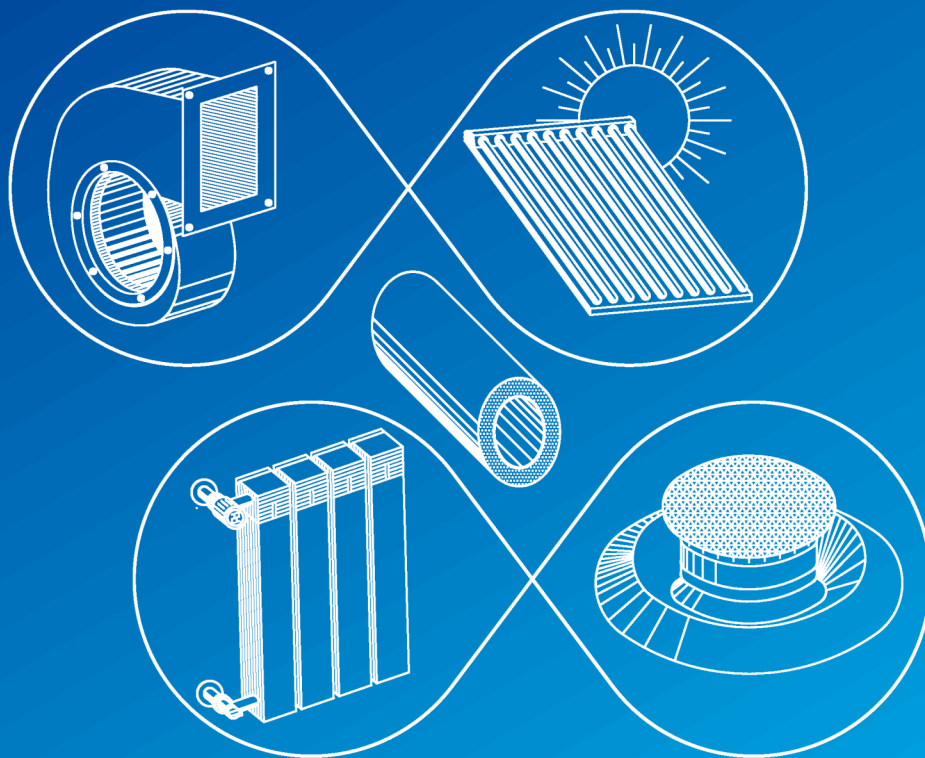


# ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ



2021

Випуск 38



**Міжнародна науково-практична конференція  
Екологія, ресурси, енергія  
ERE-2021  
24-26 листопада 2021 р.**

**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 38

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 38

Київ 2021

УДК 697

ISSN 2409-2606

B29

**Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання:** науково-технічний збірник. – Вип. 38 / відповідальний редактор В. О. Мілейковський. – Київ: КНУБА, 2021. – 55 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, професор 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 24 червня 2021 року, протокол № 42.

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> .....	5
Ю. В. Човнюк, В. Т. Кравчук, А. С. Москвітіна, И. О. Пефтева <i>Використання методу інтегральних співвідношень для аналітичного розв'язку гіперболічних моделей теплопровідності</i> .....	6
В. О. Мілейковський, Л. М. Котелков, О. С. Тригуб, Д. В. Гузик, О. В. Приймак, В. О. Єгорченков <i>Апроксимація параметрів витікання повітря з отворів для моделювання природного повітрообміну</i> .....	17
С. Г. Рибачов <i>Оцінка енергоефективної роботи дворівневого повітряно-струминного екрану зі співвісними зустрічними струминами з ежекційним підживленням</i> .....	25
Д. В. Гузик, В. О. Мілейковський, О. В. Череднікова, М. І. Сопільник, О. В. Приймак <i>Лабораторні дослідження структури газодинамічних потоків</i> .....	29
Р. Л. Джиоев, І.О. Редько, А.О. Редько, Ю.О. Півненко, Ю.О. Бурда, С.О. Алфьоров, О. В. Приймак <i>Аеродинамічні характеристики процесу спалювання тирси в вихровій топці</i> .....	37
К. М. Предун, В. А. Коновалюк, Ю. Й. Франчук <i>Аналіз впливу тиску газу на параметри його спалювання в побутових газових плитах</i> .....	47

## CONTENTS

<i>Information for the Authors</i> .....	5
Y.Chovniuk, V. Kravchuk, A. Moskvitina, I. Peftieva <i>Use of the Method of Integral Relations for the Analytic Solutions of Hyperbolic Models of Thermal Conductivity (in Ukrainian)</i> .....	6
V. Mileikovskyy, L. Kotelkov, O. Tryhub, D. Guzyk, O. Pryimak, V. Yehorchenkov <i>Approximation of the parameters of air outflow from the hole to simulate natural air exchange (in Ukrainian)</i> .....	17
S.G. Rybachov <i>Evaluation of the energy-efficient operation of a two-level air-jet screen with coaxial counter jets with ejection feeding (in Ukrainian)</i> .....	25
D. Guzik, V. Mileikovskyy, A. Cherednikova, M. Sopilnik, O. Priymak <i>Laboratory Studies of the Structure of Gas Dynamic Flows (in Ukrainian)</i> .....	29
R. Dzhyoev, I. Redko, A Redko, Y. Pivnenko, Y. Burda, S. Alferov, O. Priymak <i>Aerodynamic characteristics of the sawdust combustion process in a vortex furnace (in Ukrainian)</i> .....	37
K. Predun, V. Konovalyuk, Yu. Franchuk <i>Analysis of the influence of gas pressure on the parameters of its combustion in household gas stoves (in Ukrainian)</i> .....	47

## **До відома авторів**

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

Продовжуємо 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 Teplohozopostachannia” (“Ventilation, Illumination and Heat and Gas Supply”).

In the issue, we continue 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 536.2.001.24

## Використання методу інтегральних співвідношень для аналітичного розв'язку гіперболічних моделей теплопровідності

Ю. В. Човнюк<sup>1</sup>, В. Т. Кравчук<sup>2</sup>, А. С. Москвітіна<sup>3</sup>, І. А. Пєфтева<sup>4</sup><sup>1</sup>к.т.н., доц. Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна, [ychovnyuk@ukr.net](mailto:ychovnyuk@ukr.net), ORCID: 0000-0002-0608-0203<sup>2</sup>к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, [vtkl@ukr.net](mailto:vtkl@ukr.net), ORCID: 0000-0002-5213-3644<sup>3</sup>асист. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, [moskvitina.as@knuba.edu.ua](mailto:moskvitina.as@knuba.edu.ua), ORCID: 0000-0003-3352-0646<sup>4</sup>асист. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, [piefteva.io@knuba.edu.ua](mailto:piefteva.io@knuba.edu.ua), ORCID: 0000-0002-8858-9010

*Анотація.* Вивчення процесів нестационарної теплопровідності – важливий напрямок, який використовується в прикладних задачах тепломасообміну. При розв'язанні математичної моделі при різних граничних умовах є проблема достовірності чисельних розрахунків, тому є необхідність в вирішенні математичної моделі аналітичним методом. Наприклад, математична модель процесів тепломасообміну в акумуляторі теплоти при його зарядці та розрядці вирішується аналітично методом функції Гріна, аналогічно вирішується математична модель процесів нагрівання теплоносія в сонячних колекторах. Запропонований розвиток методу функцій Гріна задля розв'язку граничних задач нестационарної теплопровідності узагальненого типу на основі закону Максвелла-Каттанео-Ликова. Сформульовані граничні умови у відповідності зі вказаним законом. Запропоновані інтегральні співвідношення для аналітичних розв'язків граничних задач нестационарної теплопровідності для рівнянь гіперболічного типу. Розглянуті ілюстративні задачі для напівнескінченної області й описані область теплового сліду й незбурана область.

*Ключові слова:* математична модель теплопровідності, нестационарна теплопровідність, інтегральні співвідношення, аналітичні розв'язки, гіперболічна модель, теплопровідність, закон Максвелла-Каттанео-Ликова.

**Вступ.** Вивчення процесів нестационарної теплопровідності, розрахунок параметрів середовищ в умовах нестационарної теплопровідності останніх – важливий напрямок, який використовується в прикладних задачах тепломасообміну. При розв'язанні математичної моделі при різних граничних умовах є проблема достовірності чисельних розрахунків, тому є необхідність в вирішенні математичної моделі аналітичним методом. Наприклад, математична модель процесів тепломасообміну в акумуляторі теплоти при його зарядженні та розрядженні розв'язується аналітично методом функції Гріна [1]. Аналогічно вирішується математична модель процесів нагрівання теплоносія в сонячних колекторах.

**Актуальність дослідження.** Розроблення ефективних і достовірних методів математичного моделювання нестационарної теплопровідності є актуальною задачею для будівельної теплофізики, розроблення тепломасообмінних апаратів, дослідження циклічних навантажень на елементи теплогенераторів від теплового розширення тощо.

**Останні дослідження та публікації.** Рівняння енергії для ізотропних твердих тіл

$$c \cdot \rho \cdot \frac{\partial T(M, t)}{\partial t} = -[\vec{q}(M, t)] + F(M, t),$$

Вт/м<sup>2</sup>,

$$M \in D, t > 0, \quad (1)$$

де  $c$  – питома теплоємність, Дж/(кг·К);  $\rho$  – густина матеріалу, кг/м<sup>3</sup>;  $t$  – час, с,  $T$  – температура, К,  $\vec{q}$  – густина теплового потоку, Вт/м<sup>2</sup>;  $F$  – функція, що описує вплив зовнішніх джерел теплоти, Вт/м<sup>3</sup>;  $M = M(x, y, z)$  – точка простору декартової системи координат  $x, y, z$ , м. Вектор  $\vec{q}(M, t)$  має вид класичної залежності Фур'є [2]  $\vec{q}(M, t) = -\lambda \cdot \text{grad}\{T(M, t)\}$ , кг/м<sup>3</sup>, де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К). Одиничний розмірний коефіцієнт не наведено. Це призводить до рівняння параболічного типу для нестационарного теплопереносу

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \cdot \Delta T(M, t) + \frac{1}{c\rho} \cdot F(M, t), \text{ К/с},$$

$$M \in D, t > 0, \quad (2)$$

де  $a = \lambda/(c\rho)$  – коефіцієнт температуропровідності, м<sup>2</sup>/с. Граничні умови

$$T(M, t)|_{t=0} = \Phi_0(M), M \in D, \text{ К} \quad (3)$$



$$\beta_1 \cdot \frac{\partial T(M, t)}{\partial n} + \beta_2 \cdot T(M, t) = \varphi(M, t), K,$$

$$\beta_1 \cdot \frac{\partial T(M, t)}{\partial n} + \beta_2 \cdot T(M, t) = \varphi(M, t), K, \\ t \geq 0, M \in S, \quad (4)$$

де  $D$  – скінченна або частково обмежена опукла область зміни  $M(x, y, z)$ ;  $S$  – кусково-гладка поверхня, яка обмежує область  $D$ ;  $\vec{n}$  – зовнішня нормаль до  $S$ ,  $\bar{Q} = (M \in D, t > 0)$  – циліндрична область у фазовому просторі  $(x, y, z, t)$  з основою  $D$  при  $t = 0$ ,  $\beta_1$  і  $\beta_2$  – коефіцієнти. Параметри, які входять у (2)...(4) належать класу функцій:  $F(M, t) \in C^0(\bar{Q})$ ,  $\Phi_0(M) \in C^1(\bar{Q})$ ,  $\varphi(M, t) \in C^0(S \times t \geq 0)$ . Шуканий розв'язок  $T(M, t) \in C^2(\bar{Q}) \cap C^0(\bar{Q})$ ,  $grad_M \{T(M, t)\} \in C^0(\bar{Q})$ ;  $\beta_1^2 + \beta_2^2 > 0$ .

У силу принципу суперпозиції, який справедливий для лінійних задач переносу, можна записати інтегральне представлення для  $T(M, t)$  у вигляді [2]:

$$T(M, t) = \iiint_D \Phi_0(P) G(M, P, t, \tau) \Big|_{\tau=0} \cdot dV_p + \\ + a \cdot \int_0^t \iint_S \left\{ G \frac{\partial T}{\partial n_p} - T \frac{\partial G}{\partial n_p} \right\} \Big|_{P \in S} \cdot d\tau d\delta_p + \\ + \int_0^t \iiint_D \frac{1}{c\rho} \cdot F(P, \tau) \cdot G(M, t, P, \tau) d\tau dV_p, K,$$

де  $G(M, t, P, \tau)$  – відповідна функція Гріна для даної області як розв'язок більш простої задачі для однорідного рівняння (2) з однорідними граничними умовами того ж виду, що й (4), а саме

$$\frac{\partial G}{\partial t} = a \cdot \Delta_M G(M, t, P, \tau), M \in D, t > \tau; \quad (5)$$

$$G(M, t, P, \tau) \Big|_{t=\tau} = \delta(M, P), (M, P) \in D; \quad (6)$$

$$\beta_1 \cdot \frac{\partial G(M, t, P, \tau)}{\partial n} + \beta_2 \cdot G(M, t, P, \tau) = 0, \\ M \in S, t > 0, \quad (7)$$

Тут  $\delta(M, P)$  – дельта функція П.Дірака. Якщо область  $D$  обмежена, тоді функція Гріна  $G$  має вигляд

$$G(M, t, P, \tau) = G(M, t - \tau, P) =$$

$$= \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\psi_n(M) \cdot \psi_n(P)}{\|\psi_n\|^2} \times \exp \left[ -(\sqrt{a} \gamma_n)^2 (t - \tau) \right], \quad (8)$$

де  $\psi_n(M)$  та  $\gamma_n$  – власні функції й власні значення відповідної для (2)...(4) однорідної задачі

$$\begin{cases} \Delta \psi(M) + \gamma^2 \cdot \psi(M) = 0, M \in D, \\ \beta_1 \cdot \frac{\partial \psi(M)}{\partial n} + \beta_2 \cdot \psi(M) = 0, M \in S; \end{cases} \quad (9)$$

$\|\psi_n\|^2$  – квадрат норми власних функцій, а саме

$$\|\psi_n\|^2 = \iiint_D \psi_n^2(M) dV_M; \quad (10)$$

$\Delta$  – оператор Лапласа.

Усякий випадок знаходження функції Гріна відповідної граничної задачі для тієї чи іншої області доволі важливий. Він утримує великий обсяг інформації та дозволяє виписувати велику кількість аналітичних розв'язків у вигляді інтегрального співвідношення (5) у залежності від неоднорідності у (2)-(4). Аналітичні розв'язки граничних задач (2)-(4) показують, що швидкість розповсюдження теплоти у середовищах, які вивчаються, є нескінченною за величиною. Не дивлячись на деякі парадокси при використанні модельних уявлень (2)-(4) [3], останнє не обмежує область застосування граничних задач (2)-(4) як предмет практично неосяжного числа досліджень. Останні охоплюють усе нові змістовні математичні об'єкти й все більше число найрізноманітніших прикладних задач [2,5], враховуючи розроблені аналітичні методи, котрі дають точні аналітичні розв'язки задач (2)-(4) у вигляді (5). Розглянемо далі наявні гіперболічні моделі теплопровідності.

У останні десятиліття ХХІ століття у зв'язку з вивченням високоінтенсивних та інших процесів зростає інтерес до гіперболічних моделей нестационарної теплопровідності на основі узагальненого закону Максвелла-Каттанео-Ликова [4]:

$$\vec{q}(M, t) = -\lambda grad \{T(M, t)\} - \tau_r \frac{\partial \vec{q}(M, t)}{\partial t}, \\ \text{Вт/м}^2, \quad (11)$$

де  $\tau_r$  – час релаксації теплового потоку, с, пов'язаний зі швидкістю розповсюдження теплоти.

Цей закон враховує скінченну швидкість розповсюдження теплоти. Співвідношення (11) має простий фізичний зміст: при виникненні у

середовищі градієнта температури необхідний деякий час для встановлення теплового потоку, а також тепловий потік не може зникнути миттєво, а затухає за час релаксації. Аналізуючи узагальнену задачу теплопровідності для напівпростору, граничне значення температури котрого змінюється у початковий момент часу на деяку величину, залишаючись у подальшому постійним, О. В. Ликов дав обґрунтування фізичного змісту скінченної швидкості розповсюдження теплоти, яка є похідною за часом від глибини проникнення теплоти. Вирази (1) та (2) приводять до рівняння переносу гіперболічного типу:

$$\frac{\partial T(M, t)}{\partial t} = a \cdot \Delta T(M, t) - \tau_r \frac{\partial^2 T(M, t)}{\partial t^2} + \frac{\tau_r}{c \cdot \rho} \left[ \frac{\partial F(M, t)}{\partial t} + \frac{1}{\tau_r} F(M, t) \right], \text{ К/с},$$

$$M \in D, t > 0 \quad (12)$$

й відповідним граничним задачам теплопровідності для рівняння (12) узагальненого виду. Узагальнені задачі переносу суттєво відрізняються від класичних (2)-(4), оскільки є більш складними при знаходженні аналітичних розв'язків цих задач. Тому маємо на сьогодні доволі незначні успіхи у знаходженні точних аналітичних розв'язків граничних задач для рівняння (12).

Знайдені розв'язки у багатьох випадках мають неточності, як у самих функціональних конструкціях цих розв'язків, так і у вихідній постановці задачі. Для рівняння (12) частіше використовуються класичні граничні умови (4), а не інтегральна (чи диференціальна) форма запису цих умов, що впливає із узагальненого закону (11). На необхідність виконання відповідності граничних умов для рівняння (12) закону (11) звертали увагу автори [5, 6], але низка питань залишилась ще відкритою. Саме ці питання розглянемо нижче.

Співвідношення (11) для точок  $M \in S$  запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned} [\vec{n} \times \vec{q}(M, t)] &= -\lambda \frac{\partial T(M, t)}{\partial \vec{n}} - \\ &- \tau_r \frac{\partial [\vec{n} \times \vec{q}(M, t)]}{\partial t}, \text{ Вт/(м}^2\text{)}, \\ t &> 0. \end{aligned} \quad (13)$$

Приймаючи до уваги, що тепловий потік через граничну поверхню  $S$  області  $D$ , у відповідності з законом Ньютона [2], пропорційний різниці температур поверхні й зовнішнього середовища, матимемо:

$$\begin{aligned} [\vec{n} \times \vec{q}(M, t)] &= \alpha \cdot [T(M, t) - \varphi(M, t)], \text{ Вт/м}^2, \\ M &\in S, t > 0, \end{aligned} \quad (14)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>К).

Виразимо з (14) величину  $[\vec{n} \times \vec{q}(M, t)]$  через температуру, враховуючи, що у початковий момент часу  $[\vec{n} \times \vec{q}(M, t)]|_{t=0} = 0$ ,  $M \in S$ . Маємо

$$\begin{aligned} [\vec{n} \times \vec{q}(M, t)] &= \frac{-\lambda}{\tau_r} \cdot \int_0^t \frac{\partial T(M, t)}{\partial n} \times \\ &\times \exp\left\{\frac{-t-\tau}{\tau_r}\right\} d\tau, \text{ Вт/м}^2, \\ M &\in S, t > 0. \end{aligned} \quad (15)$$

Тоді з (14) й (15) приходимо до інтегральної форми запису граничних умов третього роду (нагрівання чи охолодження середовищем):

$$\begin{aligned} \frac{1}{\tau_r} \int_0^t \frac{\partial T(M, t)}{\partial n} \cdot \exp\left[\frac{-t-\tau}{\tau_r}\right] d\tau &= \\ &= -h [T(M, t) - \varphi(M, t)], \\ M &\in S, t > 0, \end{aligned} \quad (16)$$

де  $h = \alpha/\lambda$ , м<sup>-1</sup>.

При  $1/h \rightarrow 0$  або  $\alpha \rightarrow \infty$  з рівняння (16) впливає гранична умова першого роду (температурний нагрів чи охолодження):

$$\begin{aligned} T(M, t) &= \varphi(M, t), \text{ К}, \\ M &\in S, t > 0. \end{aligned} \quad (17)$$

У випадку граничної умови другого роду (температурний нагрів чи охолодження):

$$\begin{aligned} [\vec{n} \times \vec{q}(M, t)] &= \varphi(M, t), \text{ К}, \\ M &\in S, t > 0. \end{aligned} \quad (18)$$

З рівнянь (18) і (15) знаходимо інтегральну форму запису граничної умови другого роду:

$$\frac{1}{\tau_r} \int_0^t \frac{\partial T(M, t)}{\partial n} \cdot \exp\left[-\frac{t-\tau}{\tau_r}\right] d\tau =$$

$$= -\frac{1}{\lambda} \varphi(M, t), \text{ м}\cdot\text{К}/\text{Вт},$$

$$M \in S, t > 0. \quad (19)$$

При розгляді конкретних задач у ряді випадків інтегральну форму запису граничних умов другого чи третього роду доцільно перевести у диференціальну, еквівалентну інтегральній. Однак тут слід проявляти обережність, оскільки формальне диференціювання співвідношень (16) й (19) (по змінній  $t$ ) може призвести до умови, не еквівалентної вихідній (інтегральній), наприклад, коли  $\varphi(M, t) = \varphi_0 = \text{const}$ . У даному випадку такий перехід слід проводити застосовуючи, що зліва у (17) та (20) записані вирази типу згортки. Знаходимо диференціальну форму запису:

- граничні умови третього роду

$$\frac{\partial T(M, t)}{\partial n} =$$

$$= -h \left( 1 + \tau_r \cdot \frac{\partial}{\partial t} \right) [T(M, t) - \varphi(M, t)], \text{ К}/\text{м},$$

$$M \in S, t > 0; \quad (20)$$

- граничні умови другого роду

$$\frac{\partial T(M, t)}{\partial n} = \frac{-1}{\lambda} \left( 1 + \tau_r \cdot \frac{\partial}{\partial t} \right) \varphi(M, t),$$

$$M \in S, t > 0. \quad (21)$$

Таким чином, гіперболічна модель переносу передбачає:

- рівняння нестационарної теплопровідності (12);
- початкові умови

$$\frac{\partial T(M, t)}{\partial n} = \frac{-1}{\lambda} \left( 1 + \tau_r \cdot \frac{\partial}{\partial t} \right) \varphi(M, t), \text{ К}/\text{м},$$

$$M \in \bar{D} = D + S; \quad (22)$$

- одну з трьох граничних умов: першого роду (17), другого роду (19), третього роду (16).

Фізично другу початкову умову у (22) можна пояснити наступним чином. У області  $\bar{D}$  змінної  $M$  початкова швидкість зміни

температури відносно часу повинна дорівнювати нулю, оскільки з (11) випливає, що теплова хвиля розповсюджується в область  $D$  через скінченний проміжок часу.

**Мета роботи** полягає в обґрунтуванні інтегральних співвідношень задля аналітичних розв'язків гіперболічних моделей теплопровідності узагальненого типу на основі закону Максвелла-Каттанео-Ликова, а також граничних умов для задач нестационарної теплопровідності у відповідності зі вказаним законом.

#### Виклад основного змісту дослідження.

1. Метод функцій Гріна для граничних задач теплопровідності гіперболічного типу.

Розглянемо далі метод функцій Гріна для граничних задач нестационарної теплопровідності гіперболічного типу. Рівняння (12) запишемо у наступному виді:

$$\frac{\partial T(M, t)}{\partial t} = a \cdot \Delta T(M, t) - \tau_r \frac{\partial^2 T(M, t)}{\partial t^2} +$$

$$+ \theta(M, t), \text{ К}/\text{с}, M \in D, t > 0. \quad (23)$$

де,  $\theta(M, t)$  – відома функція, К/с.

Функція Гріна  $G(M, t, P, \tau)$  за змінними  $(M, t)$  задовольняє умовам:

$$\frac{\partial G}{\partial t} = a \cdot \Delta_M G(M, t, P, \tau) - \tau_r \frac{\partial^2 G(M, t)}{\partial t^2},$$

$$M \in D, t > \tau. \quad (24)$$

$$G(M, t, P, \tau)|_{t=\tau} = 0, (M, P) \in D; \quad (25)$$

$$\left. \frac{\partial G(M, t, P, \tau)}{\partial t} \right|_{t=\tau} =$$

$$= \frac{1}{\tau_r} \delta(M, P), (M, P) \in D. \quad (26)$$

а за змінними  $(P, \tau)$ :

$$\frac{\partial G}{\partial t} = a \cdot \Delta_M G(M, t, P, \tau) - \tau_r \frac{\partial^2 G(M, t)}{\partial t^2},$$

$$M \in D, t > \tau. \quad (27)$$

$$G(M, t, P, \tau)|_{t=\tau} = 0, (M, P) \in D; \quad (28)$$

$$\left. \frac{\partial G(M, t, P, \tau)}{\partial t} \right|_{t=\tau} =$$

$$= \frac{1}{\tau_r} \delta(M, P), (M, P) \in D. \quad (29)$$

Співвідношення (25)-(30) мають важливе значення для подальших міркувань. Розглянемо рівність:

$$\begin{aligned} \frac{\partial y}{\partial x} [T(P, \tau) G(M, t, P, \tau)] &= G \frac{\partial T}{\partial \tau} + T \frac{\partial G}{\partial \tau} = \\ &= a [G \Delta T - T \Delta_p G] + \tau_r \left[ T \frac{\partial^2 G}{\partial \tau^2} - G \frac{\partial^2 T}{\partial \tau^2} \right] + \\ &+ \theta(M, t) \cdot G(M, t, P, \tau). \end{aligned} \quad (30)$$

Рівність (30) проінтегруємо по  $P \in D$  і перетворимо далі, використовуючи формулу Гріна для оператора Лапласа [2]. Матимемо:

$$\begin{aligned} &\iiint_D \frac{\partial}{\partial \tau} [TG] dV_p = \\ &= -a \iint_S \left( T \frac{\partial G}{\partial n_p} - G \frac{\partial T}{\partial n_p} \right)_{P \in S} d\delta_p + \\ &+ \iiint_D \frac{\partial}{\partial \tau} [TG] dV_p + \\ &+ \iiint_D \theta(P, \tau) \cdot G(M, t, P, \tau) dV_p \end{aligned} \quad (31)$$

Співвідношення (31) є справедливим для всіх  $\tau < 1$  і, відповідно, його можна проінтегрувати по  $\tau$  для  $0 < \tau < 1$ , де  $\varepsilon > 0$  – мала величина (нескінченно мала,  $(0 < \varepsilon \ll 1)$ ). Матимемо:

$$\begin{aligned} &\int_0^{1-\varepsilon} \iiint_D \frac{\partial}{\partial \tau} [TG] dV_p - \\ &- \int_0^{1-\varepsilon} \iiint_D \frac{\partial}{\partial \tau} \left( T \frac{\partial G}{\partial \tau} - G \frac{\partial T}{\partial \tau} \right) dt dV_p = \\ &- a \int_0^{1-\varepsilon} \iint_S \left( T \frac{\partial G}{\partial n_p} - G \frac{\partial T}{\partial n_p} \right)_{P \in S} dt d\delta_p + \\ &+ \int_0^{1-\varepsilon} \iiint_D \theta(P, \tau) \cdot G(M, t, P, \tau) dV_p. \end{aligned} \quad (32)$$

При  $0 < \tau < 1 - \varepsilon$  підінтегральні функції зліва у (32) достатньо регулярні, оскільки усунута особливість функції  $G(M, t, P, \tau)$  у точці  $M = P$  при  $\tau = t$ . Змінюємо порядок інтегрування зліва й обчислюємо інтеграли (по  $\tau$ , використовуючи

(28), (29). Переходячи до межі при  $\varepsilon \rightarrow 0$ , із урахуванням співвідношення

$$\iiint_D T(P, \tau) \cdot \delta(P, M) dV_p = T(M, t),$$

знаходимо остаточне інтегральне представлення для аналітичних розв'язків через функцію впливу:

$$\begin{aligned} \Delta T(M, t) &= \iiint_D \left\{ T(P, 0) - \right. \\ &\left. - \tau_r \frac{\partial G(M, t, P, \tau)}{\partial \tau} \right\}_{\tau=0} + \\ &+ \tau_r \cdot \left[ \frac{\partial T(P, \tau)}{\partial \tau} \cdot G(M, t, P, \tau) \right]_{\tau=0} dV_p - \\ &- a \cdot \int_0^t \iint_S \left[ T(P, \tau) \cdot \frac{\partial G(M, t, P, \tau)}{\partial n_p} - \right. \\ &\left. - G(M, t, P, \tau) \cdot \frac{\partial(P, \tau)}{\partial n_p} \right]_{P \in S} dt dV_p + \\ &+ \int_0^t \iiint_D \theta(P, \tau) \cdot G(M, t, P, \tau) dt dV_p. \\ \Delta T(M, t) &= \iiint_D \left\{ T(P, 0) \left[ G(M, t, P, \tau) - \right. \right. \\ &\left. \left. - \tau_r \cdot \frac{\partial G(M, t, P, \tau)}{\partial \tau} \right] \right\}_{\tau=0} + \\ &+ \tau_r \cdot \left[ \frac{\partial T(P, \tau)}{\partial \tau} \cdot G(M, t, P, \tau) \right]_{\tau=0} dV_p - \\ &- a \cdot \int_0^t \iint_S \left[ T(P, \tau) \cdot \frac{\partial G(M, t, P, \tau)}{\partial n_p} - \right. \\ &\left. - G(M, t, P, \tau) \cdot \frac{\partial(P, \tau)}{\partial n_p} \right]_{P \in S} dt dV_p + \\ &= \int_0^t \iiint_D \theta(P, \tau) \cdot G(M, t, P, \tau) dt dV_p. \end{aligned} \quad (33)$$

Функція Гріна  $G(M, t, P, \tau)$  у інтегральному співвідношенні (33) за змінними  $(M, t)$  задовольняє рівнянню (24) з початковими

умовами (25), (26) й граничній умові виду:

$$\left[ \gamma_1 \cdot G(M, t, P, \tau) + \gamma_2 \cdot G(M, t, P, \tau) \right]_{M \in S} = 0$$

$$t > \tau. \quad (34)$$

де  $\gamma_1 = 0, \gamma_2 = 1$  у випадку першої граничної задачі;  $\gamma_1 = 1, \gamma_2 = 0$ , у випадку другої граничної задачі;  $\gamma_1 = 1, \gamma_2 = h \cdot (1 + \tau_r \cdot (\partial/\partial t))$  у випадку третьої граничної задачі; за змінними  $(P, \tau)$  функція  $G(M, t, P, \tau)$  задовольняє рівнянню (27) з початковими умовами (28), (29) й граничній умові виду:

$$\left[ \gamma_1 \cdot \frac{\partial G(M, t, P, \tau)}{\partial n_p} + \gamma_2 \cdot G(M, t, P, \tau) \right]_{P \in S} = 0$$

$$t < \tau. \quad (35)$$

де  $\gamma_1 = 0, \gamma_2 = 1$  у випадку першої граничної задачі;  $\gamma_1 = 1, \gamma_2 = 0$  у випадку другої граничної задачі;  $\gamma = 0, \gamma_2 = h \cdot (1 - \tau_r \cdot (\partial/\partial t))$  у випадку третьої граничної задачі. Наприклад, у випадку першої граничної задачі (у (10)  $\beta_2 = 1, \beta_1 = 0$ ) чи другої граничної задачі (у (10)  $\beta_1 = 1, \beta_2 = 0$ ) функція Гріна  $G(M, t, P, \tau) = G(M, t - \tau, P)$  має вид:

$$G(M, t - \tau, P) =$$

$$= \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\psi_n(M) \cdot \psi_n(P)}{\|\psi_n\|^2 \cdot \sqrt{(\sqrt{a \tau_r} \cdot \gamma_n)^2 - \frac{1}{4}}} \times$$

$$\times \sin \left\{ \sqrt{(\sqrt{a \tau_r} \cdot \gamma_n)^2 - \frac{1}{4}} \cdot (t - \tau) \right\} \times$$

$$\times \exp \left[ \frac{-1}{2 \tau_r} \cdot (t - \tau) \right], \quad (36)$$

де  $\psi_n(M)$  та  $\gamma_n^2$  – власні функції та власні значення спектральної задачі (10), (11) відповідно до граничних умов першого та другого роду. Зазначимо, що результат (37) у науковій літературі, мабуть, вперше отриманий Е.М. Карташовим [6].

