

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ



МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ПРАКТИЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ

«ДОВКІЛЛЯ, РЕСУРСИ, ЕНЕРГІЯ»
ERE-2021

Випуск **36**

Київ 2021

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
Kiev National University of Construction and Architecture

**VENTYLIATSIIA, OSVITLENNIA
TA TEPLOHAZOPOSTACHANNIA**

SCIENTIFIC AND TECHNICAL COLLECTION

founded in 2001

ISSUE 36

Kyiv 2021

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

заснований у 2001 році

ВИПУСК 36

Київ 2021

УДК 697

ISSN 2409-2606

B29

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник. – Вип. 36 / відповідальний редактор В. О. Мілейковський. – Київ: КНУБА, 2021. – 80 с.

У збірнику висвітлюються результати наукових досліджень, питання теорії і практики з опалення, вентиляції і кондиціонування повітря, теплопостачання та газопостачання. Призначений для наукових працівників, викладачів, виробників, докторантів, аспірантів та студентів.

Редакційна колегія: докт. техн. наук, доцент В. О. Мілейковський (відповідальний редактор); докт. техн. наук, професор В. П. Корбут (заступник відповідального редактора); докт. техн. наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України В. М. Михайленко; докт. техн. наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України О. Л. Підгорний; докт. екон. наук, доцент К. М. Предун; докт. техн. наук, професор О. В. Приймак; докт. техн. наук, професор Т. М. Ткаченко; канд. техн. наук, професор В. В. Трофімович; докт. техн. наук, ст. наук. співр. Г. В. Жук; докт. техн. наук, професор В. А. Кравець; докт. техн. наук, професор Г. Гавардашвілі (Грузія); докт. техн. наук, професор З. Гвішіані (Грузія); докт. техн. наук, професор Н. Мамедов (Азербайджан); докт. техн. наук, професор Б. Рашуо (Сербія); доктор наук, професор А. Рогожа (Литва); докт. техн. наук, професор Г. Собчук (Польща); докт. техн. наук, професор М. Улевіч (Польща); доктор інженер, доцент А. Ліс (Польща); доктор інженер, доцент А. Уйма (Польща); докт. техн. наук, професор О. Токмаджян (Вірменія); докт. техн. наук, професор А. Маргарян (Вірменія); докт. техн. наук, доцент В. Токмаджян (Вірменія); доктор Г. Глінцерер (Австрія).

Рекомендовано до випуску Вченою радою Київського національного університету будівництва і архітектури 29 січня 2020 року, протокол № 37.

Адреса редакційної колегії: Київський національний університет будівництва і архітектури, кафедра теплогазопостачання і вентиляції та кафедра теплотехніки, Повітрофлотський просп., 31, м. Київ, 03037, Україна.
тел. +380(44)245-48-33

ЗМІСТ

| | |
|---|-----------|
| <i>До відома авторів.....</i> | <i>5</i> |
| <i>В. П. Корбут, С. Г. Рибачов Експериментальні дослідження дворівневого повітряно-струминного огородження відкритої поверхні промислових ванн великих розмірів.....</i> | <i>6</i> |
| <i>П. О. Пасічник, К. О. Габа, М. А. Кириченко Експериментальне визначення електротехнічних характеристик комбінованого сонячно-електричного повітрянагрівача.....</i> | <i>15</i> |
| <i>П. М. Гламаздін, Д. П. Гламаздін Енергоефективна модернізація котлів КВГ та ТВГ.....</i> | <i>22</i> |
| <i>В. П. Корбут, В. О. Мілейковський Повітророзподілення опуклими напівобмеженими струминами при вентиляції з постійною витратою повітря.....</i> | <i>37</i> |
| <i>В. А. Коновалюк, Ю. Й. Франчук Дослідження впливу температури на параметри природного паливного газу.....</i> | <i>52</i> |
| <i>А. С. Москвітіна, М. О. Шишина, М. С. Корчмінський Техніко-економічне та екологічне обґрунтування використання систем зі змінною витратою повітря для адміністративних будівель.....</i> | <i>62</i> |

CONTENTS

| | |
|---|----|
| <i>Information for the Authors</i> | 5 |
| V. Korbut, S. Rybachov <i>Experimental researches of a two-level air-jet protection of an open surface of industrial baths of the big sizes</i> | 6 |
| P. Pasichnyk, K. Gaba, M. Kyrychenko <i>Experimental research of electrical characteristics combined solar-electric air heater (in Ukrainian)</i> | 15 |
| P. Glamazdin, D. Glamazdin <i>Energy efficient modernization of KVG and TGV boilers (in Ukrainian)</i> | 22 |
| V. Korbut, V. Mileikovskiy <i>Air distribution in convex wall jets for ventilation with a constant air flow (in Ukrainian)</i> | 37 |
| V. Konovaliuk, Yu. Franchuk <i>Study of the influence of temperature on the parameters of natural fuel gas (in Ukrainian)</i> | 52 |
| A . Moskvitina, M. Shyshyna, M. Korchminskiy <i>Feasibility study for the use of variable air volume systems for office buildings (in Ukrainian)</i> | 62 |

До відома авторів

Шановні автори та рецензенти статей науково-технічного збірника “Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання”.

Розпочинаємо публікацію статей за матеріалами Другої Міжнародної науково-практичної конференції “Довкілля, ресурси, енергія” ERE-2021 факультету інженерних систем та екології Київського національного університету будівництва і архітектури.

Звертаємо увагу на неухильне дотримання вимог до рукописів, розміщених на сайті <http://vothp.knuba.edu.ua/about/submissions>.

Кількість слів анотації має бути суворо 100...250 українською і російською мовами та не менше 1800 знаків англійською мовою, якщо стаття написана українською або російською мовою. Якщо стаття написана англійською, то кількість слів анотації має бути 100...250 англійською і російською мовами та не менше 1800 знаків українською мовою.

Рисунки мають чітко читатися після внесення до тексту. Фактичний розмір шрифту на рисунках має бути 9...12 пт. Треба уникати світлих кольорів на діаграмах і графіках, особливо жовтого та світло-сірого.

Information for the Authors

Dear authors and reviewers of articles of the Scientific and Technical Collection “Ventyliatsiia, Osvitlennia ta Teplohazopostachannia” (“Ventilation, Illumination and Heat and Gas Supply”).

In the issue, we start publication of articles on the materials of the Second International scientific and practical conference “Environment, Resources, Energy” ERE-2021 of Engineering Systems and Ecology Department, Kyiv National University of Construction and Architecture.

Pay attention to the strict adherence to the Requirements for manuscripts, placed on the site <http://vothp.knuba.edu.ua/about/submissions>.

The number of words of the annotation should be strictly 100...250 in Ukrainian and Russian languages and at least 1800 characters in English, if the article is written in Ukrainian or Russian. If the article is written in English, then the number of annotation words should be 100...250 in English and Russian, and at least 1800 in Ukrainian.

Figures should be clearly read after insertion into the text. The actual size of the font on the figures should be 9...12 pt. Avoid light colours on charts, especially yellow and light grey.

УДК 697.92

Експериментальні дослідження дворівневого повітряно-струминного огороження відкритої поверхні промислових ванн великих розмірів

В. П. Корбут¹, С. Г. Рибачов²

¹д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, predsedatel@emw.kiev.ua
ORCID: 0000-0002-0831-2477

²ас. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, 9599770@i.ua
ORCID: 0000-0002-0093-9750

Анотація. Експериментально досліджено розроблений дворівневий повітряно-струминний екран промислової ванни. Принцип його роботи – подача повітря екранувальними струминами на верхньому рівні і відсмоктування забрудненого повітря на нижньому рівні симетрично з протилежних бортів. На даному етапі експериментальних досліджень вивчено поля швидкості та характер взаємодії припливних струмин і факелів відсмоктування. При визначенні геометричних розмірів конструкції повітряного укриття, розміщенні ключових вузлів та елементів системи важливо знати, забезпечувати і не перевищувати допустимі значення швидкості повітряних потоків над поверхнею дзеркала рідини. Експериментально підтверджені умови екранування за рахунок стабілізації поля швидкості над поверхнею ванни. Визначено відповідні закономірності зміни утворення захисного повітряного екрану від основних параметрів як то співвідношення швидкостей «прилив-видалення» та геометричних характеристик конструкції. Підтверджено доцільність улаштування ежекційної щілини під щілиною подачі повітря задля збільшення витрати та далекобійності струмини.

Ключові слова: дворівнева повітряно-струминна завіса, екранувальна струмина, обертові потоки, розподіл концентрації.

Вступ. Покращення умов праці в гальванічних цехах є необхідною умовою збереження здоров'я та працездатності робочих. Основною проблемою гальванічних цехів є викиди шкідливих речовин, теплоти та вологи від ванн.

На кафедрі теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури розроблено ряд конструкцій повітряно-струминних екранів. Конструктивно це – стінки ванни, у кожній з яких улаштовано на верхньому рівні припливну щілину, приєднану до припливного вентилятора. Під нею знаходиться щілина для підсмоктування повітря робочої зони. На нижньому рівні розташовано відсмоктувальну щілину, приєднану до витяжної вентиляції. Такий екран утворює сукупність повітряних потоків, що взаємодіють між собою, і процесів тепломасопереносу зі складними фізико-хімічними властивостями.

При конструюванні бортових відсмоктувачів важливо знати поля швидкості перед всмоктувальними отворами та над дзеркалом рідини. Вони визначають вихрові зони, що виникають біля стоків, та тепломасообмін між рідиною й повітрям. Це у свою чергу впливає на надходження шкідливостей – теплоти, вологи та парів речовин.

Ці поля залежать від розмірів і розташування вхідних вузлів. Тому для досягнення максимальної ефективності вловлювання необхідні дослідження цих полів залежно від геометричних та аеродинамічних параметрів повітряно-

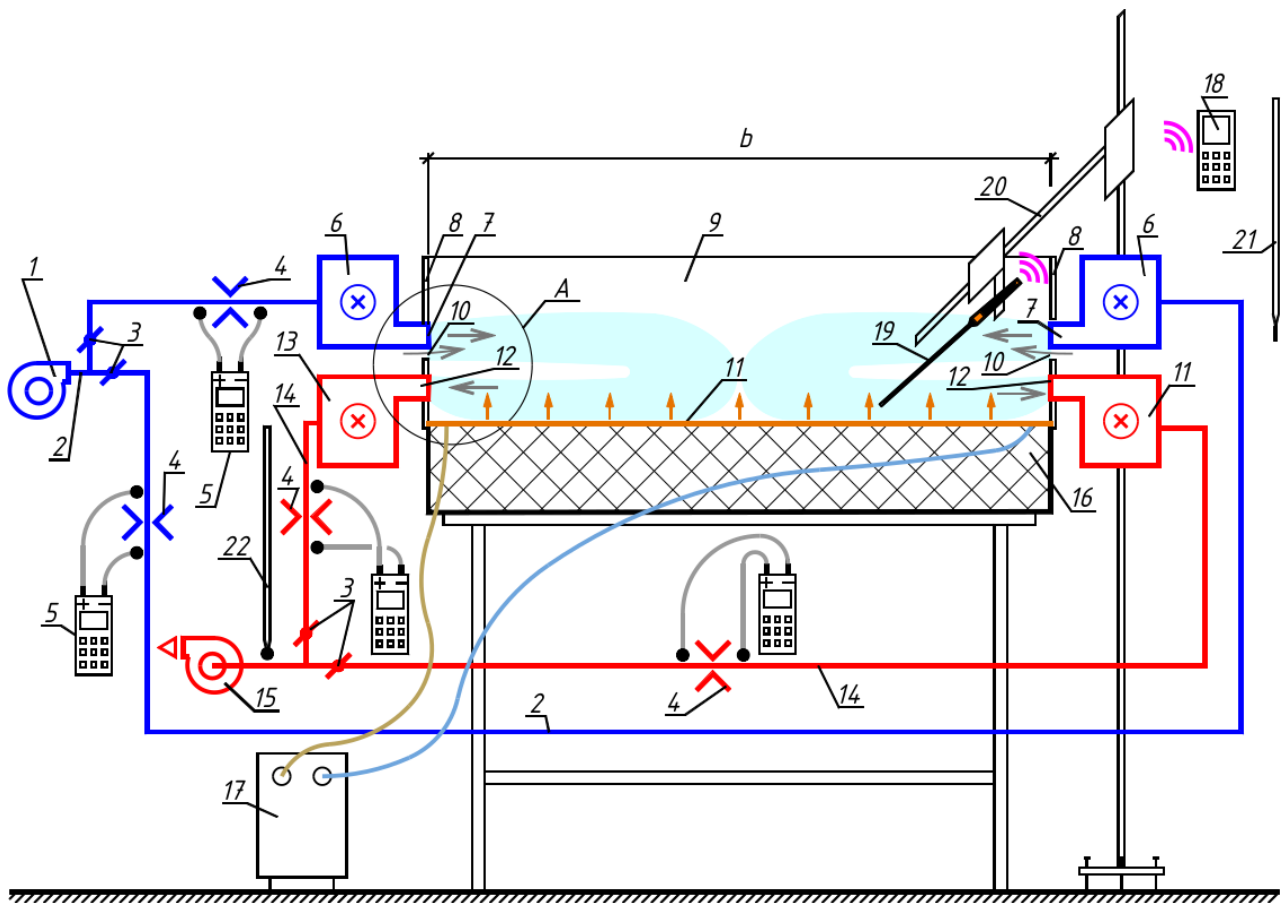
струминного екрану.

Актуальність дослідження. Підвищена ефективності вловлювання шкідливостей є одним з пріоритетних напрямків розвитку місцевих систем вентиляції. Одним з головних чинників, що впливають на ефективність уловлювання шкідливих речовин, є взаємодія і розвиток результатних потоків від струминних течій, що утворюються над поверхнею рідин. Тому задача експериментального дослідження і подальшого опису струминних течій є актуальною.

Останні дослідження та публікації. Дослідження ефективності місцевих систем локалізації та вловлювання шкідливостей виконані в роботах [1, 2]. Розрахунок турбулентних течій біля всмоктувальних та припливних отворів потребує значних обчислювальних потужностей та часу. Експериментальні дослідження дозволяють перевірити та проаналізувати результати емпіричних методів розрахунку [3, 4].

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є експериментальне визначення полів швидкості залежно від геометричних розмірів та співвідношення швидкості повітря у дворівневій повітряно-струминній завісі для гальванічних ванн.

Матеріали та методи. Експериментальні дослідження було виконано на розробленому та виготовленому експериментальному стенді (рис. 1). Установка працює так. Припливний вентилятор 1 нагнітає повітря робочої зони до мережі припливних повітроводів 2.



Вузол А

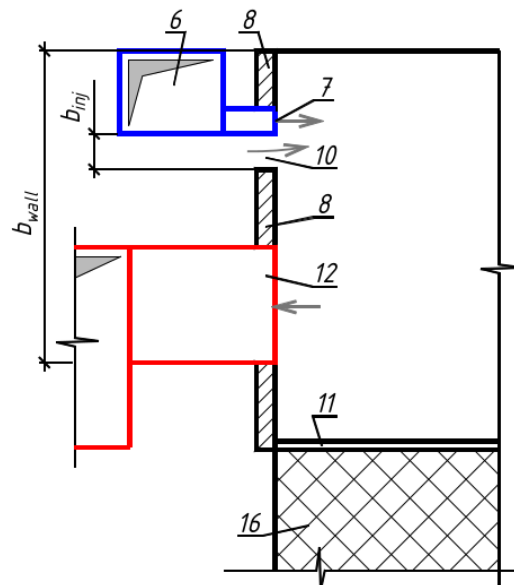


Рис.1. Експериментальна установка проведення досліджень дворівневого комбінованого повітряно-струминного огороження:

- 1 – припливний вентилятор; 2 – припливні повітроводи; 3 – дросель-кран; 4 – витратомірна діафрагма; 5 – мікроманометр; 6 – щілинний повітророзподільник; 7 – припливна щілина;
- 8 – повітронепроникна стінка; 9 – модель ванни; 10 – ежекційна щілина; 11 – джерело шкідливих виділень (повітронагрівач); 12 – відсмоктувальна щілина; 13 – щілинний відсмоктувач; 14 – щілинні повітроводи; 15 – витяжний вентилятор; 16 – теплоізоляція; 17 – лабораторний автотрансформатор;
- 18 – термоелектроанемометр Testo-440; 19 – датчик “Нагріта куля”; 20 – координатник;
- 21 – комп’ютер; 22 – термометр для вимірювання температури повітря робочої зони;
- 23 – термометр у повітроводі витяжного повітря

На розгалуженні повітроводу 2 до обох бортів ванни встановлено дросель-клапани 3. Вони дозволяють регулювати витрату повітря, кг/год. Остання контролюється градуйованими діафрагмами 4 з мікроманометром 5.

З мережі 2 повітря потрапляє до щілинних повітророзподільників 6, щілини яких 7 розміщено в повітронепроникних стінках 8 з проти-лежних боків моделі ванни 9.

У стінках 8 одразу під щілинами 7 виконано ежекційні щілини 10. Крізь них завдяки ежекційній здатності припливних струмин затікає повітря робочої зони і зливається зі струминами від щілин 7.

Якщо зазначені щілини не виконати, виникатиме розрідження, що спонукатиме струмини розгортатися вниз і видалятися. Щілини 7 і 8 утворюють верхній рівень повітряно-струминного екрану. Струмини перекривають джерело 11 для уникнення виносу шкідливостей з його поверхні до зовнішнього середовища. Вони змикаються в області середини корпусу ванни.

Під впливом розрідженого середовища над рідиною струмини розвертаються. Після цього вони насталяються на поверхню джерела шкідливих виділень 11 і направляються до відсмоктувальних щілин 12 щілинних відсмоктувачів 13. Ці щілини утворюють нижній рівень повітряно-струминного екрану. Видалене повітря подається витяжними повітроводами 14 через витратомірні діафрагми 4 та дросель-клапани 3 до витяжного вентилятора 15.

Вимірюваною шкідливістю при моделюванні прийнято конвективну теплоту. Тому джерелом шкідливостей 11 є плоский електронагрівач, розміщений на шарі теплоізоляції 16. Потужність джерела 11 регулюється лабораторним автотрансформатором 17.

Вимірювання поля швидкості у ванні здійснюється за допомогою термоелектроанемометра 18 Testo 440 з датчиком 0635 1571 19 на координатнику 20.

Температура повітря робочої зони T_e , К, вимірюється термометром 21. Оскільки повітря для припливних струмин забирається та відсмоктується з навколишнього середовища, значення температури цих струмин прийнято таке ж, як у робочій зоні, тобто T_e , К.

Для визначення кількості вловленої теплоти у витяжному повітроводі 14 перед вентилятором 15 встановлено термометр 22.

Критерієм оцінки роботи повітряно-струминної огорожі прийнято ефективність уловлювання шкідливостей

$$\eta = \frac{Q_y}{Q_k}, \quad (1)$$

де Q_y – кількість теплоти, уловлена відсмоктувачами, Вт; Q_k – кількість конвективної теплоти, що виділяється джерелом шкідливостей, Вт.

Кількість конвективної теплоти, що виділяється нагрівачем, становить

$$Q_k = Q_{el} - Q_l - Q_m, \text{ Вт}, \quad (2)$$

де Q_{el} – електрична потужність нагрівання, Вт; Q_l – променеве тепловиділення, Вт; Q_m – втрати теплоти за рахунок теплопровідності, Вт.

Електрична потужність нагрівача:

$$Q_{el} = U \cdot I, \text{ Вт}, \quad (3)$$

де U – виміряна напруга в мережі нагрівача, В; I – виміряна сила струму, А.

Кількість теплоти, що видаляється з витяжним повітрям, визначалася за формулою

$$Q_y = G_v C_p (T_y - T_e) / 3,6, \text{ Вт}, \quad (4)$$

де C_p – середня питома теплоємність повітря, кДж/(кг·К); G_v – кількість повітря, кг/год; T_y – температура повітря, що видаляється, К.

У ході проведення експерименту було виявлено фактори, що впливають на роботу даної конструкції:

- відношення G_l/G_k витрати видалення повітря G_l , кг/год, до витрати конвективного потоку G_k , кг/год;
- відношення b_{wall}/b ширини газонепроникної стінки b_{wall} м, до ширини ванни b , м;
- відношення b_{inj}/b_{wall} ширини щілини для ежекції повітря з робочої зони b_{inj} , м, до ширини газонепроникної стінки b_{wall} м;
- відношення v_{in} / v_e швидкості екранувальної струмини v_{in} , м/с, та видалення повітря v_e , м/с, бортового відсмоктувача.

Результати проведених досліджень представлені як поля швидкості (рис. 2-4). При певному аеродинамічному режимі роботи установки (рис. 2) на розвиток припливної струмини екранування суттєво впливає всмоктувальний факел бортового відсмоктувача. При $b_{wal}/b = 0,083...0,14$ та відношенні $v_{in}/v_e = 0,5...2,2$ спостерігається захоплення потоку повітряного екрану майже на виході зі щілинного насадка припливу.

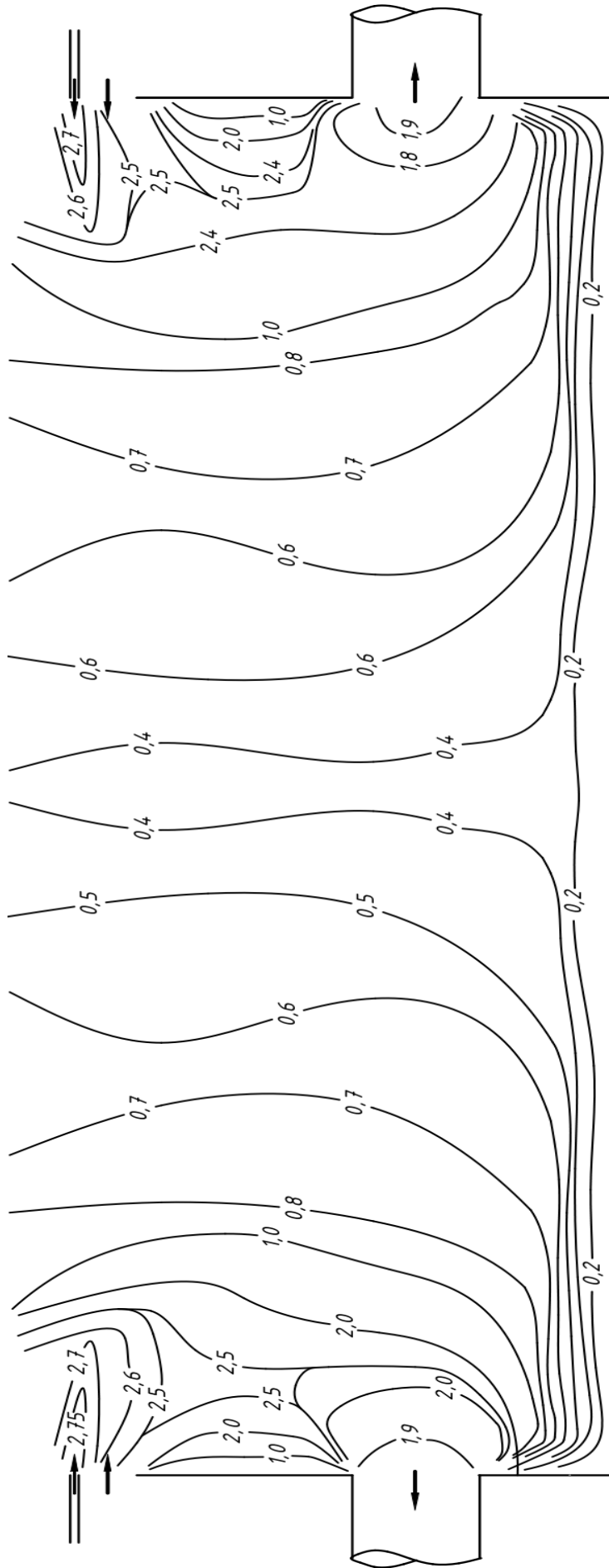


Рис.2. Характерний результат визначення поля швидкості, м/с,
при $b_{wall}/b = 0,11$, $b_{inj}/b_{wall} = 0,25$, $v_{inj}/v_t = 1,5$, $v_{in} = 3$ м/с

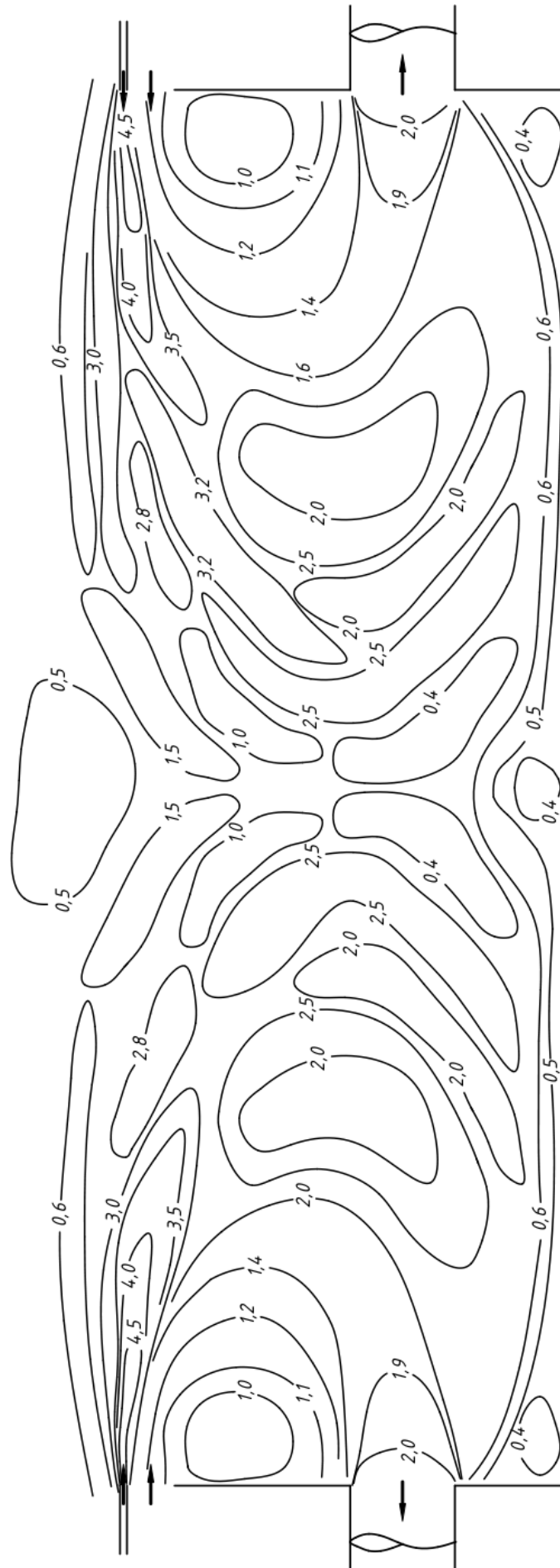


Рис. 3. Характерний результат визначення поля швидкості, м/с, при $b_{\text{wall}}/b = 0,11$, $b_{\text{inj}}/b_{\text{wall}} = 0,75$, $v_{\text{inj}}/v_t = 2,375$, $v_{\text{in}} = 4,75$ м/с

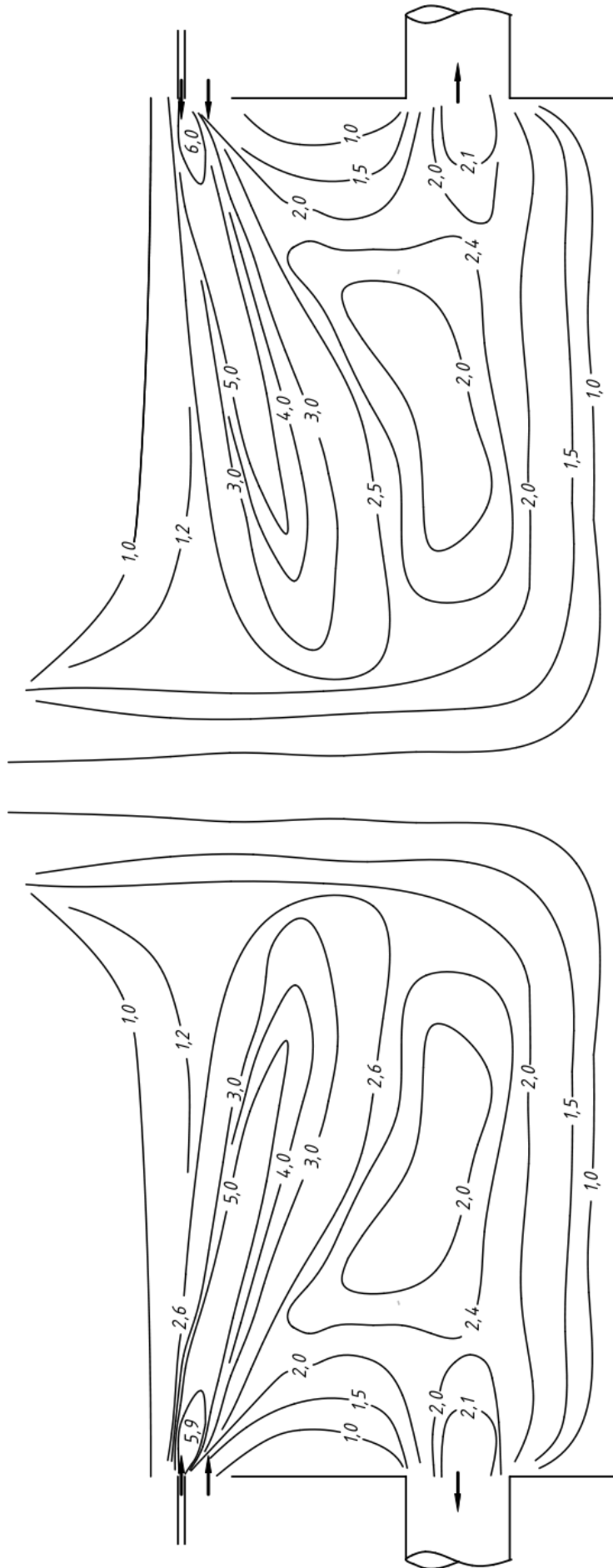


Рис.4. Характерний результат визначення поля швидкості, м/с, при $b_{wall}/b = 0,11$, $b_{inj}/b_{vatt} = 0,75$, $v_{in}/v_t = 2,375$, $v_{in} = 4,75$ м/с

У ході дослідження також розглядалися варіанти зі зміною ширини щілини ежекції b_{inj} (рис. 3). При збільшенні відношення ширини щілини ежекції b_{inj}/b_{wall} до 0,75 та дотриманні співвідношення швидкості в межах $v_{in}/v_{\ell} = 0,3...2,45$ виникають плоскі обертові потоки. Відбувається перекриття поверхні та локалізація шкідливостей.

Збільшення відношення швидкості v_{in}/v_{ℓ} до трьох і більше (рис. 4) зі збереженням відношення геометричних розмірів відсмоктувача як на рис. 2 вирішує проблему миттєвого захоплення струмини екранування лише частково. Біля дзеркала рідини спостерігається висока швидкість повітря, м/с. Це призведе до генерування хвиль рідини та інтенсифікації тепломасобміну між повітрям і рідиною (рис 4). Останнє призводить до підвищення надходження шкідливостей.

Таким чином, режим роботи системи (рис. 3) дозволить максимально реалізувати мо-

жливості запропонованої конструкції.

У залежностях (1) і (2) було використано відношення геометричних параметрів для дотримання геометричної і аеродинамічної подібності в конструкціях інших розмірів.

У результаті дослідження встановлено, що використання даної конструкції дозволяє локалізувати до 90 % виділених шкідливостей порівняно з аналогічними конструкціями [2].

Висновки. Для розробленого повітряно-струминного екрана гальванічних ванн експериментально визначені умови ефективного екранування такі: відношення ширини щілини для ежекції повітря з робочої зони до ширини газонепроникної стінки становить 0,75, а відношення швидкості екранувальної струмини до швидкості видалення повітря знаходиться в межах 0,3...2,45. При цьому досягається ефективність уловлювання до 90 %.

Література

1. Посохин В.Н. Расчет местных отсосов от тепло- и газовыделяющего оборудования / В.Н. Посохин // Москва 1984. – 160 с.
2. Гольшев А.А. Разработка методов расчета бортовых отсосов Zbiór artykułów naukowych priorytetowe obszary nauki Zakopane 29.11.2015
3. Корбут В. П. Дослідження дворівневого повітряно-струминного огороження відкритої поверхні великорозмірних ванн / В. П. Корбут, С. Г. Рибачов // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2018. – Вип 24. Р. 5-11.
4. Цуляну К. Р. Моделирование работы щелевого отсоса взаимодействующего с плоской газовой струей / К. Р. Цуляну, В. Г. Гуцул, О. Н. Зайцев, Н. П. Богатикова // Строительство и безопасность. – 2012. – Вып. 41. – С. 235-239.
5. Корбут В. П. Удосконалення пристроїв повітряно-струминного огороження відкритої поверхні великорозмірних ванн / В. П. Корбут, С. Г. Рибачов // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2014. – Вип. 17. – С. 26-31.
6. Варсегова Е. В., Посохин В. Н. Об условия предельного улавливания потока вредных выделений местным отсосом / Е. В. Варсегова, В. Н. Посохин // Известия вузов. Строительство. – 2015. – № 11-12. – С. 18-22.
7. Wang L. Investigation of the Impact of Building Entrance Air Curtain on Whole Building Energy Use. Air Curtain Study / L. Wang. – The Air Movement and control Association International, Inc. – 2013. – 16 p.
8. N. Kardekar Numerical analysis of air flow velocity streamlines of air curtains / N. Kardekar, V. K. Bhojwani, N. K. Sane // International journal of mechanical engineering and technology (IJMET). – 2013. – Vol. 4. – Iss. 5. – P. 150-155.

References

1. Posokhin V.N. *Raschet mestnykh otsosov ot teplo- i gazovydeliaiushchego oborudovaniia*. 1984 .
2. Golyshev A.A. *Razrabotka metodov rascheta bortovykh otsosov Zbiór artykułów naukowych priorytetowe obszary nauki Zakopane* 29.11.2015
3. Korbut V.P., Rybachev S.G. “Doslidzhennia dvorivnevoho povitriano-strumynnoho ohorodzhennia vidkrytoi poverkhni velykorozmirnykh vann”. *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohazopostachannia*. 2018. Vyp. 24. P. 5-11
4. Tsulyanu K.R, Gutsul V.G, Zaitsev O.N, Bogatikova N.P. “Modelyrovanye raboty shchelevoho otsosa vzaemodeistvuiushcheho s ploskoi hazovoi struei”. *Stroytelstvo y bezopasnost*. 2012. Iss. 41. P. 235-239.
5. Korbut V.P., Rybachev S.G. “Udoskonalennia prystroiv povitrianostrumynnoho ohorodzhennia vidkrytoi poverkhni velykorozmirnykh vann”. // *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohazopostachannia*. 2014. Vyp. 17. P. 26-31.
6. Varsegova E.V, Posokhin V.N “Ob uslovyyu predelnoho ulavlyvaniya potoka vrednykh vydeleniy mestnym otsosom”. *Yzvestiya vuzov. Stroytelstvo*. 2015. No 11-12. P. 18-22.
7. Wang. L. *Investigation of the Impact of Building Entrance Air Curtain on Whole Building Energy Use. Air Curtain Study*. The Air Movement and Control Association International, Inc. 2013. 16 p.
8. Nitin Kardekar, Bhojwani V. K., Sane N. K. “Numerical analysis of air flow velocity streamlines of air curtains”. *International journal of mechanical engineering and technology (IJMET)*. 2013. Vol. 4, Iss. 5. P. 150-155.

УДК 697.92

Экспериментальные исследования двухуровневого воздушно-струйного ограждения открытой поверхности промышленных ванн больших размеров

В. П. Корбут¹, С. Г. Рыбачов²

¹ д.т.н., проф. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, Predsedatel@emw.kiev.ua, ORCID: 0000-0002-0831-2477

² ас. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, 9599770@i.ua
ORCID: 0000-0002-0093-9750

Аннотация. Экспериментально исследован разработанный двухуровневый воздушно-струйный экран промышленной ванны. Принцип его работы – подача воздуха экранирующими струями на верхнем уровне и отсос загрязнённого воздуха на нижнем уровне симметрично с противоположных бортов. На данном этапе экспериментальных исследований изучены поля скорости и характер взаимодействия приточных струй и факелов отсоса. При определении геометрических размеров конструкции воздушного укрытия, размещении ключевых узлов и элементов системы важно знать, обеспечивать и не превышать допустимые значения скорости воздушных потоков над поверхностью зеркала воды. Экспериментально подтверждены условия экранирование за счёт стабилизации поля скорости над поверхностью ванны. Определены соответствующие закономерности изменения образования защитного воздушного экрана от основных параметров, таких как соотношение скорости «притока-удаления» и геометрических характеристик конструкции. Подтверждена целесообразность устройства эжекционной щели под щелью подачи воздуха для увеличения расхода и дальности струи.

Ключевые слова: двухуровневая воздушно-струйная завеса, экранирующая струя, вращающиеся потоки, распределение концентрации.

UDC 697.92

Experimental researches of a two-level air-jet protection of an open surface of industrial baths of the big sizes

V. P. Korbut¹, S.G. Rybachov²,

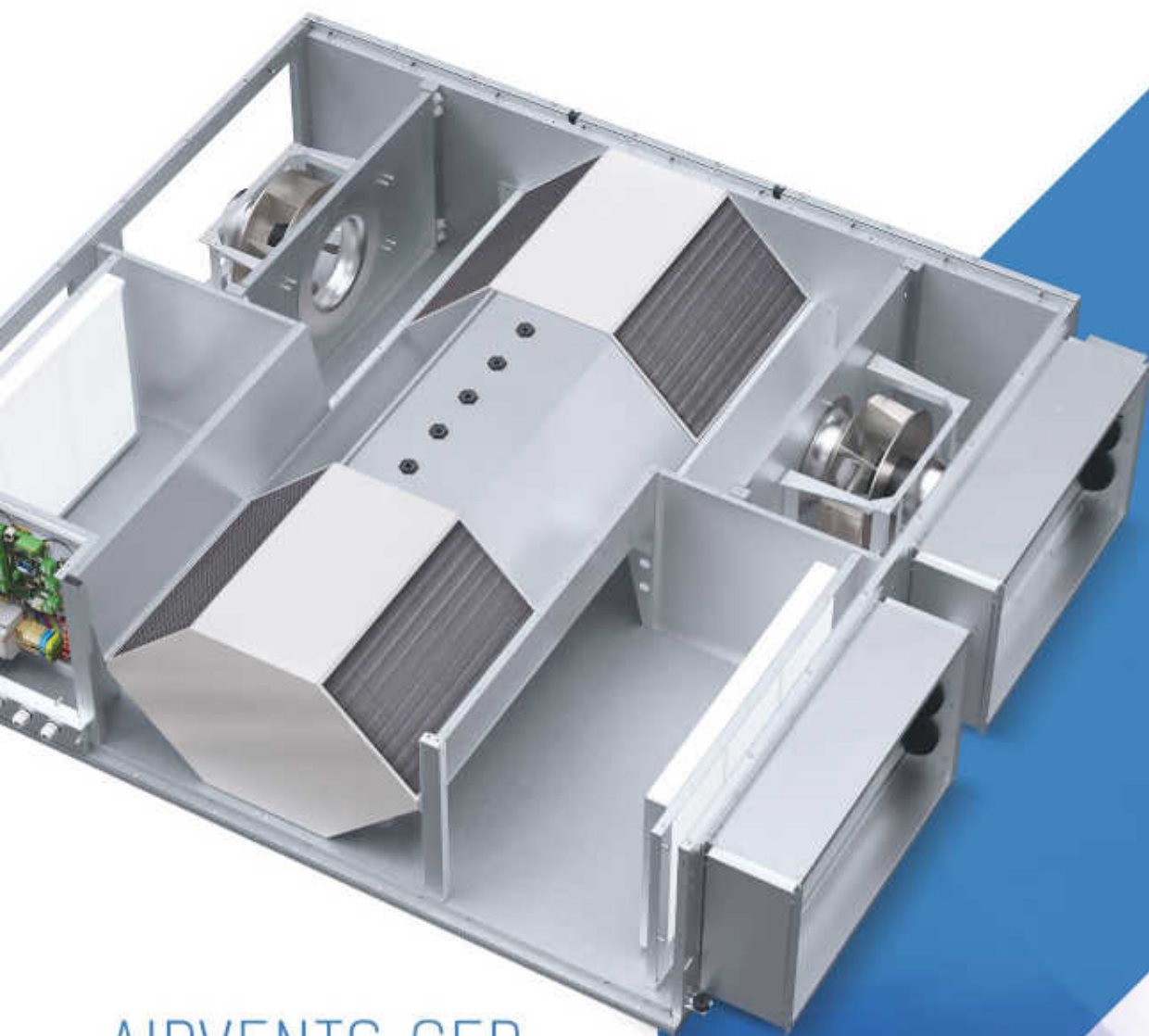
¹ Sc.D, professor. National University of Construction and Architecture, City Kiev, Ukraine, predsedatel@emw.kiev.ua,
ORCID: 0000-0002-0831-2477

² assistant Kyiv National University of Civil Engineering and Architecture, Kyiv, Ukraine, 9599770@i.ua
ORCID: 0000-0002-0093-9750

Abstract. The developed two-level air-jet screen of an industrial bath is experimentally investigated. The principle of its operation is the supply of air by a shielding jet at the upper level and the suction of polluted air at the lower level symmetrically from opposite sides. At this stage of experimental research, the velocity fields and the nature of the interaction of inflow jets and suction flares have been studied. When determining the geometric dimensions of the air-jet screen structure, the location of key components and system elements, it is important to know, ensure and not exceed the allowable values of air flow velocity above the surface of the liquid mirror. During the observations of the aerodynamic properties of two-level air-jet screens, questions arose about the need to use flat rotational flows and control the velocity field in their interaction. Minimization of the interaction of inflow jets and flares of suction is the basis of the concept of designing a screen of this type. The shielding conditions have been experimentally confirmed due to the stabilization of the velocity field above the bath surface. The corresponding dependencies of change of formation of the protective air screen from the basic parameters as that a ratio of velocity "inflow-removal" and geometrical characteristics of a design are defined. For the developed air-jet screen of galvanic baths experimentally determined conditions of effective shielding are as follows: the ratio of the width of the slot for ejection of air from the working area to the width of the gas-tight wall is 0.75, and the ratio of screening jet velocity to air removal rate is within 0.3-2.45. This achieves a capture efficiency of up to 90 %. The expediency of arranging an ejection slot under the air supply slot to increase the flow rate and range of the jet has been confirmed.

Key words: two-level air-jet curtain, shielding jet, rotational flows, concentration distribution.

