



**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

УДК 66.067.1.621.72

ВДОСКОНАЛЕННЯ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Фордуй С.Г., к.т.н., технічний керівник напряму енергоресурсів та енергозбереження PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна; Радченко Р.М., к.т.н., доцент, Зубарєв А.А., ст. викладач, Бойчук В.В., науковий співробітник, Остапенко О.В., к.т.н., доцент, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна
nirad50@gmail.com

В установках автономного електро-, тепло- та холодозабезпечення набули широкого поширення газопоршневі двигуни (ГПД), які випускаються в когенераційному виконанні – зі штатними теплообмінниками нагріву води (теплоносія), теплота якої в свою чергу трансформується в холод абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною (АБХМ) – абсорбційним бромистолітєвим термотрансформатором (АБТТ).

Термічний стан ГПД забезпечується підтриманням температури зворотного теплоносія на вході ГПД не вище 70 °С, оскільки він є водночас і охолоджувальним для відведення теплоти від вузлів охолодження двигуна, мастила тощо [1-3]. В той же час ефективність трансформації теплоти в холод в АБТТ висока за умови зниження температури теплоносія не більше ніж на 10...15 °С, тобто до 75...80 °С при його температурі на виході з ГПД (на вході АБТТ) 90 °С. Через суперечливі вимоги до ефективної і надійної експлуатації ГПД і АБТТ по температурі зворотного теплоносія для підтримання його температури на вході ГПД на безпечному рівні 70 °С його додатково охолоджують в радіаторі "аварійного скидання" теплоти у довкілля.

Метою дослідження є виявлення та реалізація резерву підвищення ефективності трансформації скиданої теплоти в холод в установках автономного енергозабезпечення шляхом більш глибокої її утилізації за умови ефективної і надійної з погляду теплового стану роботи когенераційних ГПД-модулів.

Аналіз ефективності ГПД розглянуто на прикладі установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення заводу ТОВ "Сандора" – "PepsiCo Ukraine" (м. Миколаїв, Україна). Установка включає два когенераційних ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГПД 1400 кВт, тепла потужність 1500 кВт), в яких теплота випускних газів, наддувної газоповітряної суміші, охолоджуючої води рубашки двигуна і мастила використовується для нагріву води. Теплота гарячої води трансформується в АБХМ AR-D500L2 Century в холод (холодильна потужність 2000 кВт), який витрачається на технологічні потреби і для роботи центрального кондиціонера охолодження припливного повітря машинного відділення, звідки воно всмоктується турбокомпресором двигуна (рис.1).

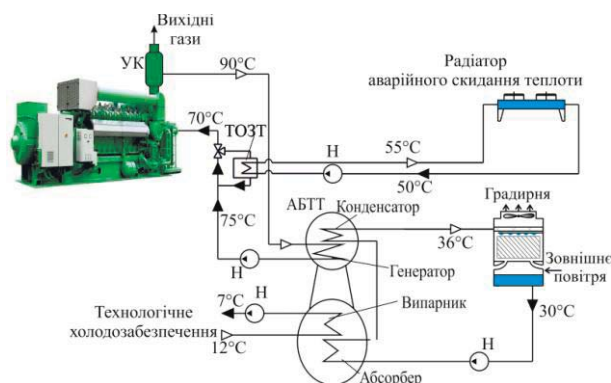


Рис. 1. Схема типової системи трансформації скиданої теплоти когенераційного модуля ГПД в АБТТ: УК – утилізаційний котел; ТОЗТ – теплообмінник охолодження зворотного теплоносія; Н – насос

Принципова схема системи трансформації скидної теплоти мастила, охолоджуючої води сорочки двигуна, наддувної газоповітряної суміші і випускних газів ГПД JMS 420 GS в АБТТ з отриманням холодної води наведена на рис. 1. Результати обробки даних моніторингу з температур теплоносія подані на рис. 2 і 3.