2. Наочний приклад для нескінченної області.

Як ілюстрації розвинутого підходу розглянемо область  $\bar{\Omega} = (x \geq l, t \geq 0)$ . Цей випадок найбільш часто зустрічається в різноманітних прикладних задачах [3, 5] й вимагає низки уточнень. Для рівняння:

$$\frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \tau_r \frac{\partial^2 T}{\partial t^2}, (x, t) \in \Omega, \text{ К/с}, \quad (37)$$

з початковими умовами

$$T(x, t)|_{t=0} = T_0, \left. \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} \right|_{t=0} = 0, x \geq l, \text{ К/с}, \quad (38)$$

- гранична умова першого роду (температурне нагрівання чи охолодження) записується у вигляді

$$T(x, t)|_{x=l} = \varphi_1(t), t > 0, \text{ К}; \quad (39)$$

- гранична умова третього роду (нагрівання середовищем)

$$\frac{1}{\tau_r} \cdot \int_0^t \left. \frac{\partial T(x, \tau)}{\partial x} \right|_{x=l} \cdot \exp \left[ \frac{-(t-\tau)}{\tau_r} \right] d\tau =$$

$$= -\frac{1}{\lambda} \varphi_2(t), t > 0, \text{ К/м}; \quad (40)$$

- або гранична умова третього роду (нагрівання середовищем):

$$\frac{1}{\tau_r} \cdot \int_0^t \left. \frac{\partial T(x, \tau)}{\partial x} \right|_{x=l} \cdot \exp \left[ \frac{-(t-\tau)}{\tau_r} \right] d\tau =$$

$$= h [T(x, t)|_{x=l} - \varphi_3(t)], t > 0, \text{ К/м}. \quad (41)$$

В усіх трьох випадках має бути:

$$|T(x, t)| < \infty, x \geq l, m, t \geq 0. \quad (42)$$

Запишемо точні аналітичні розв'язки наведених граничних задач (37)-(42), використовуючи безрозмірні змінні, як це прийнято у різного роду прикладних задачах:

$$z = \frac{x-l}{\sqrt{a \tau_r}}; \tau = \frac{t}{\tau_r}; Bi = h \cdot \sqrt{a \tau_r};$$

$$W(z, \tau) = \frac{T(x, t) - T_0}{T_c - T_0};$$

$$\left\{ \begin{aligned} \varphi_i(\tau) &= \frac{\varphi_i(t) - T_0}{T_c - T_0}; \varphi_2(\tau) = \frac{\sqrt{a \tau_r} \varphi_2(t)}{\lambda (T_c - T_0)}, \\ i &= (1; 3); \end{aligned} \right. \quad (43)$$

де  $T_c > T_0$ , К – обрана одиниця масштабу;  $T_c$  – температура навколишнього середовища, К. З використанням інтегрального співвідношення

(33) маємо

$$W(z, \tau) = \int_0^{\tau} \varphi_i(\tau') \times \left[ \beta_1 \left( 1 + \frac{\partial}{\partial \tau'} \right) G(z, \tau - \tau', z') + \beta_2 \frac{\partial G(z, \tau - \tau', z')}{\partial z'} \right]_{z'=0} d\tau', \quad (43)$$

де  $\beta_1 = 0, \beta_2 = 1$  для першої граничної задачі  $i = 1$ ;  $\beta_1 = 1, \beta_2 = 0$  для другої граничної задачі  $i = 2$ ;  $\beta_1 = Bi^*$  (число Біо),  $\beta_2 = 0$  для третьої граничної задачі  $i = 3$ . У залежностях (41) і (42) досліджуємо окремо випадок, коли  $\varphi_i(t) = \varphi(0) = \text{const}$  ( $i = 1, 2, 3$ ).

Граничну умову (16) для функції  $W(z, \tau)$  можна записати у вигляді:

$$\int_0^{\tau} \frac{\partial W(z, \tau')}{\partial z} = \exp[-(\tau - \tau')] d\tau' = Bi [W(z, \tau)|_{z=0} - \varphi_0 \cdot \eta(\tau)], \tau > 0.$$

Переходимо до диференціальної форми (21). Маємо

$$\frac{\partial W(z, \tau)}{\partial z} \Big|_{z=0} = Bi \left( 1 + \frac{\partial}{\partial \tau} \right) \times [W(z, \tau)|_{z=0} - \varphi_0 \cdot \eta(\tau)], \tau > 0.$$

Після перетворень остаточно маємо

$$\frac{\partial W(z, \tau)}{\partial z} \Big|_{z=0} = Bi \left( 1 + \frac{\partial}{\partial \tau} \right) W(z, \tau)|_{z=0} - Bi [1 + \delta(\tau)] \varphi_0, \quad \tau > 0. \quad (45)$$

Тут  $\eta(\tau)$  – функція Хевісайда

$$\eta(\tau) = \begin{cases} 1, & \tau > 0, \\ 0, & \tau < 0; \end{cases} \frac{d}{d\tau} [\eta(\tau)] = \delta(\tau).$$

За допомогою аналогічних міркувань знаходимо для граничних умов другого роду (теплове нагрівання):

$$\frac{\partial W(z, \tau)}{\partial z} \Big|_{z=0} = -[1 + \delta(\tau)] \varphi_0, \quad \tau > 0. \quad (46)$$

Зрозуміло, до співвідношень (45) і (46) приводить також й операційний метод. Граничні умови першого роду зберігають свою форму для даного випадку, а саме

$$\frac{\partial W(z, \tau)}{\partial z} \Big|_{z=0} = \varphi_0, \quad \tau > 0. \quad (47)$$

Для граничних умов (45)-(47) інтегральна форма розв'язку задачі, яка впливає з (44), має вид:

$$\frac{\partial W(z, \tau)}{\partial z} = \beta_1 G(z, \tau, z') \Big|_{z'=0} + \int_0^{\tau} [\beta_2 G(z, \tau - \tau', z') + \beta_3 \frac{\partial G(z, \tau - \tau', z')}{\partial z'}]_{z'=0} d\tau' \quad (48)$$

де  $\beta_1 = 0, \beta_2 = 0, \beta_3 = 1$  - для граничних умов (47);  $\beta_1 = 1, \beta_2 = 1, \beta_3 = 0$  - для граничних умов (46);  $\beta_1 = \beta_2 = Bi, \beta_3 = 0$  - для граничних умов (45).

Функція Гріна  $G(z, \tau - \tau', z')$ , яка входить у (44) та (48) задовольняє рівнянню

$$\frac{\partial G}{\partial \tau} = a \cdot \frac{\partial^2 G}{\partial z^2} - \frac{\partial^2 G}{\partial \tau^2}, \quad z > 0, \tau > \tau'. \quad (49)$$

Початкові умови:

$$G|_{\tau=\tau'} = 0, \quad \frac{\partial G}{\partial \tau} \Big|_{\tau=\tau'} = \delta(z - z'), (z, z') > 0, \quad (50)$$

Граничні умови приймаються одні з таких:

- першого роду -

$$G(z, \tau - \tau', z') \Big|_{z=0} = 0, \quad \tau > \tau'. \quad (51)$$

- другого роду -

$$\frac{\partial G(z, \tau - \tau', z')}{\partial z} \Big|_{z=0} = 0, \quad \tau > \tau'. \quad (52)$$

- третього роду -

$$\frac{\partial G(z, \tau - \tau', z')}{\partial z} \Big|_{z=0} = Bi \left( 1 + \frac{\partial}{\partial \tau} \right) G(z, \tau - \tau', z'), \quad \tau > \tau'. \quad (53)$$

При цьому

$$|G(z, \tau - \tau', z')| < \infty, z \geq 0, \tau \geq \tau'. \quad (54)$$

У просторі зображень за Лапласом:

$$\bar{G}(z, p, z') = \int_0^\infty \exp(-p, t') \cdot G(z, t', z') dt',$$

$$t' = \tau - \tau'.$$

Функція Гріна як розв'язок задач (49)-(54) має вигляд:

$$\begin{aligned} \bar{G}(z, p, z') = & \frac{1}{2\sqrt{\bar{b}(p)}} \times \\ & \times \left\{ \alpha_1 \cdot \exp[-(z - z') \cdot \sqrt{\bar{b}(p)}] + \right. \\ & \left. + \alpha_2 \cdot \exp[-(z + z') \cdot \sqrt{\bar{b}(p)}] \right\}, \quad (55) \end{aligned}$$

Де залежно від прийнятих граничних умов:

- $\bar{b}(p) = p^2 + p; \alpha_1 = 1, \alpha_2 = -1$  для умови (51);
- $\alpha_1 = 1, \alpha_2 = 1$  для умови (52);
- $\alpha_1 = 1, \alpha_2 = \frac{\sqrt{p - Bi} \sqrt{p+1}}{\sqrt{p + Bi} \sqrt{p+1}}$  - для умови (53).

Тепер можна виписати аналітичні розв'язки усіх граничних задач (37)-(42) у вигляді інтегрального співвідношення (44). Для зменшення громіздкості в запису оригіналів розв'язків достатньо розглянути випадки (45)-(47). Адже загальний випадок  $\varphi_i(\tau) \neq \text{const}$  виписується аналогічно, якщо використати наступний прийом. Маючи зображення (55) для функцій Гріна в усіх трьох перейдемо у (48) у простір зображень. Це дає для всіх трьох розв'язків

$$\frac{\bar{W}(z, \tau)}{\varphi_0} = \bar{f}(p) \cdot \exp(-z \sqrt{p^2 + p}), \quad (56)$$

де

$$\bar{f}(p) = \begin{cases} \frac{1}{p} & \text{— гранична умова (47)} \\ \frac{\sqrt{1+p}}{p^{3/2}} & \text{— гранична умова (46)} \\ \frac{Bi \sqrt{p+1}}{p \cdot [Bi \sqrt{p+1} + \sqrt{p}]} & \text{— гранична умова (45)} \end{cases}$$

У просторі оригіналів знаходимо:

$$\begin{aligned} W \frac{(z, \tau)}{\varphi_0} = & \left\{ f(\tau - z) \cdot \exp\left(-\frac{z}{2}\right) + \right. \\ & \left. + \frac{z}{2} \int_{\frac{z}{2}}^{\tau} f(\tau - \tau') \cdot \exp\left(-\frac{\tau'}{2}\right) \times \right. \\ & \left. \times \frac{I_1\left[\frac{1}{2}\sqrt{(\tau')^2 - z^2}\right]}{\sqrt{(\tau')^2 - z^2}} d\tau' \right\} \times \\ & \times \eta(\tau - z), \quad (54) \end{aligned}$$

де  $I_1(q)$  – функція Бесселя першого роду від дійсного аргументу  $q$ ;  $f$  – функція

$$f(\tau) = \begin{cases} 1 & \text{у випадку (47),} \\ \int_0^{\tau} \left[ \frac{\exp(-\tau')}{\sqrt{\pi \tau'}} + \Phi(\sqrt{\tau'}) \right] \times \\ \times \frac{d\tau'}{\sqrt{\pi(\tau - \tau')}} & \text{у випадку (46),} \\ 1 - \gamma_3 \cdot \exp(-\gamma_2 \tau) - \\ - \gamma_1 \int_0^{\tau} \left[ \frac{1}{\sqrt{\pi \tau'}} + \right. \\ \left. + \sqrt{\gamma_3} \exp(\gamma_3 \tau') \Phi(\sqrt{\gamma_3 \tau'}) \right] \times \\ \times \frac{\exp(-\tau')}{\sqrt{\pi(\tau - \tau')}} d\tau' & \text{у випадку (45);} \end{cases}$$

$\gamma_1 \dots \gamma_3$  – параметри:

$$\gamma_1 = \frac{(1 - \gamma_3)}{Bi}, \gamma_2 = (1 - \gamma_3), \gamma_3 = [1 - (Bi)^2]^{-1}.$$

Особливістю аналітичних розв'язків (57), (58), зазначених у ранній роботі [3], є хвильовий характер процесу теплопровідності, котрий виражається степенною функцією  $\eta(\tau - z)$ . У будь-який момент часу  $\tau > 0$  існує незбурена область  $z > \tau$  й область теплового сліду  $z < \tau$ . Іншими словами, у точках області  $z > 0$ , які знаходяться на відстані від границі  $z = 0$  більше, ніж на  $\tau$ , зміни температури не відбувається. На поверхні фронту теплової хвилі, що розповсюджується, має місце рівність  $z = \tau$ , однак на фронті температура здійснює стрибок. Розрахуємо величину цього стрибка, маючи операційний розв'язок задачі (57). Для

цього використовуємо теорему записання [7]:

$$\exp(p \cdot \tau_0) \cdot \bar{\varphi}(p) \leftarrow \begin{cases} 0, & \tau < \tau_0 \\ \varphi(\tau - \tau_0), & \tau > \tau_0, \end{cases}$$

звідки видно, що в точці  $\tau_c$  відбувається стрибок функції  $\varphi(\tau)$ . Величина цього стрибка розраховується за формулою:

$$|\Delta| = \lim_{\tau \rightarrow \tau_0+0} \{\varphi(\tau - \tau_0)\} = \lim_{\tau \rightarrow \tau_0} \{\varphi(\tau)\} = \lim_{p \rightarrow \infty} \{p \cdot \bar{\varphi}(p)\}.$$

Для визначення величини  $|\Delta|$  в операційному розв'язку (57) необхідно виділити складову  $\exp(-zp)$ . При цьому для  $|p| \gg 1$  справедливе співвідношення

$$\begin{aligned} \exp(-z\sqrt{p^2+p}) &= \exp\left[-zp\left(1+\frac{1}{p}\right)^{\frac{1}{2}}\right] \approx \\ &\approx \exp(-z/2) \cdot \exp(-zp). \end{aligned}$$

Звідси знаходимо для всіх трьох випадків:

- у випадку (46)

$$|\Delta| = p \cdot \left[ \left( \frac{Bi\sqrt{p+1}}{p \cdot [Bi\sqrt{p+1} + \sqrt{p}]} \right) \cdot \exp\left(-\frac{z}{2}\right) \right] = Bi \exp\left(-\frac{z}{2}\right)$$

- у випадку (47)

$$|\Delta| = \lim_{p \rightarrow \infty} p \cdot \left[ \frac{\sqrt{1+p}}{p^{\frac{3}{2}}} \cdot \exp\left(-\frac{z}{2}\right) \right] = \exp\left(-\frac{z}{2}\right)$$

- у випадку (48)

$$|\Delta| = \lim_{p \rightarrow \infty} p \cdot \left[ \frac{1}{p} \cdot \exp\left(-\frac{z}{2}\right) \right] = \exp\left(-\frac{z}{2}\right)$$

- у загальному випадку

$$|\Delta| = \begin{cases} Bi \exp\left(-\frac{z}{2}\right) & \text{у випадку (46)} \\ \exp\left(-\frac{z}{2}\right) & \text{у випадках (47) і (48)} \end{cases}$$

**Висновки.** Отримані аналітичні розв'язки гіперболічних моделей нестационарної теплопровідності показують, що в середовищі розповсюджується теплова ударна хвиля зі швидкістю  $v_T$ . При цьому величина розриву температури швидко спадає з плином часу. Запропоновані інтегральні співвідношення дозволяють отримати аналітичні розв'язки граничних задач нестационарної теплопровідності для рівнянь гіперболічного типу. Сформульовані граничні умови для гіперболічних моделей теплопровідності в інтегральній та диференціальній формах. Розглянуті граничні задачі для напівнескінченної області, отримані аналітичні розв'язки, проведені їх аналіз й розраховані стрибки температури на фронті теплової хвилі. Результати роботи у подальшому можуть бути використані для вдосконалення й уточнення існуючих інженерних методів розрахунку параметрів середовищ в умовах нестационарної теплопровідності останніх. графній та диференціальній формах. Розглянуті граничні задачі для напівнескінченної області, отримані аналітичні розв'язки, проведені їх аналіз й розраховані стрибки температури на фронті теплової хвилі. Результати роботи у подальшому можуть бути використані для вдосконалення й уточнення існуючих інженерних методів розрахунку параметрів середовищ в умовах нестационарної теплопровідності останніх.

## Література

1. Москвітіна А.С. Аналітична модель системи теплопостачання з геліоколекторами та акумулятором теплоти / А.С. Москвітіна // Молодий вчений. – 2020. – №3. – С. 193-198.
2. Карташов Э.М. Аналитические методы в теории теплопроводности твердых тел / Э.М. Карташов – Москва: Высшая школа, 2001. – 540 с.
3. Баумейстер К. Гиперболическое уравнение теплопроводности. Решение задачи о полубесконечном теле / К. Баумейстер, Т. Хамилл // Теплопередача. – 1969. – № 4. – С. 112 – 119.
4. Роуч П. Вычислительная гидродинамика / П. Роуч. – Москва: Мир, 1980. – 618 с.
5. Лыков А.В. Теория теплопроводности / А.В. Лыков. – Москва: Высшая школа, 1967. – 600 с.
6. Подстригач Я. С., Коляно Ю. М. Обобщенная термомеханика / Я. С. Подстригач, Ю. М. Коляно. – Киев: Наукова думка, 1976. – 312 с.
7. Карташов Э. М. Новые интегральные соотношения для аналитических решений гиперболических моделей переноса / Э. М. Карташов // ДАН. – 2002. – Т.384. – №1. – С.17-21.
8. Карташов Э. М., Кудинов В. А. Аналитическая теория теплопроводности и прикладной термоупругости / Э. М. Карташов, В. А. Кудинов. – Москва: Книжный дом "Либроком", 2018. – 656с.



### References

1. Moskvitina A. "Analitichna model systemy teplopostachannia z heliokolektoramy ta akumulyatorom teploty". *Molodyi vchenyi*. 2020. №3. p. 193-198.
2. Kartashov E. M. *Analiticheskie metody v teorii teploprovodnosti tverdykh tel*. Vysshiaia shkola, 2001.
3. Baumeister K., Khamill T. "Giperbolicheskoe uravnenie teploprovodnosti. Reshenie zadachi o polubeskonechnom tele". *Teploperedacha*. 1969. №4. P.112-119.
4. Rouch P. *Vychislitelnaia gidrodinamika*. Mir, 1980.
5. Lykov A.V. *Teoriia teploprovodnosti*. Vysshiaia shkola, 1967.
6. Podstrigach Ya. S., Koliario Yu. M. *Obobshchennaia termomekhanika*. Naukova dumka, 1976.
7. Kartashov E.M. "Novye integralnye sootnosheniia dlia analiticheskikh reshenii giperbolicheskikh modelei perenosa". *DAN*. 2002. T. 384. No 1. P.17-21.
8. Kartashov E.M., Kudinov V.A. *Analiticheskaiia teoriia teploprovodnosti i prikladnoi termouprugosti*. Knizhnyi dom "Librokom", 2018.

УДК 536.2.001.24

## Использование метода интегральных соотношений для аналитических решений гиперболических моделей теплопроводности

Ю.В. Човнюк<sup>1</sup>, В.Т. Кравчук<sup>2</sup>, А.С. Москвитина<sup>3</sup>, И. А. Пейфева<sup>4</sup>

<sup>1</sup>к.т.н., доц. Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, г. Киев, Украина, [uchovnyuk@ukr.net](mailto:uchovnyuk@ukr.net),  
ORCID: 0000-0002-0608-0203

<sup>2</sup>к.т.н., доц. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, [vtk1@ukr.net](mailto:vtk1@ukr.net)

<sup>3</sup>асист. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, [moskvitina.as@knuba.edu.ua](mailto:moskvitina.as@knuba.edu.ua),  
ORCID: 0000-0003-3352-0646

<sup>4</sup>асист. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, [piefteva.io@knuba.edu.ua](mailto:piefteva.io@knuba.edu.ua),  
ORCID: 0000-0002-8858-9010

*Аннотация. Изучение процессов нестационарной теплопроводности, расчет параметров сред в условиях нестационарной теплопроводности последних - важное направление, который используется в прикладных задачах теплообмена. При решении математической модели при различных граничных условиях существует проблема достоверности численных расчетов, поэтому есть необходимость в решении математической модели аналитическим методом. Например, математическая модель процессов теплообмена в аккумуляторе теплоты при его зарядке и разрядке решается аналитически методом функции Грина, аналогично решается математическая модель процессов нагрева теплоносителя в солнечных коллекторах. Конкретное определение функции Грина соответствует конкретной задаче математической физики. Предложено развитие метода функций Грина для решения граничных задач нестационарной теплопроводности обобщенного типа на основе закона Максвелла-Каттанео-Лыкова. Сформулированы граничные условия в соответствии с указанным законом. При рассмотрении конкретных задач в ряде случаев интегральную форму записи граничных условий второго или третьего рода целесообразно перевести в дифференциальную, эквивалентную интегральной. Предложенные интегральные соотношения для аналитических решений граничных задач нестационарной теплопроводности для уравнений гиперболического типа. Сформулированы граничные условия для гиперболических моделей теплопроводности в интегральной и дифференциальной формах. Рассмотрены граничные задачи для полубесконечной области, получены аналитические решения, проведенный их анализ и рассчитаны скачки температуры на фронте тепловой волны. Рассмотрены иллюстративные задачи для полубесконечной области и описаны область теплового следа и невозмущенная область.*

*Ключевые слова: математическая модель теплопроводности, нестационарная теплопроводность, интегральные соотношения, аналитические решения математической модели теплопроводности, гиперболическая модель, теплопроводность, закон Максвелла-Каттанео-Лыкова.*

UDC 536.2.001.24

## Use of the Method of Integral Relations for the Analytic Solutions of Hyperbolic Models of Thermal Conductivity

Y.Chovniuk<sup>1</sup>, V. Kravchuk<sup>2</sup>, A. Moskvitina<sup>3</sup>, I. Pefteva<sup>4</sup>

<sup>1</sup>PhD, associate professor. National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine, ychovnyuk@ukr.net, ORCID: 0000-0002-0608-0203

<sup>2</sup>PhD, professor. Kyiv National University of Construction and Architecture. Kyiv, Ukraine, vtk1@ukr.net

<sup>3</sup>Assistant. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, moskvitina.as@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0003-3352-0646

<sup>4</sup>Assistant. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, piefteva.io@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-8858-9010

*Abstract.* The study of the processes of unsteady heat conduction, the calculation of the parameters of media under conditions of unsteady heat conduction of the latter is an important direction, which is used in applied problems of heat and mass transfer. When solving a mathematical model under various boundary conditions, there is a problem of the reliability of numerical calculations, therefore there is a need to solve the mathematical model by an analytical method. For example, a mathematical model of heat and mass transfer processes in a heat accumulator during its charging and discharging is solved analytically by the Green's function method, similarly, a mathematical model of heat carrier heating processes in solar collectors is solved. The specific definition of the Green's function corresponds to a specific problem in mathematical physics. Green's function contains complete information about the studied equation, and with its help one can construct a solution for any inhomogeneity. The development of the method of Green's functions for solving boundary value problems of unsteady heat conduction of generalized type on the basis of the Maxwell-Cattaneo-Lykov law is proposed. On the basis of the introduced Green's function of the differential equation, the Green's function of the boundary value problem is determined. Green's function of a boundary value problem is considered as an element of the set of Green's functions of an equation or a system of equations. Boundary conditions are formulated in accordance with the specified law. When considering specific problems, in a number of cases, it is expedient to transfer the integral form of writing boundary conditions of the second or third kind into a differential form equivalent to the integral one. The proposed integral relations for analytical solutions of boundary value problems of unsteady heat conduction for equations of hyperbolic type. Necessary and sufficient conditions for the existence and uniqueness of the Green's function of the boundary value problem are given and its analytical representation is given in terms of the fundamental system of solutions and boundary conditions. Boundary conditions are formulated for hyperbolic models of heat conduction in integral and differential forms. Boundary value problems for a semi-infinite region are considered, analytical solutions are obtained, their analysis is carried out, and temperature jumps at the heat wave front are calculated. Illustrative problems for a semi-infinite region are considered, and the heat wake region and the unperturbed region are described.

*Keywords:* mathematical model of thermal conductivity, non-stationary thermal conductivity, integral relations, analytical solutions of the mathematical model of thermal conductivity, hyperbolic model, thermal conductivity, Maxwell-Cattaneo-Lykov's law.

