



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

ХІІ 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 ХОЛОДИЛЬНИХ 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 |

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ ГАЗОПОРШНЕВОЇ УСТАНОВКИ

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

Газопоршневі двигуни (ГПД) знаходять широке застосування в установках авто-автономного енергозабезпечення для комбінованого виробництва електроенергії, тепла і холоду. Такі ГПД випускаються у вигляді когенераційних модулів з навішеними на них теплообмінниками для отримання гарячої води, яка використовується для абсорбційних бромистолітєвих холодильних машин (АБХМ) [1-3].

Через значні теплоприпливи до повітря машинного відділення (МВ), звідки воно всмоктується наддувним турбокомпресором (ТК), температура повітря на вході ТК доволі висока: $t_{\text{вх}} = 25 \dots 30 \text{ }^\circ\text{C}$ при підвищених температурах зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$, що спричиняє погіршення паливної економічності ГПД.

У процесі моніторингу отримують дані зі спільного впливу температур $t_{\text{зп}}$ і $t_{\text{вх}}$ на паливну економічність ГПД. Тому метою є отримання даних з роздільного впливу температур на паливну економічність ГПД задля визначення шляхів подальшого її підвищення.

Аналіз ефективності газового двигуна розглянуто на прикладі установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення заводу ТОВ "Сандора" – "Pepsico Ukraine" (м. Миколаїв, Україна). Установка включає два когенераційних газових двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГД 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 МВ, звідки воно всмоктується турбокомпресором двигуна (рис.1).

Всі датчики температури, тиску, лічильник теплоти і витрати газу підключені до комп'ютеризованої системи моніторингу.

Аналіз даних моніторингу газового двигуна JMS 420 GS-N.L показав низьку ефективність традиційного охолодження всього припливного повітря МВ, звідки воно всмоктується ТК двигуна, оскільки при підвищених температурах зовнішнього повітря через значні теплоприпливи з МВ температура повітря на вході ТК доволі висока: $25 \dots 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Ефект від охолодження повітря ГПД аналізували за зміною електричної потужності N_e і об'ємної витрати газу V_e як показників паливної економічності ГПД. Фірми-виробники ГПД, як правило, не дають в доступних інформаційних джерелах даних зі зміни N_e і V_e в залежності від кліматичних умов експлуатації. Обробка даних зі зміни N_e і V_e , отриманих в процесі моніторингу ГПД, викликає певні труднощі через сумісний вплив на N_e і V_e температур зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$ на вході в радіатор і повітря на вході ТК ГПД $t_{\text{вх}}$. Тому була розроблена методика обробки даних по N_e і V_e з урахуванням впливу окремо температур зовнішнього повітря на вході в радіатор $t_{\text{зп}}$ і повітря на вході ТК $t_{\text{вх}}$.