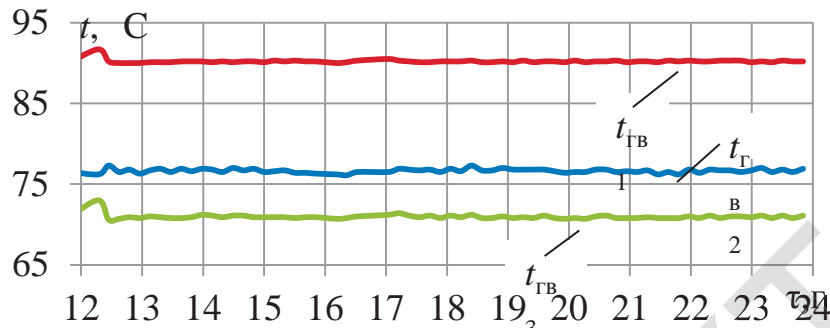


Рис. 2. Температури гарячої води t_{261} на вході АБТТ, зворотної води після АБТТ t_{262} та охолодженої зворотної води на вході в ГПД t_{263}

На рис. 3 наведені графіки поточних значень різниці температур гарячого теплоносія (гарячої води) на вході і виході з АБТТ, що характеризують теплоту, трансформовану в АБТТ в холод, і температур зворотного теплоносія після АБТТ на вході та виході з ТОЗТ, а також охолодженого в ТОЗТ шляхом аварійного скидання теплоти в атмосферу радіатором через обмеження по температурі зворотного теплоносія на вході в ГПД $t_{ГВ3} = 7$

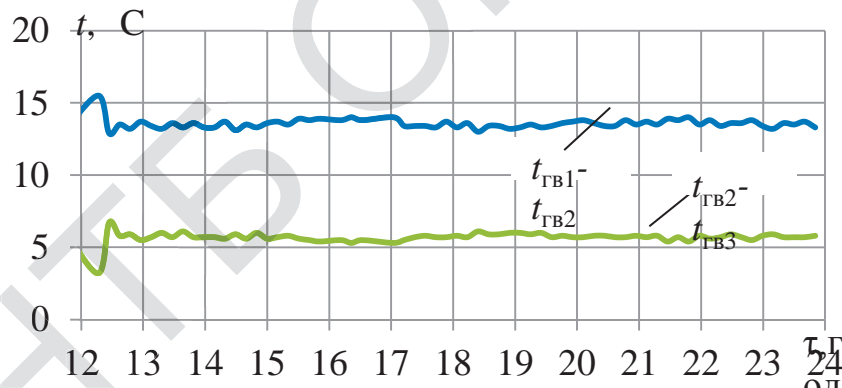


Рис. 3. Різниці температур гарячої та охолодженої в АБТТ води $\Delta t_{2,AB} = t_{261} - t_{262}$ та зворотної води в охолоджувачі ТОЗТ $\Delta t_{2,6mp} = t_{262} - t_{263}$ для базового варіанта

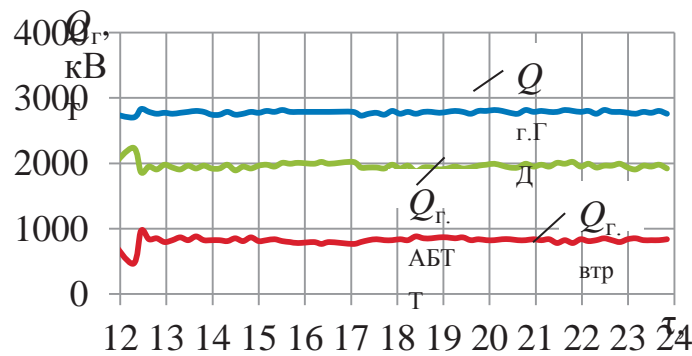


Рис. 4. Значення загальної кількості теплоти $Q_{г.ГД}$ гарячого теплоносія, відведеної від двох ГПД, теплоти, трансформованої в АБТТ в холод, $Q_{г.АБТТ}$, та втрат теплоти $Q_{г.6mp}$