Надійшла до редакції / Received 23.04.2021

УДК 697.952:532.522

## Апроксимація параметрів витікання повітря з отворів для моделювання природного повітрообміну

В. О. Мілейковський<sup>1</sup>, Л. М. Котелков<sup>2</sup>, О. С. Тригуб<sup>3</sup>, Д. В. Гузик<sup>4</sup>, О. В., Приймак<sup>5</sup>,  
В. О. Єгорченков<sup>6</sup>

<sup>1</sup> д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, [v\\_mil@ukr.net](mailto:v_mil@ukr.net),  
ORCID: 0000-0001-8543-1800

<sup>2</sup> доц., ПрАТ “Вентиляційні системи”, м. Київ, Україна, [l.kotelkov@vents.com.ua](mailto:l.kotelkov@vents.com.ua),  
ORCID: 0000-0001-5777-4398

<sup>3</sup> к.ф.-м.н., доц., “Національний університет “Києво-Могилянська академія”, м. Київ, Україна, [as\\_trigub@yahoo.com](mailto:as_trigub@yahoo.com),  
ORCID: 0000-0002-6573-2814

<sup>4</sup> к.т.н., доц. Національний університет “Полтавська політехніка ім. Юрія Кондратюка”, м. Полтава, Україна,  
[Guzikd64@ukr.net](mailto:Guzikd64@ukr.net), ORCID: 0000-0003-2130-951X

<sup>5</sup> д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, [02opriymak@gmail.com](mailto:02opriymak@gmail.com),  
ORCID: 0000-0002-9515-9879

<sup>6</sup> д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, [egval@ukr.net](mailto:egval@ukr.net),  
ORCID: 0000-0003-2910-0331

*Анотація. Хоча природна вентиляція має низьку ефективність і стабільність, її моделювання залишається актуальним на сьогодні. По-перше, більшість усадкованого житлового фонду має природну вентиляцію. По-друге, виробничі приміщення з потужними тепловиділеннями проєктуються саме з використанням природної вентиляції – аерації. Адже повітрообмін у них є занадто великим для забезпечення його механічними системами. А утилізувати теплоту витяжного повітря недоцільно через відсутність поруч споживачів низькопотенційної теплоти. Раніше при розрахунку аерації використовувалися лише значення коефіцієнта витрати отворів у автомобільній області при розрахункових параметрах внутрішнього і зовнішнього повітря. Сучасні підходи вимагають моделювати повітрообмін при змінних внутрішніх і зовнішніх умовах, за яких повітрообмін може набувати як зазвичай малі значення. При цьому режим роботи отворів виходить за межі автомобільної області. Найбільш універсальним є графік Альтшуля. Комп’ютерний розрахунок не може базуватися на графічних даних і вимагає математичного опису. Однак, Альтшуль надав лише окрему формулу, що описує досить вузький діапазон. У даній роботі запропоновано апроксимацію експериментальних даних. Області, для яких експериментальні дані відсутні, заповнено на базі висловлених у даній роботі припущень. Результати дозволяють виконувати моделювання природного повітрообміну у максимально широких діапазонах зовнішніх факторів.*

*Ключові слова: природний повітрообмін, аерація, коефіцієнт витрати, коефіцієнт швидкості, витікання з отворів, графік Альтшуля*

**Вступ.** На сьогодні проблема неякісного повітряного середовища постає особливо гостро. Через енергетичну бідність люди не в змозі сплачувати комунальні послуги. Виконання енергоефективної вентиляції неможливе через фінансову неспроможність мешканців.

Оскільки у спадок нам дісталися будинки з природною вентиляцією, мешканці використовують саме природний повітрообмін. Цей повітрообмін характеризується дуже низькою ефективністю [1]. Крім цього, оскільки спонукки природного повітрообміну – природний і вітровий тиск – сильно змінюються навіть протягом доби, то такий повітрообмін є нестабільним. Постає задача його моделювання для перевірки унеможливлення синдрому хворого будинку.

Іншою задачею, пов’язаною з природним повітрообміном, є аерація промислових цехів [2] з великими теплонадлишками. Зазвичай, такі цехи вимагають занадто великого повітрообміну для забезпечення його механічними си-

стемами. Поруч практично завжди немає потужних споживачів теплоти, що унеможливає утилізацію її з витяжного повітря. Тому аерація залишається єдиним на сьогодні рішенням. При реконструкції таких цехів теж виникає задача моделювання фактичного повітрообміну (зворотна задача) [2]. Особливі проблеми виникають при значному зменшенні обсягу виробництва через змінні ринкові умови. При цьому тепловиділення, а значить, і повітрообмін, теж можуть зменшитися. Слід перевірити можливість критичного зниження повітрообміну з погіршенням умов праці.

Зазвичай, аерація проєктується на розрахунковий режим [2] у автомобільній області роботи отворів. Природна вентиляція у квартирах розраховувалася без урахування роботи припливних отворів. А при моделюванні повітрообміну у змінних умовах витрата повітря в отворах може необмежено знижуватися з виходом за межі області автомобільності. Тому постає задача визначення

залежностей, що описують витікання повітря з отворів при різних числах Рейнольдса.

**Останні дослідження та публікації.** Витікання повітря з отворів досліджувалася в середині ХХ століття. Відомий [3] графік Альтшуля (рис. 1) описує швидкість, витрату і підтиснення потоку в межах числа Рейнольдса

$$Re_o = d_e (2 \Delta p / \rho)^{1/2} / \nu = 13 \dots 102000, \quad (1)$$

де  $d_e = 4 A / \Pi$  – еквівалентний діаметр отвору, м,  $\Delta p$  – перепад тиску в отворі, Па;  $\rho$  – густина повітря в отворі, кг/м<sup>3</sup>;  $A$  – площа отвору, м<sup>2</sup>,  $\Pi$  – периметр отвору, м.

Основні залежності, що описують витікання повітря з отворів [3]:

- витрата

$$G = \mu A (2 \rho \Delta p)^{1/2}, \quad \text{кг/с}; \quad (2)$$

$$L = \mu A (2 \Delta p / \rho)^{1/2}, \quad \text{м}^3/\text{с}; \quad (3)$$

- швидкість

$$v = \varphi (2 \Delta p / \rho)^{1/2}, \quad \text{м/с}; \quad (4)$$

- площа найбільш вузького перерізу потоку

$$A_o = \varepsilon A, \quad \text{м}^2, \quad (5)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати;  $\varphi$  – коефіцієнт швид-

кості;  $\varepsilon$  – коефіцієнт стиснення:

$$\mu = \varepsilon \varphi. \quad (6)$$

Слід зауважити, що в ті часи, коли рис. 1 будувалася, не було швидких комп'ютерів. Тому якісні апроксимації складних кривих вимагали значних затрат праці. Криві часто будувалися не за методом найменших квадратів, а від руки за допомогою лекал.

Якщо уважно переглянути графік, то можна помітити суттєве відхилення експериментальних точок від кривої при  $Re = 13 \dots 22$  (поз. 1 на рис. 1). Причиною цього є проблема плавного спряження кривих. Без використання сучасних методів апроксимації це виконати практично неможливо.

Таким чином, моделювання повітрообміну вимагає якісних апроксимацій даних графіка Альтшуля. Сучасна комп'ютерна техніка, програмне забезпечення та математичні методи дозволяють ефективно вирішувати подібні задачі навіть за достатньої складності графіків. Серед цих методів слід відзначити:

- метод найменших квадратів, що дозволяє мінімізувати дисперсію неадекватності математичного опису [4];
- сплайн-інтерполяцію, спроможну описувати дуже складні залежності набором простих формул для різних діапазонів області визначення функції.

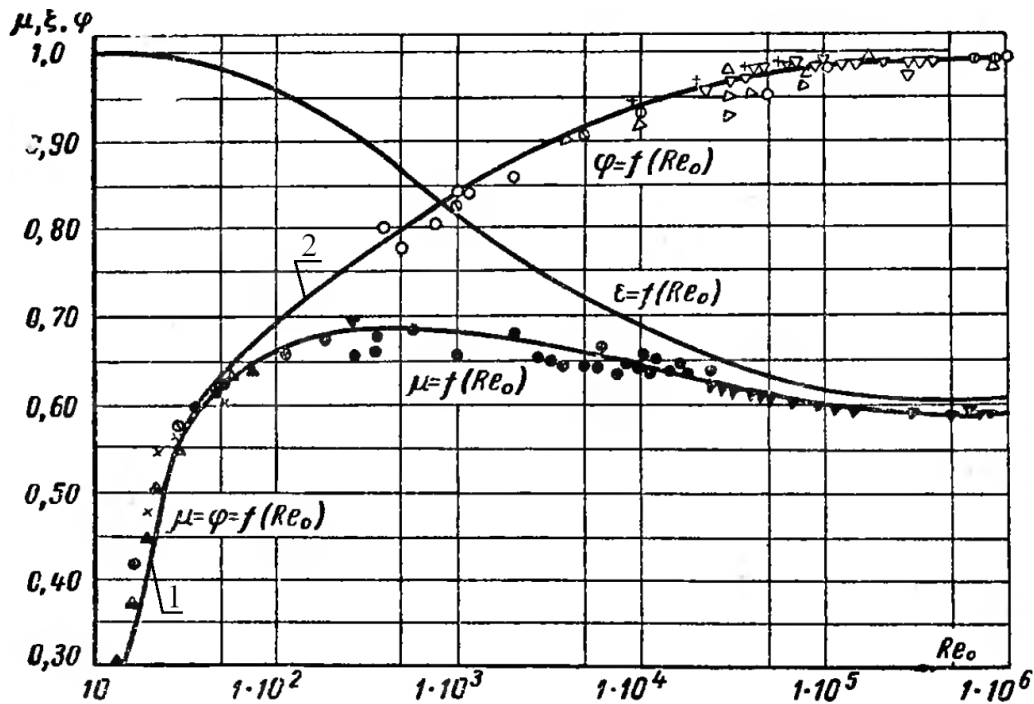


Рис. 1. Графік Альтшуля (скан-копія з [3])

залежності коефіцієнтів витрати  $\mu$ , швидкості  $\varphi$  та стиснення  $\varepsilon$  від числа Рейнольдса  $Re_o$ :

- 1 – ламінарний режим руху, лінійна зміна коефіцієнтів, спостерігається суттєве недооцінювання дослідних даних;
- 2 – відсутні дослідні дані коефіцієнта швидкості  $\varphi$ , для побудови кривої  $\varphi(Re_o)$  потрібні додаткові припущення

**Формулювання цілей статті.** Метою роботи є апроксимація складних залежностей на графіку Альтшуля для задач моделювання природного повітрообміну.

**Основна частина.** Спочатку проаналізуємо експериментальні дані на рис. 1. Як бачимо, точки в межах чисел Рейнольдса до 22,2 відхиляються від прямої в межах похибки дослідів. Далі характер розташування точок коефіцієнта витрати раптово змінюється. Це свідчить про кризові явища.

Можливо припустити, що при значеннях числа Рейнольдса біля 22 відбувається перехід від ламінарного до турбулентного режиму. При цьому гладкість кривих може порушитися аналогічно графіку Нікурадзе для труб.

Намагання зберегти гладкість скоріше за все і призвели до потреби зсунути лінію відносно експериментальних точок. В умовах розрахункового повітрообміну приміщень це несуттєво, оскільки число Рейнольдса зазвичай має порядок не нижче 10000. А при моделюванні повітрообміну в довільних умовах може виникнути груба помилка. Порушення гладкості залишає більше свободи для побудови кривих.

При побудові коефіцієнта витрати постає проблема відсутності експериментальних точок при числах Рейнольдса  $Re_o = 22,2...393$ . Тому для побудови у відповідній області прийдеться приймати додаткові припущення.

Одним з таких припущень може бути плавність зміни коефіцієнта стиснення  $\epsilon$  без особливих точок (екстремумів, перегинів) у даному діапазоні. Цей коефіцієнт не може перевищити одиницю, оскільки це означатиме розширення течії після проходження отвору. Подібне не було помічене за всю історію досліджень подібних явищ.

Показаний на рис. 1 максимум при числі Рейнольдса біля 13 можна пояснити лише плавністю побудови кривої. Насправді збіг кривих коефіцієнтів витрати і швидкості свідчить про відсутність стиснення  $\epsilon \equiv 1$ .

На підставі наведених міркувань апроксимацію будемо проводити таким чином. Спочатку апроксимуємо дослідні точки при ламінарному режимі.

За фізичним змістом при нульовому числі Рейнольдса  $\varphi = \mu = 0$ . Отже, апроксимаційна формула має лише один апроксимаційний коефіцієнт  $K$ :

$$\varphi = \mu = K Re_o. \quad (7)$$

За методом найменших квадратів формула (7) набуде вигляду (рис. 3)

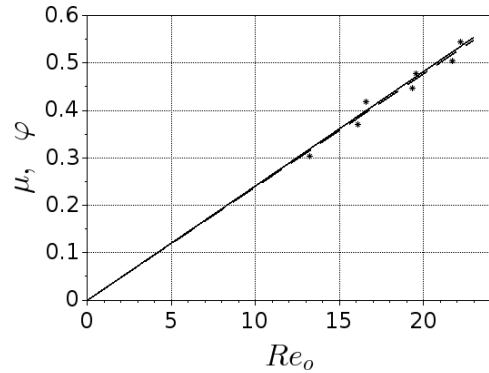


Рис. 2. Апроксимація коефіцієнтів витрати  $\varphi$  та швидкості  $\mu$  в ламінарному режимі: пунктир – рівняння (8); суцільна лінія – рівняння (9)

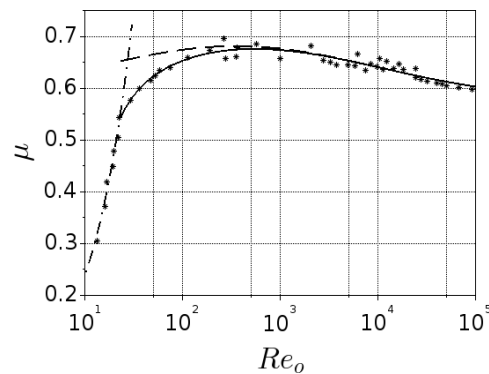


Рис. 3. Апроксимація коефіцієнта витрати в турбулентному режимі: пунктир – рівняння (10); суцільна лінія – рівняння (11); штрих-пунктир – рівняння (9) для ламінарної течії

$$\varphi = \mu = 0,02385 Re_o. \quad (8)$$

Відхилення від експериментальних точок кривої (8) перевищує допустиме (до 5 %) і становить 5,6 %. Тому оптимізуємо коефіцієнт  $K$  для досягнення найменшого максимального відхилення апроксимаційних і дослідних даних у відсотках. Матимемо

$$\varphi = \mu = 0,024093 Re_o. \quad (9)$$

Відхилення отриманої формули від дослідних точок знижується до допустимого – 4,61 %. Розбіжність між формулами (8) та (9) становить лише  $100(0,024093 - 0,02385)/0,02385 = 1,02\%$ . А підвищення похідної спрощує подальшу апроксимацію для турбулентного режиму.

Звернемо увагу, що точне значення критичного числа Рейнольдса невідоме. Тому його слід визначити наближено як точку перетину апроксимаційних кривих для обох режимів.

Тільки для коефіцієнта витрати є достатньо експериментальних даних в усьому діапазоні. Залежність цього коефіцієнта виражається складною кривою з максимумом і перегином.

Показаний мінімум при  $Re_o = 60000$  є умовним і не витікає з точок. Навпаки, точки дозволяють припустити асимптотичний характер зміни коефіцієнта при зростанні числа Рейнольдса.

Навіть за зазначених обмежень існує нескінченна кількість різних апроксимаційних функцій. Перебір різних асимптотичних функцій дозволив описати точки при  $Re_o > 1000$  апроксимаційною функцією вигляду

$$\varphi = \mu = A + e^{a \ln^2(Re_o) + b \ln(Re_o) + c}, \quad (10)$$

причому апроксимаційні коефіцієнти  $a$ ,  $b$  і  $c$  мають давати від'ємний степінь, а коефіцієнт  $A$  визначає горизонтальну асимптоту.

Рис. 3 показує, що формула (10) добре описує експериментальні дані при  $Re_o > 1000$ . При апроксимаційних параметрах  $-1 < p < 0$  та  $B > 0$  можна досягти ефекту, коли поправка виправляє лише значення при  $Re_o < 1000$  і практично не впливає на значення при  $Re_o > 1000$ . Це дозволяє уникнути сплайн-інтерполяції і досягти максимальної гладкості функції.

Метод найменших квадратів дає формулу після застосування схеми Горнера до степеня:

$$\mu = 0,57776 + e^{(0,5203 - 0,04436 \ln(Re_o)) \ln(Re_o) - 3,794 - (Re_o - 9,8)^{-0,857}}. \quad (11)$$

Відхилення від дослідних значень не перевищує 3,32 %. Критичне число Рейнольдса знаходиться як точка перетину відповідних кривих чисельним розв'язанням системи рівнянь (8) та (11). Результати представлено з максимальною точністю для одержання неперервних ламаних та з інженерною точністю для ручних розрахунків:

$$Re_{o,cr} = 22,26240088847105 \approx 22,3; \quad (12)$$

$$\varphi_{cr} = \mu_{cr} = 0,536368024605933 \approx 0,536; \quad (13)$$

За необхідності чисельного розв'язання або інтегрування рівнянь, пов'язаних з витіканням з отворів, приходиться використовувати саме ці "точні" значення. Хоча зайві цифри є по суті випадковими, однак їхнє відкидання призводить до порушення неперервності функції та збоїв багатьох чисельних алгоритмів, що передбачають саме неперервність.

Дослідні точки для коефіцієнта швидкості  $\varphi$  в турбулентному режимі (рис. 1) обмежені значеннями  $392,46 \geq Re_o \geq 98809$ . При більших числах Рейнольдса можна припустити асимптотичний характер зміни кривої.

Значення асимптоти  $\varphi(Re \rightarrow \infty) = 1$  можна припустити відповідно до наближення дослі-

дних точок до одиниці. У зазначеному діапазоні функція не має особливих точок. Оскільки відносно розсіювання дослідних точок (рис. 1) невелике, функцію підбирати- мемо лише задля малого відхилення від них. Звичайно, такий вибір не може бути одно- значним.

У даній роботі шляхом перебору функцій прийнято

$$\varphi = 1 - (B/Re_o^q), \quad (14)$$

а значення апроксимаційних параметрів  $B$  і  $q$  визначено за методом найменших квадратів. Рівняння (14) набуває вигляду

$$\varphi = 1 - (2,93/Re_o^{0,4206}). \quad (15)$$

Відхилення від дослідних точок є допустимим і не перевищує 4,73 %. Оскільки значення  $Re_o = 392,46$  не має специфічного фізичного змісту, заокруглюємо його до 390.

У діапазоні  $Re_{o,cr} < Re_o < 390$  не вистачає підстав для висловлення обґрунтованих припущень. Можна лише стверджувати подвійну гладкість функції при  $Re_o = 390$ , неперервність при  $Re_{o,cr}$  і відсутність особливих точок.

В ідеалі гладкість мала би бути нескінченною. Однак, це вимагатиме створення дуже складної функції, що у практиці сплайн-інтерполяції не виконується. Зазвичай, для реалізації більшості чисельних алгоритмів подвійної гладкості вистачає. Зазначеним умовам відповідатиме безліч кривих, причому підстав для вибору конкретної з них немає.

З іншого боку, аналогічні припущення можна висловити й про функцію  $\varepsilon(Re_o)$ . А через значну кривину функції  $\varphi(Re_o)$  та зв'язок (6) ці умови стають дуже жорсткими. За адекватний час не вдалося підібрати просту функцію  $\varphi(Re_o)$ , яка б відповідала всім умовам для обох кривих.

Щоб пришвидшити апроксимацію звернемо увагу на криву  $\varepsilon$  на рис. 1. Ця крива досить проста, що дозволяє спробувати побудувати саме її. За формулами (6), (11) і (15) при  $Re_o > 390$

$$\varepsilon = \mu / \varphi = \frac{0,57776 + e^{(0,5203 - 0,04436 \ln(Re_o)) \ln(Re_o) - 3,794 - (Re_o - 9,8)^{-0,857}}}{1 - 2,93 Re_o^{-0,4206}}. \quad (16)$$

За допомогою системи символьної алгебри *Math* в оболонці *WXMath* виконано взяття похідної (не наведена через громіздкість) функції (16) і підраховано значення  $\varepsilon$  та

$d\varepsilon/dRe_o$  при  $Re_o = 390$ . При  $Re_{o,cr}$  за формулою (6)  $\varepsilon = 1$ . Далі в цих же програмах сформовано найпростіший багаточлен, що відповідає зазначеним чотирьом обмеженням – неперервності в обох точках стикування та неперервності першої й другої похідної при  $Re_o = 390$ . Цей багаточлен повинен мати чотири апроксимаційні коефіцієнти, а значить є кубічним. Підставлення зазначених умов однозначно визначає багаточлен

$$P(Re_o) = ((1,329196682679387 \cdot 10^{-9} Re_o - 9,95064770836189 \cdot 10^{-7}) Re_o - 1,141796765185271 \cdot 10^{-4}) Re_o + 1,003020416471492. \quad (17)$$

Коефіцієнти багаточлена (12) з максимальною точністю наведено для уникнення незначних розривів і зламів. Отримані криві відповідають усім поставленим умовам (рис. 4).

Слід зазначити, що значення  $Re_o = 390$  не можна вважати певним перехідним або другим критичним. Воно виникло лише через обмеження діапазону, у якому на сьогодні виконано експериментальні дослідження. Його можна вважати ще однією апроксимаційною константою, що має лише історичні передумови без явного фізичного змісту.

Отримані результати використовуються при комп'ютерному моделюванні природного повітрообміну для перетікання повітря крізь двері та відчинені вікна. Відповідні залежності за рівняннями (9), (11), (12), (13), (15), (16) і (17) матимуть вигляд:

$$\mu = \begin{cases} 0,024093 Re_o, & Re_o \leq Re_{cr}, \\ 0,5776 + e^{(0,5203 - 0,04436 \ln |Re_o|) \ln |Re_o| - 3,794} - (Re_o - 9,8)^{-0,857}, & Re_o > Re_{cr}; \end{cases} \quad (18)$$

$\varphi =$

$$= \begin{cases} 0,024093 Re_o, & Re_o \leq Re_{cr}, \\ \left( 0,5776 + e^{(0,5203 - 0,04436 \ln |Re_o|) \ln |Re_o| - 3,794} - (Re_o - 9,8)^{-0,857} \right) / P, & Re_{cr} < Re_o < 390, \\ 1 - 2,93 Re_o^{-0,4206}, & Re_o \geq 390; \end{cases} \quad (19)$$

$\varepsilon =$

$$= \begin{cases} 1 & Re_o \leq Re_{cr}, \\ P, & Re_{cr} < Re_o \leq 390, \\ \left( 0,5776 + e^{(0,5203 - 0,04436 \ln |Re_o|) \ln |Re_o| - 3,794} - (Re_o - 9,8)^{-0,857} \right) \div (1 - 2,93 Re_o^{-0,4206}), & Re_o > 390, \end{cases} \quad (20)$$

причому поліном P розраховується за формулою (17).

Отже, отримані залежності (17), (18), (19) і (20) дозволяють розрахувати параметри витікання повітря з отворів для задач моделювання повітрообміну. Відхилення від дослідних даних не перевищує 4,78 %. Широкий діапазон числа Рейнольдса дозволяє виконувати розрахунки за будь-яких зовнішніх та внутрішніх умов.

**Висновки.** Апроксимація графіка Альтшуля дозволила отримати формули параметрів витікання повітря з отворів для задач моделювання повітрообміну при змінних умовах навколишнього середовища. Відхилення від дослідних даних становить не більше 4,78 % в усьому діапазоні числа Рейнольдса.

**Перспектива подальших досліджень.** З використанням отриманих формул за підтримки ПрАТ “Вентиляційні системи” створено симулятор повітрообміну в простій однокімнатній квартирі. Завершується моделювання на ньому повітрообміну при різних режимах експлуатації квартири з оцінюванням якості внутрішнього повітря.

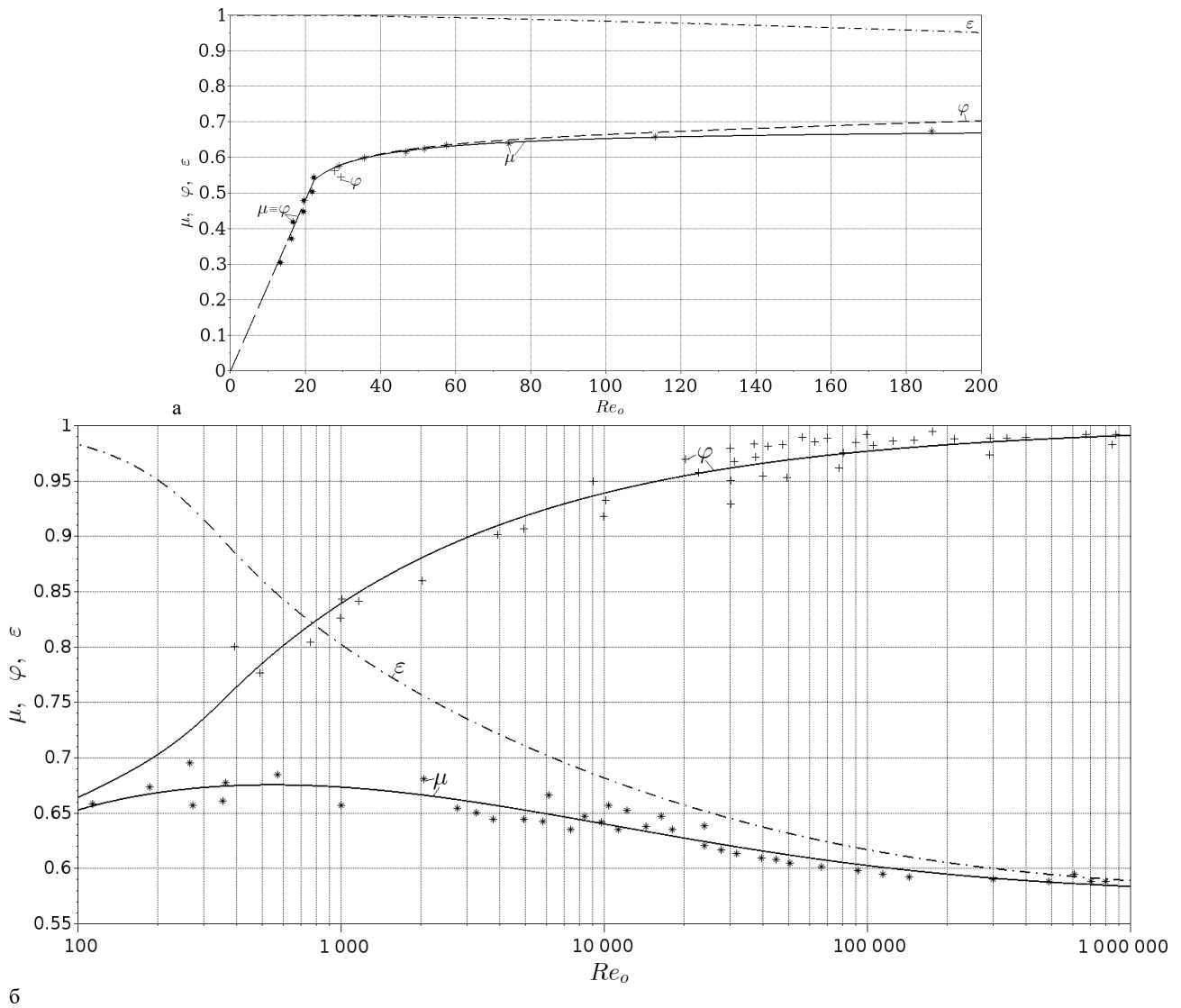


Рис. 4. Графік Альтшуля залежності коефіцієнтів витрати  $\mu$ , швидкості  $\varphi$  та стиснення  $\varepsilon$  від числа Рейнольдса  $Re_o$  за даними отриманої апроксимації:

а – при числі Рейнольдса до 200; б – при числі Рейнольдса від 100 до 1 000 000.

### Література

1. Мілейковський В. О. Аналітичні дослідження енергетичної ефективності природної вентиляції / В. О. Мілейковський, Г. М. Клименко // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*. - 2016. - Вип. 20. - С. 39-45. - Режим доступу: <http://vothp.knuba.edu.ua/article/view/168453>.
2. Довгалюк В. Б. *Аеродинаміка вентиляції*. – Київ: ІВНВП «Укреліотех», 2015. – 366 с. –
3. Альтшуль А.Д. *Гидравлика и аэродинамика (основы механики жидкости)* / А. Д. Альтшуль, П. Г. Киселёв. – Москва: Стройиздат, 1965. – 273 с. – Режим доступу: [https://www.studmed.ru/altshul-ad-kiselev-pg-gidravlika-i-aerodinamika-osnovy-mehaniki-zhidkosti\\_30e1f5387b9.html](https://www.studmed.ru/altshul-ad-kiselev-pg-gidravlika-i-aerodinamika-osnovy-mehaniki-zhidkosti_30e1f5387b9.html).
4. Мілейковський В. О. Експериментальні аеродинамічні дослідження вентиляційних систем / В. О. Мілейковський. – Київ.: Юстон, 2021. – 217 с. – Режим доступу: <http://library.knuba.edu.ua/books/Експериментальні%20аеродинамічні%20дослідження%20вентсистем.pdf>
5. Späth H. *One Dimensional Spline Interpolation Algorithms* / H. Späth. – A K Peters/CRC Press, 1995. 416 p.

