергій Михайлович - Національний університет харчових технологій, д.т.н., професор;

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

Лабай Володимир Йосипович - Національний університет «Львівська політехніка», д.т.н., професор;

Лавренченко Г.К. - 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;

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

Потапов Володимир Олексійович - Харківський державний університет харчування і торгівлі, д.т.н., професор;

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

Семенюк В.А. - к.т.н., директор НПФ «Терміон»;

Симоненко Ю.М. - зав. кафедрою кріогенної техніки ОНАХТ, д-р техн. наук, професор;

Снежкін Юрій Федорович - директор Інституту технічної теплофізики, д.т.н., академік НАНУ

Ткаченко Станіслав Йосипович - д.т.н., професор Вінницького національного технічного університету;

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

Щит Михайло Львович - к.т.н., пров. наук. спів. Інституту енергетики Академії Наук Молдови.

ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ

Голова – проф. Хмельнюк М.Г.

Науковий секретар – к.т.н. Зімін О.В.

Члени – к.т.н. Жихарєва Н.В., к.т.н. Когут В.Є., к.т.н. Яковлева О.Ю., к.т.н. Желіба Ю.О., к.т.н. Остапенко О.В., к.т.н. Подмазко О.С.

ТЕМИ ДОКЛАДОВ ПЛЕНАРНОГО ЗАСІДАННЯ

110 РОКІВ ПРОФЕСОРУ ЧУКЛІНУ СЕРГІЮ ГРИГОРОВИЧУ (1909-1974)

ИННОВАЦИОННЫЕ ПОДХОДЫ, МЕТОДЫ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПРИНЦИПЫ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ КОМФОРТНОГО И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Н.И. Радченко, д.т.н., проф., Е.И. Трушляков, к.т.н., проф., А.Н. Радченко, к.т.н., доц.,
Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна

АЗОТНЫЕ ГАЗИФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Кириченко И.В., технический директор ПКФ «Криопром» ООО, г. Одесса;
Леонтьев А.А., главный конструктор ПКФ «Криопром» ООО, г. Одесса.
e - mail: info@krioprom.com.ua

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ БАГАТОЗОНАЛЬНИХ СИСТЕМ КОМФОРТНОГО І ТЕХНОЛОГІЧНОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Жихарева Н.В., к.т.н., доц., Одеська національна академія харчових технологій

ЗМІСТ

	СЕКЦІЯ № 1. ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЇ. КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.	стр.
1.	УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ РЕЦИРКУЛЯЦІЙНИХ ГАЗІВ СУДНОВОГО ДВИГУНА ЕЖЕКТОРНОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ З ОХОЛОДЖЕННЯМ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ	10
2.	ЗНИЖЕННЯ ТОКСИЧНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ	14
3.	СНИЖЕНИЕ ВЫБРОСОВ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ СЖИГАНИИ ВОДОТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ	17
4.	ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОГАЗОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В АЕРОТЕРМОПРЕСОРИ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ CFD МОДЕЛЮВАННЯ	20
5.	ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ АЭРОТЕРМОПРЕССОРНОГО АПАРАТА ДЛЯ СИСТЕМ КОНТАКТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ	22
6.	МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	24
7.	ВИЗНАЧЕННЯ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ В КОНКРЕТНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ	28
8.	ПОДХОД К АНАЛИЗУ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ	32
9.	ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ КОМБІНОВАНОГО ТИПУ	36
10.	АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ ГАЗОПОРШНЕВОЇ УСТАНОВКИ	41
11.	ВДОСКОНАЛЕННЯ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ	46
12.	ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ В РАЗНЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ	52
13.	ТЕПЛОНАСОСНІ ТЕХНОЛОГІЇ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ СУДНОВИХ ДВЗ	54
14.	ВПЛИВ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОМАСООБМІНУ В СИСТЕМІ ОХОЛОДЖЕННЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА НА ПАЛИВНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ	57
15.	UKRAINIAN ENERGY POLICY DEVELOPMENT. INTERNATIONAL EXPERIENCE	60
16.	THE CYCLE ENSURING UNINTERRUPTED OPERATION OF THE CONTACT HEAT EXCHANGER	62
17.	ОХОЛОДЖЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ	64
18.	АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВ СОЗДАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНЫХ МОДЕЛЕЙ БЫТОВОЙ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ	67

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

Трушляков Є.І., к.т.н., професор, Радченко А.М., к.т.н, доцент, Зубарєв А.А., ст. викладач, Грич А.В., к.т.н, доцент, Ткаченко В.С., аспірант, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна; Зонмін Я., доцент, Цзяньсунський університет науки і технології, Цзеньцзянь, КНР
nirad50@gmail.com

