

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

заснований у 2001 році

ВИПУСК 21

Київ 2017

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник. – Вип. 21 / відповідальний редактор Е. С. Малкін. – Київ: КНУБА, 2017. – 107 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 Е. С. Малкін (відповідальний редактор); канд. техн. наук, професор В. Б. Довгалюк (заст. відп. редактора); канд. техн. наук, доцент В. О. Мілейковський (відп. секретар); докт. техн. наук, професор О. В. Приймак; докт. техн. наук, професор В. П. Корбут; докт. техн. наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України О. Л. Підгорний; докт. техн. наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України В. М. Міхайленко; канд. техн. наук, професор В. В. Трофімович; докт. техн. наук, професор Г. Собчук (Польща); доктор наук, професор А. Рогожа (Литва); доктор Г. Глінцерер (Австрія).

Рекомендовано до випуску Вченою радою Київського національного університету будівництва і архітектури 26 травня 2017 року, протокол № 3.

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

До відома авторів

Шановні автори статей науково-технічного збірника «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання»!

З наступного випуску Збірник переходить на новий формат (А4, у дві колонки), що відповідає міжнародному досвіду наукових видань. Прохання неухильно виконувати вимоги до рукописів. Зверніть особливу увагу на повноту опису величин, що входять до формул, обсяг анотацій та оформлення обох варіантів списку використаних джерел, що дозволить коректно проіндексувати посилання.

Нові вимоги та шаблон рукопису доступні на сайті Збірника:

<http://science.knuba.edu.ua/index.php?id=43>

Для залучення світової аудиторії рекомендуємо надавати рукописи англійською мовою.

Information for the authors

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

The next issue of the Collection goes to the new format (A4, two columns), which corresponds to international experience of scientific publications. Please comply strictly with the requirements for manuscripts. Please pay special attention to completeness of description of values in formulas, word count in abstract and to both lists of references that will allow correct indexing of citation.

New requirements and template of manuscripts are at the Collection cite:

<http://science.knuba.edu.ua/index.php?id=43>

To attract a worldwide audience it is recommended to give manuscripts in English.

УДК 504:628.16.086.4

Вплив характеристик магнітного поля при обробці води на показники капілярно-пористих та колоїдних капілярно-пористих тіл

Е. С. Малкін¹, Н. Є. Журавська²

¹д.т.н., проф., Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, saodhar@gmail.com

²к.т.н., доц., Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, nzhur@ua.fm

Анотація. Технологічні системи з омагніченням води дають нестабільні результати. Причиною цього є недостатні дослідження впливу параметрів омагнічення води. У роботі сформульовано гіпотези про доцільність застосування високочастотних електромагнітних полів для посилення їхнього впливу на зміну структури води і покращення стійкості цього процесу. Розроблено теоретичні положення щодо вибору параметрів омагнічення води. Проведено експериментальні дослідження з використанням води, обробленої у високочастотних електромагнітних полях, для капілярно-пористих тіл і колоїдних капілярно-пористих тіл. Виконано аналіз впливу різних характеристик магнітного поля при обробці води на показники капілярно-пористих тіл. Запропоновано рекомендації щодо вибору доцільних параметрів процесу омагнічення води. Експериментально показано покращення характеристик отриманих матеріалів при використанні омагніченої води. Результати роботи дозволяють широко впроваджувати омагнічення води для теплопостачання та в технологічних процесах.

Ключові слова: омагнічена вода, індукція магнітного поля, частота коливань.

Вступ. Практичне застосування омагніченої води в різних галузях промисловості відомо понад 70 років [1-6]. Однак, технологічні системи з омагніченням води дають нестабільні результати роботи при застосуванні, оскільки необхідні параметри омагнічення води недостатньо вивчені. Крім цього, результатом підбору параметрів, що далекі від оптимальних, є висока вартість, громіздкість і мала пропускна спроможність таких систем. Ці результати не дають можливості широко впроваджувати апарати омагнічення води у водяних системах теплопостачання. Таким чином, виникає задача визначення необхідних параметрів омагнічення води, що забезпечують стабільність результатів, компактність, максимальну продуктивність і доступну вартість таких систем

Актуальність дослідження. Розробка та впровадження енергоефективних, екологічних і технологічно безпечних водяних систем теплопостачання для різних галузей виробництва є актуальною проблемою розвитку промисловості України та світу.

Останні дослідження та публікації. Взаємозв'язок між магнітними властивостями і будовою речовини розглянув проф. Я. Г. Дорфман [7]. Однак, поряд зі значними досягненнями в наукових і практичних дослідженнях, при застосуванні омагніченої води у багатьох галузях господарства відзначалися випадки нестабільності результатів. Це пояснюється недостатньо чіткими гіпотезами що-

до моделі структури води, а отже, щодо результатів впливу на неї магнітних полів.

Для більш чіткого пояснення можливості застосування робіт Я. Г. Дорфмана його положення базують на класичній праці щодо структури води його вчителя проф. Я. І. Френкеля [8]. Останній вважав, що рідина за своєю структурою ближча до твердого тіла ніж до газів. У рідинах, як і у твердих тілах, теплові коливання частинок відбуваються навколо деяких положень рівноваги. Причому, на відміну від твердих тіл, в рідинах частинки, які коливаються, не залишаються на одному місці тривалий час, а стрибкоподібно переміщуються з одного положення рівноваги до іншого. Час коливання частинок навколо одного положення коливання визначається [8]:

$$\tau = \tau_0 \exp(E/(kT)), \text{ с} \quad (1)$$

де τ_0 – період коливання частинок, с; E – енергія, необхідна для переміщення частинок з одного положення рівноваги до іншого, Дж; k – константа Больцмана, Дж/К; T – абсолютна температура рідини, К. Для води $\tau_0 = 1,4 \cdot 10^{-12}$ с, та $\tau = 1,7 \cdot 10^{-9}$ с.

На підставі отриманого Я. І. Френкелем співвідношення (1) випливає, що кожна молекула води, перш ніж відбудеться її переміщення з одного положення рівноваги до іншого, зробить у первинному положенні 1000 коливань. На цій підставі Я. І. Френкель зробив висновок, що частинки води ведуть в основному «осілий спосіб життя». Застосовуючи цей висновок для води, з урахуванням виниклого пізніше вчення про кластерні її структури можна припустити, що для руйнування кластерів зі значною економією теплової енергії необхідно забезпечити коливання молекул води з частотою понад 1 кГц. У цьому випадку порушиться збереження рівноваги, і кластери будуть інтенсивно руйнуватись.

При обробці води високочастотними електромагнітними полями з частотою, яка значно перевищує 1 кГц, має різко скоротитися час створення мономолекулярної води молекулами, відмінними від «диполя», тобто зарядженими. Цей процес має набути стабільності.

Формулювання цілей статті. Провести порівняльні дослідження оптимізації процесу омагнічення води на апаратах з високою напруженістю та високою частотою поля. Провести дослідження бетонних зразків протягом часу набору міцності з використанням омагніченої води, виготовленої на цих апаратах, для подальшого практичного застосування отриманих бетонів [10].

Матеріали та методи. Для порівняльної характеристики дії магнітного поля при обробці води на показники бетонних виробів проведені випробовування різних апаратів омагнічення води.

Омагнічена вода отримувалася на стенді з використанням високочастотних електромагнітних апаратів, які можуть працювати незалежно один від одного (рис. 1):

- апарат «І», з режимом ОЧ-2, з частотою 9 кГц [9];
- апарат «С», з частотою 3-32 кГц.

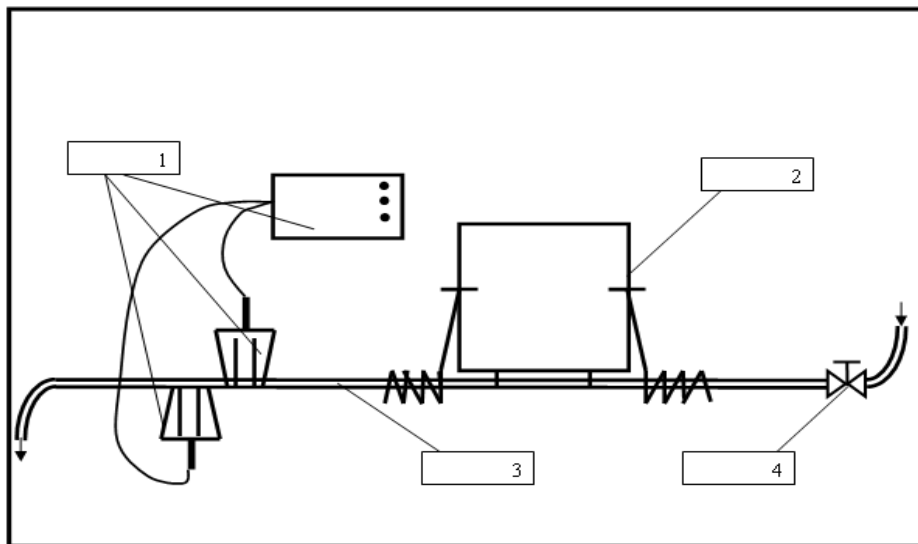


Рис. 1. Стенд для приготування омагніченої води:
1 - апарат «І»; 2 - апарат «С»; 3 - водопровід; 4 – вентиль

Також омагнічену воду отримували на апараті «ЕК», що розроблений В. В. Савченком, доцентом Національного університету біоресурсів і природокористування України, з індуктивністю постійного магнітного поля 0,49 Тл (рис. 2).

Для експерименту були використані зразки бетонних кубів з ребром 70 мм, виготовлених за рецептурою (для 1 м³ бетону) двома способами: з використанням звичайної та омагніченої води [9]. Визначення міцності зразків на стиснення виконувалося на пресі згідно з чинними стандартами.

Результати досліджень. На рис. 3 наведені результати цих досліджень для зразків, виготовлених з омагніченою водою апарату «ЕК», без пропарки; зразків, виготовлених з омагніченою водою апарату «І» у режимі ОЧ-2, без пропарки; зразків, виготовлених з омагніченою водою від апарату «С», без пропарки; зразків зі звичайною водою, без пропарки та з пропаркою.

Експериментальні дослідження показали, що зразки бетону з омагніченою водою, обробленою апаратом «ЕК», мають найгірші результати при наборі міцності. Зразки бетону з омагніченою водою, обробленою апаратами «С» та «І» з застосуванням височастотних електромагнітних полів (без пропарки), показали підвищення міцності бетону на 10...25 % порівняно із зразками, виготовленими із звичайною водою з пропаркою.

Оскільки вода, особливо її розчини та суміші з неї, є дуже складною системою, яка важко піддається теоретичному дослідженню і не відповідає нашим поглядам на процеси обробки, важко отримати результати необхідних технологічних систем обробки в магнітному полі домішок. Тому на першому етапі робиться обробка чистої води в полі, а потім, у разі необхідності, на базі цієї води створюються розчини або суміші, необхідні для обробки.

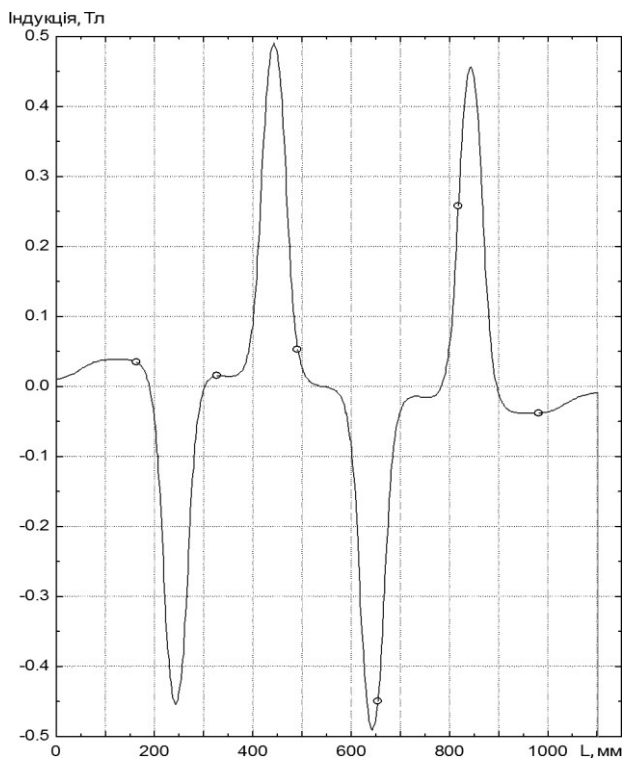


Рис. 2. Залежність зміни магнітної індукції у центрі повітряного зазору вздовж осі транспортера апарату «ЕК»

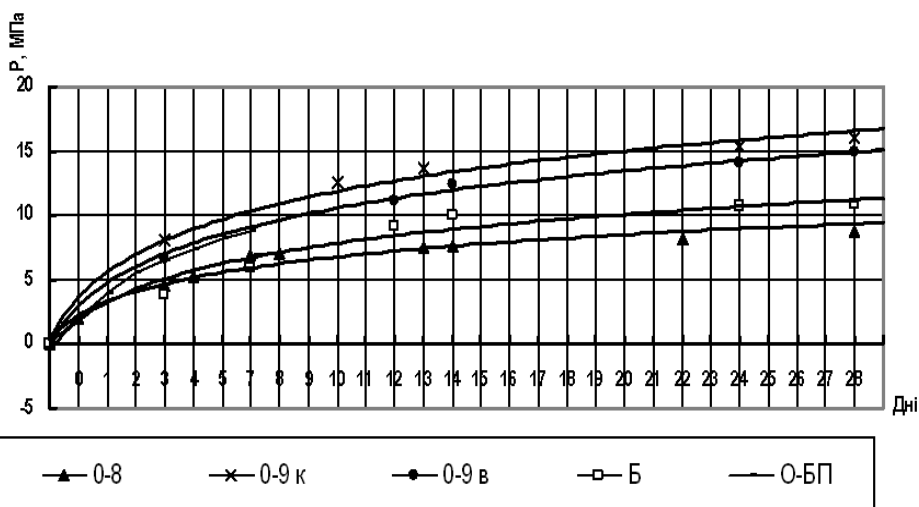


Рис. 3. Залежність міцності зразків від часу: 0-8 - зразки, виготовлені з омагніченою водою апарату «ЕК»; 0-9в – зразки, виготовлені з омагніченою водою апарату «І» з позиції ОЧ-2, без пропарки; 0-9к - зразки виготовлені з омагніченою водою апарату «С», без пропарки; Б - зразки зі звичайної водою; 0-БП - зразки зі звичайної водою з пропаркою

У подальшому запропоновані процеси обробки в магнітних полях очищеної й пом'якшеної води з наступним отриманням необхідних розчинів та сумішей на її основі.

Згідно з кінетичною теорією рідин Френкеля й теорією ймовірності Больцмана та відповідно до наведеної формули (1), для переходу води в інше структурне положення необхідно, щоб її мікрочастинки (атоми, молекули) зробили не менше 1000 коливань. Таким чином, для досягнення мінімальної довжини шляху води в апараті необхідно враховувати швидкість руху води та частоту електромагнітного поля. Приймаємо швидкість руху води 0,3...1,5 м/с, підраховуємо частоту коливань електромагнітного поля 1,0...X кГц. Число коливань молекул води:

$$\tau'_0 = \tau'_1 \ell_{np} / \omega, \quad (2)$$

де τ'_1 – необхідне число коливань електричного струму, кГц; ℓ_{np} – довжина шляху води в електромагнітному полі, мм; ω – швидкість руху води, м/с.

Тобто, маючи частоту коливань електромагнітного поля $\geq 1,0...X$ кГц, отримуємо зміну структури води до мономолекулярної. Що стосується індукції магнітного поля, то її, лише дуже приблизно, на даний момент можна підрахувати для атомів кисню. Тому, з нашої точки зору, можна прийняти за результатами експериментальних досліджень параметри магнітної обробки чистої води [9] 200...У мТл.

Висновки. Використання омагніченої води призводить до покращення екологічної безпеки техноприродних виробничих систем водяного теплопостачання та підвищення якості виробів. Це дозволить використовувати омагнічену воду для створення енергоефективних технологій виготовлення екологічних матеріалів.

Перспективи подальших досліджень. У подальшому планується розробити наукові концепції техногенної безпеки виробничих систем.

Література

1. Миненко В. И. Магнитная обработка водно-дисперсных систем / В. И. Миненко. – Київ : Техніка, 1970. – 168 с.
2. Классен В. И. Вода и магнит / В. И. Классен. – Москва : Наука, 1973. – 112 с.
3. Стукалов П. С. Магнитная обработка воды / П. С. Стукалов, Е. В. Васильев, Н. А. Глебов. – Ленинград : Судостроение, 1969. – 192 с.
4. Тебенихин Е. Ф. Обработка воды магнитным полем в теплоэнергетике / Е. Ф. Тебенихин, Б. Т. Гусев. – Москва : Энергия, 1970. – 144 с.
5. Давидзон М. И. Электромагнитная обработка водных систем в текстильной промышленности / М. И. Давидзон. – Москва : Легпромбытиздат, 1988. – 178 с.
6. Помадкин В. А. Об использовании магнитоактивированной воды для затворения бетонных смесей // Бетон и железобетон. – 1998. – № 3. – с. 26 - 27.
7. Дорфман Я. Г. Магнитные свойства и строение вещества / Я. Г. Дорфман. – Москва : Государственное издательство технической литературы, 1955. – 377 с.
8. Френкель Я. И. Кинетическая теория жидкостей / Я. И. Френкель. – Москва - Ленинград : издательство АН СССР, 1966. – 409 с.

9. Журавская Н. Е. Использование омагниченной воды в капиллярно-пористых материалах / Н. Е. Журавская // Містобудування та територіальне планування : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2014. – Вип. 53. – с. 167-172.

10. Zhuravska N. Protection of building materials against biodeterioration using energy saving nanotechnology / N. Zhuravska // Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. – 2014. – Vol. 13, № 8. – p. 145-152.

References

1. Minenko V. I. *Mahnitnaia obrabotka vodno-dispersnykh sistem*. Tekhnika, 1970.
2. Classen V. I. *Voda i mahnit*. Nauka, 1973.
3. Stukalov P. S., Vasiliev E. V., Glebov N. A. *Mahnitnaia obrabotka vody*. Sudostroenie, 1969.
4. Tebenihin E. F., Gusev B. T. *Obrabotka vody mahnitnym polem v teploenerhetike*. Energiia, 1970.
5. Davydzon M. I. *Elektromahnitnaia obrabotka vodnykh sistem v tekstilnoi promyshlennosti*. Lenprombytizdat, 1988.
6. Pomadkin V.A. “Ob ispolzovanii mahnitnoaktivirovannoi vody dlia zatvoreniia betonnykh smesei.” *Beton y zhelezobeton*, no. 3, 1998.
7. Dorfman Ya. G. *Mahnitnye svoistva i stroenie veshchestv*. Hosudarstvennoe izdatelstvo tekhnicheskoi literatury, 1955.
8. Frenkel Ya. I. *Kinetic theory of liquids*. Izdatelstvo AN SSSR, 1966.
9. Zhuravskaia N. E. “Ispolzovanie omagnichennoi vody v kapilliarno-poristykh materialakh.” *Mistobuduvannia ta terytorialne planuvannia: Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, Iss. 53, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2014, pp. 167-172.
10. Zhuravska N. “Protection of building materials against biodeterioration using energy saving nanotechnology.” *Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture*, Vol. 13, no. 8, 2014.

УДК 504:628.16.086.4

Влияние характеристик магнитного поля при обработке воды на показатели капиллярно-пористых и коллоидных капиллярно-пористых тел

Э. С. Малкин¹, Н. Е. Журавская²

¹д.т.н., проф., Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, saodhar@gmail.com

²к.т.н., доц., Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, nzhur@ua.fm

Аннотация. Технологические системы с омагничиванием воды дают нестабильные результаты. Причиной этого является недостаток исследований влияния параметров омагничивания воды. В работе сформулированы гипотезы о целесообразности применения высокочастотных электромагнитных полей для усиления их влияния на изменение структуры воды и для улучшения устойчивости этого процесса. Разработаны теоретические положения по выбору параметров омагничивания воды. Проведены экспериментальные исследования с использованием воды, обработанной в высокочастотных электромагнитных полях, для капиллярно-пористых тел и коллоидных капиллярно-пористых тел. Выполнен анализ влияния

различных характеристик магнитного поля при обработке воды на показатели капиллярно-пористых тел. Предложены рекомендации по выбору целесообразных параметров процесса омагничивания воды. Экспериментально показано улучшение характеристик полученных материалов при использовании омагниченной воды. Результаты работы позволяют широко внедрять омагничивание воды для теплоснабжения и в технологических процессах.

Ключевые слова: омагниченная вода, индукция магнитного поля, частота волновых колебаний.

UDC 504:628.16.086.4

Influence of magnetic field characteristics during water treatment on the parameters of capillary-porous and colloidal capillary-porous bodies

E. Malkin¹, N. Zhuravska²

¹Sc.D, professor, National University of Construction and Architecture, City Kiev, Ukraine, saodhar@gmail.com

²PhD, associate professor, National University of Construction and Architecture, City Kiev, Ukraine, nzhur@ua.fm

Abstract. Technological systems with water magnetization give unstable results. The reason is a lack of research of the influence of the water magnetization parameters. The hypotheses on expediency of application of high-frequency electromagnetic fields for strengthening their influence on water structure change and improving the stability of this process are formulated in the work. Theoretical positions of the selection of water magnetization parameters have been developed. Experimental studies using water treated in high-frequency electromagnetic fields for capillary-porous bodies and colloidal capillary-porous bodies have been carried out. The analysis of the effect of various characteristics of the magnetic field during water treatment on the performance of capillary-porous bodies is performed. Recommendations are offered on the choice of the appropriate parameters of the process of water magnetization. Experimentally, the improvement in the characteristics of the obtained materials is shown when using magnetized water. The results of the work allow wide implementation of the magnetization of water for heat supply and in technological processes.

Keywords: magnetic water, magnetic field, frequency wave oscillations.

Надійшла до редакції 09 червня 2017 р.

UDC 697.432.5

Simulation of Solid-Fuel Hybrid Combustion

M. P. Senchuk¹, A. V. Barkovskyi²

¹PhD in Engineering Science, Associate Professor, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, smp_21@ukr.net.

²master's student, Heat and Gas Supply and Ventilation department, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine.

Abstract. Solid-fuel utilization in the public energy service is necessary for national supply-demand balance stability. The most efficient combustion process is the hybrid combustion, particularly the three-staged one: combination of stack, fuel-bed firing and overall combustion in swirl chamber. Stability of such combustion model is achieved by relevant design and duty parameters at all stages of fuel combustion with appropriate blasting air reallocation and process flow. A numerical model is proposed in a mechanized boiler with the use of a hybrid process. Analytical equations for calculating the main parameters of the combustion zone in the stack and on the grate are provided. The use of the proposed model for the combustion of solid-fuel provides a definition of parameters of the combustion zone at the stage of designing a boiler plant with mechanized combustion.

Key words: solid-fuel hybrid combustion, burning rate, numerical model, stack, grate, mechanical stocker.

Introduction. Solid fuel utilization in the public energy service is necessary for national supply-demand balance stability. Considering the significance of the environmental specifications of solid-fuel heat generators operation, it is important to ensure their improved operational efficiency, including up-to-date environmental safety. It is known that these demands may be met if mechanized process flow is established at all solid-fuel combustion stages (starting from fuel preparation for ash residues removal – ash, slag). The most efficient one is the hybrid combustion, particularly the three-staged one: combination of stack, fuel-bed firing and overall combustion (Fig. 1). Stability of such combustion model is achieved by relevant design and duty parameters at all stages of fuel combustion with appropriate blasting air reallocation and process flow:

- drying, gasification and fuel particles firing in the stack by using reverse-flow;
- combustion of primarily free carbon on the grate by using cross-flow;
- combustion of volatiles and dust particles in the combustion chamber in the secondary blasting air flow.

Such hybrid model in the solid-fuel boilers design is implemented based on not only the calculation data using well-known methods [1], but on the experimental results of the laboratory research and experimental trials of the combustion unit prototypes.

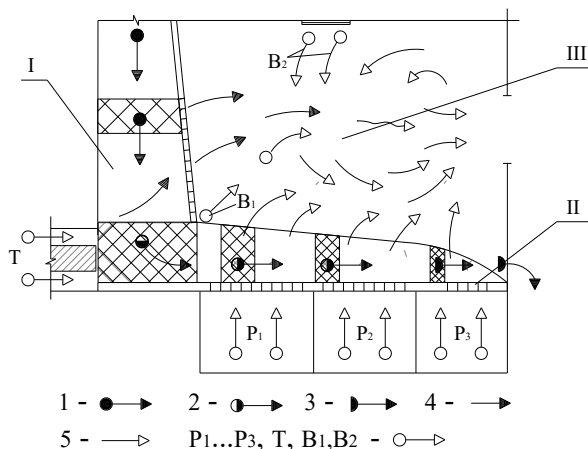


Fig. 1. Solid-fuel hybrid combustion:

- 1- vertical stack with perforated front wall (holding grate); 2 - grate; 3 - combustion chamber
 Designations in the picture: 1 - natural fuel; 2 – coke; 3 - ash residues;
 Blasting air flow: P1...P3 - primary in the zones under the grating; T - primary to stack
 B1, B2 – secondary to combustion chamber

To reduce the volume of such research work and tests that involve huge labour and material resources inputs it is necessary to specify design and duty parameters of the combustion zone based on the combustion process simulation according to the response rate of the fuel particles with the blasting air oxygen.

The objective of the work is to develop method of complex analytical estimation of the processes in the stack and on the grate of the solid-fuel hybrid combustion in the mechanized boiler.

A. Combustion process in the stack. When generating numerical model of the stack combustion process with account for theoretical and laboratory research results [2-4] it is accepted that:

- natural fuel particles at the stack inlet have the shape close to spherical one (maximum size is 50 mm), that is kept during the whole combustion process;
- fuel in the stack is transported gravitationally, on the horizontal grate – using translational motion under the action of piston pusher;
- in the stack the natural fuel particles are dried and volatiles are emitted, and on the grate free carbon is combusted being completely burnt at the grate end;
- transportation (sinking) of the particles into the stack is realized using fuel-bed pattern: each cross bed consists of one layer of particles of the same size which thickness is decreased in the process of drying and gasification (Fig. 1).

Calculation of the stack combustion is based on the summary results of the natural fuel-burning rate and test results of engineering and preproduction prototypes of the mechanical stokers. It is assumed that the initial size of the fuel particles at the stack inlet is reduced in the stack height pro rata with the fuel burnt. In the lower zone of the stack the particles size $\delta_{\text{кш}}$, cm, is equal to:

$$\delta_{ку} = \delta_{му}(1 - b_u)^{1/3}, \quad (1)$$

where $\delta_{му}$ – initial size of the particles at the stack inlet, cm; b_u – quantity of the fuel burnt in the stack, which is determined with account for experimental data in accordance with the combustion zone burner front load (Fig. 2) subject to moisture exudation and emission of the most of volatiles (about 95%) and ensuring of about 0.8 of the air excess factor at the holding grate outlet.

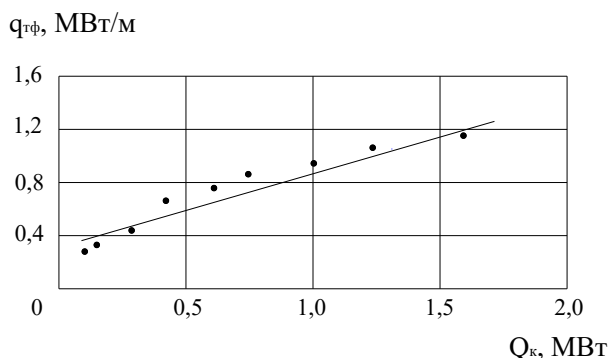


Fig. 2. Fuel burn-up fraction in the stack: $q_{мф}$ - Specific front load of the Furnace; $Q_{к}$ - Stake heat output; ● - experimental results

Effective height of the particles response in the stack may be determined by using following formulae:

$$H_{пу} = S_{пу} \delta_u^{cep} / (6mF_u^{cep}), \text{ cm}, \quad (2)$$

where $S_{пу}$ – surface area of the particles response, cm^2 ; $\delta_u^{cep} = (\delta_{му} + \delta_{ку}) / 2$ – mean particle size in the stack, cm; m – interpartical porosity ($m=0.5\dots0.6$); F_u^{cep} – average area of the stack cross section, cm^2 .

Response surface area in accordance with the fuel-burning rate:

$$S_{пу} = B_{пу} / K_s^n, \text{ cm}^2\cdot\text{s}, \quad (3)$$

where $B_{пу} = b_u B_p$ – quantity of the fuel burnt in the stack, g; B_p – aggregate quantity of the fuel burnt in the mechanical stocker, g; K_s^n – specific burning rate of the fuel, $\text{g}/(\text{cm}^2\cdot\text{s})$.

On the basis on solid-fuel, combustion process investigation it was established that the qualitative behaviour of the natural fuel combustion process (anthracitic coal, black coal and hydrogenous coal) in the bed is similar to coke combustion, but if the volatiles content grows the burning rate of the natural fuel rises as compared to the coke burning rate. For rough estimations, one can assume:

$$K_s^n = k_s K_s^c, \quad (4)$$

where k_s – factor of the natural fuel specific burning rate K_s^n excess over coke specific burning rate K_s^c (Fig. 3).

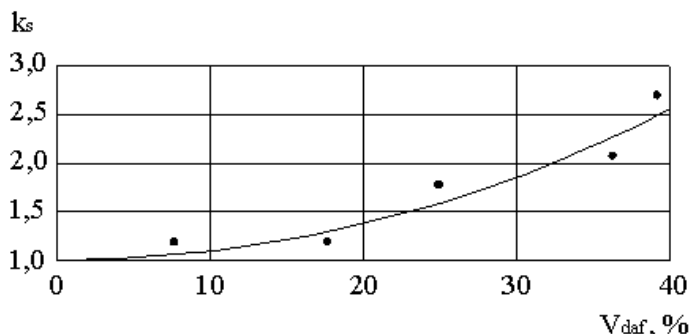


Fig. 3. Factor k_s : V_{daf} – volatile matter emission; ● – experimental results

Coke specific burning rate at [4] for Péclet diffusion number $17 \leq Pe_D = W\delta_{cep}/D < 320$:

$$K_s^c = \frac{0.185 \cdot C_{ocep} D^{0.5} W^{0.5}}{\delta_{cep}^{0.5}}, \quad (5)$$

where W – reduced blasting air speed which is determined as ratio to the obstruction-free flow area of the bed and temperature in the bed, cm/s; δ_{cep} – mean particle size the bed, cm; D – reduced diffusion factor, cm²/s; C_{ocep} – mean molar oxygen concentration in the bed, g/cm³.