З графіків на рис. 3 видно, що тільки частина теплоти, що відводиться від двигуна і визначається різницею температур $\Delta t_{г.Аб} = t_{гв1} - t_{гв2} = 14...15 \text{ }^\circ\text{C}$, трансформується в АБТТ в холод, тоді як вся наявна теплота визначається різницею температур $t_{гв1} - t_{гв3} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

За результатами моніторингу системи трансформації скидної теплоти газового двигуна JMS 420 GS-N.LC GE фірми Jenbacher в АБТТ AR-D500L2 фірми Century, наведеними на рис. 3, були розраховані теплові потоки в системі трансформації теплоти в холод, подані на рис. 4. Загальна кількість одержаної від двох двигунів теплоти у вигляді гарячої води з температурою $t_r = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ становить $Q_{г.ГД} \approx 2800 \text{ кВт}$, з якої в АБТТ використовується тільки частина, $Q_{г.АБТТ} \approx 2000 \text{ кВт}$. У той же час через обмеження ГПД по температурі зворотного теплоносія на вході в ГПД $t_{гв3} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ в теплообміннику ТОЗТ та радіаторі аварійного скидання від нього відводиться надлишок теплоти $Q_{г.втр} \approx 800 \text{ кВт}$. Тобто втрати теплоти $Q_{г.втр} / Q_{г.ГД}$ складають майже 30 % загальної кількості $Q_{г.ГД}$, відведеної від ГПД.

З урахуванням температури гарячого теплоносія $t_{гв1}$ (рис. 2) і температури конденсації t_k водяної пари в АБТТ, яка визначається, виходячи зі значень температури води $t_{о.в}$, охолоджуючої конденсатор і генератор пари-десорбер АБТТ, як $t_k = t_{о.в} + 3 \text{ }^\circ\text{C}$, були розраховані значення теплового коефіцієнта АБТТ AR-D500L2 фірми Century $\zeta_{АБТТ}$ і всієї системи трансформації $\zeta_{СТб}$ базового варіанта (рис. 5).

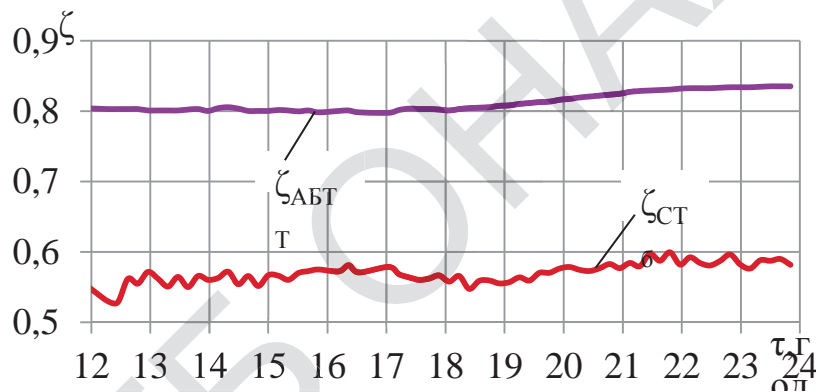


Рис. 5. Значення теплового коефіцієнта АБТТ AR-D500L2 фірми Century $\zeta_{АБТТ}$ і всієї системи трансформації $\zeta_{СТб}$ базового варіанта