Ефективність застосування кондиціювання повітря комфортного й енергетичного призначення залежить від отриманого за його рахунок ефекту. Оскільки термодинамічна ефективність теплових двигунів, насамперед газотурбінних, підвищується зі зниженням температури зовнішнього повітря $t_{зп}$, то ефективність охолодження повітря на їх вході визначається скороченням споживання палива або збільшенням виробництва електричної (механічної) енергії, тоді як у випадку установок комфортного кондиціювання з тепловологісною обробкою зовнішнього повітря (передусім в центральних і автономних кондиціонерах) – річним виробництвом холоду як показником ефективності використання холодильної потужності.

В установках кондиціювання повітря (УКП) на вході теплових двигунів найбільш поширене застосування абсорбційних бромистолітєвих холодильних машин (АБХМ), в яких повітря охолоджують від зовнішньої температури $t_{зп}$ до $t_{п2} \approx 15^\circ\text{C}$ з високою ефективністю трансформації скидної теплоти в холод: їх тепловий коефіцієнт $\zeta = 0,7 \dots 0,8$ [1]. В ежекторних холодильних машинах (ЕХМ) можливе більш глибоке охолодження повітря до температури $t_{п2} = 7 \dots 10^\circ\text{C}$, однак за значно нижчих теплових коефіцієнтів: $\zeta = 0,2 \dots 0,3$. Двоступеневе охолодження повітря на вході двигунів в ступінчастій абсорбційно-ежекторній холодильній машині (АЕХМ): в АБХМ – до $t_{п2} = 15 \dots 20^\circ\text{C}$, в ЕХМ – до $t_{п2} = 7 \dots 10^\circ\text{C}$, запропоновано в роботі [2]. Оскільки мають місце як сезонні, так і добові коливання температур, то проектне теплове навантаження УКП на вході двигунів доцільно визначати за річним термочасовим потенціалом $\Sigma\Pi, ^\circ\text{C}\cdot\text{год}$, який представляє собою добуток зниження температури $\Delta t_{п}$ зовнішнього повітря та тривалості τ роботи двигуна при зниженій температурі упродовж року $\Sigma\Pi = \sum(\Delta t_{п} \cdot \tau)$ [3, 4]. Вочевидь, виходячи з річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi$, можна визначати й холодопродуктивність установок кондиціювання повітря.

Мета дослідження – встановити особливості застосування методів визначення встановленої (проектної) холодопродуктивності УКП комфортного й енергетичного призначення за максимальним значенням та за максимальним темпом прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту у вигляді зменшення споживання палива за рік у разі кондиціювання повітря на вході теплових двигунів та річного виробництва холоду установками комфортного кондиціювання повітря.

З метою узагальнення результатів розрахунків теплові навантаження УКП доцільно визначати у відносних величинах – як питомі теплові навантаження, або ж питома холодопродуктивність, що припадають на одиницю витрати повітря: $q_0 = Q_0 / G_{п}$, де Q_0 – повна холодопродуктивність, кВт; $G_{п}$ – витрата повітря, кг/с. Питома холодопродуктивність $q_0 = \xi c_{вл} (t_{зп} - t_{п2})$, кВт/(кг/с), де ξ – коефіцієнт вологовипадіння; $t_{зп}$ – поточна температура зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$; $t_{п2}$ – температура охолодженого повітря, $^\circ\text{C}$; $c_{вл}$ – питома теплоємність вологого повітря, кДж/(кг·К).

Для визначення проектної холодопродуктивності УКП необхідно проаналізувати залежність від неї річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi$, відповідно й ефекту від охолодження у вигляді скорочення витрати палива та виробництва холоду за рік.

Значення річних термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi$, зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e$ за рік, віднесеної до 1 кВт потужності ГТУ, та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, віднесеного до одиниці витрати повітря $G_{п} = 1$ кг/с, в залежності від проектної

питомої холодопродуктивності УКП q_0 (при $G_n = 1$ кг/с) при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10$ і 15 °С за 2017 р., м. Южноукраїнськ, наведені на рис. 1, а віднесені до їх максимальних за рік величин $\Sigma\Pi/\Sigma\Pi_{\max}$, $\Sigma\Delta b_e/\Sigma\Delta b_{e,\max}$ і $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\max}$ в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП $q_0/q_{0\max}$, віднесеної до максимального за рік теплового навантаження $q_{0\max}$, – на рис. 2.