### References

1. Mileikovskiy V. O., Klymenko H. M. "Analytichesni doslidzhennia enerhetychnoi efektyvnosti pryrodnoi ventyliatsii". *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohozopostachannia*. Vyp. 20., 2016, pp. 39-45.
2. Dohaliuk V. B. *Aerodynamika ventyliatsii*. IVNVKP "Ukrheliotech", 2015.
3. Altshul A. D., Kiseliov P. G. *Hidravlika i aerodinamika (osnovy mekhaniki zhydkosti)*. Stroiizdat, 1965.
4. Mileikovskiy V. O. *Eksperymentalni aerodynamichni doslidzhennia ventyliatsiinykh system*. Yuston, 2021.



5. Späth H. *One Dimensional Spline Interpolation Algorithms*. A K Peters/CRC Press, 1995.

УДК 697.952:532.522

## Аппроксимация параметров истечения воздуха из отверстия для моделирования естественного воздухообмена

В. А. Милейковский<sup>1</sup>, Л. М. Котелков<sup>2</sup>, А. С. Тригуб<sup>3</sup>, Д. В. Гузик<sup>4</sup>, А. В. Приймак<sup>5</sup>,  
В. А. Егорченков<sup>6</sup>

<sup>1</sup> д.т.н., проф. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, [v\\_mil@ukr.net](mailto:v_mil@ukr.net),  
ORCID: 0000-0001-8543-1800

<sup>2</sup> доцент, ПрАТ “Вентиляционные системы”, г. Киев, Украина, [l.kotelkov@vents.com.ua](mailto:l.kotelkov@vents.com.ua),  
ORCID: 0000-0001-5777-4398

<sup>3</sup> к.ф.-м.н., “Национальный университет “Киево-Могилянская академия”, г. Киев, Украина, [as\\_trigub@yahoo.com](mailto:as_trigub@yahoo.com),  
ORCID: 0000-0002-6573-2814

<sup>4</sup> к.т.н., Национальный университет “Полтавская политехника им. Юрия Кондратюка”, г. Полтава, Украина,  
[Guzikd64@ukr.net](mailto:Guzikd64@ukr.net), ORCID: 0000-0003-2130-951X

<sup>5</sup> д.т.н., проф. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, [02opriymak@gmail.com](mailto:02opriymak@gmail.com),  
ORCID: 0000-0002-9515-9879

<sup>6</sup> д.т.н., проф. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, [egval@ukr.net](mailto:egval@ukr.net),  
ORCID: 0000-0003-2910-0331

*Аннотация. Хотя естественная вентиляция имеет низкую эффективность и стабильность, её моделирование остаётся актуальным на сегодня. Во-первых, большинство унаследованного жилого фонда имеет естественную вентиляцию. Во-вторых, производственные помещения с мощными тепловыделениями проектируются именно с использованием естественной вентиляции - аэрации. Ведь воздухообмен в них слишком велик для обеспечения его механическими системами. А утилизировать теплоту вытяжного воздуха нецелесообразно из-за отсутствия близких потребителей низкопотенциальной теплоты. Ранее при расчете аэрации использовалось только значение коэффициента расхода отверстий в автомобильной области при расчётных параметрах внутреннего и наружного воздуха. Современные подходы требуют моделировать воздухообмен при переменных внутренних и внешних условиях, при которых воздухообмен может принимать сколь угодно малые значения. При этом режим работы отверстий выходит за пределы автомобильной области. Наиболее универсальным есть график Альтишуля. Компьютерный расчёт не может базироваться на графических данных и требует математического описания. Однако, Альтишуль предоставил только формулу, описывающую достаточно узкий диапазон. В данной работе предложена аппроксимация экспериментальных данных. Области, для которых экспериментальные данные отсутствуют, описаны на базе высказанных в данной работе предположений. Результаты позволяют моделировать естественный воздухообмен в максимально широких диапазонах внешних факторов.*

*Ключевые слова: естественный воздухообмен, аэрация, коэффициент расхода, коэффициент скорости, истечение из отверстий, график Альтишуля*

UDC 697.952:532.522

## Approximation of the parameters of air outflow from the hole to simulate natural air exchange

V. Mileikovskiy<sup>1</sup>, L. Kotelkov<sup>2</sup>, O. Tryhub<sup>3</sup>, D. Guzyk<sup>4</sup>, O. Pryimak<sup>5</sup>, V. Yehorchenkov<sup>6</sup>

<sup>1</sup> Dr. Hab., prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, [v\\_mil@ukr.net](mailto:v_mil@ukr.net),  
ORCID: 0000-0001-8543-1800

<sup>2</sup> assoc. prof., PJSC "Ventilation systems", Kyiv, Ukraine, [l.kotelkov@vents.com.ua](mailto:l.kotelkov@vents.com.ua), ORCID: 0000-0001-5777-4398

<sup>3</sup> PhD., “National University “Kyiv-Mohyla Academy”, Kyiv, Ukraine, [as\\_trigub@yahoo.com](mailto:as_trigub@yahoo.com),  
ORCID: 0000-0002-6573-2814

<sup>4</sup> PhD., assoc. prof. National University “Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic”, Poltava, Ukraine, [Guzikd64@ukr.net](mailto:Guzikd64@ukr.net),  
ORCID: 0000-0003-2130-951X

<sup>5</sup> Dr Hab, prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, [02opriymak@gmail.com](mailto:02opriymak@gmail.com),  
ORCID: 0000-0002-9515-9879

<sup>6</sup> Dr Hab, prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, [egval@ukr.net](mailto:egval@ukr.net),  
ORCID: 0000-0003-2910-0331

*Abstract. Although natural ventilation has low efficiency and stability, its simulation remains relevant today. First, most of the legacy buildings are naturally ventilated. Secondly, production facilities with powerful heat emissions are designed precisely with the use of natural ventilation – aeration. After all, the air exchange in them is too great to provide it with mechanical systems. Finally, it is impractical to utilize the heat of the exhaust air due to the lack of close consumers of low-grade heat. Previously, when calculating aeration, only the value of the coefficient of the flow rate of holes in the self-similar area was used for the calculated parameters of the indoor and outdoor air. Modern approaches require modeling air exchange under variable internal and external conditions, under which air exchange can take arbitrarily small values. In this case, the mode of operation of the holes goes beyond the self-similar area. The most versatile is the Altshul chart. The diagram was built before the advent of powerful computers. Therefore, obtaining sufficiently accurate approximations of complex curves was a very time consuming task. In most cases, builds were done manually. At the same time, in the region of a small Reynolds number, a significant underestimation of the experimental data is noticeable. Computer calculations cannot be based on graphical data and requires a mathematical description. However, Altshul provided only a formula describing a fairly narrow range. In this paper, an approximation of the experimental data is proposed. The regions for which experimental data are absent are described on the basis of the assumptions made in this work. The results make it possible to simulate natural air exchange in the widest possible range of external factors.*

*Keywords: natural air exchange, aeration, flow coefficient, velocity coefficient, outflow from holes, Altshul graph*

Надійшла до редакції / Received 18.05.2021

УДК 697.92

## Оцінка енергоефективної роботи дворівневого повітряно-струминного екрану зі співвісними зустрічними струминами з ежекційним підживленням

С. Г. Рибачов<sup>1</sup>

<sup>1</sup>ас. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, 9599770@i.ua  
ORCID: 0000-0002-0093-9750

*Анотація.* Дотримання чистоти повітряного середовища робочої зони промислових приміщень є однією з найважливіших умов збереження здоров'я людини. З метою забезпечення параметрів повітря в робочій зоні необхідно мінімізувати потрапляння та розповсюдження забрудненого повітря. Для приміщень з ваннами наповненими рідинами такі проблеми в першу чергу слід вирішувати застосуванням місцевої вентиляції з відсмоктувачами різних конструкцій, в тому числі динамічні повітряно-струминні огороження. На основі аналітичного дослідження розглянуті основні можливі варіанти влаштування дворівневого повітряно-струминного екрану промислової ванни шляхом складання балансових рівнянь для досягнення максимального коефіцієнта ефективності  $\eta$ . Розглядаються співвісні зустрічні струмини з ежекційним підживленням у сполученні з обертовими потоками, що утворюють стійке захисне поле при випаровуванні шкідливої рідини з промислової ванни.

*Ключові слова:* дворівневий, екрануюча струмина, ефективність, обертові потоки, співвісні зустрічні струмини.

**Вступ.** Ефективність організації повітрообміну приміщень оцінюється за допомогою коефіцієнта повітрообміну  $KL$ . При зональній вентиляції використовується коефіцієнт повітрообміну за середньозваженою температурою витяжного повітря за зонами  $KL_{заг}$ . Маючи аналогію простору, що утворений межами дзеркала рідини, стінками повітряного огороження та умовною межею над ванною, до об'єму приміщення можна отримати коефіцієнт ефективності  $\eta$ , що буде аналогом коефіцієнта повітрообміну  $KL$ . [4].

**Актуальність дослідження.** Розробка та впровадження енергоефективних, екологічних і технологічно безпечних систем локалізації та вловлювання шкідливостей з поверхні ванн для різних галузей виробництва є актуальною проблемою розвитку промисловості України та світу.

**Останні дослідження та публікації.** Наразі великого поширення для вирішення завдань аеродинаміки вентиляції, зокрема для розрахунку струминних течій і течій поблизу стоків виконується для приміщень невеликої висоти, що можна вважати з певними особливостями аналогічним до простору над рідиною ванни [4-6].

**Формулювання цілей статті.** Метою даної роботи є визначення основних кількісних співвідношень для влаштування повітряно-струминної огорожі над дзеркалом рідини, що працює в режимі граничного уловлювання за допомогою балансових рівнянь.

**Основна частина.** Об'єм над рідиною великорозмірних посудин розбивається на такі характерні зони (рис. 1): зони надходження припливних струмин, конвективні потоки над гарячою поверхнею ванни та витяжні щілини бортових відсмоктувачів [1, 2].

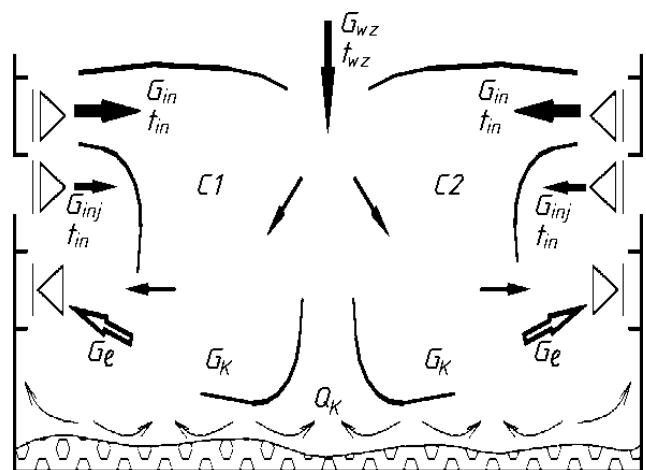


Рис. 1. Розрахункова схема системи повітряного укріття за умови повної локалізації шкідливостей

Повітря надходить крізь припливні щілинні насадки у кількості  $G_{in}$ , кг/с, з двох сторін. Температура припливного повітря становить  $t_{in}$ , °C. Утворюються припливні струмини C1 і C2. На підживлення струмин іде повітря робочої зони з температурою  $t_{wz}$ , °C. Воно надходить крізь ежекційні щілини між зазначеними насадками й бортовими відсмоктувачами, а також крізь відкриту частину посудини в кількостях, відповідно,  $G_{inj}$  та  $G_{wz}$ , кг/с. Бортові відсмоктувачі

вловлюють повітря в кількості  $G_l$ , кг/с, і видаляють шкідливості, що виділяються від поверхні рідини. Загальне балансове рівняння витрати повітря

$$G_{in} + (G_{inj} + G_{wz}) - G_l = 0. \quad (1)$$

Далекобійні струмини ежектують повітря і повністю заходять до конвективного потоку. Ежектоване повітря повертається до зон всмоктування, де виникає нестача повітря за рахунок роботи бортових відсмоктувачів. За такої умови роботи досягається максимально можливе екранування поверхні рідини припливними струминами (рис. 1). За таких умов балансові рівняння

$$G_k + G_{in} t_{in} + G_{inj} t_{wz} + G_{wz} t_{wz} - G_l t_l = 0; \quad (2)$$

$$G_k + G_{in} t_{in} + (G_{inj} + G_{wz}) t_{wz} - G_l t_l = 0; \quad (3)$$

$$G_k + G_{in} t_{in} + (G_l + G_{wz}) t_{wz} - G_l t_l = 0. \quad (4)$$

Якщо припливні струмини мають високу інтенсивність затухання або малу швидкість, то вони руйнуються до досягнення точки дотику на середині ванни (рис. 2).

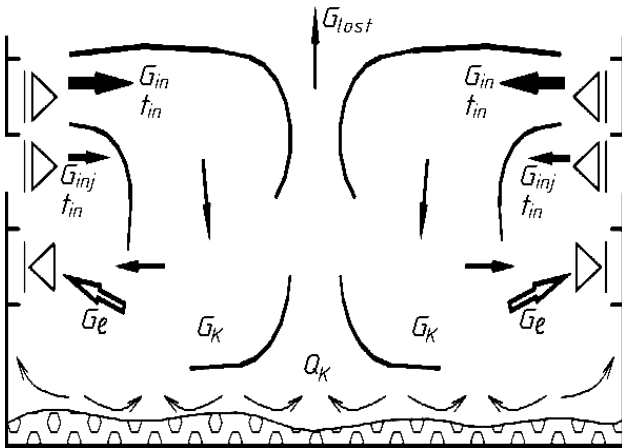


Рис. 2. Розрахункова схема системи повітряного укриття за умови неповної локалізації шкідливостей: малі стрілки – рух струмини; великі чорні стрілки – вихід повітря;

За такої умови має місце потрапляння певної кількості шкідливостей до робочої зони приміщення в кількості  $G_{lost}$ , кг/с. Балансові рівняння

$$G_{in} + G_{inj} - G_l - G_{lost} = 0. \quad (5)$$

Кількість забрудненого повітря, що виривається,

$$G_{lost} = G_{in} + G_{inj} - G_l, \text{ кг/с.} \quad (6)$$

Баланс теплоти

$$c_p G_{in} t_{in} + c_p G_{inj} t_{wz} - c_p G_l t_l - c_p G_{lost} t_l + Q_k = 0, \quad (7)$$

де  $c_p$  – ізобарна питома теплоємність повітря, Дж/(кг·К).

Після перетворень рівняння (7)

$$c_p G_{in} t_{in} + c_p G_{inj} t_{wz} - c_p G_l t_l - c_p (G_{in} + G_{inj} - G_l) t_l + Q_k = 0. \quad (8)$$

Середньозважена температура витяжного повітря визначається з балансу маси повітря й теплоти. Маємо

$$\bar{t}_i = \frac{G_{in} \cdot t_{in} + G_{inj} \cdot t_{wz}}{G_{in} + G_{inj}}. \quad (9)$$

Кількість не вловленої теплоти

$$G_k + G_{in} t_{in} + (G_l + G_{wz}) t_{wz} - G_l t_l = 0. \quad (10)$$

$$Q_{lost} = c_p (G_{in} + G_{inj} - G_l) (t_l - \bar{t}_i). \quad (11)$$

$$c_p G_{in} t_{in} + c_p G_{inj} t_{wz} - c_p (G_{in} + G_{inj}) t_l + Q_k = 0. \quad (12)$$

Кількість уловленої теплоти

$$Q_{capt} = c_p G_l (t_l - \bar{t}_i), \text{ Вт.} \quad (13)$$

Температура повітря, що видаляється бортовими відсмоктувачами

$$t_l = \frac{Q_k + c_p G_{in} t_{in} + c_p G_{inj} t_{wz}}{c_p (G_{in} + G_{inj})}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (14)$$

Кількість уловленої теплоти

$$Q_{capt} = c_p G_l \left( \frac{Q_k + c_p G_{in} t_{in} + c_p G_{inj} t_{wz}}{c_p (G_{in} + G_{inj})} - \frac{c_p G_{in} t_{in} + c_p G_{inj} t_{wz}}{c_p (G_{in} + G_{inj})} \right), \text{ Вт.} \quad (15)$$

Після спрощень формули (15)

$$Q_{capt} = \frac{Q_k G_l}{G_{in} + G_{inj}} = \frac{Q_k G_l}{G_l + G_{lost}}, \text{ Вт.} \quad (16)$$

Ефективність роботи системи з урахуванням формули (16)

$$\eta = \frac{Q_{capt}}{Q_K} = \frac{G_l}{G_{in} + G_{inj}} = \frac{G_l}{G_l + G_{lost}}. \quad (17)$$

Рівняння (17) підтверджує принципову можливість використання системи дворівневих повітряно-струминних екранів для великогабаритних посудин. Коефіцієнт ефективності  $\eta$  буде дорівнювати 1 тоді і лише тоді коли не буде проривання повітря в робочу зону.

**Висновки.** Підтверджено принципову мож-

ливість використання системи дворівневих повітряно-струминних екранів для великогабаритних посудин. Ефективність  $\eta$  дорівнюватиме одиниці тоді і лише тоді, коли не буде проривання повітря до робочої зони.

**Перспективи подальших досліджень.** За аналогією до балансів масової витрати повітря та кількості тепла можна скласти баланси надлишків вологи та концентрації інших шкідливих речовин.

### Література

1. Корбут В. П. Дослідження дворівневого повітряно-струминного огороження відкритої поверхні великорозмірних ванн / В. П. Корбут, С. Г. Рибачов // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук.-техн. зб.* – 2018. – Вип. 24. – С. 5-11.
2. Корбут В. П. Дослідження дворівневого повітряно-струминного огороження відкритої поверхні великорозмірних ванн / В. П. Корбут, С. Г. Рибачов // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук.-техн. зб.* – 2014. – Вип. 17. – С. 26-31.
3. Посохин В. Н. Расчет местных отсосов от тепло- и газовыделяющего оборудования / В. Н. Посохин. – Москва: Машиностроение, 1984. – 160с.
4. Позин Г. М. Принципы аналитического определения коэффициентов воздухообмена в книге Исследование различных способов воздухообмена в производственных помещениях / Г. М. Позин. – Москва, 1975. – С. 43–53.
5. Позин Г. М. Принципы разработки приближенной математической модели тепловоздушных процессов в вентилируемых помещениях / Г. М. Позин // *Известия вузов. Строительство и архитектура.* – 1980. – № 11. – С. 122–127.
6. Довгалиук В. Б., Мілейковський В. О. Ефективність організації повітрообміну в теплонапружених приміщеннях у стиснутих умовах / В. Б. Довгалиук, В. О. Мілейковський // *Будівництво України: наук.-виробн. Журнал.* – 2007. – № 3. – С. 36-39.

### References

1. Korbut V. P., Rybachov S. H. “Doslidzhennia dvorivnevoho povitriano-strumynnoho ohorodzhennia vidkrytoi poverkhni velykorozmirnykh vann”. *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohapostachannia*. 2018. Vyp. 24.P. 5-11.
2. Korbut V. P., Rybachov S. H. “Udoskonalennia prystroiv povitrianostrumynnoho ohorodzhennia vidkrytoi poverkhni velykorozmirnykh vann”. *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohapostachannia*. 2014. Vyp. 17. P. 26-31.
3. Posokhin V. N. *Raschet mestnykh otsosov ot teplo- i gazovydeliaiushchego oborudovaniia*. Mashinostroenie, 1984.
4. Pozin G. M. *Printsipy analiticheskogo opredeleniia koeffitsientov vozdukhoobmena v knige Issledovanie razlichnykh sposobov vozdukhoobmena v proizvodstvennykh pomeshcheniakh*. Moskva, 1975.
5. Pozin G. M. “Principy razrabotki priblizhennoi matematicheskoi modeli teplovozdushnykh protsessov v ventiliruemykh pomeshcheniakh”. *Izvestiia vuzov. Stroitelstvo i arkhitektura*. 1980. no 11. P. 122–127.
6. Dovhaliuk V. B., Mileikovskiy V. O. “Efektyvnist orhanizatsii povitroobminu v teplonapruzhenykh prymishchenniakh u stysnutykh umovakh”. *Budivnytstvo Ukrainy: naukovy-vyrobnychiy zhurnal*. № 3, 2007. P. 36-39.

УДК 697.92

## Оценка энергоэффективной работы двухуровневого воздушно-струйного экрана с соосными встречными струями с эжекционной подпиткой в сочетании с вращающимися потоками

С. Рыбачов<sup>1</sup>

<sup>1</sup>ас. Київський національний університет будівництва та архітектури, г. Київ, Україна., 9599770@i.ua  
ORCID: 0000-0002-0093-9750

***Аннотация.** Соблюдение чистоты воздушной среды рабочей зоны производственных помещений является одним из важнейших условий сохранения здоровья человека. С целью обеспечения параметров воздуха в рабочей зоне необходимо минимизировать попадание и распространение загрязненного воздуха. Для помещений с ваннами наполненными жидкостями такие проблемы в первую очередь следует решать применением местной вентиляции с отсосами различных конструкций, в том числе динамические воздушно-струйные ограждения. На основе аналитического исследования рассмотрены основные возможные варианты устройства двухуровневого воздушно-струйного экрана промышленной ванны путем составления балансовых уравнений для достижения максимального коэффициента эффективности  $\eta$ . Рассматриваются соосных встречные струи с эжекционной подпиткой в сочетании с вращающимися потоками, образуя стойкое защитное поле при испарении вредной жидкости из промышленной ванны.*

*Ключевые слова:* двухуровневый, экранирующая струя, эффективность, вращающиеся потоки, соосные встречные струи.

UDC 697.92

## Evaluation of the energy-efficient operation of a two-level air-jet screen with coaxial counter jets with ejection feeding in combination with rotating flows

S.G. Rybachov<sup>1</sup>,

<sup>1</sup> assistant Kyiv National University of Civil Engineering and Architecture, Kyiv, Ukraine, 9599770@i.ua ORCID: 0000-0002-0093-9750

***Abstract.** The use of local exhaust ventilation systems continues to be the most reliable way to capture pollutants in the technological processes of various industries. The main purpose of the application of local exhaust ventilation systems is the effective capture of pollutants in the places of their formation. Improving the efficiency of local exhausts and, accordingly, reducing the load of general ventilation can be achieved through the use of air screens. For baths filled with liquids most often used activated on-board suction pumps that operate on the scheme of "jet-suction", which are structurally located on the same axis of the supply nozzle and slotted drain. According to this principle of operation, various activated extractors require air exchange in large volumes with significant energy consumption and at the same time with insufficiently high sanitary and hygienic indicators. In order to increase the efficiency of the local ventilation system, especially for tanks with large open surfaces, fundamentally new aerodynamic schemes are required, the feature of which is the formation of dynamic screens with inflow and rotation flows. On the basis of analytical research the basic possible variants of the device of the two-level air-jet screen of an industrial bath by drawing up balance equations for achievement of the maximum efficiency factor  $\eta$  are considered. The analysis of theories of interactions of inflow jets, suction flares and convective flows from liquid surfaces is carried out. The aerodynamic problem of a flat turbulent flow is considered, in which inflow jets interact with a 180 ° expansion, forming a two-level closed rotating system with concentrated flow, which is affected by convective flows with harmful substances from an industrial bath. The assumptions and calculations confirmed the fundamental possibility of using a system of two-level air-jet screens for large baths.*

*Key words:* two-level, screening jet, efficiency, rotating flows, coaxial counter jets.

Надійшла до редакції / Received 02.06.2021

УДК 697.957

## Лабораторні дослідження структури газодинамічних потоків

Д. В. Гузик<sup>1</sup>, В. О. Мілейковський<sup>2</sup>, О. В. Череднікова<sup>3</sup>, М. І. Сопільник<sup>4</sup>, О. В. Приймак<sup>5</sup>

<sup>1</sup>к.т.н., доц. Національний університет «Полтавська політехніка ім. Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна, guzikd64@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2130-951X

<sup>2</sup>д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, v\_mil@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8543-1800

<sup>3</sup>к.т.н., доц. Національний університет «Полтавська політехніка ім. Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна, al.chered108@gmail.com, ORCID: 0000-0003-4684-9870

<sup>4</sup>студент. Національний університет «Полтавська політехніка ім. Юрія Кондратюка», maxim007@i.ua

<sup>5</sup>д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, 02oprymak@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9515-9879

*Анотація. У статті ставиться питання необхідності вдосконалення конструкції та рекомендацій з установки витяжних вентиляційних пристроїв. Зроблено аналіз останніх досліджень та публікацій, що були присвячені розгляду теоретичних й практичних аспектів руху газодинамічних потоків в системах вентиляції і висвітлені в працях як вітчизняних так і зарубіжних вчених. Наведені головні вимоги до витяжних вентиляційних пристроїв. Розглянуто різні пристрої витяжної вентиляції. Сформульовані цілі і необхідність проведення експериментів з дослідження впливу насадок на формування руху повітря біля них. Представлено конструкцію стенду на якому проводилися досліди в лабораторії кафедри теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетики Національного університету «Полтавська політехніка ім. Юрія Кондратюка». Наведено результати стендових випробувань різноманітних вентиляційних насадок на аеродинамічні та акустичні показники. Проведені досліди, зроблено їх аналіз та порівняння. Зроблені основні висновки за результатами проведених лабораторних експериментів. Доведена необхідність і перспективи подальших досліджень з поставлених питань.*

*Ключові слова: витяжна вентиляція, витяжні пристрої, гідрогазодинаміка, спектр всмоктування, шумові характеристики.*

**Вступ.** У наш час застосування систем вентиляції та кондиціонування повітря є однією з найголовніших умов життя і праці людини. Задача спеціалістів у цій галузі полягає в забезпеченні допустимих чи комфортних умов перебування людини в приміщенні, тобто створенні певного мікроклімату.

**Актуальність дослідження.** На сьогодні робота систем вентиляції та кондиціонування повітря, тобто створення певних умов в побуті і на робочому місці, є невід'ємною частиною життя людей. Необхідний мікроклімат призводить до підвищення продуктивності праці та ефективності відпочинку та поліпшення психоемоційного стану.

Для створення певних параметрів мікроклімату в побуті і на виробництві сьогодні масово використовуються установки примусової подачі або видалення повітря. Устаткування цих систем дозволяє не тільки видаляти з приміщень виробничі шкідливості, але й за необхідності, очищати витяжне повітря за допомогою фільтрів. Також при нагнітанні, можливо очищати, охолоджувати або нагрівати повітря, що подається до приміщення. З точки зору ефективної роботи витяжних систем цікавим аспектом їхньої роботи є розгляд питання

формування повітряних потоків саме біля всмоктувального отвору залежно від типу, марки пристрою та місця його розташування відносно стелі або вертикальної поверхні.

**Останні дослідження та публікації.** Механічна вентиляція має на порядки вищу ефективність, аніж природна [1]. Саме тому на сьогодні перевагу віддають саме механічній вентиляції.

Питання руху повітря в приміщенні внаслідок роботи систем вентиляції та кондиціонування повітря в останній час було присвячено чимало робіт як і вітчизняних [2, 3], так і закордонних [4] авторів. Питаннями пов'язаними з формуванням повітряних потоків біля різноманітних припливних пристроїв також ретельно займались закордонні [5, 6] та українські вчені [7,8].

Цікавим є і розгляд питання руху газодинамічних потоків біля приймальних отворів витяжних систем вентиляції. Від геометричних характеристик приміщення, місця розташування приймального отвору, його типу, ступеню відкриття та інших чинників залежить ефективність роботи систем і, як наслідок, якість повітря в приміщенні. Крім того, в умовах сьогодення все частіше серед вимог до роботи системи

забезпечення мікроклімату висувається й питання забезпечення встановлених норм шуму, що генерують ці системи.

Природні та штучні припливні та витяжні вентиляційні системи повинні відповідати наступним санітарно-гігієнічним вимогам:

- створювати в робочій зоні приміщень нормовані метеорологічні умови праці (температуру, вологість і швидкість руху повітря);
- видалення з приміщень шкідливих газів, парів, пилу та аерозолів;
- не подавати до приміщення забрудненого повітря ззовні або шляхом засмоктування забрудненого повітря з суміжних приміщень;
- бути доступними для управління та ремонту під час експлуатації;
- не створювати на робочих місцях протягів чи різкого охолодження;
- не створювати під час експлуатації додаткових незручностей (наприклад, шуму, вібрацій, потрапляння опадів).