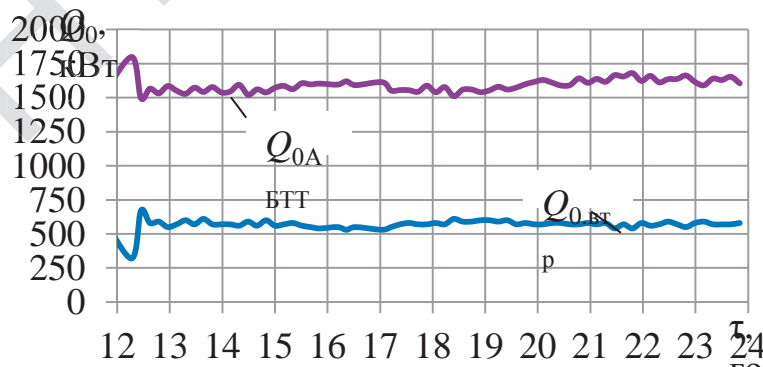


Рис. 6. Поточні значення холодопродуктивності $Q_{0.АБТТ}$ базового варіанта системи трансформації, а також потенційно можливої кількості холоду $Q_{0.втр}$, яку можна отримати трансформацією скидного тепла $Q_{г.втр}$ в АБТТ

За результатами моніторингу були розраховані також поточні значення холодопродуктивності АБТТ $Q_{0.АБТТ}$ і потенційно можливої кількості холоду $Q_{0.втр}$, яку можна було б отримати

трансформацією в АБТТ (при тепловому коефіцієнті $\zeta_{\text{АБТТ}} = 0,7$) скидного тепла $Q_{\text{г.втр}}$ (рис. 1.7) існуючої системи трансформації (рис. 6).

Як видно з рис. 6, якщо трансформувати в АБТТ (з $\zeta_{\text{АБТТ}} \approx 0,7$) в холод надлишкову теплоту $Q_{\text{г.втр}}$, яка скидається в атмосферу радіатором аварійного скидання, то можна збільшити холодопродуктивність установки з 1600 кВт до 2100 кВт.

Розроблена система глибокої трансформації теплоти в ЕТТ і АБТТ (рис.7). Трансформація теплоти теплоносія здійснюється в такій послідовності: спочатку високопотенційний теплоносій після ГПД з температурою 90°C подається у випарну секцію генератора ЕТТ, після чого з температурою 85°C – в АБТТ. В АБТТ температура теплоносія знижується до 73...74°C, з якою він надходить до економайзерної секції генератора ЕТТ, де охолоджується до необхідної для подачі на вхід ГПД температури 70°C зворотного теплоносія на вході до вузлів охолодження ГПД.

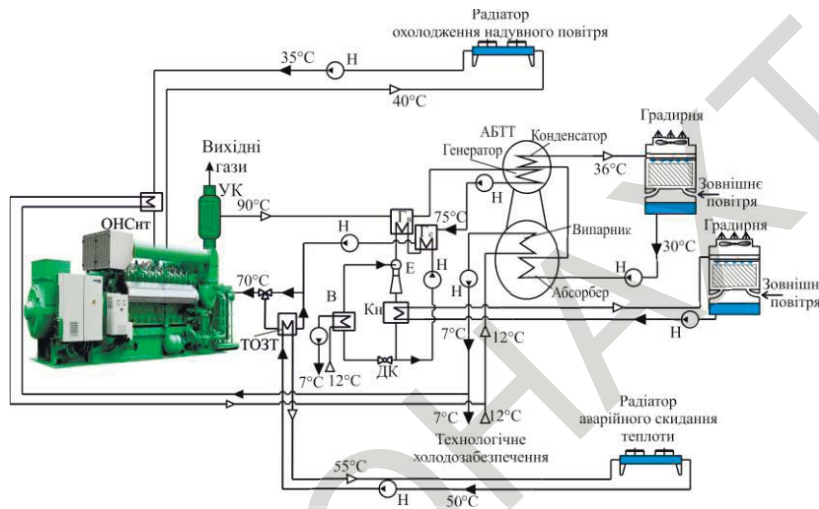


Рис. 7. Схема розробленої системи трансформації теплоти в ЕТТ і АБТТ: УК – утилізаційний котел; ТО3Т – теплообмінник охолоджувач зворотного теплоносія; Н – насос; Е – ежектор; В – випарник; Кн – конденсатор; Г – генератор пари хладону високого тиску ЕТТ; ДК – дросельний клапан