Надійшла до редакції / Received 15.01.2021



AIRVENTS CFP

Підвісні
припливно-витяжні установки
з рекуперацією тепла

Продуктивність установки –
від 500 до 6000 м³/год

Доступна у 8 типорозмірах

Обладнана секціями нагрівання та охолодження

УДК 621.763

Експериментальне визначення електротехнічних характеристик комбінованого сонячно-електричного повітрянагрівача

П. О. Пасічник¹, К. О. Габа², М. А. Кириченко³¹ к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва та архітектури, м. Київ, Україна, pasichnik89@bigmir.net, ORCID: 0000-0001-8499-6949² к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва та архітектури, м. Київ, Україна, chibra@bigmir.net, ORCID: 0000-0003-2201-1408³ к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва та архітектури, м. Київ, Україна, kirichenko-m@ukr.net, ORCID: 0000-0002-3651-3153

Анотація. Розробка та вдосконалення наявного геліотехнічного обладнання є необхідним кроком для розвитку сонячних систем теплопостачання. Одним із шляхів розвитку сонячних повітрянагрівачів є використання нових матеріалів для виготовлення абсорберів сонячного випромінювання. Це значно розширює можливість застосування насадкових та пористо-капілярних матеріалів на відміну від рідинних геліоколекторів. Доцільним є використання текстильних матеріалів для виготовлення абсорберів. Це дозволить знизити вартість колекторів сонячної енергії, а також значно зменшити їхню масу та капітальні затрати. Напрямок розвитку та досліджень повітряних систем теплопостачання на основі обладнання із сучасних текстильних матеріалів є актуальним. Зокрема, використання вуглеграфітового трикотажного полотна дає змогу прямого нагріву абсорбера сонячної енергії електричним струмом за рахунок відповідних електротехнічних характеристик. Адже з подібних матеріалів виготовляють різноманітні гнучкі нагрівачі (грілки, медичні ковдри тощо). Таким чином, вдається поєднати два обов'язкових елементи геліосистем теплопостачання. У статті наведено результати експериментального дослідження питомого електричного опору, використаного у розробці авторів вуглеграфітового трикотажного полотна. Отримано значення відношення питомого електричного опору до площі перерізу $\rho/S = 15,07 \text{ Ом/м}$.

Ключові слова: геліотехніка, сонячний колектор, абсорбер сонячної енергії, вуглеграфітове полотно, електричний нагрів, відновлювана енергія

Вступ. На основі попередніх досліджень авторів розроблено комбінований сонячно-електричний повітрянагрівач (КСЕП) [1]. Він поєднує в собі два головних елементи будь-якої геліосистеми – сонячний тепловий колектор та додаткове джерело теплоти. Абсорбер сонячного випромінювання виконано з вуглеграфітового трикотажного полотна (ВТП). Це зменшує його вартість та масу. Використовувати їх можливе на наявних об'єктах теплопостачання без спорудження громіздких опорних конструкцій для розміщення геліополів. Комбінований сонячно-електричний повітрянагрівач може використовуватися як самостійний теплогенератор для систем теплопостачання.

Актуальність дослідження. Однією з важливих проблем використання геліосистем є обов'язкове застосування в них додаткових джерел енергії, зокрема електричної енергії. Використання КСЕП дозволить об'єднати в собі два елементи геліосистеми. При використанні КСЕП для систем вентиляції отримуємо електричний калорифер з особливостями установки, але з сезонним коефіцієнтом заміщення 0,2-0,4 [2].

Останні дослідження та публікації. Для використання запропонованого сонячно-

електричного повітрянагрівача необхідно підігрівати його абсорбер електричним струмом. Тому матеріал, з якого він виготовлений, повинен бути електропровідним, але мати достатній електричний опір, Ом. Теплова потужність визначається із закону Джоуля-Ленца [3]

$$Q = I^2 R t, \text{ Дж} \quad (1)$$

де I – сила струму на ділянці, А; R – електричний опір ділянки, Ом, t – час підведення електроенергії, с.

За формулою (1) при відповідному електричному опорі, Ом, можна обходитися відносно малими та безпечними силами струму, А. Перевага повітряних колекторів сонячної енергії над рідинними полягає також у можливості безпечного прямого пропускання електричного струму через абсорбер, тому що повітря не проводить електричний струм.

З урахуванням наведеного для абсорбера КСЕП висуваються вимоги як до сонячних теплових колекторів та електронагрівачів. По-перше, вони повинні мати високу поглинальну здатність сонячного випромінювання, на рівні $A_s \geq 0,9$ [4]. Це забезпечується властивостями поверхні світлосприйняття, тобто природної селективності.

Таблиця 1

Технічні характеристики вуглеграфітового трикотажного полотна УТП

| № | Характеристика | Значення |
|----|---|--------------------|
| 1 | Поверхнева густина (маса 1 м ²), г/м ² | 1597 |
| 2 | Питомий поверхневий електричний опір, Ом | 4000 |
| 3 | Повітропроникність, дм ³ /(м ² с) | 90 (72...108) |
| 4 | Вогнестійкість, с | (вогне- стійка) |
| 5 | Товщина полотна, мм | 3...4 |
| 6 | Вміст вуглецю, % | 98,5 |
| 7 | Вміст золи, % | 1,5 |
| 8 | Середній коефіцієнт тепло- провідності волокна, Вт/(м К) | 287 |
| 9 | Питома теплоємність волок- на, кДж/(кг К) | 0,72 |
| 10 | Температуропровідність волок- на, м ² /с | 0,181 |
| 11 | Водопоглинання, % | 132,6 |
| 12 | Залишкова деформація за довжиною, % | 4 |
| 13 | Залишкова деформація за ши- риною, % | 7 |
| 14 | Кількість петельних (на 100 мм): рядків стовпчиків | 56 54 |
| 15 | Розтяжність при навантажен- нях, що менше розривних, %: за довжиною за шириною | 19 66 |
| 16 | Кислотостійкість (зменшення розривного навантаження) H ₂ SO ₄ – 20% H ₂ SO ₄ – 50% | 2,4 |

По-друге, вони повинні мати розвинену поверхню теплообміну. Це інтенсифікує тепло-віддачу абсорбера до потоку повітря, що його обтікає [5]. По-третє вони повинні володіти відповідними властивостями:

- мала маса;
- стійкість до ультрафіолетового випромінювання;
- термостійкість;
- низька вартість для більшої ліквідності геліосистеми [6].

Для електронагрівача матеріал повинен мати достатній питомий електричний опір, Ом/м, та стійкість до впливу електричного струму [7].

Для задоволення висунутих вимог було використано вуглеграфітове трикотажне полотно, що вироблено в Інституті проблем матеріалознавства ім. Францевича Національної академії наук України під маркою УТП. Ринковим аналогом такого полотна є полотно типу УРАЛ-ТР (ГОСТ 28005-88). Останнє виробляється білоруськими та російськими фабриками з виробництва хімволокна [8].

Вуглеграфітові волокна, карбонізовані та графітізовані тканини й вуглецевий папір на сьогодні використовуються як електронагрівачі [7]. Це зумовлено питомим електричним опором вуглецевих волокон, Ом·м, термо- та електростійкістю. Сфери використання різноманітні:

- гнучкі нагрівачі для технологічних процесів при бетонуванні;
- медичні теплі ковдри
- грілки;
- опалювальні елементи для «теплих підлог» і «теплих стін».

Фізико-хімічні властивості полотна УТП, надані виробником та перевірені на акредитованій випробувальній лабораторії ПрАТ «Волтекс-Меланж» в м. Луцьк (табл.1).

Теплотехнічні характеристики ВТП (тепло-провідність, температуропровідність і т.д.) відповідають традиційним металам, що використовуються у геліотехніці для виготовлення абсорберів. Порівняльна характеристика приведена в табл.2. [9, 10]

Виробництво ВТП зосереджено в країнах близького зарубіжжя (Білорусь, Російська Федерація), а також є невеликі потужності в Україні, зокрема на дослідному виробництві Інституту проблем матеріалознавства імені І.М. Францевича Національної академії наук України при відділі композиційних матеріалів, і ці потужності, нажаль, не задіяні

Формулювання цілей статті. Дослідження електротехнічних властивостей використаного вуглеграфітового полотна.

Основна частина. Придатність ВТП для електронагрівання підтверджується в [7]. Електронагрівачі, що виготовлені з вуглеграфітових волокон, використовуються для виготовлення бетону, виробництва медичних грілок і ковдр і т.і.

Нагрів електронагрівача при постійному значенні напруги U , В, визначається лише електричним опором провідника, згідно з рівнянням (2). Опір провідника [3]

Таблиця 2

Порівняльна характеристика ВТП і традиційних для геліотехніки металів

| Величина | Алюміній | Мідь | Сталь | УТП |
|---|----------|--------|-------|----------|
| Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К) | 211 | 385 | 47,6 | 287 |
| Питома теплоємність, кДж/(кг·К) | 0,93 | 0,385 | 0,46 | 0,72 |
| Густина, кг/м ³ | 2675 | 8795 | 7850 | 2200 |
| Температуропровідність, м ² /с | 0,085 | 0,114 | 0,008 | 0,181 |
| Питомий електричний опір, Ом·м ·10 ⁴ | 0,0271 | 0,0175 | 0,14 | 0,4 |
| Селективне покриття | Треба | Треба | Треба | Не треба |

$$R = \frac{\rho \ell}{S} = \frac{\rho_s \ell}{b}, \quad (2)$$

де R – електричний опір провідника, Ом;

ρ – питомий електричний опір провідника, Ом·м; ℓ – довжина провідника, м; S – площа поперечного перерізу провідника, м²; ρ_s – питомий поверхневий електричний опір, Ом; b – ширина провідника, м.

У табл. 1 наведено значення поверхневого питомого електричного опору 4000 Ом. Визначити придатне для інженерних розрахунків значення питомого опору провідника ρ за даним значенням неможливо. Це зумовлено анізотропністю вуглеграфітових волокон [11].

Також піддається сумніву визначення поперечного перерізу провідника, який формується з ВТП. Тому визначальною величиною для конкретного типу текстильного матеріалу є ρ/S , Ом/м, яку необхідно визначати експериментально.

Дослідження електричного опору проводилося на експериментальному стенді [12] з експериментальною секцією на рис. 1. Електричний прогрів абсорбера з ВТП забезпечується двома мідними провідниками, вживленими на протилежних краях тканини (рис. 1 б).

Для живлення ВТП, вимірювання напруги та струму створено електронний блок.

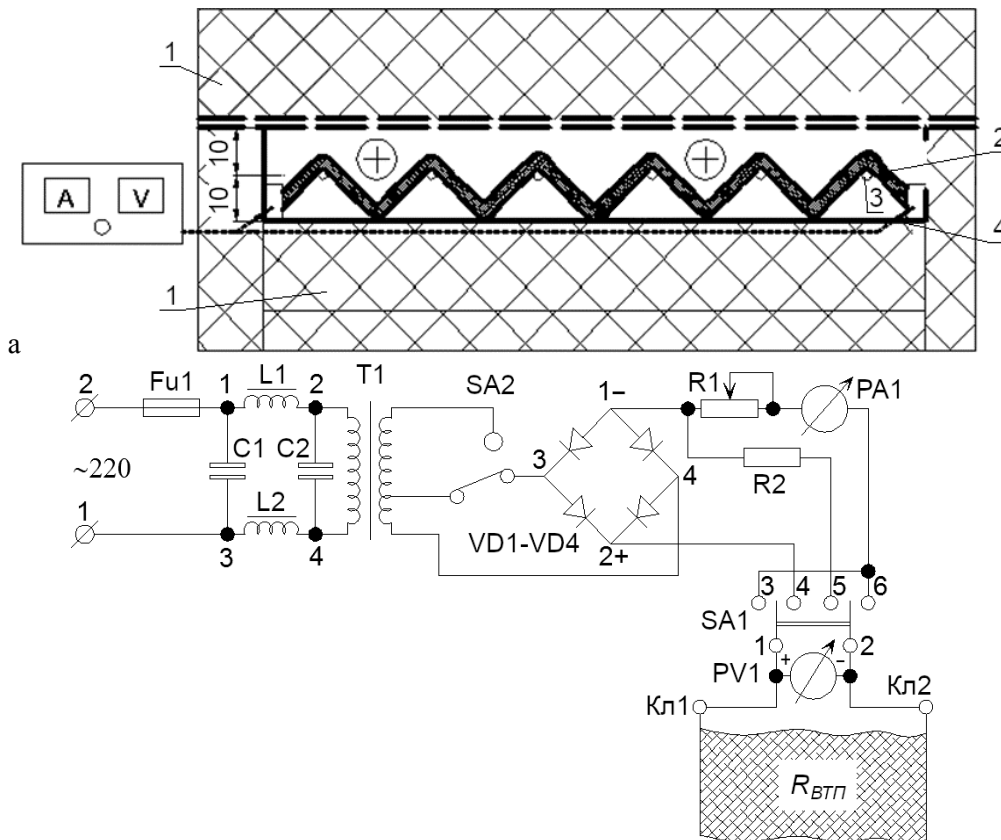


Рис. 1. Схема дослідної секції комбінованого сонячно-електричного повітрянагрівача:

а – розріз; б – електрична схема:

1 – теплоізоляційний шар мінеральної вати з металізованою основою завтовшки 20 мм; 2 – дослідне вуглеграфітове трикотажне полотно; 3 – поліетиленова волосінь завтовшки 1 мм; 4 – мідна пластина; Fu1 – запобіжник; L1, L2 – котушки індуктивності; C1, C2 – конденсатори; Т – трансформатор; VD1-VD4 – діодний міст; SA1-SA2 – перемикачі; R1-R2 – резистори; Кл1-Кл2 – клеми для приєднання дослідного вуглеграфітового трикотажного полотна опором $R_{ВТП}$, Ом

Таблиця 3

- Цей блок складається з
- фільтра перешкод L1 L2 C1 C2;
 - трансформатора T1;
 - випрямляча на діодному мості VD1-VD4;
 - виміральної ділянки (вольтметр, амперметр), що живиться від мережі 220В.

Прилад оснащений ручним регулятором потужності [12]. Довжиною провідника вважалася відстань між вживленими мідними провідниками. Дослід проводився при змінних значеннях напруги. Згідно з законом Ома електричний опір ВТП

$$R_{ВТП} = \frac{U}{I}, \text{ Ом} \quad (3)$$

де U – напруга, В.

Вимірювання проведено для трьох значень довжини ℓ провідника (відстань між мідними пластинами) 0,3 м, 0,5 м та 1 м для різних значень напруги U , В.

Результати експериментальних досліджень (табл. 3) показують, що полотно ВТП має значення $\rho/S = 15,07$ Ом/м. Це значення має прийматися при розрахунку КСЕП.

Висновки. Експериментально визначено питомий електричний опір вуглеграфітового трикотажного полотна УТП $\rho/S = 15,07$ Ом/м. Це значення дозволяє розрахувати необхідну довжину полотна, м, та напругу живлення, В.

Експериментальні дані

| ℓ , м | U , В | I , А | $R_{ВТП}$, Ом | ρ/S , Ом/м | Середнє значення ρ/S , Ом/м |
|------------|---------|---------|----------------|-----------------|----------------------------------|
| 0,5 | 45 | 6 | 7,50 | 15,00 | 15,07 |
| | 100 | 13 | 7,69 | 15,38 | |
| | 125 | 17 | 7,35 | 14,71 | |
| 0,3 | 40 | 10 | 4,00 | 13,33 | |
| | 75 | 15 | 5,00 | 16,67 | |
| | 90 | 19 | 4,74 | 15,79 | |
| 1 | 35 | 2,5 | 14,00 | 14,00 | |
| | 60 | 4 | 15,00 | 15,00 | |
| | 110 | 7 | 15,71 | 15,71 | |

Перспективи подальших досліджень.

Дані дослідження дають змогу визначати електричну теплову потужність приладу в незалежності від розміру приладу. Результати досліджень, на-ведених в статті, можуть бути використані лише для конкретного типу вуглеграфітового трикотажного полотна. Для інших типів полотен необхідно проводити подібні дослідження при недостатності подібної інформації.

Подальші дослідження оптимальних абсорберів для КСЕП мають враховувати питомий електричний опір ВТП, як критерій оптимізації.

Література

1. Пат. 97541 Україна МПК F24H 3/00. Сонячно-електричний повітряний тепловий колектор / Пасічник П.О. ; власник Пасічник П.О.. – № u201409506 ; заявл. 29.08.2014 ; опублік. 25.03.2015, бюл. № 6/2015.
2. Приймак О.В. Визначення частки теплового навантаження, що заміщується енергією сонця та вітру для системи теплопостачання з комбінованим сонячно-електричним повітропідігрівачем / О.В. Приймак, П.О. Пасічник, Р.В. Білан, О.С. Нагорний // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. – Вип. 8. – КНУБА, 2016, с. 251-256.
3. Детлаф А. А., Курс физики: учебное пособие для вузов / А.А. Детлаф, Б.М. Яворский – 2-е изд. испр. и доп. – Москва: Высшая школа, 1999. – 720 с.
4. Даффи Д. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии / Д. Даффи, У. Бекман. – Москва: Мир, 1977. – 354 с.
5. Керн Д. Развитие поверхности теплообмена / Д. Керн, А. Краус. – Москва: Энергия, 1977. – 464 с.
6. Пасечник П. Особенности воздушных солнечных систем теплоснабжения / П. Пасечник, А. Приймак // Czestochowa University of Technology, Construction of Optimized Energy Potential. – vol.1(15). – 2015. – с.152-158.
7. Горелов В.П. Низкотемпературные нагреватели из композиционных материалов в промышленности и быту / В.П. Горелов. – Москва-Берлин: Директ-Медиа, 2016. – 208с.
8. ОАО «СветлогорскХимволокно» [електронний ресурс]. Режим доступу <http://www.sohim.by>.
9. Авезов Р. Р. Повышение эффективности использования низкопотенциальных солнечных нагревателей в системах теплоснабжения: автореф. дис. ... докт. техн. наук.: 05.14.08 / Авезов Р. Р. ; Национальная академия наук Узбекской ССР. – Ташкент, 1990. – 42с.
10. Харченко Н.В. Солнечные теплогенерирующие установки для систем теплоснабжения / Н.В. Харченко, Г. Н. Делягин. Москва: МИСИ, 1987. – 205 с.
11. Луцьк Р.В., Теплообмен при обработке текстильных материалов / Р.В. Луцьк, Э.С. Малкин, И.И. Абаржи. – Киев: Наукова думка, 1993. – 344 с.
12. Приймак О.В. Дослідження тепловіддачі абсорбера сонячного повітропідігрівача, виготовленого з гофрованого вуглеграфітового трикотажного полотна / О.В. Приймак, П.О. Пасічник // Вісник КНУТД, серія “Технічні науки”, 2016. – №1(94). – с. 85-92.

References

1. Pasichnyk P.O. "Soniachno-electrichnui povitriani teplovui kolektor ." Patent of Ukraine 97541. 25 March 2015.
2. Pryimak O. V., Pasichnyk P. O., Bilan R. V., Nagornui O. S. "Vyznachennia chastky teplovoho navantazhennia, shcho zamishchuetsia enerhieiu sontsia ta vitru dlia sistem teplopostachannia z kombinovanim soniachno-electrychnym povitropidihrivachem." *Enerhoefektyvnist v budivnutstvi ta arkhitekturi*, 2016, Vyp. 8. P. 251-256.
3. Detlaf A. A., Yavorskyi B.M. *Kurs fiziki: uchebnoe posobie dlia vuzov*. Vysshaia shkola, 1999. 720 p.
4. Daffi D., Beckman U. *Teplovyie protsessy s ispolzovaniem solnechnoi energii*. MIR, 1977. 354 p.
5. Kern D., Kraus A. *Razvitie poverkhnosti teploobmena*. Energiya, 1977. 464 p.
6. Pasechnik P., Pryimak A. "Osobennosti vozdushnikh solnechnykh sistem teplosnabzheniia". *Czestochowa University of Technology, Construction of Optimized Energy Potential*, 2015, vol.1(15). P.152-158.
7. Gorelov V.P. *Nizkotemperaturnye nagrevateli iz kompozitsionnykh materialov v promyshlennosti i bytu*. Direkt-Media, 2016. 208 p.
8. OAO «SvetlogorskKhimvolokno». URL: <http://www.sohim.by>.
9. Avezov R.R. *Povuscheniye effektivnosti ispolzovaniya nizkopotentsialnykh solnechnykh nagrevateley v sistemah teplosnabzheniya*. Diss. Abstract. Taschkent, 1990.
10. Kharchenko N. V., Deliagin G. N. *Solnechnye teplogeneriruiushchie ustanovki dlia sistem teplosnabzheniia*. MISI, 1987. 205 p.
11. Lutsyk R. V., Malkin E. S., Abarzhi I. I. *Teplomassoobmen pri obrabotke tekstilnykh materialov*. Naukova dumka, 1993. 344p.
12. Pryimak O. V., Pasichnyk P. O. "Doslidzhennia teploviddachi absorbera soniachnogo povitropidihrivacha, vyhotovlenoho z hofrovanoho vuhlehrafitovoho polotna". *Visnuk KNUVD, seriia "Tehnichni nauky"*. 2016. №1(94). P. 85-92.

УДК 621.763

Экспериментальное исследование электрических характеристик комбинированного солнечно-электрического воздухонагревателя

П. А. Пасечник¹, К. А. Габа², М. А. Кириченко³

¹ к.т.н., доц. Киевский национальный университет строительства и архитектуры г. Киев, Украина, pasichnik89@bigmir.net, ORCID: 0000-0001-8499-6949

² к.т.н., доц. Киевский национальный университет строительства и архитектуры г. Киев, Украина, chibra@bigmir.net, ORCID: 0000-0003-2201-1408

³ к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва та архітектури, м. Київ, Україна, kirichenko-m@ukr.net, ORCID: 0000-0002-3651-3153

Аннотация. Разработка и совершенствование гелиотехнического оборудования – необходимый шаг в развитии солнечных систем теплоснабжения. Одним из путей развития солнечных воздухонагревателей является использование новых материалов для производства абсорберов солнечного излучения. Это расширяет возможность использования насадочных и капиллярно-пористых материалов в отличие от жидкостных гелиоколлекторов. Целесообразно использовать текстильные материалы для изготовления абсорберов. Это даст возможность снизить стоимость коллекторов солнечной энергии, а также уменьшить их массу и капитальные затраты. Направление развития и исследования воздушных систем теплоснабжения с оборудованием из современных текстильных материалов является актуальным. В частности, применение углеграфитового трикотажного полотна позволяет использовать прямой нагрев абсорбера солнечной энергии электрическим током благодаря его соответствующим электротехническим характеристикам. Ведь из подобных материалов делают гибкие нагреватели (грелки, медицинские одеяла и т.п.). Таким образом, представляется возможным объединить два обязательных элемента гелиосистем теплоснабжения. В статье приведены результаты экспериментального исследования удельного электрического сопротивления использованного в разработке авторов углеграфитового трикотажного полотна. Получено значение отношения удельного электрического сопротивления к площади сечения $\rho/S = 15,07 \text{ Ом/м}$.

Ключевые слова: гелиотехника, солнечный коллектор, абсорбер солнечной энергии, углеграфитовое полотно, электрический нагрев, возобновляемая энергия

UDC 621.763

Experimental research of electrical characteristics combined solar-electric air heater

P. Pasichnyk¹, K. Gaba², M. Kyrychenko³

¹ PhD., associate professor Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, pasichnik89@bigmir.net, ORCID: 0000-0001-8499-6949

² PhD., associate professor Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, chibra@bigmir.net, ORCID: 0000-0003-2201-1408

³ PhD., associate professor Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, kirichenko-m@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2201-1408

Abstract. The development and improvement of solar equipment is a necessary step in the development of solar heating systems. One of the ways to develop solar air heaters is to use new materials for the production of solar absorbers. This expands the possibility of using nozzle and capillary-porous materials in contrast to liquid solar collectors. Development and research of air heating systems with equipment made of modern textile materials is relevant. For the manufacture of absorbers it is advisable to use textile materials. This will reduce the cost of solar collectors, as well as reduce their weight and capital costs. The absorber meets requirements for both solar thermal collectors and electric heaters: high absorption capacity of solar radiation; developed heat transfer surface; relevant physical properties: low mass, resistance to ultraviolet radiation, thermal resistance, low cost for cheaper solar system; sufficient electrical resistance. A combined solar-electric air heater has been developed, which combines two main elements of any solar system – a solar heat collector and an additional heat source, the absorber of which is made of carbon graphite knitted fabric. This reduces its cost and mass and allows them to be used on existing heating facilities without the construction of bulky supporting structures to accommodate solar fields. The combined solar-electric air heater can be used as an independent heat generator for heat supply systems. To use the proposed solar-electric air heater, it is necessary to heat its absorber with an electric current, so the material from which it is made must be electrically conductive, but have sufficient electrical resistance. The use of carbon-graphite knitted fabric allows the use the direct heating of the solar energy absorber by electric current due to the corresponding electrical characteristics. This article presents the results of an experimental study of the electrical resistivity of carbon-graphite knitted fabric. These studies allow determining the electrical power of the device regardless of the size of the device. The research results presented in the article can be used only for a certain type of carbon graphite knitted fabric.

Keywords: solar equipment, solar collector, absorber of solar radiation, carbon-graphite knitted fabric, electric heating, renewable energy

Надійшла до редакції / Received 25.11.2020

Кімнатні
припливно-витяжні установки
з рекуперацією тепла

Blauberg Freshbox 100 WiFi



Продуктивність:
до 100 м³/год



Ефективність рекуперації:
до 96%



УДК 621.182.4/6

Енергоефективна модернізація котлів КВГ та ТВГ

П. М. Гламаздин¹, Д. П. Гламаздин²

¹к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва та архітектури, м. Київ, Україна, sib.kiev@gmail.com,
ORCID 0000-0003-2611-2687

²інженер-конструктор, Bay Boiler System GmbH., Frieberg Neckar, Німеччина, d.glamazdin@bay-boiler.de,
ORCID 0000-0002-2851 - 9352

Анотація. На сьогодні системи централізованого теплопостачання міст України знаходяться в кризовому стані та потребують значної модернізації. Це стосується й такої важливої складової систем централізованого теплопостачання як опалювальні водогрійні котельні. Незадовільний стан котельень пояснюється головним чином застарілим основним обладнанням, серед якого водогрійні котли, які давно відпрацювали паспортний термін експлуатації. У них відсутня сучасна автоматика, особливо задля регулювання режимів роботи. Встановлену потужність завищено понад реальні теплові навантаження. Номенклатура водогрійних котлів, що використовуються, невелика. Це – котли малої потужності серій НДІСТ, «Універсал», «Енергія», «Факел» тощо, середньої потужності серій ТВГ та КВГ і великої потужностей серій ПТВМ та КВГМ. За своєю розповсюдженістю особливої уваги потребують котли серій ТВГ та КВГ, якими укомплектовано кварталні котельні. Котли цих серій мають ефективну конструкцію топкового об'єму і оптимізовану конструкцію конвективної частини. Однак, за обмурівкою, автоматизацією, системами газопостачання та повітропостачання вони не відповідають сьогоднішнім вимогам і відстають від досягнутого рівня технічних рішень. У статті визначено основні вади конструкції котлів і запропоновано шляхи їхнього подолання. Визначено резерви підвищення енергоефективності котлів цих серій. Виявлено можливості покращення екологічних показників з доведенням до рівня сучасних вимог при реалізації запропонованих технічних рішень.

Ключові слова: водогрійний котел, енергоефективність, модернізація водогрійних котлів, шкідливі викиди, екологічна безпека.

Вступ. У зв'язку з термомодернізацією будівель, частковим переходом споживачів на індивідуальне гаряче водопостачання та закриття багатьох промислових підприємств зменшується навантаження на центральне теплопостачання. З іншого боку, підвищуються вимоги до котельного обладнання, особливо до екологічності та енергоефективності. Однак, більшість наявних котлів морально і фізично застарілі, а автоматизація не відповідає сучасним вимогам. Це вимагає негайної модернізації котельної техніки.

Актуальність дослідження. У сучасних економічних умовах заміна котлів середньої та великої потужності на нові виявляється неможливою. Наявні котли, зазвичай, мають резерви підвищення енергоефективності та екологічності. Це обумовлює актуальність пошуків шляхів модернізації наявних котлів задля покращення екологічності та підвищення енергоефективності.

Останні дослідження та публікації. На даний час системи централізованого теплопостачання міст України знаходяться в кризовому стані й потребують оптимізації та глибокої модернізації [1]. Це стосується і такої важливої складової системи централізованого теплопостачання як опалювальні водогрійні котельні [2]. Незадовільний стан котельень пояснюється кількома факторами:

- у більшості котельень обладнання, серед якого і котли, вже відпрацювало свій паспортний термін експлуатації, іноді двічі і більше;
- автоматика регулювання параметрів котлів безнадійно застаріла і не задовольняє сучасним вимогам;
- навантаження на котельні постійно знижується завдяки
 - зменшенню попиту на централізоване гаряче водопостачання [3];
 - зменшенню навантаження на опалення через термомодернізацію будинків;
 - від'єднанню промислових споживачів [1].

Знижене навантаження вимагає збільшення діапазону регулювання водогрійних котлів. Проте без модернізації вони до цього не пристосовані.

Номенклатура водогрійних котлів, що використовуються в опалювальних котельних системах централізованого теплопостачання, не широка [4]:

- сильно застарілі котли серії НДІСТ та ще більш застарілі котли малої потужності серій «Універсал», «Енергія», «НР»;
- чавунні секційні котли здебільшого серії «Факел»;
- котли серії ТВГ та КВГ;
- котли серії КВГМ;

- потужні пікові водогрійні котли серії ПТВМ.

Чисельне моделювання тепломасообмінних процесів в найбільш розповсюджених котлах малої потужності серії НДІСТ показали напрямки модернізації цих котлів, які втілені в розробки пропозицій для їхньої модернізації [5,6].

Останнім часом Монастирищенський машинобудівний завод пропонував ці котли з легкою мінераловатною обмурівкою. Для цього прийшлося використати екрани, схожі на мембранні газощільні (рис. 1). Однак функцію ущільнення топки вони повністю не виконують. Для цього призначено екрани з мембранних панелей. З такою модернізацією ці котли за енергоефективністю не в змозі конкурувати з сучасними жаротрубно-димогарними котлами [7]. Вартість модернізації перевищуватиме ціну нового жаротрубно-димогарного котла такої ж потужності.

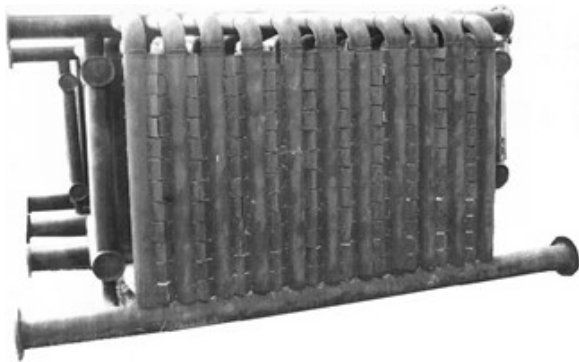


Рис. 1. Модернізація котла серії НДІСТ –V. Наближення екранів до стану газощільних

Таким чином, котли серії НДІСТ та інші подібні малої потужності потребують заміни через низький коефіцієнт корисної дії. Всі інші котли можна ефективно модернізувати з підвищенням останнього та зменшенням шкідливих викидів в атмосферу.

Серед інших водогрійних котлів особливої уваги заслуговують котли серії ТВГ та КВГ, конструкції яких базуються на конструкції котла ПГ [8]. Котли серії КВГ можна розглядати як розвиток серії ТВГ. Котли цих серій розроблено в Інституті газу Академії наук України [9] і багато років вироблялися Монастирищенським машинобудівним заводом. В Україні в групових та квартальних котельнях експлуатують близько 1500 котлів серій ТВГ та КВГ [10].

За даними заводу було вироблено до 2020 року котлів:

- ТВГ-4 – 1384 штук;
- ТВГ-8 – 3362 штук;
- КВГ-4,65 – 1095 штук;
- КВГ-7,56 – 2599 штук.

Крім того, було виготовлено невелику партію експериментальних котлів ТВГ-10.

Більшість вироблених котлів активно експлуатуються в централізованих системах теплопостачання міст України, а також інших країн. Це обумовлює потребу розробки заходів щодо підвищення енергоефективності та екологічних показників котлів серій ТВГ та КВГ.

Мета роботи. Метою роботи є виявлення резервів у конструкції наявних водогрійних котлів серій ТВГ та КВГ для підвищення їхньої енергоефективності, розширення діапазону регулювання навантаження та підвищення екологічних характеристик.

Основна частина. Котельний агрегат є складним апаратом, що комплектується з декількох складових. Кожна з цих складових вносить свій внесок у ефективність роботи всього апарата. Для більш глибокого аналізування теплотехнічних характеристик розглянутих котлів було застосовано окремі принципи системного аналізу [11]. Було проведено декомпозицію конструкції котлів з побудовою структурної схеми (рис. 2) і подальшим аналізом впливу окремих елементів на енергоефективність.

Було проведено обстеження котлів під час ремонтних робіт у них, а також тепловізійне обстеження якості обмурівки в процесі експлуатації. Також було зібрано та проаналізовано режимні карти котлів з різних котельень і міст.

Котел (рис. 2) складається з корпусу, який можна поділити на топковий об'єм та конвективну частину (шахту), а також камеру повітряного ресивера, розміщену під основним об'ємом. У топковому об'ємі розміщено високотемпературні поверхні нагріву (екрани) та пальникові пристрої.

В конвективній частині розміщені додаткові низькотемпературні поверхні нагріву у вигляді горизонтальних трубчастих змійовиків, які зв'язані між собою у декілька пакетів. Ресиверний об'єм дуттьового повітря відокремлений від топкового об'єму металевим перфорованим листом.

Корпус котла виконаний таким чином, що він одночасно є і обмурівкою котлів. Для котлів серії ТВГ обмурівка двошарова. Внутрішній шар викладено з шамотової цегли, а зовнішній шар – зі звичайної червоної цегли. Для котлів серії КВГ передбачена полегшена обмурівка. Вона теж двошарова. Внутрішній шар виконано з шамотового бетону. Поверхні нагріву в топковому просторі (екрани) виконано з труби $d = 51 \times 2,5$ мм.

У топковому об'ємі котла ТВГ розміщено три двосвітні екрани та два настінні на бокових стінках.

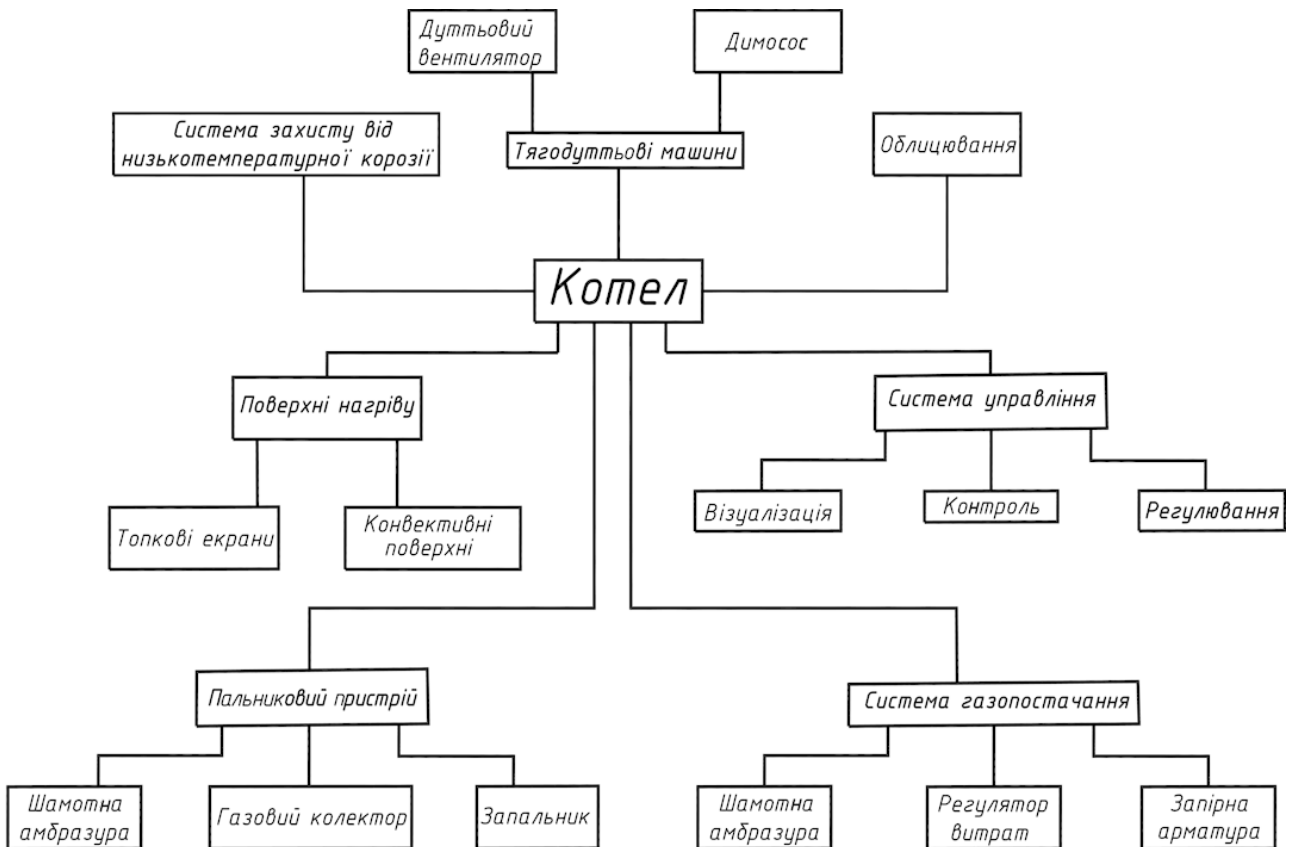


Рис. 2. Декомпозиція котлів серії ТВГ та КВГ

У котлах КВГ двосвітних екранів два, як і настінних. В обох серіях котлів встановлено фронтальний екран, який починається над ремонтними лазами. Він не закриває за висою весь фронт котла та переходить у склепінчастий екран.

Усі колектори екранів, серед яких і фронтальний екран, розташовані в топковому просторі. Тільки збірний колектор склепінчастого екрана розташований ззовні над склепінням.

Конвективну частину поверхонь нагріву виконано з труби діаметром $d = 28 \times 3$ мм з організацією перехресного обтікання горизонтальних пакетів труб димовими газами згори донизу. Димові гази потрапляють у конвективну шахту крізь вихідне вікно у верхній частині неекранованої задньої стіни топки.

Пальники прийнято подові – з перфорованих горизонтальних труб з перфорацією у два ряди під кутом 90° один до одного. Пальники розташовано в спеціальних пазах з шамотової цегли зі ступінчастим розширенням до верху в поді топкового простору. Газопостачання пальників котла здійснюється від газового колектора, що розташований на зовнішній поверхні фронту котла. Від цього колектора до кожного пальника підводиться газ своєю розподільчою трубою з запірною арматурою та трубопроводами безпеки і продувки.

Система постачання пальників дуттьовим повітрям має дуттьовий вентилятор з регулювальним напрямним апаратом, оснащеним однообертвовим редуктором. Від дуттьового вентилятора підземний канал повітропроводу веде до ресиверної камери. Остання розташована під котлом з розподільчим металевим перфорованим листом, що призначений для рівномірного розподілення дуттьового повітря між пальниками.

Система димовидалення має димосос, оснащений напрямним апаратом з однообертвовим редуктором. Димосос з'єднано підземним каналом з шахтою конвективної частини котла.

Система автоматики котла забезпечує безпечну роботу і певний ступінь регулювання навантаження та якості горіння.

Проведений поелементний аналіз конструкції котла та обстеження котлів під час експлуатації і в періоди ремонтів дали можливість виявити недоліки конструкції котлів. Також знайдено резерви підвищення їхньої енергоефективності й екологічних характеристик.

Загальна теплотехнічна концепція конструкції котлів серій ТВГ та КВГ на сьогодні залишається прийнятною та надійною, хоча вона була запропонована більш, ніж пів сторіччя тому. Однак, деякі технічні рішення застаріли.

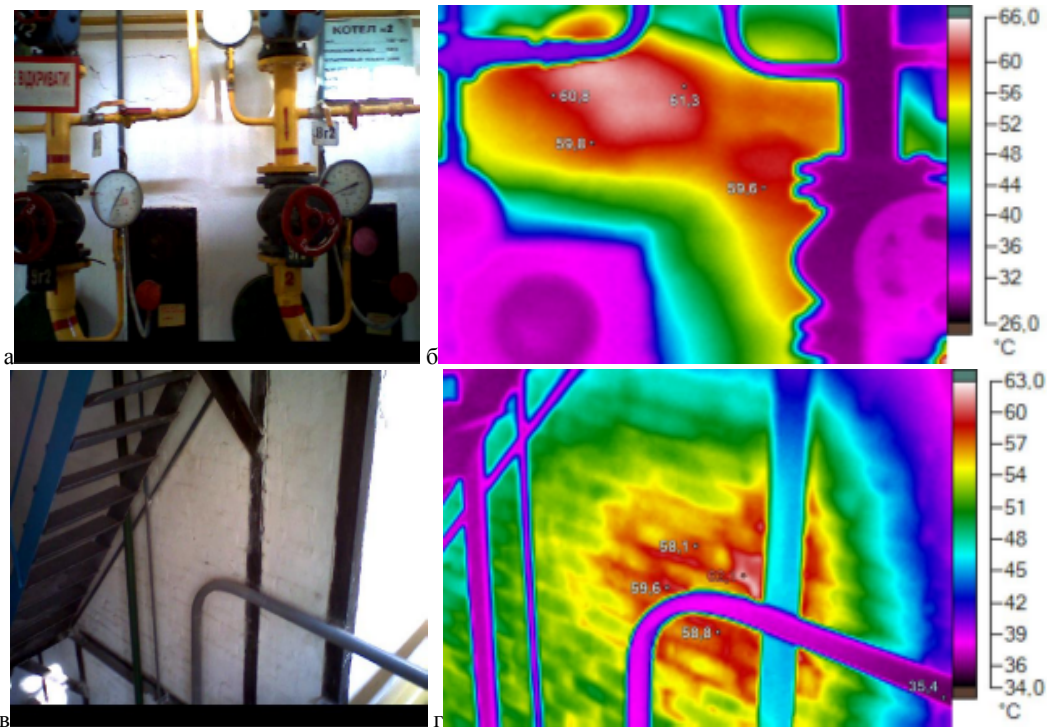


Рис. 3. Результати тепловізійного контролю зовнішніх поверхнь обмурування котла ТВГ-8: а – світлина фронтальної поверхні у видимому світлі; б – те ж тепловізійне зображення; в – світлина бічної поверхні у видимому світлі; г – те ж тепловізійне зображення

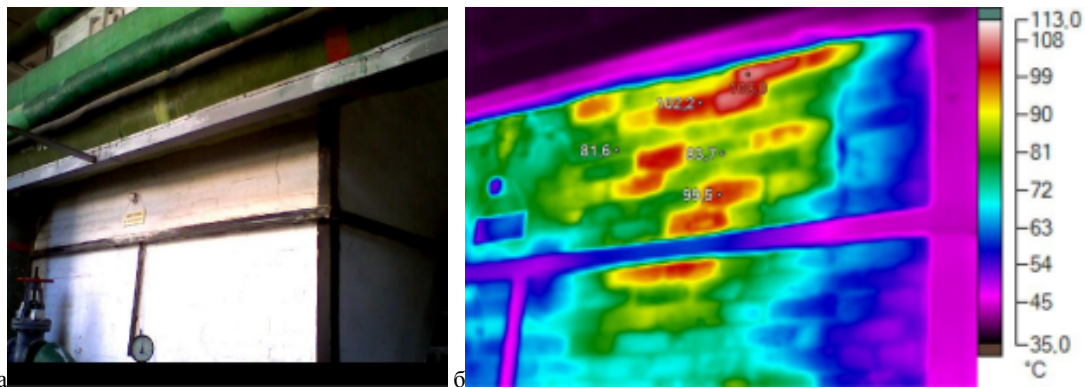


Рис. 4. Результати тепловізійного контролю зовнішніх поверхнь конвективної частини обмурування котла ТВГ-8: а – світлина у видимому світлі; б – те ж тепловізійне зображення

Найперше обмурівки обох серій котлів, особливо ТВГ, не задовольняють вимоги чинного нормативного документу щодо теплової ізоляції промислового обладнання [12]. Згідно з цим документом питомий тепловий потік крізь теплову ізоляцію не повинен перевищувати 100 Вт/м^2 . Однак, згідно з розрахунками і результатами обстежень [13] для котлів ТВГ він перевищує 400 Вт/м^2 , а для КВГ – 350 Вт/м^2 (рис. 3, 4).