У приміщенні або відкритому просторі, з якого примусово видаляється повітря, виникає своєрідний повітряний потік, який називають всмоктувальною струминою. Умовою її виникнення є різниця між атмосферним тиском і розрідженням повітря в площині всмоктувального отвору. Під дією цієї різниці тисків навколишнє повітря з усіх напрямків рухається до всмоктувального отвору. З наближенням до нього швидкість, м/с, і прискорення, м/с<sup>2</sup>, зростають.

Через будь які замкнуті поверхні, які охоплюють всмоктувальний отвір, протікає однакова витрата повітря, яка дорівнює витраті повітря в отворі. Якщо стік повітря до всмоктувального отвору розвивається на відстані від твердих поверхонь, то ніщо не гальмує вільний рух потоку повітря.

Кожна частинка потоку в своєму русі зближується з сусідніми але не переганяє і не відстає від них у напрямку руху всмоктування його в круглий, квадратний чи прямокутний отвори. Це – важлива особливість даного потоку і дозволяє застосувати до нього залежності теоретичної аеродинаміки для потенціальних течій.

Іншою особливістю є те, що потік діє в порівняно обмеженій області поблизу всмоктувального отвору. Експериментально досліджена структура повітряного потоку під час всмоктування його в круглий, квадратний і прямокутний отвір.

З рис. 1 [1] видно, що на відстані одного діаметра швидкість повітря становить біля 7 %

від швидкості в отворі. Ізотахи розподілення швидкості дещо витягнуті і подібні до дуг еліпса. Спектр всмоктування біля отворів квадратної форми мало відрізняється від спектра біля круглого отвору. Зона дії отворів прямокутної форми більша, ніж отворів квадратної чи круглої форми.

У своїх дослідженнях С. С. Жуковський визначив зміну швидкості, яка формується залежно від його форми (рис. 2). У наш час в арсеналі проєктувальника з'явився ряд нових приймальних пристроїв. Фірми-виробники у багатьох випадках не надають майже ніякої інформації щодо формування спектрів всмоктування на вході в ці пристрої. Майже відсутні данні виробників цих пристроїв щодо шумових характеристик, які змінюється, наприклад, при зміні (регулюванні) площі живого перерізу приймального пристрою. Ці характеристики в загальному випадку слід визначати експериментально.

**Формування цілей статті.** Метою даної роботи є дослідження формування газодинамічних потоків повітря біля приймальних отворів сучасних витяжних вентиляційних систем, а також визначення їхніх шумових характеристик.

**Основна частина.** Для досліджень обрано:

- «вільний вхід» повітря до повітропроводу з оцинкованої сталі діаметром 150 мм;
- решітка вентиляційна МВ 150 ПФс ПрАТ «Вентиляційні системи», Україна, м. Київ;
- анемостат А150 ВРФ ПрАТ «Вентиляційні системи», Україна, м. Київ.

Для проведення дослідів використано лабораторний стенд на базі металевих круглих повітропроводів з оцинкованої сталі зі шведським вентилятором моделі Systemair Svenge SE-73930 з регулятором швидкості (з 6 режимами), що змонтований у лабораторії кафедри «Теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетики» Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» (рис. 3).

Лабораторні дослідження спектру всмоктування біля приймальних пристроїв проводилися шляхом візуальної фіксації за допомогою:

- панелі з оргскла з закріпленими на ній різнокольоровими прапорцями на шарнірній осі для, «вільного» їхнього обертання (рис. 4);
- металевої «рамки» з закріпленими на ній синтетичними нитками діаметром 0.75 мм (рис. 5).

Звуковий тиск зменшується зі збільшенням відстані від джерела звуку і залежить від акустичних характеристик приміщення та місця знаходження джерела звуку (рис. 6).



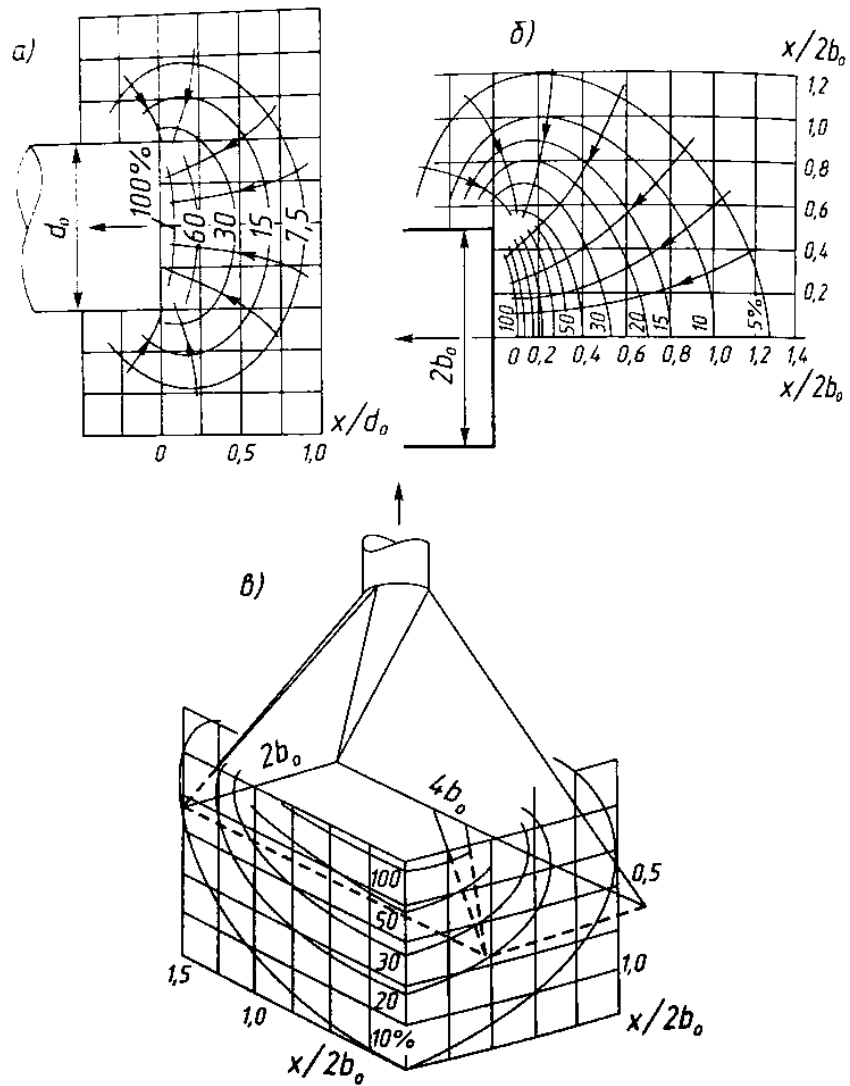


Рис. 1. Структура формування повітряних потоків біля всмоктувальних отворів [1]

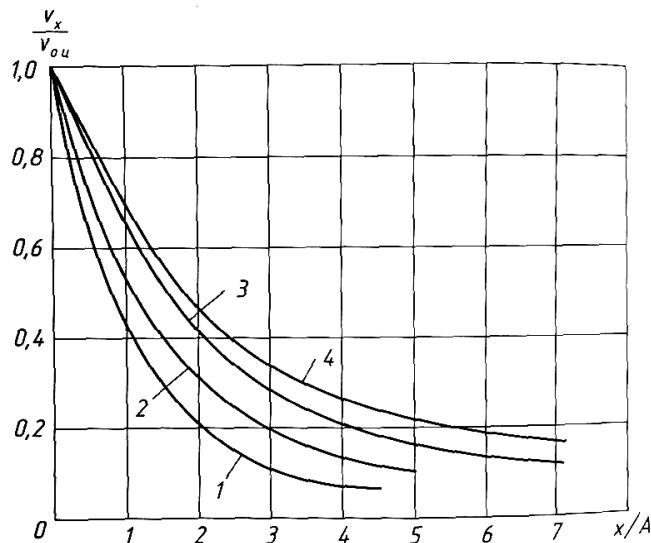


Рис. 2. Зміна відносної швидкості для різної форми всмоктувального отвору  
 1 – круглого отвору, 2 – прямокутного з співвідношенням 1:10, 3 – прямокутного з співвідношенням 1:2, 4 – плоского з співвідношенням 1:80.



Рис. 3. Загальний вид стенду для проведення досліджень

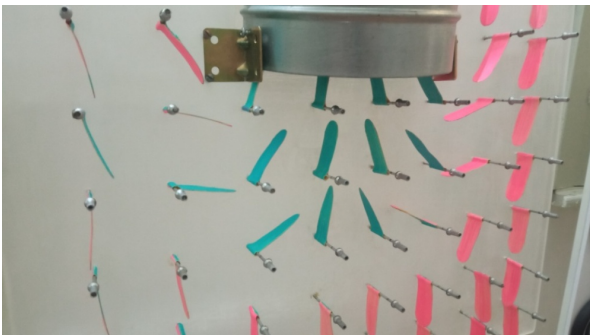


Рис.4. Візуалізація повітряних потоків за допомогою панелі з оргскла та флажків

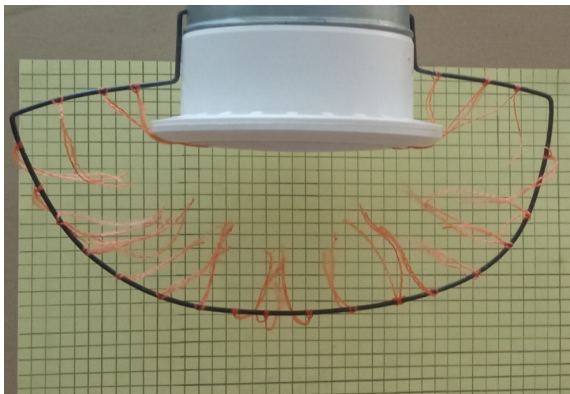


Рис. 5. Візуалізація повітряних потоків за допомогою металевої «рамки» з нитками

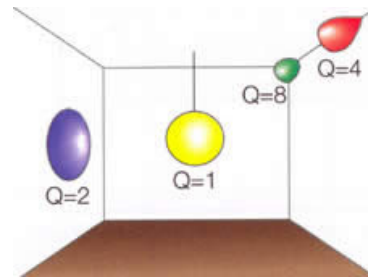


Рис. 6. Коефіцієнти направленості шуму для різних положень джерел шуму у приміщенні:  
 $Q=1$  – у центрі приміщення,  $Q=2$  – на стіні та стелі,  
 $Q=4$  – у торці стелі та стіні,  $Q=8$  – у кутку

На рівень звукового тиску, створюваного джерелом шуму, в першу чергу впливають: рівень звукової потужності джерела, коефіцієнт спрямованості, відстань до джерела та звукопоглинальні характеристики приміщення.

Окремий експеримент проводився для визначення рівня шуму, дБ, який утворювався при проходженні повітря крізь відповідний приймальний отвір і змінювався залежно від ступеня його відкриття.

При проведенні експериментів у кожному досліді визначався динамічний тиск на прямій ділянці вертикального повітроводу діаметром 150 мм, на якому залишався вільний вихід або встановлювалися приймальні пристрої. Кожна серія випробувань передбачала проведення дослідів на шести швидкостях вентилятора. Для анемостата досліді повторювалися при чотирьох положеннях регульовального диска – 5, 10, 15 і 20 обертів. Це давало можливість змінювати площу живого перерізу для проходу повітря через цей пристрій.

Вимірювання динамічного тиску здійснювалося електронним мікроманометром ММЦ-200 (рис.7) з пневмометричною трубкою № 8. Після визначення динамічного тиску  $P_{дин}$ , Па, визначалася швидкість руху повітря та його витрата в живому перерізі повітрязабірного пристрою. Досліді проведено при температурі повітря 15 °С. Густина повітря становить 1,226 кг/м<sup>3</sup>.

Результати досліджень (рис. 8-10, табл. 1-6) показують такі особливості:

- візуально простежується наявність «застійних зон» за деяких положень (ступеню відкриття) анемостата;
- вентиляційна решітка забезпечує рівномірний розподіл спектру всмоктування повітря за всіх режимах роботи вентилятора;
- шум від анемостата А150 ВРФ збільшується при зменшенні площі живого перерізу для проходу повітря, а при суттєвому її зменшенні навіть виникає дискомфорт унаслідок недопустимого рівня шуму.



Рис. 7. Визначення динамічного тиску мікроманометром ММЦ-200

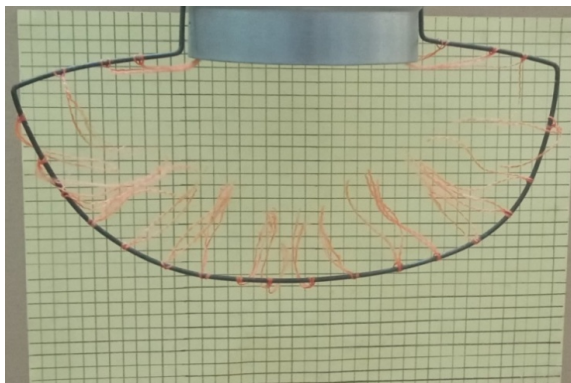


Рис. 9 Дослідження «вільного входу» повітря в повітропровід з режимом швидкості №6.

Таблиця 1

Результати випробувань «вільного входу»

Режим	Динамічний тиск $P_{дин}$ , Па	Швидкість $V$ , м/с	Витрата $L$ , м <sup>3</sup> /год
1	0,7	1,07	65
2	1	1,28	78
3	1,6	1,62	99
4	4,4	2,68	164
5	8,2	3,66	224
6	10,9	4,22	258

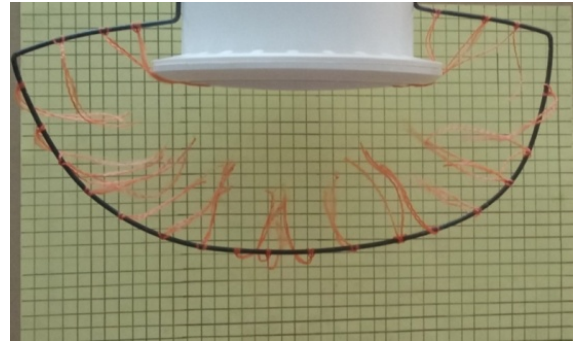


Рис. 10. Дослідження формування повітряних потоків біля анемостата А150 ВРФ.

Таблиця 2

Результати вимірювань вентиляційної решітки МВ 150 ПФС

Режим	Динамічний тиск $P_{дин}$ , Па	Швидкість $V$ , м/с	Витрата $L$ , м <sup>3</sup> /год
1	10	4,04	247
2	22	5,99	367
3	32	7,23	442
4	57	9,64	590
5	127	14,39	881
6	10,9	15,06	922

Таблиця 3

Результати вимірювань анемостату у 1 положенні (ступінь відкриття 5 обертів регулюючого диску анемостата)

Режим	Динамічний тиск $P_{дин}$ , Па	Швидкість $V$ , м/с	Витрата $L$ , м <sup>3</sup> /год
1	0,7	1,07	65
2	1	1,28	78
3	1,6	1,62	99
4	4,4	2,68	164
5	8,2	3,66	224
6	10,9	4,22	258

Таблиця 4

Результати вимірювань анемостату у 2 положенні (ступінь відкриття 10 обертів регулюючого диску анемостата)

Режим	Динамічний тиск $P_{дин}$ , Па	Швидкість $V$ , м/с	Витрата $L$ , м <sup>3</sup> /год
1	0,7	1,07	65
2	1	1,28	78
3	1,6	1,62	99
4	4,4	2,68	164
5	8,2	3,66	224
6	10,9	4,22	258

Таблиця 5

Результати вимірювань анемостату у 3 положенні (ступінь відкриття 15 обортів регулюючого диску анемостата)

Режим	Динамічний тиск $P_{дин}$ , Па	Швидкість $V$ , м/с	Витрата $L$ , м <sup>3</sup> /год
1	0,7	1,07	65
2	1	1,28	78
3	1,6	1,62	99
4	4,4	2,68	164
5	8,2	3,66	224
6	10,9	4,22	258

Таблиця 6

Результати вимірювань анемостату у 4 положенні (ступінь відкриття 20 обортів регулюючого диску анемостата – повне використання живого перерізу)

Режим	Динамічний тиск $P_{дин}$ , Па	Швидкість $V$ , м/с	Витрата $L$ , м <sup>3</sup> /год
1	0,7	1,07	65
2	1	1,28	78
3	1,6	1,62	99
4	4,4	2,68	164
5	8,2	3,66	224
6	10,9	4,22	258

**Висновки.** Аналіз отриманих результатів досліджень стендових випробувань різних приймальних вентиляційних отворів показує, що:

- для окремих положень (ступеню відкриття) анемостату марки А150 ВРФ ПрАТ «Вентиляційні системи» візуально спостерігається наявність «застійних зон»;
- вентиляційна решітка МВ 150 ПФС виробництва цієї ж фірми забезпечує рівномірний розподіл спектру всмоктування повітря на всіх режимах роботи вентилятора, що застосовувались;
- генерування шуму анемостата А150 ВРФ посилюється при зменшенні площі живого перерізу для проходу повітря, а при суттєвому її зменшенні навіть виникає дискомфорт унаслідок перевищення допустимого рівня шуму.

**Перспективи подальших досліджень.** У подальшому слід зробити спробу виведення аналітичних залежностей які б давали змогу аналізувати спектри повітряних потоків, що формуються біля приймальних всмоктувальних отворів різних типів.

### Література

1. Мілейковський В. О. Аналітичні дослідження енергетичної ефективності природної вентиляції / В. О. Мілейковський, Г. М. Клименко // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*. – 2016. – Вип. 20. – С. 39-45.
2. Жуковський С. С. Аеродинаміка вентиляції : навч. посіб. для вищих навч. закладів / С. С. Жуковський, В. Й. Лабай. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2003. – 370 с.
3. Возняк О. Т. Моделювання повітророзподілу в приміщенні у змінному режимі за допомогою моделі турбулентності Спаларта – Алмараса / О. Т. Возняк, І. Є. Сухолова // *Вісник Національного університету "Львівська політехніка"*. Теорія і практика будівництва. – 2016. – № 844. – С. 26-33.
4. Шепелев І. А. Аеродинаміка воздушных потоков в помещении / И. А. Шепелев. – Москва: Стройиздат, 1978. – 144 с.
5. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции / В.Н. Талиев. – Москва: Стройиздат, 1979. – 295 с.
6. Alkheir M. Experimental study of the vortex organization in a rectangular impinging jet in the presence of self-sustained tones / M. Alkheir, H. N. Assoum, J. Hamdi, T. Mrach // *Energy Reports*. – 2022. – Vol. 8. – P. 1486-1492.
7. Корбут В. П. Використання взаємодії опуклих напівобмежених струмин при вентиляції зі змінною витратою повітря / В. П. Корбут, В. О. Мілейковський, В. Г. Дзюбенко, І. А. Саченко // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник*. – 2021. – Вип. 37. – С.7-12.
8. Корбут В. П. Повітророзподілення опуклими напівобмеженими струминами при вентиляції з постійною витратою повітря / В. П. Корбут, В. О. Мілейковський // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник*, 2021. – Вип. 36. – С.37-50.

### References

1. Mileikovskiy V. O., Klymenko H. M. "Analytical researches of energy efficiency of natural ventilation." *Ventilyatsiya, osvithennia ta teplohozopostachannia*, vyp. 20, 2016, pp. 39-45.
2. Zhukovskiy S. S., Labai V. Y. *Aerodynamika ventilyatsii*. Vydavnytstvo Lvivskoi politekhniki, 2003.
3. Vozniak O. T., Sukholova I. Ye. "Modeliuvannia povitrorozpodilu v prymishchenni u zminnomu rezhymi za dopomohoiu modeli turbulentsnosti Spalarta – Almarasa." *Visnyk Natsionalnoho universytetu "Lvivska politekhnika"*. Teoriia i praktyka budivnytstva, no 844, 2016, pp. 26-33.

4. Shepelev I. A. *Aerodinamika vozdushnykh potokov v pomeshchenii*. Stroiizdat, 1978.
5. Taliev V. N. *Aerodinamika ventiliatsii*. Stroiizdat, 1979.
6. Alkheir M., Assoum H. H., Hamdi J., Mrach. T. “Experimental study of the vortex organization in a rectangular impinging jet in the presence of self-sustained tones.” *Energy Reports*, vol. 8, 2022, pp. 1486-1492.
7. Korbut V. P., Mileikovskiy V. O., Dziubenko V. H., Sachenko I. A. “Vykorystannia vzaiemodii opuklykh napivobmezhenykh strumyn pry ventyliatsii zi zminnoiu vytratoiu povitria” *Ventylitsiia, osviltennia ta teplo hazo-postachannia: naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, vyp. 37, 2021, pp. 7-12.
8. Korbut V. P., Mileikovskiy V. O. “Povitorozpodilennia opuklymy napivobmezhenymy strumynamy pry ventyliatsii z postiinoiu vytratoiu povitria” *Ventylitsiia, osviltennia ta teplo hazo-postachannia: naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, vyp. 36, 2021, pp. 37-50.

УДК 697.957

## Лабораторные исследования структуры газодинамических потоков

Д. В. Гузик<sup>1</sup>, В. А. Милейковский<sup>2</sup>, А. В. Чередникова<sup>3</sup>, М. И. Сопильник<sup>4</sup>, О. В. Приймак<sup>5</sup>

<sup>1</sup>к.т.н., доц. Национальный университет Полтавская политехника им. Юрия Кондратюка, г. Полтава, Украина, guzkd64@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2130-951X

<sup>2</sup>д.т.н., проф. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, v\_mil@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8543-1800

<sup>3</sup>к.т.н., доц. Национальный университет Полтавская политехника им. Юрия Кондратюка, г. Полтава, Украина, al.chered108@gmail.com, ORCID: 0000-0003-4684-9870

<sup>4</sup>студент. Национальный университет Полтавская политехника им. Юрия Кондратюка, г. Полтава, Украина, maxim007@i.ua

<sup>5</sup>д.т.н., проф. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, 02oprymak@gmail.com ORCID: 0000-0002-9515-9879

*Аннотация. В статье ставится вопрос о необходимости совершенствования конструкции и рекомендаций по установке вытяжных вентиляционных устройств. Проведен анализ последних исследований и публикаций, посвященных рассмотрению теоретических и практических аспектов движения газодинамических потоков в системах вентиляции и освещенных в трудах как отечественных, так и зарубежных ученых. Представлены главные требования к вытяжным вентиляционным устройствам. Рассмотрены методы вытяжной вентиляции. Сформулированы цели и необходимость проведения экспериментов по исследованию влияния насадок на формирование движения воздуха. Представлена конструкция стенда, на котором проводились опыты в лаборатории кафедры теплогазоснабжения, вентиляции и теплоэнергетики Национального университета «Полтавская политехника имени Юрия Кондратюка». Приведены результаты стендовых испытаний различных вентиляционных насадок на аэродинамические и акустические показатели. Проведены опыты, их анализ и сравнение. Выбран наиболее подходящий вариант вытяжной вентиляции. Сделаны основные выводы по результатам проведенных лабораторных экспериментов. Доказана необходимость и перспективы дальнейших исследований по поставленным вопросам.*

*Ключевые слова: вытяжная вентиляция, вытяжные устройства, hydrogasdynamics, exhaust spectrum, noise characteristics.*

UDC 697.957

## Laboratory Studies of the Structure of Gas Dynamic Flows

D. Guzik<sup>1</sup>, V. Mileikovsky<sup>2</sup>, A. Cherednikova<sup>3</sup>, M. Sopilnik<sup>4</sup>, O. Priymak<sup>5</sup>

<sup>1</sup> PhD, associate professor. National University "Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic", Poltava, Ukraine, [guzikd64@ukr.net](mailto:guzikd64@ukr.net), ORCID: 0000-0003-2130-951X

<sup>2</sup> Dr. Hab., prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, [v\\_mil@ukr.net](mailto:v_mil@ukr.net), ORCID: 0000-0001-8543-1800

<sup>3</sup> PhD, associate professor. National University "Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic", Poltava, Ukraine, [al.chednik108@gmail.com](mailto:al.chednik108@gmail.com), ORCID: 0000-0003-4684-9870

<sup>4</sup> student. National University "Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic", Poltava, Ukraine, [maxim007@i.ua](mailto:maxim007@i.ua)

<sup>5</sup> Dr. Hab., prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, [02opriymak@gmail.com](mailto:02opriymak@gmail.com), ORCID: 0000-0002-9515-9879

*Abstract. The article raises the question of the need to address the issues of improving the design and recommendations for installing exhaust ventilation devices. The analysis of recent studies and publications devoted to the consideration of theoretical and practical aspects of the movement of gas-dynamic flows in ventilation systems and covered in the works of both domestic and foreign scientists is carried out. The main requirements for exhaust ventilation devices are presented. Exhaust ventilation methods are considered. The goals and necessity of conducting experiments to study the influence of nozzles on the formation of air movement are formulated. The design of the stand is presented, on which experiments were carried out in the laboratory of the Department of Heat and Gas Supply, Ventilation and Heat Power Engineering of the National University "Poltava Polytechnic named after Yuriy Kondratyuk". The results of bench tests of various ventilation nozzles for aerodynamic and acoustic performance are presented. Experiments, their analysis and comparison were carried out. The most suitable variant of exhaust ventilation has been selected. The main conclusions are made based on the results of laboratory experiments. The necessity and prospects for further research on the issues raised are proved. The presence of "stagnant zones" for some positions (degree of opening) of the A150 brand of VRF of PJSC "Ventilation systems" is visually traced. Ventilation grille MV 150 PFS manufactured by the same company provides a uniform distribution of the suction spectrum of air in all modes of operation of the fan used. Noise characteristics of the A150 VRF anemostat increase with decreasing living cross-sectional area for air passage, and with its significant reduction, even discomfort occurs due to increased noise level.*

*Keywords: exhaust ventilation, exhaust devices, hydrodynamics, rangeofhood, noisecharacteristics.*

Надійшла до редакції / Received 03.06.2021

УДК 62-664.2

## Аеродинамічні характеристики процесу спалювання тирси в вихровій топці

Р. Л. Джиоев<sup>1</sup>, І. О. Редько<sup>2</sup>, А. О. Редько<sup>3</sup>, Ю. О. Півненко<sup>4</sup>, Ю. О. Бурда<sup>5</sup>, С. О. Алфьоров<sup>6</sup>, О. В. Приймак<sup>7</sup>

<sup>1</sup> асп. Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна, [office@khgorgas.com.ua](mailto:office@khgorgas.com.ua), ORCID 0000-0003-4046-7038

<sup>2</sup> д.т.н., проф. Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, Україна, [germes\\_s2006@ukr.net](mailto:germes_s2006@ukr.net), ORCID:0000-0002-9863-4487

<sup>3</sup> д.т.н., проф. Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна, [andrey.ua-mail@ukr.net](mailto:andrey.ua-mail@ukr.net), ORCID: 0000-0003-2331-7273

<sup>4</sup> к.т.н., асист. Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна, [pivnenko.yura@gmail.com](mailto:pivnenko.yura@gmail.com), ORCID 0000-0002-6675-2649

<sup>5</sup> к.т.н., асист. Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна, [burda.yurii@gmail.com](mailto:burda.yurii@gmail.com), ORCID 0000-0003-3470-1334

<sup>6</sup> асп. Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна, [sergey.alf312@gmail.com](mailto:sergey.alf312@gmail.com), ORCID 0000-0003-3451-1004

<sup>7</sup> д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, [02opriymak@gmail.com](mailto:02opriymak@gmail.com), ORCID: 0000-0002-9515-9879

*Анотація. У даний час одним із основних напрямків стратегічного розвитку України є досягнення енергетичної незалежності. Для реалізації цього необхідно впроваджувати системи використання наявних у нашій державі енергетичних ресурсів. Оскільки значну частину економічної діяльності країни займає сільськогосподарська діяльність, застосування низькосортних видів палив, більшість з яких є відходами саме даної сфери, є актуальним і вигідним з економічних та екологічних міркувань. При цьому реконструкція котлів, удосконалення методів і способів спалювання в вихрових топках низькосортних видів палива дозволить суттєво скоротити споживання імпортованого природного газу і наблизити країну до статусу енергетично незалежної держави. При цьому на виході з топки забезпечується висока ефективність сепарації частинок, у яких ступінь вигорання коксу становить 100%. Значення об'ємної концентрації частинок  $\beta < 3 \cdot 10^{-2}$  характеризує аеродинамічний режим руху частинок у топці, як режим газової суспензії. У статті наведено результати чисельного дослідження поведінкових характеристик процесу спалювання деревної тирси діаметром від 25 мкм до 750 мкм у вихровій топці з зустрічними закрученими потоками повітря. Наведено поля статичного тиску та абсолютної швидкості в топковому об'ємі. Показано зміну густини потоку, об'ємної концентрації частинок за висотою топки. Витратна концентрація частинок становить 0,094 кг/кг повітря. У ході виконання досліджень визначено основні характеристики процесу спалювання деревної тирси у вихровій топці з зустрічними закрученими потоками повітря, а саме: більш висока швидкість газів спостерігається в пристіновій області в нижній частині топки; при збільшенні діаметрів частинок палива зона із максимальним вмістом коксу в них переміщується із нижньої зони топки до верхньої; тиск газів змінюється незначно як по висоті, так і по перетину топки.*

*Ключові слова: спалювання палива, вихрові топки, сепарація частинок, швидкість паливно-повітряної суміші.*

**Вступ.** Для підвищення рівня енергетичної незалежності України, а саме зменшення споживання природного газу, використовують різні місцеві палива та відходи (деревні відходи, газоподібні, низькосортні палива та ін.). Для спалювання низькосортних палив реконструюються топки котлів. На даний час ще недостатньо вивченим є енергоефективність процесів спалювання низькосортних видів палива в топках.