На рис. 8 наведені температури гарячого теплоносія з ГД $t_{\text{г.в.ген.ЕТТ}}$ на вході в генератор ЕТТ, вході в АБТТ $t_{\text{г.АБТТвх}}$, зворотного теплоносія після АБТТ $t_{\text{г.АБТТвих}}$, що надходить до економайзера ЕТТ, теплоносія після економайзера ЕТТ $t_{\text{г.ек.ЕТТвих}}$ та охолодженого зворотного теплоносія на вході в ГД $t_{\text{г.ГДвх}}$.

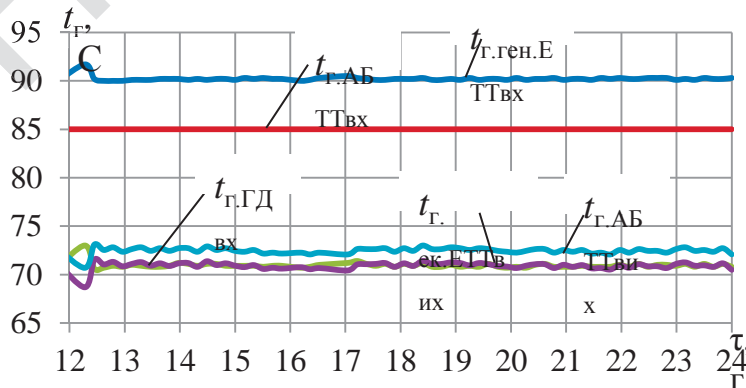


Рис. 8. Значення температури гарячого теплоносія від ГД $t_{\text{г.в.ген.ЕТТвх}}$ на вході в генератор ЕТТ і в АБТТ $t_{\text{г.АБТТвх}}$, зворотного теплоносія після АБТТ $t_{\text{г.АБТТвих}}$, що надходить до економайзера ЕТТ, теплоносія після економайзера ЕТТ $t_{\text{г.ек.ЕТТвих}}$ і охолодженого зворотного теплоносія на вході в ГД $t_{\text{г.ГДвх}}$

На рис. 9 наведені значення загальної кількості теплоти, яка надходить з ГД $Q_{\text{г.ГД}}$, теплоти, трансформованої в холод в АБТТ базової схеми $Q_{\text{г.АБТТ90}}$, теплоти, трансформованої в холод в АБТТ

$Q_{г.АБТТ85}$ і ЕТТ $Q_{г.ЕТТ}$, для розробленої схеми, втрат теплоти в розробленій $Q_{г.втр}$ та базовій $Q_{г.втр.баз}$ схемах.

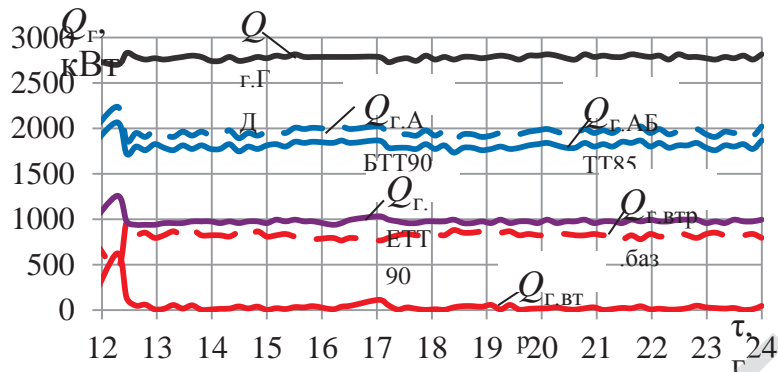


Рис. 9. Значення кількості теплоти від ГПД $Q_{г.ГД}$, теплоти, трансформованої в холод в АБТТ базової схеми $Q_{г.АБТТ90}$, трансформованої в АБТТ $Q_{г.АБТТ85}$ і в ЕТТ $Q_{г.ЕТТ}$ розробленої схеми, втрат теплоти в розробленій $Q_{г.втр}$ і базовій $Q_{г.втр.баз}$ системах