Тепловий потік визначено за формулою

$$q = \alpha_s (\tau_n - t_o), \text{ Вт/м}^2, \quad (1)$$

де α_s – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні

$$\alpha_n = 8,4 + 0,06 (\tau_n - t_o), \text{ Вт/(м}^2\text{К)}; \quad (2)$$

τ_n – температура поверхні, $^\circ\text{C}$, t_o – температура навколишнього повітря, $^\circ\text{C}$

Крім того, в обмурівці котлів ТВГ використовується шамотова цегла, а КВГ – шамотобетон. Ці матеріали крихкі і не витримують періодичних теплових напружень при частих змінах температури, що характерно для зупинок і пусків водогрійних котлів у міжсезоння. Це призводить до руйнування внутрішнього шамотового шару обмурування. Такі пошкодження залишаються непомітним ззовні. Лише тепловізійне обстеження дає змогу їх виявити (рис. 3, 4).

Архаїчною є система газопостачання паливників. Вона не відповідає вимогам прийнятого в Україні європейського стандарту EN 676 [14] до подібних систем. Таке газопостачання не дозволяє застосовувати сучасну систему авто-

матичного управління котловими процесами, що передбачає серед іншого автоматизований запуск котлів для організації їхньої роботи в каскадному режимі.

Самі газопальникові пристрої не виглядають достатньо надійними. Вони дуже вимогливі до технологічної дисципліни при монтажуванні та експлуатації.

З іншого боку, розташування пальників у поді окремих відсіків топкового простору між двосвітними екранами є оптимальним. Фактично це визнали і автори конструкції котлів цих серій і запропонували зміни в конструкції самих колекторів. Замість перфорованих труб, як це було в початковій версії конструкції котлів, запропоновано пальники МПШГ [15]. Повітропостачання пальників визнати оптимальним неможливо.

Сам принцип улаштування спільної камери, яка має вирівнювати подачу повітря між пальниками, не є надійним рішенням. Згідно з аеродинамічною теорією подібних апаратів [16] у разі будь якої зміни в одному відсіку одразу відбувається аеродинамічне розбалансування інших відсіків. У свою чергу це призведе до некерованих змін співвідношення витрати газу та дуттьового повітря у всіх пальниках.

Крім того, аеродинамічні характеристики кожного з відсіків топкового простору не однакові у всьому їхньому об'ємі. Обстеження внутрішнього простору топков під час ремонтів котлів показали, що фактично у всіх обстежених котлах цих серій є дві зони, де відкладається сажа (чистий вуглець) як продукт хімічного недопалу (рис. 5).



Рис. 5. Зони топки з хімічним недопалом

Аналіз показує, що на фронтальному екрані сажа відкладається через наявність колектора фронтального екрана всередині топки. Останній утворює зону аеродинамічної тіні над собою і відхиляє потік дуттьового повітря до середини топки.

Відкладення сажі в кінці топки біля задньої стіни можна пояснити тим, що в цій зоні витрата газу менша, як це вказано в [9].

Відповідно, і температура в цій зоні теж менша. Це і призводить до суттєвого хімічного недопалу. Удосконалення конструкції має усунути зони (рис. 6 а) з аеродинамічними проблемами.

Конвективні поверхні нагріву виконано з труби $d = 28 \times 3$ мм, яку було прийнято в усіх серіях радянських водогрійних котлів [17]. Ці труби вже на початку експлуатації створюють підвищений гідравлічний опір. Під час роботи котла в них постійно відкладаються наявні в мережній воді механічні домішки. Це призводить іноді до неприпустимого зростання гідравлічного опору котла, який не можуть подолати мережеві насоси.

Автори статті брали участь у терміновому промиванні котла ТВГ-8, у якому втрати тиску сягнули 0,7 МПа при паспортному опорі не більше 0,15 МПа [9]. Це стало причиною його аварійної зупинки через неможливість циркуляційними насосами здійснювати рух води через котел.

Автор роботи [18], присвяченої дослідженню зміни коефіцієнта корисної дії котлів ТВГ та ПТВМ-30 у процесі експлуатації, показав, його падіння для котлів ТВГ протягом року експлуатації на один відсоток. Автор не вдавався до системного аналізу, щоб знайти резерви підвищення енергоефективності. Проте окремі результати досліджень підтверджують результати наведеного аналізу.

У підсумку можна виділити такі напрямки вдосконалення котлів серій ТВГ та КВГ:

1. Реконструкція системи повітропостачання;
2. Реконструкція системи газопостачання;
3. Оснащення котлів сучасною системою автоматичного управління;
4. Заміна обмурівки котлів.

При цьому загальна концепція теплотехнічного напрямку конструювання котлів залишається незмінною – розділення топкового простору на декілька відсіків двосвітними екранами з розташуванням у поді кожного відсіку подового пальника.

Проблемою підвищення енергоефективності та екологічних якостей водогрійних котлів спеціалісти займаються ще з 80-х років минулого сторіччя. Але здебільшого це стосувалося великих водотрубних котлів серії ПТВМ та КВГМ [19, 20, 21, 22, 23]. Дослідження велися в таких основних напрямках:

- підвищення потужності котлів [19, 20];
- розширення діапазону регулювання [21];
- підвищення коефіцієнта корисної дії та зменшення шкідливих викидів [22, 23].

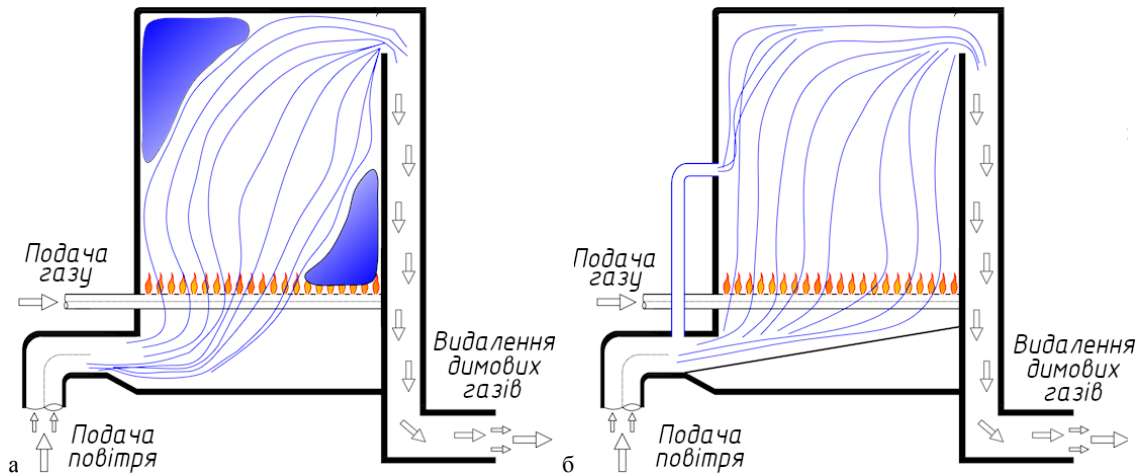


Рис. 6. Вирішення аеродинамічних проблем топки:

а – проблемні зони (зафарбовано синім кольором); б – схема усунення проблемних зон

Досвід модернізації великих потужних водогрійних котлів можна звести до таких узагальнених результатів:

- збільшення потужності котлів ПТВМ зводиться до:
 - нарощування площі поверхні нагріву;
 - збільшення розмірів котла з відповідним збільшенням екранних поверхонь у топці [19];
 - додавання додаткових ширмових поверхонь нагріву на виході з топкової камери;
 - оребрення труб конвективних поверхонь [20, 22];
- розширення діапазону регулювання досягається
 - заміною пальників на більш досконалі з широким діапазоном регулювання навантаження (від 5% до 100%);
 - запуск пальників «каскадом» за допомогою автоматизованої системи управління їхньою роботою [21].

Роботи, проведені в Інституті газу Національної академії наук України, показали, що шляхами підвищення екологічних показників водогрійних та парових котлів можуть бути

- рециркуляція продуктів згоряння (частково) до топки
- заміна пальників на більш досконалі, іноді зі зміною їхнього розташування в топці [23].

Проведене авторами раніше дослідження [24] також показало, що підвищення екологічних характеристик водогрійних котлів великої потужності може бути досягнуто заміною пальників на новітні зразки з мінімізованим генеруванням CO та NO_x з одночасною оптимізацією їхньої кількості та геометрії розташування в топковій камері.

Для підвищення надійності експлуатації та

зниження гідравлічного опору котлів рекомендується заміна труб пакетів конвективної частини на труби більшого діаметру ($d = 38 \times 3,0$) з можливим оребренням труб перших за ходом димових газів пакетів [21, 22, 15].

У загальному вигляді такі рекомендації можна застосовувати і в концепції енергоефективної модернізації котлів серії ТВГ та КВГ з урахуванням особливостей їхньої конструкції.

Автори котлів зазначених серій на підставі досвіду багаторічної експлуатації котлів внесли зміни до їхньої конструкції, направлені на підвищення енергоефективності та надійності. Головні вдосконалення:

- заміна сортаменту труб конвективних пакетів з $28 \times 2,5$ мм на 32×3 мм;
- зміни в конструкції вузла газопальникового пристрою;
- заміною штатних пальників на пальники МППГ-3 [23].

Котли ТВГ і КВГ широко розповсюджені. Однак, у відомих авторах джерелах інформація щодо них фактично відсутня, крім вище згадуваних робіт авторів проєктів котлів. У науково-технічній літературі є поодинокі публікації, що висвітлюють пошуки інших дослідників у напрямку поліпшення конструкції котлів серій ТВГ та КВГ.

Наприклад, у [20] розглянуто збільшення потужності котла ТВГ-8 до 12 МВт. Також наведено інформацію щодо спроби заміни подових пальників у котлах цих серій [24] на вентиляторні блокові пальники.

Крім цього, у [13] авторами показано перспективність заміни штатної обмурівки сучасною з волокнистих мінеральних матеріалів. Нарешті оснащення водогрійних котлів додатковими низькотемпературними поверхнями нагріву, серед яких винесені за межі котла [25], може бути розглянуто як перспективний

напрямок для котлів серії ТВГ та КВГ.

Проблема підвищення потужності не є актуальною для котлів серії ТВГ та КВГ, оскільки на сьогодні в більшості квартальних котельнь встановлена потужність перевищує фактичне навантаження.

Проблема розширення діапазону потужності в бік її зменшення для розглянутих серій котлів актуальна. Проте вона не може вирішуватися такими засобами, які рекомендовано для котлів інших серій, через особливості конструкції котлів ТВГ та КВГ.

Щоб виділити вплив кожного з розглянутих елементів котла на загальний коефіцієнт корисної дії і вдосконалити конструкцію можливо використати рівняння теплового балансу [27] у відсотках від робочої нижчої теплоти згоряння Q_n^p , кДж/м³

$$q = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \% \quad (1)$$

де q – питома кількість теплоти, що вноситься в котел з паливом і дуттьовим повітрям, %; q_1 – корисно використана теплота, %; q_2 – втрати з димовими газами, %; q_3 – втрати від хімічного недопалу, %; $q_4 = 0$ – втрати від механічного недопалу, %, що відбуваються лише у твердопаливних котлах; q_5 – втрати крізь обмурування, %; $q_6 = 0$ – втрати зі шлаком, що відбуваються лише у твердопаливних котлах.

Таке рівняння є загальноприйнятим механізмом оцінки ефективності котлів.

Аналіз досконалості виділених структурних елементів варто починати з найбільшої втрати q_2 , %, з димовими газами [27]

$$q_2 = \frac{(I_{yx} - \alpha_{yx} I_{xn})(100 - q_4)}{Q_n^p}, \% \quad (2)$$

де I_{yx} – ентальпія димових газів, кДж/м³; I_{xn} – ентальпія теоретично необхідного дуттьового повітря, кДж/м³; α_{yx} – зайвина повітря перед димососом

$$\alpha_{yx} = \alpha_n + \sum \Delta \alpha_i \quad (3)$$

де α_n – зайвина повітря на пальнику; $\Delta \alpha$ – сума присисань повітря в окремих газоходах котла; i – індекс газоходу.

З наведених рівнянь (2) та (3) видно, що втрату q_2 , %, можна зменшити за рахунок зменшення двох чинників – температури димових газів, K , та зайвини повітря. Температура димових газів у першу чергу залежить від інтенсивності теплообміну в топці та від площі поверхні конвективної частини.

Згідно з [9] для котлів серії ТВГ вона лежить у діапазоні 140...210 °С.

При навантаженні 36 %, а це майже нижня межа навантаження [9], температура падає до 95 °С. Це означає початок конденсації водяної пари в конвективній частині [28]. У результаті відбувається активна корозія труб конвективної частини. Таким чином, збільшення площі конвективної частини призводить до конденсаційних режимів при навантаженнях, менших за 36 %.

Для зниження температури димових газів можна рекомендувати виносні теплоутилізатори. Вони можуть бути двох типів – класичні економайзери, або повітронагрівачі. Останні можуть бути виконані або з пластикових [29], або скляних труб [30], або з синтетичних плівок [31], що дозволяє уникнути корозійних процесів.

Для класичних економайзерів можливі варіанти виготовлення:

- труба з легованої сталі;
- чорна труба з напиленням з кольорових металів або легованої сталі;
- з двох частин:
 - на вході – труба з нелегованої сталі;
 - далі, де можлива конденсація, приєднується труба з легованої сталі.
- труба з нелегованої сталі, кожні три-чотири роки пошкоджені труби вимагають заміни, якщо це економічно вигідно;

Останній напрямок був реалізований в концерні «Міські теплові мережі» міста Запоріжжя. Усі котли серії ТВГ та КВГ було оснащено виносними економайзерами з нелегованої сталі. У них температура димових газів знижувалася до 90 °С.

Збільшити площу конвективної поверхні можна також використанням оребрених труб при заміні конвективних пакетів з труб більшого діаметра. Доцільним також є використання оребрених труб для заміни внутрішніх поверхонь нагріву й улаштування зовнішнього теплоутилізатора. Однак, у двотрубних системах теплопостачання для опалення та гарячого водопостачання неможливо повністю спожити приховану теплоту конденсації пари в димових газах. Причиною є необхідність забезпечити функціонування теплообмінників гарячого водопостачання в теплових пунктах і обумовленою цим температурою зворотної води в опалювальний період.

Другим фактором, що впливає на величину витрати q_2 , %, є зайвина повітря на виході з котла. Чим вона більше, тим більшими є тепловтрати. Для котлів під розрідженням, серед яких ТВГ й КВГ, зайвина повітря складається з

- зайвини повітря для оптимального спалювання газу пальниками і залежить від конструкції останніх
- присисань уздовж тракту котла, які залежать від якості обмурівки.

Отже, якість обмурівки визначає не тільки втрату q_3 , %, але в певній мірі і втрату q_2 , %, що примушує ретельно вибирати конструкцію та матеріали обмурівки. На величину зайвини повітря на виході з котла впливає також і точність регулювання розрядження в котлі. Для підвищення точності регулювання розрядження необхідно оснащувати димосос частотним регулятором. Останній не тільки дозволяє істотно знизити електричні втрати у двигуні вентилятора до 6,6 % [32], але і зменшити втрату q_2 , %, через зменшення зайвини повітря.

Згідно з [9] зайвина повітря за котлом при новій штатній обмурівці становить 1,2. Оскільки для нормальної роботи подового пальника необхідно створити малу зайвину $\alpha = 1,08 \dots 1,1$ [33], то присисання крізь обмурівку становить $\Delta\alpha = 0,1 \dots 0,12$ [33]. Виконання обмурівки за конструкцією [13] робить котел фактично газотітним через наявність зовнішнього кожуха з профільованого металу і металевого листа між першим і другим шарами теплоізоляційних матеріалів. Тоді можна прийняти присисання повітря крізь обмурівку на рівні $\Delta\alpha = 0,02$. У результаті присисання знижується до рівня $\alpha_{\text{вх}} = 1,1 \div 1,12$.

Величина q_3 , %, залежить фактично від декількох факторів:

- підтримання оптимального співвідношення витрати газу та дуттьового повітря на всьому діапазоні навантаження котла;
- якості змішування газу та дуттьового повітря у факелі;
- рівномірності температурного поля в топці;
- часу перебування палива в топці [34].

Перший фактор залежить від довершеності конструкції пальника та системи автоматики. Другий фактор обумовлюється конструкцією пальника. Останні два фактори (при задовільному рівні перших двох) залежать від правильності розташування пальника в об'ємі топки.

Сьогоднішній рівень техніки систем автоматизації і пальникових пристроїв дозволяє знизити рівень втрати q_3 , %, до мінімуму і вести процес у всьому діапазоні навантажень при мінімальній для даного складу газу зайвині дуттьового повітря $\alpha_{\text{кр}}$ (критична зайвина). Останнє дозволяє мінімізувати не лише q_3 , але й викиди CO [35]. Підтримати такий режим горіння можливо тільки за наявності частотного регулювання дуттьового вентилятора та димососа.

Наявність потрібних для глибокої автоматизації контролерів і датчиків, а також спеціалізованих алгоритмів управління споживанням палива – це необхідна, але не достатня умова. Для повної автоматизації процесом у топковій камері необхідно мати відповідне газове обладнання. Комплект сучасної газової апаратури має крім запірної арматури фільтр, регулятор-стабілізатор тиску, два запобіжні клапани, регулятор витрати газу та контрольні та показувальні прилади. Можливі три варіанти модернізації газового обладнання котла:

- визначений вище комплект керує кожним пальником (відповідно, для котлів серії ТВГ – чотири комплекти, а для котлів серії КВГ – три комплекти)
- встановлюється один комплект на котел, причому всі пальники регулюються одночасно.

У першому варіанті точність регулювання буде вищою. Але він важчий у обслуговуванні та дорожчий. Можливий третій варіант – проміжний (рис. 7).

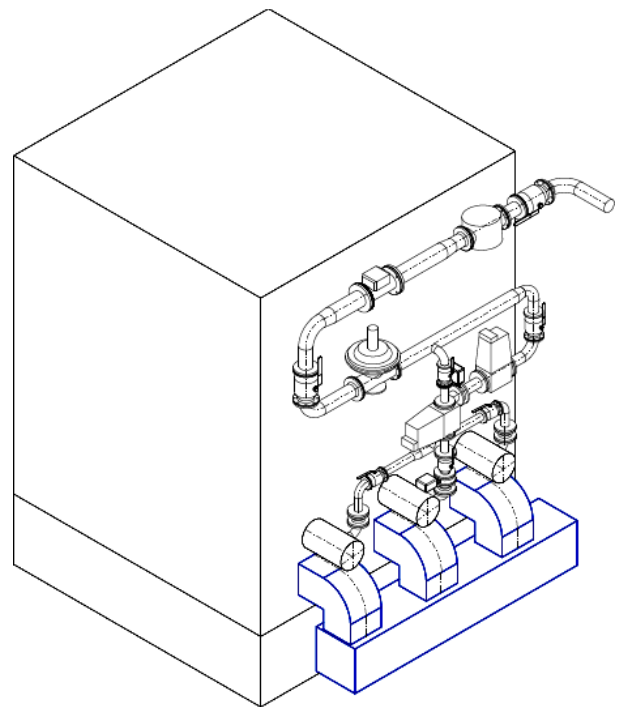


Рис. 7. Реконструкція системи газопостачання котла КВГ- 4,65

Однією з найбільших вад котлів серії ТВГ та КВГ є високий поріг мінімального навантаження на котли $\sim 30\%$ [9]. Цю ваду можна подолати завдяки зміні кількості пальників, що працюють: для котлів серії ТВГ це або два середні пальники або всі чотири, а для серії КВГ таких варіантів три:

- один середній пальник;
- два крайні пальники;
- всі три пальники.

Для того, щоб навантаження змінювалося плавно, необхідно, щоб пальники з'єднувалися між собою в «каскаді».

Сучасні контролери легко вирішують цю проблему [36]. Для реалізації таких технічних рішень необхідно змінювати систему газопостачання котлів, як показано вище.

Проведене обстеження стану елементів котлів під час ремонту виявило наявність у топках котлів проблемні з точки зору аеродинаміки зони. У них має місце явний хімічний недопал (рис. 5).

У цих зонах відкладається чистий вуглець. Це означає, що в них генерується й монооксид вуглецю CO замість двоокису CO₂. Такий перебіг процесу горіння приводить до зростання втрати q_3 , %, та зниження екологічних показників котлів.

Причин появи зазначених зон дві:

- невдала конструкція повітропостачання;
- розташування отвору для відведення продуктів згоряння у верхній частині задньої стінки топки.

Моделювання процесів у топці котлів серії НДІСТ [5], які мають аналогічне розташування вихідного вікна для димових газів, показало схожу картину.

Змінити розташування вихідного отвору можливості немає. Проте змінити систему повітропостачання можливо без особливого втручання в конструкцію котла:

- відмовитися від використання ресиверної повітряної камери під котлом
- оснастити вхід повітропроводів до кожного газопальникового пристрою сучасним регульованим клапаном з сервоприводом
- дещо змінити глибину повітряного каналу під подовим пальником по довжині (див. рис. 6).

Ці заходи (рис. 8) дозволять поліпшити аеродинамічні характеристики топки біля задньої стінки.

Щоб позбутися подібної зони біля фронтальної стінки можливо винести колектор фронтального екрана з об'єму топки назовні, як це зроблено в котлі ДКВР-10 [37].

Ще одним кроком у модернізації котлів серій ТВГ та КВГ для зниження втрати q_3 , %, може бути заміна подових пальників (навіть модернізованих до рівня МППГ-3) на пальники безполум'яного інфрачервоного горіння [38].

Зазначений захід обумовлює ще більш кардинальну зміну системи повітропостачання. Адаже в них розміщується попереднє змішуван-

ня дуттьового повітря з газом.

Для мінімізації втрат від хімічного недопалу q_3 , %, вкрай важливе точне регулювання співвідношення витрати газу та дуттьового повітря.

Для штатних систем автоматизації роботи котлів характерним було регулювання цього співвідношення шляхом контролю і підтримання співвідношення тисків газу та дуттьового повітря [39]. Воно встановлювалося під час налагоджувальних робіт або еколого-технічних випробувань [40].

Співвідношення тисків повинно було підтримуватись однаковим у всьому діапазоні навантаження котла. Це не дозволяло досягати мінімальних величин втрат q_3 , %, і, відповідно, мінімізувати шкідливі викиди.

На зміну цьому методу прийшов метод регулювання за вмістом кисню в продуктах згоряння [41]. Проте на сьогодні й цей метод не задовольняє вимоги екологічності та економічності.

Найкращі результати дають системи автоматизації, що використовують метод регулювання процесів горіння за вмістом не лише кисню в продуктах згоряння, але й монооксиду вуглецю CO та водню H₂ [42]. Однак для котлів з декількома пальниками виникає принципова проблема визначення якості регулювання окремих пальників через змішування в топці продуктів згоряння від пальників у єдиний потік на виході з топки.

Для вирішення цієї проблеми дослідження ведуться у двох напрямках:

- залежність випромінювання факелу від вмісту в ньому кисню O₂, водню H₂, оксидів азоту NO_x та вуглецю CO [43]
- залежність електрофізичних властивостей факелу від його хімічного складу [44].

Будова топки котлів серій ТВГ та КВГ з окремих відсіків цю проблему вирішує автоматично. Давачі встановлюються на виході з кожного відсіку, що дає можливість контролювати якість горіння в кожному з відсіків паралельно і незалежно.

Щодо заходів задля зниження втрати q_5 , %, вже було сказано вище. Єдине, що слід додати, це необхідність [45] обраховувати її за загальними формулами теплообміну. Адаже залежності [27] не описують реальні значення тепловтрат у навколишнє середовище для котлів малої та середньої потужності, серед яких серії ТВГ та КВГ.

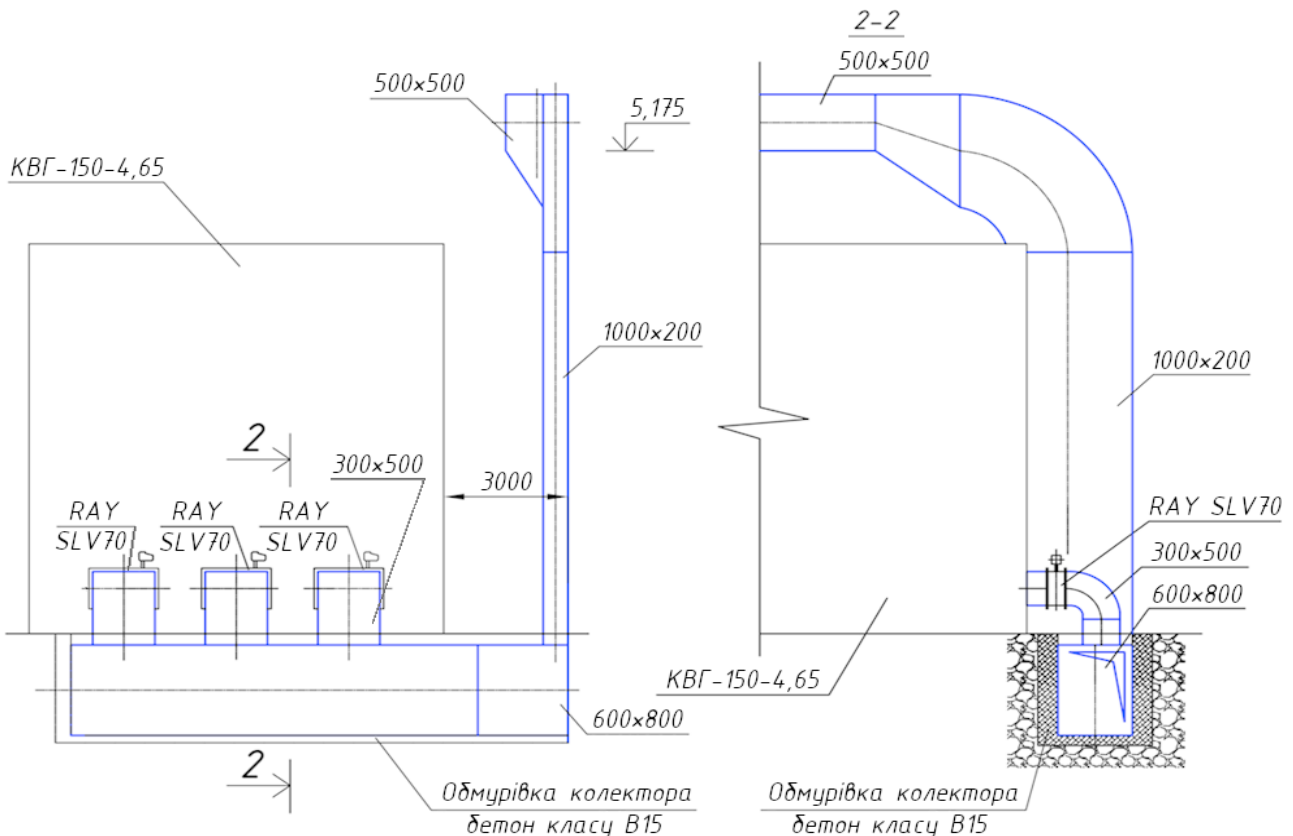


Рис. 8. Реконструкція системи повітропостачання котла КВГ-4,65

Висновки. Котли серії ТВГ та КВГ мають три основні вади: недостатня довговічність газового колектора подового пальника, замалий діаметр труб конвективної частини та використання шамотових матеріалів у обмурівці пальників. Перші дві вади подолано розробниками завдяки збільшенню діаметра труб конвективних пакетів і модернізації подових пальників МПГ-3. Третя вада долається заміною обмурівки на сучасну при міжсезонних ремонтах. Енергоефективність котлів може бути підвищена до значення коефіцієнта корисної дії 94...95 % з одночасним покращенням екологічних показників. Для цього слід улаштувати додаткові конвективні поверхні нагріву (економайзери або повітрянагрівачі),

замінити обмурівку та оснастити котли сучасною системою автоматизації з каскадним пуском пальників. Для реалізації останнього заходу необхідна реконструкція системи газота повітропостачання, а також оснащення частотними регуляторами тягодуттьових машин та насоса рециркуляції.

Перспективи подальших досліджень. Для закінчення комплексу дослідницьких робіт необхідно виконати моделювання температурного поля у відсіках топкового об'єму при використанні пальників безполум'яного горіння циліндричної та прямокутної форми для остаточного вибору конструкції пальникового пристрою.

Література

1. Степаненко В. Безпека в централізованому теплопостачанні в містах України / В. Степаненко [Електронний ресурс]. <https://energy-security.org.ua/2020/02/bezopasnost-v-czentralyzovannom-teplosnabzhenyyu-v-gorodah-ukrayn%D1%8B/>
2. Гламаздин П. М. Потенциал снижения расхода природного газа в котельных систем централизованного теплоснабжения / П. М. Гламаздин, Д. П. Гламаздин // Энергосбережение. – 2013. – №1(159). – с. 12-16.
3. Фоміч С. В. Міська система централізованого гарячого водопостачання з вакуумною деаерацією: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.03 / Фоміч С. В. ; Харківський національний університет будівництва і архітектури. – Харків, 2018. – 20 с.
4. Родатис К. Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности / К. Ф. Родатис, А. Н. Полтарецкий. – Москва: Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.
5. Долинский А. А. Использование компьютерного моделирования при малозатратной модернизации котла НИИСТу / А. А. Долинский, С. Г. Кобзар, О. В. Назаренко, А. А. Мещеряков // Промышленная теплотехника, 2007. – т. 29. – С. 80-91.

6. Власюк А. В. Высокоэффективная тепловая изоляция отопительных котлов мощностью до 1 МВт / А. В. Власюк, А. Н. Кифорук, В. Я. Скрипко, Г. П. Кучин, П. Ю. Зембицкий, С. А. Бервицкий // Новости теплоснабжения, 2004. – №2. – С. 34-38.
7. Миrowski А. Отопительные и технологические котельные. Методические рекомендации / А. Миrowski. – Viessmann, 2002. – 48 с.
8. Чепель В. М. Сжигание газов в топках котлов и печей и обслуживание газового хозяйства предприятия / В. М. Чепель. – Ленинград: Недра, 1965. – С. 447.
9. Сигал И. Я. Газовые водогрейные промышленные отопительные котлы / И. Я. Сигал. – Ленинград: Техніка, 1967. – 146 с.
10. Ильенко Б. К. Разработки института газа Национальной академии наук Украины в области энерго - и ресурсосбережения / Б. К. Ильенко // Энергосбережение. – 2007. – №6. – с. 6-8.
11. Голубков Е. П. Использование системного анализа в принятии плановых решений / Е. П. Голубков. – Москва: Экономика, 1982. – 129 с.
12. СНИП 2.04.14-88. Тепловая изоляция трубопроводов и оборудования. – Чинні від 01.01.1989. – Москва: ЦИТП Госстроя СССР, 1989. – 32 с.
13. Гламаздин П.М. Энергоефективна модернізація водогрійних водотрубних котлів / П. М. Гламаздин, Д. П. Гламаздин, О.С. Філіпов // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2012. – Вип. 16. – с. 59-65.
14. EN 676:2020. Automatic Forced Draught Burners for Gaseous Fuels. URL: <https://standards.iteh.ai/catalog/standards/cen/abe92a4c-5f8e-4a9a-a423-d4abba8a7eeb/en-676-2003a2-2008>.
15. Лавренцов Є.М. Досвід розробки, впровадження та модернізації водогрійних котлоагрегатів з двосвітними екранами та щілинними подовими пальниками / Є. М. Лавренцов, І. Я. Сигал, А. В. Сміхула, Е. П. Домбровська, О. С. Кернажицька, О. В. Марасін // Енерготехнології та ресурсосбереження, 2019. – №3. – с. 17-26.
16. Идельчик И. Е. Аэродинамика промышленных аппаратов / И. Е. Идельчик. – Москва: Энергия, 1964. – 288 с.
17. Котлы малой и средней мощности. Каталог НИИ Информэнергомаш. – 1987. – 208 с.
18. Богун В. А. Управление и планирование топливопотребления на теплоисточниках / В. А. Богун // Энергетика и электрификация. 1966. – №1. – с. 42-46.
19. Щукин К. Реконструкция котла ПТВМ-100 с заменой горелок / К. Щукин // Аква-Терм, 2009. – №6. – с.20-21.
20. Барабаш В. В. Об опыте реконструкции и модернизации водогрейных котлов / В. В. Барабаш // Новости теплоснабжения, 2004. – № 9. – с. 35-37.
21. Жигурс А. Опыт АО «Ригас –Силтумс» в реконструкции водогрейных котлов КВГМ-50 и КВГМ-100 / А. Жигурс, А. Царс, С. Плещачев // Новости теплоснабжения. 2009. – №4. – С. 34-39.
22. Щелоков В. М. Модернизация водогрейных водотрубных котлов типа ПТВМ и КВГМ / В. М. Щелоков, В. В. Ладнычев, И. Д. Лисейкин, А. В. Тодорович // Новости теплоснабжения, 2004. – № 05 (45). URL: <https://www.rosteplo.ru/nt/45>
23. Сміхула А. В. Технології зниження шкідливих викидів до атмосфери тепловими електростанціями та котельнями великої і середньої потужності / А. В. Сміхула, І. Я. Сігал, В. І. Бондаренко, П. І. Семенюк. – Київ: ФОП Маслакова, 2019. – 108 с.
24. Гламаздин П. М. Экологические аспекты модернизации котлов большой мощности / П. М. Гламаздин, Д. П. Гламаздин, Ю. П. Яромльчик // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. 2016. – Том 59. – №3. – с. 249-259. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2016-59-3-249-259>
25. Чернокрылок В. В. Досвід застосування пальників Riello при модернізації котлів КВГ 6,5 / В. В. Чернокрылок // Энергоефективність в будівництві та архітектурі, 2014. – вип. 6. – с. 354-358.
26. Кудинов А. А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках / А. А. Кудинов. – Ульяновск: Уи-ГТУ, 2000. – 139 с.
27. Тепловой расчет котлов: Нормативный метод. изд. 3-е / ЕЭС, ОАО ВТИ, ОАО НПО ЦКТИ. – Санкт-Петербург, 1998. – 258 с.
28. Семенюк Л.Г. Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания / Л.Г. Семенюк. // Промышленная энергетика. – 1987. – №8. – С. 47-50.
29. PTQ Magazine 2015, HeatMatrix reduces industrial heat loss substantially. URL: <https://www.digitalrefining.com/magazines?limit=63&display=20>
30. Корняков А. Б. Совершенствование конструктивных элементов и проектных решений стеклянных воздухоподогревателей / А. Б. Корняков // Монтаж оборудования и трубопроводов, 1982. – №3. – с.18-20.
31. Богуславский Л. Д. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: Справочное пособие / Л. Д. Богуславский, В. И. Ливчак, В. П. Титов. – Москва: Стройиздат, 1990. – 624 с.
32. Pender M. Elektronische Ventilatorregulungen auf dem Prüfstand / M. Pender, K.P. Sinen, H. Dornen // Heizung, Luftung, Haustechnik und Klimatechnik, 1990. – Bd. 41. – №3. – p. 246-248.
33. Михеев В. П. Подовые и щелевые горелки для природного газа / В. П. Михеев, В. Н. Федоров. – Ленинград: Недра, 1965. – 74 с.
34. Ахмедов Р. Б. Основы регулирования топочных процессов / Р. Б. Ахмедов. – Москва: Энергия, 1977. –

280 с.

35. Янкелевич В. И. Наладка газомазутных промышленных котельных / В. И. Янкелевич. – Москва: Энергоатомиздат, 1988. – 216 с.
36. SAACKE GmbH, 2020. URL: <https://www.saacke.com/>
37. Александров В. Г. Паровые котлы малой и средней мощности / В. Г. Александров. – Ленинград: Энергия, 1972. – 200 с.
38. Жуков Е. Современные типы горелок / Е. Жуков // АКВА-ТЕРМ. Март-апрель 2012. – с.20-24.
39. Файерштейн Л. М. Справочник по автоматизации котельных / Л. М. Файерштейн, Л. С. Этинген, Г. Г. Гохбойм. – Москва: Энергоатомиздат, 1985. – 296 с.
40. Кемельман Д. Н. Наладка котельных установок. Справочник / Д. Н. Кемельман, Н. Б. Эскин. – Москва: Энергоатомиздат, 1989. – 320 с.
41. Аргументы Weishaupt.
URL: <https://www.weishaupt.ru/upload/iblock/d2b/d2b3f6d72c7c18ba878a29750d212476.pdf>
42. Weber H. CO control the better alternative of O₂ control for gas – fired furnaces / H. Weber // Special print off from Gaswärme International. – 2003. – No 7. – p. 448-450.
43. Борзов С. Н. Селективная диагностика процессов горения в многорелочных энергоблоках / С.Н. Борзов, В. В. Гаркуша, В. И. Козин, В. П. Михеев, О. И. Потатуркин, Н. Н. Шушков // Теплофизика и аэромеханика, 2006. – Т. 143. – № 2. – С. 323-329.
44. Крыжановский К. С. Система автоматического регулирования горения в газосжигающих установках по корректирующему параметру / К. С. Крыжановский // Энерготехнологии и ресурсосбережение. 2018. – № 3. – С. 66-71.
45. Виноградов-Салтыков В. А. Обобщение данных по потерям тепла водогрейными котлами в окружающую среду / В. А. Виноградов-Салтыков, В. Г. Федоров, В. П. Марценко // Новости теплоснабжения, 2004. – № 11(51). – с. 29-30.

References

1. Stepanenko V., *Bezpeka v tsentralizovanomu teplopostachanni v mistakh Ukrainy*.
URL: <https://energy-security.org.ua/2020/02/bezopasnost-v-czentralyzovannom-teplosnabzheniy-v-gorodah-ukrayn%D1%8B/>
2. Glamazdin P.M., Glamazdin D.P. “Potensial snizheniya rashoda prirodnogo gaza v kotelnyih sistem tsentralizovannogo teplosnabzheniya.” *Energoberezhnie*. 2013. №1(159). P. 12-16.
3. Fomich S. V. *Miska sistema tsentralizovanoho hariachoho vodopostachannia z vakuumnoiu deaeratsiieiu* Diss. abstract. Kharkiv National University of Construction and Architecture, 2018.
4. Roddatis K.F., Poltaretsky A.N. *Spravochnik po kotelnyim ustanovkam maloy proizvoditelnosti*. Energoatomizdat, 1989.
5. Dolinsky A. A., Kobzar S. G., Nazarenko O. V., Meshcheryakov A. A. “Ispolzovanie kompyuternogo modelirovaniya pri malozatratnoy modernizatsii kotla NIISTu”. *Promyshlennaia teplotehnika*, 2007. T. 29. P. 80-91.
6. Vlasyuk A. V., Kiforuk A. N., Skripko V. Y., Kuchin G. P., Zembitsky P. Y., Bervitsky S. A. “Vysokoeffektivnaia teplovaia izoliatsiia otopitelnykh kotlov moshchnosti do 1 Mvt”. *Novosti teplosnabzheniia*, 2004. No. 2. p. 34-38.
7. Mirowski A. *Otopitelnye i tekhnologicheskie kotelnye. Metodicheskie rekomendatsii Viessmann*, 2002,
8. Chepel V. M. *Szhiganie gazov v topkakh kotlov i pechi i obsluzhivanie gazovogo khoziaistva predpriiatiia*. Nedra, 1965,
9. Seagal I.Y. *Gazovye vodogreinye promyshlennye otopitelnye kotly*. Tekhnika, 1967,
10. Ilyenko B.K., *Razrabotki instituta haza Natsionalnoi akademii nauk Ukrainy v oblasti enerho- i resursoberezheniia*, №6, 2007, p. 6-8.
11. Golubkov E.P. *Use of system analysis in planning decisions*. - M.: Economics, 1982 - 129p.
12. SNIP 2.04.14-88. *Thermal insulation of pipelines and equipment*.
13. Glamazdin P.M., Glamazdin D.P., Filipov O.S., *Energy efficient modernization of hot water boilers.*/ Scientific and technical collection: Ventilation, lighting and heat and gas supply, K.: KNUBA. Issue №16, 2012, p. 59-65.
14. The European Union Standard: EN 676: 2003. *Automatic Forced Draught Burners for Gaseous Fuels*/ [Electronic resource]/ Access mode: <http://es.europa.eu/>.
15. Lavrentsov E.M., Sigal I.Y., Smihula A.V., Dombrovskaya E.P., Kernazhytska O.S., Marasin O.V./ *Experience in the development, implementation and modernization of hot water boilers with two-world screens and slotted hearth burners* / Energy Technologies and Resource Saving, 2019, №3, p. 17-26.
16. Idelchik I.E., *Aerodynamics of industrial devices*. M.-L.: Energy, 1964. – 288 p.
17. *Boilers of small and average power*. Catalog of M.: Research Institute of Informenergomash, 1987. – 208 p.
18. Bogun V.A., *Management and planning of fuel consumption on heat sources*. Energy and electrification. - 1966, №1, p. 42-46.
19. Shchukin K. *Reconstruction of the boiler PTVM-100 with replacement of burners*. Aqua-Term, 2009, №6, p.20
20. Barabash V.V., *About the experience of reconstruction and modernization of hot water boilers.*, Heat supply news, №9,2004, p.35-37.
21. Zhigurs A., *Experience of JSC "Rigas-Siltums" in the reconstruction of hot water boilers KVGM-50 and*

KVGM-100 / A. Zhigurs, A. Tsars, S. Pleskachev / News of heat supply. 2009. №4. Pp. 34-39.

22. Shchelokov V.M., Ladynichev V.V., Liseykin I.D., *Modernization of hot water boilers such as PTVM and KVGM*, 2009 // [Electronic resource] / <http://pk-imperia.ru/articles/modernizaciya-vodogreinyx-vodotrubnyx>.