Fuel combustion time in the stack, may be determined as the particle burnout time to the size δ_{ku} :

$$t_{uu}^u = \frac{B_{uu}^u}{K_s^n S_{ucep}^u}, \quad (6)$$

where B_{uu}^u – weight of the particle that burnt out in the stack, g; S_{ucep}^u – mean surface area of the particle, cm²:

$$B_{uu}^u = \pi \rho_u / 6 (\delta_{nu}^3 - \delta_{ku}^3); \quad S_{ucep}^u = 0.5 \pi (\delta_{nu}^2 + \delta_{ku}^2). \quad (7)$$

B. Combustion process on the grate. The numerical model of combustion on the grate shall be defined if natural fuel is dried and gasified in the stack and homogeneous fuel with prevailing coke content is accumulated at the grate inlet - start of the burning phase of the coke particles [5]. Process stability is achieved by proper firing of the particles in the bed at the grate inlet, uniform translational delivery of the particles, which burn out along the grate, and appropriate zonal reallocation of the blasting air. At optimum combination of duty and design parameters, the fuel bed burning-out-zone ensures complete burning out of the particles at the end of grate. For the required design, width of the grate and window height at its inlet the length of the combustion zone is equal to:

$$\ell_p = \frac{\delta_{ку}^{2,5}}{2,5A}, \text{ cm}, \quad (8)$$

where A – constant value:

$$A = \frac{2 \cdot 0,185 C_0 D^{0,5} W^{0,5} \delta_{ку}}{\rho_u v_{np}}.$$

Burning time of the particles in the bed on the grate of length ℓ_p :

$$t = \frac{5}{3} \cdot \frac{\delta_{ку}}{v_{np}} \left(\frac{5}{2} A \right)^{-\frac{2}{5}} \cdot \ell_p^{\frac{3}{5}}, \text{ s}, \quad (9)$$

where v_{np} – initial linear speed of the particles:

$$v_{np} = B_p / (b_p h_{np} m \rho_u), \text{ cm/s}, \quad (10)$$

where h_{np} – initial bed depth at the inlet, cm; b_p – width of the grate for combustion, cm; ρ – particles density, g/cm³.

Volatiles and dust that are generated during stack gasification process pass to the combustion chamber and burn in the high-temperature gas flow fuel-bed firing. Therefore, full fuel burning time of hybrid combustion may be determined as total time for stack and fuel-bed firing processes of fuel particles combustion.

Conclusion. Using of the proposed numerical model of the solid-fuel combustion process enables determination of the design and duty parameters of the combustion zone as early as at the unit design engineering stage. At that, one takes into account special features of the hybrid combustion process implemented in the combustion device design of the mechanized boiler.

Literature

1. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). – Санкт-Петербург: Издательство НПО ЦКТИ, СПб, 1998. – 256 с.
2. Кочережко А. Н. О некоторых особенностях горения твердых натуральных топлив. Физика горения / А. Н. Кочережко // Республиканский международный сборник АН. – Київ: Наукова думка, 1966. – с. 19–27.
3. Финаев Ю. А. Особенности горения натуральных топлив с большим выходом летучих / Ю. А. Финаев // Горение твердого топлива: Сборник Трудов II Всесоюзной конференции. – Новосибирск: Наука, 1969. – с. 234–239.
4. Сенчук М. П. Результаты исследований скорости горения твердого топлива в слое / М. П. Сенчук, А. С. Макаров // Тезисы XI симпозиума по горению и взрыву / Черноголовка: Российская АН. – 1996. – Т.1, ч.2. – с. 295-299.
5. Сенчук М. П. Моделивання процесу горіння твердого палива в шахтно-шарових топках / М. П. Сенчук, М. М. Астаф'єва // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2015. – Вип. 18. – с. 22-29.

References

1. *Тепловои расчет котлов (нормативни метод)*. VTI, NPO TSKTI, 1998.
2. Kocherezhko A.N. “O nekotorykh osobennostiakh goreniiia tverdykh naturalnykh topliv. Fizika goreniiia.” *Respublikanskii mezhvedomstvennyi sbornik AN*, Naukova dumka, 1966, pp. 19–27.
3. Finaev YU. A. “Osobennosti goreniiia naturalnykh topliv s bolshym vykhodom letuchikh.” *Gorenie tverdogo topliva: Sbornik Trudov II Vsesoiuznoi konferentsii*, Nauka, 1969. pp. 234–239.
4. Senchuk M.P., Makarov A.S. “Rezultaty issledovaniia skorosti goreniiia tverdogo topliva v sloe.” *Tezisy XI simpoziuma po goreniiu i vzryvu, Rossiyskaia AN*, vol. 1, ch.2, 1996.
5. Senchuk M.P., Astafeva M.M. “Modeliuvannia protsesu gorinnia tverdogo palyva v shakhtno-sharovykh topkakh.” *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplofazopostachannia: Naukovotekhnichniy zbirnyk*, Iss. 18, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2015, pp. 22-29

УДК 697.432.5

Моделивання спалювання твердого палива за комбінованою схемою

М. П.Сенчук¹, А. В. Барковський²

¹канд. техн. наук, доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна, smp_21@ukr.net.

²магістрант, кафедра теплогазопостачання і вентиляції, Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна.

Анотація. Використання твердого палива в комунальному теплостачанні необхідне для стабільності паливно-енергетичного балансу. Найбільш ефективним процесом спалювання є комбіноване спалювання, зокрема, тріступеневий процес: підготовка палива в шахті, шарове спалювання та повне згоряння в топковій вихровій камері. Стабільність такого спалювання досягається за рахунок відповідних конструктивних і режимних параметрів на всіх стадіях горіння палива з відповідними розподілом повітря й організацією процесу. Запропоновано чисельну модель згоряння палива в механічній топці з застосуванням комбінованого процесу. Наведено аналітичні рівняння для розрахунку основних параметрів зони горіння в шахті і на колосниковій решітці. Використання запропонованої моделі процесу спалювання твердого палива забезпечує визначення параметрів зони горіння на стадії проектування котельної установки з механізованим спалюванням.

Ключові слова: комбінована схема спалювання твердого палива, швидкість горіння, математична модель, шахта, колосникова решітка, механічна топка.

УДК 697.432.5

Моделирование сжигания твёрдого топлива по комбинированной схеме

М. П. Сенчук¹, А. В. Барковский²

¹канд. техн. наук, доцент, Киевский национальный университет строительства и архитектуры, Киев, Украина, smp_21@ukr.net.

²магистрант, кафедра теплогазоснабжения и вентиляции, Киевский национальный университет строительства и архитектуры, Киев, Украина.

Аннотация. Использование твердого топлива в коммунальном теплоснабжении необходимо для стабильности топливно-энергетического баланса. Наиболее эффективным процессом сжигания является комбинированное сжигание, в частности, трехступенчатый процесс: подготовка топлива в шахте, слоевое сжигание и полное сжигание в топочной вихревой камере. Стабильность такого сжигания достигается за счет соответствующих конструктивных и режимных параметров на всех стадиях горения топлива с соответствующими распределением воздуха и организацией процесса. Предложена численная модель в механической топке с применением комбинированного процесса. Приведены аналитические уравнения для расчета основных параметров зоны горения в шахте и на колосниковой решетке. Использование предложенной модели процесса сжигания твердого топлива обеспечивает определение параметров зоны горения на стадии проектирования котельной установки с механизированным сжиганием.

Ключевые слова: комбинированная схема сжигания твёрдого топлива, скорость горения, математическая модель, шахта, колосниковая решётка, механическая топка.

Надійшла до редакції 31 травня 2017 р.

УДК 629.83:697.7

Ефективність організації повітрообміну приміщень при використанні стін Тромба-Мішеля

В. О. Мілейковський¹, Г. М. Клименко², В. Г. Дзюбенко³

¹к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, v_mil@ukr.net

²к.т.н., асистент, Національний університет «Львівська політехніка», anett.lviv@gmail.com

³к.т.н., полковник збройних сил України, доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, ilay19@ukr.net

Анотація. Сонячна енергія є перспективним відновлюваним джерелом енергії. Одним з варіантів її використання є пасивні сонячні опалювальні прилади. Розглянуто використання стіни Тромба-Мішеля для забезпечення мікроклімату приміщень. Поширеним є варіант з подачею повітря до верхньої зони приміщення. Але, як показує аналіз досліджень, при такій схемі подачі повітря з природною спонукою руху повітря в просторі стіни Тромба-Мішеля спостерігається суттєвий недолік: перегрів верхньої зони. Як варіант, що мінімізує такий недолік, є встановлення вентилятора, який примусово подає повітря до робочої зони і забирає повітря з верхньої зони. Оцінено ефективність обох варіантів. У результаті аналітичної оцінки обох варіантів виявлено, що при подачі повітря до верхньої зони 67 % сонячної енергії втрачається на перегрів верхньої зони приміщення. А максимально ефективним рішенням, що дає мінімальний перегрів верхньої зони, є використання вентилятора для спонуки руху повітря в стіні Тромба-Мішеля.

Ключові слова: сонячна енергія, пасивні сонячні опалювальні прилади, стіна Тромба-Мішеля, верхня зона.

Постановка проблеми. Одним з напрямків підвищення енергоефективності будівель є використання відновлюваних джерел енергії. Ці види енергії, крім необмеженості їхніх запасів, забезпечують високу екологічну чистоту порівняно з вичерпними джерелами. Перспективним відновлюваним джерелом є сонячна енергія.

Одним з варіантів використання сонячної енергії є пасивні сонячні опалювальні прилади. Наприклад, стіна Тромба-Мішеля суміщається зі стіною будинку, що має в нижній і верхній частині вентиляційні отвори. Ця стіна покривається світлопоглинальним шаром фарби й відокремлюється від навколишнього середовища одинарним застеленням або склопакетом.

Сонячна енергія перетворюється на теплову у світлопоглинальному шарі. При цьому частина сонячної енергії акумулюється в конструкції стіни, а частина цієї енергії йде на нагрів повітря під склінням. Під дією гравітаційних сил гаряче повітря піднімається в просторі між склінням і стіною та подається до верхньої зони приміщення. При цьому охоложене повітря забирається з робочої зони.

У Львівській політехніці розроблені дахові пасивні сонячні опалювальні прилади аналогічної конструкції. Як показали дослідження, вони як і стіни Тромба-Мішеля призводять до перегріву верхньої зони.

Як варіант, який не має такого недоліку, можна запропонувати встановлення вентилятора, що примусово подає повітря до робочої зони і забирає повітря з верхньої зони. Недоліком такої системи є відсутність використання дарових гравітаційних сил та потреба в електроенергії.

Виникає необхідність оцінити енергоефективність обох варіантів.

Актуальність дослідження. Аналітичні дослідження ефективності використання сонячної енергії дозволяють на сучасному етапі розвитку будівництва запропонувати нові рішення енергоефективного формування мікроклімату будівель, що є актуальним завданням, пов'язаним з забезпеченням енергоефективності інженерних рішень будівель згідно з ДСТУ Б EN 15316-2-1:2011, ДСТУ Б EN 15232, ДСТУ Б А.2.2-12:2015 тощо.

Останні дослідження та публікації. Сучасні нормативні документи [1-3] передбачають оцінку енергоефективності будівель. Однак, для пасивних систем сонячного опалення ці вимоги недостатньо деталізовані.

Пасивні системи сонячного опалення досліджуються в інституті "КиївЗНДІЕП" [5] та в Національному технічному університеті України "КПІ" [6]. Дослідженням енергоефективного використання сонячної енергії приділяється значна увага на кафедрі теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури [8, 9] та національного університету "Львівська політехніка" [10]. При розробці ряду проектів енергоактивних будівель проводилися розрахунки енергетичного балансу енергоактивного будинку [11].

У більшості досліджень використання сонячної енергії для нагріву повітря з природною спонукою руху показано недолік: перегрів верхньої зони. Виникає необхідність оцінити, наскільки цей перегрів впливає на повноту використання сонячної енергії.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є оцінка ефективності організації повітрообміну при використанні стіни Тромба-Мішеля та перевірка доцільності механічної спонуки руху повітря.

Основна частина. Розглянемо узагальнену фізичну модель роботи природної вентиляції з використанням стіни Тромба-Мішеля (рис. 1). За допомогою цієї стіни можна реалізувати дві схеми організації повітрообміну, які дають граничні результати.

За першою схемою (рис. 1а) тепле повітря робочої зони з температурою θ_{wz}, K , проходить крізь стіну Тромба-Мішеля, нагрівається і з температурою $\theta_{in,l}, K$, надходить до верхньої зони. Оскільки гаряче повітря має незначний початковий імпульс, завдяки архімедовим силам воно залишається у верхній зоні. По мірі охолодження за рахунок тепловтрат це повітря опускається до робочої зони і забирається на нагрів. За другою схемою (рис. 2б) гаряче повітря подається до нижньої зони з достатнім імпульсом, щоб струмина не спливала, а заповнювала робочу зону.

Середня температура повітря приміщення за обох схем організації повітрообміну

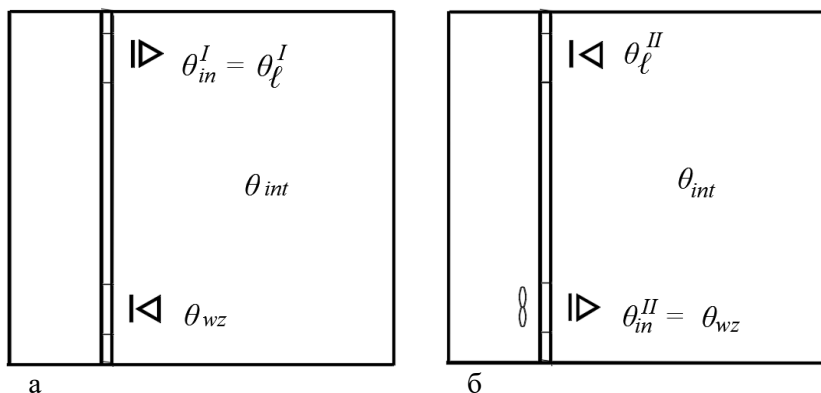


Рис.1. Схема організації повітрообміну при використанні стіни Тромба-Мішеля:
 а – перша схема, з використанням природної спонуки;
 б – друга схема, з використанням примусової спонуки

$$\theta_{int} = (\theta_{wz} + \theta_{\ell}) / 2, \text{ К}, \quad (1)$$

де θ_{wz} – температура повітря в робочій зоні, К; θ_{ℓ} – температура повітря верхньої зони за відповідною схемою (рис. 1), К.

Тепловтрати (теплонестача) приміщення

$$\Phi = H(\theta_{int} - \theta_{ext}), \text{ Вт}, \quad (2)$$

де H – теплова характеристика приміщення, Вт/К; θ_{ext} – температура зовнішнього повітря, К.

Перепад температури в сонячному опалювальному приладі

$$\Delta\theta_{sun} = \theta_{wz} - \theta_{ext}, \text{ К}. \quad (3)$$

Тоді кількість сонячної енергії, що передається повітрю в сонячному опалювальному приладі,

$$\Phi_{sun} = c G \Delta\theta_{sun}, \text{ Вт}. \quad (4)$$

Розглянемо першу схему організації повітрообміну (рис. 1а).

Температура повітря в робочій зоні за першою схемою

$$\theta_{\ell,I} = \theta_{m,I} = \theta_{wz} + (\Phi_{sun} / c G), \text{ К}, \quad (5)$$

де $\theta_{\ell,I}$ – температура верхньої зони за першою схемою (рис. 1а), К; $\theta_{m,I}$ – температура повітря на виході з сонячного опалювального приладу за першою схемою, К; G – витрата повітря в сонячному опалювальному приладі, кг/с; $c = 1006$ Дж/(кг К) – ізобарна теплоємність повітря [12].

За першою схемою середня температура повітря приміщення за формулами (1, 5)

$$\theta_{int,I} = \theta_{wz} + (\Phi_{sun} / 2 c G), \text{ К.} \quad (6)$$

Тепловтрати приміщення за рівняннями (2, 6)

$$\Phi_I = H (\theta_{wz} - \theta_{ext} + (\Phi_{sun} / 2 c G)), \text{ Вт.} \quad (7)$$

Розглянемо організацію повітрообміну за другою схемою (рис. 2б).
Температура повітря робочої зони:

$$\theta_{wz} = \theta_{in,II} = \theta_{\ell,II} + (\Phi_{sun} / c G), \text{ К,} \quad (8)$$

де $\theta_{in,II}$ – температура повітря на виході з сонячного опалювального приладу за другою схемою, К; $\theta_{\ell,II}$ – температура повітря верхньої зони, яке входить до сонячного опалювального приладу, К.

З формули (8)

$$\theta_{\ell,II} = \theta_{in,II} - (\Phi_{sun} / c G) = \theta_{wz} - (\Phi_{sun} / c G), \text{ К.} \quad (9)$$

Середня температура повітря приміщення за рівняннями (1, 9)

$$\theta_{int,II} = \theta_{wz} - (\Phi_{sun} / 2 c G), \text{ К.} \quad (10)$$

Тепловтрати приміщення за формулами (2, 10)

$$\Phi_{II} = H (\theta_{wz} - \theta_{ext} - (\Phi_{sun} / 2 c G)), \text{ Вт.} \quad (11)$$

Таким чином, коефіцієнт ефективності другої схеми порівняно з першою за рівняннями (7, 11)

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\Phi_{II}}{\Phi_I} = \frac{\theta_{wz} - \theta_{ext} - (\Phi_{sun} / 2cG)}{\theta_{wz} - \theta_{ext} + (\Phi_{sun} / 2cG)} = \frac{1 - (\Phi_{sun} / 2cG(\theta_{wz} - \theta_{ext}))}{1 + (\Phi_{sun} / 2cG(\theta_{wz} - \theta_{ext}))} = \\ &= \frac{1 - (\Delta\theta_{sun} / 2\Delta\theta_{wz})}{1 + (\Delta\theta_{sun} / 2\Delta\theta_{wz})} \leq 1. \end{aligned} \quad (12)$$

Більш ефективною з точки зору повноти використання сонячної енергії за рівнянням (12) буде друга схема (рис. 1б) при подачі повітря до робочої зони. Це максимально ефективне рішення, що дає мінімальний перегрів верхньої зони.

Як видно з рис. 2, чим нижча температура зовнішнього повітря, тим більша ефективність першої схеми.

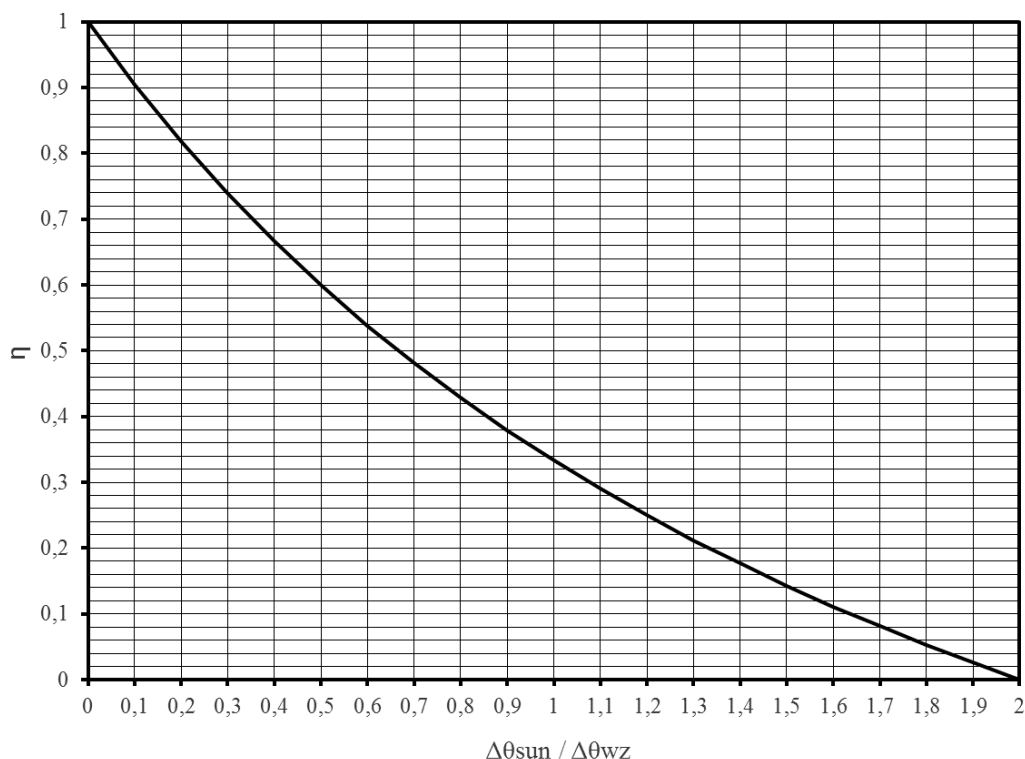


Рис. 2. Залежність коефіцієнта ефективності другої схеми порівняно з першою від співвідношення перепаду температури в стіні Тромба-Мішеля і робочої зони за формулою (12)

Розглянемо два приклади.

При розрахункових умовах температура зовнішнього повітря $\theta_{ext} = 253,15$ К (або мінус 20 °С), нормативна температура повітря в робочій зоні [8] $\theta_{wz} = 293,15$ (або плюс 20 °С); $\Delta\theta_{wz} = 293,15 - 253,15 = 40$ К. Припустимо, що повітря в стіні Тромба-Мішеля нагрівається на $\Delta\theta_{sun} = 10$ К, тоді $\Delta\theta_{sun} / \Delta\theta_{wz} = 10 / 40 = 0,25$. За рис. 2 отримаємо $\eta = 0,78$. Таким чином, 78 % сонячної енергії використовується на корисний нагрів приміщення, а решта йде на перегрів верхньої зони.

У перехідних умовах температура зовнішнього повітря $\theta_{ext} = 283,15$ К (або плюс 10 °С). Припустимо, що повітря в стіні Тромба-Мішеля теж нагрівається на $\Delta\theta_{sun} = 10$ К. Нормативна температура повітря в робочій зоні [12] не змінюється порівняно з попереднім прикладом. Тоді $\Delta\theta_{sun} / \Delta\theta_{wz} = 10 / 10 = 1$, а за рис. 2 $\eta = 0,33$. Таким чином, лише третина сонячної енергії витрачається на корисний нагрів приміщення, а дві третини її витрачається на перегрів верхньої зони. Проте слід врахувати, що в перехідних умовах теплотребби приміщення менші за потреби в теплоті в розрахунковий період. І тому така низька ефективність не є критичною. Але можливо було б більш доцільно використати 67 % виробленої теплової енергії з сонячної.

Обидві схеми є достатньо ефективними, але для підвищення ефективності організації повітрообміну рекомендується забезпечити механічну спонуку руху повітря. Це можна зробити двома шляхами. Перший шлях – пропускати рециркуляційне повітря вентиляційної установки крізь стіну Тромба-Мішеля. Другий шлях – встановити в стіні Тромба-Мішеля вентилятор, який забезпечує рух повітря згори вниз.

Перший варіант може подовжити мережі повітроводів. Але якщо при застосуванні стіни Тромба-Мішеля вентиляційна установка розташована в підвалі, то такий варіант, навпаки, призводить до скорочення цієї мережі. Нагріте повітря з верхньої зони забирається безпосередньо до простору під склінням, який у даному випадку використовується замість рециркуляційного повітроводу. Аеродинамічний опір цього простору незначний, що підвищує енергоефективність системи вентиляції.

Вентилятор у стіні Тромба-Мішеля може живитися від сонячного елемента. Це дозволяє вирішити дві задачі: використання дарової енергії для спонуки руху повітря та блокування роботи вентилятора із надходженням сонячної радіації. До цього ж сонячного елемента можна приєднати електромагніт повітряного клапана та за потребою – електронний терморегулятор.

У разі відсутності сонячної енергії елемент не буде видавати напругу, і вентилятор не буде працювати. Зі збільшенням надходження сонячної енергії напруга збільшується, тому вентилятор збільшує кількість обертів. Таким чином відбувається автоматичне регулювання витрати повітря. Навіть якщо такий вентилятор на постійному струмі буде мати низький ККД, то це не є проблемою, оскільки вся дарова енергія, споживана вентилятором, перетворюється на теплоту й використовується для обігріву приміщення. Таким чином, можна використовувати двигуни як змінного, так і постійного струму і низької напруги. Також можна використовувати багатокристалні або органічні сонячні елементи низької вартості (невисокого ККД), оскільки вся енергія, яка не буде перетворена на механічну, буде перетворена на теплоту й використана на обігрів приміщення.

При використанні пасивних сонячних опалювальних приладів (стіна Тромба-Мішеля, сонячний опалювальний прилад конструкції Національного університету “Львівська політехніка” тощо) найбільш ефективною є подача повітря до робочої зони, але подача повітря до верхньої зони теж є достатньо ефективною.

Висновки. При використанні пасивних сонячних опалювальних приладів з підігрівом повітря та природною циркуляцією відбувається перегрів верхньої зони приміщення. Така схема є достатньо ефективною, оскільки використовує лише дарову енергію. Для підвищення її ефективності рекомендується механічна спонука руху повітря. При подачі повітря до верхньої зони до двох третин сонячної енергії втрачається на перегрів верхньої зони. При подачі повітря до робочої зони перегрів верхньої зони є мінімальним.

Література

1. ДСТУ Б EN 15316-2-1:2011. Системи теплозабезпечення будівель. Методика розрахунку енергопотребі та енергоефективності системи. Частина 2-1. Тепловіддача сис-

темою опалення (EN 15316-2-1:2007, IDT). – Чинні від 01.01.2013. – Київ: Укрархбудінформ, 2012 р.

2. ДСТУ Б EN 15232. Енергоефективність будівель, вплив автоматизації, моніторингу та управління будівлями (EN 15232:2007, IDT). – Чинні від 01.04.2012. – Київ: Укрархбудінформ, 2011 р.

3. ДСТУ Б А.2.2-12:2015. Енергетична ефективність будівель. Метод розрахунку енергоспоживання при опаленні, охолодженні, вентиляції, освітленні та гарячому водопостачанні. – Чинні від 01.01.2016. – Київ: Укрархбудінформ, 2015 р.

4. Богословский В. Н. Тепловой режим здания / В. Н. Богословский. – Москва: Стройиздат, 1979. – 248 с.

5. Ферг А. Р., Айзен М. А., Антонюк Д. И. и др. Рекомендации по проектированию зданий с пассивными системами солнечного отопления. – К.: Киев ЗНИИЭП, 1989. – 100 с.

6. Пуховой И.И. Температурные режимы и экономия энергии в пассивных системах солнечного отопления типа застекленная лоджия многоэтажных зданий // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2004. – № 2. – 14–18 с.

7. Мисак Й. С. Сонячна енергетика: теорія та практика: монографія / Й. С. Мисак, О. Т. Возняк, О. С. Дацько, С. П. Шаповал. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2014. – 340 с.

8. Любарець О.П. Вибір форми і розрахунок об'єму сезонного теплоаккумулятора / О.П. Любарець, А.С. Москвітінна // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник. – Вип. 20 – К.: КНУБА, 2016. – С. 34-38.

9. Мілейковський В.О. Дослідження сонячного опалювального приладу для пасивних систем використання сонячної енергії / В.О. Мілейковський, О.Ю. Шуваєва // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник. – Вип. 19. – К.: КНУБА, 2016 С. 112-116

10. Желих В. М. Визначення полів температури та швидкості повітря в приміщенні з використанням термосифонного геліоколектора / В. М. Желих, Х. Р. Лесик // Енергоефективність в будівництві та архітектурі: науково-технічний збірник. – Вип. 4. – К.: КНУБА, 2013. – С. 104 – 108.

11. Пат. 92009 Україна МПК^{2006.01} F24J 2/02, F24D 15/00/. Енергоефективний будинок / О. Т. Возняк, С. П. Шаповал, О. М. Пона. – опублік. 25.07.2014.

12. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. – Чинні від 01.01.2014. - Київ: Укрархбудінформ, 2013. – V, 141 с.

References

1. *Systemy teplozabezpechennia budivel. Metodyka rozrakhunku enerhopotreby ta enerhoefektyvnosti systemy. Chastyna 2-1. Teploviddacha systemoiu opalennia.* DSTU B EN 15316-2-1:2011. (EN 15316-2-1:2007, IDT). Ukrarkhbudinform, 2012.

2. *Enerhoefektyvnist budivel, vplyv avtomatyzatsii, monitorynhu ta upravlinnia budivliamy.* DSTU B EN 15232. (EN 15232:2007, IDT). Ukrarkhbudinform, 2011.

3. *Enerhetychna efektyvnist budivel. Metod rozrakhunku enerhospozhyvannia pry opalenni, okholodzhenni, ventyliatsii, osvitlenni ta hariachomu vodopostachanni.* DSTU B A.2.2-12:2015. Ukrarkhbudinform, 2015.

4. Bogoslovskii V. N. *Teplovoi rezhim zdaniia.* Stroiiizdat, 1979.

5. Fert A. R., Aizen M. A., Antoniuk D. I. i dr. *Rekomendatsii po proektirovaniyu zdanii s passivnymi sistemami solnechnogo otoplenia,* Kiev ZNIEP, 1989.

6. Pukhovoii I. I. “Temperaturnye rezhimy i ekonomiiia energyyi v passivnykh sistemakh solnechnogo otopleniia tipa zasteklennaya lodzhiya mnogoetazhnykh zdanii”. *Ekotekhnologii i resursosberezhenie*, no.2, 2004.

7. Miscak II. S., Vozniak O. T., Datsko O. S., Shapoval S. P. *Soniachna energetyka: teoriia ta praktyka: monohrafiia*. Vidavnistvo Lvivskoi Polytechnicy, 2014.

8. Liubarets O. P., Moskvitina A. S. “Vybir formy i rozrakhunok ob’iemu sezonnoho teploakumulatora.” *Ventyliatsiia, osvittennia ta teplohozopostachannia: naukovo-tekhnichnyi zbirnik*, Iss. 20, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2016, pp. 34-38.

9. Mileykovskiy V. O., Shuvaeva O. IU. “Doslidzhennia soniachnogo opaliuvalnogo prykladu dlia pasyvnnykh system vykorystannia soniachnoi energii.” *Ventyliatsiia, osvittennia ta teplohozopostachannia: naukovo-tekhnichnyi zbirnik*, Iss. 19, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2016, pp. 112-116.

10. Zhelikh V. M., Lesyk H. R. “Viznachennia poliv temperatury ta shvydkosti povitria v prymyshchenni z vykorystanniam termosyfonnoho heliokolektora.” *Enerhoefektyvnist v budivnytstvi ta arkhitekturi: Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, Iss. 4, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2013, pp. 104-108.

11. Vozniak O. T., Shapoval S. P., Pona O. M. “Energoefektyvnyi budynok.” Patent of Ukraine 92009. 25 July 2014.

12. *Opalennia, ventyliatsiia ta kondytsionuvannia*. DBN V.2.5-67:2013, Ukrarkhbudininform, 2013.