Як видно з рис. 9, втрати теплоти $Q_{г.скид}$ в розробленій системі трансформації мінімальні порівняно з базовою системою $Q_{г.баз.скид}$, де вони складають 30% загальної кількості теплоти від ГПД $Q_{г.з}$. Це досягається її трансформацією в ЕТТ $Q_{г.ЕТТ}$. Через те, що ЕТТ більш чутлива до температури теплоносія, гарячий теплоносій від ГПД подають спочатку в генератор ЕТТ, що забезпечує високий тепловий коефіцієнт ЕТТ, замість подачі його, як в базовій схемі, відразу в АБТТ. В результаті в АБТТ надходить теплоносій з меншою температурою, що призводить до зменшення температурного напору в генераторі АБТТ і, як наслідок, використання в АБТТ меншої кількості теплоти від ГПД $Q_{г.АБТТ85}$ в порівнянні з її значенням $Q_{г.АБТТ90}$ у базовому варіанті.

На рис. 10 наведені значення холодопродуктивності базового АБТТ $Q_{0.баз}$, АБТТ розробленої системи $Q_{0.АБТТ85}$ і ЕТТ $Q_{0.ЕТТ90}$.

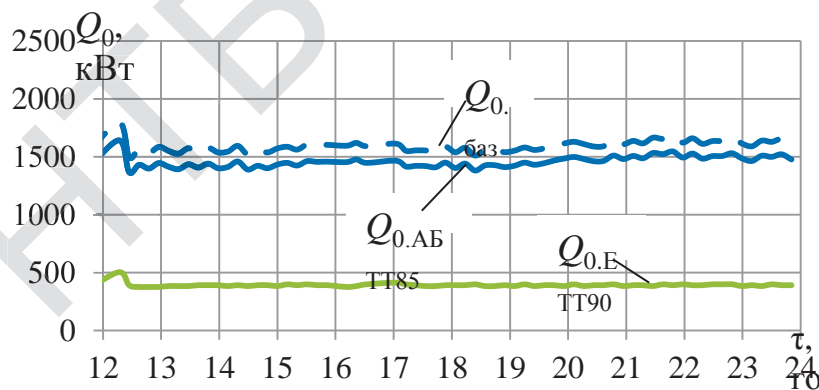


Рис. 10. Значення холодопродуктивності базового АБТТ $Q_{0.баз}$, АБТТ запропонованої системи $Q_{0.АБТТ85}$ та ЕТТ $Q_{0.ЕТТ90}$

Як видно, холодопродуктивність АБТТ запропонованої системи нижче її базового значення.

На рис. 11 наведено значення сумарної $Q_{0.АБТТ+ЕТТ}$ холодопродуктивності АБТТ і ЕТТ для запропонованої системи. Як видно, її значення збігаються зі значеннями холодопродуктивності базової АБТТ.