23. Smihula A.V., Seagal I.Y., Bondarenko V.I., Semenyuk P.I., *Technologies for reducing harmful emissions into the atmosphere by thermal power plants and boilers of large and medium capacity*. Kyiv: FOP Maslakova, 2019. 108 p.

24. Glamazdin P.M., Glamazdin D.P., Yarmolchik Y.P., *Environmental aspects of modernization of high power boilers*. Energy./ Proceedings of higher educational institutions and energy associations of the CIS. Volume 59, №3 (2016) p. 249-259.

25. Chernokryliuk V.V., *Experience in the use of Riello burners in the modernization of boilers KVG 6.5.* / Scientific and technical collection "Energy efficiency in construction and architecture", 2014, issue 6, p.354-358.

26. Kudinov A.A., *Energy saving in heat generating installations*. –Ulyanovsk; UiGTU, 2000.-139 p.

27. *Teplovoi raschet kotlov. Normativnyi method*. 1998, 258 p.

28. Semenyuk L.G., *Obtaining condensate by deep cooling of combustion products*.- Industrial Energy, 1987, Volume 3, p. 47-50.

29. PTQ Magazine 2015, "HeatMatrix reduces industrial heat loss substantially!" // [Electronic resource] / www.heatmatrixgroup.com

30. Korniyakov A.B., *Improving the structural elements and design solutions of glass air heaters. Installation of equipment and pipelines*, 1982, №3, p.18-20.

31. Boguslavsky L.D., *Energy saving in heat supply, ventilation and air conditioning systems*: Reference manual.- M.: Stroyizdat, 1990.-624 p.

32. Pender M., Sinen K.P., Dornen H., *Electronic fan controls on the test stand* // Heating, air conditioning, house technology and climate technology, 1990, Bd. 41 №3. - p.246-248.

33. Mikheev V.P., Fedorov V.N., *Floor and slot burners for natural gas*., L.: Nedra, 1965, 74 p.

34. Ahmedov R.B., *Fundamentals of combustion process control*., M.: Energiya, 1977, 280 p.

35. Yankelevich V.I., *Adjustment of gas-oil industrial boiler rooms*. M.: Energoatomizdat, 1988, 216 p.

36. SAACKE GmbH, 2020 // [Electronic resource] / <http://www2.saacke.com/uk/produkts/burner-control-systems/seavis-compakt>.

37. Alexandrov V.G., *Low and medium power steam boilers*. / L.: Energiya, 1972.-200 s.

38. Zhukov E., *Modern types of burners*., AQUA-THERM. March-April 2012, pp.20-24.

39. Feierstein L.M., Ettingen L.S., Gochboim G.G., *Handbook of boiler automation*. M.: Energatomizdat, 1985.-296 p.

40. Kemelman D.N., Eskin N.B., *Adjustment of boiler installations*. Handbook.- M.: Energoatomizdat, 1989.-320 p.

41. Arguments Weishaupt / [Electronic resource] / <http://www.Weishaupt/Kiev/ua>.

42. Harold W., *CO control the better alternative of O₂ control for gas - fired furnaces*. / Special print off from Gaswärme International № 7/ 2003, pages 448-450. Vulkan-Verlag GmbH, Essen.

43. Borzov S.N., Garkusha V.V., Kozin V.I., Mikheev V.P., Potaturkin O.I., Shushkov N.N., *Selective diagnostics of combustion processes in multi-burner power units*. / Thermophysics and Aeromechanics, 2006, Volume 143, № 2. P.323-329.

44. Kryzhanovsky K.S., *System of automatic regulation of combustion in gas-burning installations on the correcting parameter*. Energy technologies and resource saving, 2018, № 3. pp. 66–71.

45. Vinogradov-Saltykov V.A., Fedorov V.G., Martsenko V.P., *Generalization of data on heat losses by hot water boilers to the environment*. / Heat supply news, № 11 (51), 2004, p. 29-30.

УДК 621.182.4/6

Енергозфактивна модернізація котлів КВГ і ТВГ

П. М. Гламаздин¹, Д. П. Гламаздин²

¹к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва та архітектури, Київ, Україна., Sib.kiev@gmail.com, ORCID 0000-0003-2611-2687

²інженер-конструктор Bay Boiler System GmbH., Neckar, ФРН, d.glamazdin@bay-boiler.de, ORCID 0000-0002-2851-9352

Анотація. В наслідок часу системи централізованого теплоснабження міст України перебувають в критичному стані і потребують значущої модернізації. Це стосується такої важливої складової системи як опалювальні водогрійні котельні. Недовідповідний стан котельні пояснюється в першу чергу застарілими основними обладнаннями, в тому числі і водогрійними котлами, які давно вичерпали термін експлуатації. В них відсутня сучасна автоматика, особливо в частині регулювання режимів роботи. Встановлена потужність перевищує реальні теплові навантаження. Номенклатура використовуваних водогрійних котлів не велика. Це котли малої потужності серій НІІСТ «Універсал», «Енергія», «Факел» і інші, середньої потужності серій ТВГ і КВГ і великої потужності серій ПТВМ і КВГМ. По своїй поширеності особливо уваги потребують котли серій ТВГ і КВГ, якими комплектують квартальні котельні. Котли цієї серії мають ефективну конструкцію топочної об'єму

и оптимизированную конструкцию конвективной части. Однако по обмуровке, автоматизации, системам газоснабжения и воздушноснабжения они не отвечают современным требованиям и отстают от достигнутого уровня технических решений. В статье определены основные недостатки конструкции котлов и пути их преодоления. Определены резервы повышения энергоэффективности котлов этих серий. Выявлены возможности улучшения экологических показателей с доведением до уровня современных требований при реализации предложенных технических решений.

Ключевые слова: водогрейный котёл, энергоэффективность, модернизация водогрейных котлов, вредные выбросы, экологическая безопасность.

UDC 621.182.4/6

Energy efficient modernization of KVG and TGV boilers

P. Glamazdin¹, D. Glamazdin²

¹ Ph.D., Associate Professor, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, sib.kiev@gmail.com, ORCID 0000-0003-2611-2687

² Design Engineer, Bay Boiler System GmbH., Neckar, Germany, d.glamazdin@bay-boiler.de, ORCID 0000-0002-2851-9352

Abstract. At present, the district heating systems of Ukrainian cities are in a critical state. They need significant modernization. This especially applies to very important components of district heating systems – heating water boilers. Unsatisfactory condition of boilers is mainly due to the obsolescence of basic equipment, including boilers. The operating time of them exceeds the passport lifetime. There is a lack of modern automation, especially in terms of controlling operating modes. Nominal power of them exceeds the real heat loads. The range of hot water boilers used is not large. These are low-power boilers of the series NDIST, "Universal", "Energiia", "Fakel" and others, medium-power boilers of the series TVG and KVG and high-power boilers of series PTVM and KVM. According to their prevalence, special attention should be paid to boilers of the series TVG and KVG. The series are installed on quarter boiler houses. The boilers of these series have an efficient design of the furnace volume and an optimized design of the convective part. Nevertheless, in terms of automation, gas supply and air supply systems, they no longer meet today's requirements. They are outdated comparing to the achieved level of technical solutions. The article discusses the main shortcomings of the design of boilers: insufficient durability of the gas collector in the hearth burner, small diameter of the pipes of the convective part and the use of fireclay materials in the setting of the burners. The first two shortcomings were overcome by the developers by the increase in the diameter of the pipes of convective packages and the modernization of MPIG-3 hearth burners. The third shortcoming should be overcome by replacing the setting with a modern one during off-season repairs. Reserves for improving the energy efficiency of boilers of these series are found. To do this, it is necessary to install additional convective heating surfaces (economizers or air-heaters), replace the setting and equip the boilers with a modern automation system with cascading the burners. It allows improving efficiency up to 94...95 % and environmental performance according to the modern requirements.

Key words: hot water boiler, energy efficiency, modernization of hot water boilers, harmful emissions, ecological safety.

Надійшла до редакції / Received 18.12.2020

VENT 2000

■ Конструкція вентилятора забезпечує високу ефективність і низький рівень шуму.

■ Пластиковий корпус стійкий до впливу вологи.

■ Крильчатка змішаного типу.

■ Опціонально доступні вбудований регулятор швидкості і датчик температури.

УДК 697.92

Повітроділення опуклими напівобмеженими струминами при вентиляції з постійною витратою повітря

В. П. Корбут¹, В. О. Мілейковський²

¹д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, predsedatel@emw.kiev.ua, ORCID: 0000-0002-4560-5463

²д.т.н., доц. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, v_mil@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8543-1800

Анотація. Обґрунтовано схему організації повітрообміну з подачею повітря над робочою зоною опуклими напівобмеженими струминами, які взаємодіють між собою. Ця схема доцільна у випадках, якщо неможливо подати повітря безпосередньо до робочої зони. Виконано математичне моделювання організації повітрообміну з подачею повітря над робочою зоною у виставковій залі при вентиляції з постійною витратою. Дана схема забезпечує оптимальні параметри мікроклімату з мінімальною рециркуляцією відпрацьованого повітря з верхньої зони. У виставковій залі Міжнародного виставкового центру в місті Києві повітрообмін зменшився удвічі до мінімальної витрати зовнішнього повітря. Розрахункова витрата холоду знизилася на 65,58 Вт/м² або 29 %, розрахункова витрата теплоти на другий підігрів – на 7,17 Вт/м² або 18 %. У цінах лютого 2020 р. заощадження капітальних вкладень становить 792,16 грн/м² або 55 %, а експлуатаційних витрат за період охолодження – 6,61 грн/м² або 15 %. Отже, система економічно вигідна з самого початку її створення. У подальшому буде змодельовано її роботу в режимі зі змінною витратою.

Ключові слова: вентиляція, кондиціонування повітря, опукла напівобмежена струмина, організація повітрообміну.

Вступ. Концепція сталого розвитку [1] передбачає відповідальне споживання ресурсів, серед яких енергетичні. В Україні прийнято Закон “Про енергетичну ефективність будівель” [2], який регулює стосунки у сфері енергоефективності житлових і громадських будівель. Зокрема, Стаття 3 встановлює енергоефективність як пріоритет державної політики. Також прийнято Методику [3] визначення енергоефективності будівель. Одним з основних споживачів енергії є системи формування мікроклімату, що враховано в [3]. Вони займають понад 30 % енергетичного балансу держави та понад 60 % енергетичного балансу будівель. На забезпечення мікроклімату споживається 50 % енергетичних потреб Європейського Союзу [4]. Тому розроблення енергоефективних систем формування мікроклімату є пріоритетом розвитку будівництва.

Актуальність дослідження. Підвищення енергоефективності вентиляції та кондиціонування повітря передбачає використання ефективних схем організації повітрообміну, особливо з подачею повітря безпосередньо до робочої зони або якомога ближче до неї. Тому розроблення й дослідження таких схем є актуальною задачею

Останні дослідження та публікації. Енергоефективність вентиляції та кондиціонування повітря визначається ефективною роботою обладнання для обробки та переміщення

повітря (припливно-витяжні вентиляційні установки, кондиціонери, повітроводи тощо) й правильною організацією повітрообміну. На сьогодні розроблено великий спектр ефективного обладнання для формування мікроклімату приміщень [5-29]. Однак, зусилля розробників можуть бути зведені нанівець неефективною організацією повітрообміну.

Для організації повітрообміну розроблено типові схеми [36] та різноманітне повітроділення обладнання [31-40]. Однак, через особливості різних приміщень (форма, розподілення надлишків шкідливостей тощо) організація повітрообміну вимагає нестандартних рішень. Прикладом є виставкові зали для комерційних виставок. Через різноманітне розташування виставкових стендів подача повітря в робочу зону неможлива. Адже завжди існує ймовірність затуляння повітроділення стендом. Тому найбільш ефективною є подача повітря якомога ближче до робочої зони.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є дослідження ефективності організації повітрообміну у виставкових залах з подачею повітря опуклими напівобмеженими струминами.

Основна частина. На кафедрі теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури створено повітроділення (рис. 1) ежекційний сопловий (ПЕС-Д). На циліндричному повітроводі тангенціально встановлюються сопла під кутом до горизонту.

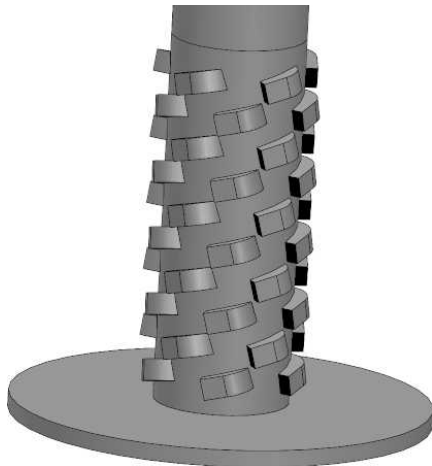


Рис. 1. Повітророзподільник ежекційний сопловий з диском ПЕС-Д

Після відриву струмина різко знижує темп затухання. Тому для подачі повітря безпосередньо над робочою зоною на заглушеному торці передбачено диск для посилення затухання струмини після відриву.

Зазначену подачу повітря розглянуто для виставкової зали Міжнародного виставкового центру в місті Києві. Площа підлоги становить 5258 м², висота дорівнює 19 м, мінімальна витрата зовнішнього повітря становить $L_{ext} = 21,667 \text{ м}^3/\text{с}$ (78000 м³/год).

Проектна схема організації повітрообміну є зональною (рис. 2 а). Загальний повітрообмін становить $L_{\Sigma} = 43,3333 \text{ м}^3/\text{с}$ (156000 м³/год). Рециркуляція прийнята 50 %.

У верхню та середню зони подається,

відповідно, $L_{in,\ell} = 22,5 \text{ м}^3/\text{с}$ (81000 м³/год) та $L_{in,mid} = 20,833 \text{ м}^3/\text{с}$ (75000 м³/год) повітря з температурою $T_{in} = 291,65 \text{ К}$ (18,5 °С) закрученими струминами вертикально вниз 65 повітророзподільниками типу Trox VDL-A-H-L-D-E3/800/0/0/0/RAL 9010 діаметром 800 мм.

Колова швидкість обертання повітряної струмини на виході, м/с, автоматично регулюється поворотом лопаток за допомогою електроприводу. Видалення повітря виконано з верхньої та середньої зон.

При витраті повітря 0,765 м³/с (2754 м³/год) і, відповідно, швидкості $0,765/(\pi \cdot 0,8^2/4) = 1,52 \text{ м/с}$ номінальні втрати тиску [41] становлять 47 Па. Тоді при нормативній густині повітря [42] 1,2 кг/м³ динамічний тиск у патрубку дорівнює $p_a = 1,2 \cdot 1,52^2 / 2 = 1,39 \text{ Па}$. Коефіцієнт місцевого опору $\zeta = 47/1,39 = 33,8$.

Обслуговує залу шість кондиціонерів AI-ko AT4 32×16 – три по 7,5 м³/с (27000 м³/год) і три по 6,9444 м³/с (25000 м³/год). Кількість кондиціонерів обумовлена обмеженням маси одного кондиціонера носійною здатністю конструкцій.

Створено тривимірну модель зали (рис. 3) для $k - \epsilon$ моделювання організації повітрообміну. Штучне освітлення виконано багатьма кулеподібними світильниками загальною потужністю 101066 Вт. Це відповідає рівномірному теплонадходженню до відповідного об'єму верхньої зони. Теплонадлишки до робочої зони (139500 Вт) задано рівномірно в її об'ємі.

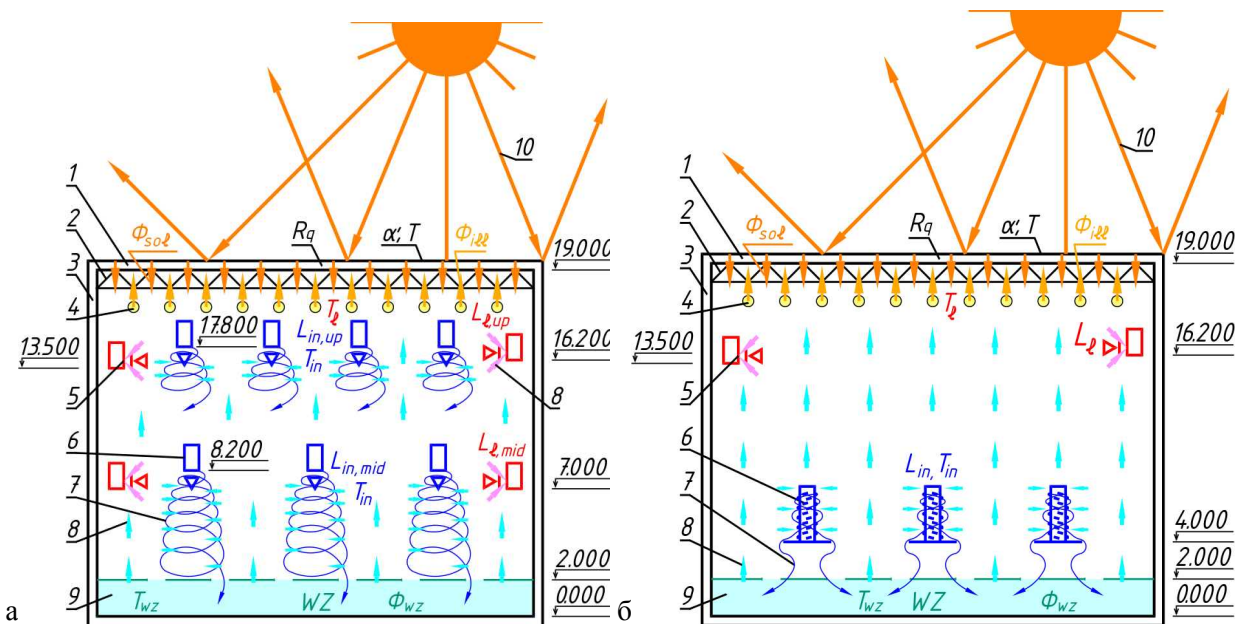


Рис. 2. Схема організації повітрообміну виставкової зали:

а – проектна; б – пропонувана:

1 – дах будівлі; 2 – ферма; 3 – стіни приміщення; 4 – світильники; 5 – витяжні решітки; 6 – припливні повітророзподільники; 7 – припливні струмини; 8 – потоки повітря в приміщенні; 9 – робоча зона;

10 – сонячна радіація: Φ_{sol} – теплонадходження від сонячної радіації, Вт; Φ_{ill} – теплонадходження від штучного освітлення, Вт; R_q – опір теплопередачі покрівлі, (м² К)/Вт; α', T – коефіцієнт поглинання сонячної радіації; T – температура поверхні, К; $L_{\ell,up}$ та $L_{\ell,mid}$ – витрата витяжного повітря з верхньої та середньої зон, м³/с

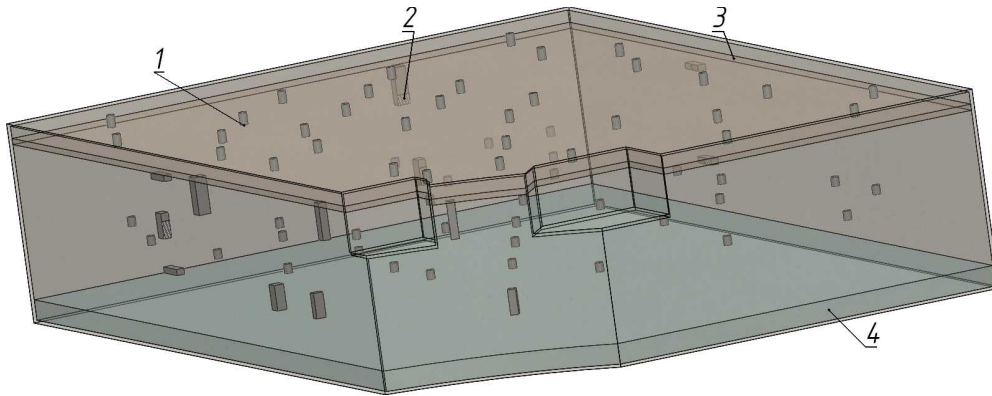


Рис. 3. Тривимірний модель проектної схеми організації повітрообміну виставкової зали:

- 1 – повітророзподільник Trox VDL-A-H-L-D-E3/800/0/0/0/RAL 9010;
 2 – витяжна решітка; 3 – об’єм, до якого застосовано теплонадходження від штучного освітлення, Вт;
 4 – об’єм робочої зони з відповідними теплонадходженнями, Вт

Розподільні повітроводи та ферму не враховано, оскільки вони практично не впливають на рух повітря в приміщенні.

Побудовано лише підвідні повітроводи до повітророзподільників та витяжних решіток, щоб змодельувати умови підтікання повітря до припливних струмин та факелів всмоктування.

У верхній зоні немає людей. Тому подача повітря в цю зону необов’язкова. Однак, відмова від неї підвищить температуру, К, в середній зоні та збільшить значення критерію Архімеда в струминах. У результаті для досягнення нормативної швидкості повітря при вході до робочої зони $0,3 \cdot 1,2 = 0,36$ м/с [42] буде необхідне занадто сильне закручування повітряної струмини. Як показало моделювання, для достатнього затухання струмини й нормативної швидкості повітря, м/с, на вході до робочої зони підібрано початкову кутову швидкість обертання припливних струмин $59,3 \text{ с}^{-1}$.

Нормальна швидкість виходу повітря дорівнює 1,27 м/с. Однак, результатна швидкість на виході з урахуванням закручування досягає 22,6 м/с. Це викликає недопустимий рівень шуму (свист).

За результатами моделювання (рис. 4) градієнт температури за висотою практично відсутній (рис. 4 а,в), що свідчить про низьку ефективність організації повітрообміну. Витрата холоду становить 1180 кВт, а витрата теплоти на другий підігрів дорівнює 213 кВт.

65 зазначених повітророзподільників [43] коштують 245700 €. З урахуванням курсу Євро Національного банку України на 10.02.2020 р. це відповідає $245700 \cdot 26,9048 = 6610510$ грн. Для здешевлення базового варіанта організації повітрообміну можливо застосувати аналогічні повітророзподільники з ручним налаштуванням, наприклад, Systemair DGV-630 [44] загальною вартістю $16335 \cdot 65 = 1061775$ грн. Для коректного порі-

вняння варіантів будемо використовувати вартість не застосованих дорогих імпорتنих кондиціонерів, а їхніх вітчизняних аналогів.

За даними українського виробника вентиляційного обладнання Вентсервіс, наданими на запит автора, вартість аналогічних кондиціонерів становить $20945,24 \cdot 6 = 125671,44$ €. З урахуванням курсу Євро Національного банку України на 10 лютого 2020 р. це відповідає $125671,44 \cdot 26,9048 = 3381165$ грн.

Пропонується змінити схему організації повітрообміну на таку (рис. 2 б). Конструкції на виставках мають висоту до 3...3,5 м. Тому подача повітря може здійснюватися з висоти не нижче 4 м. Приймаємо на відмітці 4,0 м 24 рівномірно розташовані повітророзподільники ПЕС-Д.

Вибір типорозміру серед можливих варіантів здійснюється таким чином, щоб забезпечити мінімальні втрати тиску, Па (зазвичай, мінімальну швидкість виходу повітря, м/с), при нормативній швидкості, м/с, та температурі, К, повітря на вході до робочої зони.

Якщо є два варіанти повітророзподільника, які забезпечують нормативні параметри повітряного середовища:

- з більшою швидкістю виходу повітря, м/с, і меншим коефіцієнтом m ,
- з меншою швидкістю повітря на виході й більшим коефіцієнтом m ,

то доцільно обирати другий варіант.

Зазначеним умовам відповідає повітророзподільник ПЕС-Д-8-10/15-0,9 діаметром циліндричної поверхні та вхідного патрубку 8 дм (800 мм). Він має 10 рядів сопел під кутом $\pi/12$ (15°) до горизонту. Загальна площа виходу повітря дорівнює 0,9 площі перерізу вхідного патрубка.

Площа вихідного перерізу кожного сопла становить 9048 мм^2 , всього за повітророзподільником – $0,4524 \text{ м}^2$.

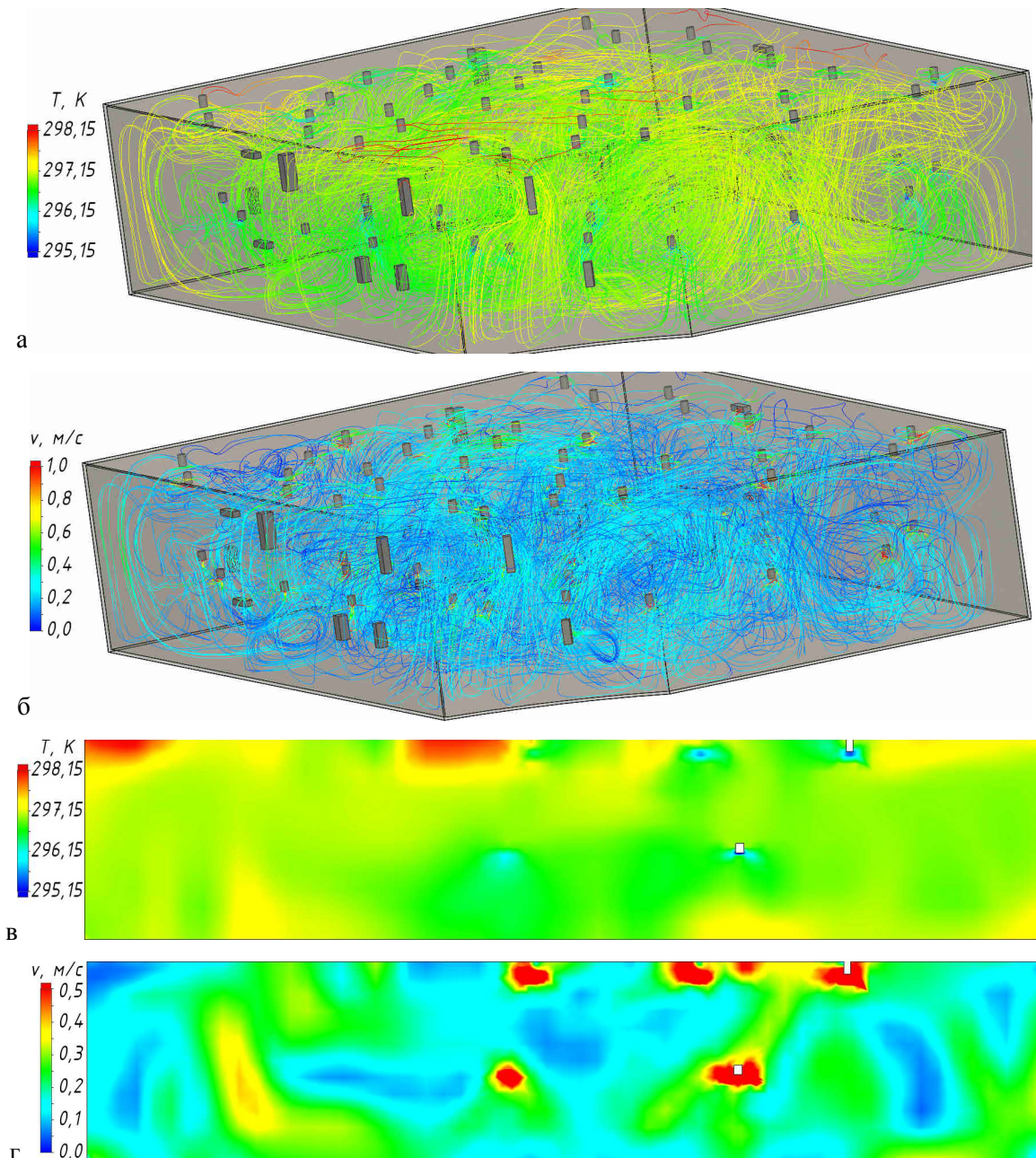


Рис.4. Результати моделювання проектної схеми організації повітрообміну: а, б – лінії течії; в – поле температури T, K , у розрізі; г – те ж швидкості $v, m/c$

Видалення повітря здійснюватимемо лише з верхньої зони. Повітрообмін зменшуємо до мінімальної витрати зовнішнього повітря – $L_{\Sigma} = L_{in} = L_{ext} = 21,67 \text{ м}^3/\text{с}$ (78000 $\text{м}^3/\text{год}$), тобто заощаджується 50 % повітрообміну.

Температуру припливного повітря слід при цьому знизити на 3,3 K до 288,35 K (15,2 °C). Для забезпечення повітрообміну достатньо трьох кондиціонерів замість шести. Рециркуляція відбувається лише за відсутності відвідувачів обсягом 100 %.

Швидкість виходу повітря з сопел повітророзподільника становить 2,83 м/с. Наведені параметри не призводять до появи суттєвого шуму, а також знижують аеродинамічний опір

повітророзподільників.

Створено тривимірну модель зали з запропонованою схемою організацією повітрообміну (рис. 5). Результати моделювання (рис. 6) показали мінімальне перетікання відпрацьованого повітря з верхньої зони до робочої.

Підвищену ефективність підтверджує суттєва зміна температури, K, повітря за висотою. При цьому утворюється температурне перекриття. Під стелею температура повітря становить 300,15 K (27,0 K).

У робочій зоні температура становить 295,15...298,15 K (22,0...25,0 °C), тобто знаходиться в нормативних межах [42] для оптимальних параметрів мікроклімату.

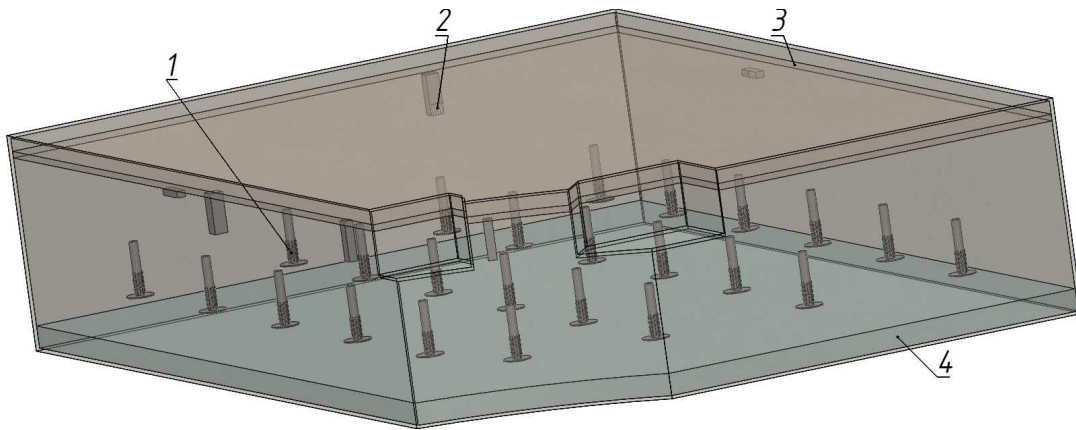


Рис. 5. Тривимірний модель запропонованої схеми організації повітрообміну виставкової зали:
 1 – повітророзподільник ПЕС-Д-8-10/15-0,635; 2 – витяжна решітка;
 3 – об’єм, до якого застосовано теплонадходження від штучного освітлення, Вт;
 4 – об’єм робочої зони з відповідними теплонадходженнями, Вт

Коефіцієнт затухання швидкості припливних струмин на відстані 2,0 м від повітророзподільника становить $m = 0,565$.

На цій відстані коефіцієнт затухання температури дорівнює $n = 0,705$. У даному випадку в пригоді стало порушення співвідношення $m > n$ опуклими напівобмеженими струминами.

Коефіцієнт місцевого опору $\zeta = 3,335$. Швидкість у патрубку кожного повітророзподільника дорівнює 1,80 м/с. Втрати тиску становлять $3,335 \cdot (1,2 \cdot 1,80^2 / 2) = 6,48$ Па.

Витрата холоду становить 835,2 кВт або $860100/5000 = 167,04$ Вт/м². Витрата теплоти на другий підігрів дорівнює 175,3 кВт. Вартість повітророзподільників – $4106 \cdot 24 = 98544$ грн.

Вартість трьох кондиціонерів за даними Вентсервіс становить $21474,93 \cdot 3 = 64424,79$ €. З урахуванням курсу Євро Національного банку України на 10 лютого 2020 р. це відповідає $64424,79 \cdot 26,9048 = 1733336$ грн.

Площа вихідного перерізу кожного сопла становить 9048 мм², всього за повітророзподільником – 0,4524 м². Видалення повітря здійснюватимемо лише з верхньої зони.

Повітрообмін зменшуємо до мінімальної витрати зовнішнього повітря –

$$L_{\Sigma} = L_{in} = L_{ext} = 21,67 \text{ м}^3/\text{с} \text{ (78000 м}^3/\text{год),}$$

тобто заощаджується 50 % повітрообміну.

Температуру припливного повітря слід при цьому знизити на 3,3 К до 288,35 К (15,2 °С). Для забезпечення повітрообміну достатньо трьох кондиціонерів замість шести. Рециркуляція відбувається лише за відсутності відвідувачів обсягом 100 %.

Швидкість виходу повітря з сопел повітророзподільника становить 2,83 м/с. Наведені параметри не призводять до появи суттєвого шуму, а також знижують аеродинамічний опір повітророзподільників.

Створено тривимірну модель зали з за-

пропонованою схемою організації повітрообміну (рис. 13). Результати моделювання (рис. 14) показали мінімальне перетікання відпрацьованого повітря з верхньої зони до робочої.

Підвищену ефективність підтверджує суттєва зміна температури, К, повітря за висотою. При цьому утворюється температурне переkritтя. Під стелею температура повітря становить 300,15 К (27,0 К).

У робочій зоні температура становить 295,15...298,15 К (22,0...25,0 °С), тобто знаходиться в нормативних межах [42] для оптимальних параметрів мікроклімату. Коефіцієнт затухання швидкості припливних струмин на відстані 2,0 м від повітророзподільника становить $m = 0,565$.

На цій відстані коефіцієнт затухання температури дорівнює $n = 0,705$. У даному випадку в пригоді стало порушення співвідношення $m > n$ опуклими напівобмеженими струминами.

Коефіцієнт місцевого опору $\zeta = 3,335$. Швидкість у патрубку кожного повітророзподільника дорівнює 1,80 м/с. Втрати тиску становлять $3,335 \cdot (1,2 \cdot 1,80^2 / 2) = 6,48$ Па.

Витрата холоду становить 835,2 кВт або $860100/5000 = 167,04$ Вт/м². Витрата теплоти на другий підігрів дорівнює 175,3 кВт. Вартість повітророзподільників – $4106 \cdot 24 = 98544$ грн.

Вартість трьох кондиціонерів за даними Вентсервіс становить $21474,93 \cdot 3 = 64424,79$ €. З урахуванням курсу Євро Національного банку України на 10 лютого 2020 р. це відповідає $64424,79 \cdot 26,9048 = 1733336$ грн.

Пропонована схема організації повітрообміну рекомендується до широкого впровадження, оскільки дозволяє забезпечити:

- подачу повітря якомога ближче до робочої зони задля мінімізації підтікання відпрацьованого повітря верхньої зони до струмини;
- несуттєву рециркуляцію повітря верхньої зони;

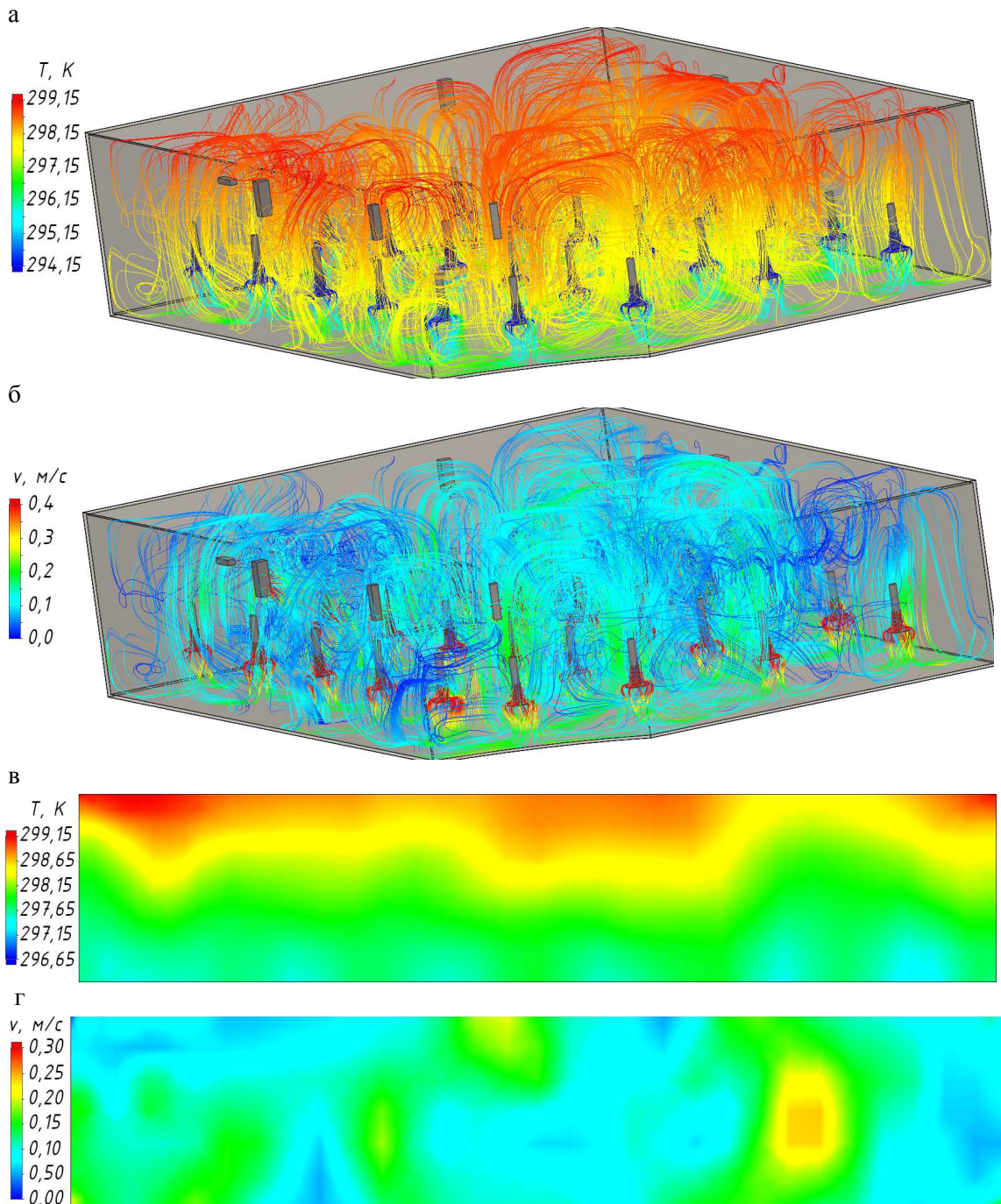


Рис.6. Результати моделювання запропонованої організації повітрообміну: а, б – лінії течії; в – поле температури T , К, у розрізі; г – те ж швидкості v , м/с

- мінімальну витрату припливного повітря та енергії;
- зменшення капітальних вкладень.

На сьогодні активно розбудовуються об'єкти, подібні до розглянутого. Це – великі торговельно-розважальні заклади, виставкові центри тощо. На них можна отримати суттєве зниження витрати енергії та заощадити як капітальні, так і експлуатаційні витрати.

Виконано розрахунок (табл. 1 і 2) капітальних та експлуатаційних витрат для обох варіантів. Результати дозволяють орієнтовно визначити питому економію ресурсів для майбут-

ніх об'єктів будівництва.

Висновки. Розроблена схема організації повітрообміну з подачею повітря над робочою зоною опуклими напівобмеженими струминками дозволяє зменшити витрату холоду на 65,58 Вт/м² або 29 %, розрахункову витрату теплоти на другий підігрів – на 7,17 Вт/м² або 18 %. Заощадження капітальних вкладень становить 792,16 грн/м² або 55 %, а експлуатаційних витрат за період охолодження – 6,61 грн/м² або 15 %. Ця схема рекомендується до широкого впровадження.