УДК 629.83:697.7

Эффективность организации воздухообмена помещений с использованием стены Тромба-Мишеля

В. А. Милейковский¹, А. М. Клименко², В. Г. Дзюбенко³

¹к.т.н., доцент, Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, v_mil@ukr.net

²к.т.н., ассистент, Национальный университет «Львовская политехника», г. Львов, anett.lviv@gmail.com

³к.т.н., полковник вооружённых сил Украины, доцент, Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, ilay19@ukr.net

Аннотация. Солнечная энергия является перспективным возобновляемым источником энергии. Одним из вариантов её использования являются пассивные солнечные отопительные приборы. Рассмотрено использование стены Тромба-Мишеля для обогрева помещений. Наиболее простым является вариант организации воздухообмена с подачей нагретого воздуха в верхнюю зону помещения. При такой схеме подачи воздуха наблюдается перегрев верхней зоны. Вариантом, который минимизирует такой недостаток, является установка вентилятора, который принудительно забирает воздух из верхней зоны и подаёт его в рабочую зону. В результате аналитической оценки обоих вариантов обнаружено, что при подаче воздуха в верхнюю зону 67 % солнечной энергии теряется на перегрев верхней зоны помещения. А максимально эффективным решением, которое даёт минимальный перегрев верхней зоны, является использование вентилятора для побуждения движения воздуха в стене Тромба-Мишеля. Рекомендуется использование солнечных отопительных приборов для нагрева рециркуляционного воздуха систем вентиляции или питание вентилятора от солнечной энергии.

Ключевые слова: солнечная энергия, пассивный солнечный отопительный прибор, стена Тромба-Мишеля, организация воздухообмена.

UDC 629.83:697.7

Efficient Organization of Air Exchange of Premises Using the Trombe-Michel Wall

V. O. Mileikovskiy¹, H. M. Klymenko², V. H. Dziubenko³

¹ Ph.D, Associate Professor, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, v_mil@ukr.net

² Ph.D., Assistant Professor, Lviv Polytechnic National University, Lviv, anett.lviv@gmail.com

³Ph.D., Colonel of the Armed Forces of Ukraine, Associate Professor, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, ilay19@ukr.net

Abstract. Solar energy is a promising renewable energy source. One of the options for its use is passive solar heating devices. The use of the Trombe-Michel wall for heating the rooms is considered. The simplest variant is the organization of air exchange with the supply of heated air to the upper zone of the room. With this air supply scheme, overheating of the upper zone is observed. An option that minimizes such disadvantage is the installation of a fan that forcibly takes air from the upper zone and feeds it to the working zone. Because of the analytical evaluation of both variants, it was found that when air is supplied to the upper zone, 67 % of the solar energy is lost to overheating of the upper zone of the room. Moreover, the most effective solution, which gives a minimum overheating of the upper zone, is the use of a fan to induce air movement in the wall of Trombe-Michel. It is recommended to use solar heaters to heat the recirculation air of ventilation systems or supply the fan from solar energy.

Keywords: solar energy, passive solar heating device, Trombe-Michel wall, air exchange organization.

Надійшла до редакції 28 травня 2017 р.

УДК 631.22.628.8

Дослідження ККД сонячного опалювального приладу підвищеної ефективності для пасивного опалення

В. О. Мілейковський¹, О. Ю. Шуваєва-Нечипорук²

¹канд. техн. наук, доцент. Київський національний університет будівництва і архітектури, mileikovskiy@gmail.com

²аспірант, асистент. Київський національний університет будівництва і архітектури, shuvaeva_@ukr.net

Анотація. В умовах економічної й екологічної криз та вичерпування викопних енергетичних ресурсів виникає потреба максимального використання поновлюваних джерел енергії, серед яких сонячна. Однією з важливих характеристик пасивних сонячних опалювальних приладів, яка визначає втрати енергії будівлі під час тривалої хмарної погоди, є термічний опір таких приладів. Запропоновано пасивний сонячний опалювальний прилад підвищеного термічного опору, який складається з прозорої стінки й тепло-світлового абсорбера, повітряний простір між якими поділено похилими прозорими антиконвективними перегородками. Виконано дослідження ефективної роботи такого пасивного сонячного опалювального приладу. Результати досліджень показали вплив орієнтації на ККД пасивного сонячного опалювального приладу. Наведено значення ККД залежно від дати й часу доби та рекомендації щодо ефективної орієнтації сонячного опалювального приладу.

Ключові слова: пасивний сонячний опалювальний прилад, пасивне сонячне опалення, антиконвективні перегородки.

Постановка проблеми. Проблема економії вичерпних енергоресурсів на сьогодні є одним із найактуальніших питань для України, як і для всього світу. Один із способів вирішення цього питання – це використання поновлюваних джерел енергії, у тому числі сонячної.

В умовах економічної та екологічної криз, а також невисоких доходів більшості населення України, висока вартість сонячних опалювальних приладів обмежує їхнє широке використання і впровадження. Також обмеженням для їхнього використання є регіони з нестабільним надходженням сонячної енергії, де кількість хмарних днів значно перевищує кількість сонячних, а також є тривалі періоди хмарної погоди. Тому одним із найактуальніших питань на сьогодні є розробка ефективних пасивних сонячних опалювальних приладів для пасивного сонячного опалення, які поєднують високу ефективність, низьку вартість та усувають недоліки відомих систем, серед яких є знижений термічний опір.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Проведений аналіз найбільш поширених рішень показав наявність досить великої кількості високоефективних рішень сонячного теплопостачання, серед яких і пасивне [1-9]. Але сонячні опалювальні прилади погіршують теплозахист огорожувальних конструкцій. Під час тривалих хмарних періодів підвищення тепловтрат переважає заощадження теплоти на опалення протягом сонячних днів. Це робить подібні рішення недоцільними в регіонах, які характеризуються зазначеними погодними умовами.

Формулювання цілей і завдання статті. Метою даної роботи є виконання чисельних експериментів для визначення ефективності пасивних сонячних опа-

лювальних приладів з нахиленими антиконвективними перегородками, що мають підвищений термічний опір, та розробка рекомендацій щодо їхньої орієнтації за сторонами світу.

Основна частина. Запропоновані пасивні сонячні опалювальні прилади для пасивного опалення. Такі опалювальні прилади можуть бути використані в комбінації з системами опалення на вторинних, поновлюваних або вичерпних енергоресурсах.

Глибокий повітряний прошарок сонячного пасивного опалювального приладу (рис. 1) розділений похилими прозорими антиконвективними перегородками, що зменшують конвективну теплопередачу в середині конструкції. Для підвищення теплопродуктивності за рахунок зменшення поглинання сонячної енергії перегородки розташовуються в напрямку сонячних променів, але вниз до внутрішньої більш нагрітої поверхні (рис. 1а). Це сприяє конвекції в товщі конструкції та знижує термічний опір. Для підвищення термічного опору більш доцільно розташувати перегородки вгору до тепло-світлового абсорбера (рис. 1б).

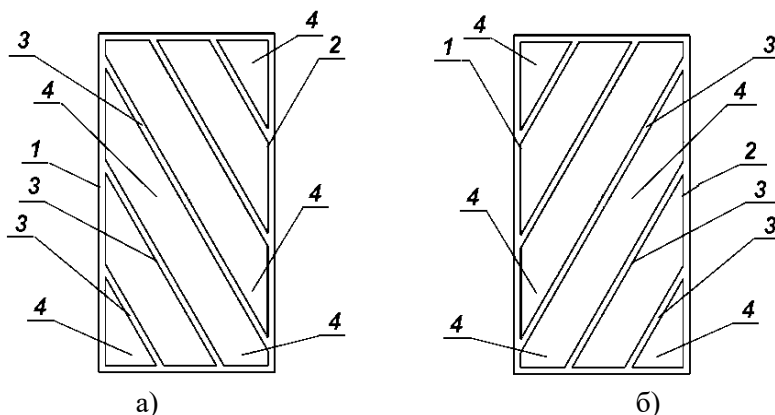


Рис.1. Пасивний сонячний опалювальний прилад:

а – меншого термічного опору, але більшої теплопродуктивності;

б – більшого термічного опору, але меншої теплопродуктивності;

1 – зовнішня стінка; 2 – тепло-світловий абсорбер; 3 – прозорі або частково прозорі перегородки;

4 – повітряні прошарки

Для оцінки термічного опору запропонованої конструкції сонячного опалювального приладу було виконано чисельні експерименти на основі моделі [10]. Матеріал антиконвективних перегородок – скло. На зовнішніх поверхнях моделі задано граничні умови другого та третього роду:

$$\alpha_{ext}(\Delta t_{(x=0)} - \Delta t_{ext}) + q_{ext} = \lambda \left. \frac{\partial t}{\partial x} \right|_{x=0}, \quad (1)$$

$$\alpha_{in}(\Delta t_{(x=\delta)} - \Delta t_{in}) + q_{in} = \lambda \frac{\partial t}{\partial x} \Big|_{x=\delta}, \quad (2)$$

У векторній формі рівняння Нав'є-Стокса має вигляд:

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = -(\vec{v} \cdot \nabla) \cdot \vec{v} + \nu \Delta \vec{v} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \vec{f}, \quad (3)$$

де: ∇ – оператор набла, Δ – векторний оператор Лапласа, t – час, ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, ρ – густина, p – тиск, \vec{f} – векторне поле масових сил; $\vec{v} = (v^1, \dots, v^n)$ – векторне поле швидкості, p та \vec{v} є функціями часу t і координати $x \in \Omega$, де $\Omega \subseteq R^n$, $n = 2, 3$ - плоска або тривимірна область, у якій рухається рідина.

При розрахунку теплопередачі та профілю температури для ламінарних потоків використано диференційне рівняння енергії [12]:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + \vec{v} \cdot \nabla T = a \Delta T \quad (4)$$

де t – температура в точці, °С; a – коефіцієнт теплопровідності теплоносія, м²/с; z – відстань від початку каналу до поточного перерізу, м.

У програмній реалізації моделі є автоматичне визначення можливої турбулізації потоку. У цьому випадку автоматично застосовується k - ε модель турбулентних течій. Для твердих елементів застосовано рівняння теплопровідності, аналогічне (4), але без другого доданка лівої частини, що характеризує конвективну складову теплопереносу.

У результаті математичного моделювання на підставі рівнянь Нав'є-Стокса і енергії для ламінарних потоків, а в разі турбулізації – автоматично за k - ε моделлю, – було отримано значення опору теплопередачі 1,6 м²К/Вт на 100 мм товщини конструкції. Для пасивних систем світлопрозора конструкція завтовшки 200 мм вже має термічний опір, сумірний з опором зовнішньої стінки [11]. Зміна напрямку нахилу перегородок практично вдвічі зменшує опір теплопередачі.

Умови моделювання ККД: атмосферний тиск – 101325 Па, температура зовнішнього повітря $T = 253,15; 263,15; 273,15; 283,15; 293,15$ К (останнє значення – без перепаду температури, для повноти інформації), ясна погода. Параметри моделі пасивного сонячного опалювального приладу: коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні $\alpha = 8,7$ Вт/(м²·К), температура повітря в приміщенні $T = 293,15$ К, еквівалентна шорсткість стінки моделі 5 мкм, матеріал – скло, всі поверхні – скло – за винятком тепло-світлового абсорбера, для якого задано поверхню «абсорбер» (всі промені поглинаються повністю). Орієнтація прийнята за рис. 2.

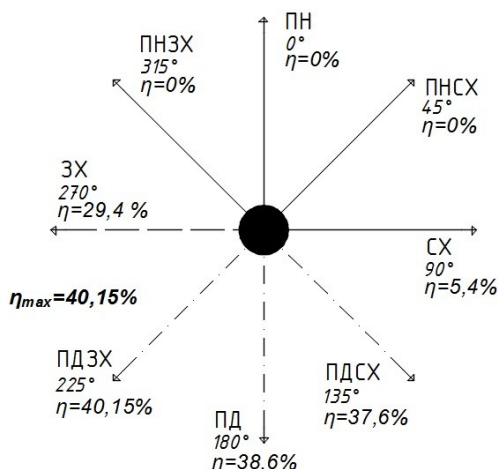


Рис.2. Прийняті орієнтації:
суцільні лінії – неефективні напрямки;
пунктир – малоефективний напрямок;
штрих-пунктир – ефективні

Сонячна радіація моделюється за стоянням сонця згідно з календарем, орієнтацією моделі та часом доби. Потік сонячної радіації прийнятий 1000 Вт/м². Сонячна радіація моделюється для періоду з жовтня по березень, з 10 до 16 години включно.

У результаті отримано (рис. 3-8) достатнє значення ККД пасивних сонячних опалювальних приладів підвищеного термічного опору з нахиленими антиконвективними перегородками - 30-40%.

З рис. 3 - 8 вибрані ефективні напрямки розміщення пасивних сонячних опалювальних приладів (рис. 2).

Висновки. Запропоновані сонячні опалювальні прилади з антиконвективними перегородками мають достатній опір теплопередачі – 1,6 м²К/Вт на 100 мм товщини конструкції. Максимальне значення ККД запропонованих пасивних сонячних опалювальних приладів з антиконвективними перегородками – 37,6...40,15 % – відповідає рекомендованій орієнтації – південний схід, південь і південний захід. Західна орієнтація малоефективна і дає відчутну теплову енергію лише у вечірній час. Орієнтація на північ, північний захід і північний схід не ефективна.

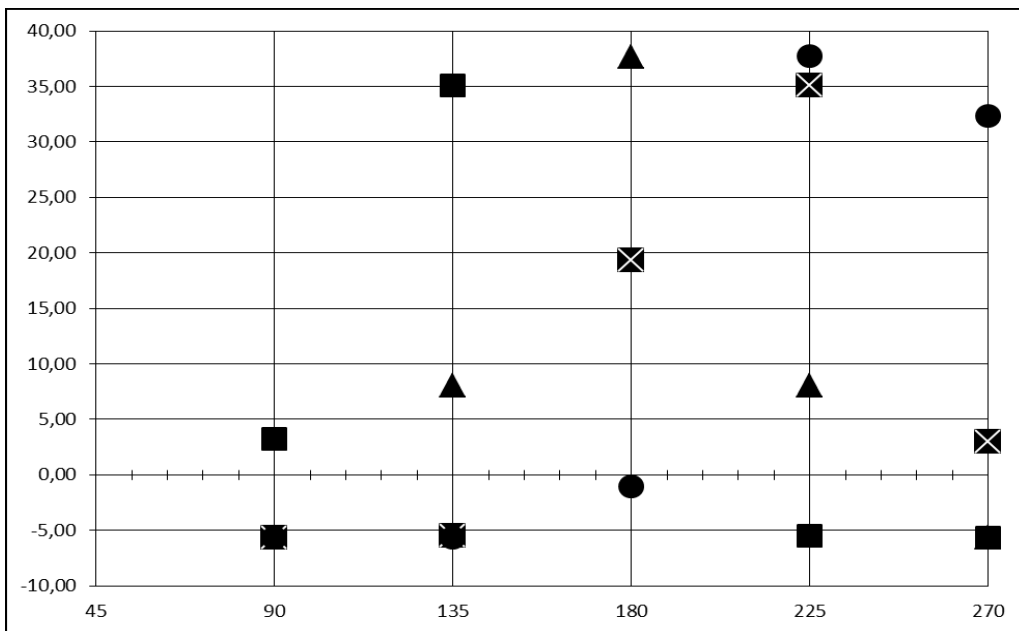


Рис.3. Жовтень, температура зовнішнього повітря -20 °С.
Квадрат - 10 годин, трикутник 12 годин, хрестик на фоні чорного квадрату - 14 годин,
коло – 16 годин.

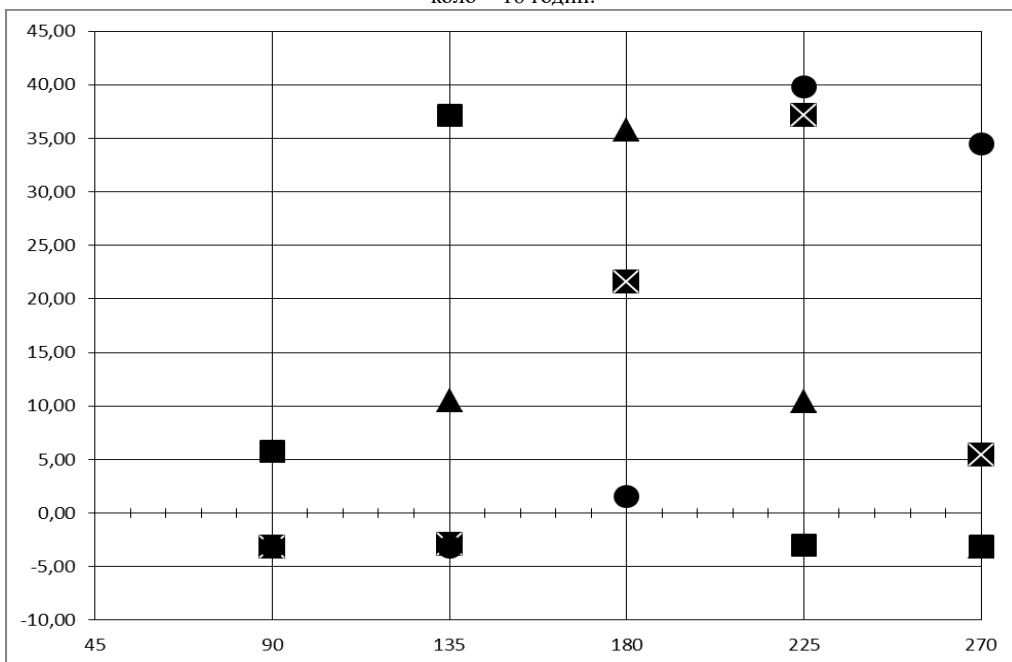


Рис.4. Жовтень, температура зовнішнього повітря 0 °С.
Позначення див. рис. 3

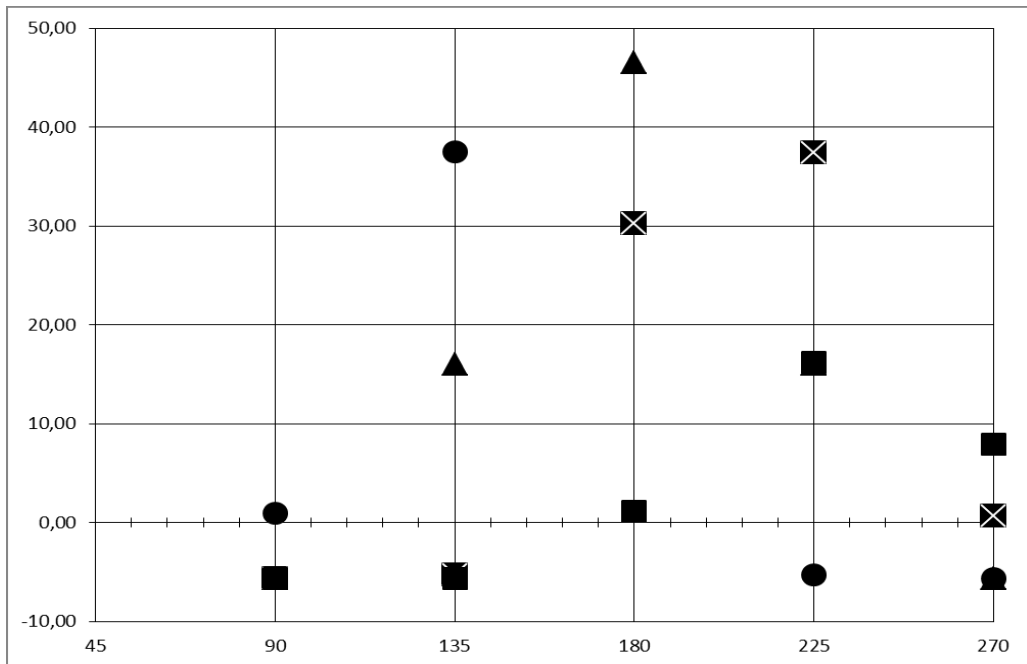


Рис.5. Грудень, температура зовнішнього повітря -20 °С.
Позначення див. рис. 3

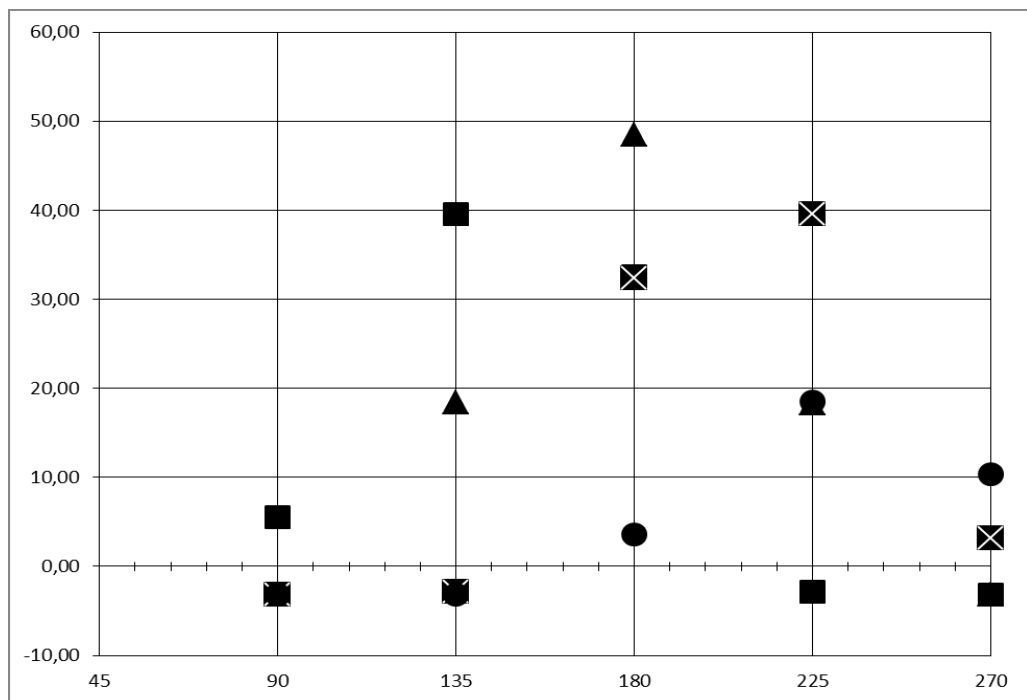


Рис.6. Грудень, температура зовнішнього повітря 0 °С.
Позначення див. рис. 3

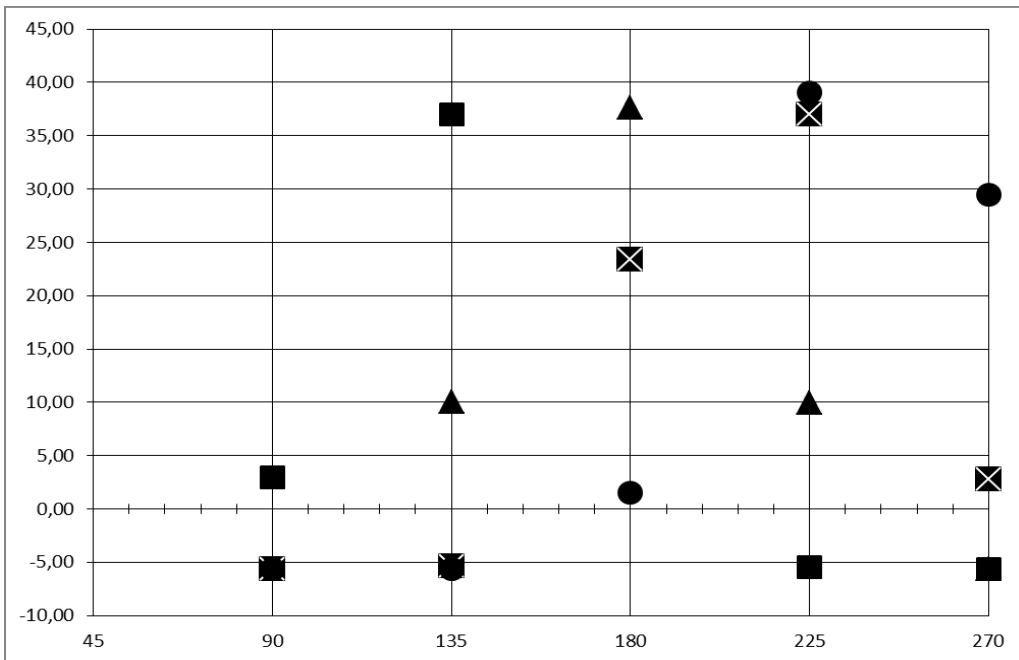


Рис.7. Березень, температура зовнішнього повітря -20 °С.
Позначення див. рис. 3

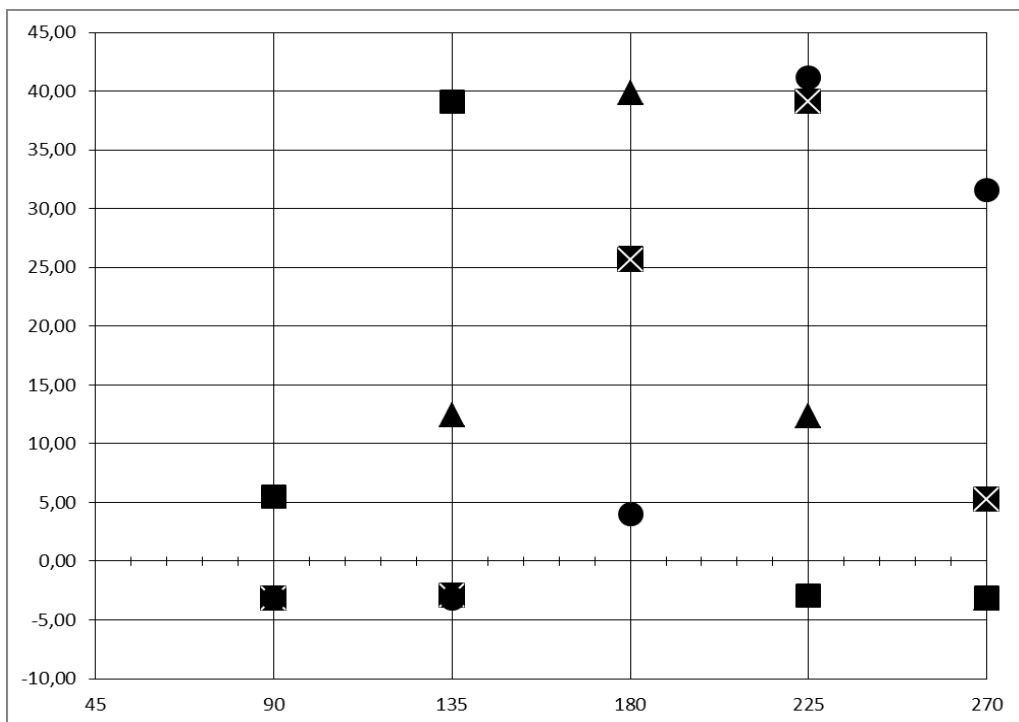


Рис.8. Березень, температура зовнішнього повітря 0 °С.
Позначення див. рис. 3

Література

1. Афанасьева О. К. Архитектура малоэтажных жилых домов с возобновляемыми источниками энергии: автореф. дис. ... канд. архитектуры: 18.00.02 / О. К. Афанасьева. – Министерство образования и науки Российской Федерации, Московский архитектурный институт. – Москва, 2009. – 20 с.
2. Основы современной малой энергетики: учебное пособие в 3 т. / Э. П. Гужулев, В. В. Шалай, А. Н. Лямин, А. Б. Калистратов. – Омск: Издательство ОмГТУ, 2006. – Т.3. – 528 с.
3. Габриель И. Реконструкция зданий по стандартам энергоэффективного дома / И. Габриель, Х. Ладенер. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2011. – 480 с.
4. Виссарионов В. И. Солнечная энергетика / В. И. Виссарионов, Г. В. Дерюгина. – Москва, Издательский дом МЭИ, 2008. – 276 с.
5. Blight T. S. Sensitivity analysis of the effect of occupant behaviour on the energy consumption of passive house dwellings / T. S. Blight, D. A. Coley // *Energy and Buildings*. – 2013. – №66. – pp. 183-192.
6. Rosenthal E. Houses With No Furnace but Plenty of Heat / E. Rosenthal // *The New York Times*. – December 26, 2008; Retrieved 2008-12-27.
7. Пат. 100523 Україна МПК^{2006.01} F 24 J 2/04, F 04 B 23/00. Сонячний колектор (Варіанти) / О. П. Любарець, В. О. Мілейковський, О. Ю. Шуваєва. – № a201002722 ; заявл. 11.03.2010 ; опублік. 10.01.2013 бюл. №1. – 2 с.
8. Пат. 98800 Україна МПК^{2006.01} F 24 J 2/24. Сонячний колектор. / О. П. Любарець, В. О. Мілейковський, О. Ю. Шуваєва. – № a201002724 ; заявл. 11.03.2010 ; опублік. 25.06.2012 бюл. №12. – 2 с.
9. ГОСТ 26602.1-99. Межгосударственный стандарт. Блоки оконные и дверные. Методы определения сопротивления теплопередаче. – Введ. 01.01.2000. – Москва: Госстрой России, ГУП ЦПП, 2000. – 29 с.
10. Мілейковський В. О. Пасивні сонячні системи опалення для умов тривалої хмарної погоди / В. О. Мілейковський, О. Ю. Шуваєва // *Енергоефективність в будівництві та архітектурі : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури*. – 2013. – Вип. 4. – с. 190-194.
11. Мілейковський В. О. Дослідження сонячного опалювального приладу для пасивних систем використання сонячної енергії / В. О. Мілейковський, О. Ю. Шуваєва // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури*. – 2016. – Вип. 19. – с. 112-116.
12. Кезля Е. А. Воздухонагреватель из полимерной плёнки для систем воздушного отопления теплиц: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.23.03 / Кезля Е.А. : Министерство образования и науки Украины, Киевский инженерно-строительный институт - Київ, 1988. – 20 с.

References

1. Afanaseva O. K. *Arkhitektura maloetazhnykh zhilykh domov s vozobnovliaemymi istochnikami enerhii*. Diss. Abstract. Moskovskii arkhytekturnyi institut, 2009.
2. Huzhulev E. P., V. V. Shalai, Liamin A. N., Kalistratov A. B. *Osnovy sovremennoi maloi enerhetiki*. Vol. 3, Izdatelstvo OmGTU, 2006.
3. Habryel Y., Ladener Kh. *Rekonstruktsiya zdanyi po standartam enerhoeffektivnogo doma*. BKhV-Peterburh, 2011.

4. Vyssaryonov V. Y., Deriugina G. V. *Solnechnaia enerhetika*. Izdatelskiy dom MEI, 2008.

5. Blight T. S. Sensitivity analysis of the effect of occupant behaviour on the energy consumption of passive house dwellings / T. S. Blight, D. A. Coley // *Energy and Buildings*. – 2013. – №66. – pp. 183-192.

6. Rosenthal E. “Houses With No Furnace but Plenty of Heat.” *The New York Times*. – December 26, 2008.

7. Liubarets O. P., Mileikovskiy V. O., Shuvaieva O. Iu. “Soniachnyi kolektor (Varianty).” Patent of Ukraine 100523. 10 January 2013.

8. Liubarets O. P., Mileikovskiy V. O., Shuvaieva O. Iu. “Soniachnyi kolektor.” Patent of Ukraine 98800. 25 June 2012.

9. *Mezhhosudarstvennyi standart. Bloki okonnye i dvernye. Metody opredeleniia soprotivleniia teploperedache*. HOST 26602.1-99. Gosstroj Rossii, GUP TsPP, 2000.