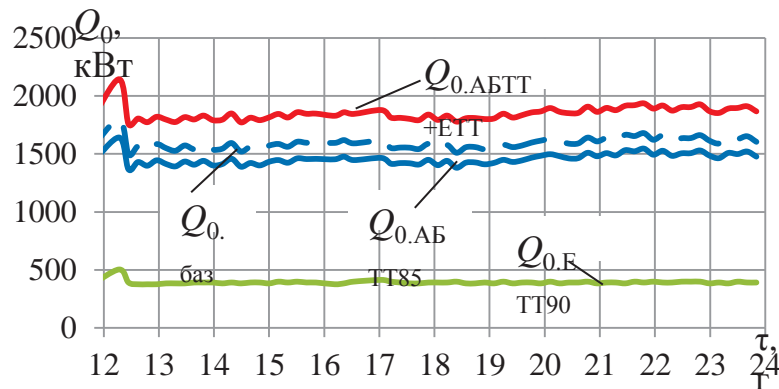


Рис. 11. Значення холодопродуктивності АБТТ $Q_{0.баз}$ базової системи, АБТТ розробленої системи $Q_{0.АБТТ85}$, ЕТТ $Q_{0.ЕТТ90}$ та сумарної АБТТ і ЕТТ $Q_{0.АБТТ+ЕТТ}$ для розробленої системи

Значення теплових коефіцієнтів АБТТ $\zeta_{АБТТ90}$, базової системи, АБТТ розробленої системи $\zeta_{АБТТ85}$, ЕТТ $\zeta_{ЕТТ90}$ і системи трансформації: базової $\zeta_{СТ6}$ і запропонованої $\zeta_{СТ.АБТТ+ЕТТ}$ наведено на рис. 12.

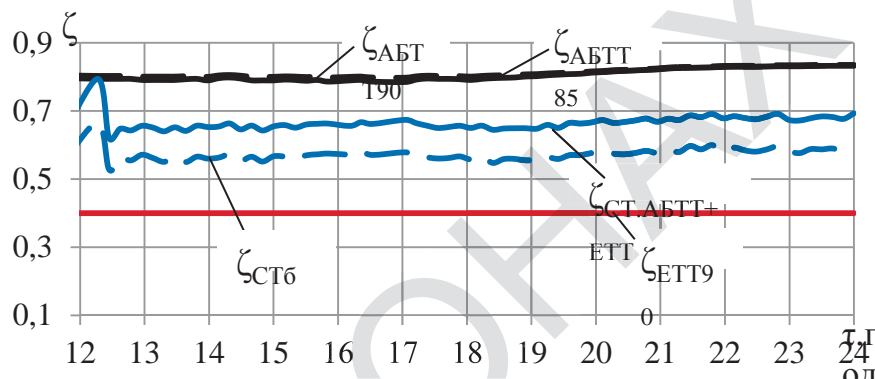


Рис. 12. Теплові коефіцієнти АБТТ $\zeta_{АБТТ90}$ базової системи, АБТТ розробленої системи $\zeta_{АБТТ85}$, ЕТТ $\zeta_{ЕТТ90}$ і системи трансформації: базової $\zeta_{СТ6}$ і розробленої $\zeta_{СТ.АБТТ+ЕТТ}$

Як видно з рис.12 і 13, більш глибока трансформація теплоти зворотного теплоносія в АБТТ і ЕТТ забезпечує зростання холодопродуктивності приблизно на 200...300 кВт (для двох ГПД) порівняно з базовою системою з АБТТ з відповідним підвищенням коефіцієнта трансформації теплоти від $\zeta_{СТ6} \approx 0,55$ базового варіанта до $\zeta_{СТ.АБТТ+ЕТТ} \approx 0,65$ для розробленої системи двоступеневої трансформації теплоти в АБТТ і ЕТТ.

Висновок. За результатами обробки даних моніторингу системи трансформації теплоти в установці автономного енергозабезпечення виявлено наявність втрат теплоти близько 30 % всієї її кількості. Показано, що їх усунення можливе шляхом глибокої двоступеневої трансформації теплоти зворотного теплоносія, яка в базовій установці скидається у довкілля радіатором "аварійного скидання", із застосуванням абсорбційної та ежекторної холодильних машин відповідним підвищенням холодопродуктивності.

Список літератури

1. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. *GE Jenbacher Company Overview*. June 13, 2007. 39 p.
2. Elsenbruch T. *Jenbacher gas engines a variety of efficient applications* București, October 28, 2010, 73 p.
3. Rouse G., Czachorski M., Bishop P., Patel J. *GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI), January 2006., 495 p.*