Заощадження енергії та експлуатаційних витрат за період охолодження

| Показник | Варіант | | | | Заощадження | | |
|---|--------------------|------------------------------|-------------------|------------------------------|-------------------|----------------------------|----------------|
| | проектний | | пропонований | | загаль- не | на м ² площі | відносно, % |
| | загаль- ний | на 1 м ² площі | загаль- ний | на 1 м ² площі | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Площа приміщення, м ² | 5258 | — | 5258 | — | — | — | — |
| Загальний повітрообмін L_{Σ} , м ³ /с (м ³ /год) | 43,333 (156000) | 0,00824 (29,669) | 21,667 (78000) | 0,00412 (14,835) | 21,667 (78000) | 0,00412 (14,835) | 50 (50) |
| Переміщення повітря повітроводами | | | | | | | |
| Кількість повітророзподільників | 65 | — | 24 | — | — | — | — |
| Коефіцієнт місцевого опору повітро- розподільника ζ | 33,8 | — | 3,34 | — | — | — | — |
| Витрата повітря в повітророзподіль- нику L_i , м ³ /с (м ³ /год) | (табл.3) | — | 0,9028 (3250) | — | — | — | — |
| Швидкість повітря в патрубку пові- тророзподільника v , м/с | (табл.3) | — | 1,80 | — | — | — | — |
| Втрати тиску в повітророзподільни- ку $\Delta p_i = 1,2 \zeta v^2/2$, Па | (табл.3) | — | 1,94 | — | — | — | — |
| Механічна потужність для подачі по- вітря повітророзподільниками $Q_{diff} = \Sigma \Delta p_i L_i$, Вт | 1561 | 0,2969 | 42 | 0,00801 | 1519 | 0,2889 | 97 |
| Втрати тиску в мережі повітроводів і кондиціонері Δp_{ahu+d} , Па | 250 | — | 250 | — | — | — | — |
| Механічна потужність для перемі- щення повітря в кондиціонері та по- вітроводах $Q_{ahu+d} = \Sigma \Delta p_{ahu+d} L_{\Sigma}$, Вт | 10833 | 2,060 | 5417 | 1,030 | 5417 | 1,030 | 50 |
| Загальна механічна потужність на переміщення повітря $Q_{mv} = Q_{diff} + Q_{ahu+d}$, Вт | 12395 | 2,357 | 5459 | 1,038 | 6936 | 1,319 | 56 |
| Коефіцієнт корисної дії вентилятора η аналогічно [45] | 0,58 | — | 0,58 | — | — | — | — |
| Електрична потужність на перемі- щення повітря повітророзподільни- ком $P_{diff} = Q_{diff} / \eta$, Вт | 2673 | 0,5085 | 72 | 0,01372 | 2601 | 0,4947 | 97 |
| Електрична потужність на перемі- щення повітря у кондиціонері та по- вітроводах $P_{ahu+d} = Q_{ahu+d} / \eta$, Вт | 18550 | 3,528 | 9275 | 1,764 | 9275 | 1,764 | 50 |
| Загальна електрична потужність на переміщення повітря $P_{mv} = P_{diff} + P_{ahu+d}$, Вт | 21224 | 4,036 | 9347 | 1,778 | 11876 | 2,259 | 56 |
| Теплова обробка повітря | | | | | | | |
| Холодильна потужність Φ_{cool} , Вт | 1180000 | 224,42 | 835200 | 158,84 | 344800 | 65,58 | 29 |
| Холодильний коефіцієнт* $\epsilon_{cool} \eta_{comp}$ | 4 | — | 4 | — | — | — | — |
| Теплова потужність на другий підіг- рів Φ_{reheat} , Вт | 213000 | 40,510 | 175300 | 33,340 | 37700 | 7,170 | 18 |
| Електрична потужність на охоло- дження $P_{cool} = \Phi_{cool} / (\epsilon_{cool} \eta_{comp})$, Вт | 295000 | 56,105 | 208800 | 39,711 | 86200 | 16,394 | 29 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|------------------|--------------|------------------|--------------|--------------|-------------|-----------|
| Загальна потужність | | | | | | | |
| – електроенергії $P_{\Sigma} = P_{cool} + P_{mv}$, Вт | 316224 | 60,141 | 218147 | 41,489 | 98076 | 18,653 | 31 |
| – теплової енергії $\Phi_{\Sigma} = \Phi_{reheat}$, Вт | 213000 | 40,510 | 175300 | 33,340 | 37700 | 7,170 | 18 |
| Показники за період охолодження | | | | | | | |
| Тривалість періоду охолодження (для Києва) Z_c , год | 740 | — | 740 | — | — | — | — |
| Середня температура зовнішнього повітря за період охолодження, К (°С) | 295,85 (22,7) | — | 295,85 (22,7) | — | — | — | — |
| Середня відносна вологість зовнішнього повітря за період охолодження, % | 54 | — | 54 | — | — | — | — |
| Холодильна потужність при середніх параметрах зовнішнього повітря Φ'_{cool} , Вт | 694300 | 132,0 | 596900 | 113,5 | 97400 | 18,5 | 14 |
| Холодильний коефіцієнт* $\epsilon_{cool}\eta_{comp}$ | 4 | — | 4 | — | — | — | — |
| Середня електрична потужність на охолодження $P'_{cool} = \Phi'_{cool} / (\epsilon_{cool}\eta_{comp})$, Вт | 173575 | 33,012 | 149225 | 28,381 | 24350 | 4,631 | 14 |
| Теплова потужність на II підігрів при середніх параметрах зовнішнього повітря Φ'_{reheat} , Вт | 213000 | 40,510 | 175300 | 33,340 | 37700 | 7,170 | 18 |
| Загальна середня потужність електроенергії $P'_{\Sigma} = P'_{cool} + P_{mv}$, Вт | 194799 | 37,048 | 158572 | 30,158 | 36226 | 6,890 | 19 |
| Загальна середня потужність теплової енергії $\Phi'_{\Sigma} = \Phi'_{reheat}$, Вт | 173575 | 33,012 | 149225 | 28,381 | 24350 | 4,631 | 14 |
| Загальна витрата електроенергії за період охолодження $0,0036 Z_c P'_{\Sigma}$, МДж | 518944 | 98,696 | 422436 | 80,342 | 96507 | 18,354 | 19 |
| Загальна витрата електроенергії за період охолодження $E' = 10^{-6} Z_c P'_{\Sigma}$, МВт·год | 144,2 | 0,02742 | 117,3 | 0,02232 | 26,808 | 0,00510 | 19 |
| Загальна витрата теплової енергії $\Phi'_{reheat} = 0,0036 Z_c \Phi'_{\Sigma}$, МДж | 462404 | 87,943 | 397535 | 75,606 | 64868 | 12,337 | 14 |
| Загальна витрата теплової енергії $E'' = Z_c \Phi'_{\Sigma} / 1163000$, Гкал | 110,443 | 0,02100 | 94,950 | 0,01806 | 15,494 | 0,00295 | 14 |
| Тариф на електроенергію на лютий 2020 р. RT_{el} , грн/(МВт·год) | 340,03 | — | 340,03 | — | — | — | — |
| Тариф на теплову енергію станом на лютий 2020 р. RT_h , грн/Гкал | 1654,41 | — | 1654,41 | — | — | — | — |
| Вартість електроенергії за період охолодження $E' RT_{el}$, грн | 49016 | 9,32 | 39901 | 7,59 | 9115 | 1,73 | 19 |
| Вартість теплової енергії за період охолодження $E'' RT_h$, грн | 182718 | 34,75 | 157086 | 29,88 | 25633 | 4,87 | 14 |
| Загальні експлуатаційні витрати за період охолодження $E' RT_{el} + E'' RT_h$, грн | 231734 | 44,07 | 196986 | 37,46 | 34748 | 6,61 | 15 |

* прийнято з урахуванням коефіцієнта корисної дії компресора η_{comp}

Таблиця 2

Вартість елементів, грн, та заощадження капітальних вкладень, грн,
від запропонованого варіанта організації повітрообміну

| Показник | Варіант | | | | Заощадження | | |
|---|------------------------------------|---|------------------------------------|---|----------------|---|----------------|
| | проектний (шість кондиціонерів) | | пропонований (три кондиціонери) | | загальне, грн | на 1 м ² площі, грн/м ² | відносне, % |
| | загальний, грн | на 1 м ² площі, грн/м ² | загальний, грн | на 1 м ² площі, грн/м ² | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Вартість повітророзподільника | 16335 | — | 4106 | — | — | — | — |
| Загальна вартість усіх повітророзподільників | 1061775 | 201,94 | 98544 | 18,74 | 963231 | 183,19 | 91 |
| Вартість усіх повітророзподільників з урахуванням додаткових витрат | 1471015 | 279,77 | 136526 | 25,97 | 1334489 | 253,80 | 91 |
| Загальна вартість повітроводів з прокладанням і кріпленнями | 992518 | 188,76 | 597183 | 113,58 | 395335 | 75,19 | 40 |
| Те ж з урахуванням додаткових витрат | 1375065 | 261,52 | 827356 | 157,35 | 547709 | 104,17 | 40 |
| Вартість кондиціонера | 563528 | — | 577779 | — | — | — | — |
| Загальна вартість кондиціонерів | 3381168 | 643,05 | 1733337 | 329,66 | 1647831 | 313,40 | 49 |
| Те ж з урахуванням додаткових витрат | 4684372 | 890,90 | 2401418 | 456,72 | 2282954 | 434,19 | 49 |
| Капітальні вкладення | 7530452 | 1432,19 | 3365300 | 640,03 | 4165152 | 792,16 | 55 |

Таблиця 3

Визначення витрати енергії на переміщення повітря повітророзподільниками
Трох VDL-A-H-L-D-E3/800/0/0/RAL 9010 площею перерізу патрубку $A = \pi \cdot 0,8^2 / 4 = 0,50265 \text{ м}^2$

| Витрата повітря $L, \text{ м}^3/\text{с}$ | Кількість повітророзподільників N | Швидкість повітря $v = L / A, \text{ м/с}$ | Динамічний тиск $p_d = \rho v^2 / 2, \text{ Па}$ | Втрати тиску $\Delta p = \zeta p_d, \text{ Па}$ | Витрата енергії на повітророзподільник $\Delta p \cdot L, \text{ Вт}$ | Загальна витрата енергії $\Delta p \cdot L \cdot N, \text{ Вт}$ |
|--|-------------------------------------|---|---|--|---|--|
| 0,5556 | 3 | 1,11 | 0,733 | 24,8 | 13,76 | 41,3 |
| 0,6111 | 6 | 1,22 | 0,887 | 30,0 | 18,32 | 109,9 |
| 0,6389 | 16 | 1,27 | 0,969 | 32,8 | 20,93 | 334,9 |
| 0,6944 | 40 | 1,38 | 1,145 | 38,7 | 26,88 | 1075,2 |
| Всього | 65 | — | — | — | — | 1561,3 |

Література

- Цілі сталого розвитку: Україна: Національна доповідь 2017 / Міністерство економічного розвитку і торгівлі України. – Київ: United Nations Ukraine, 2017. – 174 с. URL: https://issuu.com/mineconomdev/docs/sdgs_nationalreportua_web
- Про енергетичну ефективність будівель: Закон України від 22.06.2017 № 2118-VIII. Відомості Верховної Ради. – 2017. – №33. – С. 359. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2118-19#Text>
- Про затвердження Методики визначення енергетичної ефективності будівель: Наказ Міністерства регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України від 11.07.2018 № 169. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0822-18#Text>
- New report: District energy can decarbonize the EU heating and cooling sector [Electronic Resource]. – December 5, 2019. <https://www.danfoss.com/en/about-danfoss/news/cf/new-report-district-energy-can-decarbonize-the-eu-heating-and-cooling-sector/>
- Безродний М. К. Теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти і рециркуляцією відпрацьованого повітря / М. К. Безродний, Н. О. Притула, І. Ю. Опанасюк // KPI Science News. – 2019. – Вип. 3. – С. 7-15.

6. Bezrodny M. Efficiency of heat pump systems of air conditioning for removing excessive moisture / M. Bezrodny, N. Prytul, M. Tsvietkova // Archives of Thermodynamics. – 2019. – Vol. 40. – No. 2. – С. 151-165.
7. Безродний М. К. Енергоефективність теплонасосно-рекуператорної системи водяного опалення і вентиляції з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів / М. К. Безродний, С. О. Ословський // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2018. – №3. – С. 95-103. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.3.2018.163643>
8. Безродний М. К. Термодинамічна ефективність рециркуляційної теплонасосної системи кондиціювання повітря в закритому плавальному басейні / М. К. Безродний, Д. С. Кутра // Промышленная теплотехника. – 2016. – Вип. 38. – № 3. – С. 75-83. <https://doi.org/10.31472/ihe.3.2016.10>
9. Безродний М. К. Термодинамічна ефективність теплонасосної системи кондиціювання повітря в закритому плавальному басейні в спекотний період року / М. К. Безродний, Д. С. Кутра, І. В. Сергієнко // Наукові вісті Національного технічного університету України Київський політехнічний інститут. – 2015. – Вип. 1. – С. 13-19.
10. Безродний М. К. Термодинамічний аналіз теплонасосної системи вентиляції для підтримання комфортних умов в виробничих приміщеннях з вологовиділенням / М. К. Безродний, Н. О. Притула, М. О. Цветкова // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2018. – №13(1289). – С. 77-82. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2018.13.14>
11. Redko A. Entropy generation analysis and thermal characteristics of radiation heating system / A. Redko, I. Redko, S. Pavlovskii, N. Kulikova, A. Cherednik, O. Redko // Thermal Science. – 2019. – OnLine-First Issue 00. – P. 327-327. <https://doi.org/10.2298/TSCI190216327R>
12. Redko A. Optimization of parameters of heating system /with low-temperature water panels by changes of entropy International / A. Redko, A. Cherednik, N. Lantsberg, N. Kulikova, A. Redko // Journal of Energy and Environment. – 2017. – Vol. 8. – Iss. 2. – p. 175-188.
13. Шепітчак В. Б. Дослідження інфрачервоних систем опалення при їх застосуванні у виробничих приміщеннях / В. Б. Шепітчак, В. М. Желих, А. О. Редько // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. – 2017. – Вип. 9. – С. 254-258.
14. Шепітчак В. Б. Техніко-економічне обґрунтування системи теплозабезпечення з використанням інфрачервоних електричних поворотних нагрівачів / В. Б. Шепітчак, А. О. Редько, Н. А. Сподинок // Науковий вісник будівництва. – 2017. – Т. 88. – № 2. – С. 212-215.
15. Редько А. А. Моделирование и оптимизация параметров процесса теплообмена инфракрасных низкотемпературных водяных потолочных панелей / А. А. Редько, А. Д. Чередник, Н. Г. Ланцберг, Н. В. Куликова, А. Ф. Редько // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. – 2016. – Вип. 8. – С. 313-318.
16. Чередник А. Д. Эффективность систем лучистого отопления с низкотемпературными водяными панелями / А. Д. Чередник, А. А. Редько, А. В. Гвоздецкий // Вісник Криворізького національного університету. – 2015. – Вип. 39. – С. 48-51.
17. Басок Б. І. Використання повітряно-ґрунтових теплообмінників в системі геотермальної вентиляції / Б. І. Басок, О. М. Недбайло, М. В. Ткаченко, І. К. Божко // Відновлювана енергетика та енергоефективність у ХХІ столітті: матеріали ХХ міжнародної науково-практичної конференції (Київ, 15-16 травня 2019 р.). – Київ. Інтерсервіс, 2019. – С. 541.
18. Basok B. Research into energy efficiency of the underfloor heating system, assembled dry / B. Basok, M. Tkachenko, A. Nedbailo, I. Bozhko // Technology Audit and Production Reserves. – 2018. – Vol. 3. – No. 1(41). – P. 52-57. <https://doi.org/10.15587/2312-8372.2018.135783>
19. Басок Б. І. Модернізація системи опалення будівлі з використанням теплового насоса типу "повітря-рідина" / Б. І. Басок, О. М. Недбайло, М. В. Ткаченко, І. К. Божко, О. М. Лисенко, А. О. Луніна // Промышленная теплотехника. – 2015. – Т. 37. – № 5. – С. 68-74. <https://doi.org/10.31472/ihe.5.2015.08>
20. Пат. 93904 Україна МПК2006.01 F 24 F 3/14. Пристрій тепловологісної обробки повітря / Є. С. Корженко, С. Й. Ткаченко, Т. Ю. Румянцева ; опублік. 27.10.2014, Бюл. № 20.
21. Cherpurniy M. Peculiarities of Application of Steam Compressing Heat Pump Plants / M. Cherpurniy, S. Tkachenko, N. Resyent // Scientific Works of Vinnytsia National Technical University. – 2013. – № 2. – 9 p. URL: <https://works.vntu.edu.ua/index.php/works/article/download/375/373>
22. Gorobets V. G. The Numerical Simulation of Heat and Mass Transfer Processes in Tunneling Air Ventilation System in Poultry Houses / V. G. Gorobets, V. I. Trokhaniak, Yu. O. Bohdan // INMATEH-Agricultural Engineering. – 2018. – Vol. 55. – No. 2. – P. 87-96.
23. Горобець В. Г. Енергоефективна система підтримання мікроклімату у птахових приміщеннях: монографія / В. Г. Горобець, В. І. Троханяк. – Київ. "ЦП "КОМПРИНТ". 2017. – 193 с.
24. Горобець В. Г. Розробка нової конструкції та математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу для теплообмінників вентиляційних систем енергозберігаючого будинку / В. Г. Горобець, М. Ю. Масюк // Енергетика і автоматика. – 2016. – Вип. 1. – С. 90-98.
25. Ulewicz M. Application of Thermosiphon Solar Collectors for Ventilation of Premises / M. Ulewicz, V. Zhelykh, Kh. Kozak, Y. Furdas // Proceedings of CEE 2019. Advances in Resource-Saving Technologies and Materials in Civil and Environmental Engineering. Cham: Springer, 2019. – P. 180-187. https://doi.org/10.1007/978-3-030-27011-7_23
26. Savchenko O. Analysis of the systems of ventilation of residential houses of Ukraine and Estonia / O.

Savchenko, V. Zhelykh, H. Voll // SSP - Journal of Civil Engineering. – 2017. – Vol. 12. – Iss. 2. – P. 23-30.
<https://doi.org/10.1515/sspjce-2017-0015>

27. Zhelykh V. Improving efficiency of heat exchange of horizontal ground-air heat exchanger for geothermal ventilation systems / V. Zhelykh, O. Savchenko, V. Matusyevych // Fyzyka budowli w teorii i praktyce. – 2016. – Vol. VIII. – No. 4. – P. 43-46.

28. Gładyszewska-Fiedoruk K. Simulation and Analysis of Various Ventilation Systems Given in an Example in the Same School of Indoor Air Quality / K. Gładyszewska-Fiedoruk, V. Zhelykh, A. Pushchynskiy // Energies. – 2019. – Vol. 12. – Iss. 15. – P. 2845.

29. Zhelykh V. Horizontal earth-air heat exchanger for preheating external air in the mechanical ventilation system / V Zhelykh., O. Savchenko, V. Matusyevych // Selected Scientific Papers-Journal of Civil Engineering. – 2018. – Vol. 13. – Iss. 1. – P. 71-76. <https://doi.org/10.1515/sspjce-2018-0021>

30. Довгалюк В. Б. Аеродинаміка вентиляції / В. Б. Довгалюк. – Київ: ІВНВКП «Укреліотех», 2015. – 366 с.

31. Voznyak O. Enhancing efficiency of air distribution by swirled-compact air jets in the mine using the heat utilizers / O. Voznyak, N. Spodyniuk, Yu. Yurkevych, I. Sukholova, O. Dovbush // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. – 2020. – Iss. 5. – P. 89–94. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2020-5/089>

32. Voznyak O. Research of device for air distribution with swirl and spread air jets at variable mode / O. Voznyak, I. Sukholova, K. Myroniuk // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2015. – Vol. 6. – Iss. 7. – P. 15-23. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.56235>

33. Skotnicka-Siepsiak A. The Applicability of Coanda Effect Hysteresis for Designing Unsteady Ventilation Systems / A. Skotnicka-Siepsiak // Energies. – 2021. – Vol. 14. – No. 1. – ArticleID: 34. – 21 p. <https://doi.org/10.3390/en14010034>

34. Hurnik M. Study of Radial Wall Jets from Ceiling Diffusers at Variable Air Volume / M. Hurnik, J. Kaczmarczyk, Z. Popiolek // Energies. – 2021. – Vol. 14. – No. 1. – ArticleID: 240. – 18 p. <https://doi.org/10.3390/en14010240>

35. Nocente A. CFD Study of Diffuse Ceiling Ventilation through Perforated Ceiling Panels / A. Nocente, T. Arslan, S. Grynning, F. Goia // Energies. – 2020. – Vol. 13. – No. 8. – ArticleID: 1995. – 14 p. <https://doi.org/10.3390/en13081995>

36. Bennis A. Experiments and Large-Eddy Simulations of Lobed and Swirling Turbulent Thermal Jets for HVAC's Applications / A. Bennis, H. Fellouah, A. Khelil, L. Loukarfi, H. Naji // Journal of applied fluid mechanics. – 2020. – Vol. 13. – No. 1. – pp. 103-117. <https://doi.org/10.29252/jafm.13.01.29970>

37. Braikia M. An experimental investigation of interacting swirling multiple jets / M. Braikia, A. Khelil, H. Naji, L. Loukarfi // Thermal science. – 2020. – Vol. 24. – No. 3B. – P. 1963-1975. <https://doi.org/10.2298/TSCI180604247B>

38. Demirpolat H. Modern Diffusers for Interior Design / H. Demirpolat // ICONARP international journal of architecture and planning. – 2019. – Vol. 7. – No. 2. – P. 626-638. <https://doi.org/10.15320/ICONARP.2019.101>

39. Jaszczur M. Numerical and experimental analysis of the air stream generated by square ceiling diffusers / M. Jaszczur, P. Madejski, S. Kleszcz, M. Zych, P. Palej // E3S Web of conferences. – 2019. – Vol. 128. – ArticleID: 08003. – 5 p. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912808003>

40. Mikola Alo. Air change efficiency of room ventilation units / Mikola Alo, Rehand Juhan, Kurnitski Jarek // E3S Web of conferences. – 2019. – Vol. 111. – ArticleID: 01017. – 8 p. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911101017>

41. Ceiling swirl diffusers. Type VDL. 04.2019 [Electronic Resource]. URL: https://www.trox.de/en/downloads/a7196dc3aea3dd80/PD_2019_04_VDL_DE_en.pdf?type=product_info

42. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. [Чинний від 01.01.2014]. Київ: Укрархбу-дінформ, 2013. – 141 с. (Державні будівельні норми України).

43. Trox Technik. VDL. Configure your product [Electronic Resource]. URL: <https://www.trox.de/en/ceiling-swirl-diffusers/type-vdl-924acd99ba48f598>. Access date 28.01.2020.

44. Vencon. Дифузор Systemair DGV-630 Diffuser [Electronic Resource]. URL: [vencon.ua/ua/products/systemair-dgv-630-diffuser](https://www.vencon.ua/ua/products/systemair-dgv-630-diffuser). Access date 28.01.2020.

45. Geräteventilatoren. Ruck Ventilatoren [Electronic Resource]. URL: <https://www.ruck.eu/ventilatoren/geraeteventilatoren1?filterFrequency=50>. Access date 28.01.2020.

References

1. *Tsili staloho rozvytku: Ukraina: Natsionalna dopovid 2017* / Ministerstvo ekonomichnoho rozvytku i torhivli Ukrainy. Kyiv: United Nations Ukraine, 2017. 174 с. URL: https://issuu.com/mineconomdev/docs/sdgs_nationalreportua_web

2. *Pro enerhetychnu efektyvnist budivel: Zakon Ukrainy vid 22.06.2017 № 2118-VIII*. Vidomosti Verkhovnoi Rady. 2017. №33. С. 359. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2118-19#Text>

3. *Pro zatverdzhennia Metodyky vyznachennia enerhetychnoi efektyvnosti budivel: Nakaz Ministerstva rehionalnoho rozvytku, budivnytstva ta zhytlovo-komunalnoho hospodarstva Ukrainy vid 11.07.2018 № 169*. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0822-18#Text>

4. *New report: District energy can decarbonize the EU heating and cooling sector* [Electronic Resource]. December 5, 2019. URL: <https://www.danfoss.com/en/about-danfoss/news/cf/new-report-district-energy-can-decarbonize-the-eu-heating-and-cooling-sector/>

5. Bezrodnyi M. K., Prytula N. O., Opanasiuk I. Yu. “Teplonasosna systema povitrianoho opalennia ta ventyliatsii

z rekuperatorom teploty i retyrkuliaciieiu vidpratovanoho povitria.” *KPI Science News*. 2019. Вип. 3. С. 7-15.

6. Bezrodnyi M., Prytula N., Tsvietkova M. “Efficiency of heat pump systems of air conditioning for removing excessive moisture.” *Archives of Thermodynamics*. 2019. Vol. 40. No. 2. P. 151-165.

7. Bezrodnyi M. K., Oslovskiy S. O. “Enerhoefektyvnist teplonasosno-rekuperatornoi systemy vodianoho opalennia i ventyliatsii z vykorystanniam teploty gruntu ta ventyliatsiinykh vykydiv.” *Enerhetyka: ekonomika, tekhnologii, ekolohiia*. 2018. №3. P. 95-103. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.3.2018.163643>

8. Bezrodnyi M. K., Kutra D. S. “Termodynamichna efektyvnist retyrkuliaciinoi teplonasosnoi systemy kondytsiuvannia povitria v zakrytomu plavalnomu baseini.” *Promyshlennaia teplotekhnika*. 2016. Vyp. 38. № 3. P. 75-83. <https://doi.org/10.31472/ihe.3.2016.10>

9. Bezrodnyi M. K., Kutra D. S., Serhienko I. V. “Termodynamichna efektyvnist teplonasosnoi systemy kondytsiuvannia povitria v zakrytomu plavalnomu baseini v spekotnyi period roku.” *Naukovi visti Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu Ukrainy Kyivskiy politekhnichnyi instytut*. 2015. Vyp. 1. P. 13-19.

10. Bezrodnyi M. K., Prytula N. O., Tsvietkova M. O. “Termodynamichni analiz teplonasosnoi systemy ventyliatsii dlia pidtrymannia komfortnykh umov v vyrobnychych prymishchenniakh z volohovydilenniam.” *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannia*. 2018. №13(1289). P. 77-82. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2018.13.14>

11. Redko A., Redko I., Pavlovskiy S., Kulikova N., Cherednik A., Redko O. “Entropy generation analysis and thermal characteristics of radiation heating system.” *Thermal Science*. 2019. OnLine-First Issue 00. P. 327-327. 19 p. <https://doi.org/10.2298/TSCI190216327R>

12. Redko A., Cherednik A., Lantsberg N., Kulikova N., Redko A. “Optimization of parameters of heating system with low-temperature water panels by changes of entropy”. *International Journal of Energy and Environment*. 2017. Vol. 8. Issue 2. P. 175-188.

13. Shepichak V. B., Zhelykh V. M., Redko A. O. “Doslidzhennia infrachervonykh system opalennia pry yikh zastosuvanni u vyrobnychych prymishchenniakh.” *Enerhoefektyvnist v budivnytvi ta arkhitekturi*. 2017. Vyp. 9. P. 254-258.

14. Shepichak V. B., Redko A. O., Spodyniuk N. A. “Tekhniko-ekonomichne obruntuvannia systemy teplozabezpechennia z vykorystanniam infrachervonykh elektrychnykh povorotnykh nahrivachiv.” *Naukovyi visnyk budivnytstva*. 2017. T. 88, № 2. P. 212-215.

15. Redko A. A., Cherednik A. D., Lantsberg N. H., Kulikova N. V., Redko A. F. “Modelirovanie i optimizatsiia parametrov protsesa teploobmena infrakrasnykh nizkotemperaturnykh vodianykh potolochnykh panelei.” *Enerhoefektyvnist v budivnytvi ta arkhitekturi*. 2016. Vyp.8. P. 313-318.

16. Cherednik A. D., Redko A. A., Gvozdetskii A. V. “Effektivnost sistem luchistogo otopleniia s nizkotemperaturnymi vodianyimi paneliami.” *Visnyk Kryvorizkoho natsionalnoho universytetu*. 2015. Vyp. 39. С. 48-51.

17. Basok B. I., Nedbailo O. M., Tkachenko M. V., Bozhko I. K. “Vykorystannia povitriano-hruntovykh teploobminnykh v systemi heotermalnoi ventyliatsii.” *Vidnovliuvana enerhetyka ta enerhoefektyvnist u XXI stolitti: materialy XX mizhnarodnoi nauково-praktychnoi konferentsii (Kyiv, 15-16 travnia 2019 r.)*. Interservis, 2019. С. 541.

18. Basok B., Tkachenko M., Nedbailo A., Bozhko I. “Research into energy efficiency of the underfloor heating system, assembled dry.” *Technology Audit and Production Reserves*. 2018. Vol. 3. No. 1(41). P. 52-57. <https://doi.org/10.15587/2312-8372.2018.135783>

19. Basok B. Y., Nedbailo O. M., Tkachenko M. V., Bozhko I. K., Lysenko O. M., Lunina A. O. “Modernizatsiia systemy opalennia budivli z vykorystanniam teplovoho nasosa typu "povitria-ridyna".” *Promyshlennaia teplotekhnika*. 2015. T. 37. № 5. P. 68-74. <https://doi.org/10.31472/ihe.5.2015.08>

20. Korzhenko Ye. S., Tkachenko S. Y., Rumiantseva T. Yu. “Prystrii tepvolohisnoi obrobky povitria.” Patent of Ukraine 93904. 27.10.2014.

21. Chepurnyi M., Tkachenko S., Resydent N. “Peculiarities of Application of Steam Compressing Heat Pump Plants.” *Scientific Works of Vinnytsia National Technical University*. 2013. № 2. 9 p. URL: <https://works.vntu.edu.ua/index.php/works/article/download/375/373>

22. Gorobets V. G., Trokhaniak V. I., Bohdan Yu. O. “The Numerical Simulation of Heat and Mass Transfer Processes in Tunneling Air Ventilation System in Poultry Houses.” *INMATEH-Agricultural Engineering*. 2018. Vol. 55, No. 2. P. 87-96.

23. Horobets V. H., Trokhaniak V. I. *Enerhoefektyvna sistema pidtrymannia mikroklimatu u ptakhivnychych prymishchenniakh*. TsP “KOMPRYNT”. 2017. 193 p.

24. Horobets V. H., Masiuk M. Yu. “Rozrobka novoi konstruksii ta matematychno modeliuвання protsesiv teplo i masoperenosu dlia teploobminnykh ventyliatsiinykh system enerhozberihaiuchoho budynku.” *Enerhetyka i avtomatyka*. 2016. Vyp. 1. P. 90-98.

25. Ulewicz M., Zhelykh V., Kozak Kh., Furdas Y. “Application of Thermosiphon Solar Collectors for Ventilation of Premises”. *Proceedings of CEE 2019. Advances in Resource-Saving Technologies and Materials in Civil and Environmental Engineering*. Cham: Springer, 2019. P. 180-187. https://doi.org/10.1007/978-3-030-27011-7_23

26. Savchenko O., Zhelykh V., Voll H. “Analysis of the systems of ventilation of residential houses of Ukraine and Estonia”. *SSP - Journal of Civil Engineering*. 2017. Vol. 12, Iss. 2. P. 23-30. <https://doi.org/10.1515/sspjce-2017-0015>

27. Zhelykh V., Savchenko O., Matusyevych V. “Improving efficiency of heat exchange of horizontal ground-air

- heat exchanger for geothermal ventilation systems”. *Fizyka budowli w teorii i praktyce*. 2016. Vol. VIII. Nr. 4. P. 43-46.
28. Gładyszewska-Fiedoruk K, Zhelykh V, Pushchinskyi A. “Simulation and Analysis of Various Ventilation Systems Given in an Example in the Same School of Indoor Air Quality.” *Energies*. 2019. Vol. 12. Iss. 15. P. 2845.
29. Zhelykh V, Savchenko O., Matuskevych V. “Horizontal earth-air heat exchanger for preheating external air in the mechanical ventilation system.” *Selected Scientific Papers-Journal of Civil Engineering*. 2018. Vol. 13. Iss. 1. P. 71-76. <https://doi.org/10.1515/sspjce-2018-0021>
30. Dovhaliuk V. B. *Aerodynamika ventyliatsii*. IVNVKP «Ukrheliotekh», 2015.
31. Voznyak O., Spodyniuk N., Yurkevych Yu., Sukholova I., Dovbush O. “Enhancing efficiency of air distribution by swirled-compact air jets in the mine using the heat utilizers”. *Naukovi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2020. Iss. 5. P. 89–94. URL: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2020-5/089>
32. Voznyak O., Sukholova I., Myroniuk K. “Research of device for air distribution with swirl and spread air jets at variable mode.” *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2015. Vol. 6, Iss. 7. P. 15-23. URL: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.56235>
33. Skotnicka-Siepsiak A. “The Applicability of Coanda Effect Hysteresis for Designing Unsteady Ventilation Systems.” *Energies*. 2021. Vol. 14, No. 1. ArticleID: 34. 21 p. URL: <https://doi.org/10.3390/en14010034>
34. Hurnik M., Kaczmarczyk J., Popiolek Z. “Study of Radial Wall Jets from Ceiling Diffusers at Variable Air Volume.” *Energies*. 2021. Vol. 14, No. 1. ArticleID: 240. 18 p. URL: <https://doi.org/10.3390/en14010240>
35. Nocente A., Arslan T., Grynning S., Goia F. “CFD Study of Diffuse Ceiling Ventilation through Perforated Ceiling Panels.” *Energies*. 2020. Vol. 13, No. 8. ArticleID: 1995. 14 p. URL: <https://doi.org/10.3390/en13081995>
36. Bennia A., Fellouah H., Khelil A., Loukarfi L., Naji H. ‘Experiments and Large-Eddy Simulations of Lobed and Swirling Turbulent Thermal Jets for HVAC's Applications.” *Journal of applied fluid mechanics*. Vol. 13. No. 1. pp. 103-117. URL: <https://doi.org/10.29252/jafm.13.01.29970>
37. Braikia M., Khelil A., Naji H., Loukarfi L. An experimental investigation of interacting swirling multiple jets. *Thermal science*. Vol. 24, No. 3 Part B. P. 1963-1975. URL: <https://doi.org/10.2298/TSC1180604247B>
38. Demirpolat H. “Modern Diffusers for Interior Design.” *ICONARP international journal of architecture and planning*. Vol. 7, No. 2. P. 626-638. <https://doi.org/10.15320/ICONARP.2019.101>
URL: https://www.researchgate.net/publication/338230975_Modern_Diffusers_for_Interior_Design.
39. Jaszczur M., Madejski P., Kleszcz S., Zych M., Palej P. “Numerical and experimental analysis of the air stream generated by square ceiling diffusers.” *E3S Web of conferences*. Vol. 128. ArticleID: 08003. 5 p. URL: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912808003>
40. Mikola Alo, Rehand Juhan, Kurnitski Jarek. “Air change efficiency of room ventilation units.” *E3S Web of conferences*. Vol. 111. ArticleID: 01017. 8 p. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911101017>
41. *Ceiling swirl diffusers. Type VDL*. 04.2019 [Electronic Resource]. URL: https://www.trox.de/en/downloads/a7196dc3aea3dd80/PD_2019_04_VDL_DE_en.pdf?type=product_info
42. *Opalennia, ventyliatsiia ta kondytsionuvannia*. DBN V.2.5-67:2013, Ukrarkhbudinform, 2013.. URL: <https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-1018#load>
43. *Trox Technik. VDL. Configure your product* [Electronic Resource]. URL: <https://www.trox.de/en/ceiling-swirl-diffusers/type-vdl-924acd99ba48f598>. Access date 28.01.2020.
44. *Vencon. Difuzor Systemair DGV-630 Diffuser* [Electronic Resource]. URL: vencon.ua/ua/products/systemair-dgv-630-diffuser. Access date 28.01.2020.
45. *Geräteventilatoren. Ruck Ventilatoren* [Electronic Resource]. URL: <https://www.ruck.eu/ventilatoren/gerateventilatoren1?filterFrequency=50>. Access date 28.01.2020.

УДК 697.92

Воздухораспределение выпуклыми полуограниченными струями при вентиляции с постоянным расходом воздуха

В. П. Корбут¹, В. А. Милейковский²

¹д.т.н., проф. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, predsedatel@emw.kiev.ua,

ORCID: 0000-0002-4560-5463

²д.т.н., доц. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, v_mil@ukr.net,

ORCID: 0000-0001-8543-1800

Аннотация. Обоснована схема организации воздухообмена с подачей воздуха над рабочей зоной выпуклыми полуограниченными струями, которые взаимодействуют между собой. Эта схема целесообразна в случаях, если невозможно подать воздух непосредственно в рабочую зону. Выполнено математическое моделирование организации воздухообмена с подачей воздуха над рабочей зоной в выставочном зале при вентиляции с постоянным расходом. Данная схема обеспечивает оптимальные параметры микроклимата с минимальным рециркуляцией отработанного воздуха из

верхней зоны. В выставочном зале Международного выставочного центра в Киеве воздухообмен уменьшился в два раза до минимального расхода наружного воздуха. Расчётный расход холода снизился на 65,58 Вт/м² или 29 %, расчётный расход теплоты на второй подогрев – на 7,17 Вт/м² или 18 %. В ценах февраля 2020 г. экономия капитальных вложений составляет 792,16 грн/м² или 55 %, а эксплуатационных расходов за период охлаждения – 6,61 грн/м² или 15 %. Таким образом, система экономически выгодна с самого начала её создания. В дальнейшем будет смоделирована её работа в режиме с переменным расходом.

Ключевые слова: вентиляция, кондиционирование воздуха, выпуклая полуограниченная струя, организация воздухообмена.

UDC 697.92

Air distribution in convex wall jets for ventilation with a constant air flow

V. Korbut¹, V. Mileikovskiy²

¹Dr. Hab., Prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, predsedatel@emw.kiev.ua,
ORCID: 0000-0002-4560-5463

²Dr. Hab., Assoc. Prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, v_mil@ukr.net,
ORCID: 0000-0001-8543-1800

Abstract. The scheme of air exchange organization using air supply above a working zone by convex wall jets that interact with each other has been substantiated. This scheme is advisable in cases where it is impossible to supply air directly to the working zone. It provides optimal microclimate parameters with minimal recirculation of polluted air from the upper zone. Simulation of the air exchange organization in an exhibition hall in International Exhibition Centre in Kyiv with ventilation at a constant air volume (CAV) has been performed. The floor area is 5258 m², the height is 19 m, the minimum outdoor air flow is 21.667 m³/s (78000 m³/h). The current design scheme of air exchange organization is zonal. General air exchange is 43.3333 m³/s (156000 m³/h). Recirculation is accepted 50 %. The air flow supplied in the upper and middle zones is, respectively, 22.5 m³/s (81000 m³/h) and 20.833 m³/s (75000 m³/h). Inlet air has temperature 291.65 K (18.5 °C). It is supplied downward by twisted jets. There are 65 Trox VDL-AHLD-E3/800/0/0/0/RAL 9010 air diffusers with a diameter of 800 mm. The proposed scheme is single-zonal using 24 diffusers PES-D-8-10/15-0,9 4 m above the floor and air removal from the upper zone. This scheme allows halving the air exchange to the minimum outdoor air without recirculation. The air temperature should be decreased by 3.3 K to 288.35 K (15.2 °C). The number of air-conditioners is decreased twice. The calculated consumption of cold decreased by 65.58 W/m² or 29 %, the calculated consumption of heat for the second heating – by 7.17 W/m² or 18 %. Saving of capital investments in prices of February 2020 is 792.16 UAH/m² or 55 %, and decrease of operating costs for the cooling period is 6.61 UAH/m² or 15 %. Thus, the system is economically beneficial from the beginning of its installation. In the future, its operation will be simulated in a mode with a variable flow rate.

Keywords: ventilation, air conditioning, convex wall jet, air exchange organization.

Надійшла до редакції / Received 04.01.2021



PART OF **BLAUBERG**
GROUP

НАПІВЖОРСТКІ ПЛАСТИКОВІ ПОВІТРОПРОВОДИ

FLEXIVENT

ГНУЧКЕ РІШЕННЯ
ДЛЯ ВАШОГО
БУДИНКУ



Компактні
розміри



Низький рівень
шуму



Витримують
навантаження



Швидко та зручно
складати

УДК 696.2

Дослідження впливу температури на параметри природного паливного газу

В. А. Коновалюк¹, Ю. Й. Франчук²¹ к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, konovaliuk.va@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0001-5115-7188² ас. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, franchuk.yy@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-7910-8705

Анотація. Проаналізовано розбіжності в нормативних документах щодо визначення поняття «стандартні умови» та параметрів, за яких визначається теплота згоряння природного газу. При визначенні енергетичної цінності природного газу в європейських країнах використовуються відмінні значення кінцевої температури продуктів згоряння, значень вищої та нижчої теплоти згоряння. Це зумовлює відхилення до 19 % значень теплоти згоряння природного газу одного і того ж складу залежно від установлених у конкретній країні стандартних умов. На основі фактичних значень основних параметрів газу на характерних ділянках газотранспортної мережі населеного пункту досліджено вплив температури навколишнього середовища на основні параметри газового середовища. Побудовано графічні залежності густини газу, числа Воббе й об'єму газу від температури. На підставі проведених розрахунків визначено, що при зміні температури в діапазоні від 0 до 40 °С об'єм газу збільшується на величину 0,34 м³ на 1 °С, густина зменшується на 0,002 кг/м³ на 1 °С. Максимальне значення числа Воббе досягається при температурі 10 і 25 °С. Однаковий об'єм газу може мати різну енергетичну цінність, оскільки вона напряму залежить від складу й відсоткового вмісту компонентів газової суміші. Наявність коректора за температурою та тиском на вузлу обліку газу дозволяє підвищити достовірність обліку, але повністю проблему не вирішує. Виміряна приладами обліку кількість газу обов'язково має бути приведена до стандартних умов та переведена в одиниці енергії.

Ключові слова: температура, надлишковий тиск, система газопостачання, облік газу, стандартні умови

Вступ. На світовому ринку природного газу Україна виконує функції транспортування транзитом через країну для забезпечення потреб споживачів Європейського ринку та видобутку й транспортування природного газу для українських споживачів. У 2019 році обсяг транзиту газу крізь Україну становив 89,6 млрд. м³, в обсяг валового видобутку газу в країні – 20,7 млрд. м³. Загальне використання газу у 2019 році становило 29 925,4 млрд. м³, а споживачами – 25,4 млрд. м³, з яких 9,5 млрд. м³ використало безпосередньо населення та 0,4 млрд. м³ бюджетні та релігійні організації [1]. Загальна довжина газопроводів України становить 283,2 тис. км, довжина розподільних мереж – 246,1 тис. км. При русі газу трубопроводами відбуваються втрати тиску (за довжиною та на місцеві опори), а також зміна його об'єму залежно від температури та періоду року.

Актуальність дослідження. Основна частина газотранспортної системи України побудована в 70-80-х роках минулого століття. Тоді контроль якості газу та його облік у населення та невеликих промислових і комунально-побутових споживачів не передбачався. У 2012 році набув чинності Закон України «Про забезпечення комерційного обліку природного газу», який визначає основні засади забезпе-

ння всіх категорій споживачів вузлами обліку (лічильниками). Пунктом 3 статті 18 Закону України «Про ринок природного газу» встановлено, що постачання природного газу споживачам здійснюється за умови наявності вузла обліку. Результати вимірювань вузла обліку природного газу можуть бути використані за умови забезпечення єдності вимірювань.

Україна стала асоційованим членом Європейського Союзу і взяла на себе зобов'язання імплементувати вимоги європейського законодавства. У країнах ЄС облік газу здійснюється як облік енергії. Поряд з енергетичною цінністю паливо проходить і визначення точного об'єму (приведення до стандартних умов).

Унаслідок інтеграції економіки України до світового простору ціна газу набула залежності від цін на європейському ринку паливних ресурсів. Відбулося суттєве зростання вартості газу. Отже, кількість коштів, що витрачаються на оплату використаного газу, істотно збільшилася, особливо для населення.

Населення та комунально-побутові споживачі використовують приблизно 40 % загально-го газоспоживання країни. Здійснення оплати за спожиту енергію, що враховує енергетичну цінність газу з урахуванням можливих похибок при визначенні його об'єму при зміні

температури, є дуже актуальним питанням. Тому всі параметри, що впливають на об'єктивний облік спожитого газу, повинні бути враховані для отримання реальної вартості використаного ресурсу.

Останні дослідження та публікації. Відомо, що при транспортуванні газу від вузла обліку постачальника до вузла обліку споживача його температура змінюється в результаті взаємодії з трубопровідною мережею газорозподільної організації. Зміна температури носить випадковий характер. Вона залежить від температури, °С, середовища, яке оточує трубопроводи газорозподільної організації і споживача – повітря, підземного ґрунту, наявності підводних дюкерів, наявності опалення в приміщенні тощо.

Об'єми газу, що приведені до стандартних умов, передбачають рівність відпущених і використаних об'ємів газу незалежно від його температури, °С, або тиску, Па. Проте наявність між постачальником і споживачем газу трубопровідної мережі, яка є джерелом або споживачем теплоти, може у звітній період зруйнувати вказаний баланс з причин, що не залежать від постачальника, споживача та від газотранспортної організації.

У випадку, якщо погодні, кліматичні або інші випадкові умови призводять до того, що температура газу в споживачів вище ніж на газорозподільній станції, утворюються «припливи» газу, а якщо нижче – «втрати». Це не можна віднести на збитки будь-якої певної сторони постачання і транспортування газу.

За статистичними даними організацій, які реалізують природний газ споживачам, відомо, що обсяги поставленого і спожитого газу в холодний і теплий періоди року відрізняються. Визначено, що в холодний період року при транспортуванні від ГРП до споживачів при зниженні температури газу його об'єм, м³, зменшується, а в теплий період року при підвищенні температури – збільшується на 3,4 % [2]. Але розглянутий вплив не враховує супутні чинники, серед яких ефект Джоуля-Томпсона.