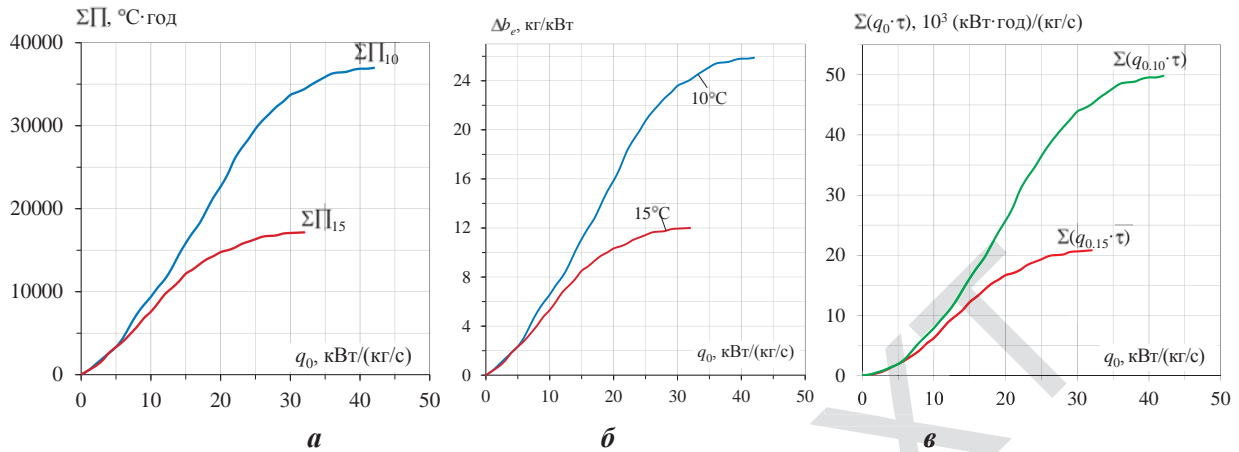


Рис. 1. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi$ (а), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e$ за рік, віднесеної до 1 кВт потужності ГТУ (б), та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, віднесеного до одиниці витрати повітря $G_n = 1$ кг/с (в), в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 (при $G_n = 1$ кг/с) при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10$ і 15 °С за 2017 р.

Як видно з рис. 1, раціональні значення проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10$ і 15 °С, визначені за близьким до максимального зменшенням питомої витрати палива за рік $\Sigma\Delta b_e$ для УКП ГТУ на рис. 1,б, становлять $q_0 \approx 34 \dots 36$ кВт/(кг/с) і $q_0 \approx 24 \dots 26$ кВт/(кг/с) відповідно, і практично такі ж за річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ для комфортної УКП на рис. 3,в.

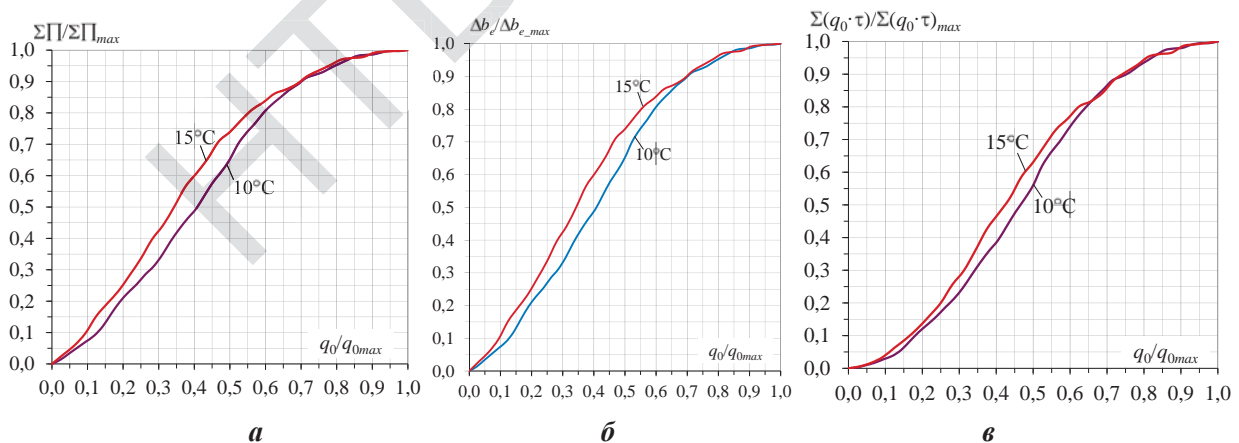


Рис. 2. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi/\Sigma\Pi_{\max}$ (а), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e/\Sigma\Delta b_{e,\max}$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік (б), та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\max}$ при $G_n = 1$ кг/с (в), віднесені до їхніх максимальних за рік величин, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності $q_0/q_{0\max}$, віднесеної до максимального за рік питомого теплового навантаження $q_{0\max}$, при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10$ і 15 °С за 2017 р.