**Актуальність дослідження.** У даний час одним із основних напрямків стратегічного розвитку України є досягнення енергетичної незалежності. Для реалізації цього необхідно впроваджувати системи використання наявних у нашій державі енергетичних ресурсів. Оскільки значну частину економічної діяльності країни займає сільськогосподарська діяльність, застосува-

ння низькосортних видів палив, більшість з яких є відходами саме даної сфери, є актуальним і вигідним з економічних та екологічних міркувань. При цьому реконструкція котлів, удосконалення методів і способів спалювання в вихрових топках низькосортних видів палива дозволить суттєво скоротити споживання імпортованого природного газу і наблизити країну до статусу енергетично незалежної держави.

**Останні дослідження та публікації.** У 2020 році в Німеччині на деревній біомасі – тирсі та пеллетах, – працює понад 550 газогенераторних електростанцій. За їхньою кількістю країна знаходиться на першому місці у світі. Сьогодні Німеччина є основним виробником обладнання для газифікації біомаси в Європі. Однак, висока вартість обладнання (близько 5-6 тисяч євро за

1 кВт електроенергії) обмежує його широке застосування [1]. При цьому продовжують розвиватися технології спалювання біопалив.

У наш час для спалювання біомаси і різних паливних відходів широко застосовуються топки, обладнані решітками для спалювання біомаси високої вологості, різного фракційного складу і високої зольності.

Для спалювання відходів сільського господарства застосовуються топки з вібраційною чи обертовою решіткою [2-5].

Спалювання твердих палив і топкових відходів у топках з киплячим шаром здійснюється в комерційних котлах різної потужності з великим топковим об'ємом. Застосовуються наявні котли після їхньої модернізації та котли нових конструкцій [2-6].

Шахтні топки з нерухомою похилою решіткою застосовуються для спалювання вологих деревних відходів. Однак, вони характеризуються низькою ефективністю спалювання палива. При цьому через значний об'єм вологого палива регулювання процесу горіння ускладнене.

Топки з зануреними поверхнями нагріву застосовувались у котлах вугільних шахт в Україні [7, 8]. Топки з поворотними поверхнями забезпечують регулювання теплової потужності котла і підтримують температуру киплячого шару.

Технологічні обмеження спалювання твердого палива в киплячому шарі – висота шару повинна становити понад 350 мм при теплонарузі активної площі решітки понад 10 МВт/м<sup>2</sup>. При цьому малі габарити топкового об'єму ускладнюють роботу систем подачі вторинного повітря повернення виносу, регулювання процесу горіння. Рекомендована теплова потужність котлів становить понад 6 МВт.

Останнім часом з'явилися топки, у яких поєднується процес спалювання палива в киплячому шарі з вихровим спалюванням у надшаровому просторі. У [10] наведена тепла схема циклонно-шарової топки, у якій первинне повітря подається під шар, створюючи закручений газований потік.

Сучасна промисловість випускає комерційні котли з киплячим шаром (фірма Kawasaki): котли з бульбашковим киплячим шаром; котли із зовнішньою та внутрішньою циркуляцією киплячого шару. У роботах [11-13] показана ефективність застосування технології киплячого шару при спалюванні деревних відходів різного фракційного складу. Однак, для досягнення сталого гідравлічного режиму псевдозрідження дрібнофракційного деревного палива з'являється необхідність застосування шароутворювального інертного матеріалу через велику парусність деревного палива.

Більш ефективними для спалювання дрібного палива є топки швидкісного горіння – циклонні та вихрові топки, що характеризуються низькою металоємністю, малими габаритами та простою конструкцією [17, 18]. При цьому спалювання біомаси характеризується пошаровою подачею повітря і палива в топку чи камеру згорання, а також вигоранням частинок палива при великій швидкості й обмеженому об'ємі топки [16].

У [15, 16] наведено конструкцію камери згорання газотурбінного двигуна для спалювання деревного пилу. Наведено результати моделювання процесів спалювання пилу з концентрацією 74,8 мг/м<sup>3</sup>. Вказано, що спостерігається нерівномірність температурного поля на виході з камери згорання, що становить 23 % за середньої температури газів на виході 1147 °С. У [18] наведено опис теплової схеми вихрової топки з убудованими закрученими лопатками та параметри роботи процесів при спалюванні торфу.

Перспективним напрямком спалювання паливних відходів є створення інтенсивних процесів у вихрових топках. Вихрові технології все більш широко використовуються при організації горіння рідких, твердих і газоподібних палив [22, 23]. Їх широко застосовують в енергетиці з 1970 року [24-34] та аспіраційних системах [35].

Основні переваги вихрової технології спалювання полягають у поліпшенні екологічних показників, стійкості спалахування та горіння твердого палива. Вихрова технологія забезпечує спалювання твердих палив, таких як кам'яне й буре вугілля, горючі сланці, торф, відходи оброблення деревини та інші види біопалива. Вона може бути реалізована в традиційних камерних топках за рахунок їхньої модернізації. Вихрові технології використовують принцип спалювання твердого палива в умовах багаторазової циркуляції частинок у камерній топці.

У камерній топці великі завихрення не забезпечують цілісність потоку. Циклоно-вихрова технологія спалювання твердого палива дозволяє зменшити топковий об'єм котельного агрегату, його габарити й масу. Інтенсивне перемішування частинок палива та повітря в закрученому потоці забезпечує інтенсивний тепломасообмін і спалювання палива.

**Формулювання цілей статті.** Метою даної роботи є чисельне дослідження характеристик процесу спалювання деревної тирси у вихровій топці з зустрічними закрученими потоками повітря.

**Метод дослідження.** Методика досліджень базується на фізико-математичних методах теоретичних досліджень процесів спалювання низькосортних газоподібних та твердих палив на



основі законів і рівнянь фізико-хімічної кінетики, аеродинаміки та тепломасообміну, і зокрема, фізико-математичного моделювання взаємодії струмин. Застосовано методи експериментальних лабораторних і натурних досліджень на основі сучасних теорій постановки, виконання, математичної обробки й отримання достовірних даних результатів теплофізичного експерименту [19,20].

Чисельні дослідження проводилися за допомогою системи диференціальних рівнянь у частинних похідних (ДРЧП), яку складено з осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса, двох рівнянь диференційної  $k$ - $\varepsilon$  моделі турбулентності, рівнянь збереження для безрозмірних функцій Шваба-Зельдовича і для пульсацій цих функцій, а також інтегро-диференціального рівняння переносу випромінювання.

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = S_n, \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{с});$$

$$\rho \frac{\partial u_j u_j}{\partial x_j} - \frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = S_{fi}, \text{ Па}/\text{м},$$

$$\rho \frac{\partial u_j h}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_m}{Pr_m} \right) \frac{\partial h}{\partial x_j} = S_Q, \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{с}),$$

$$\rho \frac{\partial u_j k}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu + \frac{\mu_m}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho(G - \varepsilon) = 0, \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с}^3),$$

$$\rho \frac{\partial u_j \varepsilon}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu + \frac{\mu_m}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} -$$

$$- \rho(C_{\varepsilon 1} G - C_{\varepsilon 2} \varepsilon) \frac{\varepsilon}{k} = 0, \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с}^4),$$

$$j=1, 2, 3,$$

$$\rho \frac{\partial (\vec{u} f_n)}{\partial x_q} = \frac{\partial}{\partial x_q} \left( \frac{\mu_m}{\sigma_m} \frac{\partial f_n}{\partial x_q} \right) + S_n,$$

$$\rho \frac{\partial (\vec{u} g_n)}{\partial x_q} = \frac{\partial}{\partial x_q} \left( \frac{\mu_m}{\sigma_m} \frac{\partial g_n}{\partial x_q} \right) + C_g \mu_m \left( \frac{\partial f_n}{\partial x_q} \right)^2 - C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} g_n,$$

$$q = 1, 2, n = 1, 2, 3,$$

$$\frac{1}{\beta_0} \frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + I(\vec{r}, \vec{s}) =$$

$$= (1 - \omega_0) I_b(\vec{r}) + \frac{\omega_0}{4\pi} \int_{\Omega=4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}) d\Omega', \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

де  $u_j$  – декартові компоненти вектора усередненої швидкості газу, м/с;  $x_j$  – декартові координати, м;  $S_n$  – джерело маси, відповідне переносу маси в газову фазу від частинок, що реагують, кг/(м<sup>3</sup> с);  $\rho$  – густина газу, кг/м<sup>3</sup>;  $p$  – тиск газу, Па;  $\tau_{ij}$  – компоненти тензора напружень

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_m) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \text{ Па};$$

$\mu$  – динамічна в'язкість, Па·с;  $\mu_m$  – турбулентна в'язкість, що визначається за формулою Колмогорова-Прандтля;

$$\mu_m = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$C_\mu$  – емпіричний коефіцієнт;  $k$  – кінетична енергія турбулентності

$$k = \frac{1}{2} u'_i u'_i, \text{ м}^2/\text{с}^2;$$

$u'_i$  – збурення швидкості газу відносно усередненого значення, м/с;  $\varepsilon$  – питома швидкість дисипації кінетичної енергії турбулентності

$$\varepsilon = \frac{1}{2} v \left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2, \text{ м}^2/\text{с}^3;$$

$v$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с;  $S_{fi}$  – джерело кількості руху, обумовлене міжфазною взаємодією, Па/м;  $h$  – питома ентальпія;

$$h = \sum_i Y_i \left( \Delta h_{fi}^0 + \int_{T^0}^T c_{pi}(T) dT \right), \text{ Дж}/\text{кг};$$

$Y_i$  – масова частка хімічного компонента  $i$ ;  $\Delta h_{fi}^0$  – питома ентальпія освіти хімічного компонента  $i$ , Дж/кг;  $T$  – температура газу, К;  $T^0$  – стандартна температура, К;  $c_{pi}$  – питома теплоємність хімічного компонента  $i$  при постійному тиску, Дж/(кг·К);  $Pr$  – число Прандтля;  $Pr_m$  – турбулентне число Прандтля;  $S_Q$  – джерело теплоти, Дж/(м<sup>3</sup>·с), обумовлене міжфазною взаємодією з частинками;  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$ ,  $C_g$ ,  $C_d$ ,  $\sigma_T$ , – емпіричні коефіцієнти;  $G$  – член, що характеризує генерацію кінетичної енергії турбулентності за рахунок зсувних напружень

$$G = \mu_T \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \text{ м}^2/\text{с}^3;$$

$\beta_0 = k_a + \sigma_s$  – об'ємний коефіцієнт загасання, м<sup>-1</sup>;

$k_a$  – об’ємний коефіцієнт поглинання,  $m^{-1}$ ;  
 $\sigma_s$  – об’ємний коефіцієнт розсіювання,  $m^{-1}$ ;  
 $I$  – інтенсивність випромінювання,  $Вт/м^2$ ;  $\vec{r}$  –  
 радіус-вектор довільного променя в кутовому  
 напрямку поширення випромінювання  $\vec{s}$ ;  
 $\omega_0 = \sigma_s / \beta_0$  – альbedo розсіювання;  $I_b = \sigma T^4 / \pi$  –  
 інтенсивність випромінювання абсолютно  
 чорного тіла,  $Вт/м^2$ ;  $\sigma$  – стала Стефана-Больц-  
 мана,  $Вт/(м^2 \cdot K^4)$ ;  $\Omega$  – одиничний вектор тілесного  
 кута, що характеризує напрям поширення тепло-  
 вого випромінювання внаслідок розсіювання фо-  
 тонів  $\vec{s}$ ;

Безрозмірна функція Шваба-Зельдовича ви-  
 значається виразом

$$f_n = \frac{Z_q - Z_{q,O}}{Z_{q,F_1} - Z_{q,O}},$$

$$f_1 + f_2 + f_0 = 1,$$

де  $Z_q$  – масова частка елемента  $q$ ; індекси « $F_1$ » і  
 « $O$ » відносяться до первинного палива й оки-  
 слювача відповідно.

Всі термохімічні скаляри  $\phi_i$  (масові частки  
 хімічних компонентів, щільність і температура)  
 залежать винятково від  $f_n$ , а саме

$$\phi_i = \int_0^1 \int_0^1 \phi_i(f_1, f_2, h) P_1(f_1) P_2(f_2) d f_1 d f_2,$$

де  $h$  – миттєва ентальпія;  $P_n(f_n)$  – функція ПРВ,  
 що описує ймовірність того, що значення змінної  
 $\phi_i$  знаходиться між  $\phi$  і  $\phi + \Delta\phi$  і апроксимується  
 $\beta$ -функцією.

Рівняння стану суміші ідеальних газів

$$p = R \rho T \sum_i \frac{Y_i}{M_i}, \text{ Па,}$$

де  $R$  – універсальна газова постійна,  
 Дж/(моль·К);  $M_i$  – молекулярна маса хімічного  
 компонента  $i$ .

Весь діапазон початкових розмірів частинок  
 торфу ділився на скінченне число дискретних  
 інтервалів. Кожен з них замінюється середнім  
 діаметром, для якого виконувався розрахунок  
 траєкторії і тепломасообміну. При цьому кожна  
 моделювальна частинка є «пакетом» частинок з  
 однаковими траєкторіями. Розподіл частинок за  
 розмірами описувався формулою  
 Розіна-Рамплера

$$Y_d = e^{-(d/\bar{d})^n},$$

де  $Y_d$  – масова частка частинок з діаметром  $d$ , м;  
 $\bar{d}$  – медіанний діаметр частинок, м;  $n$  – параметр

розподілу.

Траєкторії часток моделювалися шляхом інте-  
 грування рівняння балансу сил, що діють на ча-  
 стку, яка вирівнює інерцію частки та силу  
 аеродинамічного опору

$$\frac{d u_{pj}}{dt} = \frac{-3 \rho C_R}{4 \rho_p d_p} (u_{pj} - u_j) \sqrt{\sum_j (u_{pj} - u_j)^2}, \text{ м/с}^2,$$

$$j = 1, 2, 3,$$

де  $u_{pj}$  – декартові компоненти вектора швидкості  
 частинки, м/с;  $t$  – час, с;  $\rho$  – густина газу,  $кг/м^3$ ;  
 $C_R$  – коефіцієнт аеродинамічного опору части-  
 нки;  $Re_p$  – відносне число Рейнольдса частки;  
 $\rho_p$  – густина частинки;  $d_p$  – діаметр частинки, м;  
 $u_j$  – декартові компоненти вектора швидкості га-  
 зу, м/с [20].

Чисельно досліджувалися процеси спалюван-  
 ня деревної тирси діаметром від  $d_{min} = 25$  мкм до  
 $d_{max} = 750$  мкм у вихровій топці теплопродукти-  
 вністю 2,6 МВт. Побудовано розрахункову сітку  
 (рис. 1).

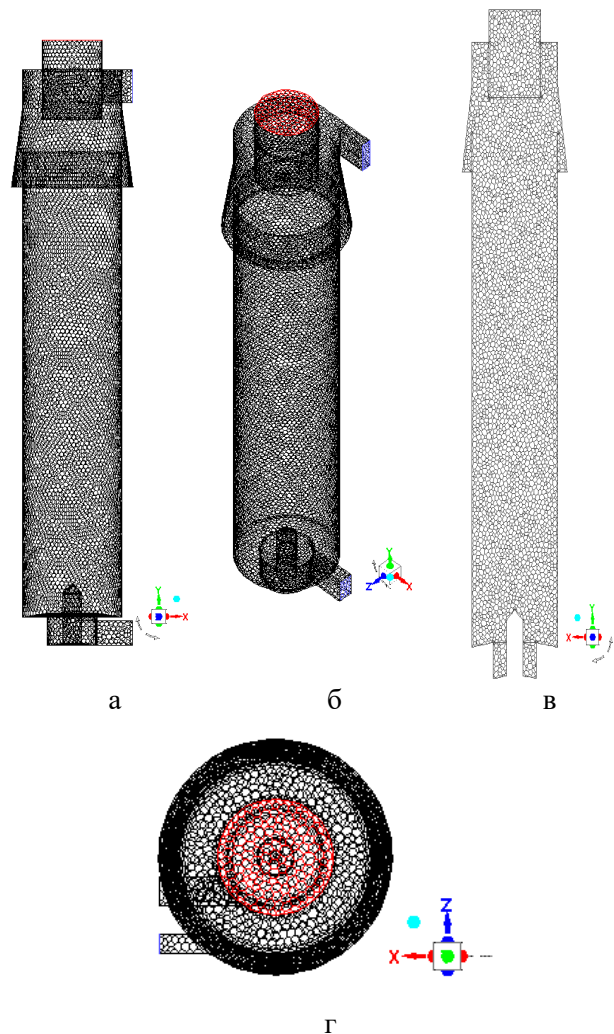


Рис. 1 Розрахункова сітка:  
 а – вид збоку; б – ізометрія;  
 в – повздовжній переріз топки  $z=0$ ; г – вид зверху

Моделювання виконано для палива з елементарним складом: С – 50 %; Н – 6 %; О – 43,5%; N – 0,5%. Технічний склад: вологість 10 %; зольність на суху масу  $A_c = 0,6\%$ , на робочу  $A_p = 0,54\%$ ; вихід летючих на горючу масу 85 %, на робочу  $V_p = 76,041\%$ .

Характеристики палива такі: вища теплота згоряння (на робочу масу) 17,676 МДж/кг; теплоємність 1,70 кДж/кг; густина 500 кг/м<sup>3</sup>; температура виходу летючих 200 °С. Витрата тирси становила 0,145 кг/с, витрата первинного повітря, що подається знизу топки становила 1,285 кг/с, витрата вторинного повітря 0,255 кг/с.

**Результати та їхнє обговорення.** Результати розрахунку вказують, що ступінь вигорання легкої тирси становить 100 %. Ступінь вигорання коксу з частинок, що виносяться, також становить 100%. При цьому винос частинок становить 56 %, уловлювання частинок – 31 %. Біля 13 % частинок накопичується у топковому об'ємі довгий час до повного вигорання. Вихід кисню становить 9,5 %, температура вихідних газів 1473 °С.

Розглянемо розподіл абсолютної швидкості газу, м/с, у повздовжньому перерізі топки (рис. 2) та траєкторії руху частинок (рис. 3). Більш висока швидкість газів, близько 30...40 м/с, спостерігається в пристіновій області в нижній частині топки. Розрахункова швидкість повітря на вході в топку становить 5-8 м/с. На осі топки у всій її висоті швидкість газів низька і становить менше 10 м/с.

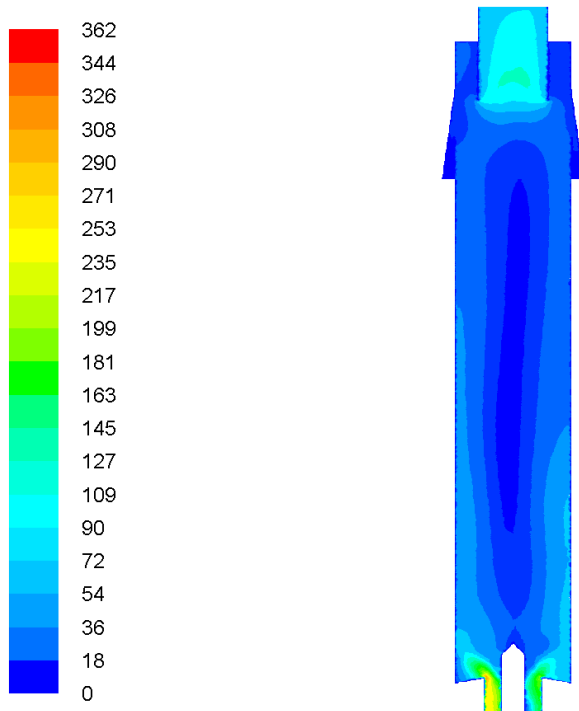


Рис. 2 Розподіл абсолютної швидкості газу, м/с, у повздовжньому перерізі топки

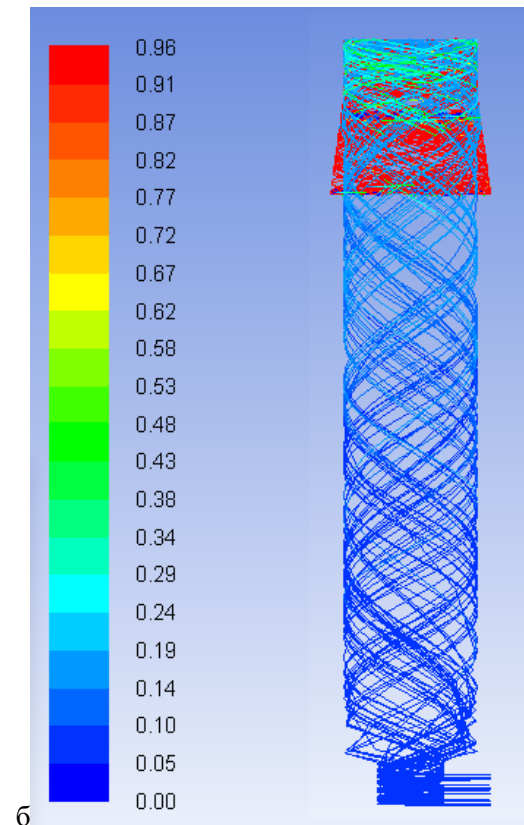
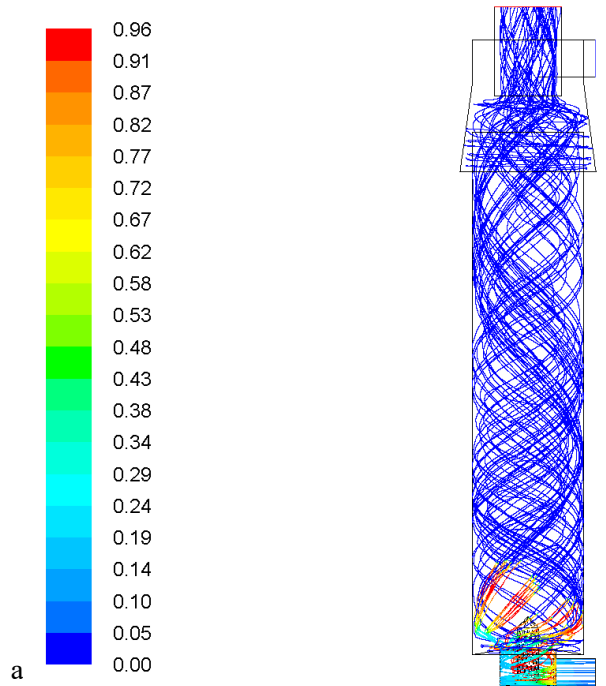


Рис. 3 Траєкторії частинок пофарбовані згідно масової долі коксу в їхньому складі з початковим діаметром: а – 25 мкм, б – 750 мкм,

**Висновки.** Виявлено особливості процесу спалювання деревної тирси у вихровій топці з зустрічними закрученими потоками повітря: більш висока швидкість газів спостерігається в пристіновій області у нижній частині топки; при збільшенні діаметрів частинок палива зона із максимальним вмістом коксу в них переміщує-

ться із нижньої зони топки до верхньої; тиск газів змінюється незначно як за висотою, так і за періодом топки.

**Перспективи подальших досліджень.** В подальшому планується розглянути основні ха-

рактеристики процесу спалювання твердого палива у вихрових топках із застосуванням спеціальних напрямних пластин для паливно-повітряної суміші.

### Література

1. Передерий С. Газогенераторные электростанции мировой трэнд? / С. Передерий // ЛесПромИнформ. – 2021. – №1(155). URL: <https://lesprominform.ru/jarticles.html?id=5890>
2. Карапетов А. Слоевое сжигание биотоплива. Обзор технологий / А. Карапетов // ЛесПромИнформ. – 2016. – №1(115). URL: <https://lesprominform.ru/jarticles.html?id=4301>
3. Баскаков А.П. Котлы и топки с кипящим слоем / А.П. Баскаков, В.В. Мацнев, И.В. Распопов. – Москва: Энергоатомиздат, 1996.
4. Махорин К.Е. Сжигание топлива в псевдооживленном слое / К. Е. Махорин, П. А. Химкис. – Киев. Наукова думка, 1989.
5. Кучин Г.П. Сжигание низкосортных топлив в псевдооживленном слое / Г.П. Кучин, В.Л. Скрипко. – Киев: Техника, 1987.
6. Пузырев Е. М. Исследование топочных процессов и разработка котлов для низкотемпературного сжигания горючих отходов и местных топлив; дис. ... докт. техн. наук.: 01.04.14: захищ. 28.11.2003 / Пузырев Евгений Михайлович; Алтайский государственный технический университет имени И.И. Ползунова. – Барнаул, 2003. – 322 с.
7. Редько А.Ф. Теплообмен в топках с кипящим слоем: Учебное пособие / А.Ф. Редько. – Киев: УМК ВО, 1990, – 72с.
8. Бочаров А.А. Проблемы тепло- и массообмена в современной технологии сжигания и газификации твердого топлива / А.А. Бочаров, Ж.В. Вискин. – Минск, 1988.
9. Рябов Г.А. Особенности процессов сжигания биотоплива в котлах с кипящим слоем / Г.А. Рябов, Э.П. Дик, А.Н. Соболева, Т.Е. Соловьева // Теплоэнергетика. – 2005. – №9. – С. 54-60.
10. Пицуха Е.А. Научные основы создания высокоэффективных циклонно-слоевых топочных устройств для котлов, работающих на твердом биотопливе; дис. ... докт. техн. наук.: 05.14.04: захищ. 23.04.2019 / Пицуха Евгений Александрович; Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси. – Минск, 2019. – 337 с.
11. Пивненко Ю. А. Исследование процесса сжигания древесных отходов в топках с кипящим слоем / Ю. А. Пивненко // Экология и промышленность. – 2016. – №2. – С. 73-76.
12. Редько О. Ф. Дослідження псевдозрідження полідисперсних бінарних систем у топках киплячого шару / О. Ф. Редько, Ю. О. Пивненко // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. – 2017. – Вип. 22 – С. 43-48.
13. Редько А. Ф. Экспериментальные исследования сжигания биотоплива в кипящем слое / А. Ф. Редько, И. А. Редько, Ю. А. Пивненко // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. – 2017. – Вип. 23. – С. 52-60..
14. Рябов Г. А. Опыт сжигания различных видов биомассы в России и Белоруссии / Г. А. Рябов, Д. С. Литун, Е. А. Пицуха, Ю. С. Теплицкий, В. А. Бородуля // Электрические станции. – 2015. – №9(1010). – С. 9-17
15. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей / Ю.М. Пчелкин. – Москва: Машиностроение. 1984. – 280 с.
16. Сорунзан А. Исследование процессов сжигания пылевидного биотоплива в стесненных условиях камер сгорания / А. Сорунзан, Д.А. Хохлов, К.А. Плешанов // Энергетика. Технологии будущего: III Науч.-техн. конф. студентов (20 – 22 мая 2020 г., Москва): Сб. тр. конф. – Москва: Издательство МЭИ, 2020. – С. 187-192..
17. Сидельковский Л. Н. Парогенераторы промышленных предприятий / Л. Н. Сидельковский., В. Н. Юренев. – Москва: Энергия, 1978. – 336 с..
18. Шукин В.К. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в ассиметричных каналах / В.К. Шукин, А.А. Халатов.. – Москва: Машиностроение, 1982 – 200 с.
19. Redko A. Numerical modeling of peat burning processes in a vortex furnace with countercurrent swirl flows / A. Redko, Y. Burda, R. Dzhyoiev, I. Redko, V. Norchak, S. Pavlovskiiy, O. Redko // Thermal Science. – 2021. – Vol. 25. – Iss. 3. – Part A. – pp. 1905-1919. <https://doi.org/10.2298/TSCI190305158R>
20. Редько І.О. Централізовані системи теплопостачання на основі удосконалених технологічних методів і способів спалювання альтернативних палив: автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.23.03 / Редько Ігор Олександрович ; Київ. нац. ун-т буд-ва і архітектури. – Київ, 2020. – 41 с.