Досліджувався вплив температури потоку газу при його обліку у витратомірах змінного перепаду тиску. Визначено чисельні значення додаткових систематичних похибок вимірювання витрати газу при різних температурах. Систематична похибка вимірювання витрати газу в зимовий період становить плюс 0,49 %, а в літній – мінус 1,62 %. Для зменшення впливу температури рекомендовано здійснювати теплоізоляцію вузлів обліку газу. Також розроблено методику для зменшення впливу температурного режиму потоку газу на точність

обліку [4].

Визначено, що при температурі природного газу, нижче за 23,6 °С, при реалізації палива населенню газопостачальні організації отримують збитки. Вони сягають 15 % при температурі мінус 20 °С. При підвищеній температурі постачальники газу мають прибутки. Вони досягають 10 % при температурі 50 °С.

Для абонентів багатоквартирних будинків у холодний період року температура повітря в приміщенні як правило не менша за 18 °С. У теплий період вона встановлюється в межах 25...30 °С. З урахуванням надлишкової теплоти під час приготування їжі фактична температура повітря може сягати 40 °С і більше. Таким чином, додаткова похибка становить не менше 5 %. Відповідно, населення додатково сплачує за неспожитий газ до 3 млрд. грн./рік [5].

Визначено, що при експлуатації газових мереж населених пунктів виникають зони пониженого тиску, у яких пальники побутових газових приладів не можуть працювати в передбаченому заводами-виробниками режимі [6].

Разом з цим треба зазначити, що вплив температури на об'єм та тиск газу ще недостатньо розкритий, особливо, на ділянках, де відсутній приладовий облік газу.

Незважаючи на те, що облік газу відбувається з приведенням кількості газу до стандартних умов, треба враховувати, що поняття «стандартні умови» в різних країнах мають певні розбіжності в чисельних значеннях, що ускладнює достовірність обліку.

Формулювання цілей статті. Задачею дослідження є виявлення впливу зміни температури на об'єм газу на підземних ділянках газових мереж. Також аналіз впливу температури навколишнього середовища на густину газу, число Воббе, якість спалювання та дійсний об'єм в залежності від варіанту трасування ділянок газотранспортної системи.

Основна частина. Економіка України споживала наприкінці 80-х років минулого століття 110 млрд. м³ газу. Об'єм споживання знижувався, і за 2019 рік використано 29,9 млрд. м³. Станом на 2020 р. біля 2 млн. помешкань досі не мають приладів обліку, а більшість встановлених лічильників не мають коректорів за температурою. Отже, у зв'язку зі зміною температури газу, а значить і зміною його об'єму, за таких умов точно визначити кількість спожитого газу (привести використаний об'єм до стандартних умов) неможливо.

Ситуацію ускладнюють певні розбіжності в чинних в Україні нормативних документах щодо однозначного визначення поняття

«стандартні умови». Закон України «Про забезпечення комерційного обліку природного газу» зазначає, що комерційний облік кількості спожитого газу здійснюється проведенням вимірювання та розрахунків об'єму природного газу, зведеного до стандартних умов.

В Україні фізико-хімічні показники (далі – ФХП) природного газу регламентуються ГОСТ 5542 «Газы горючие природные для промышленного и коммунально-бытового назначения. Технические условия». У ньому зазначено, що нижча теплота згоряння природного газу повинна бути не нижчою за 31,8 МДж/м³

(7600 ккал/м³) при стандартних умовах.

Поняття «стандартні умови» та «нормальні умови» в різних нормативних документах різняться (табл.). Перерахунки значень об'єму та теплоти згоряння на різні стандартні умови проводяться згідно з ДСТУ ISO 13443:2015 «Природний газ. Стандартні умови».

Як показує аналіз норм, за якими працюють газотранспортні компанії Європи, мінімальні допустимі значення теплоти згоряння природного газу після приведення до стандартних умов України становлять:

Таблиця

Стандартні та нормальні умови в різних нормативних документах

| Норматив | Параметр, що визначається | Умови | Температура | | Тиск | Вологість, % |
|---|---------------------------|--------------|---------------------|---------------------|--------------------------------|--------------|
| | | | згоряння | вимірювання | | |
| ГОСТ 2939-63 «Газы. Условия для определения объёма», чинний в Україні та Російській федерації | — | стандартні | 20 °С (293,15 К) | | 760 мм рт. ст. (101325 Па) | 0 |
| ДБН В.2.5-20:2018 «Газопостачання» | — | стандартні | 20 °С | | 101 325 Па | 0 |
| «Кодекс газотранспортних систем» | об'єм газу | нормальні | 273,15 К (0 °С) | | 101,325 кПа | — |
| | | стандартні | 293,15 К (20 °С) | | 101,325 кПа | — |
| | вища теплота згоряння | нормальні | 298,15 К (25 °С) | 273,15 К (0 °С) | 101,325 кПа | — |
| | | стандартні | 298,15 К (25 °С) | 293,15 К (20 °С) | 101,325 кПа | — |
| «Технічна угода про умови приймання-передачі природного газу» (додаток 2 «Кодексу газотранспортних систем») | об'єм газу | стандартні | 293,15 К (20 °С) | | 101,325 кПа (760 мм рт. ст) | — |
| | нижча теплота згоряння | | 298,15 К (25 °С) | 293,15 К (20 °С) | 101,325 кПа | — |
| Проект «Технічного регламенту» | — | нормальні* | 273,15 К (0 °С) | | 101,325 кПа | — |
| | об'єм газу | стандартні** | 293,15 К (20 °С) | | 101,325 кПа | — |
| | нижча теплота згоряння | | 298,15 К | 293,15 К | 101,325 кПа | — |

* Проект визначає, що нормальні умови – умови, які використовують для порівняння газів з різними експлуатаційними характеристиками

** Проект визначає, що стандартні умови – стандартні умови температури, тиску та вологості (стан насичення), що використовують для вимірювань та обчислень властивостей природного газу

- в Угорщині 6530 ккал/м³;
- в Румунії 6950 ккал/м³;
- в Італії 7387 ккал/м³.

Ці значення є меншими, ніж допустимі за ГОСТ 5542. У той же час у Польщі, Словаччині, Австрії, Болгарії та Німеччині вони більші ніж у зазначеному нормативі. Отже цей ГОСТ встановлює вимоги до ФХП природного газу, які в основному не суперечать європейським. Протягом останніх років в Україні природний газ, теплота згоряння якого менша за 7800 ккал/м³, практично не виявлено. [13].

У Польщі, Німеччині та Австрії за стандартної температури 0 °С в одному кубічному метрі знаходиться на 7,2 % більше природного газу, ніж в Україні, де стандартна температура дорівнює 20 °С. В Угорщині та Італії стандартна температура становить 15 °С. тобто кількість природного газу в одному кубічному метрі на 1,7 % більша.

При визначенні теплоти згоряння природного газу (калорійності) в європейських країнах використовуються різні значення кінцевої температури продуктів згоряння, беруться значення вищої або нижчої теплоти згоряння. Це зумовлює відмінність до 19 % значення теплоти згоряння природного газу одного і того ж складу залежно від встановлених у конкретній країні стандартних умов.

За стандартом, що належить Міжнародному союзу фундаментальної й прикладної хімії (IUPAC) стандартними умовами вважається температура 273,15 К (0 °С, 32 °F) і абсолютний тиск 10⁵ Па (1 бар). Оскільки значення тиску за IUPAC менше, ніж в українському стандарті, то і кількість енергії в одиниці об'єму також буде меншою. Облік газу в країнах Європи проходить в одиницях енергії. Враховуючи викладене, одиниця об'єму газу як енергії в різних країнах може відрізнятися, оскільки відрізняються умови вимірювання.

Оскільки Україна на європейському ринку газу виступає як транзитер, зберігач (в підземних газових сховищах), імпортер та споживач, то врахування всіх аспектів визначення обсягів газу як енергії дуже актуальне.

Газотранспортна система України є багатокомпонентною (рис. 1). Температура газу при його русі газотранспортною системою коливається. Досліджувалася динаміка зміни температури на окремих ділянках мережі та її вплив на визначення об'ємів газу на прикладі селища міського типу Ямпіль Хмельницької області (рис. 2).

Джерелом газопостачання є газорозподільна станція, що знаходиться на відстані 1,1 км від селища. Газопровід виконано

переважно з поліетиленових труб, прокладання підземне. Перехід через річку є підводним. Система газопостачання селища прийнята двоступеневою. Зниження тиску відбувається на головному газорегуляторному пункті (ГРП), який живить мережу середнього і низького тисків.

На промислове підприємство (ТОВ «ЯРЗ «Ямпільський ресорний завод») заходить мережа середнього тиску. На ньому встановлено газорегуляторний пункт, в якому здійснюється облік газу. Частина газу, що надходить до підприємства, дроселюється до низького тиску. Промислова мережа газопостачання двоступенева з надземним прокладанням, труби сталеві. У селищі переважна частина газових мереж – це поліетиленові газопроводи середнього тиску. У мережі є й сталеві газопроводи низького тиску, прокладені підземно.

На схемі системи, що розглядається, визначено характерні точки, у яких проводилися вимірювання температури. Точки 2 і 3 розташовано підземно (до й після річки). Точки 1, 4, 5, 6, 9, 10 і 11 розташовано наземно:

- 1, 4, 5 і 9 – на засувках підземного газопроводу, що виведені вище рівня ґрунту,
- 10 і 11 – на засувках надземного газопроводу;
- 6 – на вимикальному пристрої газопроводу вводу в житловий будинок.

Точку 7 розташовано на ввідному газопроводі на фасаді будинку. Точка 8 знаходиться в кухні квартири перед газовою плитою ПГ-4. Точку 12 розміщено в приміщенні цеху ресорного заводу перед пальником. Значення температури газу, °С, визначались упродовж року й усереднювалися (рис. 3).

Як правило, проектування та гідравлічний розрахунок газових мереж виконується для системи газопостачання, у якій параметри газу приведено до нормальних умов. Облік газу відбувається при стандартних умовах, а саме тиску 101 325 Па, температурі вимірювання 20 °С, а температурі спалювання 25 °С. При зміні температури об'єм, м³, газу та інші характеристики також змінюються.

У реальних умовах на параметри газу впливає ефект Джоуля-Томпсона. При дроселюванні в бік зменшення тиску відбувається падіння температури, що впливає на умови транспортування й спалювання. Для запобігання утворення рідких фракцій газу та кристалогідратів необхідно підтримувати температуру внутрішнього повітря в будівлях ГРП в межах 5-8 °С, що відповідає вимогам технічних паспортів регуляторів тиску газу.

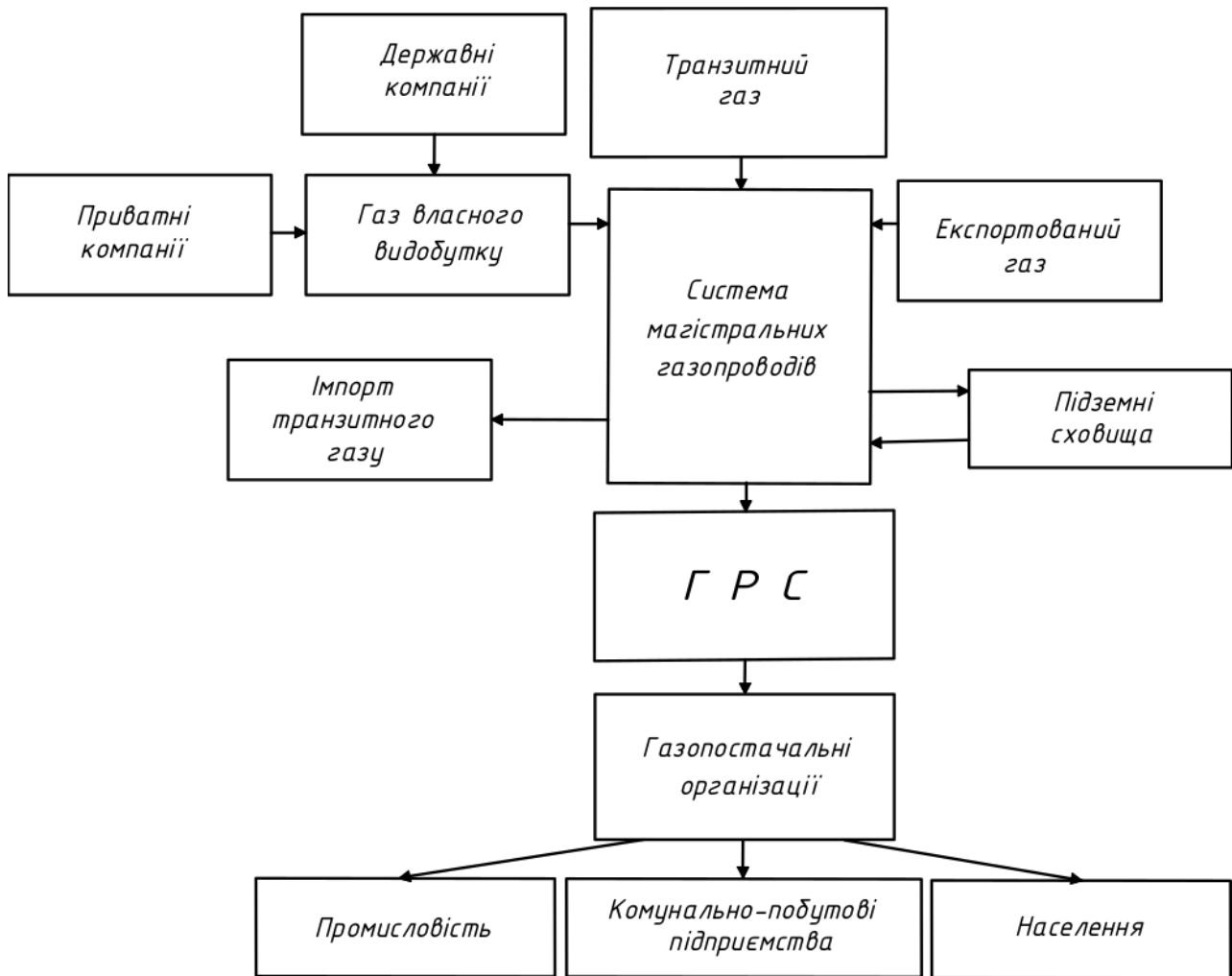


Рис. 1. Схема руху природного газу в газотранспортній системі України згідно з логістичними даними

Визначено залежності основних параметрів газу від зміни температури (рис. 3-6).

На підставі проведених розрахунків можна зробити висновок, що при зміні температури в діапазоні від 0 до 40 °С об'єм газу збільшується на величину 0,34 м³ на 1 град, густина зменшується на 0,002 кг/м³ на 1 град. Число Воббе при зміні температури газу також змінюється. Максимальне значення має місце при значеннях температури 10 і 25 °С.

Висновки. Дійсне значення температури газу має істотний вплив на густину газу і кількість енергії, що подається на спалювання, на одиницю об'єму. При експлуатації газових мереж без приладів обліку споживач зацікавлений в понижених температурах газу, оскільки при зниженні температури зростає густина газу і його енергетична цінність. За наявності приладів обліку газу без коректорів за температурою газотранспортне підприємство зацікавлене в підвищенні температури газу, оскільки при цьому зростає об'єм газу, що постачається споживачеві. Слід зазначити, що при цьому енергетична цінність газу знижується. Наявність коректора по температурі та тиску дозволяє отримати більш

достовірний результат вимірювання дійсної витрати газу, але повністю проблему не вирішує. Однаковий об'єм газу може мати різну енергетичну цінність, оскільки вона напряму залежить від складу і відсоткового вмісту компонентів газової суміші. Врахування цього аспекту може бути вирішено за допомогою встановлення спеціальних приладів, що визначають компонентний склад газу. Але внаслідок високої вартості такого обладнання, воно встановлено тільки у великих споживачів. Для підвищення достовірності обліку газу виміряна приладами обліку кількість газу обов'язково має бути приведена до стандартних умов за температурою та тиском. Вона має бути переведена в одиниці енергії [10]. Це дозволить здійснити балансування газу на шляху його руху від місця видобування до кінцевого споживача України, і не враховувати вплив температури на дійсні значення об'єму. Однак, з урахуванням відмінностей одиниці об'єму газу як енергії в різних країнах, при взаєморозрахунках за транспортований газ слід враховувати, що енергетична цінність газу може відрізнятися.

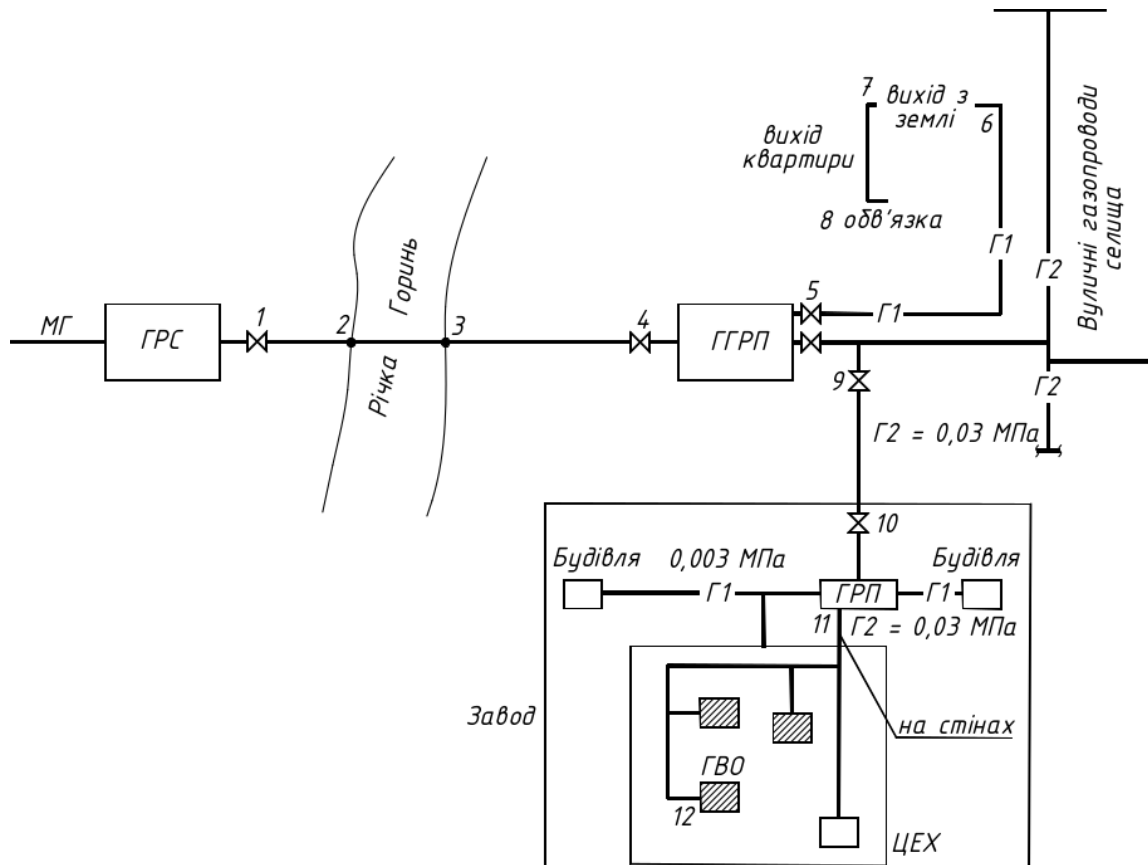


Рис. 2. Фрагмент системи газопостачання селища міського типу Ямпіль Хмельницької області

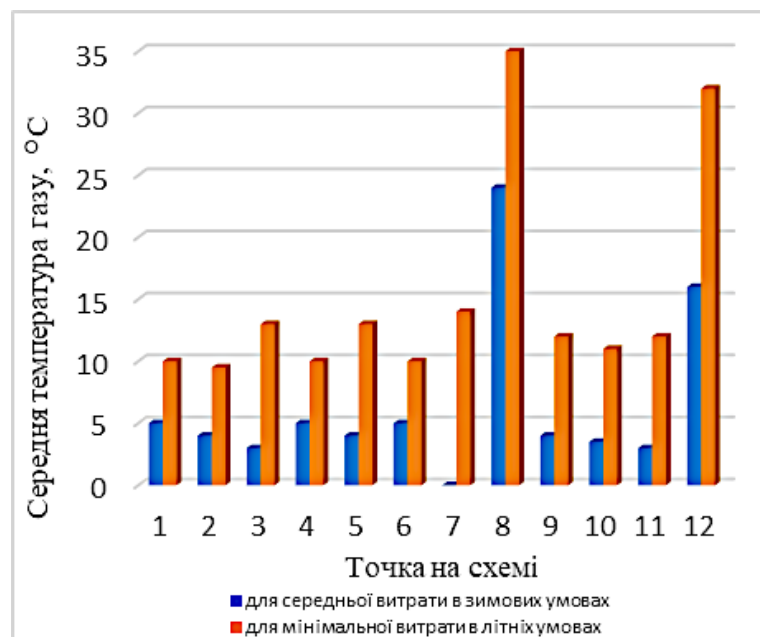


Рис. 3. Середні значення температури газу в характерних точках системи газопостачання селища

Перспективи подальших досліджень. оскільки склад природного паливного газу може істотно змінюватися завдяки перспективам надходження в газову мережу України газу, що

видобувається в Америці, Північній Африці, Норвегії, в т. ч. і сланцевого, бажано було б провести дослідження впливу компонентного складу газу на енергетичну цінність.

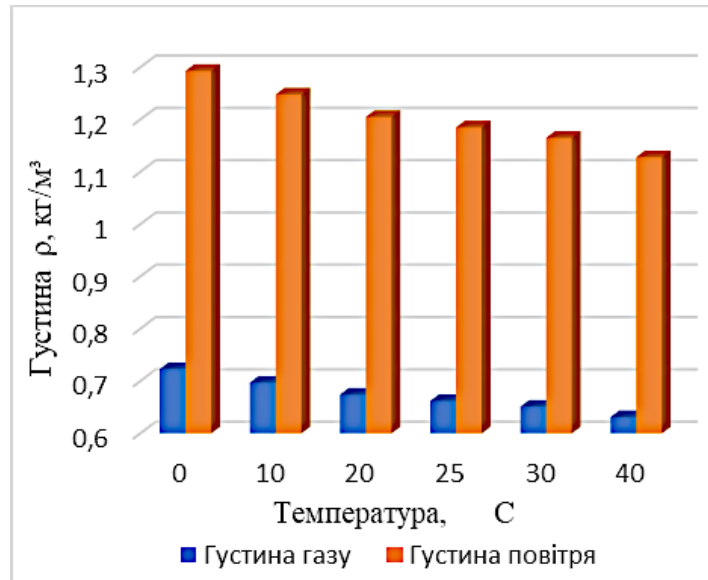


Рис. 4. Залежність густини газового середовища від зміни температури

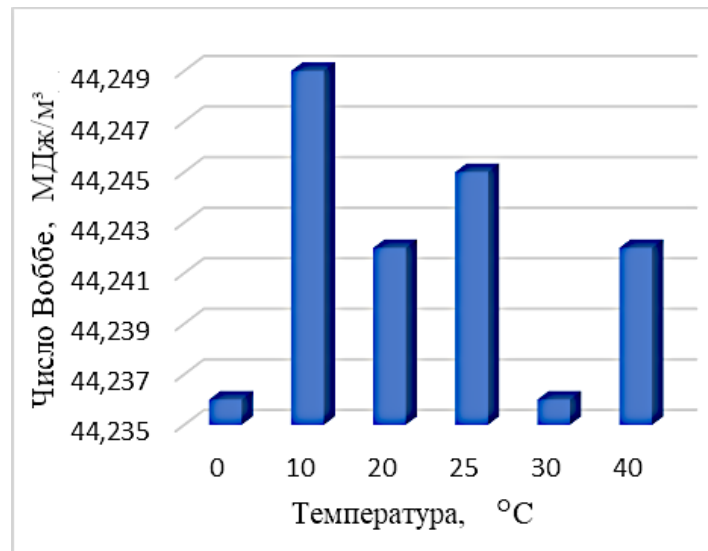


Рис. 5. Залежність числа Воббе газового середовища від зміни температури

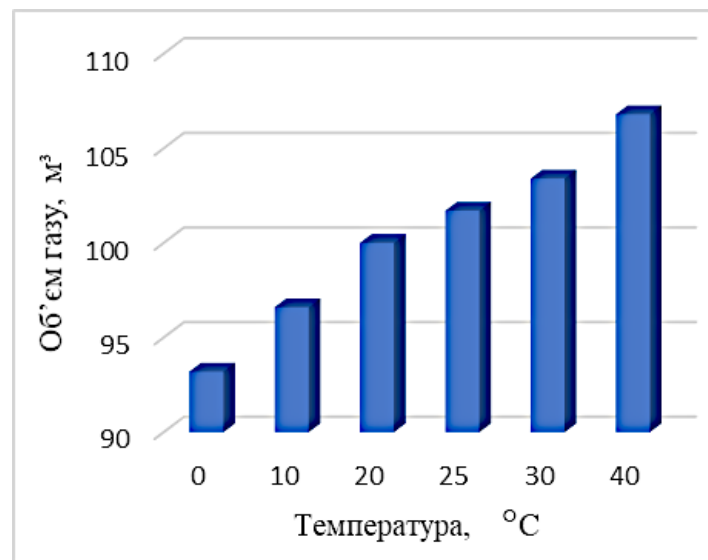


Рис. 6. Залежність об'єму газового середовища від зміни температури

Література

1. Річний звіт за 2019 рік - НАК «Нафтогаз України». Офіційний сайт АТ «Національна акціонерна компанія «Нафтогаз України». URL: <https://www.naftogaz.com/files/Zvity/Annual-Report-2018-ukr.pdf>.
2. Небаланс газа. Влияние температуры и давления газа на приведение объема к стандартным условиям. URL: <https://alfaopt.ru/a200997-nebalans-gaza-vliyanie.html>
3. Белов Д. Б. Анализ влияния температуры природного газа в трубопроводе на его объем / Д. Б. Белов // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2013. – Вып. 6. – Ч. 1. – с. 25-31.
4. Матіко Д. Ф. Проектування теплоізоляції вузлів обліку природного газу з метою усунення додаткових похибок вимірювання витрати / Д. Ф. Матіко, Р. М. Федоришин // Вісник Національного університету "Львівська політехніка", 2009. – № 639. – с. 152-157.
5. Предун К. М. Достовірність обліку природного газу абонентами житлових будинків / К. М. Предун, Ю. Й. Франчук // Матеріали XLVII науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 14-23 березня 2018 р. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fbtegp/all-fbtegp-2018/paper/view/4343>.
6. Коновалюк В. А. Дослідження проблеми забезпечення оптимального тиску в розподільчих мережах газопостачання перед побутовими газовими приладами / В. А. Коновалюк, Ю. Й. Франчук // Вентиляція, освітлення і теплогазопостачання. – 2020. – Вип. 33. – С.32-38.
7. ГОСТ 5542-87. Газы горючие природные для промышленного и коммунально-бытового назначения. Технические условия. – Чинні від 01.01.1988. – Москва: Изд.-во стандартов, 1987.
8. ДБН В.2.5-20:2018. Газопостачання. – Чинні від 01.07.2019. – Київ: Укрархбудінформ, 2019. – IV, 109 с.
9. НПАОП 0.00-1.76-15. Правила безпеки систем газопостачання. – Київ: Основа, 2015. – 179 с.
10. Кодекс газорозподільних систем. Постанова Національної комісії, що здійснює державне регулювання у сферах енергетики та комунальних послуг від 30.09.2015 №2494. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1379-15#Text>
11. Петришин І. Аналіз показників якості природного газу, які впливають на процес горіння / І. Петришин, В. Соколовський, Н. Петришин, І. Дарвай // Стандартизація, сертифікація, якість. – 2012. – №3. – с. 51-56.
12. ГОСТ 22667-82. Газы горючие природные. Расчетный метод определения теплоты сгорания, относительной плотности и числа Воббе. – Москва: Издательство стандартов, 1982. – 3 с.
13. Якість газу. НАФТОГАЗ. URL: http://utg.ua/utg/business_info/yakist-gazu.html
14. DSTU ISO 15112:2009. Природний газ. Визначення енергії. – Чинні від 01.01.2011. – Київ: Держспоживстандарт України, 2010. – 29 с.

References

1. Richnyi zvit za 2019 rik - NAK «Naftohaz Ukrainy». Ofitsiyni sait AT «Natsionalna aktsionerna kompaniia «Naftohaz Ukrainy». URL: <https://www.naftogaz.com/files/Zvity/Annual-Report-2018-ukr.pdf>.
2. Nebalans gaza. Vliianie temperatury i davleniia gaza na privedenie obema k standartnym usloviiam. URL: <https://alfaopt.ru/a200997-nebalans-gaza-vliyanie.html>
3. Belov D. B. "Analiz vliianiia temperatury prirodnogo gaza v truboprovode na ego obem". *Izvestiia TulGU. Tekhnicheskie nauki*. 2013. Vyp. №6, Ch. 1. P. 25-31.
4. Matiko D. F., Fedoryshyn R. M. "Proektuvannia teploizoliatsii vuzliv obliku pryrodnogo hazu z metoiu usunennia dodatkovykh pokhybok vymiriuvannia vytraty". *Visnyk Nacionalnogo universytetu «Lvivska politekhnikha»*, 2009. P. 152-158.
5. Predun K. M., Franchuk Yu. Y. "Dostovirmist obliku pryrodnogo hazu abonentamy zhytlovykh budynkiv". *Materialy XLVII naukovo-tekhnichnoi konferentsii pidrozdiliv VNTU, Vinnytsia, 14-23 bereznia 2018 r.* URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fbtegp/all-fbtegp-2018/paper/view/4343>.
6. Konovaliuk V. A., Franchuk Yu. Y. "Doslidzhennia problemy zabezpechennia optymalnogo tysku v rozpodilchikh merezhakh hazopostachannia pered pobutovymy hazovymy pryladamy". *Ventyliatsiia, osvittleniia i teplohazopostachannia*. 2020. Vyp. 33. P.3 2-38.
7. *Gazy goriuchie prirodnye dlia promyshlennogo i kommunalno-bytovoogo naznacheniia. Tekhnicheskie usloviia*. GOST 5542-87. Izd.-vo standartov, 1987.
8. *Hazopostachannia*. DBN V.2.5-20-2018. Ukrarkhbudinform, 2019.
9. *Pravyla bezpeky system hazopostachannia*. NPAOP 0.00-1.76-15. Osнова, 2015.
10. *Kodeks hazorozpodilnykh system. Postanova Nacionalnoi komisii, shcho zdiisniue derzhavne reguliuvannia u sferakh eneretyky ta komunalnykh poslug vid 30.09.2015 №2494*. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1379-15#Text>
11. Petryshyn I., Sokolovskiy V., Petryshyn N., Darvai I. "Analiz pokaznykiv yakosti pryrodnogo hazu, yaki vplyvaiut na protses horinnia". *Standartyzatsiia, sertyfikatsiia, yakist*. 2012. №3. P. 51-56.
12. *Gazy goriuchie prirodnye. Raschetnyi metod opredeleniia teploty sgoraniia, otnositelnoi plotnosti i chisla Vobbe*. GOST 22667-82. Izd.-vo standartov, 1982.
13. *Yakist hazu. NAFTOHAZ*. URL: http://utg.ua/utg/business_info/yakist-gazu.html
14. *Pryrodnyi haz. Vyznachennia enerhii*. DSTU ISO 15112:2009. Derzhspozhyvstandart Ukrainy, 2010.

УДК 696.2

Исследование влияния температуры на параметры природный топливного газа

В. А. Коновалюк¹, Ю. Й. Франчук²

¹ к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва та архітектури, viktoria.konovalyuk@gmail.com,
ORCID: 0000-0001-5115-7188

² ас. Київський національний університет будівництва та архітектури, franchuk196405@gmail.com,
ORCID: 0000-0002-7910-8705

***Аннотация.** Проанализированы различия в нормативных документах в определении понятия «стандартные условия» и параметров, при которых определяется теплота сгорания природного газа. При определении энергетической ценности природного газа в европейских странах используются отличающиеся значения конечной температуры продуктов сгорания, значение высшей или низшей теплоты сгорания. Это приводит к отклонению до 19 % значений теплоты сгорания природного газа одного и того же состава в зависимости от установленных в конкретной стране стандартных условий. На основе фактических значений основных параметров газа на характерных участках газотранспортной сети населённого пункта исследовано влияние температуры окружающей среды на основные параметры газа. Построены графические зависимости плотности газа, числа Воббе и объёма газа от температуры. На основании проведённых расчётов определено, что при изменении температуры в диапазоне от 0 до 40 °С объём газа увеличивается на величину 0,34 м³ на 1 °С, а плотность уменьшается на 0,002 кг/м³ на 1 °С. Максимальное значение числа Воббе достигается при температуре 10 и 25 °С. Одинаковый объём газа может иметь разную энергетическую ценность, так как она напрямую зависит от состава и процентного содержания компонентов газовой смеси. Наличие корректора по температуре и давлению на узле учёта газа позволяет повысить достоверность учёта, но полностью проблему не решает. Измеренное приборами учёта количество газа обязательно должно быть приведено к стандартным условиям и переведено в единицы энергии.*

Ключевые слова: температура, избыточное давление, система газоснабжения, учёт газа, стандартные условия

УДК 696.2

Study of the influence of temperature on the parameters of natural fuel gas

V. Konovaliuk¹, Yu. Franchuk²

¹PhD, associate professor. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, viktoria.konovalyuk@gmail.com, ORCID: 0000-0001-5115-7188

²Assistant. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, franchuk196405@gmail.com,
ORCID: 0000-0002-7910-8705

***Abstract.** Differences in normative documents on the definition of "standard conditions" and parameters at which the heat of combustion of natural gas is determined are analyzed. When determining the energy value of natural gas in European countries, different values of the final temperature of combustion products, values of higher or lower heat of combustion are used. This causes a deviation of up to 19 % of the values of the heat of combustion of natural gas of the same composition, depending on the standard conditions established in a particular country. The dynamics of temperature change in some sections of the network and its influence on the determination of gas volumes were studied on the example of the urban-type settlement of Yampil, Khmelnytsky region. On the basis of actual values of the basic gas parameters in characteristic points of the settlement network, influence of ambient temperature on the basic parameters of the gas is investigated. Graphical dependences of gas density, Wobbe index, and gas volume on temperature are constructed. Based on the calculations, it was determined that when the temperature changes in the range from 0 to 40 °C, the volume of gas increases by 0.34 m³ per 1 °C. The density decreases by 0.002 kg/m³ per 1 °C. The maximum value of the Wobbe index is reached at temperatures of 10 and 25 °C. The same volume of gas can have different energy value, as it directly depends on the composition and percentage of the components of the gas mixture. There are special meters, which analyze the gas components. But they are installed only at large consumers. The presence of a corrector for temperature and pressure at the gas metering unit allows to increase the reliability of metering, but does not completely solves the problem. The amount of gas measured by the meters must be brought to standard conditions and converted into units of energy.*

Keywords: temperature, excess pressure, gas supply system, gas metering, standard conditions

Надійшла до редакції / Received 23.01.2021



ВЕНТС СТРИМ 150

■
Висока
ефективність

■
Шумоізолюваний
пластиковий
корпус
стійкий
до впливу
вологи

■
Опціонально
доступні
вбудований
регулятор
швидкості
і датчик
температури

■
Крильчатка
змішаного
типу

■
Низький
рівень
шуму

**COMING
SOON**

УДК 697.91

Техніко-економічне та екологічне обґрунтування використання систем зі змінною витратою повітря для адміністративних будівель

А. С. Москвітіна¹, М. О. Шишина², М. С. Корчмінський³

¹асист. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, moskvitina.as@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0003-3352-0646

²асист. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, shyshyna.mo@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0001-9384-7662

³магістр каф. ТГПіВ, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, mykolaworkdes@gmail.com. Менеджер проєктів ПрАТ "Вентиляційні системи".

***Анотація.** Використання енергії в будівлях має значний вплив на глобальний попит на енергію та навколишнє середовище. Серед усіх будівельних систем опалення, вентиляція та кондиціонування повітря є найбільш енерговитратними з точки зору їхньої загальної потреби в енергії. Виробництво та експлуатація систем формування мікроклімату мають істотний вплив на навколишнє середовище. Ці системи також є одними з найбільших споживачів природних ресурсів та матеріалів у будівельному секторі. Кількість систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря, що встановлюються, різко зросла за останні кілька років. Це головним чином спричинено підвищенням вимог до теплової енергії, комфорту й змін клімату. Постійне зростання уваги до споживання енергії та палива породжує питання, які системи формування мікроклімату мають кращі екологічні показники. У цій роботі виконано порівняння двох систем кондиціонування повітря: з постійною витратою повітря (Constant Air Volume – CAV) та зі змінною витратою повітря (Variable Air Volume – VAV). Визначено викиди шкідливостей до навколишнього середовища при забезпеченні роботи цих двох систем.*

***Ключові слова:** система з постійною витратою повітря, система зі змінною витратою повітря, система кондиціонування повітря, система вентиляції, тепонадходження, теплове навантаження.*

Постановка проблеми. Забудова навколишнього середовища є основним фактором, що сприяє викидам парникових газів [1]. Одним з найбільш потужних споживачів енергії в будівлях і спорудах є системи формування мікроклімату. Вентиляція та кондиціонування повітря відіграє в цьому споживанні одну з основних ролей.

Вибір найбільш придатної та економічної системи кондиціонування серед безлічі доступних варіантів – одна з важливих проблем будівництва. Система, яка заощаджує експлуатаційні витрати, зазвичай вимагає більших початкових інвестицій. При цьому прийняття рішень [2] (Kreider J. F., 1994) потребує обґрунтування.

Переміщення повітря є одним з найбільш енергоємних процесів у цих системах. Витрати ресурсів на підготовку повітря також залежать від його витрати, м³/год. Тому окрім традиційних систем з постійною витратою повітря (за англійською класифікацією “Constant Air Volume” або CAV) широко впроваджуються системи зі змінною витратою витратою повітря (за англійською класифікацією “Variable Air Volume” або VAV). Перші використовуються з моменту появи кондиціонерів. Другі ж почали застосовувати у 60-х роках минулого століття.

За допомогою цих систем подача повітря зменшується разом зі зменшенням експлуата-

ційного навантаження порівняно з максимальним проєктним [2,3]. Впровадження цих суттєво більш дорогих систем вимагає додаткових досліджень їхньої ефективності.

Актуальність дослідження. На глобальному рівні будівлі формують 30...40 % використаної енергії та 40...50 % глобальних викидів вуглекислого газу [3](Zabalza, Aranda-Usón, & Scarpellini, 2009). У Європейському Союзі будівельний сектор викидає забруднювачів приблизно на 40 % від загального екологічного навантаження [4](UNEP, 2003). Як результат, Європейська комісія встановила завдання зменшити викиди парникових газів щонайменше на 20 % до 2020 року і щонайменше на 40 % до 2030 р. Через це зниження енергоспоживання будівель і споруд та викидів парникових газів набуває особливої актуальності.

Останні дослідження та публікації. Порівняно з рівнями викидів 1990 р [5] (Європейська комісія, 2019) серед усіх систем у будинках – системи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря на сьогодні є найбільш енергоємними, що становить приблизно 50 % загальної енергії споживаної будівлями [6] (Pérez-Lombard, Ortiz, & Pout, 2008).

Тим не менше, системи формування мікроклімату є одними із важливих систем, що обслуговують сучасні будівлі [7] (Chen, 2011). Кількість цих систем, що встановлюються, рі-

зко зросла за останні кілька років [8, 9]. Це відбувається головним чином через підвищення вимог до теплової енергії, комфорту і змін клімату.

Для зменшення споживання енергії протягом експлуатації при забезпеченні високої якості повітря в приміщенні розроблено нові системи формування мікроклімату, серед яких охолоджені балки [7]. Однак велику енергопотребу та значний вплив на навколишнє середовище чинять і інші фази життєвого циклу систем кондиціонування повітря:

- обробка або виготовлення матеріалів;
- виробництво елементів;
- монтування та збирання компонентів;
- утилізація.

Більше того, видобуток мінералів, таких як залізна руда, алюміній і мідь, які зазвичай використовуються в системах опалення, вентиляції та кондиціонування повітря, спричиняє значне зменшення природних ресурсів планети [3].

Загалом, підвищена обізнаність щодо екологічних проблем змусила суспільство суворо дотримуватися будівельних норм та енергетичних критеріїв [10]. Розроблено декілька стандартизованих методів екологічної оцінки для кращого розуміння та оцінки впливу протягом життєвого циклу систем [11] (Prek, 2004).

Одним з перспективних напрямків підвищення енергоефективності та екологічних показників систем кондиціонування повітря є змінна витрата повітря в них. Постає питання аналізу їхньої енергоефективності та впливу на навколишнє середовище порівняно з традиційними рішеннями.

Попередні дослідження [5-9] щодо порівняння економічної доцільності термін окупності систем зі змінною витратою становить близько 10...11 років. При цьому навантаження на холодильне обладнання скорочуються на 33 %, а затрати електричної енергії на вентилятори зменшується на 56 %. Капітальні вкладення зростають приблизно на 6 %.

Хоча ці системи мають невисоку інвестиційну привабливість, вони скорочують кількість викидів парникових газів та зменшують витрати енергетичних ресурсів на обслуговування комерційного сектору. Оскільки металосміність таких систем значно менша, затрати на переробку металу також скорочуються.

Формулювання цілей статті. Метою цього дослідження є порівняння систем з постійною та змінною витратою повітря з урахуванням капітальних та експлуатаційних витрат на прикладі офісної будівлі в м. Києві.

Дослідження режимів роботи вентиляції. Для розрахунку вибрана будівля в м. Києві, Україна.

Координати розташування об'єкта 50° північної широти та 30° східної довготи. Будівля заввишки 10 м має два майже однакові поверхи. Загальна площа будівлі становить 2481 м². Режим роботи – з 9:00 до 18:00. Зовнішні поверхні стіни мають світлий колір.

Будівля має офісні приміщення, конференц-залу, приміщення для персоналу та для обслуговування будівлі. Довгі сторони будівлі виходять на північ і південь. Центральний вхід орієнтований на північ. Прийнято такі параметри повітря в приміщенні:

- температура 24 °С;
- відносна вологість 50 %.

Розраховано теплонадходження, що потрапляють до приміщення за рахунок сонячної радіації щогодини за методикою [12]. Теплонадходження від людей, техніки та освітлення визначено за [13]. Будівля теплостійка для літнього періоду року згідно з чинними нормами України (табл. 1).

Таблиця 1.
Теплотехнічні показники огорожувальної конструкції

| Тип огорожувальної конструкції | Термічний опір теплопередачі огорожень $R, \text{м}^2 \cdot \text{C} / \text{Вт}$ | Теплова інерція огорожень D . |
|--------------------------------|---|---------------------------------|
| Зовнішні стіни | 3,59 | 6,45 |
| Світлопрозорі конструкції | 0,75 | 8,1 |
| Перекриття | 4,95 | 4,7 |

Проведено розрахунок теплового навантаження будівлі залежно від її характеристик, умов у приміщенні, які мають дотримуватись, а також зовнішніх погодних умов.