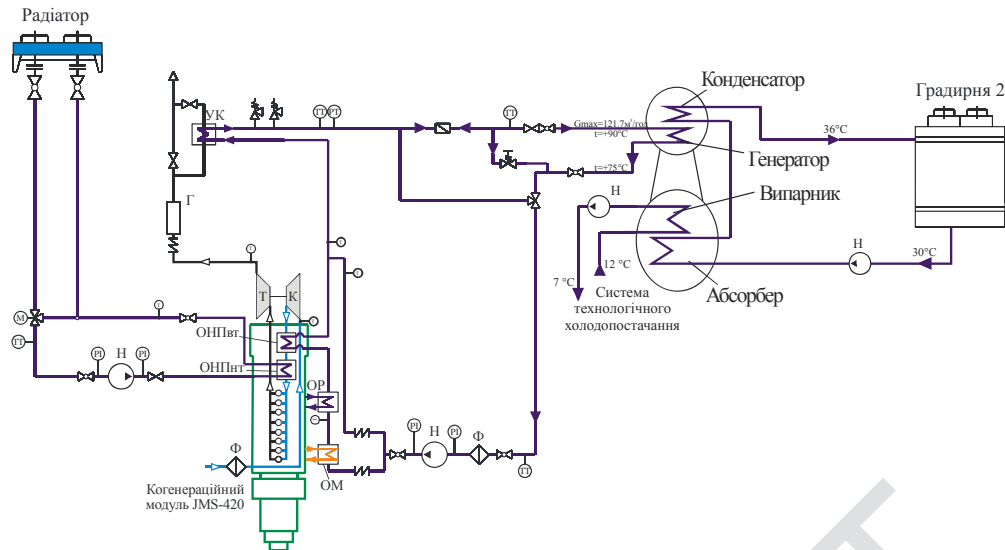


Рис. 1. Схема тригенераційної установки "Sandora" – "PepsiCo Ukraine" з трансформацією скидного тепла когенераційного модуля JMS 420 GS в АБХМ: ОМ – охолоджувач масла; ОР – охолоджувач рубашки двигуна; УК – утилізаційний котел; Г – глушник; ОНП_{ВТ} і ОНП_{НТ} – високо- і низькотемпературний ступені охолоджувача наддувного повітря; Ф – фільтр; Н – насос

Результати моніторингу паливної економічності ГПД представляли у вигляді залежності потужності двигуна $N_e = f(t_{\text{вх}})$ та об'ємної витрати природного газу $B_e = f(t_{\text{вх}})$ від температури повітря $t_{\text{вх}}$ на вході ТК ГПД при різних температурах зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$ на вході в радіатор охолодження наддувної ГПС (рис. 2 і 3).

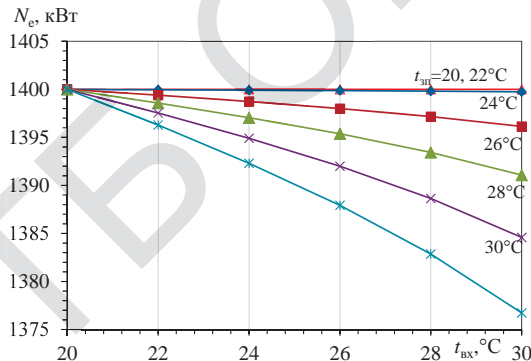


Рис. 2. Зміна електричної потужності ГПД N_e в залежності від температури повітря на вході ТК $t_{\text{вх}}$ при номінальній потужності $N_e = 1400 \text{ кВт}$ і різних температурах зовнішнього повітря на вході радіатора системи оборотного охолодження наддувної ГПС $t_{\text{зп}} = 20 \dots 30^\circ\text{C}$: ▲ – 20°C ; ◆ – 22°C ; ■ – 24°C ; ▲ – 26°C ; X – 28°C ; ж – 30°C

Метою обробки даних $N_e = f(t_{\text{вх}})$ і $B_e = f(t_{\text{вх}})$ є знаходження зміни потужності ГПД dN_e і об'ємної витрати газу dB_e , що припадають на зміну температури $t_{\text{вх}}$ повітря на вході ТК на 1°C , тобто $dN_e/dt_{\text{вх}}$ і $dB_e/dt_{\text{вх}}$. При цьому окремі масиви даних моніторингу $N_e = f(t_{\text{вх}})$ і $B_e = f(t_{\text{вх}})$ формувалися при різних, та практично незмінних температурах $t_{\text{зп}}$, а коливання температури $t_{\text{зп}}$ обмежувалися діапазоном в 1°C . Це давало можливість досліджувати вплив температури повітря $t_{\text{вх}}$ на вході ТК при різних температурах $t_{\text{зп}}$ на вході радіаторів (рис. 4...8).