10. Mileikovskiy V. O., Shuvaieva O. Iu. “Pasyvni soniachni systemy opalennia dlia umov tryvaloi khmarnoi pohody.” *Enerhoefektyvnist v budivnytstvi ta arkhitekturi* : Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk, Iss. 4, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2013, pp. 190-194.

11. Mileikovskiy V. O., Shuvaieva O. Iu. “Doslidzhennia soniachnoho opaliuvalnogo pryladu dlia pasyvnykh system vykorystannia soniachnoi enerhii.” *Ventyliatsiia, osvittleniia ta teplohapostachannia* : Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk, Iss. 19, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2016, pp. 112-116.

12. Kezlia E. A. *Vozdukhonahrevatel yz polymernoii plėnky dlia system vozdushnoho otopeniia teplyts*. Diss. abstract. Kyiv National University of Construction and Architecture, 1988.

УДК 631.22.628.8

Исследования КПД солнечного отопительного прибора повышенной эффективности для пассивного отопления

В. А. Милейковский¹, О. Ю. Шуваева-Нечипорук²

¹канд. техн. наук, доцент. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, mileikovskiy@gmail.com

²аспирант, ассистент. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, shuvaeva_@ukr.net

Аннотация. В условиях экономического и экологического кризисов и истощения ископаемых энергетических ресурсов возникает необходимость максимального использования возобновляемых источников энергии, среди которых солнечная. Одной из важных характеристик пассивных солнечных отопительных приборов, которая определяет потери энергии здания во время длительной облачной погоды, является термическое сопротивление таких приборов. Предложен пассивный солнечный отопительный прибор повышенной термического сопротивления, состоящий из прозрачной стенки и тепло-светового абсорбера, воздушное пространство между которыми разделено наклонными прозрачными антиконвективными перегородками. Выполнены исследования эффективной работы такого пассивного солнечного отопительного прибора. Результаты исследований показали влияние ориентации на КПД пассивного солнечного отопительного прибора. Приведены значения КПД в зависимости от даты и времени суток и рекомендации по эффективной ориентации солнечного отопительного прибора.

Ключевые слова: пассивный солнечный отопительный прибор, пассивное солнечное отопление, антиконвективные перегородки.

UDC 631.22.628.8

Researches of Efficiency of Solar Heater Increased Efficiency for Passive Heating

V. Mileikovskiy¹, O. Shuvaeva-Nechiporuk²

¹ Ph.D, Associate Professor, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, v_mil@ukr.net

² Post-graduate student, Assistant Professor, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, shuvaeva_@ukr.net

Abstract. Because of economic and environmental crises and the depletion of fossil energy resources, there is a need of maximization the use of renewable energy sources, including solar energy. One of the important characteristics of passive solar heating devices, which determines the energy loss of a building during prolonged cloudy weather, is the thermal resistance of such devices. A passive solar heating device of increased thermal resistance is proposed, consisting of a transparent wall and a heat-light absorber; the air space between which is divided by inclined transparent anticovection partitions. The efficiency of such passive solar heating device has been studied. The results of the studies showed the effect of the orientation on the efficiency of a passive solar heating device. The values of the efficiency are given depending on the date and time of the day and the recommendations for the effective orientation of the solar heater are offered.

Keywords: passive solar heater, passive solar heating, anti-convection partitions.

Надійшла до редакції 7 травня 2017 р.

УДК 536.2:620.9:502

Дослідження теплопередачі в енергоефективних зелених покрівлях

Т. М. Ткаченко¹, В. О. Мілейковський²

¹к.б.н., доц., докторант кафедри охорони праці і навколишнього середовища Київського національного університету будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, tkachenkoknuba@gmail.com

²к.т.н., доц. кафедри теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, mileikovskiy@gmail.com

Анотація. Одним із актуальних напрямів зеленого будівництва є створення зелених покрівель. Вони мають ряд переваг, основними з яких є: зменшення навантаження на зливові міські стоки, економія питної води, додаткове утеплення, випарне охолодження за рахунок транспірації (випаровування вологи), звукоізоляція, пом'якшення ефекту «теплових островів», збереження флори і фауни. В Україні з причини енергетичної кризи особливо актуальним є вивчення теплопередачі в зеленій покрівлі. Вперше вивчено вплив швидкості вітру на теплові процеси рослинного шару зеленої покрівлі. Вперше проведено дослідження теплопередачі в рослинному шарі екстенсивної зеленої покрівлі при різній швидкості вітру в аеродинамічній трубі. Встановлено нерівномірний розподіл теплового потоку залежно від ряду випадкових факторів. «Охолоджувальний ефект» зеленої покрівлі посилюється при збільшенні швидкості вітру, оскільки інтенсифікується транспірація.

Ключові слова: енергоефективні зелені покрівлі, рослинний шар, тепловий потік, коефіцієнт теплопередачі, аеродинамічна труба.

Вступ. Сьогодні в усьому світі спостерігається зростання інтересу до зеленого будівництва. Це обумовлено, з одного боку, енергетичною кризою, а з іншого – екологічними й соціальними проблемами. Одним з актуальних напрямків зеленого будівництва є створення зелених покрівель. Останні мають ряд переваг, основними з яких є: зменшення навантаження на зливові міські стоки, економія питної води, додаткове утеплення, випарне охолодження за рахунок транспірації (випаровування вологи рослинами), звукоізоляція, пом'якшення ефекту «теплових островів», збереження флори й фауни.

Актуальність дослідження. В Україні у зв'язку з енергетичною кризою особливо цікавим і актуальним є вивчення теплопередачі в зеленій покрівлі. Існують численні зарубіжні дослідження з даного питання. Деякі з них засновані на створенні фізичних моделей. Однак в зарубіжних дослідженнях існує неясність в методологічному підході. Тому актуальними є дослідження теплопередачі окремо в живому рослинному шарі зеленої покрівлі.

Останні дослідження та публікації. Ефективне охолодження зелених покрівель відображено в публікаціях С. Гаффіна [1], Н. Вонга [2], К. Луї та Дж. Мінора [3]. Останні автори проводили дослідження озелених і звичайних покрівель в Торонто. Датчики теплового потоку розміщувалися нижче зеленої

покрівельної мембрани. Встановлено, що коефіцієнт теплопередачі крізь зелену покрівлю менше на 70-90 % у теплий період року (період охолодження), а втрати теплоти в холодний період року (опалювальний сезон) скоротилися на 10-30 %. Грецькі вчені [4] також вивчали теплообмін на зелених покрівлях за допомогою термопар. Встановлено, що зелена покрівля не тільки покращує ізоляційні властивості будівлі, скорочуючи річне споживання енергії, а й стабілізує температуру внутрішнього повітря протягом року. Виходячи зі сказаного, вважалося, що зелені покрівлі більш ефективні для пасивного охолодження в теплий період (в період охолодження), а не як ізолятор в холодний (опалювальний сезон). Однак економія теплоти в холодний період також була досліджена групою грецьких вчених [5], які створили теплову модель, використовуючи програму моделювання TRNSYS. Порівнюючи будівлі із зеленою покрівлею з будівлями зі звичайною, був зроблений висновок, що навантаження на охолодження будівлі зменшується від 6 до 49 %. Інша група грецьких дослідників у 2001 році прийшла до аналогічного висновку. У Сінгапурі Н. Вонгом та ін. [6] була створена теплова модель зелених покрівель з різними рослинами в програмі моделювання DOE-2 для порівняння ізоляційних ефектів різних видів рослин. Встановлено, що найбільш ефективним виявився дерен. При цьому на покрівлях з гарною ізоляцією річне споживання було значно вище (10,5 %), ніж на зелених покрівлях без ізоляції (тільки на 0,6 %). С. Алказар і Б. Бесс [7] прийшли до висновку, що сонячне випромінювання, транспірація й фізіологічні процеси рослин впливають на продуктивність покрівлі більше, ніж збільшення опору теплопередачі.

Цікаві і суперечливі дослідження отримані при вивченні товщини й вологості ґрунту зеленої покрівлі. К. Луї і Дж. Мінор [3] виміряли різницю теплопередачі зеленої покрівлі з товщиною ґрунту 100 мм і 75 мм. Учені прийшли до висновку, що більш низький коефіцієнт теплопередачі у покрівель з товщиною ґрунту 100 мм. Е. Дель Барріо [8] у своїх дослідженнях зазначив, що вологий ґрунт кращий ізолятор порівняно з сухим. Такому висновку суперечать дослідження Р. Лаззаріна та ін. [9], які вважають, що повітря – кращий ізолятор, ніж вода, а отже, більш вологий ґрунт є поганим ізолятором порівняно з сухим.

Ч. Фен та ін. [10] використовували математичну модель зеленої покрівлі для типового літа в Китаї. Вчені вважають, що в усіх існуючих теплових моделях зелених покрівель не враховується випарне охолодження та ефект від фотосинтезу. При цьому стверджується, що 58 % теплоти від зеленої покрівлі втрачається при транспірації, 30,9 % – у результаті довгохвильового радіаційного обміну, і лише 1,2 % теплоти зберігається і передається до приміщення нижче. Модель показує, що 9,5 % теплоти видаляється чистим ефектом фотосинтезу. Заслугують на увагу дослідження зелених покрівель для підвищення ефективності систем охолодження і вентиляції [11]. Кондиціонери охолоджують внутрішній простір, виділяючи теплоту назовні. Таким чином, цей процес підвищує температуру навколишнього середовища, а витрати на кондиціонування повітря в сусідніх приміщеннях залежать від температури припливного повітря.

Охолодження асиміляцією теплонадлишків вентиляційним повітрям без холодильної машини особливо ефективно у Великобританії, де температура навколишнього середовища нижча за 15 °С. Наприклад, зелена покрівля може

сприяти охолодженню приміщень в офісних будівлях у весняно-осінній період, коли температура зовнішнього повітря низька, а внутрішня – некомфортно висока через тепловіддачу від людей і обладнання.

Для визначення чисельної оцінки переваги зеленої покрівлі Міністерством енергетики США розробляється спеціальна програма моделювання. Модель враховує радіаційний теплообмін, конвективний теплообмін, теплопровідність, кількість і вологість ґрунту. Модель успішно затверджена у Флориді [12].

Проведений аналіз літератури показує наявність різних моделей зелених покрівель, що передбачають урахування різних параметрів. Однак, прямого врахування вітрового потоку (що має місце на зелених покрівлях, особливо багатоповерхових будівель), знайдено не було. В Україні відсутні дослідження та моделювання теплових процесів у зелених покрівлях. Тому нами вперше вивчено вплив швидкості вітру на теплопередачу рослинного шару.

Дослідження зазвичай проводяться на комплексі «ґрунт-трав'яний покрив» без поділу шарів. Однак, згідно з [13] приведений опір теплопередачі конструкції визначається як сума опору теплопередачі шарів. Такий підхід дозволяє визначити внесок кожного шару окремо в приведений опір теплопередачі конструкції.

Формулювання цілей статті. Метою дослідження є визначення коефіцієнта теплопередачі живого рослинного шару (трав'яний газон) при більш низькій температурі повітря, ніж температура ґрунту, а також оцінка охолоджувального ефекту трави від транспірації.

Основна частина. Спочатку перевірена значимість опору теплопередачі рослинного шару [14]. Чисельно змодельована рослинна поверхня зеленої покрівлі та встановлено, що коефіцієнт теплопередачі при відстані між травинками 3 мм становить 0,53 Вт/(м² К), а при 6 мм зменшується до 0,4 Вт/(м² К), оскільки зменшується кількість травинок, які є «містками холоду». Однак, у даних дослідженнях не було враховано ряд важливих факторів: вітер, транспірація тощо. Для виявлення «охолоджувального ефекту» трави, який виникає при транспірації, проведено натурні дослідження, в ході яких показано, що «охолоджувальний ефект» трави знаходиться в межах похибки термометра, тобто в даних дослідженнях не був виявлений. Слід зазначити, що найчастіше «охолоджувальний ефект» трави розуміється як різниця температури між темною поверхнею без рослин і поверхнею з травою. Найчастіше виміри робляться в сонячну погоду. Таке розуміння не обґрунтовано, тому що містить у собі значну кількість різних за природою фізичних факторів: поглинання й відбиття сонячної радіації, теплоаккумуляційний ефект, розсіювання конвективної теплоти, розсіювання радіаційної теплоти, а також часткове перетворення поглиненої сонячної енергії в енергію хімічних зв'язків (фотосинтез), а не в теплову, тощо. Якщо порівнювати траву з новою блискучою оцинкованою поверхнею, то невідомо, буде отримано «охолоджувальний ефект» або «нагрівальний ефект». Якщо порівняти траву з оцинкованою поверхнею, що зазнала впливу часу, то вийде більше поглинання світла поверхнею без рослин. Таким чином, у традиційному розумінні «охолоджувальний ефект» залежить не стільки від трав'яного покриву, скільки від типу поверхні покрівлі без озеленення. Тому пропонуємо конкретизувати термін «охолоджу-

вальний ефект» як зниження температури завдяки випарному охолодженню внаслідок транспірації.

Наступним етапом досліджень було експериментальне визначення коефіцієнта теплопередачі живого рослинного шару (у даній роботі трав'яний газон), а також оцінка охолоджувального ефекту цього шару від транспірації [15]. Моделювався осінньо-зимово-весняний період, коли температура зовнішнього повітря нижча температури в приміщенні.

Поверхня зеленої покрівлі є складною через трав'яний покрив, тому пряме вимірювання теплового потоку виконати важко. У даній роботі використовується непряме вимірювання шляхом вимірювання тепловіддачі нагрівача та температурного поля на двох поверхнях ґрунту.

Створена фізична модель трав'яного шару зеленої покрівлі (рис. 1-3). Корпус моделі 1 виготовлений з фанери завтовшки 10 мм. Довжина моделі – 720 мм, ширина – 580 мм, висота – 100 мм. Дно та стінки моделі теплоізовані пінопластом 2 завтовшки 50 мм. На поверхню теплоізоляційного шару 2 покладена нагрівальна плівка 3 «Heat Plus» (HP-APN-410-400).



Рис. 1. Фізична модель екстенсивного зеленої покрівлі (за незначної швидкості повітря)

Це захищена плівка третього покоління семишарової структури з поліефірним нетканним полотном, що збільшує міцність. Кінці мідних струмопровідних шин 4 по кутах плівки ретельно ізовані за допомогою бутилової стрічки «Heat Plus» (ширина смуг 350 мм). Поверх бутилової стрічки та вздовж ліній різь наклеєна ізоляційна стрічка «Heat Plus», щоб уникнути враження електричним струмом та витоків струму. Поверх плівки 3 рівномірно розміщені п'ятнадцять термісторів 5 типу 640-47K, що перетворюють на електричний опір температуру нижнього шару ґрунту газону 6, укладеного поверх нагрівальної плівки 3 і термісторів 5. Від кожного термістора виведені два ізовані проводи перерізом 0,08 мм² з роз'ємами для з'єднання з вимірювальним приладом 7 (мультиметром Актаком АВМ-4307). Додатковий термістор 8 з проводом є вільним з метою перетворення температури повітря та температури верхнього шару.

Місця припайки проводів та виводи кожного термістора 5 і 8 ретельно заізовані, щоб уникнути похибки від витоків тестового струму через ґрунт 6.



Рис.2. Фізична модель екстенсивної зеленої покрівлі (аеродинамічна труба)

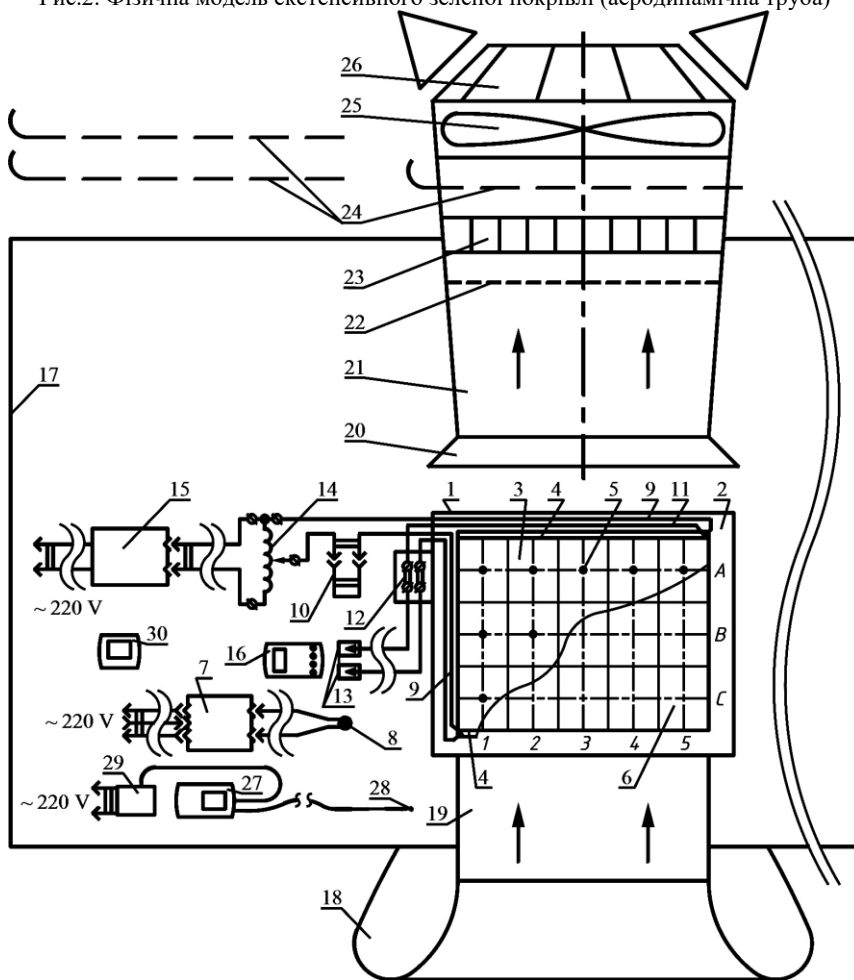


Рис.3. Схема моделі екстенсивної зеленої покрівлі

Вимірювання потужності нагрівальної плівки виконується шляхом вимірювання діючих (середньоквадратичних) напруги на нагрівачі і струму крізь нагрівач за чотирипроводною схемою. Силові дроти 9 перерізом 1 мм^2 припаяні до шин нагрівальної плівки 4 в протилежних кутках. Попутний рух струму забезпечує максимальну рівномірність розподілу струму плівкою. У розрив одного з силових проводів 9 приєднується або мультиметр 7 у режимі вимірювання струму, або короткозамкнена розетка 10. Від місць пайки до шин нагрівальної плівки 4 виведені два вимірювальних дроти 11 перетином $0,08 \text{ мм}^2$ (для мінімізації тепловтрат крізь них). Поза теплозахисної оболонки моделі до них за допомогою контактної колодки 12 приєднаний комплект вимірювальних щупів 13 високого класу захисту від дотику. Вони приєднуються до мультиметру 7 у режимі вимірювання напруги. Таким чином, падіння напруги в силових проводах 9 поза теплозахисної оболонки повністю вилучається з результатів вимірювань. Тепловіддача нагрівальної плівки 3 регулюється ЛАТРом 14, який приєднаний до електричної мережі з використанням стабілізатора 15 напруги СН-315 «Україна-2» для уникнення похибки вимірювань через перепади напруги в мережі. Для контролю стабільності напруги до вимірювальних щупів 13 приєднаний мультиметр 16 типу DT9205A (результати вимірювання не використовуються в розрахунках) протягом усього часу проведення експерименту за винятком вимірювання напруги мультиметром 7. Модель може розміщуватися в закритому приміщенні для досліджень при відсутності руху повітря (рис. 1). Для випробувань при різній швидкості руху повітря модель встановлювалася в аеродинамічну трубу. У даній роботі застосована аеродинамічна труба відкритого типу – камера Ейфеля. На вході до герметичної камери 17 встановлений прямокутний колектор 18 з прямокутним стабілізаційним патрубком 19. Це дозволяє сформувати практично рівномірний потік повітря. Модель розміщується таким чином, щоб верхній рівень ґрунту 6 збігався з нижнім рівнем патрубка 19, для уникнення додаткових відривних течій. Витяжний агрегат складається з вхідного конфузора 20 (для зменшення впливу відривних течій) і дифузornoї частини 21, обладнаної за ходом повітря сіткою 22 для руйнування вихорів, спрямовальним апаратом 23 типу «хонейкомб» для переривання закрутки потоку, регулювальними змінними пластинами 24 з різною рівномірною перфорацією, осьовим високообертвовим вентилятором 25 і захисною сіткою 26.

Швидкість руху повітря визначається за допомогою термоелектроанемометра: обчислювач 27 – реєстратор даних Testo 445; датчик 28 – гаряча куля $\varnothing 3 \text{ мм}$ Testo 0635 1049; живлення реєстратора даних 27 від мережі 220 В за допомогою блока живлення 29. Контроль відносної вологості повітря здійснюється термогігрометром Testo 608 H1.

У першій серії досліджень середня висота трави становила 40,4 мм при середній товщині травинки 87 мкм (вимірювалася мікрометром ЛІЗ з ціною поділки 2 мкм).

Випробування проведені в практично нерухомому повітрі (відносна вологість повітря 45,1 %, температура повітря 14,5 °С); в аеродинамічній трубі при різній швидкості вітру: 6,02 м/с (відносна вологість повітря 44 %, температура

повітря 15,9...16 °С) і 9,76 м/с (відносна вологість повітря 43,4 %, температура повітря 14,9 °С).

Для визначення коефіцієнта теплопередачі трав'яного шару необхідно виміряти температуру над ґрунтом і під ґрунтом у різних точках та визначити тепловий потік. Процес теплопередачі складний через значну нерівномірність розподілу коефіцієнта тепловіддачі до повітря по поверхні. Рівномірний тепловий потік від нагрівальної плівки перерозподіляється в товщі ґрунту. Визначивши розподіл температури в нижньому (прилеглому до плівки) і верхньому шарах ґрунту, а також за відомим тепловим потоком від нагрівальної плівки, можливо визначити перерозподіл теплового потоку всередині ґрунту і розподіл теплового потоку від верхньої поверхні ґрунту до трав'яного шару. Для цього використовуємо рівняння Фур'є-Кірхгофа

$$(\partial\theta/\partial t) - a\nabla^2\theta = \Phi(r, t), \text{ К/с}, \quad (1)$$

де θ – температура, К; t – час, с; a – коефіцієнт температуропровідності, м²/с; ∇^2 – лапласіан; Φ – функція теплових джерел, К/с, r – вектор точки, м.

Для стаціонарного процесу, який досягається, якщо починати вимірювання тільки після стабілізації показань приладів, перший «нестационарний» член рівняння (1) дорівнює нулю. Оскільки внутрішні теплові джерела відсутні, права частина рівняння (1) теж дорівнює нулю. Тоді рівняння (1) набуває вигляду рівняння Лапласа:

$$\nabla^2\theta = 0. \quad (2)$$

За рівнянням (2) розраховується розподіл теплового потоку, що залишає ґрунт. Проведені дослідження без потоку повітря показали нерівномірний розподіл теплового потоку (рис. 4), що пояснюється різною висотою трави і нерівномірністю її зростання (густоти). Проведені дослідження «охолоджувального ефекту» в лабораторних умовах без швидкості вітру і підігріву показали, що різниця температури верхнього шару ґрунту і навколишнього повітря знаходиться в межах 0,5...1 °С.

В аеродинамічній трубі при швидкості вітру 6,02 м/с (рис. 5), також спостерігається нерівномірний розподіл теплового потоку зі збільшенням охолоджувального ефекту. Зі збільшенням швидкості вітру до 9,76 м/с збільшується «охолоджувальний ефект» трави. Інакше кажучи, при збільшенні швидкості вітру збільшується транспірація і зростає коефіцієнт теплопередачі (рис. 6).

У деяких точках на межах моделі відбувається інтенсивне тепловзімання сильним вітровим потоком і значення коефіцієнта теплопередачі збільшується (так звані «крайові ефекти»).

Для істотного випарного охолодження в теплий період року необхідна дія вітру. Рекомендується максимально продувати покрівлі (встановлювати перфоровані парапети). У холодний період року для зменшення транспірації і коефіцієнта теплопередачі навпаки, рекомендується установка глухого парапету.

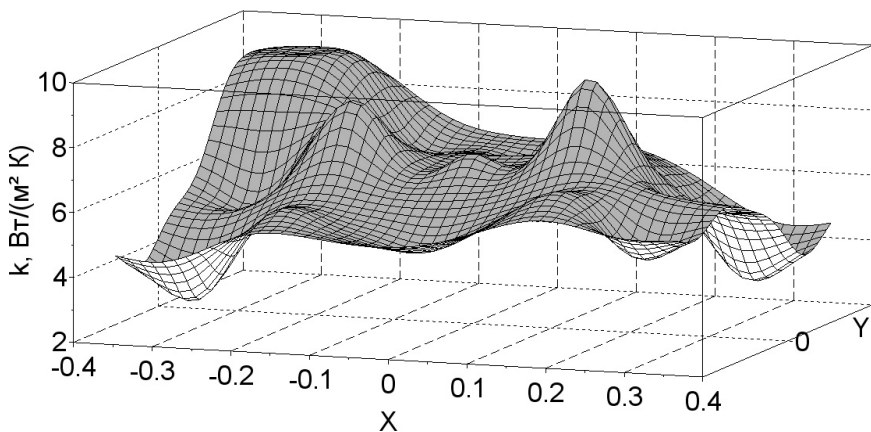
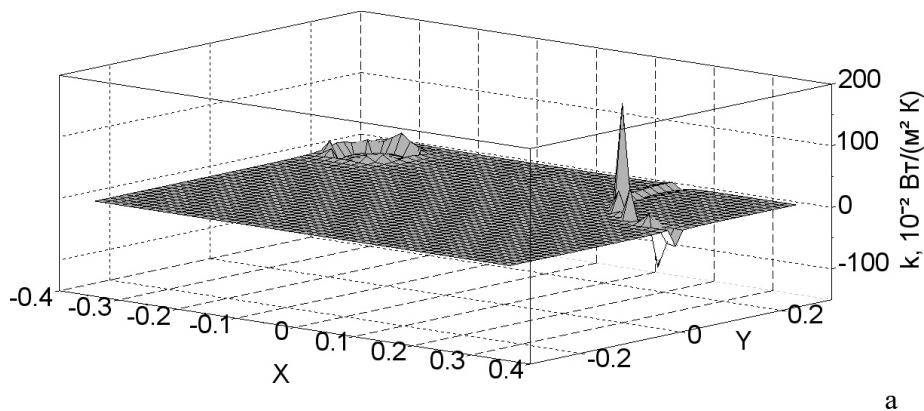
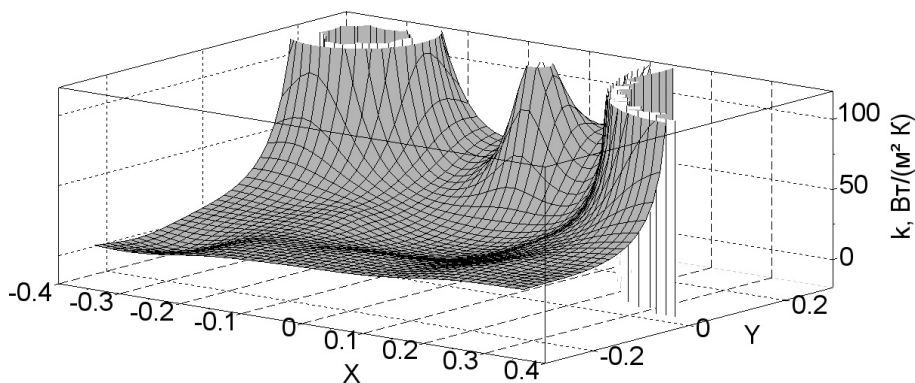


Рис.4. Коефіцієнт теплопередачі екстенсивної зеленої покрівлі при незначній швидкості навколишнього повітря



а



б

Рис.5. Коефіцієнт теплопередачі екстенсивної зеленої покрівлі при швидкості вітру 6,02 м / с: а - повний масштаб; б - в діапазоні від 0 до 120 Вт / (м² · К)

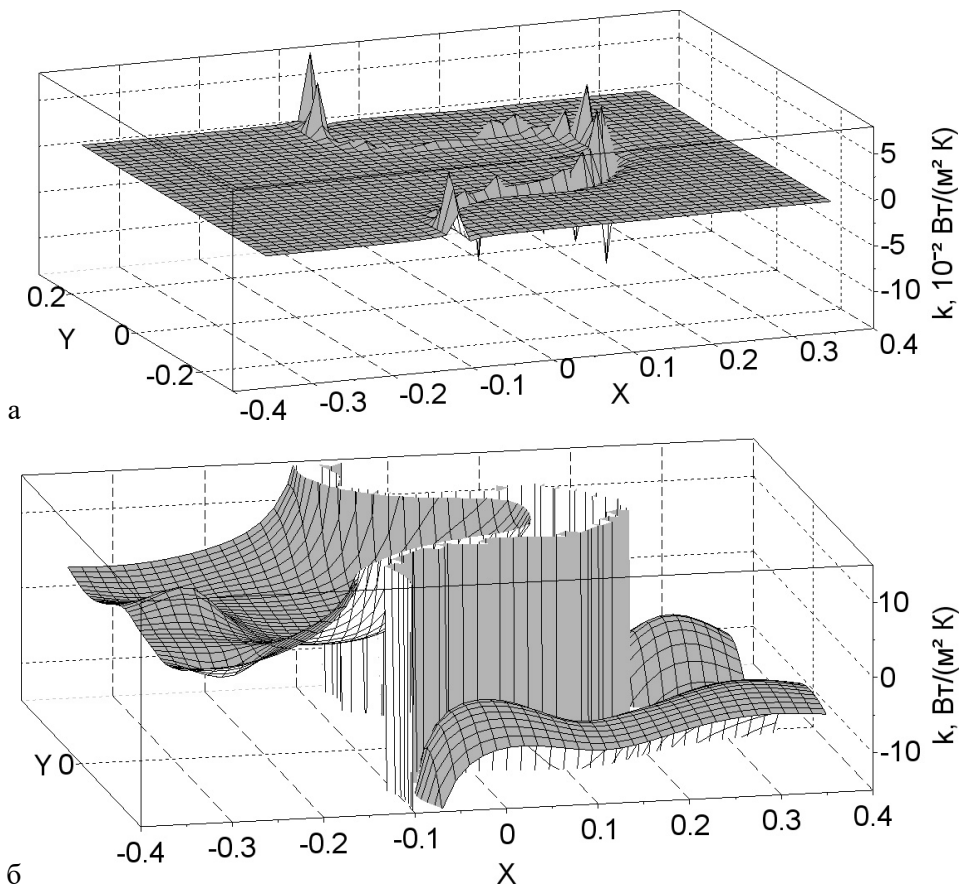


Рис.6. Коефіцієнт теплопередачі екстенсивної зеленої покрівлі при швидкості вітру 9,76 м/с: а - повний масштаб; б - в діапазоні від мінус 15 до 15 Вт / (м² · К)

Висновки. Встановлено нерівномірний розподіл теплового потоку в живому рослинному шарі зеленої покрівлі. При цьому «охолоджувальний ефект» зеленої покрівлі і коефіцієнт теплопередачі зростає при збільшенні швидкості вітру, оскільки при цьому збільшується транспірація та інтенсифікується тепловіддача до повітря.