Годинні теплові навантаження будівлі розраховано для вибору обладнання системи кондиціонування повітря з використанням зовнішніх даних про погоду [14]. Проведено розрахунки навантаження за кліматичними показниками для періоду охолодження будівлі (з червня по серпень місяць). На годинне теплове навантаження будівлі може впливати неоптимальність графіку надходжень теплоти від внутрішніх джерел (тобто експлуатаційний період будівлі).

Визначено чотири сценарії роботи систем вентиляції. Перший сценарій відповідає варіанту системи з постійною витратою повітря, яка дорівнює проектній (табл. 2).

Таблиця 2

Витрата повітря за різними сценаріями роботи систем

| Режим витрати | Витрата повітря, м ³ /год, при сценарії | | | |
|---------------|--|-------|-------|-------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 |
| максимальна | 39397 | 39147 | 39147 | 39147 |
| мінімальна | 17728 | 7879 | 7879 | 7879 |

Другий сценарій – робота системи зі змінною витратою повітря при теплонадходженнях від персоналу, обладнання та сонячної радіації у відповідні проміжки часу.

Третій сценарій аналогічний до другого за винятком непостійності роботи конференцзали та копіювальної кімнати. Один день на тиждень проводиться конференція з заповненістю зали 100 % протягом 6 годин. Для інших робочих днів тижня навантаження дорівнює 50 %, а період роботи становить 4 години на день. Копіювальна кімната працює по 2 години протягом робочого дня. Теплове навантаження для копіювальної кімнати прийняте максимальним.

Четвертий сценарій аналогічний до третього з долученням ще одного випадку. У літній період більшість персоналу йде у відпустку. Тому спостерігається часткова заповненість офісів. Відомо, що протягом третини робочих днів спостерігається заповненість приміщень людьми від 30 до 75 %. Тому присутність людей прийнято в середньому 50 % для цього періоду часу. Період відпусток прийнято 10 днів щомісяця.

Розрахунок проводився для роботи приміщень з 9:00 до 18:00, а також для умов в період похмурої погоди для сценаріїв 2-4. У період похмурої погоди враховано всі теплонадходження окрім сонячної радіації. При цьому кількість присутніх у приміщенні знижена до 30 %. У неробочий час центральні установки для обробки повітря для всіх сценаріїв вимикаються.

Розрахунок теплонадходжень до приміщення виконано для найжаркішого місяця, тобто липня. Проаналізовано показники NASA щодо середньомісячного рівня сонячної радіації, кВт·год/(м² діб), на добу, за останні 22 роки у містах України [15]. На підставі цього аналізу введено поправковий коефіцієнт на надходження сонячної радіації порівняно з липнем:

- для червня – 0,994;
- для серпня – 0,889.

Обидва варіанти систем (рис. 1) мають припливно-витяжну установку з холодильною машиною та повітроводи. Система зі змінною витратою передбачає додатково:

- частотні регулятори двигунів вентиляторів,

які керуються за датчиками тиску у відповідних повітроводах;

- регулятори змінної витрати повітря, які керують подачею припливного повітря до зони обслуговування (робочої зони) кожного приміщення окремо за даними датчика у приміщенні.

При розрахунку проєктного значення для потужності системи охолодження прийнято температуру припливного повітря 22 °С.

Система зі змінною витратою повітря працює ідентично системі з постійною витратою при піковому навантаженні, коли центральний агрегат працює при максимальній витраті повітря. Потік припливного повітря зменшується в умовах часткового навантаження.

Максимальна (проєктна) витрата припливного повітря (табл. 2) для системи зі постійною витратою перевищує дані для варіанта зі змінною витратою. У першому випадку приймається сума максимальних теплових навантажень для кожного приміщення. У другому варіанті вибирається сумарне максимальне теплове навантаження за робочий день. Оскільки фасади будівлі мають різну орієнтацію, то неможливий варіант, коли в один період буде максимальне навантаження на кожне приміщення.

Розрахунок енергозатрат на охолодження вентиляційного повітря без осушення (рис. 2) у липні виконано за формулою [16]:

$$Q_{енер} = c_{p,нов} G_{нов} (t_{ext} - t_{in}), \text{Вт}, \quad (1)$$

де $G_{нов}$ – витрата повітря кг/с; $c_{p,нов}$ – питома теплоємність повітря, що приймається 1005 Дж/(кг·К); t_{in} – температура припливного повітря, °С; t_{ext} – температура зовнішнього повітря, °С.

Для інших місяців (рис. 2) розрахунок проводився з поправкою на сонячну радіацію та різницю температури, К, між зовнішнім повітрям та повітрям у приміщенні. Результати розрахунків за сценаріями 2-4 мають однакові показники (рис. 3).

За потужністю секції охолодження можна розрахувати витрати енергії при обробці повітря. Унаслідок нестаціонарності навантажень у сценаріях 2-4 визначено режим роботи протягом місяця (рис. 4).

У кожному з розрахункових місяців є дні з похмурою погодою. Їхню кількість визначено на основі статистичних даних [17]. У середньому на кожен місяць припадає сім днів похмурої погоди. Прийнято, що чотири з них робочі, а три – вихідні.

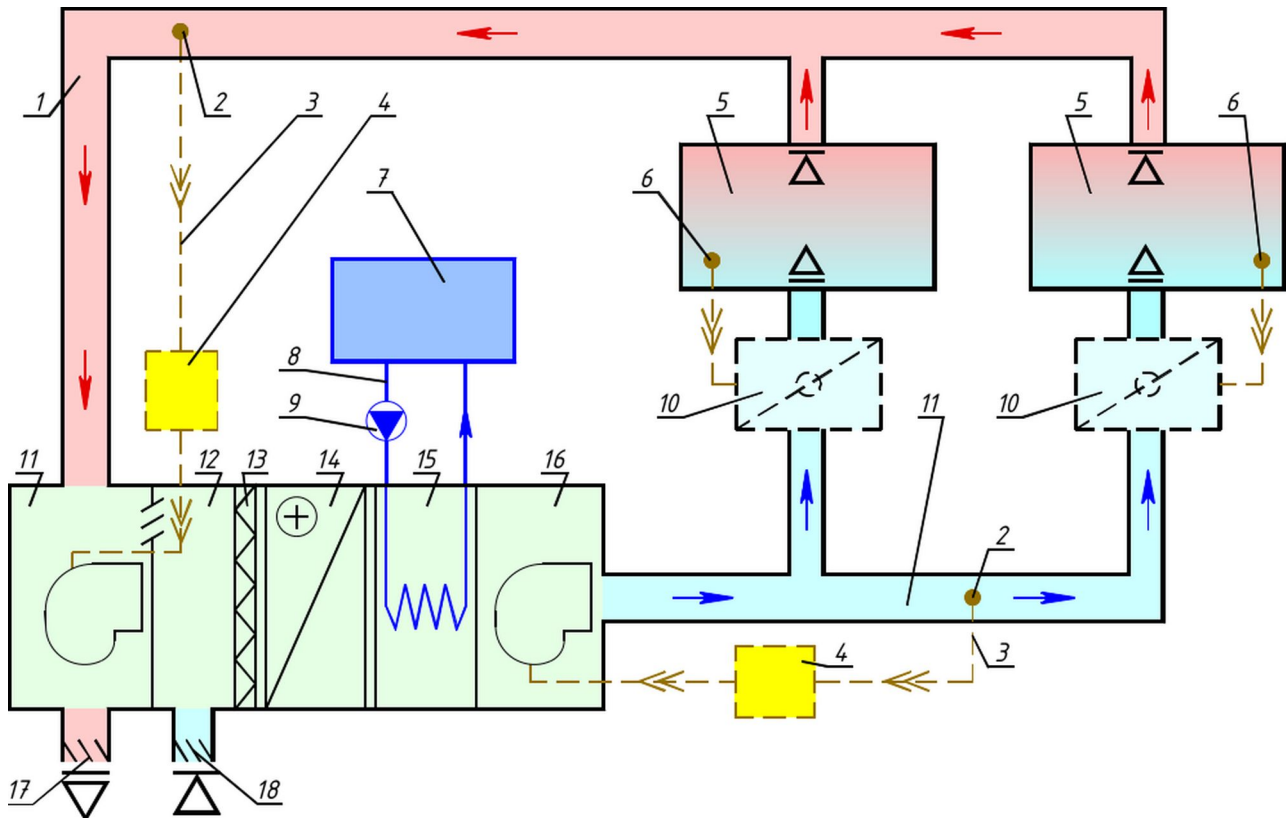


Рис.1. Принципова схема варіантів системи вентиляції [2]:

суцільні лінії – з постійною та змінною витратою; пунктир – зі змінною витратою:

- 1 – витяжний повітровід; 2 – датчик тиску; 3 – лінія передачі сигналу; 4 – частотний регулятор двигуна вентилятора; 5 – приміщення; 6 – датчик у приміщенні; 7 – холодильна машина; 8 – трубопровід холодопостачання; 9 – циркуляційний насос холодопостачання; 10 – регулятор змінної витрати повітря; 11 – припливний повітровід; 12-17 – припливно-витяжна установка; 12 – витяжний вентилятор; 13 – камера змішування; 14 – фільтр; 15 – повітрянагрівач; 16 – повітроохолодувач; 17 – припливний вентилятор; 18 – викид повітря; 19 – повітрозабір

Розрахуємо витрату електроенергії на охолодження повітря (рис. 5) за формулою [16]:

$$W_{енер} = \frac{Q_{енер} \tau_{роб} n}{\eta_x}, \text{ кВт}\cdot\text{год}, \quad (2)$$

де $Q_{енер}$ – розрахункові витрати енергії на холодопостачання, кВт, які прийнято як суму щогодинних теплонадходжень протягом дня; n – кількість днів роботи системи; $\tau_{роб}$ – кількість годин роботи системи на день, год; η_x – ефективність системи охолодження, який прийнято $\eta_x = 0,89$.

Також розраховано споживання енергії вентиляторів (на основі даних каталогу виробника в робочій точці) та витрати повітря (рис. 6) за весь період роботи для чотирьох сценаріїв (рис. 7).

На основі проведених розрахунків можна зробити порівняння сценаріїв роботи систем відносно найбільш енерговитратного сценарію 1. (рис. 8).

Розглянемо характерні приміщення (табл. 3) у даній будівлі за другим сценарієм роботи.

Побудуємо графік погодинних теплонадходжень у липні для цих приміщень (рис. 9-11) відповідно до методики [18].

Пікові навантаження для трьох приміщень припадають на період з 15 до 18 години. Така закономірність спричинена значними теплонадходженнями від людей та обладнання в цей період.

Теплонадходження за рахунок сонячної радіації досить незначні. Одним з факторів, що впливає на даний показник, є правильне архітектурне планування приміщень і масивні огорожі, які пропускають тепловий потік із запізненням.

Також виконано розрахунок щогодинного повітрообміну за асиміляцією надлишку теплоти (рис. 12). Найбільша різниця між системами протягом сонячної доби в липні становить 13,2%. Вона припадає на період з дев'ятої до десятої години.

Під час похмурої погоди перевага системи зі змінною витратою зростає до понад 2,6 разів, що дозволяє набагато зменшити споживання енергоресурсів.

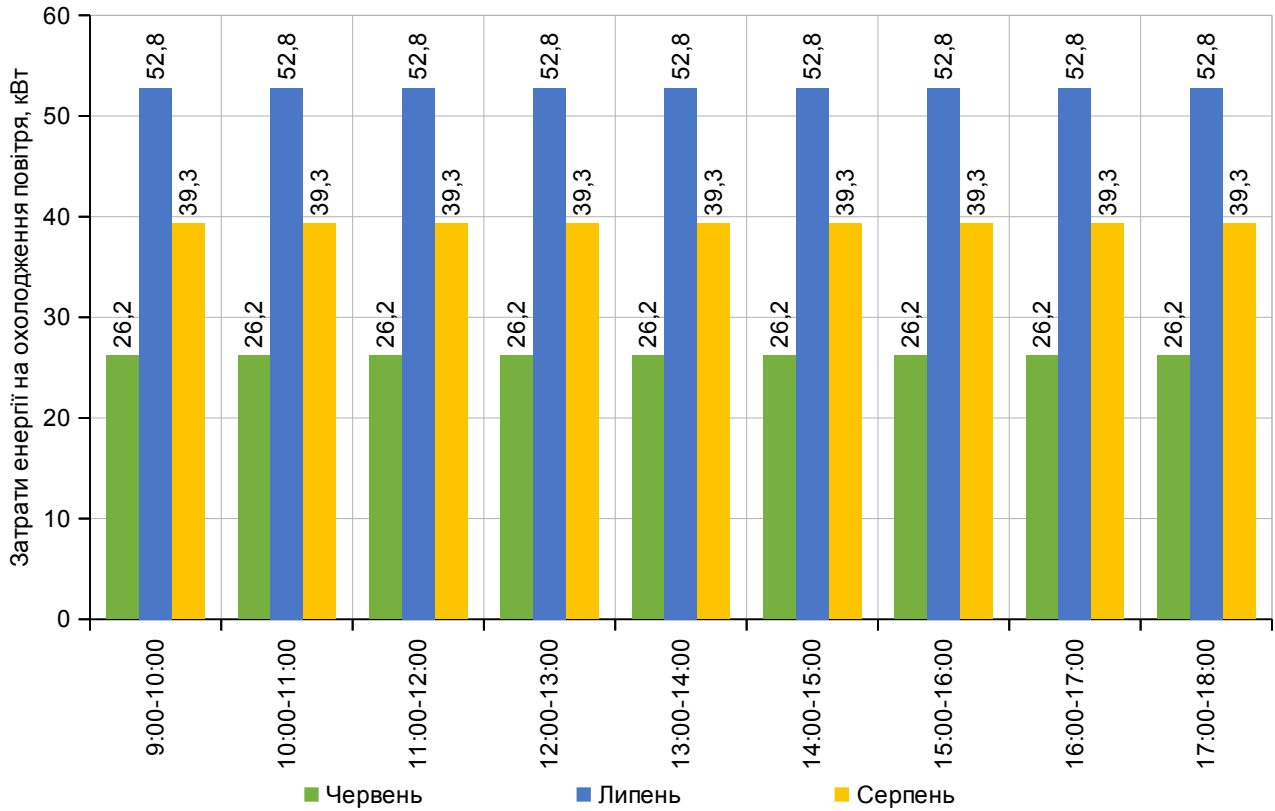


Рис. 2. Погодинні енергозатрати на охолодження повітря з червня по серпень для першого сценарію

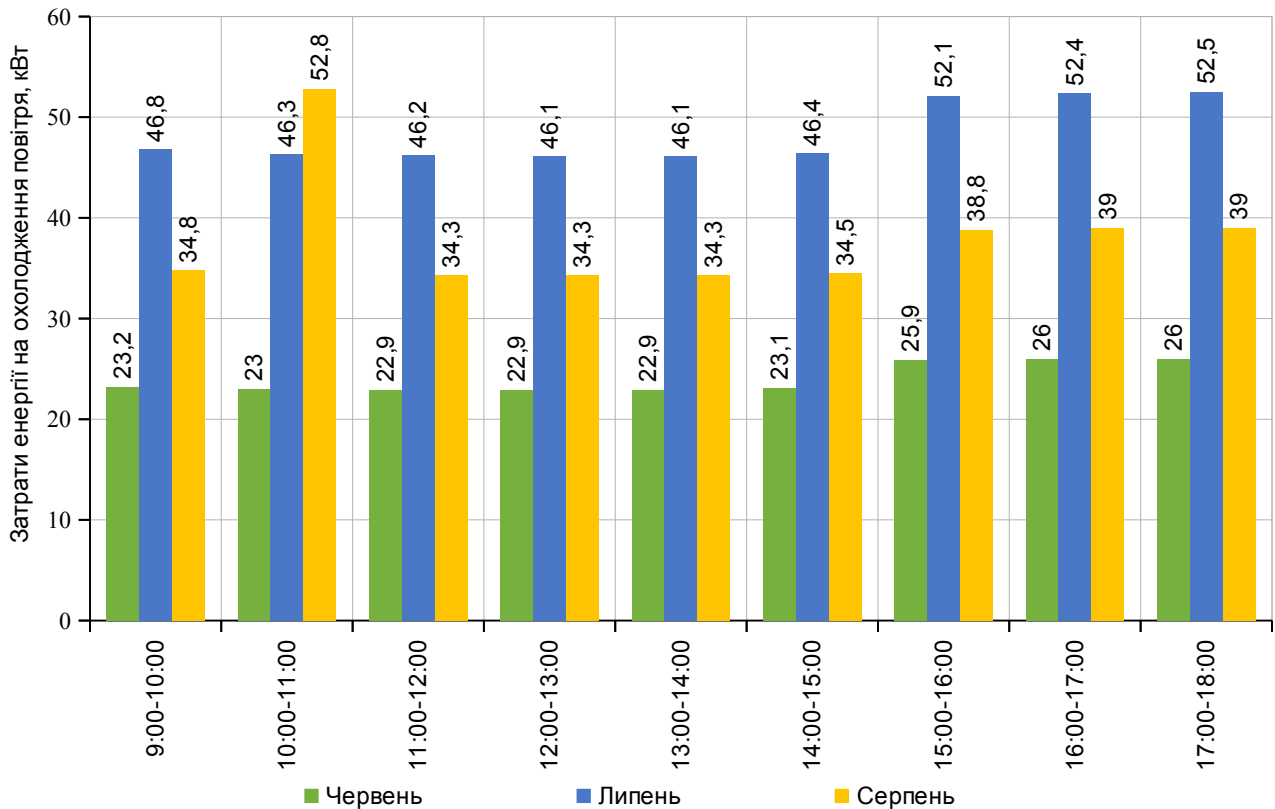


Рис. 3. Погодинні енергозатрати на охолодження повітря з червня по серпень для першого сценаріїв 2-4

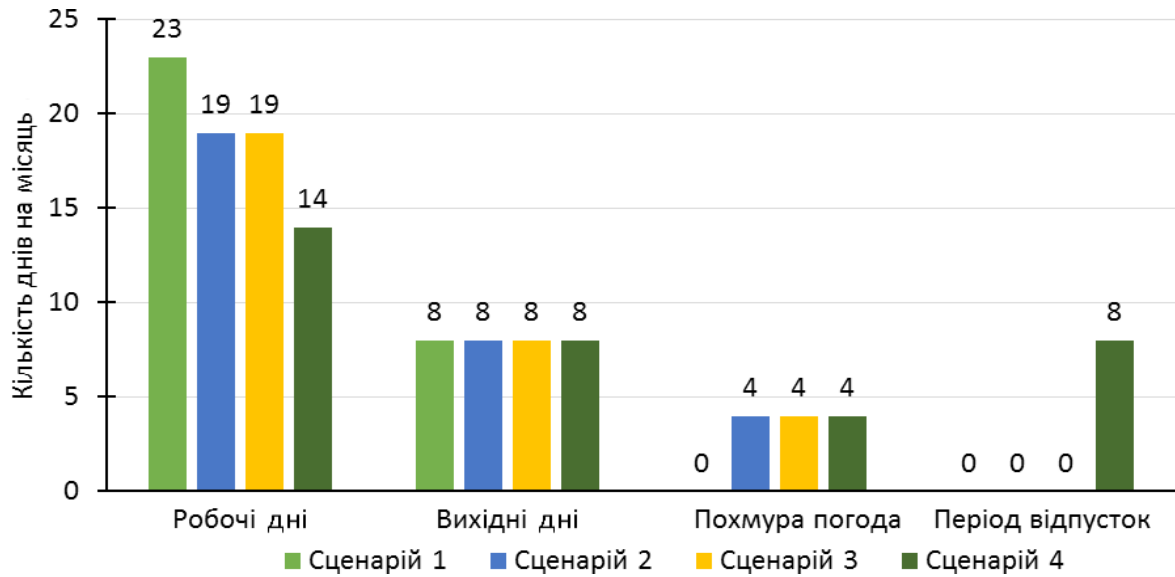


Рис 4. Режим роботи системи протягом місяця

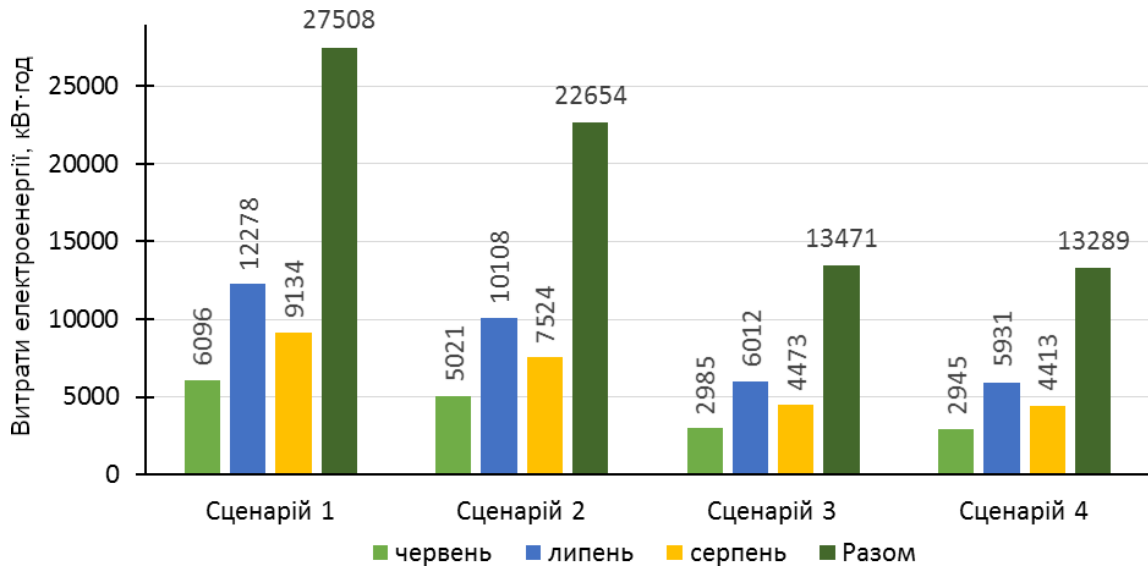


Рис. 5. Витрати електроенергії на охолодження повітря.

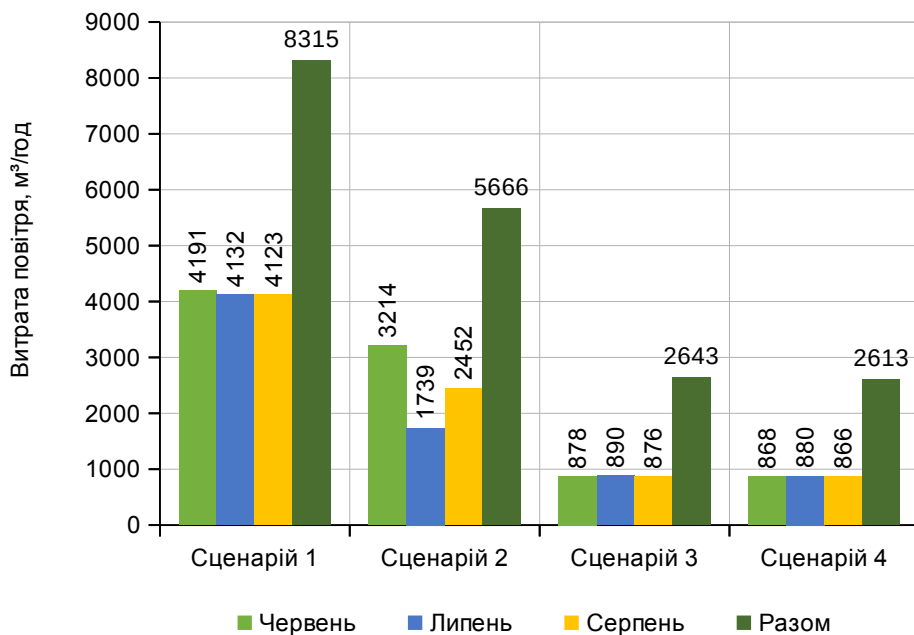


Рис. 6. Витрата повітря припливно-витяжної установки

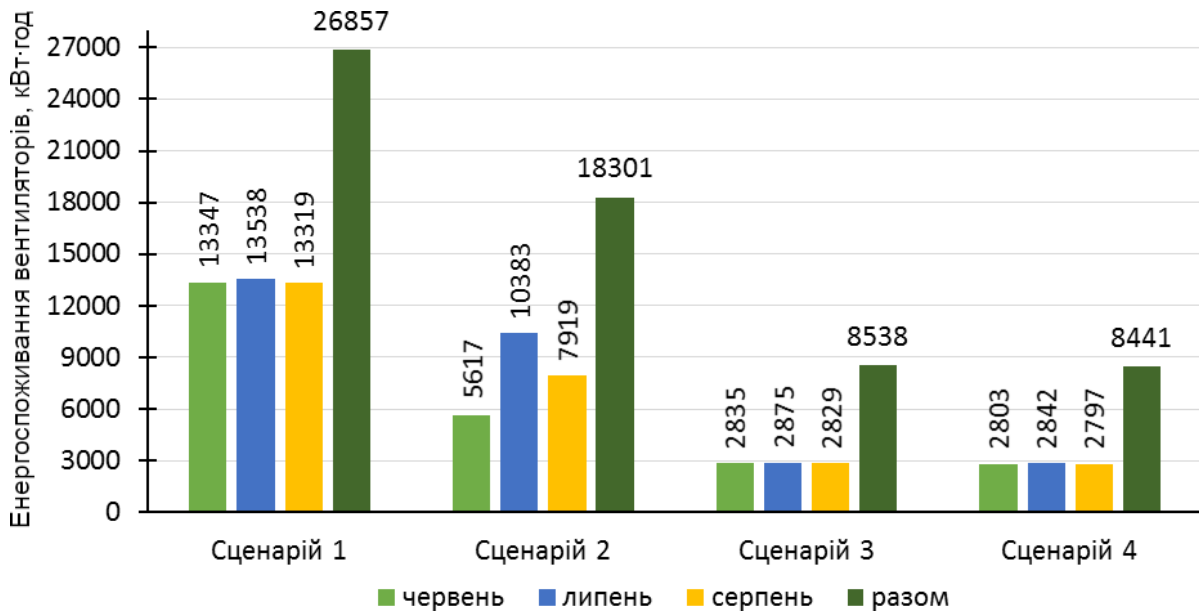


Рис. 7. Споживання електроенергії вентиляторами

Таблиця 3

Характеристика розрахункових приміщень

| Номер приміщення | Орієнтація зовнішньої стіни | Кількість людей |
|------------------|-----------------------------|-----------------|
| 101 | Північний захід | 2 |
| 123 | Схід | 4 |
| 124 | Північ | 5 |

Генерація електроенергії для потреб вентиляції. З метою порівняння затрат теплоелектроцентралі на генерацію енергії для забезпечення систем вентиляції було проведено розрахунок викидів забруднювальних речовин та затрат палива для всіх сценаріїв використання систем вентиляції.

Для розрахунку обрано кам'яне вугілля марки ОС та природний газ як варіанти палива для теплоелектроцентралі (табл. 4).

Розрахунок передбачає такі етапи:

1. Розрахунок палива необхідного для генерації енергії;
2. Розрахунок викидів твердих часток в атмосферу (стосується лише твердого палива);
3. Розрахунок викидів вуглецю (CO), оксидів азоту (NO₂), оксидів сірки (SO₂). Для газоподібного палива розрахунок викидів від оксидів сірки не враховується, тому що не містить сірки в своєму складі;
4. Розрахунок сумарних викидів.

Розрахунок всіх етапів проведений для теплоелектроцентралі з коефіцієнтом корисної дії $\eta = 0,34$.

На першому етапі розрахуємо кількість палива (рис. 14) для генерації необхідної кількості енергії W , кВт·год, на теплоелектроцентралі за формулою

$$B = \frac{3,6 \cdot 10^{-3} W}{Q_p \eta}, \text{ т вугілля або тис. м}^3 \text{ газу.} \quad (3)$$

На другому етапі розглянемо викиди твердих часток до атмосфери. Вони відбуваються лише при спалюванні вугілля. Кількість летючої золи (рис. 15)

$$M_{\text{рік}}^{\text{зола}} = B A^r \chi (1 - \eta_{\text{зв}}), \text{ т/рік} \quad (4)$$

де χ – параметр залежно від виду палива і топки котлоагрегату, $\chi = 0,0019$; $\eta_{\text{зв}}$ – частка твердих речовин, які затримуються в зололовлювачі, $\eta_{\text{зв}} = 0,8$.

На третьому етапі визначаємо викиди монооксиду вуглецю в атмосферу, що надходить при спалюванні вугілля та газу (рис. 15)

$$M_{\text{рік}}^{\text{CO}} = 0,001 C_{\text{CO}} B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right), \text{ т/рік,} \quad (5)$$

де C_{CO} – вихід оксиду вуглецю при згорянні палива:

$$C_{\text{CO}} = q_3 R Q_n^p; \quad (6)$$

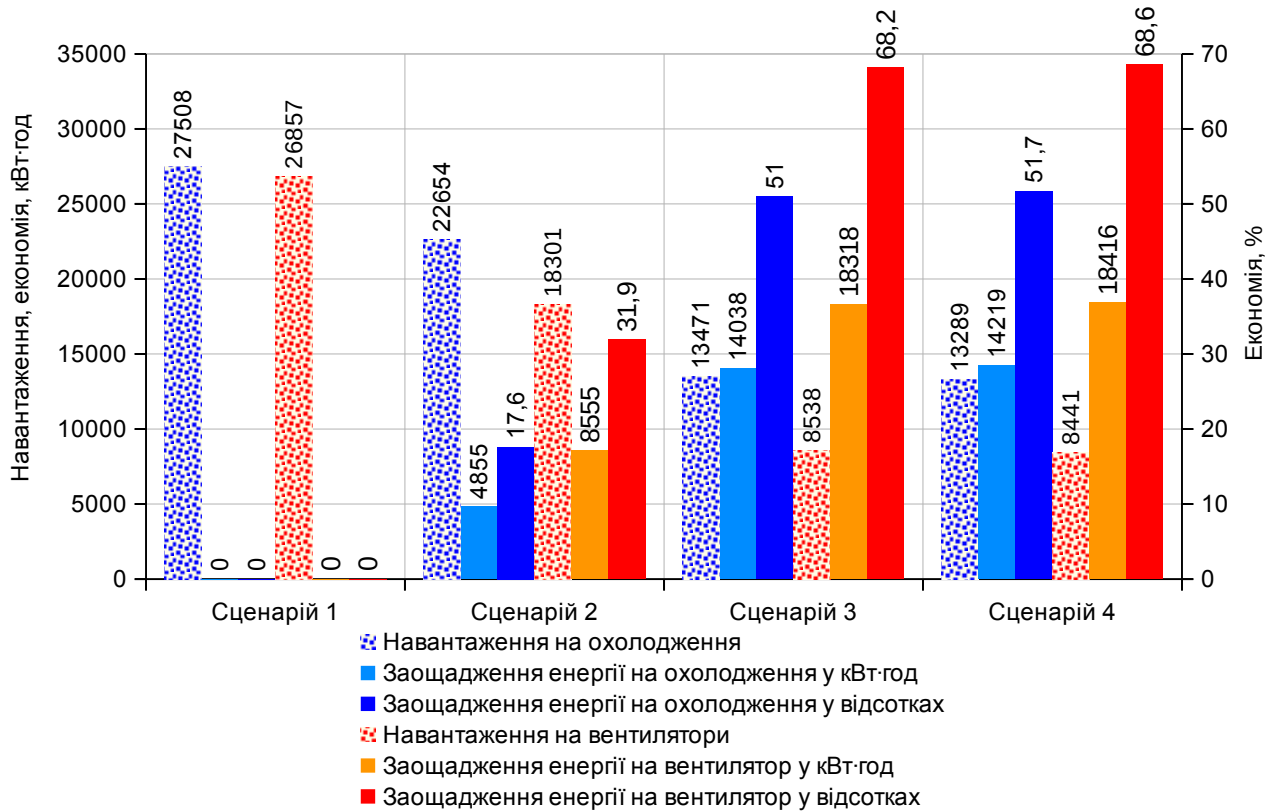


Рис. 8. Порівняння сценаріїв роботи систем за заощадженням електричної енергії

R – коефіцієнт, який враховує втрату теплоти внаслідок хімічної неповноти згоряння палива, обумовленою наявністю в продуктах спалювання оксиду вуглецю (для вугілля $R = 1$, а для природного газу $R = 0,5$); q_3 – втрати теплоти внаслідок хімічної неповноти згоряння палива, % (для вугілля $q_3 = 1$, а для природного газу $q_3 = 0,5$); q_4 – втрати теплоти через механічну неповноту згоряння палива, % (для вугілля $q_4 = 3,5$ %, а для природного газу $q_4 = 0,5$ %).

На четвертому етапі визначаємо викиди оксидів азоту (рис. 16) до атмосфери в перерахунку на діоксид азоту при спалюванні природного газу й вугілля

$$M_{\text{рік}}^{NO_2} = 0,001 B Q_p^u K_{NO_2} (1 - \beta), \text{ т/рік}, \quad (7)$$

де K_{NO_2} – параметр, який характеризує кількість оксидів азоту, що утворюються на 1 ГДж теплоти, кг/ГДж; β – коефіцієнт, який залежить від ступеня зниження викидів оксидів азоту внаслідок прийняття технічних рішень, а за їхньої відсутності $\beta = 0$.

Забруднення атмосферного повітря оксидами сірки відбувається лише при спалюванні вугілля. Викиди оксидів сірки (рис. 18) у перерахунку на SO_2

$$M_{\text{рік}}^{SO_2} = 0,02 B S^r (1 - \eta'_{SO_2}) (1 - \eta''_{SO_2}), \text{ т/рік}, \quad (8)$$

де η'_{SO_2} – частка SO_2 , яка зв'язується летючою золою, прийнята 0,1; η''_{SO_2} – частка SO_2 , яка утримується в золовловлювачі, за відсутності такого приймається 0.

На останньому етапі визначаємо сумарні викиди забруднювальних речовин в атмосферне повітря з продуктами згоряння (рис. 19). При спалюванні природного газу в атмосферу надходять лише оксиди азоту й вуглецю. При використанні вугілля атмосферне повітря забруднюватиметься газоподібними оксидами азоту, вуглецю, сірки, а також твердими частками – летючою золою.

На основі даних [19] вартість кам'яного вугілля марки ОС становить 2721 грн/т. Вартість природного газу – 8,82 грн/м³. На основі цих даних розраховано вартість палива необхідного для спалювання на теплоелектроцентралі (рис. 20). Як видно на рис. 20, генерація електроенергії при використанні газу на 37 % дорожча ніж при спалюванні вугілля. За сценарієм 4 заощадження палива досягає 60 % порівняно зі сценарієм 1.

Згідно зі статтею 243 Податкового кодексу України [20] визначено ставки податку на викиди до атмосферного повітря забруднювальних речовин стаціонарними джерелами забруднення. Ставка податку нараховується на одну тону викидів. Податки на викиди в атмосферне повітря (рис. 21-22) слід урахувати у вартості генерації електроенергії.

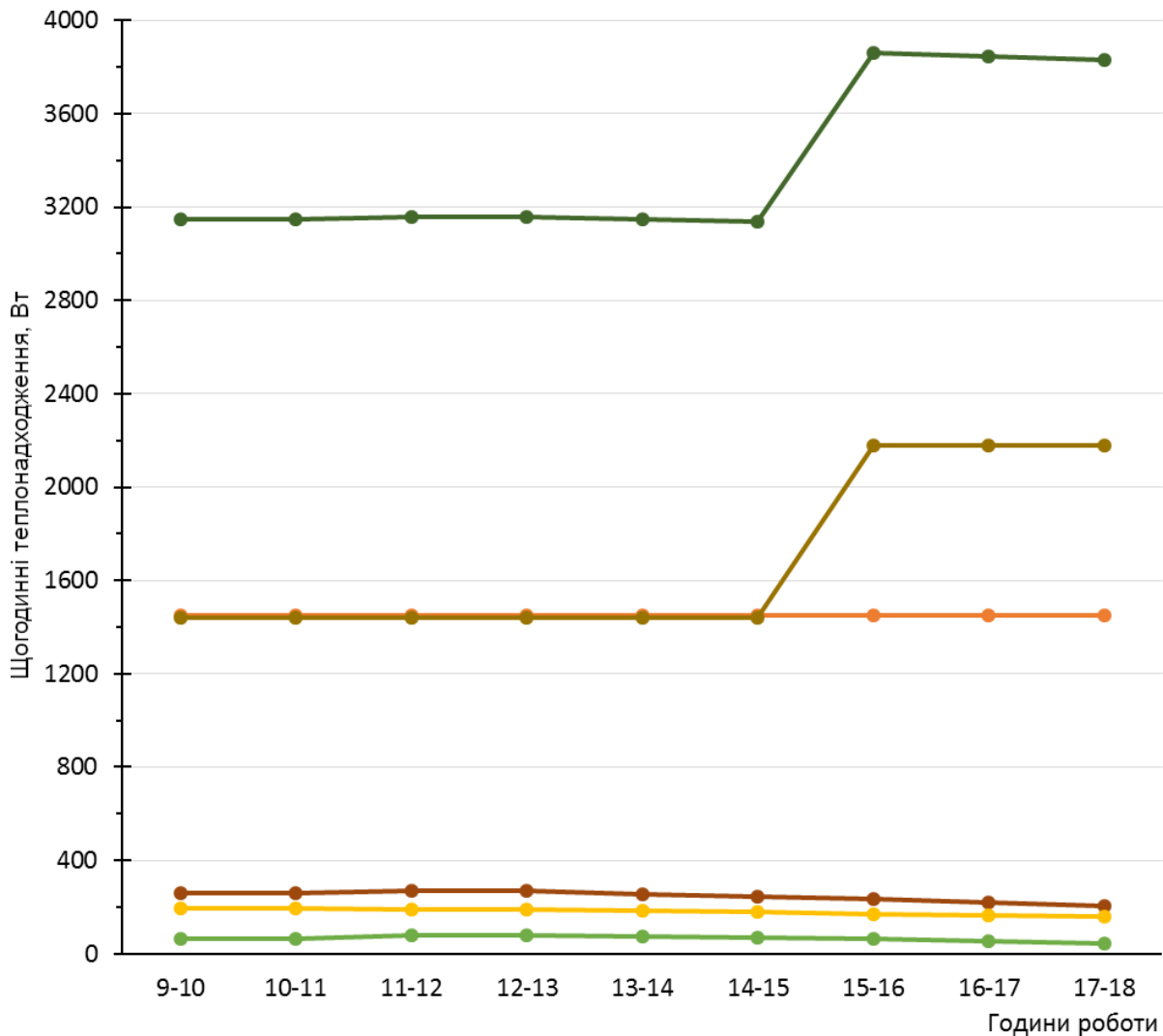


Рис. 9. Щогодинні теплонадходження у приміщення №101 орієнтованого на північ та захід:

- сумарний щогодинний тепловий потік, Вт;
- сумарний щогодинний тепловий потік за рахунок сонячної радіації, Вт;
- сумарний щогодинний тепловий потік через світлопрозорі конструкції, Вт;
- теплонадходження від людей, Вт;
- теплонадходження через масивні конструкції;
- теплонадходження від обладнання

Кількість викидів до атмосфери при спалюванні газу на 82 % менша порівняно з викидами при спалюванні вугілля. Податок для теплоелектроцентралі на газовому паливі скорочується на 75 %. Разом з цим зменшується витрата палива на виробництво електроенергії і, як наслідок, зменшуються викиди забруднювальних речовин до атмосфери.

Постійне використання таких систем за кордоном і показники, досягнуті в цій роботі, доводять високу ефективність систем зі змінною витратою повітря з економічної та екологічної точок зору.

Аналіз результатів роботи. Використання сучасних систем дозволяє розширити можливості управління будівлями й оцінки ефективності роботи систем за статистичними показниками. На основі виконаних порівнянь можна зробити висновок, що зменшення

експлуатаційних витрат і полегшення пусконаладжувальних робіт при застосуванні систем вентиляції та кондиціонування повітря зі змінною витратою сприяє розширенню гнучкості інженерних рішень. Швидка реакція на зміну параметрів мікроклімату дозволяє підвищити комфорт людей і оптимізувати систему для забезпечення необхідних показників.

Системи вентиляції та кондиціонування повітря зі змінною витратою досить поширені за кордоном. Проте через малу присутність таких систем на ринку України та малий досвід фахівців у роботі з такими системами, динаміка використання VAV систем є досить низькою. Крім цього, малий обсяг інформації щодо проектування та застосування систем зі змінною витратою знижують популярність цих систем.