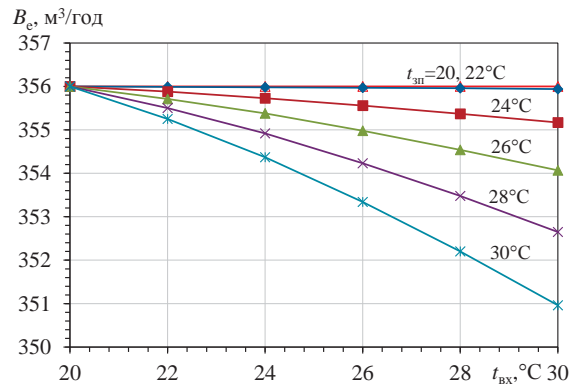


Рис. 3. Зміна об'ємної витрати газу ГПД ΔV_e в залежності від $t_{\text{вх}}$ при різних температурах $t_{\text{зп}}$

При цьому окремі масиви даних моніторингу $N_e = f(t_{\text{вх}})$ і $V_e = f(t_{\text{вх}})$ формувалися при різних, та практично незмінних температурах $t_{\text{зп}}$, а коливання температури $t_{\text{зп}}$ обмежувались діапазоном в 1°C . Це давало можливість досліджувати вплив температури повітря $t_{\text{вх}}$ на вході ТК при різних температурах $t_{\text{зп}}$ на вході радіаторів (рис. 4-7).

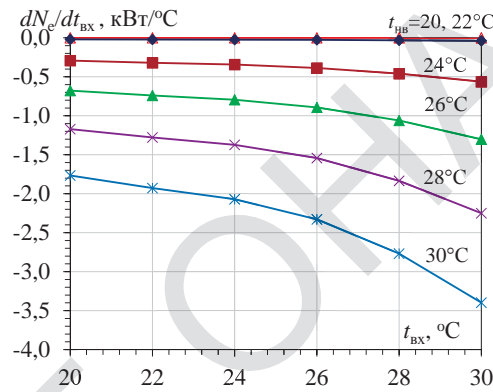


Рис. 4. Зміна електричної потужності ГПД $dN_e/dt_{\text{вх}}$, що припадає на зміну температури повітря на вході ТК $dt_{\text{вх}} = 1^\circ\text{C}$, в залежності від $t_{\text{вх}}$ при різних $t_{\text{зп}}$

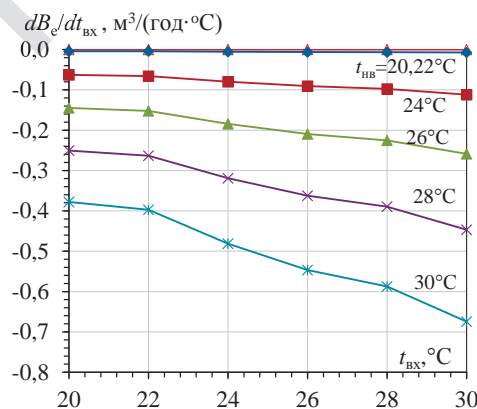


Рис. 5. Зміна об'ємної витрати газу ГПД $dB_e/dt_{\text{вх}}$, що припадає на зміну температури на вході ТК $\Delta t_{\text{вх}} = 1^\circ\text{C}$, в залежності від $t_{\text{вх}}$ при різних $t_{\text{зп}}$

Як видно з результатів обробки даних моніторингу, при зміні на 1°C температури повітря на вході ТК $t_{\text{вх}}$ ($dt_{\text{вх}} = 1^\circ\text{C}$) електрична потужність ГПД змінюється на величину $dN_e/dt_{\text{вх}} =$

0,7...1,2 кВт/°С при $t_{зп} = 25\text{ °С}$ та на величину $dN_e/dt_{вх} = 1,7...3,5\text{ кВт/°С}$ при $t_{зп} = 30\text{ °С}$ і $t_{вх} = 20...30\text{ °С}$ (рис. 4). При зміні на 1 °С температури повітря на вході ТК $t_{вх}$ ($dt_{вх} = 1\text{ °С}$) об'ємна витрата газу змінюється на $dB_e/dt_{вх} = (0,15...0,25)\text{ м}^3/(\text{год}\cdot\text{°С})$ при $t_{зп} = 25\text{ °С}$ та на $dB_e/dt_{вх} = (0,4...0,7)\text{ м}^3/(\text{год}\cdot\text{°С})$ при $t_{зп} = 30\text{ °С}$ і $t_{вх} = 20...30\text{ °С}$ (рис. 5).