Перспективи подальших досліджень. Планується завершення серії експериментів з різною висотою трави та проведення досліджень при охолодженні ґрунту.

Література

1. Gaffin S. Energy balance modelling applied to a comparison of white and green roof cooling efficiency / S. Gaffin, C. Rosenzweig, L. Parshall, D. Beattie, R. Berghage, D. Braman // Greening Rooftops for Sustainable Communities, Washington, DC, 2005

2. Wong N. H. Investigation of thermal benefits of rooftop garden in the tropical environment / N. H. Wong, Yu. Chena, C. L. Ong, A. Sia // *Building and Environment*. - 38 (2) 2003. - 261–270.
3. Lui K. Performance evaluation of an extensive green roof / K. Lui, J. Minor // *Greening Rooftops for Sustainable Communities*, Washington, DC, 2005.
4. Niachou A. Analysis of the green roof thermal properties and investigation of its energy performance / A. Niachou, K. Papakonstantinou, M. Santamouris, A. Tsangrassoulis, G. Mihalakakou // *Energy and Buildings*. - 33 (7), 2001. - 719–729.
5. Santamouris M. Investigating and analysing the energy and environmental performance of an experimental green roof system installed in a nursery school building in Athens / M. Santamouris et al. // *Greece, Energy*. - 32, 2007. - 1781–1788.
6. Wong N. H. The effects of rooftop garden on energy consumption of a commercial building in Singapore / N. H. Wong, D. K. W. Cheong, H. Yan, A. Sia. // *Energy and Buildings*. - 35 (4), 2003. - 353–364.
7. Alcazar S. Energy performance of green roofs in a multi storey residential building in Madrid / S. Alcazar, B. Bass // *Greening Rooftops for Sustainable Communities*, Washington, DC, 2005.
8. Del Barrio E. P. Analysis of the green roofs cooling potential in buildings / E. P. Del Barrio // *Energy and Buildings*. - 27, 1998. - 179–193.
9. Lazzarin R. M. Experimental measurements and numerical modelling of a green roof / R. M. Lazzarin, F. Castellotti, F. Busato // *Energy and Buildings*. - 37 (12), 2005. - 1260–1267.
10. Feng C. Theoretical and experimental analysis of the energy balance of extensive green roofs / C. Feng, Q. Meng, Y. Zhang // *Energy and Buildings*. - 42 (6), 2010. - 959–965.
11. Mankiewicz P. Integrating stormwater and greywater treatment for thermal regulation and the enhancement of biological diversity: using mass balance of water as a design criteria / Mankiewicz P., Simon D.B. // *Greening Rooftops for Sustainable Communities*, Minneapolis, 2007.
12. Sailor D. J. A green roof model for building energy simulation programs / D. J. Sailor // *Energy and Buildings*. - 40 (8), 2008. - 1466–1478.
13. Теплова ізоляція будівель: ДБН В.2.6 – 31:2016. – [Чинний від 08-07-2016 № 220]. – Київ: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2017. – 31 с.
14. Плоский В. О. Моделювання термічного опору трав'яного шару зеленої покрівлі / В. О. Плоский, Т. М. Ткаченко, В. О. Мілейковський, В. Г. Дзюбенко // *Вісник Національного університету «Львівська політехніка»*. Збірник наукових праць. Серія: «Теорія і практика будівництва» - № 844. – Львів: «Львівська політехніка», 2016. – С. 158-163.
15. Ткаченко Т.Н. Методика создания физической модели экстенсивной зеленой кровли / Т.Н. Ткаченко, В.А. Милейковский // *Сборник научных трудов института водного хозяйства им. Ц. Е. Мирцхулава Грузинского технического университета*. - №71. – Тбилиси: Институт водного хозяйства им. Ц. Е. Мирцхулава Грузинского технического университета, 2016. – С.117-122.

References

1. Gaffin S., Rosenzweig C., Parshall L. *Energy balance modelling applied to a comparison of white and green roof cooling efficiency*. *Greening Rooftops for Sustainable Communities*, Washington, DC, 2005.
2. Wong N. H., Yu. Chena, Ong C. L., Sia A. *Investigation of thermal benefits of rooftop garden in the tropical environment*. *Building and Environment*. - 38 (2) 2003. - 261–270.

3. Lui K., Minor J. *Performance evaluation of an extensive green roof*. Greening Rooftops for Sustainable Communities, Washington, DC, 2005.
4. Niachou A., Papakonstantinou K., Santamouris M., Tsangrassoulis A., Mihalakakou G. "Analysis of the green roof thermal properties and investigation of its energy performance." *Energy and Buildings*, no. 33 (7), 2001.
5. Santamouris M. et al. "Investigating and analysing the energy and environmental performance of an experimental green roof system installed in a nursery school building in Athens." *Greece, Energy*, no. 32, 2007.
6. Wong N. H., Cheong D. K. W., Yan H., Sia A. "The effects of rooftop garden on energy consumption of a commercial building in Singapore." *Energy and Buildings*, no. 35 (4), 2003.
7. Alcazar S., Bass B. *Energy performance of green roofs in a multi storey residential building in Madrid*. Greening Rooftops for Sustainable Communities, Washington, DC, 2005.
8. Del Barrio E. P. "Analysis of the green roofs cooling potential in buildings." *Energy and Buildings*, no. 27, 1998.
9. Lazzarin R. M., Castellotti F., Busato F. "Experimental measurements and numerical modelling of a green roof." *Energy and Buildings*, no. 37 (12), 2005.
10. Feng C., Meng Q., Zhang Y. "Theoretical and experimental analysis of the energy balance of extensive green roofs." *Energy and Buildings*, no. 42 (6), 2010.
11. Mankiewicz P., Simon D.B. *Integrating stormwater and greywater treatment for thermal regulation and the enhancement of biological diversity: using mass balance of water as a design criteria*. Greening Rooftops for Sustainable Communities, Minneapolis, 2007.
12. Sailor D. J. "A green roof model for building energy simulation programs." *Energy and Buildings*, no.40 (8), 2008.
13. *Teplova izolacij budivel: DBN B.2.6 – 31:2016, 08-07-2016 № 220*, Kijv, Ministerstvo regionalnogo rozvitku, budivniztva ta jitlovo-komunalnogo gospodarstva, 2017.
14. Ploskij V.O., Tkachenko T.M., Mileikovskiy V.O., Dziubenko V. G. "Modeluvanj termichnogo oporu travjanogo sharu zelenoj pokrivli." *Visnik Natsionalnogo universitetu "Lvivska politehnika"*, Iss. 844, Lviv, , 2016, pp. 158-163.
15. Tkachenko T.M., Mileikovskiy V.O. "Metodika sozdaniy fizicheskoy modeli ekstensivnoj zelenoj krovli." *Sbornik nauchnich trudov instituta vodnogo chozajstva Gruzinskogo technicheskogo universiteta*, Iss. 71, Tbilisi, 2016, pp. 117-122.

УДК 536.2:620.9:502

Исследование теплопередачи в энергоэффективных зелёных кровлях

Т. Н. Ткаченко¹, В. А. Милейковский²

¹к.б.н., доц., докторант кафедры охраны труда и окружающей среды Киевского национального университета строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, tkachenkoknuba@gmail.com

²к.т.н., доц. кафедры теплогазоснабжения и вентиляции киевского национального университета строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, mileikovskiy@gmail.com

Аннотация. Одним из актуальных направлений зелёного строительства является создание зелёных кровель. Последние имеют ряд преимуществ, основными из которых являются: уменьшение нагрузки на ливневые городские стоки, экономия питьевой воды, дополнитель-

ное утепление, испарительное охлаждение за счёт транспирации (испарения влаги), звукоизоляция, смягчение эффекта «тепловых островов», сохранение флоры и фауны. В Украине в связи с энергетическим кризисом особенно актуальным является изучение теплопередачи в зелёной кровле. Впервые изучено влияние скорости ветра на тепловые процессы растительного слоя зелёной кровли. Впервые проведено исследование теплопередачи в растительном слое зелёной кровли при различной скорости ветра в аэродинамической трубе. Установлено неравномерное распределение теплового потока, зависящее от ряда случайных факторов. «Охлаждающий эффект» зелёной кровли усиливается при увеличении скорости ветра, так как увеличивается транспирация.

Ключевые слова: зелёные кровли; растительный слой; тепловой поток; коэффициент теплопередачи; аэродинамическая труба

UDC 536.2:620.9:502

Study of Heat Transfer in Energy Efficient Green Roofing

T. Tkachenko¹, V. Mileykovskiy²

¹ Ph. D. (Biology), associate professor, department of labour protection and environment control, Kiev National University of Construction and Architecture, Kiev, Ukraine, tkachenkoknuba@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2105-5951

²PhD, (Civil engineer), associate professor, department of heat and gas supply and ventilation, Kiev National University of Construction and Architecture, Kiev, Ukraine, mileikovskiy@gmail.com, ORCID: 0000-0001-8543-1800

Abstract. One of the actual directions of green construction is green roof building. They have many advantages, the most important are: decrease of storm drain load, saving of drinking water, additional heat insulation, cooling effect by plants transpiration, sound insulation, moderating of «urban heat islands», saving of flora and fauna. In Ukraine, because of fuel and energy crisis, the researches of heat transfer in the green roofs are actual. For the first time, the influence of wind speed on thermal processes of a plant layer of the green roof is studied. First, the researches of heat transfer in the plant layer of the green roof at different wind speed in a wind tunnel are performed. The non-uniformed distribution of the heat transfer dependent on random factors is shown. The wind speed gains the «cooling effect» of the green roof because of the transpiration intensification.

Keywords: Energy-efficient green roofs; vegetative layer; heat flow; heat transfer coefficient; aerodynamic tube.

Надійшла до редакції 16 травня 2017

УДК 697.922.566

Експериментальні дослідження коефіцієнта місцевого опору удосконаленої конструкції регулювальних пристроїв у системах вентиляції

Г. С. Ратушняк¹, Р. В. Степанковський²

¹к.т.н., проф., Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, Україна, ratusnak@gmail.com

²магістр з теплогазопостачання та вентиляції, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, Україна, stepankovsky@ukr.net.

Анотація. За результатами аналізу теоретичних досліджень виявлена необхідність удосконалення конструкції дросельних пристроїв системи вентиляції з метою підвищення їхньої енергоефективності. Розроблено експериментальну установку для визначення місцевого опору дросельного пристрою вентиляційної системи із зручнообтічними виконавчими робочими елементами. За результатами експериментальних досліджень встановлено значення місцевого опору при різній степені перекривання площі перерізу повітропроводу регулювальним пристроєм із зручнообтічними виконавчими елементами. Наведено графічну залежність для інженерного розрахунку запропонованих дросельних пристроїв. Отримано логарифмічну характеристику регулювання, що забезпечує плавне регулювання витрати вентиляційної мережі та розширення області регулювання. Зменшення майже вдвічі величини коефіцієнтів місцевого опору порівняно із традиційними свідчить про розширення можливості регулювання витрати в повітропроводах та підвищення енергоефективності систем вентиляції.

Ключові слова: дросельний пристрій, коефіцієнт місцевого опору, експериментальна установка, втрата тиску.

Вступ. Кількісне регулювання витрати відгалужень вентиляційних систем виконують за допомогою дросельних пристроїв, що утворюють місцеві опори [1]. Переформування поля швидкості та підтримання обертання утворених вихорів у зоні регулювального пристрою потребує затрати енергії. При застосуванні сучасних пристроїв кількісного регулювання – дроселів, – основним регулювальним елементом якого є пластина або ряд пластин, виникають кутові або перпендикулярні перешкоди руху повітря. Попадання повітря на регулювальний елемент під кутом або перпендикулярно утворює нерівномірну хаотичну епіюру аеродинамічних коефіцієнтів, призводить до інтенсивного формування ділянок завихрень та супроводжується різким коливанням втрат тиску [6]. Вирішення проблеми підвищення енергоефективності систем вентиляції спонукало до створення дросельного пристрою з плавним обтічним регулювальним елементом, що забезпечить зменшення інтенсивності вихроутворення, впорядкованості, стабільності аеродинамічної структури потоку та утворення умов стабільного налаштування втрат тиску [6-8].

Актуальність дослідження. Впровадження прогресивних технологій нової техніки, проведення заходів щодо покращення умов праці на підприємствах харчової промисловості, громадських установах призводить до необхідності реконс-

труювання та створення ефективних аеродинамічних мереж. Складність розрахунків опорів робочого середовища в регулювальних пристроях зумовлена наявністю в них зміни швидкості руху, відриву потоку, виникнення вихроутворення. Застосування ефективних засобів регулювання вентиляційних систем вимагає забезпечення стійкої аеродинамічної структури потоку.

Останні дослідження та публікації. Розподілення потоків у повітропроводах, регулювальних пристроях, розподільних пристроях вентиляційних систем досліджували С. С. Жуковський [2], О. Т. Возняк [2], В. Б. Довгалюк [3], П. Л. Зінич [4], Е. С. Малкін [5] та інші.

Конструктивне виконання регулювального пристрою з кутувими або незручнообтічними регулювальними елементами (поворотні стулки) всередині призводить до появи нестабільної збуреної аеродинамічної структури течії робочого середовища. Запобігти цим недолікам можливо шляхом винесення регулювального елемента з внутрішнього простору регулювального пристрою назовні та його заміною на некутовий зручнообтічний регулювальний елемент. При обтіканні кулеподібного (зручнообтічного) тіла спостерігається поступовий (плавний) перехід від надлишкового тиску до розрідження, що свідчить про зменшення інтенсивності вихроутворення, упорядкованість і стабільність аеродинамічної структури потоку.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є визначення за результатами експериментальних досліджень коефіцієнтів місцевого опору регулювального пристрою з плавним зручнообтічним виконавчим органом при різних схемах перекивання перерізу повітропроводу системи вентиляції.

Основна частина. При проходженні повітря через регулювальну діафрагму (рис. 1а,в) виникають місцеві опори. Значення втрати тиску в регулювальному пристрої визначаються за формулами:

- внаслідок звуження діафрагми

$$\Delta P_{M1} = \zeta_1 \rho v^2 / 2, \text{ Па}; \quad (1)$$

- внаслідок завихрення течії до та після регулювальних лопатей

$$\Delta P_{M2} = \zeta_2 \rho v^2 / 2, \text{ Па}, \quad (2)$$

де ρ – густина повітря, кг/м^3 ; v – швидкість руху повітря через регульований пристрій, м/с ; ζ_1 і ζ_2 – коефіцієнти місцевих втрат тиску.

Загальні місцеві втрати тиску в регулювальному пристрої за формулами (1-2) становлять

$$\Sigma \Delta P_{M3} = (\zeta_1 + \zeta_2) \rho v^2 / 2, \text{ Па} \quad (3)$$

При проходженні повітря через дросельний пристрій з плавними зручнообтічними регулювальними елементами (рис.1б) основна частина затрати енергії йде на подолання опору через звужену область

$$\Delta P_M = \zeta \rho v^2 / 2, \text{ Па}, \quad (4)$$

де ζ – коефіцієнт місцевих втрат тиску.

Плавний поступовий перехід до регулювальної області завдяки зручнообтічним регулювальним елементам супроводжується малою інтенсивністю вихроутворення до і після останнього. Це сприяє стабілізації потоку повітря, зниженню коливання (пульсацій) втрат тиску в регулювальному пристрої. Як наслідок, отримуємо підвищення точності налагодження витрати вентиляційної системи та підвищення її енергоефективності.

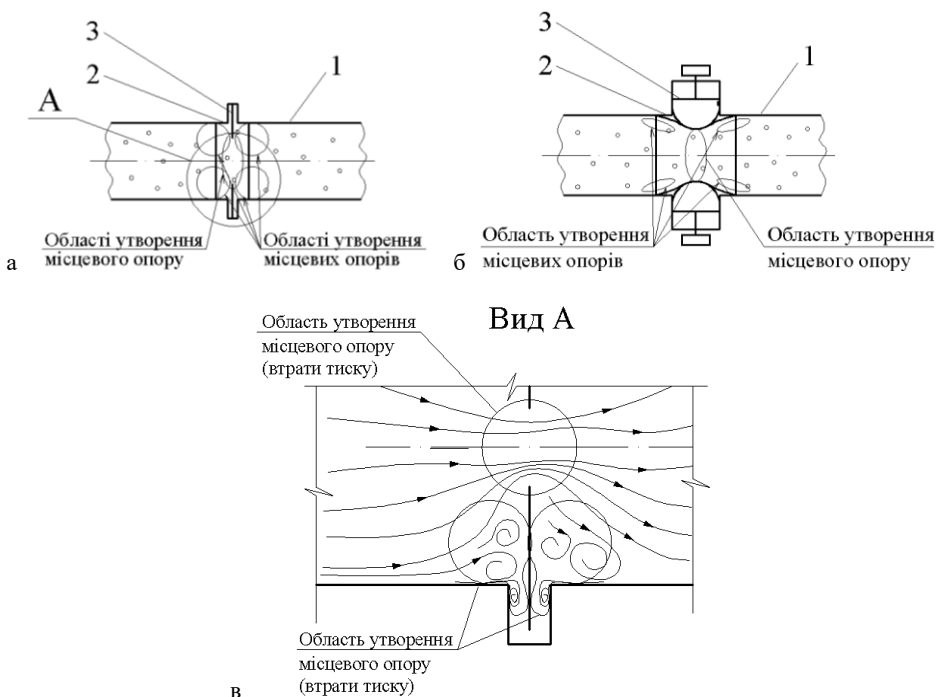


Рис. 1. Схеми регулювальних пристроїв з зонами утворення коефіцієнтів місцевих опорів: а – діафрагма регулювальна звичайного виконання; б – діафрагма регулювальна із зручнообтічними виконавчими елементами; в – вид А

Теоретичні дослідження втрат тиску в місцевих опорах представлені в роботі [9], але до даного часу не розроблений загальний аналітичний метод розрахунку значень місцевих опорів. Внаслідок цього втрати тиску в місцевих опорах головним чином визначаються експериментальним шляхом.

Запропонована удосконалена конструкція дросельного пристрою із зручно-обтічними регулювальними елементами для систем вентиляції, що захищена патентом Україна на корисну модель [11].

Для дослідження роботи регулювального пристрою у вентиляційній системі та для визначення коефіцієнта місцевого опору дросельовальних пристроїв із зручнообтічними елементами розроблена експериментальна установка (рис. 2).

Експериментальні дослідження коефіцієнта місцевого опору регулювального пристрою виконані за методикою [10, 12]. У точках T1 і T2 визначали втрати тиску на регулювальному пристрої ΔP , Па, а в точці T3 швидкість руху робочого середовища v , м/с, при різному положенні зручнообтічних регулювальних виконавчих елементів (рис. 3).

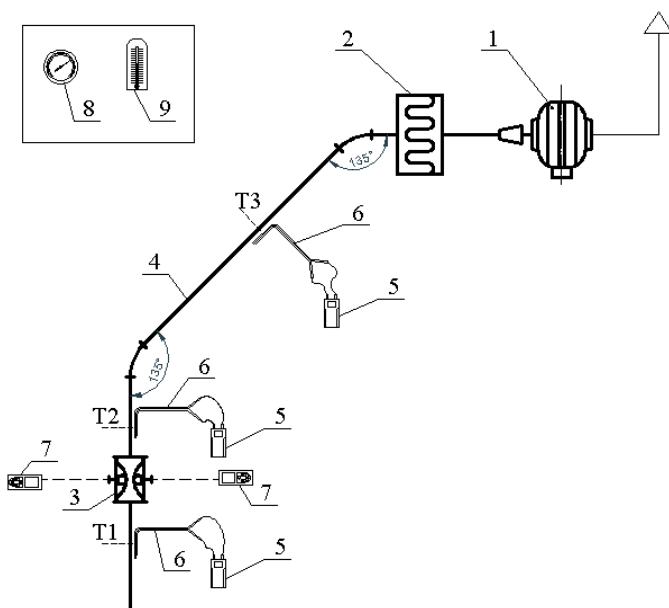


Рис. 2. Схема експериментальної установки для визначення величини коефіцієнта місцевого опору регулювального пристрою: 1 – вентиляційний агрегат VKA125LD; 2 – пилоочисне обладнання (фільтр); 3 – регулювальний пристрій із зручнообтічними виконавчими елементами (ДКЕВ); 4 – вентиляційна мережа; 5 – диференційний манометр TESTO 510; 6 – трубка Піто; 7 – лазерний вимірювач дистанції Leica DISTO D2; 8 – барометр-анероїд БАММ-1; 9 – термометр спиртовий

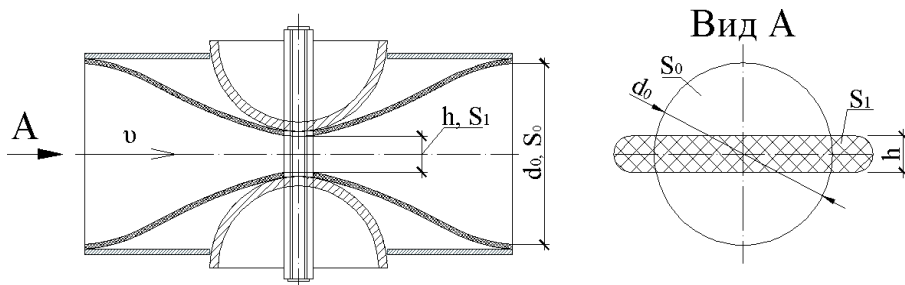


Рис. 3. Схема регулювального пристрою при перекриванні зручнообтічними виконавчими елементами перерізу повітропроводу

Зміну площі прохідного перерізу повітропроводу S_1 проводили переміщуючи регулювальні елементи на 5 мм із кожного боку. Розміри щілини контролювалися лазерним вимірювачем розміру Leica DISTO D2 (рис. 2, поз. 7). Вимірювання параметрів повітря в повітропроводі, а саме, втрати тиску ΔP , Па, та швидкості руху робочого середовища v , м/с, виконували за допомогою диференційного манометра TESTO 510 (рис. 2, поз. 5).

Результати дослідження значень коефіцієнта місцевого опору ξ при різній степені перекривання площі перерізу повітропроводу регулювальними пристроями із зручнообтічними виконавчими елементами (ДКЕВ) наведено в табл. Графічна візуалізація залежності коефіцієнта місцевого опору ξ від степені перекривання поперечного перерізу h/d_0 або S_1/S_0 повітропроводу в системі вентиляції наведена на рис.4.

Таблиця

Дослідні значення коефіцієнта місцевого опору ξ регулювального пристрою зі зручнообтічними виконавчими елементами (ДКЕВ) при різній степені перекривання перерізу повітропроводу

h/d_0	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
S_1/S_0	0,36	0,51	0,64	0,75	0,84	0,91	0,96	0,99	1,0
ξ	9,67	2,87	1,03	0,56	0,48	0,38	0,3	0,19	0,08

Логарифмічна характеристика регулювання $\xi = f(h/d_0; S_1/S_0)$ свідчить про плавне регулювання витрати вентиляційної мережі та розширення області регулювання. Згідно з результатами експериментальних досліджень роботи регулювальних пристроїв – шиберів у прямокутних та круглих перерізах повітропроводів [8] при степені перекривання $h/d_0 = 0,25 \dots 0,3$ коефіцієнт місцевого опору становить $\xi = 16 \dots 20$, тобто значно зростає. Також аналогічне дослідження наведено в попередній роботі [9] при роботі дросель-клапана звичайного виконання з одностулковим регулювальним елементом.

При застосуванні регулювального пристрою із зручнообтічними регулювальними елементами при степені закриття $h/d_0 = 0,2$ коефіцієнт місцевого опору становить $\xi = 9,67$. Це свідчить про розширення можливості регулювання при ще меншому перекриванні регулювальним пристроєм площі поперечного перерізу повітропроводу вентиляційної мережі та суттєве зменшення місцевого опору, тобто підвищення енергоефективності систем вентиляції.

Висновки. Отримано логарифмічну характеристику регулювання $\xi = f(h/d_0; S_1/S_0)$, яка може бути використана в методиці інженерного розрахунку вентиляційної мережі при встановленні регулювального пристрою із зручнообтічними виконавчими елементами. Регулювання витрати вентиляційної мережі за допомогою регулювального пристрою з зручнообтічними регулювальними елементами характеризується плавністю та розширеною областю регулювання, а також підвищенням енергоефективності систем вентиляції.

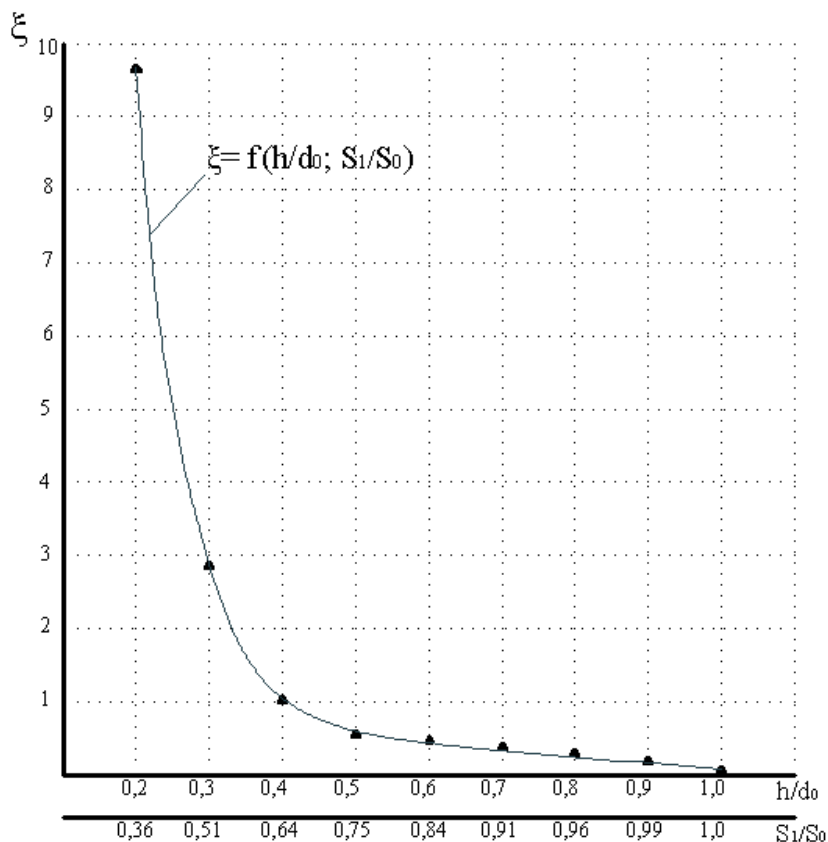


Рис.4. Залежність коефіцієнта місцевого опору від степені регулювання $\xi = f(h/d_0; S_1/S_0)$

Перспективи подальших досліджень. Для отримання більш точних результатів роботи запропонованої конструкції регулювального пристрою потрібно розглянути розгалужену мережу вентиляційної системи з кількома регулювальними пристроями на відгалуженнях. Також необхідно детальніше дослідити зони нестабільності регулювання, де спостерігається швидке зростання втрат тиску в регулювальному пристрої.

Подяки. Автори вдячні професорам кафедри теплогазопостачання та вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури Е. С. Малкіну, В. Б. Довгалюку, доценту В. О. Мілейковському, а також професору кафедри теплогазопостачання та вентиляції Національного університету “Львівська політехніка” С. С. Жуковському, доценту О. Т. Возняку, праці яких дали поштовх для розвитку даного напрямку досліджень.

Література

1. Вахвахов Г. Г. Энергосбережение и надежность вентиляторных установок / Г.Г. Вахвахов. – Москва: Стройиздат, 1989. – 176 с.

2. Вентилювання приміщень. Навчальний посібник / С. С. Жуковський, О. Т. Возняк, О. М. Довбуш, З. С. Люльчак. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2007. – 476 с. (ISBN 978-966-553-645-1).
3. Довгалюк В.Б. Розрахункова модель неізотермічної струмини, що насталяється на опуклу циліндричну поверхню / В.Б. Довгалюк, В.О. Мілейковський // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2008. – Вип. 12. – с. 11-32.
4. Зінич П. Л. Вентиляція громадських будівель: навч. посіб. / П.Л. Зінич. – Київ: КНУБА, 2002. – 256 с.
5. Малкін Е. С. Особливості нерівномірного розподілу повітряного потоку в трубному пучку / Е.С. Малкін, Н.В.Чепурна, М.А.Кириченко // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2012. – Вип. 16. – с. 17 – 19.
6. Талиев В. Н. Аэродинамика вентиляции: учеб. пособие для вузов / В.Н.Талиев. – Москва: Стройиздат, 1979. – 295 с., ил.
7. Калицун В. И. Основы гидравлики и аэродинамики: учебник для техникумов / В. И. Калицун, Е. В. Дроздов. – Москва: Стройиздат, 1980. – 247 с.
8. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Под ред. М.О.Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. / И.Е. Идельчик. – Москва: Машиностроение, 1992. – 672 с.
9. Ратушняк Г. С. Вдосконалення регулювання аеродинамічних потоків трубопровідних систем / Г. С. Ратушняк, Р. В. Степанковський // Вісник Хмельницького національного університету. – 2010. – №4, серія «Технічні науки». – С. 26-33.
10. Ратушняк Г. С. Регулювання витрати аеродинамічних потоків в системах вентиляції та аспірації : монографія / Г. С.Ратушняк, Р. В. Степанковський. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 112 с.
11. Пат. 52768 Україна, МПК F16K 7/00, B08B 15/00. Дросельний пристрій / Р. В. Степанковський, Г. С. Ратушняк. – № u 2010 02050 ; заявл. 25.02.2010 ; опублік. 10.09.2010 бюл. №17.
12. ГОСТ 12.3.018-79. Методы аэродинамических испытаний. – Москва: Изд-во стандартов, 1981. – 10 с.

References

1. Vahvahov G. G. *Energoberejenie i nadejnoct ventilyatornih*. Stroyizdat, 1989.
2. Zhukovsky S. S., Vozniak O. T., Dovbush O. M., Lyulchak Z. S. *Ventilyuvannya primishchen*, Vidavnistvo Lvivskoi politechniki, 2007.
3. Dovgalyuk V. B., Mileykovskiy V. O. “Rozrakhunkova model neizotermichnoi strumini, scho nastilayetsya na opuklu tsilindrichnu poverkhnyu.” *Ventilatsia, osviltlenya ta teplogazopostachanya: Naukovo-technichny zbirnik*, Iss. 12, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2008, pp. 11 – 32.
4. Zinich P. L. *Ventilyatsia gromadskih budivel*. Kyiv National University of Construction and Architecture, 2002.
5. Malkin E. S., Chepurna N. V., Kirichenko M. A. “Osoblivosti nerivnomirnogo rozpodilu povitryanogo potoku v trubnomu puchku.” *Ventilatsia, osviltlenya ta teplogazopostachanya: Naukovo-technichny zbirnik*. Iss. 16, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2012, pp. 17 – 19.
6. Taliev V. N. *Aerodinamika ventilyatsii*. Stroyizdat, 1979.