21. Горбис З.Р. Теплообмен и гидродинамика дисперсных сквозных потоков / З.Р. Горбис. – Москва: Энергия 1970. – 424 с.
22. . Халатов А. А. Компьютерные технологии в модернизации котлов и камер сгорания / А. А. Халатов, С. Г. Кобзарь // Аква-терм, 2007. – №1. – С.12-15.
23. Алексеев С. В. Чисельне та експериментальне моделювання турбулентних течій в топкових камерах / С. В. Алексеев, І. Н. Гусев, В. М. Єрошенка, В. Б. Рабовський // Інженерно-фізичний журнал. – 1990. – Т. 5. – №6. – С. 948-955.
24. Устищенко Б. П. Чисельне моделювання аеродинаміки і горіння в топкових технологічних пристроях / Б. П. Устищенко, К. Б. Джакубов, В. О. Кріль. – Алма-Ата: Наука, 1986.
25. Askarova A.S. Optimization of the combustion of power-station technologies / A.S. Askarova, E.I. Karpenko, I.V. Loktionova, V.E. Messerle, A.V. Ustimenko // Thermal Engineering. – 2004. Vol.51.– №6. – P. 488–493.
26. Щелоков В. И. Модернизация водогрейных водотрубных котлов типа ПТВМ и КВГМ / В. И. Щелоков, В.В. Ладнычев, И.Д. Лисейкин, А. В. Тодорович // Новости теплоснабжения. – 2004.. – №5 (45). URL: [https://www.rosteplo.ru/Tech\\_stat/stat\\_shablon.php?id=1922](https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=1922)
27. Устищенко Б. П. Вогняне моделювання пиловугільних топков / Б. П.Устищенко, Б. К. Аліяров, Е. К. Абубакиров.. – Алма-Ата: Наука, 1982.
28. Аскарова А.С. Исследование образования вредных веществ в камере сгорания БКЗ-75 Шахтинской ТЭЦ / А.С. Аскарова, С.А. Болегенова, С.А. Максимов, А. Бекмухамет, Ш.С. Оспанова // Материалы VIII Всероссийской конференции с международным участием «Горение твердого топлива» Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, 13–16 ноября 2012 г. Новосибирск. – 2012. – С. 9.1-9.4.
29. Ахмедов Р. Б. Дуттеві газопальникові пристрої / Р. Б. Ахмедов. - Москва: Недра. 1970.
30. Серант Ф. А. Разработка и исследование кольцевой топки, ее промышленное внедрение и испытания на котле паропроизводительностью 820 т / ч : дис. докт. техн. наук 05.14.14 в форме науч. докл.: защищено. 19.11.1999 / Серант Феликс Анатольевич. ОАО "Сибтехэнерго", ЗАО "СибКС»ЮС". – Новосибирск, 1999. – 58 с.
31. Сорока Б. С. Низкоэмиссионное сжигание подготовленных газо-воздушных смесей в камере с рециркуляцией продуктов сгорания / Б. С. Сорока, В.А. Згурский, М. Хинкис // Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии. – Днепропетровск: НПКВ "Триакон". – 2013. – Вып. 1(12). – С. 368 - 374.
32. Сорока Б. С. Комбинирование способов снижения образования оксидов азота при горении – основное направление обеспечения экологических нормативов / Б. С. Сорока, К. Е. Пьяных, В. А. Згурский, А. П. Апальков // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2000. - №5. – С. 60-69.
33. Шестаков С. М. Технологии сжигания местных видов твердого топлива / С. М. Шестаков, А. Л. Аронов // Новости теплоснабжения. – 2013. – №10. URL: <https://docplayer.ru/54509437-Tehnologii-szhiganiya-mestnyh-vidov-tverdogo-topliva.html>
34. Stanmore B. R. The Burnout Rates of Brown Coal Char Particles in Fluidized Bed Combustors / B. R. Stanmore, K. Jung // Transactions of the Institution of Chemical Engineers. – 1980. –Vol. 58. – P. 66-68.
35. Сажин Б. С. Вихрові пиловловлювачі / Б. С. Сажин, Л. І. Гудим. – Москва: Хімія, 1995. – 194 с.

#### References

1. Perederii S. “Gazogeneratornye elektrostantsii mirovoi trend?” *LesPromInform*. 2021. №1(155). URL: <https://lesprominform.ru/jarticles.html?id=5890>
2. Karapetov A. “Sloevoe szhiganie biotopliva. Obzor tehnologii?”. *LesPromInform*. 2016. №1(115). URL: <https://lesprominform.ru/jarticles.html?id=4301>
3. Baskakov A.P., Matsnev V.V., Raspopov I.V. *Kotly i topki s kipiashchim sloem*. Moskva: Energoatomizdat, 1996.
4. Mahorin K.E., Himkis P. A. *Szhiganie topliva v psevdoozhizhennom sloe*. Наукова думка, 1989.
5. Kuchin G.P., Skripko V.L. *Szhiganie nizkosortnykh topliv v psevdoozhizhennom sloe*. Kiev: Tehnika, 1987.
6. Puzyrev E. M. *Issledovanie topochnykh protsessov i razrabotka kotlov dlia nizkotemperaturnogo szhiganiia goriuchikh otkhodov i mestnykh topliv*. Diss. *Altayskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet imeni I.I. Polzunova*, 2003.
7. Redko A.F. *Teploobmen v topkakh s kipiashchim sloem: Uchebnoe posobie*. UMK VO. 1990.
8. Bocharov A.A., Viskin Zh.V. *Problemy teplo- i massoobmena v sovremennoi tekhnologii szhiganiia i gazifikatsii tverdogo topliva*. Minsk, 1988.
9. Riabov G.A., Dik E.P., Soboleva A.N., Soloveva T.E. “Osobennosti protsessov szhiganiia biotopliva v kotlakh s kipiashchim sloem”. *Teploenergetika*. 2005. No 9. P. 54-60.

10. Pitsukha E.A. *Nauchnye osnovy sozdaniia vysokoeffektivnykh tsiklonno-sloevykh topochnykh ustroystv dlia kotlov, rabotaiushchikh na tverdom biotoplive*. Diss. Institut teplo- i massoobmena imeni A. V. Lyikova Natsionalnoy akademii nauk Belarusi. 2019.
11. Pivnenko Yu. A. "Issledovanie protsessa szhiganiya drevesnykh otkhodov v topkakh s kipiashchim sloem". *Ekologiya i promyshlennost*. 2016. No 2. P. 73-76.
12. Redko O. F., Pivnenko Yu. A. "DoslIdzhennia psevdozridzhennia polidispersnykh bInarnykh sistem u topkakh kipliachoho sharu". *VentilyatsIya, osvItlennya ta teplogazopostachannya : nauk.-tehn. zb*. 2017. Vyp. 22. P. 43-48.
- 13; Redko O. F., Redko I. A., Pivnenko Yu. A. «Eksperimentalnye issledovaniia szhiganiia biotopliva v kipiashchem sloe». *VentilyatsIya, osvItlennya ta teplogazopostachannya : nauk.-tehn. zb*. 2017. Vyp. 23. P. 52-60..
14. Riabov G.A., Litun D.S., Pitsukha E.A., Teplitskii Yu. S., Borodulia V. A. «Opyt szhiganiia razlichnykh vidov biomassy v Rossii i Belorussii». *Elektricheskies stantsii*. 2015. No 9(1010). P. 9-17
15. Pchelkin Yu.M. *Kamery sgoraniia gazoturbinnykh dvigatelei*. Mashinostroenie. 1984. 280 p.
16. Sorunzan A., Hohlov D.A., Pleshanov K.A. «Issledovanie protsessov szhiganiia pylevidnogo biotopliva v stesnennykh usloviiah kamer sgoraniia». *Energetika. Tekhnologii budushchego: III Nauch.-tehn. konf. studentov (20 – 22 maia 2020 g., Moskva): Sb. tr. konf.* Izdatelstvo MEI, 2020. P. 187-192.
17. Sidelkovskii N., Yurenev V. N. *Parogeneratory promyshlennykh predpriatii*. Energiia, 1978. – 336 p.
18. Shchukin V.K., Khalatov A.A. *Teploobmen, massoobmen i gidrodinamika zakruchennykh potokov v assimetrichnykh kanalakh*. Mashinostroenie, 1982. 200 p.
19. Redko A., Burda Y., Dzhyoiev R., Redko I., Norchak V., Pavlovskii S., Redko O. "Numerical modeling of peat burning processes in a vortex furnace with countercurrent swirl flows". *Thermal Science*. 2021. Vol. 25. Iss. 3. Part A. pp. 1905-1919. <https://doi.org/10.2298/TSCI190305158R>
20. Redko I.O. TsentralizovanI sistemi teplopostachannya na osnovI udoskonaleniI tehnologIchnih metodIv I sposobIv spalyvannya alternativnih paliv. Diss. abstract. Kyiv National University of Construction and Architecture, 2020.
21. Gorbis Z.R. *Teploobmen i gidrodinamika dispersnykh skvoznykh potokov*. Energiia 1970. 424 P.
22. Khalatov A. A., Kobzar S. G. "Kompiuternye tekhnologii v modernizatsii kotlov i kamer sgoraniia". *Akva-Therm*. 2007, no. 1. pp. 12-15.
23. Alekseenko S. V., Gusev I. N., Yeroshenka V.M., Rabovskii V. B. "Chiselne ta eksperymentalne modeliuвання turbulentnykh techii v topkovykh kamerakh. *Inzhenerno-fIzichnii zhurnal*. 1990. T.5. No 6. P. 948-955.
24. Ustimenko B. P., Dzhakubov K. B., Krol V. O. *Chiselne modeliuвання aerodinamiky i gorinnia v topkovykh tekhnolohichnykh prystroiakh*. Alma-Ata: Nauka, 1986.
25. Askarova A. S., Karpenko E. I., Loktionova I. V., Messerle V. E., Ustimenko A. V. "Optimization of the combustion of power-station technologies". *Thermal Engineering*. 2004. Vol. 51. №6. P. 488–493.
26. Shcholokov V. I., Ladinichev V. V., Liseikin I. D., Todorovich A.V. "Modernizatsiia vodogreynykh vodotrubnykh kotlov tipa PTVM i KVGM". *Novosti teplosnabzheniia*. 2004. No 5 (45). URL: [https://www.rosteplo.ru/Tech\\_stat/stat\\_shablon.php?id=1922](https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=1922)
27. Ustimenko B. P., Aliyarov B. K., Abubakirov E. K. *Vogniane modeliuвання pylovuhilnykh topok*. Alma-Ata: Nauka, 1982.
28. Askarova A.S., Bolegenova S.A., Maksimov V.Yu., A. Bekmuhamet, Sh.S. Ospanova «Issledovanie obrazovaniia vrednykh veshchestv v kamere sgoraniia BKZ-75 Shakhtinskoi TETS». *Materialy VIII Vserossiiskoi konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem «Gorenie tverdogo topliva» Institut teplofiziki im. S.S. Kutateladze SO RAN, 13–16 noiabria 2012 g. Novosibirsk*. 2012. P. 9.1-9.4.
29. Akhmedov R. B. *Duttevi gazopalnykovi pristroi*. Nedra. 1970.
30. Serant F. A. *Razrabotka i issledovanie koltsevoi topki, ee promyshlennoe vnedrenie i ispytanita na kotle paroproizvoditelnosti 820 t / ch*. Diss. OAO "Sibtehenergo", ZAO "SibKS»YuS, 1999.
31. Soroka B. S., Zgurskii V. A., Hinkis M. «Nizkoemissionnoe szhiganie podgotovlennykh gazo-vozdushnykh smesei v kamere s retsirkuliatsiei produktov sgoraniia». *Sovremennaia nauka: issledovaniia, idei, rezultaty, tekhnologii*. NPVK "Triakon". 2013. Vyp. 1(12). P. 368 - 374.
32. Soroka B. S., Pyanyh K. E., Zgurskii V. A., Apalkov A. P. "Kombinirovaniie sposobov snijeniya obrazovaniya oksidov azota pri gorenii – osnovnoe napravlenie obespecheniya ekologicheskikh normativov." *Ekotekhnologii i resursoberejenie*, no. 5, 2000, P. 60-69.
33. Shestakov S. M., Aronov A. L. «Tehnologii szhiganiia mestnykh vidov tverdogo topliva». *Novosti teplosnabzheniia*. 2013. No10. URL: <https://docplayer.ru/54509437-Tehnologii-szhiganiya-mestnyh-vidov-tverdogo-topliva.html>
34. Stanmore B. R., Jung K. "The Burnout Rates of Brown Coal Char Particles in Fluidized Bed Combustors". *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*. 1980. Vol. 58. P. 66-68.
35. Sazhin B. S., Gudym L. I. *Vykhrovi pylovlovliuvachi*. Himiia, 1995. 194 p.

УДК 62-664.2

## Аэродинамические характеристики процесса сжигания опилок в вихревой топке

Р. Л. Джиоев<sup>1</sup>, И. А. Редько<sup>2</sup>, А. А. Редько<sup>3</sup>, Ю. А. Пивненко<sup>4</sup>, Ю. А. Бурда<sup>5</sup>, С. А. Алфьоров<sup>6</sup>, А. В. Приймак<sup>7</sup>

<sup>1</sup>асп. Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, office@khgorgas.com.ua, ORCID 0000-0003-4046-7038

<sup>2</sup>д.т.н., проф. Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, г. Харьков, Украина, germes\_s2006@ukr.net, ORCID:0000-0002-9863-4487

<sup>3</sup>д.т.н., проф. Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, andrey.ua-mail@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2331-7273

<sup>4</sup>к.т.н., асист. Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, pivnenko.yura@gmail.com, ORCID 0000-0002-6675-2649

<sup>5</sup>к.т.н., асист. Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, burda.yurii@gmail.com, ORCID 0000-0003-3470-1334

<sup>6</sup>асп. Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, sergey.alf312@gmail.com, ORCID 0000-0003-3451-1004

<sup>7</sup>д.т.н., проф. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, 02opriymak@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9515-9879

*Аннотация. В настоящее время одним из основных направлений стратегического развития Украины является достижение энергетической независимости. Для реализации этого необходимо внедрять системы использования имеющихся в нашем государстве энергетических ресурсов. Поскольку значительную часть экономической деятельности страны занимает сельскохозяйственная деятельность, применение низкосортных видов топлив, большинство из которых являются отходами именно данной сферы, актуально и выгодно по экономическим и экологическим соображениям. При этом реконструкция котлов, усовершенствование методов и способов сжигания в вихревых топках низкосортных видов топлива позволит существенно сократить потребление импортируемого природного газа и приблизить страну к статусу энергетически независимого государства. При этом на выходе из топки обеспечивается высокая эффективность сепарации частиц, в которых степень выгорания кокса составляет 100%. Значение объемной концентрации частиц  $\beta < 3 \cdot 10^{-2}$  характеризует аэродинамический режим движения частиц в топке как режим газовой суспензии. В статье приведены результаты численного исследования поведенческих характеристик процесса сжигания древесных опилок диаметром от  $d_{\min}=25$  мкм до  $d_{\max}=750$  мкм в вихревой топке со встречными закрученными потоками воздуха. Приведены поля статического давления и абсолютной скорости в топочном объеме. Показано изменение плотности потока, объемной концентрации частиц по высоте топки. Расходная концентрация частиц составляет 0,094 кг/кг воздуха. В ходе выполнения исследований определены основные характеристики процесса сжигания древесных опилок в вихревой топке со встречными закрученными потоками воздуха, а именно: более высокая скорость газов наблюдается в пристенной области в нижней части топки; при увеличении диаметров частиц топлива зона с максимальным содержанием кокса в них перемещается из нижней зоны топки в верхнюю; давление газов изменяется незначительно как по высоте, так и по пересечению топки.*

*Ключевые слова: сжигание топлива, вихревые топки, сепарация частиц, скорость топливно-воздушной смеси*

UDC 62-664.2

## Aerodynamic characteristics of the sawdust combustion process in a vortex furnace

R. Dzhyoev<sup>1</sup>, I. Redko<sup>2</sup>, A Redko<sup>3</sup>, Y. Pivnenko<sup>4</sup>, Y. Burda<sup>5</sup>, S. Alferov<sup>6</sup>, O. Priymak<sup>7</sup>

<sup>1</sup> Post-graduate student, Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture, Kharkov, Ukraine, office@khgorgas.com.ua, ORCID: 0000-0003-4046-7038

<sup>2</sup> Dr Hab., prof. Ukrainian State University of Railway Transport, Kharkov, Ukraine, germes\_s2006@ukr.net, ORCID: 0000-0002-9863-4487

<sup>3</sup> Dr Hab., prof. Kharkov National University of Construction and Architecture, Kharkov, Ukraine, andrey.ua-mail@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2331-7273

<sup>4</sup> Ph.D assistant, Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture, Kharkov, Ukraine, pivnenko.yura@gmail.com, ORCID: 0000-0002-6675-2649

<sup>5</sup> Ph.D assistant, Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture, Kharkov, Ukraine, burda.yurii@gmail.com, ORCID: 0000-0003-3470-1334

<sup>6</sup>Post-graduate student, Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture, Kharkov, Ukraine, sergey.alf312@gmail.com, ORCID: 0000-0003-3451-1004

<sup>7</sup>Dr. Hab., prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, 02opriymak@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9515-9879

**Abstract.** *The article presents the results of a numerical study of the behavioral characteristics of the process of burning sawdust with a diameter from  $d_{min} = 25 \mu m$  to  $d_{max} = 750 \mu m$  in a vortex furnace with counter swirling air flows. The fields of static pressure and absolute velocity in the furnace volume are given. The change in flow density, volume concentration of particles along the height of the furnace is shown. Consumption concentration of particles is 0.094 kg / kg of air. Currently, one of the main directions of Ukraine's strategic development is to achieve energy independence. To achieve this, it is necessary to implement systems for the use of energy resources available in our country. Since a significant part of the country's economic activity is occupied by agricultural activities, the use of low-grade fuels, most of which are waste in this area, is relevant and profitable for economic and environmental reasons. Reconstruction of boilers, improvement of methods and ways of combustion in vortex furnaces of low-grade fuels will significantly reduce the consumption of imported natural gas and bring the country closer to the status of energy-independent state. coke burnout is 100%. The value of the volume concentration of particles  $\beta < 3 \cdot 10^{-2}$  characterizes the aerodynamic mode of motion of particles in the furnace as the mode of gas suspension. In the course of research, the main characteristics of the process of burning sawdust in a vortex furnace with counter-swirling air flows, namely: higher gas velocity is observed in the near-wall area in the lower part of the furnace; when the diameter of the fuel particles increases, the zone with the maximum coke content in them moves from the lower zone of the furnace to the upper; the gas pressure varies slightly both in height and in the cross section of the furnace.*

*Key words: fuel combustion, vortex furnaces, particle separation, speed of the fuel-air mixture*

Надійшла до редакції / Received 22.03.2021



УДК 696.2

## Аналіз впливу тиску газу на параметри його спалювання в побутових газових плитах

К. М. Предун<sup>1</sup>, В. А. Коновалюк<sup>2</sup>, Ю. Й. Франчук<sup>3</sup>

<sup>1</sup>д.е.н., проф. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, predun.km@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-2634-9310

<sup>2</sup>к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, konovaliuk.va@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0001-5115-7188

<sup>3</sup>ас. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, franchuk.yy@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-7910-8705

*Анотація. В системі газопостачання України одночасно працюють газові прилади вітчизняного виробництва, при виготовленні яких враховані чинні в нашій країні вимоги до параметрів газу, і прилади, що виготовлені в країнах Європейського союзу, де вимоги до характеристик газу децю інші. Перші прилади для забезпечення оптимального процесу горіння потребують тиск 1200-1300 Па, а другі – 2000-2500 Па. Тиск в розподільній мережі може бути значно нижчим, ніж це потребує газове обладнання. Регулювання тиску дозволяє фактично вплинути на ефективність спалювання газу. Проведено дослідження змін витрат газу і часу спалювання при нагріванні фіксованого обсягу рідини при різних тисках. Дослідження проводились на побутових газових плитах різних виробників. Діапазон зміни тиску становив від 1800 до 2600 Па. Визначені коефіцієнти зміни ефективності використання газу ( $\delta$ ) при роботі приладів в залежності від тиску перед пальниками. На підставі аналізу отриманих результатів оптимальним визначено тиск на рівні 2400 Па. При цьому найменша ефективність спостерігалась при тиску 1800 Па (відхилення до 40%). При тисках 2000 і 2500 Па в середньому відхилення ефективності складо 20%. Також виконаний аналіз залежності витрати газу від інтенсивності його спалювання. Досліди проводились при сталому тиску на конфорках різної потужності. Визначено, що при використанні конфорки найменшої потужності об'єм спожитого газу зменшується в 1,3 рази при збільшенні часу нагрівання приблизно в 2 рази порівняно з конфоркою підвищеної потужності.*

*Ключові слова: газопостачання, тиск, витрата газу, час спалювання, теплота згорання, дроселювання*

**Вступ.** Україна як асоційований член Європейського союзу інтегрує своє законодавство в європейській правовий простір, погоджуючи чинні вимоги в газовій галузі з вимогами європейської спільноти [1].

В житловому і громадському секторі споживачі використовують газові прилади як вітчизняного так і Європейського виробництва. Але законодавчі норми, які регламентують параметри подачі газу, що споживається на території України в основному прийняті ще за радянських часів. В чинних на території України нормах передбачається тиск подачі газу 1200 Па [2], в той час як європейські норми вимагають не менше 2000 Па, що вказується в паспортах газового обладнання [3, 4].

При використанні природного газу в Україні біля 30 млрд м<sup>3</sup>, більше половини споживає житлово-комунальний сектор, де встановлено переважно побутове газове обладнання.

**Актуальність дослідження.** Ціна на природний газ зростає, особливо в зимовий період, коли інтенсивність газоспоживання різко збільшується. Тому питання ефективного спалювання газу для створення умов максимального використання його енергетичного потенціалу є дуже актуальними.

**Останні дослідження та публікації.** В Україні з травня 2022 року визначення кількості спожитого газу буде відбуватися в одиницях енергії [5].

На кількість енергії, що міститься в природному газі, безпосередньо впливає його компонентний склад [6], і опорядковано (через об'єм) його температура [7] та тиск [8].

В газорозподільних мережах значення тиску може коливатися в значному діапазоні.

Максимальний робочий тиск газу після регулятора тиску, що подає газ побутовим газовим приладам, встановлюється залежно від номінального перед приладами, але не більше ніж 300 даПа для природного газу. Для систем газопостачання низького тиску мінімальний тиск подачі газу у найбільш віддаленого споживача повинен бути не менше ніж 70 даПа [9].

Технічний регламент природного газу передбачає з 01.01.2025 року збільшення допустимого надлишкового тиску природного газу з 1700 Па до 2500 Па [10].

**Формулювання цілей статті.** Метою роботи є дослідження впливу зміни тиску на ефективність роботи побутових газових приладів та визначення його оптимальної величини для пальників різної потужності.

**Основна частина.** Для забезпечення оптимального режиму роботи побутових газових приладів необхідно забезпечити подачу газу з параметрами, що зазначені в паспорті певного газового приладу. Основними параметрами, що впливають на процес горіння, є склад газу, його енергетична цінність,  $\text{кДж/м}^3$ , і густина,  $\text{кг/м}^3$ , число Воббе,  $\text{кДж/м}^3$ , температура точки роси, К, за водою і за вуглеводнями, наявність механічних домішок, вологість та надлишковий тиск газу, Па, з яким він подається до приладів. Газопостачальні організації не в змозі коригувати більшість параметрів. Але вони можуть вплинути на забезпечення очищення газу та на величину тиску.

Розподільчі системи газопостачання можуть відрізнятися за кількістю ступенів і величинами тисків. При будівництві основної частини газорозподільчих систем на території населених пунктів України перевага віддавалася багатоступеневим системам газопостачання, які переважно склалися з систем низького тиску. Оскільки все побутове газове обладнання потребує подавання саме низького тиску газу, то живлення цих приладів здійснювалося від багатокільцевих мереж низького тиску. Через значну протяжність і навантаження мережі низького тиску неможливо було забезпечити рівномірний розподіл і паспортні значення тиску біля кожного приладу.

В останнє десятиріччя споживачі почали активно встановлювати прилади європейського виробництва, які для забезпечення ефективної роботи вимагають значно вищий тиск. Зараз до систем низького тиску одночасно приєднано споживачі, газоспоживальне обладнання яких потребує різних значень тиску (1200, 1300 або понад 2000 Па).

Державними будівельними нормами передбачається подача тиску в мережі низького тиску на рівні 1200 Па. Забезпечити в одному вуличному газопроводі підтримання різних значень тиску неможливо. Тому в сучасних системах газопостачання населених пунктів перевага віддається системам газопостачання середнього тиску з забезпеченням зниження тиску до необхідного рівня безпосередньо біля кожного споживача. Це зниження відбувається за допомогою будинкових регуляторів тиску (наприклад, РДГС-10) або газорегуляторних пунктів шафового типу, встановлених для групи будинків. При цьому перший варіант має більшу ефективність.

Проведено дослідження впливу зміни тиску на ефективність роботи побутових газових приладів. Дослідження проводилося на дво-

ступеневій змішаній системі газопостачання середнього і низького тиску, яка подає газ на смт. Ямпіль і село Мокроволя Хмельницької області (рис. 1, а).

Точками приєднання газорозподільної мережі до системи магістральних газопроводів є газорегуляторна станція (ГРС) «Білогір'я», яка забезпечує газопостачання села Мокроволя, і ГРС «Ямпіль». Через останнє газ подається на селище міського типу Ямпіль. Тиск газу на виході з ГРС дорівнює 0,6 МПа. На головних газорегуляторних пунктах (ГРП) тиск газу знижується до 0,3 МПа.

Перша серія дослідів проводилася в селі Мокроволя. Система газопостачання села одноступенева (низького тиску), розгалужена, з тупиковими ділянками. Зниження тиску до 0,003 МПа в селі відбувається за допомогою одного газорегуляторного пункту (ГРП) та трьох шафових регуляторних пунктів (ШРП).

Досліди проводилися в двох газифікованих будівлях, розташованих у протилежних кінцях населеного пункту (в точках 1 і 2 на рис. 1,а). Тиск у вуличному газопроводі біля будівлі, де проводилося перше дослідження (точка 1 на схемі), становив 2400 Па.

Визначалась ефективність роботи пальників газової плити «Bartscher» GHU з паспортним робочим тиском 2000 Па (20 мбар). Плита має пальники різної потужності. Для обліку газу використовувався мембранний лічильник газу «Metrix» G 4, який має клас точності 1,5. Робочий діапазон температури становить від мінус 30 до плюс 55 °С. Втрати тиску за максимальної витрати не перевищує 200 Па. Лічильник повірено в лабораторії ПАТ "Хмельницькгаз".

В усіх дослідях відбувався процес нагрівання води в посудині об'ємом 3  $\text{дм}^3$ . Температура повітря в першому досліді становила 31 °С, атмосферний тиск – 100,792 кПа. Відповідно до значень атмосферного тиску було визначено температуру закипання води, яка становила 99,98 °С.

З урахуванням початкової температури води, яка нагрівалася на різних конфорках, було визначено різницю температури води для кожного досліді і теоретично необхідну кількість теплоти на нагрівання води до температури кипіння. Енергетичну цінність палива було взято з Паспорту ФХП газу [11]. Середньозважене значення вищої теплоти згоряння – 38,36 МДж/м<sup>3</sup>.

Аналіз проведених досліджень (табл. 1) показав, що найшвидше відбувається нагрів на конфорці великої потужності (13 хв 1с), при витраті газу 0,063 м<sup>3</sup>.