Як видно з рис. 2, зростання річного потенціалу охолодження $\Sigma\Pi / \Sigma\Pi_{\max}$ і відповідних величин ефекту $\Sigma\Delta b_e / \Sigma\Delta b_{e,\max}$ та $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\max}$ від нього зберігається достатньо помітним при збільшенні проектної питомої холодопродуктивності приблизно до 80 % максимального за рік питомого навантаження $q_{0\max} : q_0 / q_{0\max} \approx 0,8$. Подальше підвищення питомої холодопродуктивності від 80 % до 100 % приводить до незначного (менше ніж на 5 %) зростання величин $\Sigma\Delta b_e / \Sigma\Delta b_{e,\max}$ та $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\max}$, що свідчить про недоцільність завищення встановленої холодопродуктивності.

Зменшення темпу нарощування річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi$ і, відповідно, ефекту від охолодження при високій холодопродуктивності УКП q_0 свідчить про наявність надлишку холоду. То доцільно визначити холодопродуктивність, що забезпечує максимальний темп нарощування $\Sigma\Pi$.

Для визначення холодопродуктивності УКП, яка забезпечує максимальний темп нарощування річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi / q_0$, зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e / q_0$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік та річного питомого (при $G_n = 1$ кг/с) виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0$, необхідно проаналізувати їх залежність від встановленої питомої холодопродуктивності УКП q_0 (рис. 3) або їх відносних величин $\Sigma\Pi / q_0 / (\Sigma\Pi / q_0)_{\max}$, $\Sigma\Delta b_e / q_0 / (\Sigma\Delta b_e / q_0)_{\max}$ і $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0 / (\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0)_{\max}$ від встановленої питомої холодопродуктивності УКП q_0 , віднесеної до максимального за рік теплового навантаження $q_{0\max}$ (рис. 4).

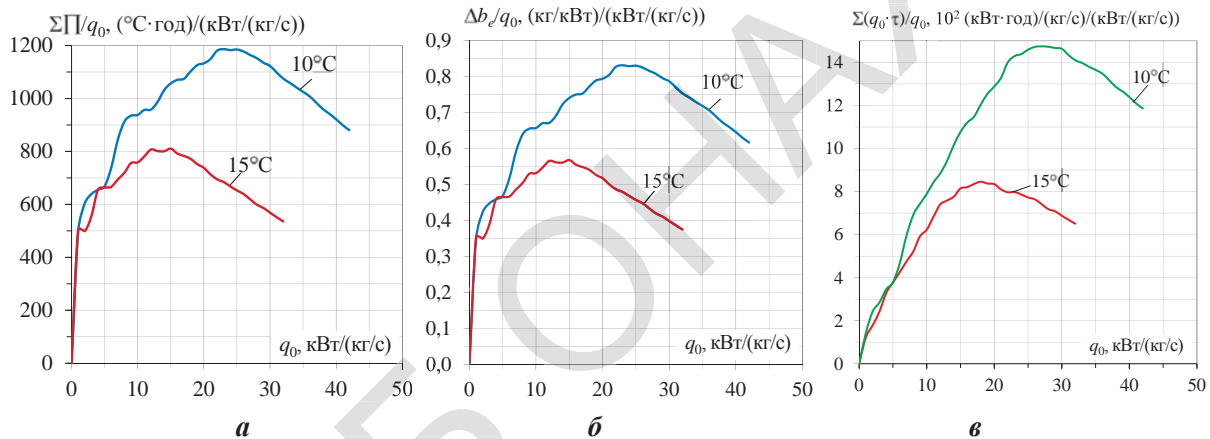


Рис. 3. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi/q_0$ (а), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e/q_0$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік (б), та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ при $G_n = 1$ кг/с (в), віднесених до встановленої питомої холодопродуктивності q_0 УКП, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 (при $G_n = 1$ кг/с), при температурах охолодженого повітря $t_{e2} = 10$ і 15 °С за 2017 р.