7. Kalitsun V. I., Drozdov E. V. *Osnovi gidravliki I aerodinamiki*. Stroyizdat, 1980.
8. Idelchik I. E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniam*. Edited by Shteynberg M. O., 3rd ed., Mashinostroyeniye, 1992.
9. Ratushnyak G. S., Stepankovskiy R. V. “Vdoskonalennyya regulyuvanya aerodinamichnih potokiv truboprovodnih system.” *Visnik Khmel'nitskogo natsionalnogo universitetu*, Iss. 4, 2010. – №4, pp. 26-33.
10. Ratushnyak G. S., Stepankovskiy R. V. *Regulyuvanya vytraty aerodynamichnykh potokiv v sistemakh ventilyatsii ta aspiratsii*. Vinnytsia National Technical University, 2015.
11. Stepankovskiy R. V., Ratushnyak G. S. “Droselnyy pristryi.” Patent of Ukraine 52768. 10 September 2010.
12. *Metody aerodinamicheskikh ispytaniy*. GOST 12.3.018-79, Izdatelstvo standartov, 1981.

УДК 697.922.566

Экспериментальные исследования коэффициента местного сопротивления усовершенствованной конструкции регулировочных устройств в системах вентиляции

Г. С. Ратушняк¹, Р. В. Степанковский²

¹к.т.н., проф., Винницкий национальный технический университет, г. Винница, Украина, ratusnag@gmail.com

²магистр по теплогазоснабжению и вентиляции, Винницкий национальный технический университет, г. Винница, Украина, stepankovskyy@ukr.net.

Аннотация. По результатам анализа теоретических исследований обнаружена необходимость усовершенствования конструкции дроссельных устройств системы вентиляции с целью повышения их энергоэффективности. Разработана экспериментальная установка для определения величины местного сопротивления дроссельного устройства вентиляционной системы с удобнообтекаемыми исполнительными рабочими элементами. По результатам экспериментальных исследований установлено значение коэффициента местного сопротивления при различной степени перекрытия площади сечения воздуховода регулировочным устройством с удобнообтекаемыми исполнительными элементами. Приведена графическая зависимость для инженерного расчёта предложенных дроссельных устройств. Получена логарифмическая характеристика регулирования, что обеспечивает плавное регулирование расхода вентиляционной сети и расширение области регулирования. Уменьшение почти вдвое величины коэффициента местного сопротивления по сравнению с традиционными свидетельствует о расширении возможностей регулирования расхода в воздуховодах и повышения энергоэффективности систем вентиляции.

Ключевые слова: дроссельное устройство, коэффициент местного сопротивления, экспериментальная установка, потеря давления.

UDC 697.922.566

Experimental Research of Coefficient of Local Resistance for Improved Construction of Control Devices in Ventilation System

G. Ratushnyak¹, R. Stepankovskyy²

¹ Ph.D., Professor, Vinnitsa National Technical University, Vinnitsa, Ukraine, ratusnag@gmail.com

² Heating and ventilation Master, Vinnitsa National Technical University, Vinnitsa, Ukraine, stepankovskyy@ukr.net.

Abstract. The analysis of theoretical research revealed the need to improve the design of throttling devices for ventilation systems in order to enhance their energy efficiency. An experimental setup is developed for the determination of the local resistance of the throttle device for ventilation system with convenient streamlined by executive working elements. According to the results of experimental studies there is set of local resistance values at different degrees of overlapping area of section of the duct adjusting device conveniently streamlined actuating elements. The graphical dependence for the engineering calculation of the proposed throttling devices is given. The logarithmic characteristic of control is obtained, which ensures smooth flow control in the ventilation system and expansion of the control range. The almost twice decrease of the coefficient of local resistance as compared to traditional throttles shows the possibility of extension of flow control range in air ducts and ventilation systems energy efficiency rise.

Keywords: throttle device, coefficient of local resistance, experimental device, pressure drop.

Надійшла до редакції 27 квітня 2017 р.

УДК 697.95

Аналітичне дослідження ефективності роботи природної загальнообмінної вентиляції в приміщеннях для утримання великої рогатої худоби

Б. М. Федяй¹, Д. В. Гузик², О. В. Макаренко³

¹ к.т.н., доцент, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, Полтава, Україна, fed_bn@ukr.net

² к.т.н., доцент, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, Полтава, Україна, guzikd64@ukr.net

³ к.т.н., доцент, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, Полтава, Україна, saha.makar.g@gmail.com

Анотація. В енергетичному балансі приміщень для утримання великої рогатої худоби експлуатаційні витрати на роботу загальнообмінної системи вентиляції становлять близько 30 %. У статті проаналізовано можливість підвищення енергоефективності системи загальнообмінної вентиляції приміщення для утримання великої рогатої худоби за рахунок переходу з механічної на природну вентиляцію в окремі періоди року. Аналіз базується на сумісному вирішенні рівнянь теплового та повітряного балансу приміщення корівника та аналітичному дослідженні зміни продуктивності системи природної вентиляції при зміні температури зовнішнього повітря в різні періоди року. Комбінація механічної та природної вентиляції суттєво скорочує річне споживання електричної енергії двигунами вентиляційних агрегатів загальнообмінної примусової вентиляції. Поза опалювальним періодом роботу природної вентиляції необхідно дублювати системами примусової вентиляції.

Ключові слова: механічна вентиляція, природна вентиляція, енергоефективність, велика рогата худоба

Вступ. Індустріальне тваринництво є однією з галузей економіки країн ЄС та України, яка характеризується динамічним розвитком. Відомо, що вихід кінцевої продукції підприємств вирощування великої рогатої худоби залежить від параметрів мікроклімату всередині приміщення для її утримання [1-6]. Зазначені параметри формуються інженерними системами опалення, вентиляції і кондиціонування повітря та об'ємно-планувальним рішенням будівлі.

Актуальність дослідження. Одним із способів підвищення енергетичної ефективності систем вирощування великої рогатої худоби є переведення в окремі періоди року приміщень для її утримання з режиму примусової загальнообмінної вентиляції на природну та економія електричної енергії. Визначення діапазону температури зовнішнього повітря, у межах якого можливе ефективне застосування протягом року природної загальнообмінної вентиляції без залучення механічної вентиляції, є актуальною задачею підвищення енергоефективності в приміщеннях для утримання великої рогатої худоби.

Останні дослідження та публікації. Системи загальнообмінної механічної вентиляції є досить поширеним способом боротьби з надлишковою вологою, надлишковими тепловиділеннями та шкідливостями, який забезпечує потрібну якість повітря в приміщенні для утримання великої рогатої худоби [2, 7, 8].

Відомо, що в таких системах зовнішнє повітря після попередньої підготовки в припливній камері подається до внутрішнього об'єму приміщення для утримання великої рогатої худоби системою вентиляторів. При цьому видалення повітря відбувається за рахунок створюваного припливними вентиляторами надлишкового тиску через центральний витяжний отвір у даховому перекритті корівника (рис. 1). Недоліком даної системи є наявність витрат електричної енергії на приводи електродвигунів припливних або витяжних вентиляторів.

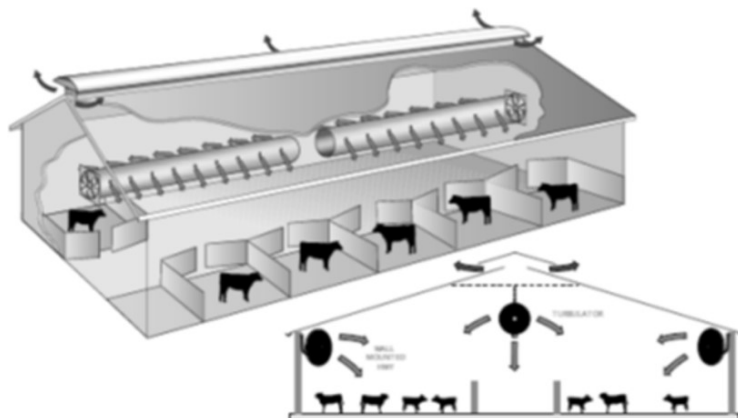


Рис. 1. Приклад механічної системи вентиляції приміщення для утримання великої рогатої худоби (адаптовано з [7])

Для забезпечення потрібної якості повітря в приміщеннях для утримання великої рогатої худоби також застосовують системи природної (гравітаційної) вентиляції. При цьому припливне повітря надходить крізь припливні щілинні отвори, улаштовані в бічних зовнішніх огорожувальних конструкціях корівника [4, 9, 10, 11]. Видалення повітря здійснюється крізь центральний витяжний отвір у даховому перекритті корівника (рис. 2).

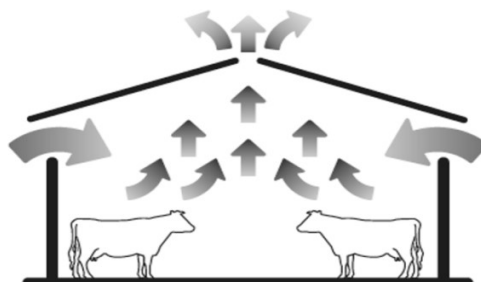
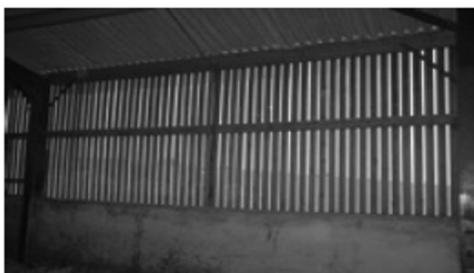


Рис. 2. Приклад механічної системи вентиляції приміщення для утримання великої рогатої худоби (адаптовано з [9])

Характерним недоліком даної системи загальнообмінної вентиляції є те, що її продуктивність суттєво залежить від температури внутрішнього повітря та зовнішніх кліматичних умов, зокрема, температури зовнішнього повітря.

Формулювання цілей статті. Метою досліджень є розрахунок продуктивності системи загальнообмінної природної вентиляції приміщення для утримання великої рогатої худоби при змінній температурі зовнішнього повітря та визначення діапазону середньомісячної температури зовнішнього повітря, у межах якого можливе забезпечення розрахункового повітрообміну зазначеною системою.

Основна частина. Як предмет досліджень виступає корівник на 50 голів, розташований у м. Полтаві. Середня маса однієї тварини прийнята 500 кг. Параметри мікроклімату: температура внутрішнього повітря (для холодного періоду року) становить 8 °С; для перехідного 15 °С, для теплого 20,5 °С, відносна вологість повітря 75 %. Інтенсивність надходження CO₂ від худоби до внутрішнього об'єму приміщення 110 л/год. Гранічно допустима концентрація CO₂ у внутрішньому об'ємі приміщення корівника становить 2,5 л/м³. Концентрація CO₂ в зовнішньому повітрі становить 0,4 л/м³. Розрахункова температура зовнішнього повітря для системи опалення мінус 23 °С. Об'єм приміщення корівника становить 10000 м³. Спосіб утримання тварин – прив'язний. Відповідно до зазначених вище вихідних умов виконано попередній розрахунок повітрообміну для боротьби з основними шкідливостями по окремим місяцям року в приміщенні корівника. Результати розрахунку наведені в табл. та на рис. 3.

Таблиця

Розрахунковий повітрообмін для боротьби з основними шкідливостями в приміщенні корівника

Місяць	$t_{зов},$ °С	$\rho_{зов},$ кг/м ³	$L_{CO_2},$ м ³ /год	$L_W,$ м ³ /год	$L_Q,$ м ³ /год	$\rho_{вн},$ кг/м ³	$\Phi,$ %	$d_{вн},$ г/кг	$d_{зов},$ г/кг
Січень	-5,6	1,320	2452	4690,83	15254	1,25	85	5,7	2,2
Лютий	-4,7	1,316	2462	4831,39	15254	1,25	82	5,7	2,3
Березень	0,3	1,292	2459	3168,00	3537	1,22	78	8,3	3
Квітень	9	1,252	2552	4810,03	4081	1,22	66	8,3	4,8
Травень	15,4	1,224	2621	12708,60	24117,6	1,22	61	8,3	7
Червень	18,7	1,210	2552	2436,62	6945	1,18	65	15,5	8,4
Липень	20,5	1,203	2570	2990,53	9445	1,18	66	15,5	9,7
Серпень	19,7	1,206	2562	2751,99	7688	1,18	64	15,5	9,2
Вересень	14,3	1,229	2609	13000,66	22107,8	1,22	69	8,3	7
Жовтень	7,7	1,258	2538	5161,63	3401,2	1,22	77	8,3	5
Листопад	1,3	1,287	2470	3604,72	3537,25	1,22	86	8,3	3,6
Грудень	-3,4	1,309	2476	5722,87	15254,7	1,25	87	5,7	2,8

У випадку природної загальнообмінної вентиляції рушійною силою повітряних мас у приміщенні корівника буде гравітаційний тиск, значення якого визначається за відомим рівнянням [12, 13]

$$P_{gp} = g H (\rho_{зов} - \rho_{вн}), \text{ Па}, \quad (1)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с²; H – різниця позначок висот між рівнем вхідного та вихідного отворів, м; $\rho_{зов}$ – густина зовнішнього повітря, кг/м³; $\rho_{вн}$ – густина внутрішнього повітря, кг/м³.

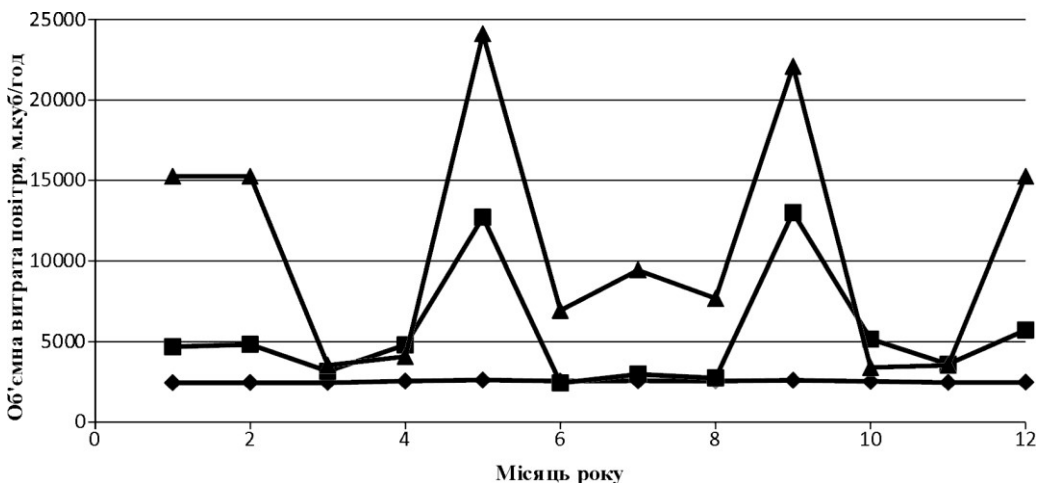


Рис. 3. Зміна повітрообміну по боротьбі з основними шкідливостями в приміщенні корівника по різним місяцям року:

- ◆ – повітрообмін для боротьби зі шкідливими газами, м³/год;
- – повітрообмін для боротьби з надлишковими вологовиділеннями, м³/год;
- ▲ – повітрообмін для боротьби з надлишковими тепловиділеннями, м³/год

При природній вентиляції розрахунковий гравітаційний тиск, визначений за формулою (1), витрачається на подолання місцевих опорів вхідного та вихідного вентиляційного отворів у процесі переміщення повітряних мас в об'ємі приміщення корівника. Тобто можна записати

$$P_{zp} = \Delta P_{вих} + \Delta P_{ex}, \text{ Па}, \quad (2)$$

де $\Delta P_{вих}$ – місцеві втрати тиску у вихідному вентиляційному отворі корівника, Па, які визначають за відомою формулою

$$\Delta P_{вих} = \xi_{вих} \rho \omega_{вих}^2 / 2, \text{ Па}, \quad (3)$$

де $\xi_{вих}$ – коефіцієнт місцевого опору вихідного вентиляційного отвору; $\omega_{вих}$ – швидкість повітря в цьому отворі, м/с.

Місцеві втрати тиску у вхідному вентиляційному отворі корівника визначають аналогічно:

$$\Delta P_{ex} = \xi_{ex} \rho \omega_{ex}^2 / 2, \text{ Па}, \quad (4)$$

де ξ_{ex} – коефіцієнт місцевого опору вхідного вентиляційного отвору; ω_{ex} – швидкість повітря в цьому отворі, м/с.

Тоді з урахуванням рівнянь (3) та (4) рівняння (2) набуде вигляду:

$$P_{zp} = \xi_{вих} \frac{\rho \omega_{вих}^2}{2} + \xi_{ex} \frac{\rho \omega_{ex}^2}{2}, \text{ Па}. \quad (5)$$

З урахуванням рівняння нерозривності потоку формула (5) набуде вигляду

$$P_{zp} = \xi_{вих} \frac{\rho}{2} \left(\frac{L}{3600 f_1} \right)^2 + \xi_{вх} \frac{\rho}{2} \left(\frac{L}{3600 f_2} \right)^2, \text{ Па}, \quad (6)$$

де f_1 та f_2 – відповідно, площа вихідного та вхідного вентиляційних отворів, м^2 ; L – об’ємна витрата вентиляційного повітря, що циркулює через приміщення корівника під дією гравітаційного тиску, $\text{м}^3/\text{год}$. З рівняння (6)

$$L = \sqrt{\frac{2P_{zp}/\rho}{\xi_{вих} \left(\frac{1}{3600 f_1} \right)^2 + \xi_{вх} \left(\frac{1}{3600 f_2} \right)^2}}, \text{ м}^3/\text{год}. \quad (7)$$

Як видно з рівнянь (1) та (7), основними параметрами, що визначають продуктивність природної загальнообмінної вентиляції, є температура зовнішнього та внутрішнього повітря. Остання визначається тепловим та повітряним режимом приміщення. Відповідно до прийнятої схеми теплових потоків (рис. 4), тепловий режим приміщення неопалюваного корівника в першому наближенні можна характеризувати рівнянням [14]

$$Q_{c.p.} + c G t_{вх} + Q_{явне} + Q_{осв} = Q_{о.к.} + Q_{випар} + c G t_{вих}, \text{ Вт}, \quad (8)$$

де $Q_{c.p.}$ – теплонадходження від сонячної радіації, Вт; $c G t_{нов}$ – теплонадходження з припливним повітрям, Вт; c – теплоємність повітря, Дж/(кг К); G – масова витрата повітря у припливних та витяжних отворах, кг/с; $t_{вх}$ – температура припливного повітря, $^{\circ}\text{C}$; $Q_{явне}$ – потік явної теплоти, що виділяється тваринами, Вт; $Q_{осв}$ – потік теплоти, що надходить від освітлювальних та інших електричних приладів у приміщенні корівника, Вт; $Q_{о.к.}$ – тепловтрати крізь огорожувальні конструкції приміщення, Вт; $Q_{випар}$ – втрати явної теплоти, що перетворюється на приховану при випаровуванні вологи з відкритих і змочених поверхонь у приміщенні корівника, Вт; $c G t_{вих}$ – тепловтрати з повітрям, що видаляється з приміщення корівника, Вт; $t_{вих}$ – температура витяжного повітря, $^{\circ}\text{C}$.

За результатами сумісного розв’язання рівнянь (1), (7), (8) у програмному комплексі комп’ютерної алгебри MathCad одержано результати, які наведені на рис. 5-7.

З результатів, наведених на рис. 6, можна зробити висновок, що в окремі місяці року експлуатація будівлі в режимі відсутності опалення та діючої загальнообмінної природної вентиляції є недопустимою, оскільки температура на внутрішній поверхні огорожувальних конструкцій нижча за температуру точки роси. Як відомо, це призводитиме до погіршення теплозахисних властивостей зазначених конструкцій та утворення плісняви.

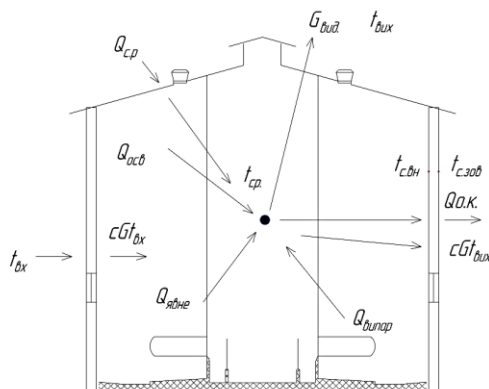


Рисунок 4. Схема теплових потоків в приміщенні для утримання великої рогатої худоби

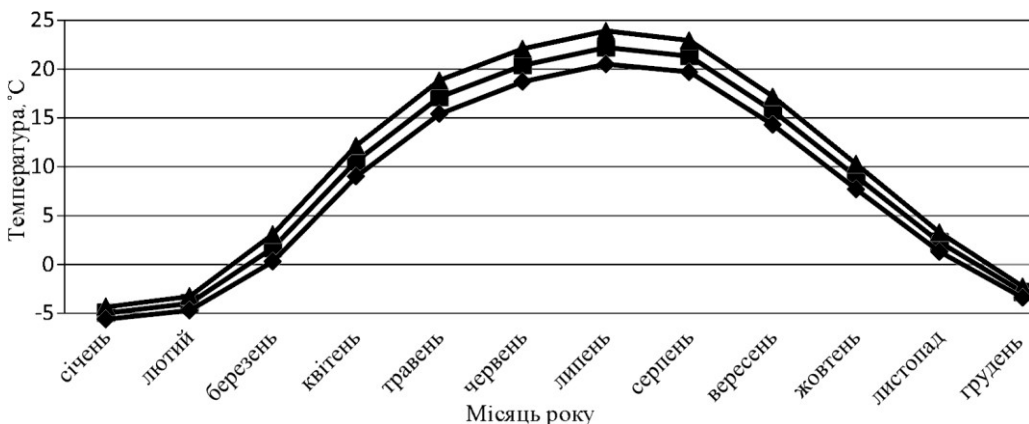


Рис. 5. Зміна температури повітря на вході, виході та всередині приміщення неопалюваного корівника за окремими місяцями року при природній вентиляції:

- — середня температура повітря в приміщенні корівника; ▲ — температура повітря на виході з приміщення корівника; ◆ — температура повітря на вході до приміщення корівника

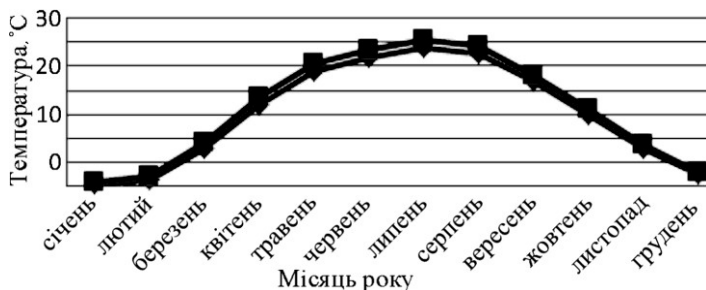


Рисунок 6. Зміна середніх температур на внутрішній та зовнішній поверхнях огорожувальних конструкцій приміщення неопалюваного корівника по окремим місяцям року при природній вентиляції:

- ◆ — середня температура на внутрішній поверхні огорожувальних конструкцій корівника;
- — середня температура на зовнішній поверхні огорожувальних конструкцій корівника

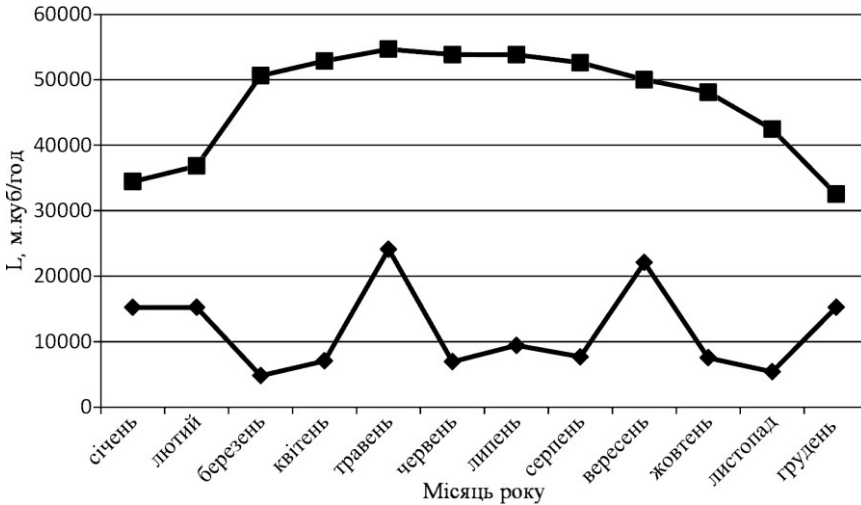


Рисунок 7. Зміна розрахункового повітрообміну (механічна вентиляція) та продуктивності гравітаційної вентиляції по окремим місяцям року:

◆ – розрахунковий повітрообмін, м³/год;
 ■ – повітрообмін за рахунок природного розрідження, м³/год

Для унеможливлення утворення конденсату на внутрішніх поверхнях огорожувальних конструкцій необхідно підтримувати потрібний температурний режим приміщення корівника за допомогою системи опалення.

Тепловий режим приміщення опалюваного корівника можна характеризувати рівнянням

$$Q_{c.p.} + c G t_{вх} + Q_{явне} + Q_{осв} + Q_{c.o.} = Q_{o.k.} + Q_{витар} + c G t_{вих}, \text{ Вт}, \quad (9)$$

де $Q_{c.o.}$ – теплонадходження від системи опалення, Вт.

Результати розв'язання рівняння (9) з урахуванням рівнянь (1) і (7) у програмному комплексі комп'ютерної алгебри MathCad приведені на рис. 8-10.

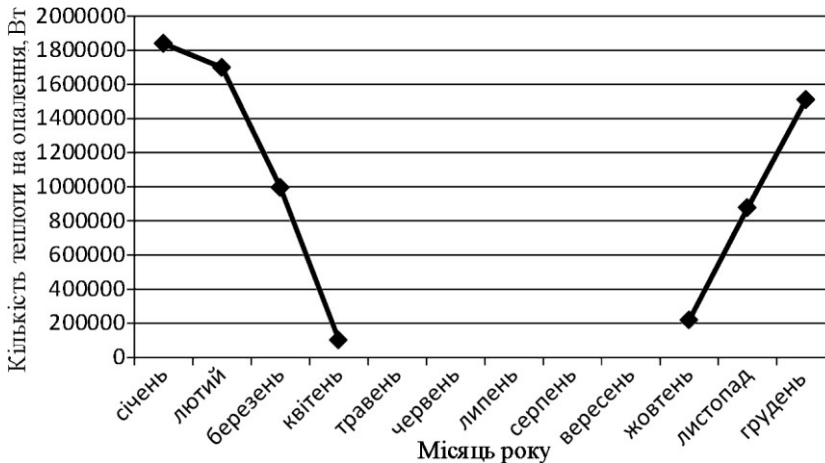


Рисунок 8. Витрата теплової енергії на опалення корівника по окремим місяцям року

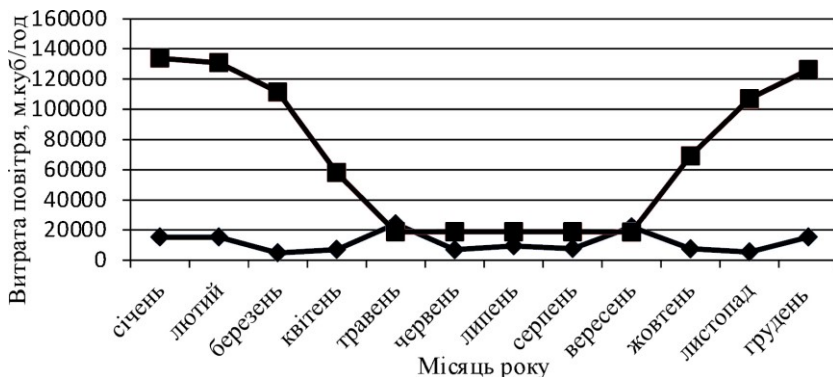


Рисунок 9. Порівняння розрахункового повітрообміну та повітрообміну за рахунок природної вентиляції по окремим місяцям року в приміщенні опалюваного корівника:

◆ — розрахунковий повітрообмін, м³/год;
 ■ — повітрообмін за рахунок природної вентиляції, м³/год

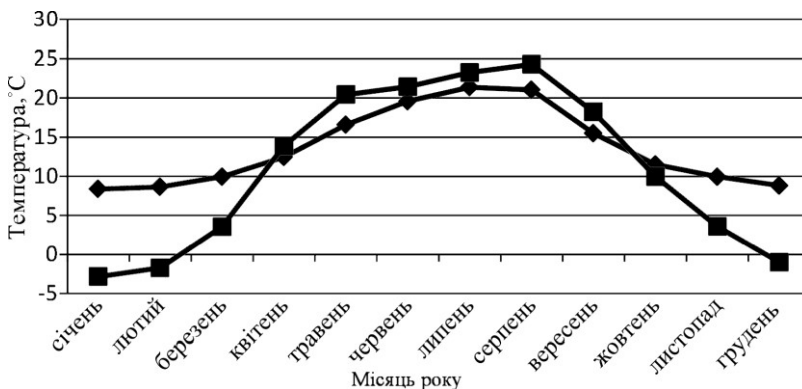


Рис. 10. Зміна середніх температур на внутрішній та зовнішній поверхнях огорожувальних конструкцій приміщення опалюваного корівника по окремим місяцям року при природній вентиляції:

◆ — середня температура на внутрішній поверхні огорожувальних конструкцій корівника;
 ■ — середня температура на зовнішній поверхні огорожувальних конструкцій корівника

Висновки. Наведені результати аналітичних розрахунків свідчать про можливість ефективного використання в корівнику розглянутої конструкції в опалювальний період природної загальнообмінної вентиляції без залучення механічної вентиляції. Таке рішення дає можливість суттєвого скорочення річного споживання електричної енергії електричними приводами вентиляційних агрегатів системи загальнообмінної примусової вентиляції. У той же час, поза опалювальним періодом роботу природної вентиляції необхідно дублювати системами примусової вентиляції.

Література

1. Fediai B. Calculation of air exchange to reduce CO₂ by periodic ventilation of cattle buildings / B. Fediai, D. Guzyk // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури.* – 2016. – Вип. 20. – с. 54-61.
2. Строй А. Ф. Теплоснабжение и вентиляция сельскохозяйственных зданий и сооружений / А. Ф. Строй. – Киев: Вища школа, 1983. – 215с.
3. Marucci A. The heat stress for workers employed in a dairy farm / A. Marucci, D. Monaco, M. Cecchini, A. Colantoni, D.E. Giacinto, A. Cappuccini // *Agricultural Engineering.* – 2013. – № XLIV.
4. Sharp G.M. Ventilation of cattle and sheep buildings. Technical Note / G.M. Sharp. – SAC, 2008.
5. Armstrong D.V. 1994. Heat stress interaction with shade and cooling / *J. Dairy Sci.* 77:2044–2050.
6. Федяй Б. М. Повітрообмін в тваринницьких приміщеннях з гумовим підлого-вим покриттям / Б. М. Федяй // *Енергетика та автоматика.* – 2014. – №4. – с. 109-118.
7. Dairy and beef ventilation. Technical report [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.hydor.co.uk/ebookchures/dairy_ventilation.pdf.
8. Егизаров А. Г. Отопление и вентиляция зданий и сооружений сельскохозяйственного комплекса / А. Г. Егизаров. – Москва. – Стройиздат, 1981. – 239 с.
9. Robertson J. Better Cattle Housing Design / J. Robertson. – BRP, 2013.
10. Gooch C. Dairy Freestall Barn Design – A Northeast Perspective / C. Gooch, Ninth Annual Fall Dairy Conference, 2008.
11. Flaba J. Design Recommendations of Beef Cattle Housing / J. Flaba, CIGR, 2004.
12. Староверов И. Г. Внутренние санитарно-технические устройства. Часть II. Вентиляция и кондиционирование воздуха / И.Г. Староверов. – Москва. – Стройиздат, 1977.
13. Щекин Р. В. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга 2-ая. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Р.В. Щекин. – Київ. – Будівельник, 1976.
14. Федяй Б. М. Моделювання теплового режиму будівель при кооперованому утриманні тварин / Б. М. Федяй, О. Д. Гузик, Д. В. Гузик // *Науковий вісник будівництва: зб. наук. пр. / Харківський державний технічний університет будівництва та архітектури.* – 2012. – Вип. 70. – с. 389-395.