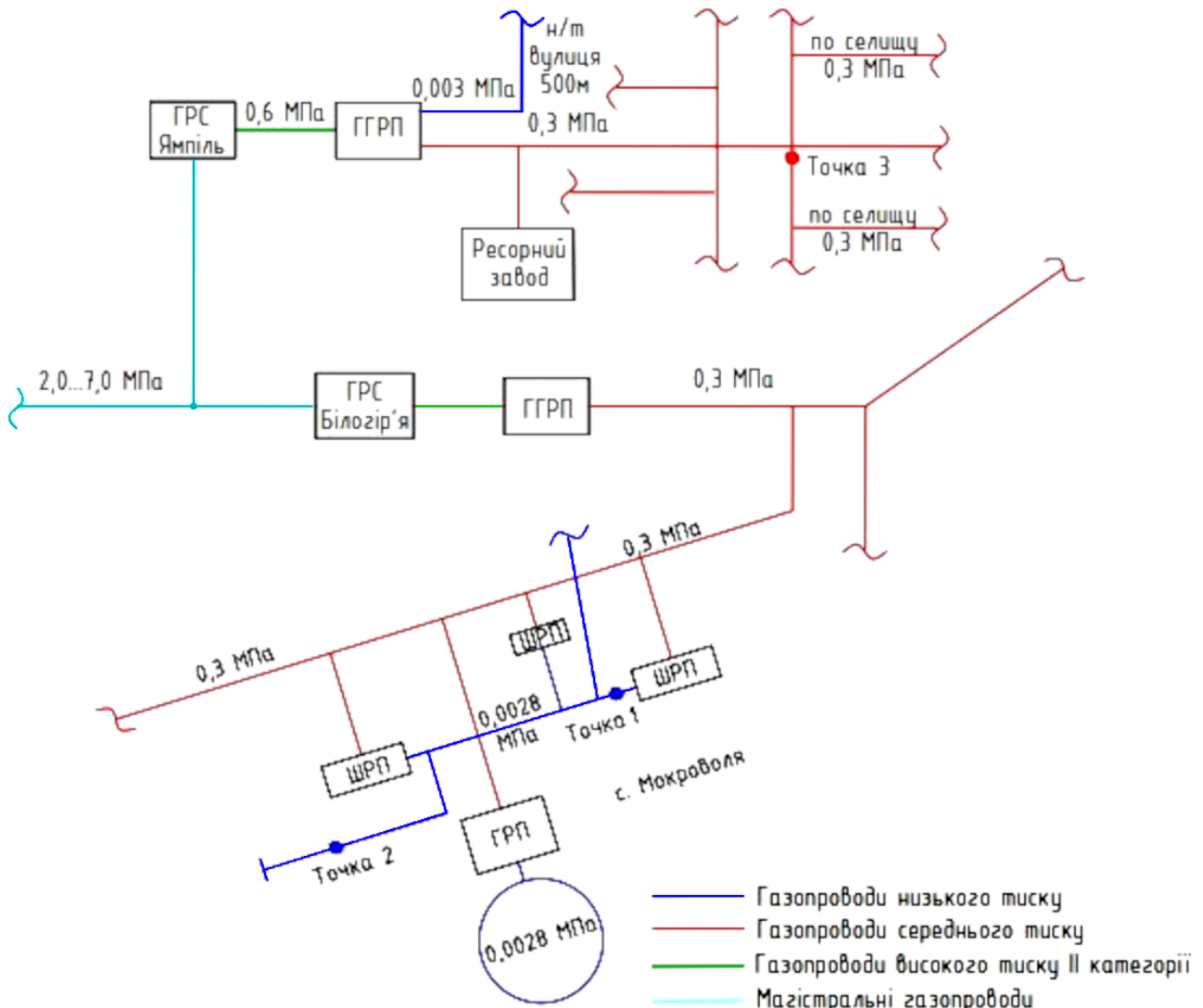


Рис. 1. Принципова схема системи газопостачання смт Ямпіль і с. Мокроволя Хмельницької області

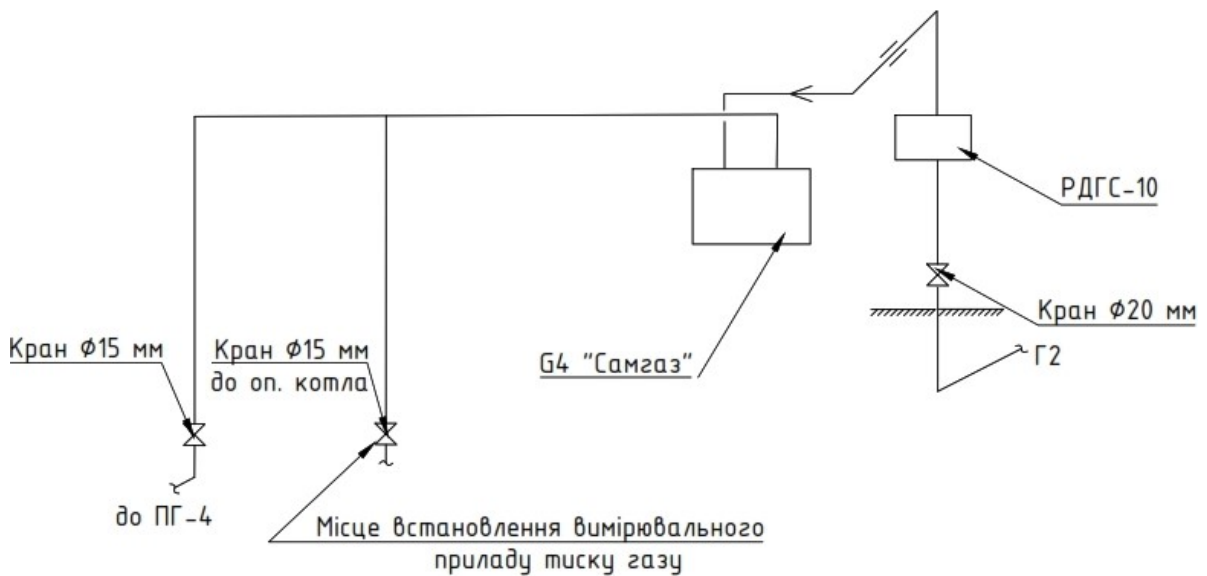


Рис. 1. Газопостачання смт Ямпіль і с. Мокроволя Хмельницької області:  
а – принципова схема зовнішньої мережі газопостачання; б – схема газопостачання будівлі у с. Ямпіль

Таблиця 1

Результати вимірювань витрат газу і часу нагрівання при тиску 2400 Па

Потужність конфорки	Початкова температура води, °С	Час нагрівання, с	Витрата газу, м <sup>3</sup>
підвищена	23,0	781	0,063
нормальна	21,0	1010	0,052
зменшена	20,0	1560	0,042

Найдовший нагрів відбувається на конфорці найменшої потужності (26 хв) при витраті газу 0,042 м<sup>3</sup>. Отже, при збільшенні часу нагрівання в 2 рази витрата газу зменшується в 1,5 рази.

Друге дослідження (на рис. 1,а, точка 2) проводилося в протилежній частині населеного пункту, в безпосередній близькості від ШРП. Тиск у вуличному газопроводі біля будівлі становив 2500 Па. Визначалась ефективність роботи пальників газової плити ПГ-4 марки «Vestfrost GG56 E11 W8» з паспортним робочим тиском 2000 Па (20 мбар).

Плита має чотири пальники: один підвищеної, два – нормальної і один малої потужності. Для обліку газу використовувався мембранний лічильник газу «Самгаз», повірений в лабораторії ПАТ «Хмельницькгаз».

Температура повітря становила 30 °С, атмосферний тиск – 98,257 кПа. Методика дослідження залишалася незмінною.

Дослідження при сталому тиску 2500 Па, показали (табл. 2), що найшвидше відбувається нагрів на конфорці великої потужності (12 хв. 30 с) при витраті газу 0,062 м<sup>3</sup>. Найдовший нагрів відбувається на конфорці найменшої потужності (28 хв. 50 с) при витраті газу 0,050 м<sup>3</sup>. Отже, при збільшенні часу нагрівання в 2,3 рази витрата газу зменшується в 1,24 рази. Тобто тенденція зберігається.

Таблиця 2

Результати вимірювань витрат газу і часу нагрівання при тиску 2500 Па

Потужність конфорки	Початкова температура води, °С	Час нагрівання, с	Витрата газу, м <sup>3</sup>
підвищена	10,0	750	0,062
нормальна	14,5	906	0,057
зменшена	16,0	1730	0,050

Графічна залежність витрат газу від часу нагрівання на різних конфорках газової плити при тисках 2400 і 2500 Па наведені на рис. 3.

В смт. Ямпіль за сприянням працівника АТ «Хмельницькгаз» Червоного Д. Л. також було

проведено серію дослідів, але при змінному тиску перед пальниками.

Система газопостачання смт. Ямпіль переважно складається із мереж середнього тиску, з невеликими тупиковими ділянками низького тиску. Згідно з [11] на смт Ямпіль подавався газ з такими показниками: середньозважене значення нижчої теплоти згоряння – 34,66 МДж/м<sup>3</sup>; середньозважене значення вищої теплоти згоряння – 38,36 МДж/м<sup>3</sup>; вміст метану 89,1 %, етану 5,1 %, пропану 1,3 %. Тиск у вуличному газопроводі біля будівлі, де проводилися досліді, становив 0,28 МПа.

Дроселювання (рис. 1,б) здійснювалося за допомогою регулятора РДГС-10, встановленого на стіні газифікованої будівлі. Визначалась ефективність роботи пальників газової плити ПГ-4 марки «Gefest» з паспортним робочим тиском 2000 Па (20 мбар). Для обліку газу використовувався мембранний лічильник газу «Самгаз» G 4, повірений у встановленому порядку.

Досліді виконувалися для чотирьох режимів вхідного тиску (1800, 2000, 2400 і 2600 Па) на конфорках підвищеної і нормальної потужності. Початкова температура води становила 19,52 °С, температура повітря дорівнювала 23 °С, а атмосферний тиск – 99,59 кПа.

У ході проведення експериментів було визначено витрату газу на конфорках нормальної (Н) і підвищеної (П) потужності, а також час нагрівання фіксованого обсягу води (3 дм<sup>3</sup>) до точки кипіння при різному тиску подачі газу на пальники (табл. 3, рис. 4, 5).

Таблиця 3

Результати вимірювань витрат газу і часу нагрівання при різних тисках

№	Тиск газу, Па	Витрата газу, м <sup>3</sup>		Час нагрівання, с		δ
		Н	П	Н	П	
1	1800	0,056	0,073	830	1074	0,603
2	2000	0,059	0,054	785	1050	0,815
3	2400	0,060	0,044	762	1028	1,000
4	2600	0,064	0,055	740	985	0,800

Розрахунковим шляхом визначено відношення максимального споживання газу до споживання газу при робочому тиску δ (рис. 6).

На підставі аналізу отриманих даних можна зробити висновок, що ефективність згоряння газу із збільшенням тиску зростає. При цьому максимальне значення ефективності спостерігається при тиску 2400 Па. Це значення тиску рекомендується підтримувати для побутових плит.

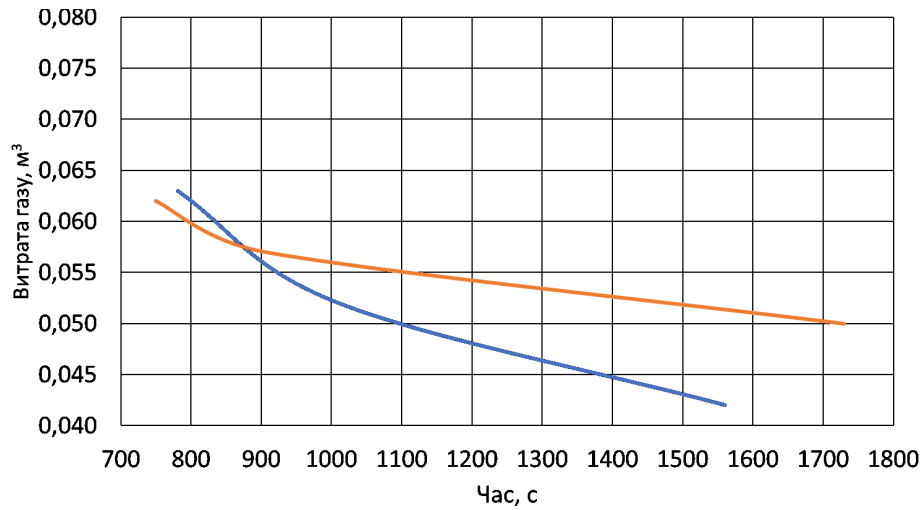


Рис. 3. Графіки залежності витрати газу від часу згоряння: синій – точка 1, жовтогарячий – точка 2

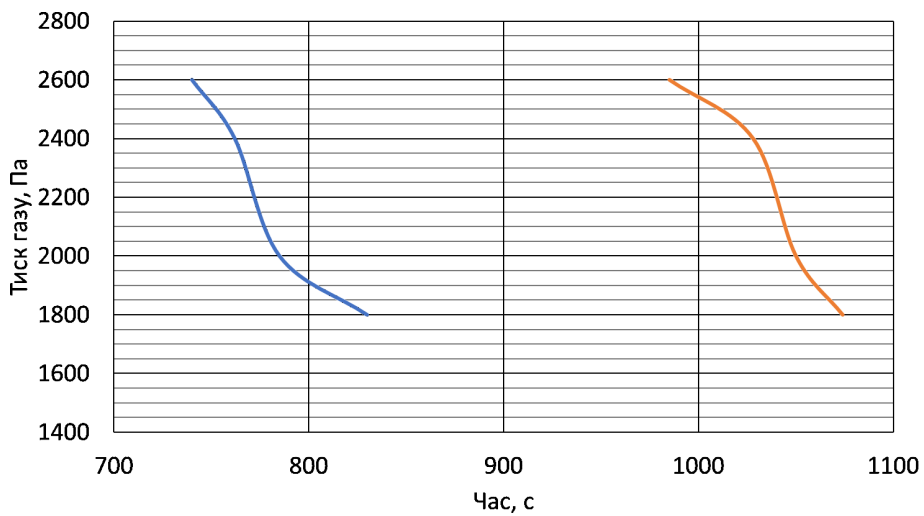


Рис. 4. Графіки залежності часу згоряння від тиску газу для конорки: синій – підвищеної потужності, жовтогарячий – нормальної потужності

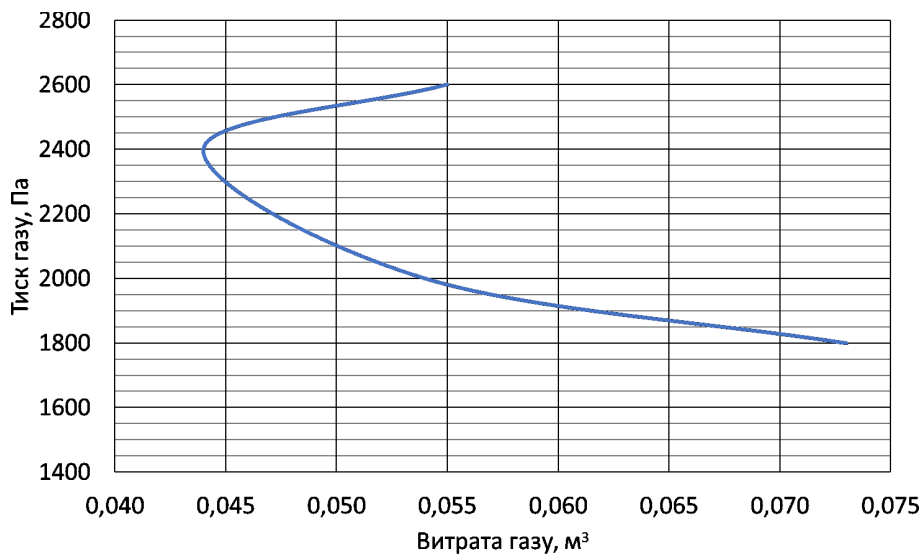


Рис. 5. Графік залежності витрати газу від тиску (дослідження на конфорці нормальної потужності)

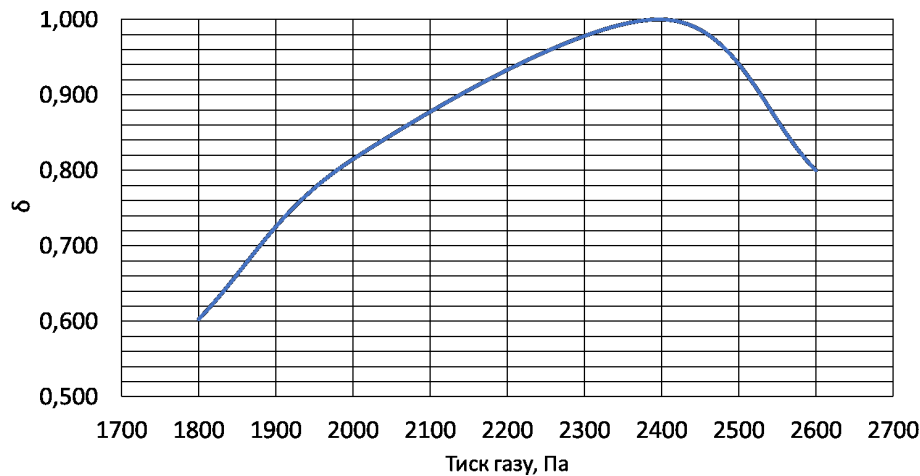


Рис. 6. Графік залежності коефіцієнта  $\delta$  від тиску газу конфорки нормальної потужності

Найменша ефективність споживання газу спостерігалася при тиску 1800 Па (відхилення до 40 %). При тисках 2000 і 2500 Па в середньому відхилення становило 20 %. Оскільки оптимальний тиск перед пальниками дорівнює 2400 Па, а при подачі газу від регулятора до пальників відбуваються втрати тиску  $P_{втр}$ , Па, рекомендується налаштування тиску РДГС-10 2400 +  $P_{втр}$ , Па.

Рішення щодо використання конфорки має прийматися залежно від пріоритетності поставлених завдань. Якщо пріоритетом при спалюванні є економне використання газу, рекомендується використовувати конфорку зменшеної потужності, а діаметр посуду повинен бути середнім. При пріоритеті швидкого нагрівання можна використовувати конфорку підвищеної потужності. Але при цьому кількість газу, що буде використана, буде більшою від попереднього варіанту до 50 %.

Для забезпечення можливості підтримувати тиск газу на оптимальному для кожного приладу рівні перевагу слід віддавати системам

середнього тиску, які при компонуванні будинковими регуляторами мають більший діапазон підтримання необхідного тиску залежно від індивідуальних характеристик приєднаних до системи приладів.

**Висновки.** Для забезпечення максимальної ефективності споживання газу побутовими плитами слід підтримувати тиск перед ними 2400 Па. При тиску 1800 Па відхилення становить 40 %, а за тиску 2000 і 2500 Па відхилення становить 20 %. Задля забезпечення максимальної ефективності спалювання система газопостачання має проектуватися середнього тиску з використанням шафових регуляторних пунктів на кожному будинку. Рекомендація щодо вибору конфорки залежить від поставленої задачі. Для мінімального споживання газу слід обирати конфорку меншої потужності та посуд середнього діаметра. Задля швидкого нагрівання можна скористатися конфоркою підвищеної потужності. При цьому перевитрата газу може досягати 50 %.

### Література

1. Угода про асоціацію між Україною, з однієї сторони, та Європейським Союзом, Європейським співтовариством з атомної енергії і їхніми державами-членами, з іншої сторони: Закон України від 16.09.2014 р. № 1678-VII / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/984>.
2. ДБН В.2.5-20-2018. Газопостачання. – Чинні від 2019-07-01. – Київ: Мінрегіон України, 2019. – 109 с.
3. Паспорт та інструкція з експлуатації плити газової «Bartscher» GHU 4110. URL: <http://www.bartscher.com/medias>.
4. Паспорт та інструкція з експлуатації котла газового Buderus «Logamax U 032-24 K». URL: <http://www.c-o-k.ru/library/instructions/buderus/gazovie-nastennie-kotly>
5. Проект Закону № 2553 «Про внесення змін до деяких законодавчих актів України щодо запровадження на ринку природного газу обліку та розрахунків за обсягом газу в одиницях енергії»
6. Предун К. М. Удосконалення системи обліку природного газу в одиницях енергії / К. М. Предун, В. А. Коновалюк, Ю. Й. Франчук // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук.-техн. зб.* – 2021.– Вип. 37.- С. 60-65.
7. Коновалюк В. А. Дослідження впливу температури на параметри природного паливного газу / В.А. Коновалюк, Ю.Й. Франчук // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук.-техн. зб.* – 2021.– Вип. 36.– С. 52-60.

8. Франчук Ю.Й. Дослідження проблеми забезпечення оптимального тиску в розподільчих мережах газопостачання перед побутовими газовими приладами / Ю.Й. Франчук, В.А. Коновалюк // *Вентиляція, освітлення і теплогазопостачання: наук. техн. зб.* – Вип. 33. – 2020. – с. 32-38.
9. НПАОП 0.00-1.76-15. Правила безпеки систем газопостачання. – Київ: Основа, 2015. – 179 с.
10. Постанова КМУ «Про затвердження Технічного регламенту природного газу». URL: [http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art\\_id=245366216&cat\\_id=167475](http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art_id=245366216&cat_id=167475).
11. Паспорт фізико-хімічних показників природного газу №11 за період з 07:00 01.07.2021р. по 07:00 01.08.2021р.

### References

1. Uhoda pro asotsiatsiiu mizh Ukrainoiu, z odniiei storony, ta Yevropeiskym Soiuzom, Yevropeiskym spivtovarystvom z atomnoi enerhii i yikhnimy derzhavamy-chlenamy, z inshoi storony: Zakon Ukrainy vid 16.09.2014 r. № 1678-VII / Verkhovna Rada Ukrainy. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/984>.
2. *Hazopostachannia*. DBN V.2.5-20-2018. Minrehion Ukrainy, 2019.
3. Pasport ta instruktsiia z ekspluatatsii plyty hazovoi «Vartscher» GHU 4110. URL: <http://www.bartscher.com/medias>.
4. Pasport ta instruktsiia z ekspluatatsii kotla hazovoho. Buderus «Logamax U 032-24 K». URL: <http://www.c-o-k.ru/library/instructions/buderus/gazovie-nastennie-kotly>.
5. Proekt Zakonu № 2553 «Pro vnesennia zmin do deiakykh zakonodavchykh aktiv Ukrainy shchodo zaprovadzhennia na rynku pryrodnoho hazu obliku ta rozrakhunkiv za obsiahom hazu v odynytsiakh enerhii»
6. Predun K. M., Konovaliuk V. A., Franchuk Yu. Y. “Udoskonalennia systemy obliku pryrodnoho hazu v odynytsiakh enerhii”. *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohazopostachannia: nauk.-tekhn. zb.* 2021. Vyp. 37. P. 60-65.
7. Konovaliuk V.A. “Doslidzhennia vplyvu temperatury na parametry pryrodnoho palyvnoho hazu”. *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohazopostachannia: nauk.-tekhn. zb.* 2021. Vyp. 36. P. 52-60.
8. Franchuk Yu.I. “Doslidzhennia problemy zabezpechennia optymalnoho tysku v rozpodilchykh merezhakh hazopostachannia pered pobutovymy hazovymy prykladamy”. *Ventyliatsiia, osviltennia i teplohazopostachannia: nauk. tekhn. zb.* 2020. Vyp. 33. P. 32-38.
9. НПАОП 0.00-1.76-15. Pravyla bezpeky system hazopostachannia. Osnova, 2015.
10. Postanova KМУ «Pro zatverdzhennia Tekhnichnoho rehlementu pryrodnoho hazu». URL: [http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art\\_id=245366216&cat\\_id=167475](http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art_id=245366216&cat_id=167475).
11. Pasport fizyko-khimichnykh pokaznykiv pryrodnoho hazu №11 za period z 07:00 01.07.2021r. po 07:00 01.08.2021r.

## УДК 696.2

### Анализ влияния давления газа на параметры его сжигания в бытовых газовых плитах

К. М. Предун<sup>1</sup>, В. А. Коновалюк<sup>2</sup>, Ю. И. Франчук<sup>3</sup>

<sup>1</sup> д.э.н., проф. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, Predun.km@knuba.edu.ua ORCID: 0000-0002-2634-9310

<sup>2</sup> к.т.н., доц. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, Konovaliuk.va@knuba.edu.ua ORCID: 0000-0001-5115-7188

<sup>3</sup> ас. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, Franchuk.yy@knuba.edu.ua ORCID: 0000-0002-7910-8705

*Аннотация. В системе газоснабжения Украины одновременно работают газовые приборы отечественного производства, при изготовлении которых учитывались действующие в нашей стране требования к параметрам и приборы, изготовленные в странах Европейского союза, где требования к характеристикам газа несколько иные. Первые приборы для обеспечения оптимального процесса сжигания требуют давление 1200-1300 Па, а вторые 2000-2500 Па. Допустимое минимальное давление в распределительной сети может быть значительно ниже, чем требует газовое оборудование. Регулирование давления фактически позволяет влиять на эффективность сжигания газа. Проведено исследование изменения расхода газа и времени его сжигания при нагреве фиксированного объёма воды при разных давлениях. Исследование проводилось на бытовых плитах разных производителей. Диапазон изменения давления был от 1800 до 2600 Па. Определены коэффициенты изменения эффективности использования газа  $\delta$  при работе приборов в зависимости от давления перед горелками. На основании анализа полученных результатов оптимальным определено давление 2400 Па. При этом минимальная эффективность возникала при давлении 1800 Па (отклонение на 40 %). При давлениях 2000 и 2500 Па в среднем отклонение эффективности составило 20 %. Также было проанализирована зависимость расхода газа от интенсивности его сжигания. Опыты проводились при постоянном давлении на конфорках разной мощности. Определено, что при использовании конфорки минимальной мощности объем использованного газа уменьшается в 1,3 раза при увеличении времени нагрева примерно в два раза в сравнении с конфоркой максимальной мощности.*

*Ключевые слова: газоснабжение, давление, расход газа, время сжигания, теплота сжигания, дросселирование*

## UDC 696.2

### Analysis of the influence of gas pressure on the parameters of its combustion in household gas stoves

K. Predun<sup>1</sup>, V. Konovalyuk<sup>2</sup>, Yu. Franchuk<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Dr. Hab., Prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, predun.km@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-2634-9310

<sup>2</sup> PhD, associate professor. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, konovaliuk.va@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0001-5115-7188

<sup>3</sup> Assistant. Kyiv National University of Civil Engineering and Architecture, Kyiv, Ukraine, franchuk.yy@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-7910-8705

*Annotation. In the gas supply system of Ukraine, gas appliances of domestic production are simultaneously operating, the manufacture of which took into account the requirements for parameters in our country and appliances manufactured in the countries of the European Union, where the requirements for the characteristics of gas are somewhat different. The first devices require a pressure of 1200-1300 Pa to ensure an optimal combustion process, and the second 2000-2500 Pa. The permissible minimum pressure in the distribution network can be significantly lower than required by gas equipment. Pressure control actually allows you to influence the efficiency of the gas combustion. A study of the change in the gas flow rate and the time of its combustion when heating a fixed volume of water at different pressures has been carried out. The study was carried out on household stoves from different manufacturers. The pressure range was from 1800 to 2600 Pa. The coefficients of change in the efficiency of gas use ( $\delta$ ) during the operation of the devices, depending on the pressure in front of the burners, have been determined. Based on the analysis of the results obtained, the optimal pressure was determined to be 2400 Pa. In this case, the minimum efficiency occurred at a pressure of 1800 Pa (deviation by 40%). At pressures of 2000 and 2500 Pa, on average, the deviation of the efficiency was 20%. The dependence of gas consumption on the intensity of its combustion was also analyzed. The experiments were carried out at constant pressure on burners of different power. It has been determined that when using a burner with a minimum power, the volume of gas used is reduced by 1,3 times with an increase in the heating time by about two times in comparison with a burner with a maximum power.*

*Key words: gas supply, pressure, gas consumption, combustion time, heat of combustion, throttling*

Надійшла до редакції / Received 10.06.2021



Наукове видання

# ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

Випуск 38

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 01.07.2021. Формат 60×84 1/8  
Друк офсетний. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.  
Умов. друк. арк. 6,4. обл. вид. арк. 6,75.  
Наклад 100 прим. Замовлення № 161406

Надруковано в ТОВ “Видавництво “Юстон”  
01034, м. Київ, вул. О. Гончара, 36-а т: (044) 360-22-66, [www.yuston.com.ua](http://www.yuston.com.ua)  
Свідоцтво про внесення суб’єкта видавничої справи до державного реєстру видавців, виготовлювачів  
і розповсюджувачів видавничої продукції серія дк № 797 від 09.09.2015 р.