м. Южноукраїнськ

Як видно, оптимальні значення проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{e2} = 10$ і 15 °С, визначені за максимальним темпом зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e/q_0$ для УКП ГТУ на рис. 3,б, становлять $q_0 \approx 23 \dots 26$ кВт/(кг/с) і $q_0 \approx 12 \dots 16$ кВт/(кг/с) відповідно, тоді як за темпом прирощення річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ для УКП на рис. 3,в дещо більше і становлять $q_0 \approx 25 \dots 30$ кВт/(кг/с) і $q_0 \approx 16 \dots 20$ кВт/(кг/с).

Як видно, при однакових кліматичних умовах упродовж року та глибині охолодження зовнішнього повітря раціональні значення проектної холодопродуктивності УКП комфортного й енергетичного призначення співпадають, причому за методом максимального прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту, величина проектної холодопродуктивності менше.

Оскільки величини встановленої питомої холодопродуктивності q_0 , які забезпечують максимальний темп прирощення річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi/q_0$ і, відповідно, ефекту від кондиціонування повітря (рис. 2, 4), менше їх величин, визначених відповідно до максимальних їх значень за рік на рис. 1, 3, то при підвищених температурах зовнішнього повітря $t_{зп}$ матиме місце дефіцит холодопродуктивності, тоді як при знижених температурах повітря $t_{зп}$, навпаки, її надлишок.

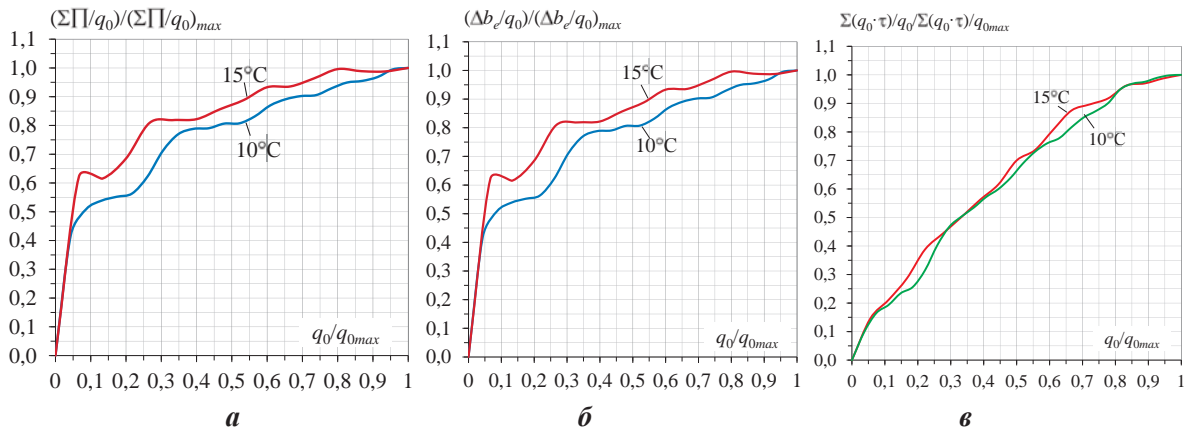


Рис. 4. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi$ (а), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік (б) та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ при $G_n = 1$ кг/с (в), віднесених до встановленої питомої холодопродуктивності q_0 та до їхніх максимальних за рік величин, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності q_0 (при $G_n = 1$ кг/с), віднесеної до максимального за рік теплового навантаження q_{0max} , при температурах охолодженого повітря $t_{\delta 2} = 10$ і 15 °C за 2017 р.

м. Южноукраїнськ

То ж надлишок холоду, який утворюється в періоди знижених теплових навантажень, доцільно використовувати для більш глибокого охолодження повітря, або накопичувати в акумуляторі холоду та використовувати при підвищених теплових навантаженнях.

Висновок. Проаналізовано визначення проектної холодопродуктивності УКП комфортного й енергетичного призначення за двома методами: максимальним (близьким до максимального) значенням та за максимальним темпом прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту у вигляді зменшення споживання палива за рік у разі кондиціювання повітря на вході теплового двигуна та річного виробництва холоду як показника ефективності використання холодильної потужності УКП. За результатами аналізу встановлено, що при однакових кліматичних умовах упродовж року та глибині охолодження зовнішнього повітря раціональні значення проектної холодопродуктивності УКП комфортного й енергетичного призначення співпадають, причому за методом максимального прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту, величина проектної холодопродуктивності менше.

Список літератури

1. Bortmany, J.N. Assesment of aqua-ammonia refrigeration for precooling gas turbine inlet air [Текст] / J.N. Bortmany // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2002-30657. – 12 p.
2. 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.
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.
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-космическая техника и технология*. – 2015. – № 5(122). – С. 61–64.