References

1. Fediai B., Guzyk D. “Calculation of air exchange to reduce CO₂ by periodic ventilation of cattle buildings.” *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohapostachannia: Naukovo-tekhnychnyi zbirnyk*, Iss. 20, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2016, pp. 54-61.
2. Stroi A. F. *Teplosnabzhenye y ventyliatsiia selskokhoziaistvennykh zdanyi y sooruzhenyi.* Vyshcha shkola, 1983.
3. A. Marucci, D. Monaco, M. Cecchini, A. Colantoni, D.E. Giacinto, A. Cappuccini. “The heat stress for workers employed in a dairy farm.” *Agricultural Engineering*, no. XLIV, 2013.
4. Sharp G.M. *Ventilation of cattle and sheep buildings. Technical Note*, SAC, 2008.
5. Armstrong D.V. 1994. Heat stress interaction with shade and cooling / *J. Dairy Sci.* 77:2044–2050.

6. Fediai B. M. "Povitroobmin v tvarynnytskykh prymishchenniakh z humovym pidlohovym pokryttiam." *Enerhetyka ta avtomatyka*, no. 4, 2014, pp. 109-118.
7. Dairy and beef ventilation. Technical report, http://www.hydor.co.uk/ebrochures/dairy_ventilation.pdf.
8. Egizarov A. G. *Otoplenye i ventilyatsiya zdaniy i sooruzhenii sel'skokhoziaistvennogo kompleksa*. Stroiizdat, 1981.
9. Robertson J. *Better Cattle Housing Design*, BRP, 2013.
10. Gooch C. *Dairy Freestall BarnDesign – A Northeast Perspective*, Ninth Annual Fall Dairy Conference, 2008.
11. Flaba J. *Design Recommendations of Beef Cattle Housing*, CIGR, 2004.
12. Staroverov I. G. *Vnutrennie sanytarно-tekhnicheskie ustroystva. Chast II. Ventilyatsiia i konditsionirovanie vozdukha*, Stroiizdat, 1977.
13. Shechekin R. V. *Spravochnik po teplosnabzheniiu i ventilyatsii. Kniga 2-aia. Ventilyatsiia i konditsionirovanie vozdukha*, Budivelnik, 1976.
14. Fediai B.M., Huzyk O.D., Huzyk D.V. "Modeliuvannia teplovoho rezhymu budivel pry kooperovanomu utrymanni tvaryn." *Naukovyi visnyk budivnytstva: zbirnyk naukovykh prats*, Iss. 70, Kharkivskiy derzhavnyi tekhnichnyi universytet budivnytstva ta arkhitektury, 2012, pp. 389-395.

УДК 697.95

Аналитическое исследование эффективности работы естественной общеобменной вентиляции в помещениях для содержания крупного рогатого скота

Б. Н. Федяй¹, Д. В. Гузик², А. В. Макаренко³

¹ к.т.н., доцент, Полтавский национальный технический университет имени Юрия Кондратюка, Полтава, Украина, fed_bn@ukr.net

² к.т.н., доцент, Полтавский национальный технический университет имени Юрия Кондратюка, Полтава, Украина, guzikd64@ukr.net

³ к.т.н., доцент, Полтавский национальный технический университет имени Юрия Кондратюка, Полтава, Украина, saha.makar.g@gmail.com

Аннотация. В энергетическом балансе помещений для содержания крупного рогатого скота эксплуатационные затраты на работу общеобменной вентиляции составляют около 30%. В статье проанализирована возможность повышения эффективности систем общеобменной вентиляции помещения для содержания крупного рогатого скота за счет перехода с механической на естественную вентиляцию в отдельные периоды года. Анализ основан на совместном решении уравнений теплового и воздушного балансов помещения коровника и аналитическом исследовании изменения производительности системы естественной вентиляции при изменении температуры наружного воздуха в разные периоды года. Комбинация механической и естественной вентиляции существенно сокращает годовое потребление электрической энергии двигателями вентиляционных агрегатов общеобменной принудительной вентиляции. Вне отопительного периода работу естественной вентиляции необходимо дублировать системами принудительной вентиляции.

Ключевые слова: механическая вентиляция, естественная вентиляция, энергоэффективность, крупный рогатый скот

UDC 697.95

An Analytical Study of the Efficiency of the Natural General Ventilation of Cattle Building

B. M. Fediai¹, D. V. Guzyk², O. V. Makarenko³

¹PhD, docent, Poltava National Technical Yuri Kondratiuk University, Poltava, Ukraine, fed_bn@ukr.net

²PhD, docent, Poltava National Technical Yuri Kondratiuk University, Poltava, Ukraine, guzikd64@ukr.net

³PhD, docent, Poltava National Technical Yuri Kondratiuk University, Poltava, Ukraine, saha.makar.g@gmail.com

Abstract. Operating costs for the work of general ventilation systems is about 30 % in the energy balance of premises for keeping cattle. The possibility of increasing the efficiency of general ventilation of the premises for keeping cattle due to the transition from mechanical to natural ventilation in certain period of the year is analysed in the article. The analysis is based on a compatible solution of equations of heat and air balance in cowshed and analytical productivity of changes of natural ventilation when the outdoor temperature of air is different in each season. The combination of mechanical and natural ventilation significantly reduces the annual consumption of electric energy by the engines of ventilation units of general forced ventilation. Outside the heating period, the operation of natural ventilation must be duplicated by forced ventilation systems.

Key words: mechanical ventilation, natural ventilation, energy efficiency, cattle.

Надійшла до редакції 21 квітня 2017 р.

УДК 620.91:004.94

Дослідження однофазної неізотермічної фільтрації в геотермальних циркуляційних системах

І. Е. Фуртат¹, О. М. Кравчук²

¹к.т.н., доц. НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», м. Київ, Україна, i.e.furtat@gmail.com

²студ. НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», м. Київ, Україна, o.m.kravchuk@ukr.net

Анотація. В даній статті розглянуто геометричну модель геотермального пористого пласту, основні допущення, які приймають при комп'ютерному моделюванні подібних систем та теплофізичну модель руху і теплообміну рідини в пористих тілах. Геометрична модель пласту побудована в програмному середовищі SolidWorks. Даний етап роботи є підготовчим. Він необхідний для проведення комп'ютерного моделювання температурного поля пласту. Подальші дослідження розподілу температури в пласті протягом певного періоду допоможуть оцінити час нормальної експлуатації (без втрати запланованої теплової потужності) геотермальної циркуляційної системи. Робота має дуже важливе практичне значення для промислового освоєння екологічно чистої технології використання геотермальних ресурсів шляхом створення циркуляційних систем. Результати можуть бути використані при оптимізації параметрів геотермальних установок.

Ключові слова: теплофізична модель, геотермальна циркуляційна система, температурне поле, однофазна фільтрація.

Вступ. Україна належить до енергодефіцитних країн і задовольняє потреби в первинних паливно-енергетичних ресурсах за рахунок власного видобутку не більше, ніж на третину (без урахування енергії атомних електростанцій). У зв'язку з цим використання відновлюваних джерел енергії є важливим напрямком енергетичної політики. Україна має значний потенціал геотермальних ресурсів, до яких відносять, насамперед, термальну воду та теплоту нагрітих сухих гірських порід. Крім того, до перспективних для використання в промислових обсягах можливо віднести ресурси термальної води, яка видобувається разом з нафтою та газом на відповідних родовищах. Згідно з прогнозними оцінками, технічно доступний потенціал енергії геотермальних вод дасть змогу виробляти щороку 13,5 млрд. кВт·год теплової енергії і 2,3 млрд. кВт·год електричної, що еквівалентно економії близько 2,0 млрд. м³ природного газу на рік.

Актуальність дослідження. Існуючі в Україні системи геотермальних циркуляційних систем (ГЦС) є недосконалими. Вони характеризуються невисоким дебітом свердловин (10-20 кг/с), при яких дана система теплопостачання є економічно не вигідною. Необхідні системи з більш ефективними методами перетворення геотермальної енергії. Тому розробка нових науково-технічних рішень щодо ефективного використання геотермальних ресурсів є актуальною задачею.

Останні дослідження та публікації. У роботі [1] розглядалася термогідродинамічна модель процесу неізотермічної фільтрації води та наведені дані чисельного моделювання температурного поля в пористому шарі. Результати комп'ютерного моделювання процесів теплообміну в підземному колекторі за

допомогою пакету Phoenix представлено в роботі [2]. Однак, недостатня узгодженість отриманих даних потребує проведення додаткових досліджень.

Формулювання цілей статті. Важливим фактором при оцінці ефективності роботи геотермальної циркуляційної системи є період її експлуатації. Наразі відчувається дефіцит експериментальних даних про розподіл температури у водоносному пласті при довготривалому періоді експлуатації установки. У лабораторних умовах неможливо повністю відтворити реальні процеси, що протікають у підземних колекторах, а проведення натурних експериментів є економічно невигідним. Тому значну роль у дослідженні процесів, що протікають у геотермальних системах, відіграють методи чисельного моделювання.

Основна частина. Об'єкт дослідження – водоносний пористий пласт, який залягає на глибині 4200...4380 м від поверхні землі та обмежений непроникними гірськими масивами. Пласт сполучений з трубними системами для транспортування геотермальної води: три свердловини для підйому, інші три – для повернення та нагнітання теплоносія до пласта. Їхній внутрішній діаметр становить 0,196 м. У геотермальній системі відбувається циркуляція рідини в напрямку від нагнітальних свердловин до підйомних. Температура пласту в початковий момент становила 167 °С, тиск – 53 МПа. Максимальна витрата теплоносія у свердловині – 0,075 м³/с.

Оскільки з водоносного шару відбирається нагріта вода та закачується холодна – в системі виникає нестационарне поле температури та тиску. Пориста структура пласту є складною системою порожнин. У даному випадку пористість пласта становила 10 %, проникність – $0,5 \cdot 10^{-13}$. Фільтрація рідини в пласті відбувається з дуже маленькими швидкостями – порядку мікрометрів на секунду.

Модель геотермального пласту – це паралелепіпед розміром 135×90×6. Реальна модель зменшена в масштабі 1:20. Діаметр свердловин та витрата води у свердловинах не змінювались для зручності проведення комп'ютерного моделювання. Пласт з усіх боків обмежений шаром теплоізоляції. Схема водоносного шару з розміщеними свердловинами наведена на рис. 1.

При моделюванні були прийняті наступні припущення:

- пласт однорідний та ізотропний;
- теплопровідність у пласті відсутня (оскільки вплив теплопровідності на розподіл температури є дуже малим);
- потік суцільний – рідина займає весь об'єм пористого середовища;
- пласт обмежений шаром теплоізоляції з усіх боків.

Теплофізична модель процесів руху та теплообміну рідини в пористих тілах і свердловинах описується наступною системою рівнянь:

- рівняння нерозривності потоку у свердловині та пласті, відповідно:

$$\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v}{r} = 0; \quad (1)$$

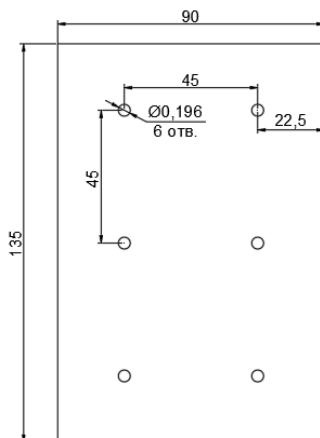


Рис. 1. Схема водоносного шару з розміщеними свердловинами

$$\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0; \quad (2)$$

- рівняння руху рідини в трубі – рівняння Нав'є-Стокса у свердловині:

$$\frac{\partial v}{\partial \tau} + w \frac{\partial v}{\partial z} + v \frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\nu_{eff} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} \right) \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(2r \nu_{eff} \frac{\partial v}{\partial r} \right); \quad (3)$$

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} + w \frac{\partial w}{\partial z} + v \frac{\partial w}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\nu_{eff} \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \nu_{eff} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial z} \right); \quad (4)$$

- те ж у пласті:

$$\frac{\partial v}{\partial \tau} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \tau_x \tau_y; \quad (5)$$

- рівняння теплопровідності в свердловині та пласті, відповідно:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right); \quad (6)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right); \quad (7)$$

Оскільки середовище протікає крізь пористе тіло, то вплив його на параметри течії моделюється з урахуванням гідравлічного опору, який визначається за формулою:

$$S = -k \delta \rho u; \quad (8)$$

де δ – товщина пористого тіла, ρu – динамічний напір; k – вектор сили опору пористого тіла, що визначається властивостями пористого матеріалу, а саме, типом проникності та гідравлічним опором за характерними напрямками проникності:

$$k = \frac{\Delta P \cdot S}{m \cdot l}; \quad (9)$$

де ΔP – перепад тиску між протилежними сторонами пористого тіла у формі паралелепіпеда у зворотному напрямку, Па; m – масова витрата крізь тіло в даному напрямку, кг/с; S – площа поперечного перерізу, м²; l – довжина тіла в даному напрямку, м.

Перепад тиску ΔP задається залежністю від m , S і l є постійними. Замість масової витрати можна задати об'ємну витрату Q . У цьому випадку:

$$m = \rho Q. \quad (10)$$

Геометрична 3D модель пласту побудована в системі тривимірного моделювання SolidWorks і наведена на рис 2.

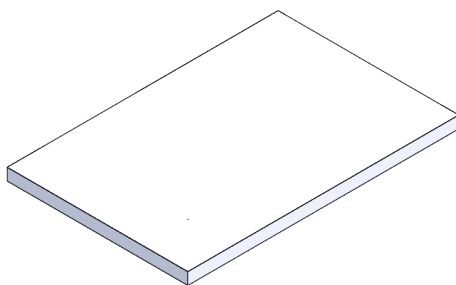


Рис. 2. Геометрична 3D модель пласту

Висновки. Створена теплофізична модель геотермального пористого шару, а також геометрична 3D модель. Адекватність даної моделі буде перевірена в комп'ютерному моделюванні процесів теплообміну в водоносному пористому шарі.

Перспективи подальших досліджень. В подальших дослідженнях буде проведено комп'ютерне моделювання температурного поля водоносного пористого шару в середовищі SolidWorks Flow Simulation та визначений період експлу-

атації геотермальної циркуляційної системи. Для верифікації отриманих результатів буде виконано чисельне моделювання розподілу температури в пласті.

Література

1. Долинский А. А. Процессы фильтрации геотермального теплоносителя в пористом слое / А. А. Долинский, Б. И. Басок, А. А. Авраменко // Промышленная теплотехника. – 2009. Т.31, №5.
2. Сапрыкина Н. Ю. Математическое моделирование изменения температурного поля грунта в режиме работы ТНУ / Н. Ю. Сапрыкина, П. В. Яковлев // Прикаспия: инженерно-строительный вестник. – 2015. - №1(11).

References

1. Dolynskiy A. A., Basok B. Y., Avramenko A. A. “Protsessy fyltratsii geotermalnogo teplonosytelia v porystom sloe.” *Promyshlennaiia teplotekhnika*, no. 5, 2009.
2. Saprykina N. Yu., Yakovlev P. V. “Matematycheskre modelyrovanye yzmeneniya temperaturnoho polia hrunta v rezhyme raboty TNU.” *Prykaspia: ynzhe-nerno-stroytelny vestnyk*, no. 1(11), 2015.

УДК 620.91:004.94

Исследование однофазной неизотермической фильтрации в геотермальных циркуляционных системах

І. Э. Фуртат¹, О. М. Кравчук²

¹к.т.н., доц. НТУУ «КПИ им. И. Сикорского», г. Киев, Украина, i.e.furtat@gmail.com

²студ. НТУУ «КПИ им. И. Сикорского», г. Киев, Украина, o.m.kravchuk@ukr.net

Аннотация. В данной статье рассмотрены геометрическая модель геотермального пористого пласта, основные допущения, которые принимают при компьютерном моделировании подобных систем и теплофизическая модель движения и теплообмена жидкости в пористых телах. Геометрическая модель пласта построена в программной среде SolidWorks. Данный этап работы является подготовительным и необходимым для проведения компьютерного моделирования температурного поля пласта. Дальнейшие исследования распределения температуры в пласте в течение определённого периода помогут оценить время нормальной эксплуатации (без потери запланированной тепловой мощности) геотермальной циркуляционной системы. Работа имеет очень важное практическое значение для промышленного освоения экологически чистой технологии использования геотермальных ресурсов путём создания циркуляционных систем. Результаты могут быть использованы при оптимизации параметров геотермальных установок.

Ключевые слова: физическая модель, геотермальная система, температурное поле, однофазная фильтрация.

UDC 620.91:004.94

Investigation of Single-Phase Non-Isothermal Filtration in the Geothermal Circulation Systems

I. Furtat¹, O. Kravchuk²

¹Candidate of Engineering Sciences NTUU "Igor Sikorsky KPI", Kyiv, Ukraine, i.e.furtat@gmail.com

²student NTUU "Igor Sikorsky KPI", Kyiv, Ukraine, o.m.kravchuk@ukr.net.

Abstract. In this article, there are geometric model of geothermal porous layer, basic assumptions that accept computational similar systems and thermophysical model of motion and heat transfer of fluids in porous solids. The geometrical model of the layer is built in the software environment SolidWorks. This phase of work is a preparatory and necessary during the computer simulation of the temperature field of the layer. Further study of the temperature distribution in the reservoir over a period of time will help evaluate normal operation (without loss of planned thermal power) of the geothermal circulation system. The work has very important practical significance for the industrial development of ecologically friendly technologies using geothermal resources by creating circulation systems. The results can be used to optimize the parameters of geothermal installations.

Keywords: physical model of the geothermal system, temperature field, single-phase filtration.

Надійшла до редакції 18 квітня 2017 р.

УДК 620.91:004.94

Комп'ютерне моделювання температурного поля термальної води в пористому пласті

І. Е. Фуртат¹, О. М. Кравчук²

¹к.т.н., доц. НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», м. Київ, Україна, i.e.furtat@gmail.com

²студ. НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», м. Київ, Україна, o.m.kravchuk@ukr.net

Анотація. У даній статті представлені результати комп'ютерного моделювання температурного поля термальної води в пористому пласті. Дослідження проводились за допомогою програмного забезпечення SolidWorks Flow Simulation. У роботі описана методика побудови геометричної моделі та розрахункової сітки. Для верифікації відсутності значного впливу теплопровідності пласти на розподіл температури термальної води проведені додаткові дослідження. Отримані графічні залежності розподілу температури при заданих параметрах та умовах експлуатації показали, що з часом відбувається «втягування» температурного поля в напрямку підйомних свердловин. Встановлено, що ефективність даної геотермальної циркуляційної системи погіршується через 24 роки. У подальших дослідженнях буде проведено зіставлення отриманих даних з результатами чисельного моделювання. Результати можуть бути використані при вдосконаленні технології видобутку та використання геотермальної енергії.

Ключові слова: комп'ютерне моделювання, геотермальна циркуляційна система, температурне поле, однофазна фільтрація.

Вступ. Дефіцит органічного палива є однією з причин енергетичної кризи в Україні. Окрім цього, паливно-енергетичні ресурси є основним джерелом шкідливого впливу на навколишнє середовище. Одним з перспективних напрямків вирішення даних проблем є використання геотермальних ресурсів. За допомогою термальної підземної води сьогодні можна опалювати не тільки поодинокі будинки та підприємства, але й цілі міста, що дозволить уникнути залежності від постійного зростання цін на нафту й газ, а також покращити екологічну ситуацію. У багатьох європейських країнах використання геотермальних джерел енергії як важливої альтернативи органічному паливу впродовж останніх років стало пріоритетом енергетичної політики.

Актуальність дослідження. Україна має значний потенціал геотермальної енергії. Проте практичне використання цих запасів дуже невелике. Одна з ключових проблем – відсутність достатньої кількості наукових даних про зміну температури термальної води в процесі експлуатації геотермальної циркуляційної системи (ГЦС). Оптимальним рішенням при дослідженні теплових процесів у водоносному пласті є застосування математичного моделювання, яке дозволяє отримати необхідні результати за короткий термін та з мінімальними затратами.

Останні дослідження та публікації. Моделюванню процесів теплопереносу в геотермальних системах присвячена велика кількість робіт, серед яких роботи [1-3]. Значна розбіжність отриманих результатів пов'язана зі складністю гідродинамічних, теплообмінних і фільтраційних процесів у свердловинах підзе-

мних геотермальних циркуляційних систем та потребує проведення додаткових досліджень.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є моделювання температурного поля геотермального пласту при закачуванні в нього охолоджувальної рідини за допомогою пакету SolidWorks Flow Simulation. Отримані дані необхідні для визначення основних технологічних параметрів геотермальної системи (зміни температури) при її тривалій експлуатації.

Основна частина. Геометрична модель геотермального пласту побудована в програмі SolidWorks та є паралелепіпедом розміром $135 \times 90 \times 6$. Реальна модель зменшена в масштабі 1:20. Пласт з'єднаний з шістьма вертикальними свердловинами, за допомогою яких відбувається транспортування термальної води: три свердловини для підйому, інші три – нагнітання теплоносія до пласта.

Важливим етапом комп'ютерного моделювання є створення розрахункової сітки. У системі SolidWorks Flow Simulation розрахункова сітка створюється автоматично. Сітка повністю визначається установками поділу – найменшим розміром комірок, які можуть вийти в результаті поділу. Для збільшення точності розрахунків у місцях підйомної та нагнітальної свердловин створена додаткова локальна сітка. На рис. 1 наведена розрахункова сітка, виконана в середовищі SolidWorks Flow Simulation.

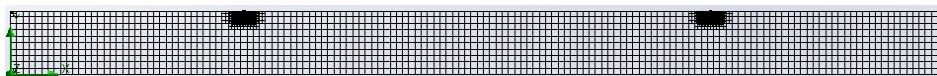


Рис. 1. Розрахункова сітка

Задача нестационарна. Тверді межі розрахункової області задані як адіабатні стінки ($q = 0$). Тиск у пласті 53 МПа, пористість 10 %, початкова температура пласту 167°C . Максимальна витрата теплоносія у свердловині $0,075 \text{ м}^3/\text{с}$.

При моделюванні теплопровідністю пласту нехтували, оскільки вплив її на розподіл температури теплоносія є дуже малим. Для верифікації було виконано моделювання геотермального пласту при наведених вище умовах. Як видно з рис. 2 значної розбіжності результатів не спостерігається.

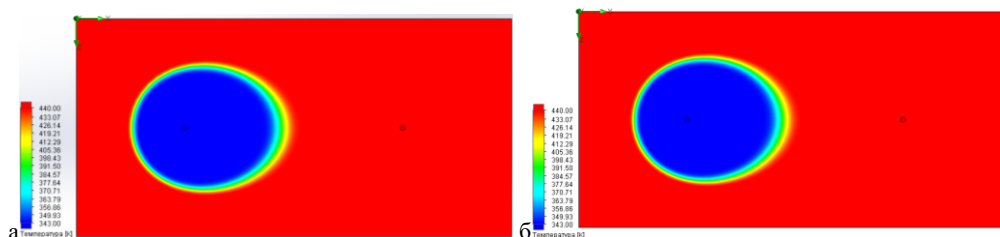


Рис. 2. Температурне поле термальної води в пласті
а – з врахування теплопровідності пласту, б – без врахування теплопровідності

У зв'язку з тим, що з пласту відбирається нагріта вода, а під дією зовнішнього тиску закачується холодна, у ньому виникають нестационарні поля температури та тиску.

У початковий період часу в пласті реалізується природний фільтраційний рух нагрітої рідини з температурою 167 °С. Потім у свердловини закачують рідину з температурою 70 °С та витратою 0,075 м³/с. Розподіл температури в геотермальній циркуляційній системі починає змінюватися. Біля нагнітальних свердловин утворюється циліндрична зона охолодження, протяжність якої з плином часу поступово збільшується.

З часом вся область пласту між підйомними та нагнітальними свердловинами розділяється на три зони: біля нагнітальних свердловин геотермальна циркуляційна система має температуру 70 °С, біля підйомних свердловин – 167 °С, – а в проміжній зоні температура змінюється від 70 °С до 167 °С. При цьому протяжність холодної зони постійно збільшується. Дослідження проводилися доки температура в підйомній свердловині не почала зменшуватися.

Результати дослідження розподілу температури теплоносія через 10 та 24 роки роботи геотермальної циркуляційної системи представлено на рис. 3-4. З результатів моделювання видно, що з часом відбувається «втягування» температурного поля в напрямку підйомних свердловин.

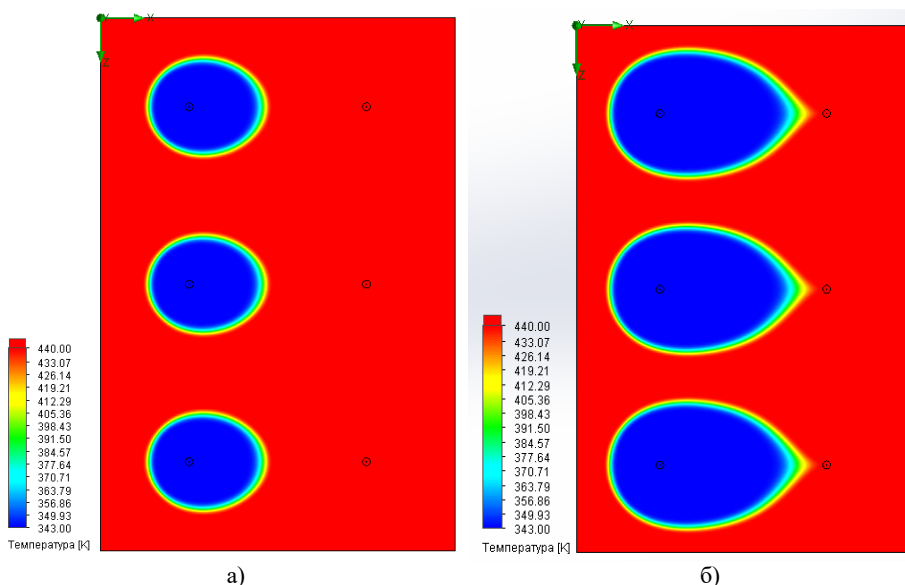


Рис. 3. Розподіл температури теплоносія в геотермальном пласті (вигляд зверху)
а – після 10 років роботи ГЦС, б – після 24 років роботи ГЦС.

При досягненні зниження температурного фронту підйомної свердловини, теплові показники установки погіршуються. У даному дослідженні це відбувається через 24 роки.

Висновки. Отриманий розподіл температурного поля термальної води та проведений аналіз процесу її охолодження. Встановлено, що ефективність даної геотермальної циркуляційної системи погіршується через 24 роки. Спостерігається асиметричність нестационарного температурного поля теплоносія в напрямку підйомних свердловин.

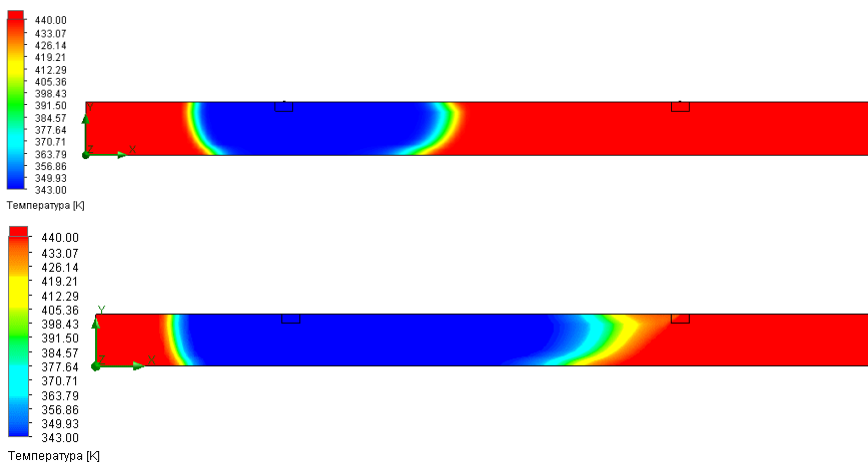


Рис. 4 – Розподіл температури теплоносія в геотермальному пласті (вигляд збоку)
а – після 10 років роботи ГЦС; б – після 24 років роботи ГЦС.

Перспективи подальших досліджень. В подальших дослідженнях буде проведено визначення розподілу температурного поля води в пласті чисельним методом з метою верифікації результатів комп’ютерного моделювання.

Література

1. Сапрыкина Н. Ю. Математическое моделирование изменения температурного поля грунта в режиме работы ТНУ / Н. Ю. Сапрыкина, П. В. Яковлев // Инженерно-строительный вестник Прикаспия. – 2015. – №1(11). – с. 69-73.
2. Резакова Т. А. Динамика температурного поля в подземном пористом пласте при закачке и откачке геотермальной жидкости / Т. А. Резакова // Пром. теплотехника. – 2010. – № 6 – с. 71-75.
3. Авдонин Н. А. О различных методах расчета температурного поля пласта при тепловой инжекции / Н. А. Авдонин // Известия ВУЗов.– 1964. – №8 – с. 38-46.

References

1. Saprykina N. Iu., Yakovlev P. V. “Matematycheskoe modelirovanie izmeneniyia temperaturnogo polia hruntf v rezhyme raboty TNU.” *Inzhenerno-stroitelnyi vestnik Prykaspia*, Iss. 1(11), 2015, pp. 69-73.
2. Rezakova T. A. “Dinamika temperaturnogho polia v podzemnom poristom plaste pri zakachke i otkachke heotermalnoi zhidkosti.” *Promyshlennaia teplotekhnika*, no.6, 2010, pp. 71-75.
3. Avdonin N. A. “O razlichnykh metodakh rascheta temperaturnogo polia plasta pri teplovoi inzhektsii.” *Izvestiya VUZov*, no.8, 1964, pp. 38-46.