Питому об'ємну витрату b_e газу визначали за його об'ємною витратою G_r і потужністю двигуна N_e як $b_e = G_r / N_e$, $\text{м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ (рис. 6).

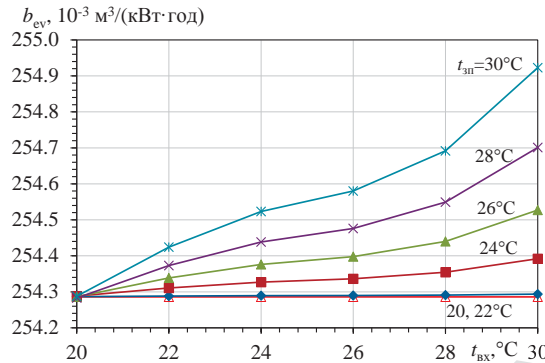


Рис. 6. Зміна об'ємної питомої витрати газу ГПД b_{ev} в залежності від температури повітря на вході ТК $t_{вх}$ при різних $t_{зп}$

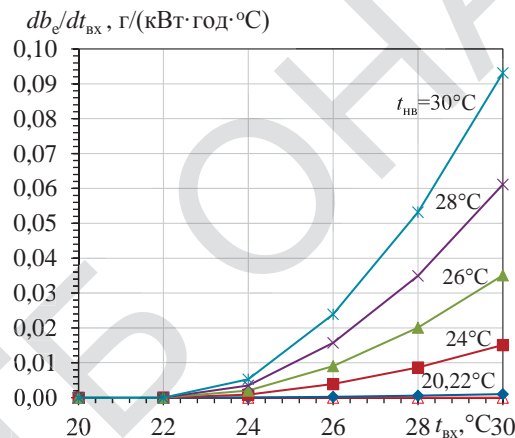


Рис. 7. Зміна масової питомої витрати газу ГПД $db_e/dt_{вх}$, що припадає на $\Delta t_{вх} = 1\text{ °С}$, в залежності від $t_{вх}$ при різних $t_{зп}$

Як видно з результатів обробки даних моніторингу, при зміні температури повітря на вході ТК $t_{вх}$ від 20 °С до 30 °С об'ємна питома витрата газу b_{ev} зростає на величину $\Delta b_{ev} = 0,2 \cdot 10^{-3}\text{ м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ при температурі зовнішнього повітря на вході радіатора охолодження наддувної ГПС $t_{зп} = 26\text{ °С}$ та на величину $\Delta b_{ev} = 0,4 \cdot 10^{-3}\text{ м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ при $t_{зп} = 30\text{ °С}$ і $t_{вх} = 20...30\text{ °С}$ (рис. 6).

При зміні на 1 °С температури $t_{вх}$ ($\Delta t_{вх} = 1\text{ °С}$) питома витрата газу змінюється на величину $db_{ev}/dt_{вх} = (0,01...0,03)\text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год}\cdot\text{°С})$ при $t_{зп} = 25\text{ °С}$ і на $db_{ev}/dt_{вх} = (0,01...0,09)\text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год}\cdot\text{°С})$ при $t_{зп} = 30\text{ °С}$ і $t_{вх} = 26...30\text{ °С}$ (рис. 7).

Висновок. У процесі статистичної обробки результатів моніторингу масиви даних з електричної потужності $N_e = f(t_{вх})$ і витрати палива $B_e = f(t_{вх})$ формувалися при різних і практично незмінних температурах зовнішнього повітря на вході $t_{зп}$ радіатора, а коливання $t_{зп}$ обмежувалися 1 °С . Це дало можливість дослідити вплив температури повітря $t_{вх}$ на вході ТК при різних $t_{зп}$ та обґрунтувати необхідність більш глибокого охолодження повітря на вході ТК і подачі охолодженого повітря безпосередньо на вхід ТК, щоб звести до мінімуму теплоприпливи у МВ.

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.

НТБ ОНАХТ