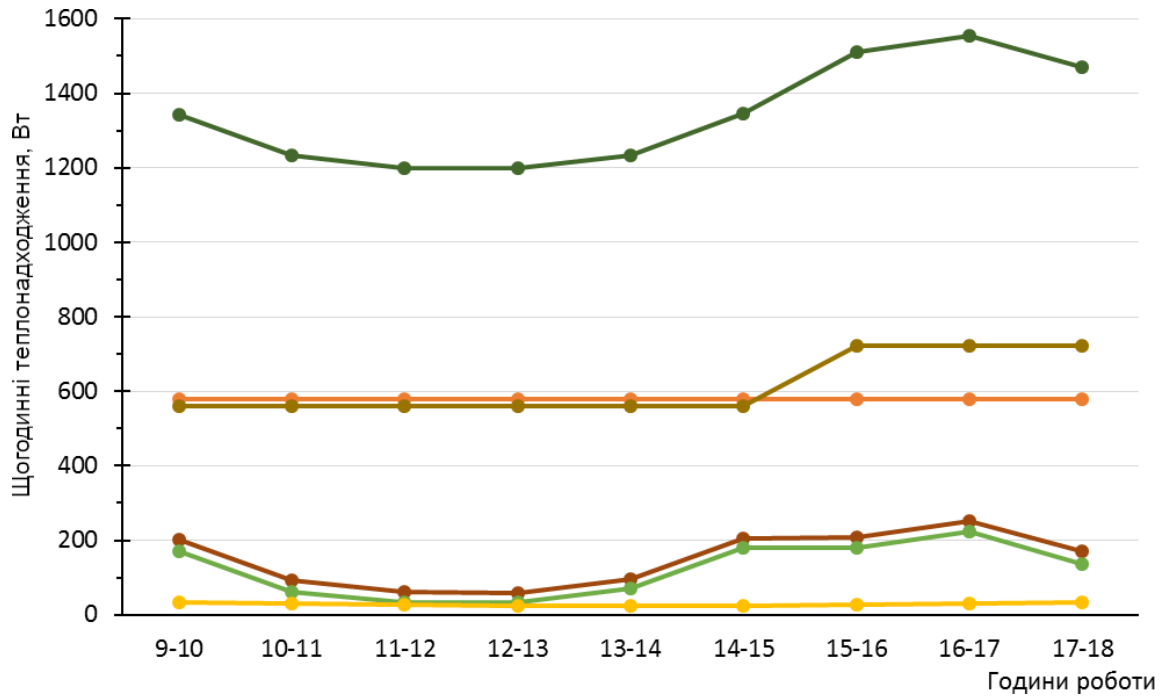


Рис. 10. Щогодинні теплонадходження у приміщення №123 орієнтованого на схід:

- сумарний щогодинний тепловий потік, Вт;
- сумарний щогодинний тепловий потік за рахунок сонячної радіації, Вт;
- сумарний щогодинний тепловий потік через світлопрозорі конструкції, Вт;
- теплонадходження від людей, Вт;
- теплонадходження через масивні конструкції;
- теплонадходження від обладнання

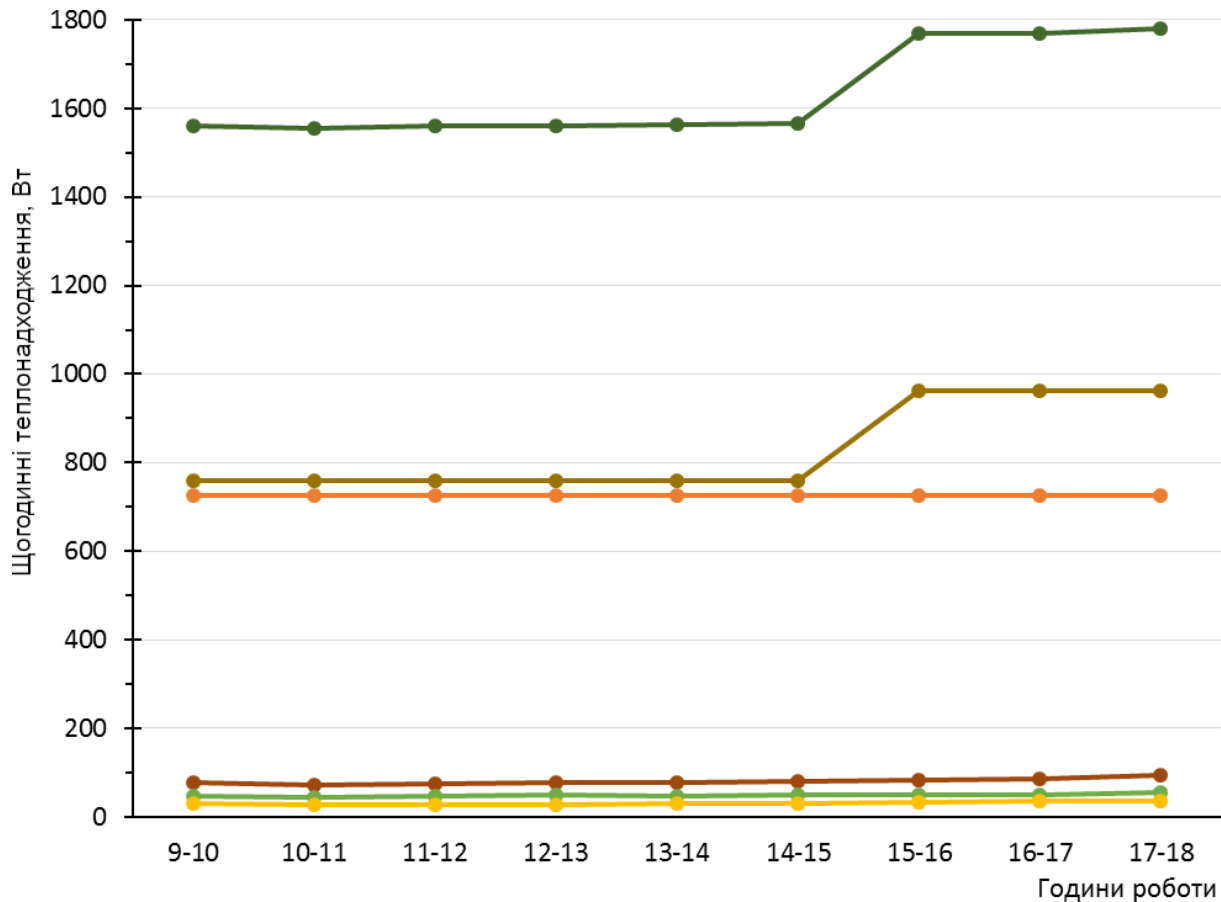


Рис. 11. Щогодинні теплонадходження у приміщення №124 орієнтованого на північ:

- сумарний щогодинний тепловий потік, Вт;
- сумарний щогодинний тепловий потік за рахунок сонячної радіації, Вт;
- сумарний щогодинний тепловий потік через світлопрозорі конструкції, Вт;
- теплонадходження від людей, Вт;
- теплонадходження через масивні конструкції;
- теплонадходження від обладнання

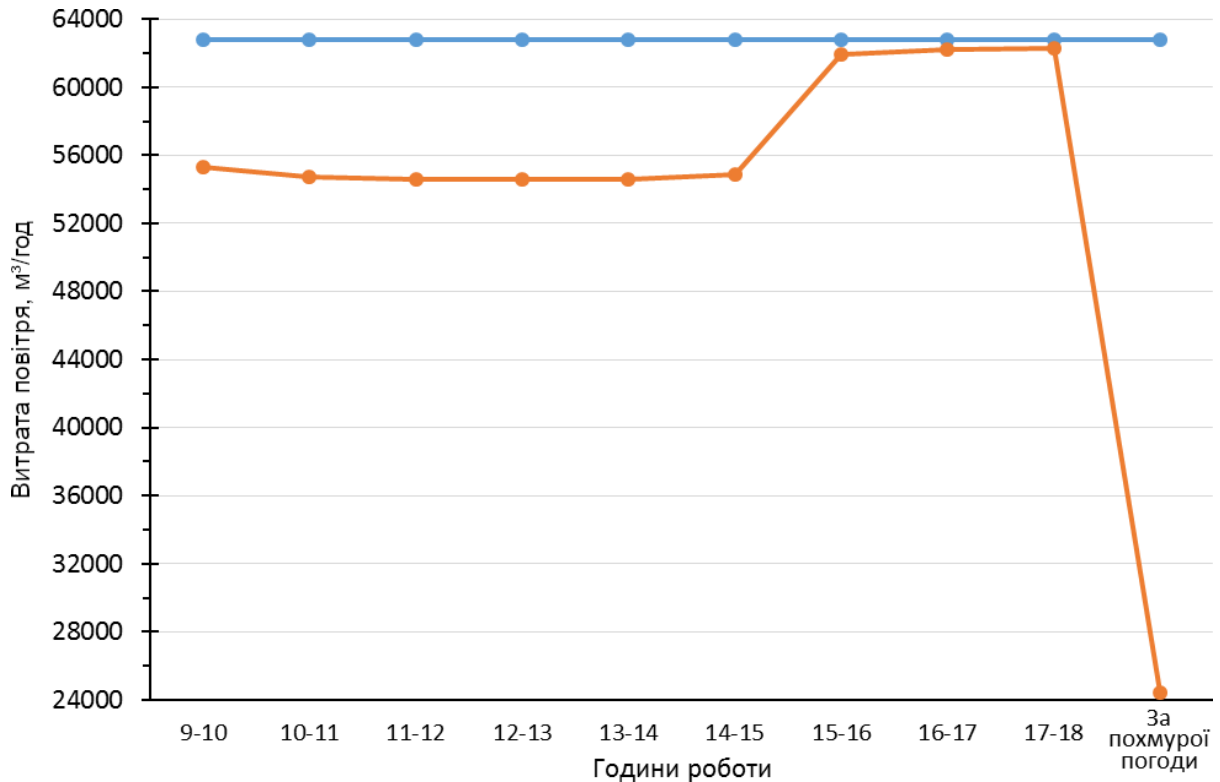


Рис. 12. Щогодинна витрата систем вентиляції всієї будівлі за першим та другим сценарієм роботи для асиміляції теплонадлишків:

- система з постійною витратою повітря;
- система зі змінною витратою повітря

Таблиця 4

Характеристики палива

| Характеристика | Кам'яне вугілля марки ОС | Природний газ |
|---|--------------------------|---------------|
| Одиниця вимірювання обсягу (од. вим.) | кг | м³ |
| Нижча теплота згоряння Q_p^H , МДж/од. вим. | 23,24 | 34 |
| Густина ρ , кг/м³ | — | 0,73 |
| Зольність палива в робочому стані A^r , % | 28 | Немає |
| Вміст сірки в робочому стані S^r , % | 2,8 | Немає |
| Вологість у робочому стані W^r , % | 50 | Не враховано |

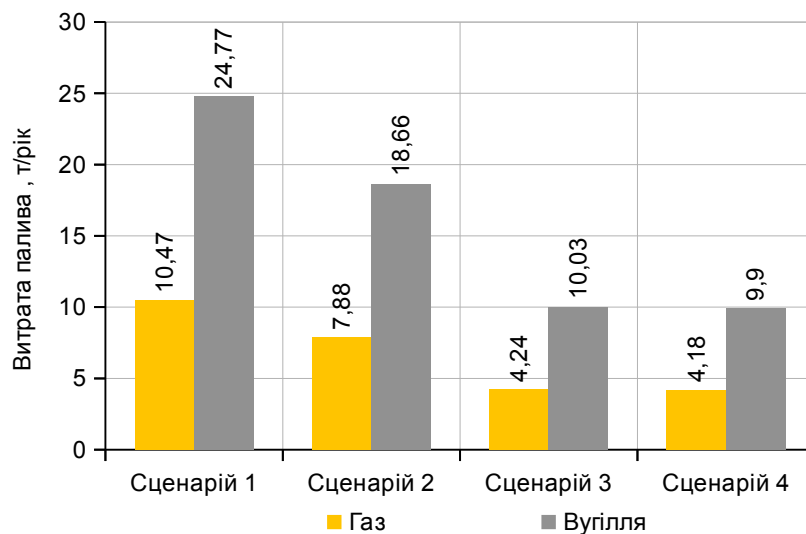


Рис. 13. Витрата палива для генерації енергії на теплоелектроцентралі

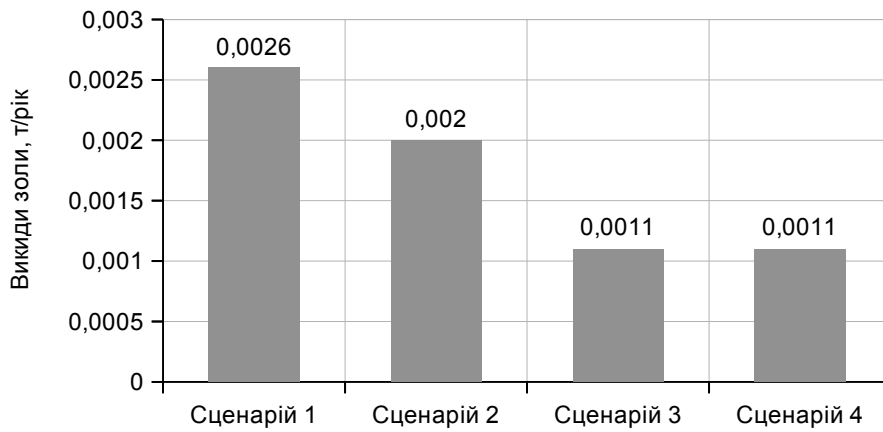


Рис. 14. Викиди золи до атмосфери при спалюванні вугілля

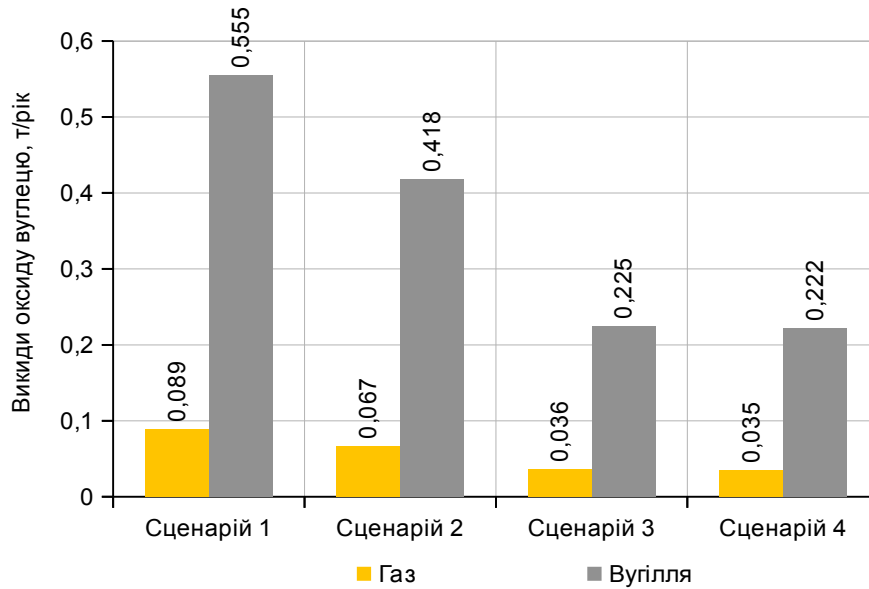


Рис. 15. Викиди оксиду вуглецю до атмосфери

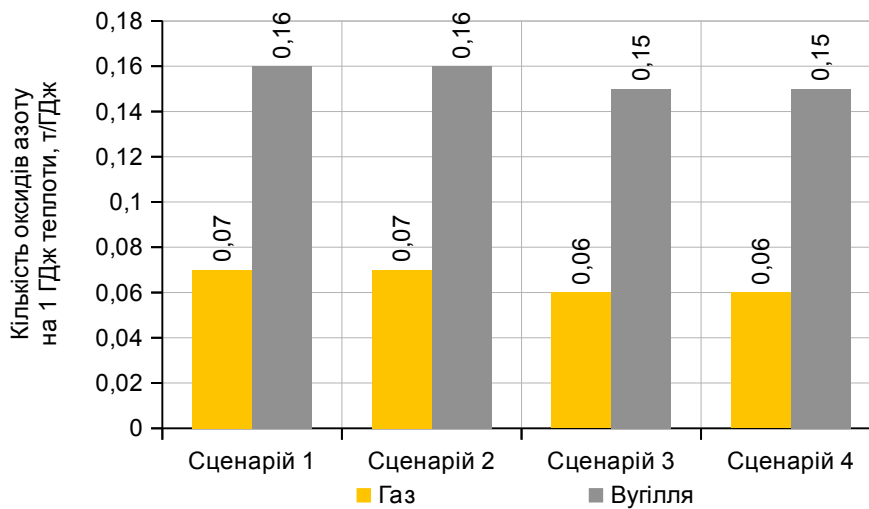


Рис. 16. Кількість оксидів азоту на на 1 ГДж теплоти

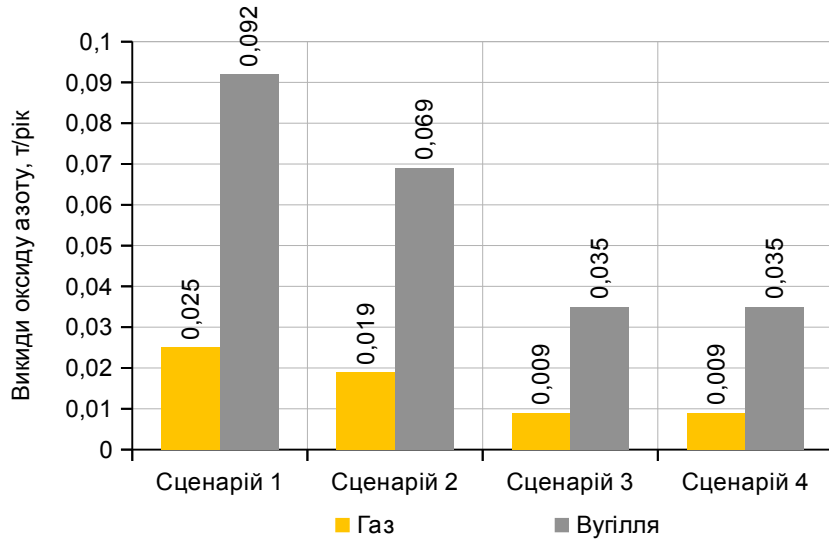


Рис. 17. Викиди оксидів азоту до атмосфери

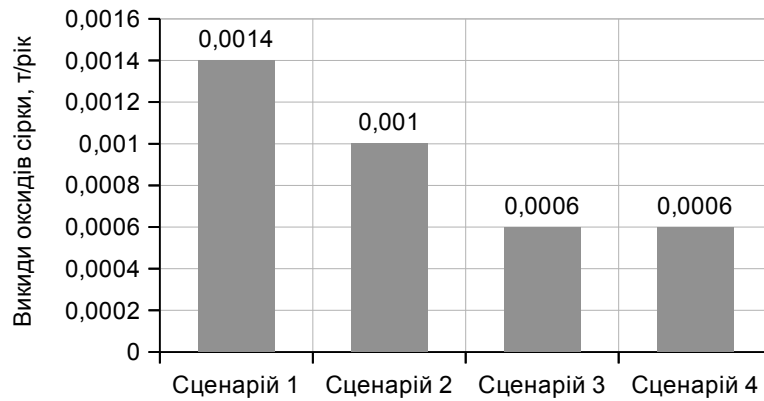


Рис. 18. Викиди оксидів сірки до атмосфери при спалюванні вугілля

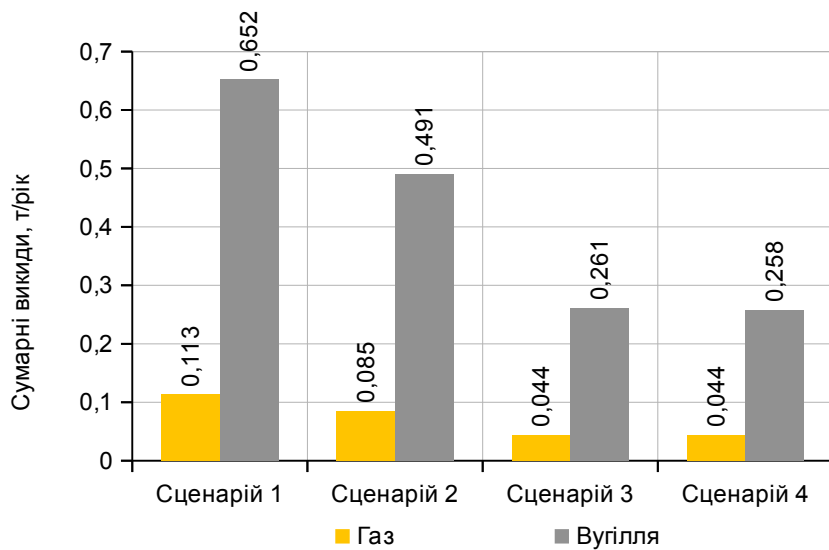


Рис. 19. Загальні викиди шкідливих речовин

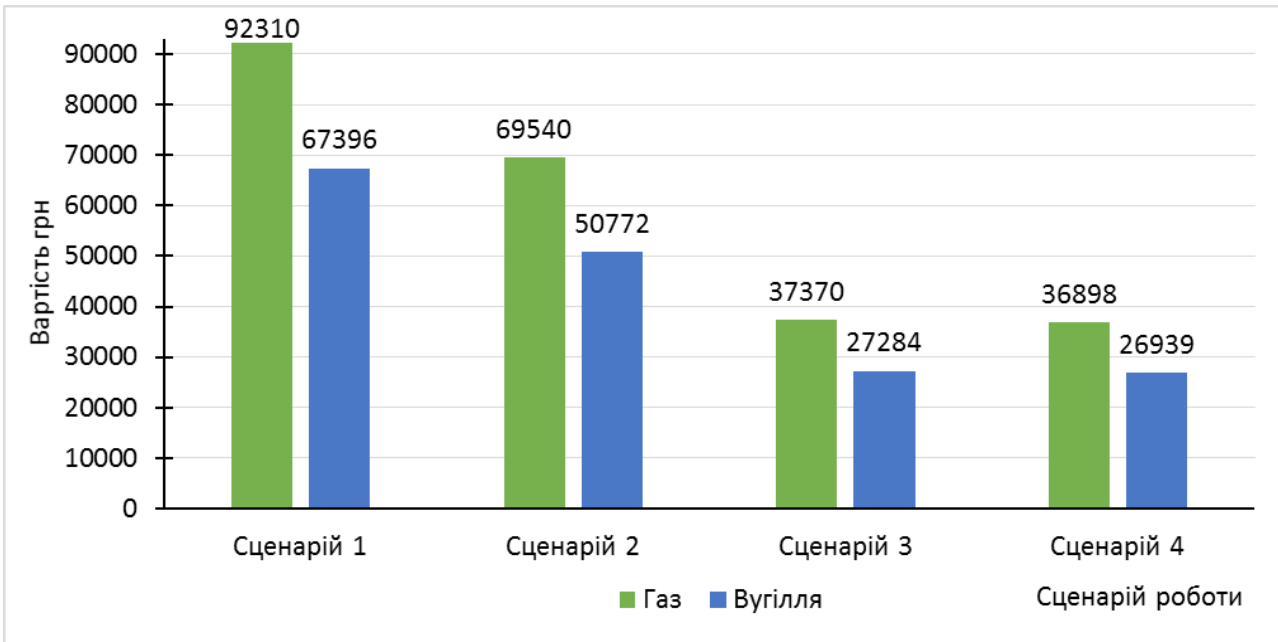


Рис.20. Вартість палива для генерації енергоресурсів на потреби вентиляції.

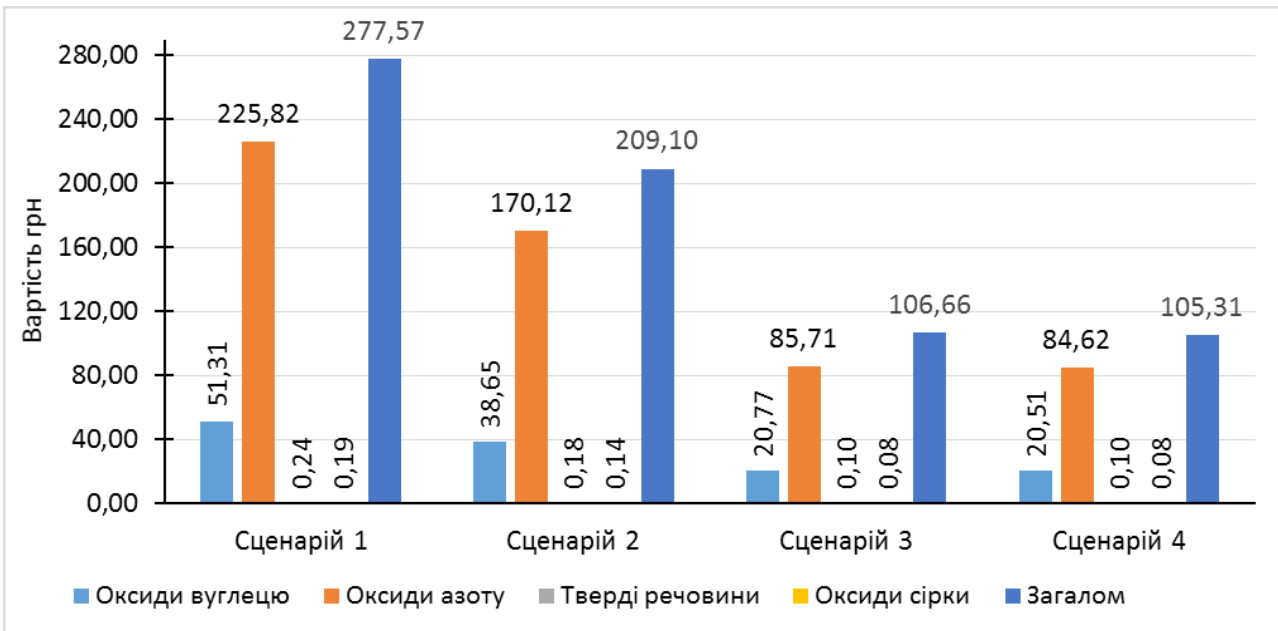


Рис. 21. Податки на викиди забруднюючих речовин при спалюванні вугілля

Результати даної роботи та [16,21-25] дозволяють стверджувати, що системи зі змінної витратою доцільні для всіх адміністративних будівель. Системи дозволяють заощаджувати енергію протягом усього життєвого циклу. Проте вони недостатньо економічно привабливі з точки зору початкових інвестицій.

Також потрібно зважати на забруднення навколишнього середовища. За використання систем зі змінною витратою повітря можна досягти економії електроенергії від 25 до 60 % за різними сценаріями роботи порівняно з першим сценарієм роботи.

Витрата енергії на механічне спонукання повітря вентиляторами скорочується від 32 до

68 % порівняно з постійною витратою. З точки зору генерації енергії на сьогодні більш економічно вигідним є використання вугілля. Економія палива на генерацію енергії для потреб вентиляції в середньому скорочується на 48 %. Кількість викидів скорочується в такому ж відсотковому відношенні як і витрата палива. Затрати коштів на енергоресурси скорочуються на 60 % за найбільшої оптимізації системи.

Регулювання витрати повітря заощаджує енергію та зменшує викиди забруднювальних речовин до атмосферного повітря, тобто сповільнює зміни клімату. Тому для держави було б доцільно сприяти субсидіюванню екологічно чистих систем.

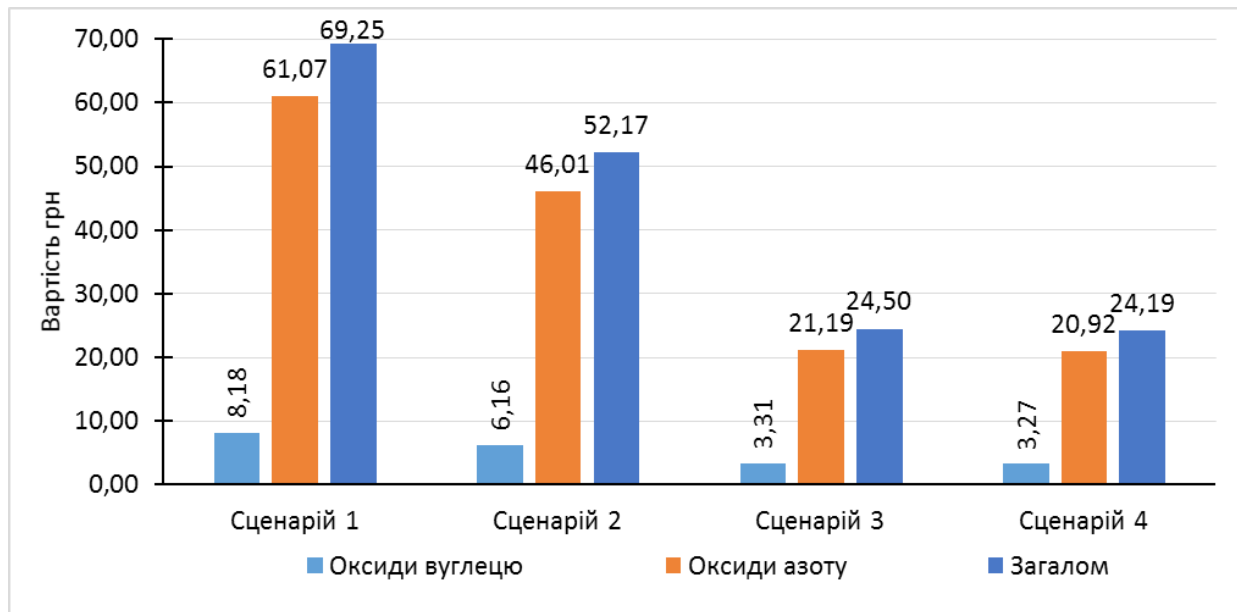


Рис. 22. Податки на викиди забруднюючих речовин при спалюванні газу.

Висновки. Системи вентиляції та кондиціонування повітря зі змінної витратою доцільні для всіх адміністративних будівель через заощадження електроенергії на 25...60 %, зменшення витрати палива викидів до атмосфери у середньому на 48 %. Відповідно, уповільнюються зміни клімату. За найбільшою

оптимізації системи затрати коштів на енергоресурси може зменшитися на 60 %. Однак через високі капітальні вкладення ці системи не мають високої інвестиційної привабливості. Тому в державі доцільно прийняти програми субсидіювання таких екологічних та енергоощадних систем.

Література

1. Khasreen M. Life-Cycle Assessment and the Environmental Impact of Buildings: A Review / M. Khasreen, P. F. G. Banfill, G. Menzies // Sustainability. - 2009. - Vol. 1. - Iss. 3. P. 674-701. - doi:10.3390/su1030674
2. Kreider J. F, Heating and cooling of buildings / J. F. Kreider, A. Rabl. – New York: McGraw Hill, 1994, 315с.
3. Zabalza B. I., Aranda-Usón A., Scarpellini S. Life cycle assessment in buildings: State-of-the-art and simplified LCA methodology as a complement for building certification / I. Zabalza, A. Aranda-Usón, S. Scarpellini // Building and Environment. – 2009. – Vol. 44. – Iss. 12. – P. 2510-2520
4. UNEP Annual Evaluation Report 2003 [Electronic resource] / UN Environment Evaluation Office. – URL: <https://wedocs.unep.org/handle/20.500.11822/187?show=full> . – Access date: 11.03.2021
5. Climate change and you [Electronic Resource] / European Commission. – URL: https://ec.europa.eu/clima/citizens/eu_en. – Access Date: 18.12.2020
6. Pérez-Lombard L. Creation of Zero CO2 A Review on Buildings Energy Consumption Information / Pérez-Lombard, L., Ortiz, J. and Pout, C. // Energy and Buildings. – 2008. – Vol. 40. – Iss. 3. – 394-398.
7. Chen S. System dynamics-based models for selecting HVAC systems for office buildings: A life cycle assessment from carbon emissions perspective / S. Chen. – Thesis for Master degree. – RMIT University, 2011. – 179 p.
8. World Air Conditioning 2018 [Electronic Resource] / BSRIA. – URL: <https://www.bsria.com/download/asset/chillers-world-market-for-air-conditioning-2018.pdf>. – Published March 2018
9. Coletti M. AC&R facts and figures / M. Coletti, E. Fano // Refrig World. – 2008. – No. 4. – P. 8-11.
10. Sartori I. Energy use in the life cycle of conventional and low-energy buildings: A review article / Sartori I., Hestnes A. G. Energy and Buildings. – 2007. – Vol. 39, Iss. 3. – P. 249-257. – <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.07.001>
11. Prek M. Environmental impact and life cycle assessment of heating and air conditioning systems, a simplified case study / M. Prek // Energy and Buildings. – 2004. – Vol. 36 Iss. 10. – P. 1021–1027. – <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2004.06.008>
12. Посobie 2.91 к СниП 2.04.05-91. Расчет поступления теплоты солнечной радиации в помещения. – Промстройпроект. – 1993 г. – 42 с.
13. Зінич П. Л. Вентиляція громадських будівель. Навчальний посібник / П. Л. Зінич. – Київ: КНУБА, 2002. – 256 с.
14. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія. – Чинні від 1.11.2011 р. – Київ: Мінрегіонбуд, 2011. – 127 с.

15. Средний месячный уровень солнечной радиации в городах Украины. URL: <https://www.atmosfera.ua/ru/stati-geliosistemy/solar-insulation-ukraine/>
16. Москвітіна А. С. Дослідження поля температур у приміщенні при роботі систем кондиціонування при змінних теплових навантаженнях приміщення / А. С. Москвітіна, М. О. Шишина // Молодий вчений. – 2020. – №3.
17. Погода в Києве. URL: <https://world-weather.ru/pogoda/ukraine/kyiv/>
18. Баркалов Б. В. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 2 / Б. В. Баркалов, Н. Н. Павлов, С. С. Амирджанов и др.; Под ред. Н. Н. Павлова и Ю. И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Стройиздат, 1992. – 416 с.
19. Інформація про вугільну продукцію. URL: <https://data.gov.ua/dataset/19a376c7-90a3-40d2-a9da-2df2c354646e/resource/28ebc80a-d156-4721-9598-e2be45481acd>
20. Податковий кодекс України від 02.12.2010 №2755-VI [Електронний ресурс]. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2755-17#Text>
21. Pan Y, Measurement and simulation of indoor air-quality and energy consumption in two Shanghai office buildings with Variable-Air-Volume systems / Y, Pan, H, Zhou, Z, Huang, Y, Zeng, W. Long // Energy Build, 2003. – Vol.35. – p. 77–91.
22. Kapalo P. Effect of the variable air volume on energy consumption – case study / P. Kapalo, N. Spodyniuk // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2018. – Vol. 415. – p. 012-027. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/415/1/012027>
23. Hassan N. Comparative life-cycle assessment of constant air volume, variable air volume and active climate beam systems for a Swedish office building / N. Hassan, S. Javed // From Energy crisis to sustainable indoor climate – 40 years of AIVC. Proceedings. Het Pand, Ghent, Belgium, 15-16 October 2019. – p. 627-636.
24. Mehmet Azmi Aktacir. Life-cycle cost analysis for constant-air-volume and variable-air-volume air-conditioning systems / Mehmet Azmi Aktacir, Orhan Büyükalaca, Tuncay Yılmaz // Applied Energy, 2006. – Vol. 83. – Iss. 6. – p. 606–627. doi:10.1016/j.apenergy.2005.06.002
25. Джеджула В. В. Системи вентиляції зі змінною витратою повітря: особливості проектування та експлуатації / В. В. Джеджула // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві. – 2017. – № 1. – С. 106-111.

References

1. Khasreen M., Banfill P. F. G., Menzies G. “Life-Cycle Assessment and the Environmental Impact of Buildings: A Review”. *Sustainability*. 2009. Vol. 1. Iss. 3. P. 674-701. <https://doi.org/10.3390/su1030674>
2. Kreider J. F., Rabl A. *Heating and cooling of buildings*. McGraw Hill, 1994
3. Zabalza B. I., Aranda-Usón A., Scarpellini S. “Life cycle assessment in buildings: State-of-the-art and simplified LCA methodology as a complement for building certification.” *Building and Environment*. 2009. Vol. 44. Iss. 12. P. 2510-2520.
4. *UNEP Annual Evaluation Report 2003*. <https://wedocs.unep.org/handle/20.500.11822/187?show=full>
5. *Climate change and you*. URL: https://ec.europa.eu/clima/citizens/eu_en.
6. Pérez-Lombard L, Ortiz, J., Pout, C. “Creation of Zero CO₂ A Review on Buildings Energy Consumption Information”. *Energy and Buildings*. 2008. Vol. 40. Iss. 3. P. 394-398.
7. Chen S. *System dynamics-based models for selecting HVAC systems for office buildings: A life cycle assessment from carbon emissions perspective*. Thesis for Master degree. RMIT University, 2011.
8. *World Air Conditioning 2018*. <https://www.bsria.com/download/asset/chillers-world-market-for-air-conditioning-2018.pdf>
9. Coletti M., Fano E. “AC&R facts and figures.” *Refrig World*. 2008. No. 4. P. 8-11.
10. Sartori I., Hestnes A. G. “Energy use in the life cycle of conventional and low-energy buildings: A review article”. *Energy and Buildings*. 2007. Vol. 39, Iss. 3. P. 249-257. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.07.001>
11. Prek M. “Environmental impact and life cycle assessment of heating and air conditioning systems, a simplified case study” *Energy and Buildings*. 2004. Vol. 36 Iss. 10. P. 1021–1027. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2004.06.008>
12. *Posobie 2.91 k SNiP 2.04.05-91. Raschet postupleniia teploty solnechnoi radiatsii v pomeshcheniia*. Promstroyproekt. 1993.
13. Zynych P. L. *Ventyliatsiia hromadskykh budivel*. KNUBA. 2002,
14. *Budivelna klimatolohiia*. DSTU-N B V.1.1-27:2010. Minrehionbud, 2011.
15. *Srednii mesiachnyi uroven solnechnoi radiatsii v gorodakh Ukrainy*. URL: <https://www.atmosfera.ua/ru/stati-geliosistemy/solar-insulation-ukraine/>
16. Moskvitina A. S., Shyshyna M. O. “Doslidzhennia polia temperatur u prymishchenni pry roboti system kondytsionuvannia pry zminnykh teplovykh navantazhenniakh prymishchennia.” *Molodyy vchenyy*. 2020. №3.
17. *Pogoda v Kieve*. URL: <https://world-weather.ru/pogoda/ukraine/kyiv/>
18. Barkalov B. V., Pavlov N. N., Amyrdzhanov S. S. i dr. *Vnutrennie sanitarno-tekhnicheskie ustroistva. V 3 ch. Ch.3. Ventyliatsiia i konditsionirovanie vozdukha. Kn. 2*. Pod red. N. N. Pavlova i Yu. I. Shillera. Stroiizdat, 1992.
19. *Informatsiia pro vuhilnu produktsiiu*. URL: <https://data.gov.ua/dataset/19a376c7-90a3-40d2-a9da->

2df2c354646e/resource/28ebc80a-d156-4721-9598-e2be45481acd

20. Podatkovyi kodeks Ukrainy vid 02.12.2010 №2755-VI. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2755-17#Text>

21. Pan Y, Zhou H, Huang Z, Zeng Y, Long W. "Measurement and simulation of indoor air-quality and energy consumption in two Shanghai office buildings with Variable-Air-Volume systems". *Energy Build*, 2003. Vol. 35. p. 77–91.

22. Kapalo P., Spodyniuk N. "Effect of the variable air volume on energy consumption – case study". *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2018. Vol. 415. p. 012-027. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/415/1/012027>

23. Hassan N., Javed S. "Comparative life-cycle assessment of constant air volume, variable air volume and active climate beam systems for a Swedish office building". *From Energy crisis to sustainable indoor climate – 40 years of AIVC. Proceedings. Het Pand, Ghent, Belgium, 15-16 October 2019*. p. 627-636.

24. Mehmet Azmi Aktacir, Orhan Büyükalaca, Tuncay Yılmaz. "Life-cycle cost analysis for constant-air-volume and variable-air-volume air-conditioning systems". *Applied Energy*, 2006. Vol. 83. Iss. 6. p. 606–627. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2005.06.002>

25. Dzhedzhula V. V. "Systemy ventylyatsiyi zi zminnoyu vytratoyu povitrya: osoblyvosti proektuvannya ta ekspluatatsiyi". *Suchasni tekhnologii, materialy i konstruktсии v budivnytstvi*. 2017. № 1. P. 106-111.

УДК 697.91

Технико-экономическое и экологическое обоснование использования систем с переменным расходом воздуха для административных зданий

А.С. Москвитина¹, М.О. Шишина², М.С. Корчминский³

²асист. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, moskvitina.as@knuba.edu.ua,
ORCID: 0000-0003-3352-0646

³асист. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, shyshyna.mo@knuba.edu.ua,
ORCID: 0000-0001-9384-7662

¹магистр каф. ТГСнВ. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, mykolaworkdes@gmail.com. Менеджер проектов ЧАО "Вентиляционные системы".

Аннотация. Использование энергии в зданиях может влиять на глобальный спрос на энергию и окружающую среду. Среди всех строительных систем отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха является наиболее энергозатратными с точки зрения их общей потребности в энергии. Производство и эксплуатация систем формирования микроклимата оказывают существенное влияние на окружающую среду. Эти системы также являются одними из крупнейших потребителей природных ресурсов и материалов в строительном секторе. Количество устанавливаемых систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха резко возросло за последние несколько лет. Это главным образом вызвано повышением требований к тепловой энергии, комфорту и изменениям климата. Постоянный рост внимания к потреблению энергии и топлива порождает вопрос, какие системы формирования микроклимата имеют лучшие экологические показатели. В этой работе выполнено сравнение двух систем кондиционирования воздуха: с постоянным расходом воздуха (Constant Air Volume - CAV) и с переменным расходом воздуха (Variable Air Volume - VAV). Определены выбросы вредных веществ в окружающую среду при обеспечении работы этих двух систем.

Ключевые слова: система с постоянным расходом воздуха, система с переменным расходом воздуха, система кондиционирования, система вентиляции, теплопоступления, тепловая нагрузка на систему вентиляции и кондиционирования воздуха.

UDC 697.91

Feasibility study for the use of variable air volume systems for office buildings

A. Moskvitina¹, M. Shyshyna², M. Korchminskyi³

¹ Assistant. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, moskvitina.as@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0003-3352-0646

² Assistant. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, shyshyna.mo@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0001-9384-7662¹

³ Masters degree, dep. HGSV. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, mykolaworkdes@gmail.com, Project Manager. Ventilation System, PrJSC.

Abstract. The main factor contributing to greenhouse gas emissions is the building up of the surrounding area. Studies have shown that buildings globally consume 30-40 % of energy use and release 40-50 % of global carbon dioxide emissions. Among all systems in houses, heating, ventilation and air conditioning (HVAC) systems are by far the most energy intensive. They consume approximately 50 % of the total energy demand of buildings. However, the systems are some of the most important systems in today's buildings. The number of these systems that are being installed has increased dramatically over the past few years. This is mainly due to the increasing demands for thermal energy, comfort and climate change. This paper presents a feasibility and ecology study between two ventilation or air-conditioning systems: constant air volume (CAV) and variable air volume (VAV). One of the purposes of this work is to determine the energy costs for each of the systems. An air conditioning system that saves operating costs usually requires a large initial investment. In this case, engineers must decide whether it is worth paying the additional upfront costs for a system that has lower operating costs. Despite the low attractiveness from the point of view of the investor, the VAV systems reduce the amount of greenhouse gas emissions and the amount of energy resources for servicing the commercial sector. Such system have less metal consumption. Thus, the cost of metal processing is also reduced. The results of this study can contribute to the future selection of ventilation systems, as well as contribute to the design and improvement of the systems under study. Energy saving is one of the main reasons why VAV systems are very popular today for the design of ventilation and air conditioning systems for office buildings and in many industries abroad. With these systems, the volume of transported air is reduced as soon as the operating load falls below the maximum projected load. The calculation of emissions of harmful substances into the environment was made while ensuring the operation of CAV and VAV systems.

Keywords: constant air volume system, variable air volume system, air conditioning system, ventilation system, heat input, heat load on ventilation and air conditioning system.

Надійшла до редакції / Received 20.12.2020

Наукове видання

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

Випуск 36

Визнаний МОН України як наукове фахове видання України категорії “Б”, у якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата наук (Наказ Міністерства освіти і науки України № 409 від 17.03.2020 р.)

Збірник «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання» представлений на сайті <http://www.nbuv.gov.ua> національної бібліотеки НАН України ім. В. І. Вернадського та на сайті КНУБА (<http://vothp.knuba.edu.ua/>).

Підписано до друку 08.02.2021. Формат 60×84 ½
Друк офсетний. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Умов. друк. арк. 9,85. обл. вид. арк. 9,22.
Наклад 150 прим. Замовлення № 782

Надруковано в ТОВ «ТИПОГРАФІЯ «ВІД А ДО Я»
02140, Україна, м. Київ, вул. Вишняківська, 7-А, кв. 63, тел.: (044) 562-41-42

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 1844 від 11.06.2004 р.



ТВИНФРЕШ СТАЙЛ

Кімнатний провітрювач
з регенерацією енергії

**СУЧАСНИЙ
І ТИХИЙ**

Рівень
звукової потужності
від

12 дБА*

* На відстані 3 м.

Ефективність
рекуперації
до

93%



PART OF **BLAUBERG**
GROUP

СВІТОВИЙ ЛІДЕР

з вентиляційних рішень

www.vents.ua