УДК 620.91:004.94

Компьютерное моделирование температурного поля термальной воды в пористом пласте

І. Э. Фуртат¹, О. М. Кравчук²

¹к.т.н., доц. НТУУ «КПИ им. И. Сикорского», г. Киев, Украина, i.e.furtat@gmail.com

²студ. НТУУ «КПИ им. И. Сикорского», г. Киев, Украина, o.m.kravchuk@ukr.net

Аннотация. В данной статье представлены результаты компьютерного моделирования температурного поля термальной воды в пористом пласте. Исследования проводились с помощью программного обеспечения SolidWorks Flow Simulation. В работе описана методика построения геометрической модели и расчётной сетки. Для верификации отсутствия значительного влияния теплопроводности пласта на распределение температуры термальной воды проведены дополнительные исследования. Полученные графические зависимости распределения температуры при заданных параметрах и условиях эксплуатации показали, что со временем происходит «вытягивание» температурного поля в направлении подъёмных скважин. Установлено, что эффективность данной геотермальной циркуляционной системы ухудшается через 24 года. В дальнейших исследованиях будет проведено сопоставление полученных данных с результатами численного моделирования. Результаты могут быть полезными при совершенствовании технологии добычи и использования геотермальной энергии.

Ключевые слова: компьютерное моделирование, геотермальная циркуляционная система, температурное поле, однофазная фильтрация.

UDC 620.91:004.94

Computer Modelling of Temperature Field of Thermal Water in Porous Reservoir

I. Furtat¹, O. Kravchuk²

¹Candidate of Engineering Sciences NTUU "Igor Sikorsky KPI", Kyiv, Ukraine, i.e.furtat@gmail.com

²student NTUU "Igor Sikorsky KPI", Kyiv, Ukraine, o.m.kravchuk@ukr.net

Abstract. The article presents the results of computer simulation of the temperature field of thermal water in a porous layer. Researches were conducted in the program SolidWorks Flow Simulation. In the work, the method of construction of geometric models and computational grid is described. For verification of the absence of significant effect of the layer, heat conduction on temperature distribution of thermal water there is an additional research. The resulting graphical dependency of the temperature distribution at the given parameters and operating conditions have shown that over time there is a "pull" of the temperature field in the direction of lifting holes. It is established that the efficiency of geothermal circulation system deteriorating after 24 years. In further research will be carried out comparing the obtained data with the results of numerical modelling. The results can be used to improve the production technology and the use of geothermal energy.

Keywords: computer simulation, geothermal circulation system, temperature field, single-phase filtration.

Надійшла до редакції 18 квітня 2017 р.

УДК 620.91:004.94

Моделювання однофазної неізотермічної фільтрації в підземних циркуляційних системах

І. Е. Фуртат¹, О. М. Кравчук²

¹к.т.н., доц. НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», м. Київ, Україна, i.e.furtat@gmail.com

²студ. НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», м. Київ, Україна, o.m.kravchuk@ukr.net

Анотація. Для підвищення техніко-економічних показників геотермальних установок необхідне проведення комплексних досліджень за допомогою чисельних методів. У даній роботі розглянута математична модель однофазної неізотермічної фільтрації та запропонована методика моделювання переміщення температурного фронту при неізотермічній фільтрації, яка базується на нерозривності потоку рідини. Даний етап дозволяє визначити основні технологічні параметри геотермальної установки (температура та тиск теплоносія), спрогнозувати теплові процеси в підземних циркуляційних системах та визначити режим експлуатації, який забезпечить ефективне вилучення геотермальної енергії. Чисельне рішення задачі неізотермічної фільтрації представлено методом та верифікація отриманих даних буде виконана в подальших дослідженнях. Практична цінність роботи полягає в можливості використання отриманих результатів у науково-дослідних та проектних організаціях при оптимізації параметрів геотермальних установок.

Ключові слова: математичне моделювання, геотермальна циркуляційна система, температурне поле, однофазна фільтрація.

Вступ. Дефіцит палива є однією з причин енергетичної кризи в Україні. Практично єдиним шляхом скорочення імпорту органічного палива є інтенсивне освоєння нетрадиційних джерел енергії. Найменш освоєним серед нетрадиційних джерел є геотермальна енергія. Видобування і використання геотермальної енергії зі зворотним закачуванням відпрацьованих термальних вод практично не чинить негативного впливу на навколишнє природне середовище і не пов'язане з використанням значних площ на поверхні Землі. Незважаючи на очевидні позитивні якості геотермальної енергії та великий потенціал, практичне освоєння цього джерела енергії в Україні знаходиться на початковій стадії.

Актуальність дослідження. В Україні, як і в багатьох інших країнах, вже довгий час ведуться наукові роботи з дослідження та оптимізації систем видобування геотермальної енергії. Незважаючи на отримані позитивні практичні результати в цій області, їх недостатньо. Однією з основних причин повільного розвитку геотермальної енергетики є відсутність точних методів прогнозування теплових і гідродинамічних процесів у глибинних шарах землі.

Останні дослідження та публікації. У роботі [1] розглядалася термогідродинамічна модель процесу неізотермічної фільтрації води та наведені дані чисельного моделювання температурного поля в пористому шарі. Результати моделювання процесів теплообміну в підземному колекторі представлено в роботі [2].

Однак, недостатня узгодженість отриманих даних потребує проведення додаткових досліджень.

Формулювання цілей статті. Математичне моделювання є ефективним засобом вирішення досить складних задач: оцінки запасів теплоти, вибору раціональних схем розвідки, проектування та оптимізації систем експлуатації геотермальних родовищ. Метою роботи є розробка методу моделювання руху температурного фронту при неізотермічній фільтрації, який базується на нерозривності потоку рідини.

Основна частина. Підземний проникний шар (колектор) – це пористе середовище, яке складається з частинок або блоків породи, що під дією гірського тиску щільно прилягають один до одного, утворюючи безперервну структуру, яка називається скелетом пласта.

Передача теплоти в пласті відбувається від частинки до частинки через рідину, що заповнює пори між частинками породи і через контакти між ними, що обумовлює ефективний коефіцієнт теплопровідності пласту.

Зазвичай, приймають наступні припущення:

1. Проникний шар і оточуючий гірський масив однорідні та ізотропні;
2. Інтенсивність теплопритоків від підстилаючих і покриваючих порід оточуючого пласту гірського масиву однакові;
3. Розміри частинок породи та їхня геометрична форма не змінюються вздовж осі координат;
4. Рідина рівномірно обтікає всі частинки породи і повністю заповнює пори.

З урахуванням наведених припущень процес теплообміну та фільтрації описуються такими рівняннями:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(K(T)m \frac{\partial H}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K(T)m \frac{\partial H}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K(T)m \frac{\partial H}{\partial z} \right) = \mu \frac{\partial H}{\partial \tau}; \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda(T)m \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda(T)m \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda(T)m \frac{\partial T}{\partial z} \right) - c\rho\rho m v_x \frac{\partial T}{\partial x} - \\ - c\rho\rho m v_y \frac{\partial T}{\partial y} - c\rho\rho m v_z \frac{\partial T}{\partial z} + w = (c_0\rho_0(1-p) + c\rho p)m \frac{\partial T}{\partial \tau}, \end{aligned} \quad (2)$$

при $\tau = 0$; $T(x, y, z) = T_0(x, y, z)$; $H(x, y, z) = H_0(x, y, z)$,

де T – температура; $\lambda(T)$ – коефіцієнт теплопровідності водоносної породи; v_x, v_y, v_z – проекції швидкості фільтрації на осі координат; τ – час; w – інтенсивність джерел теплоти; c, c_0 – питома теплоємність рідини і гірської породи; ρ, ρ_0 – густина рідини і гірської породи; p – пористість; m – потужність пласту; $K(T)$ – коефіцієнт фільтрації; H – напір; μ – коефіцієнт пружноємності водоносних порід.

Граничні умови визначаються для конкретної задачі.

Якщо припустити, що температура рідини змінюється стрибкоподібно від $T_{гар}$ – температури гарячої води до $T_{хол}$ – температури холодної води, то границя Γ

переходу від однієї температури до іншої є температурним фронтом. Коефіцієнт фільтрації (у загальному випадку може бути кусково-постійним, тобто залежати від координат) при переході через границю Γ змінюється від $K_{\text{зар}}$ – коефіцієнт фільтрації гарячої води до $K_{\text{хол}}$ – коефіцієнт фільтрації холодної води.

Пропонується наступний метод моделювання руху температурного фронту, який базується на нерозривності потоку рідини на границі Γ .

$$-K_{\text{хол}} \left. \frac{\partial H_{\text{хол}}}{\partial n} \right|_{\Gamma} = -K_{\text{зар}} \left. \frac{\partial H_{\text{зар}}}{\partial n} \right|_{\Gamma}.$$

Приймаємо, що час роботи циркуляційної системи обмежений часом досягнення температурним фронтом експлуатаційної свердловини. Раніше проведеними дослідженнями встановлено, що теплоприток від гірського масиву, який оточує пласт, у реальних пластових умовах істотно не впливає на час роботи циркуляційної системи в постійному температурному режимі. При видобуванні геотермальної енергії має місце напірна фільтрація, при якій величина μ має значення порядку 10^{-6} м. У зв'язку з цим система виходить на стаціонарний режим за короткий час порівняно з часом її роботи. З рахуванням вище сказаного і вважаючи потужність пласта величиною кусково-постійною, перейдемо від вихідної системи диференціальних рівнянь (1) і (2) до наступної системи рівнянь

$$K_{\text{хол}} m \frac{\partial^2 H_{\text{хол}}}{\partial x^2} + K_{\text{хол}} m \frac{\partial^2 H_{\text{хол}}}{\partial y^2} = 0; \quad (3)$$

$$K_{\text{зар}} m \frac{\partial^2 H_{\text{зар}}}{\partial x^2} + K_{\text{зар}} m \frac{\partial^2 H_{\text{зар}}}{\partial y^2} = 0. \quad (4)$$

Зробимо дискретизацію по простору системи рівнянь (3) і (4) з використанням кінцево-різницевих схем. Тоді система рівнянь для вузла i, j в кінцево-різницевій формі матиме вигляд:

$$\frac{K_{\text{хол}} m}{h^2} \left[(H_{i+1,j}^{\text{хол}} - H_{i,j}^{\text{хол}}) + (H_{i-1,j}^{\text{хол}} - H_{i,j}^{\text{хол}}) + (H_{i,j+1}^{\text{хол}} - H_{i,j}^{\text{хол}}) + (H_{i,j-1}^{\text{хол}} - H_{i,j}^{\text{хол}}) \right] = 0; \quad (5)$$

$$\frac{K_{\text{зар}} m}{h^2} \left[(H_{i+1,j}^{\text{зар}} - H_{i,j}^{\text{зар}}) + (H_{i-1,j}^{\text{зар}} - H_{i,j}^{\text{зар}}) + (H_{i,j+1}^{\text{зар}} - H_{i,j}^{\text{зар}}) + (H_{i,j-1}^{\text{зар}} - H_{i,j}^{\text{зар}}) \right] = 0. \quad (6)$$

Розкривши дужки, отримаємо

$$\frac{K_{хол} m}{h^2} (H_{i+1,j}^{хол} + H_{i-1,j}^{хол} + H_{i,j+1}^{хол} + H_{i,j-1}^{хол} - 4H_{i,j}^{хол}) = 0; \quad (7)$$

$$\frac{K_{зап} m}{h^2} (H_{i+1,j}^{зап} + H_{i-1,j}^{зап} + H_{i,j+1}^{зап} + H_{i,j-1}^{зап} - 4H_{i,j}^{зап}) = 0. \quad (8)$$

Методику моделювання системи рівнянь (3) і (4) розглянемо на прикладі п'ятиточкової схеми розміщення свердловин, причому кількість вузлів між свердловинами не грає ролі для реалізації методу. У зв'язку з симетричністю задачі розглядається 1/8 частина блоку.

Визначальною є швидкість течії води вздовж головної лінії току (у напрямку вузлів сітки $(i, j - i + 1, j + 1 \dots - i + n, j + n)$). Визначається швидкість руху води для конкретної ділянки за формулою

$$v_{зап}^{i,j,i+1,j+1} = \frac{K_{зап} \Delta H_{зап}^{i,j,i+1,j+1}}{lp}, \quad (9)$$

де i, j – індекси вузлових точок; $\Delta H_{зап}^{i,j,i+1,j+1}$ – різниця напорів між відповідними вузловими точками; l – відстань між відповідними вузловими точками.

За швидкістю руху теплоносія визначається швидкість просування температурного фронту на даній ділянці

$$v_T^{i,j,i+1,j+1} = \frac{v_{зап}^{i,j,i+1,j+1}}{f}, \quad (10)$$

де f – коефіцієнт, який враховує зменшення швидкості просування температурного фронту порівняно з гідродинамічною швидкістю руху рідини. Коефіцієнт f визначається за такою залежністю

$$f = \frac{c_0 \rho_0 (1-p) + c \rho p}{c_0 \rho_0 (1-p)} = 1 + \frac{c \rho p}{c_0 \rho_0 (1-p)}. \quad (11)$$

Тоді час руху температурного фронту на даній ділянці визначається за формулою

$$t^{i,j,i+1,j+1} = \frac{fl}{v_{зап}^{i,j,i+1,j+1}}. \quad (12)$$

Швидкість течії води в напрямку осі Y вздовж усього сформованого на попередній момент часу температурного фронту визначається за формулами:

а) якщо рух у напрямку Y починається з вузлової точки

$$v_y^{i,j,i,j+1} = \frac{K_{zap} \Delta H_{y,zap}^{i,j,i,j+1}}{hp}, \quad (13)$$

де $\Delta H_{y,zap}^{i,j,i,j+1}$ – різниця напорів між відповідними вузовими точками; h – крок сітки.

б) якщо рух холодної води починається між вузовими точками

$$v_y^{i,j,i,j+1} = \frac{K_{хол} \Delta H_{y,zap}^{i,j,i,j+1}}{p(l_{хол,y}^{i,j,i,j+1})_p}, \quad (14)$$

де $(l_{хол,y}^{i,j,i,j+1})_p$ – відстань, яку проходить холодна вода (на попередній момент часу).

За швидкістю, з урахуванням часу, знаходиться відстань, пройдена тепловим фронтом у напрямку осі Y

$$l_{хол,y}^{i,j,i,j+1} = \frac{v_y^{i,j,i,j+1} t^{i,j,i,j+1}}{f} + (l_{хол,y}^{i,j,i,j+1})'_p. \quad (15)$$

Якщо $l_{хол,y}^{i,j,i,j+1} > h$, то визначаємо час досягнення тепловим фронтом точки

$$t_y^{i,j,i,j+1} = \frac{f [h - (l_{хол,y}^{i,j,i,j+1})'_p]}{v_y^{i,j,i,j+1}}, \quad (16)$$

а також

$$\Delta t_y^{i,j,i,j+1} = t^{i,j,i+1,j+1} - t_y^{i,j,i,j+1}. \quad (17)$$

Потім визначаємо швидкість води на наступній ділянці по осі Y

$$v_y^{i,j+1,i,j+2} = \frac{K_{zap} \Delta H_{y,zap}^{i,j+1,i,j+2}}{hp}. \quad (18)$$

Пройдена на цій ділянці відстань визначається за формулою

$$l_{хол,y}^{i,j+1,i,j+2} = \frac{v_y^{i,j+1,i,j+2} \Delta t^{i,j,i,j+1}}{f}. \quad (19)$$

Потім формуємо фронт холодної води.

Перераховується швидкість течії води уздовж головної лінії току по холодній воді за формулою

$$(v_{хол}^{i,j,i+1,j+1})^* = \frac{K_{хол} (\Delta H_{гап}^{i,j,i+1,j+1})^*}{l_p}. \quad (20)$$

де $(\Delta H_{гап}^{i,j,i+1,j+1})^*$ – різниця напорів між відповідними вузловими точками.

Якщо швидкість води, визначена по холодній воді, збігається зі швидкістю води, визначеної по гарячій воді, то це істинне значення швидкості і всі отримані дані не потребують коригування. Якщо ж значення швидкостей, визначені по гарячій і холодній воді, різняться між собою, то знаходиться деяка швидкість за формулою

$$(v_{хол}^{i,j,i+1,j+1})_1 = \frac{v_{гап}^{i,j,i+1,j+1} + (v_{хол}^{i,j,i+1,j+1})^*}{2}. \quad (21)$$

Потім проводять ітерації аж до повного збігу $(v_{хол}^{i,j,i+1,j+1})_n$ і $(v_{хол}^{i,j,i+1,j+1})^*_n$, де n – номер ітерації.

Коли в результаті ітерацій знайдено істинне значення швидкості, переходимо на наступний часовий крок.

Висновки. Отриманий чисельний алгоритм дозволяє розраховувати переміщення температурного поля в геотермальному пласті.

Перспективи подальших досліджень. Коректність розробленої методики буде перевірено в подальших дослідженнях шляхом проведення аналітичного рішення та співставлення отриманих даних з результатами комп'ютерного моделювання.

Література

1. Сапрыкина Н. Ю. Математическое моделирование изменения температурного поля грунта в режиме работы ТНУ / Н. Ю. Сапрыкина, П. В. Яковлев // Инженерно-строительный вестник Прикаспия. – 2015. – №1(11). – с. 69-73.
2. Резакова Т. А. Динамика температурного поля в подземном пористом пласте при закачке и откачке геотермальной жидкости / Т. А. Резакова // Пром. теплотехника. – 2010. – 32, № 6. – С. 71-75.

References

1. Saprykina N. Iu., Yakovlev P. V. “Matematycheskoe modelirovanie izmeneniya temperaturnogo polia hruntf v rezhyme raboty TNU.” *Inzhenerno-stroitelnyi vestnik Prykarpattia*, Iss. 1(11), 2015, pp. 69-73.

2. Rezakova T. A. “Dinamika temperaturnogo polia v podzemnom poristom plaste pri zakachke i otkachke heotermalnoi zhidkosti.” *Promyshlennaiia teplotekhnika*, no.6, 2010, pp. 71-75.

УДК 620.91:004.94

Моделирование однофазной неизотермической фильтрации в подземных циркуляционных системах

І. Э. Фуртат¹, О. М. Кравчук²

¹к.т.н., доц. НТУУ «КПИ им. И. Сикорского», г. Киев, Украина, i.e.furtat@gmail.com

²студ. НТУУ «КПИ им. И. Сикорского», г. Киев, Украина, o.m.kravchuk@ukr.net

Аннотация. Для повышения технико-экономических показателей геотермальных установок необходимо проведение комплексных исследований с помощью численных методов. В данной работе рассмотрена математическая модель однофазной неизотермической фильтрации и предложена методика моделирования перемещения температурного фронта при неизотермической фильтрации, основанная на неразрывности потока жидкости. Данный этап позволяет определить основные технологические параметры геотермальной установки (температура и давление теплоносителя), спрогнозировать тепловые процессы в подземных циркуляционных системах и определить режим эксплуатации, который обеспечит эффективное изъятие геотермальной энергии. Численное решение задачи неизотермической фильтрации представленным методом и верификация полученных данных будет выполнена в дальнейших исследованиях. Практическая ценность работы состоит в возможности использования полученных результатов в научно-исследовательских и проектных учреждениях при оптимизации параметров геотермальных установок.

Ключевые слова: математическое моделирование, геотермальная циркуляционная система, температурное поле, однофазная фильтрация.

UDC 620.91:004.94

Simulation of Single-Phase Non-Isothermal Filtration of Groundwater Circulation Systems

I. Furtat¹, O. Kravchuk²

¹Candidate of Engineering Sciences NTUU "Igor Sikorsky KPI", Kyiv, Ukraine, i.e.furtat@gmail.com

²student NTUU "Igor Sikorsky KPI", Kyiv, Ukraine, o.m.kravchuk@ukr.net.

Abstract. To improve technical and economic performance indicators of geothermal plants, it is necessary to conduct comprehensive research using numerical methods. In this paper, there is the mathematical model of single-phase non-isothermal filtration and the proposed method of modeling the movement of the temperature front of non-isothermal filtration based on the continuity of fluid flow. This phase will identify the main technological parameters of geothermal installations (temperature and pressure of heat carrier), to predict thermal processes in underground circulation systems and determine the operating mode that will ensure efficient extraction of geothermal energy. The numerical solution of non-isothermal filtration by presented methods and verification of received data will be done in future studies. Practical value consists in possibility of using the results by research and design establishments during the optimization of the parameters of geothermal installations.

Keywords: mathematical modeling, geothermal circulation system, temperature field, single-phase filtration.

Надійшла до редакції 18 квітня 2017 р.

УДК 620.91:004.94

Чисельне вирішення задач однофазної неізотермічної фільтрації

І. Е. Фуртат¹, О. М. Кравчук²

¹к.т.н., доц. НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», м. Київ, Україна, i.e.furtat@gmail.com

²студ. НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», м. Київ, Україна, o.m.kravchuk@ukr.net

Анотація. Створення геотермальних циркуляційних систем передбачає прогнозовану оцінку ефективності її роботи. Важливе місце в цьому займають дослідження процесів тепломасопереносу в підземному колекторі чисельним методом. У даній роботі розглянута математична модель процесу теплообміну і фільтрації термальної води в пласті та запропонована методика чисельного вирішення задачі неізотермічної фільтрації, яка базується на методі додаткових джерел. Метод полягає в тому, що в нелінійних диференціальних рівняннях теплопровідності та фільтрації можна виділити лінійну й нелінійну частини та представити їх у вигляді лінійних рівнянь з розподіленими джерелами. Верифікація даної методики буде проведена в подальших дослідженнях. Результати роботи можуть бути використані для визначення та вдосконалення термодинамічних параметрів систем перетворення геотермальної енергії

Ключові слова: математичне моделювання, геотермальна циркуляційна система, температурне поле, неізотермічна фільтрація.

Вступ. В умовах зростання попиту на енергетичні ресурси та виснаження запасів традиційних видів палива, альтернативна енергетика є найбільш перспективним напрямком в енергетичному балансі нашої країни. Україна має непогані перспективи для розвитку геотермальної електроенергетики. Перспективними є Закарпаття та Харківська область, де на глибині до 6000 м температура води становить 230...275 °С.

Основними перевагами геотермальних технологій є невичерпність енергії, незалежність виробництва електроенергії від пори року та умов навколишнього середовища, мінімальні викиди вуглекислого газу.

Актуальність дослідження. На сучасному етапі розвитку геотермальної енергетики найбільш ефективною вважається технологія видобування геотермальних ресурсів за допомогою циркуляційних систем. Їхня реалізація потребує вирішення ряду задач, серед яких розробка надійної методики розрахунку параметрів підземного колектору.

Останні дослідження та публікації. У роботі [1] розглянуті процеси теплообміну і фільтрації в підземному проникному колекторі при закачуванні в нього рідини та отримано залежності просування температурного фронту. У роботі [2] наведені результати розрахунку задачі гідродинаміки і теплообміну в системі теплоносій-свердловина-гірський масив з урахуванням вертикального градієнта температури гірського масиву. Отримані на сьогодні аналітичні методи розрахунку процесу неізотермічної фільтрації рідини в підземному колекторі ґрунтовані на

ряді припущень та більшість з них є досить складними, що ускладнює їхнє практичне використання.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є розробка методики чисельного розв'язання задачі неізотермічної фільтрації, яка базується на методі додаткових джерел.

Основна частина. Підземний проникний шар (колектор) – це пористе середовище, яке складається з частинок або блоків породи, що під дією гірського тиску щільно прилягають один до одного, утворюючи безперервну структуру, яка називається скелетом пласта.

Передача теплоти в пласті відбувається від частинки до частинки через рідину, що заповнює пори між частинками породи і через контакти між ними, що обумовлює ефективний коефіцієнт теплопровідності пласту.

Зазвичай приймають наступні припущення:

1. Проникний шар і оточуючий гірський масив однорідні і ізотропні;
2. Інтенсивність теплопритоків від підстилаючих і покриваючих порід оточуючого пласту гірського масиву однакові;
3. Розміри частинок породи та їх геометрична форма не змінюються вздовж осі координат;
4. Рідина рівномірно обтікає всі частинки породи і повністю заповнює пори.

З урахуванням цих припущень процес теплообміну і фільтрації записується наступним чином:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(K(T) \frac{\partial H}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K(T) \frac{\partial H}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K(T) \frac{\partial H}{\partial z} \right) = \frac{\mu}{m} \frac{\partial H}{\partial \tau}; \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda(T)m \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda(T)m \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda(T)m \frac{\partial T}{\partial z} \right) - c\rho\rho m v_x \frac{\partial T}{\partial x} - \\ - c\rho\rho m v_y \frac{\partial T}{\partial y} - c\rho\rho m v_z \frac{\partial T}{\partial z} + \frac{w}{m} = (c_0\rho_0(1-p) + c\rho p) \frac{\partial T}{\partial \tau}, \end{aligned} \quad (2)$$

при $\tau = 0$; $T(x, y, z) = T_0(x, y, z)$; $H(x, y, z) = H_0(x, y, z)$,

де T – температура; $\lambda(T)$ – коефіцієнт теплопровідності водоносної породи; v_x, v_y, v_z – проекції швидкості фільтрації на осі координат; τ – час; w – інтенсивність джерел теплоти; c, c_0 – питома теплоємність рідини та гірської породи; ρ, ρ_0 – густина рідини та гірської породи; p – пористість; $m = const$ – потужність пласту; $K(T)$ – коефіцієнт фільтрації; H – напір; μ – коефіцієнт пружноємності водоносних порід.

Граничні умови визначаються для конкретної задачі.

Покажемо, що в нелінійних диференціальних рівняннях теплопровідності (1) і фільтрації (2) можна виділити лінійну і нелінійну частини та представити їх

у вигляді лінійних рівнянь з розподіленими джерелами, які враховують нелінійність

$$M(H T) = M_0(H) + Q_H(H T); \quad (3)$$

$$L(T H) = L_0(T) + Q_T(T H), \quad (4)$$

де $M_0(H)$, $L_0(T)$ – лінійні частини рівнянь теплопровідності та фільтрації відповідно; $Q_H(H T)$, $Q_T(T H)$ – розподілені джерела в рівняннях теплопровідності і фільтрації відповідно;

Після диференціювання рівнянь (1) і (2) запишемо їх у вигляді

$$K \frac{\partial^2 H}{\partial x^2} + K \frac{\partial^2 H}{\partial y^2} + \frac{\partial K}{\partial x} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial K}{\partial y} \frac{\partial H}{\partial y} = \frac{\mu}{m} \frac{\partial H}{\partial \tau}; \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial \lambda}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial \lambda}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial y} - c \rho p v_x \frac{\partial T}{\partial x} - \\ - c \rho p v_y \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{w}{m} = (c_0 \rho_0 (1-p) + c \rho p) \frac{\partial T}{\partial \tau}. \end{aligned} \quad (6)$$

Додамо й віднімемо від рівняння (6) $\lambda_\phi \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda_\phi \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$ і згрупуємо подібні

члени. Отримаємо

$$\lambda_\phi \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda_\phi \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + Q_T = (c_0 \rho_0 (1-p) + c \rho p) \frac{\partial T}{\partial \tau}, \quad (7)$$

де λ_ϕ – фіксоване значення коефіцієнта теплопровідності в розглянутому діапазоні. Враховуючи, що $v_x = -\frac{K(T)}{p} \frac{\partial H}{\partial x}$ і $v_y = -\frac{K(T)}{p} \frac{\partial H}{\partial y}$, отримаємо

$$\begin{aligned} Q_T = (\lambda - \lambda_\phi) \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial \lambda}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial \lambda}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial y} - \\ - c \rho K(T) \left(\frac{\partial(H)}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial(H)}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{w}{m}. \end{aligned} \quad (8)$$

Додамо і віднімемо від рівняння (5) $K_\phi \frac{\partial^2 H}{\partial x^2} + K_\phi \frac{\partial^2 H}{\partial y^2}$ і згрупуємо подібні члени. Отримаємо

$$K_\phi \frac{\partial^2 H}{\partial x^2} + K_\phi \frac{\partial^2 H}{\partial y^2} + (K - K_\phi) \left(\frac{\partial^2 H}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 H}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial K}{\partial x} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial K}{\partial y} \frac{\partial H}{\partial y} = \frac{\mu}{m} \frac{\partial H}{\partial \tau}, \quad (9)$$

де K_ϕ – фіксоване значення коефіцієнта фільтрації в розглянутому діапазоні. Рівняння (9) запишемо у вигляді

$$K_\phi \frac{\partial^2 H}{\partial x^2} + K_\phi \frac{\partial^2 H}{\partial y^2} + Q_H = \frac{\mu}{m} \frac{\partial H}{\partial \tau}, \quad (10)$$

де

$$Q_H = (K - K_\phi) \left(\frac{\partial^2 H}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 H}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial K}{\partial x} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial K}{\partial y} \frac{\partial H}{\partial y}. \quad (11)$$

У випадку лінійної залежності від температури коефіцієнта теплопровідності $\lambda = \lambda_\phi + \beta T$ і коефіцієнта фільтрації $K = K_\phi + \alpha T$, отримаємо

$$Q_H = \beta T \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \beta \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] + c\rho (K_\phi + \alpha T) \left(\frac{\partial T}{\partial x} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} \frac{\partial H}{\partial y} \right). \quad (12)$$

Величина Q_H матиме вигляд

$$Q_H = \alpha T \left(\frac{\partial^2 H}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 H}{\partial y^2} \right) + \alpha \left(\frac{\partial T}{\partial x} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} \frac{\partial H}{\partial y} \right). \quad (13)$$

Для випадку, коли коефіцієнт теплопровідності λ не залежить від температури ($\lambda = \lambda_\phi = \text{const}$), а фільтрація стаціонарна ($K = K_\phi + \alpha T$)

$$Q_T = c\rho(K_\phi + \alpha T)\left(\frac{\partial T}{\partial x} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} \frac{\partial H}{\partial y}\right). \quad (14)$$

Рівняння (10) можна представити у вигляді

$$K_\phi \frac{\partial^2 H}{\partial x^2} + K_\phi \frac{\partial^2 H}{\partial y^2} + Q_H = 0, \quad (15)$$

де Q_H матиме вигляд

$$Q_H = \frac{K_\phi \alpha}{K_\phi + \alpha T} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} \frac{\partial H}{\partial y} \right). \quad (16)$$

Таким чином показано, що для різних залежностей коефіцієнта теплопровідності і коефіцієнта фільтрації від температури рівняння теплопровідності і фільтрації можна представити у вигляді

$$\lambda_\phi \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda_\phi \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + Q_T = (c_0 \rho_0 (1-p) + c\rho p) \frac{\partial T}{\partial \tau}; \quad (17)$$

$$K_\phi \frac{\partial^2 H}{\partial x^2} + K_\phi \frac{\partial^2 H}{\partial y^2} + Q_H = \frac{\mu}{m} \frac{\partial H}{\partial \tau}, \quad (18)$$

де Q_H і Q_T – члени рівнянь, що враховують нелінійність.

Q_H , Q_T будуть набувати різних значень, враховуючи залежності $\lambda = \lambda(T)$ і $K = K(T)$.

Проведемо дискретизацію рівняння (17) за часом і простором

$$\begin{aligned} T_{i-1,j,n} + T_{i+1,j,n} + T_{i,j-1,n} + T_{i,j+1,n} - 4T_{i,j,n} + Q'_T = \\ = \frac{c_0 \rho_0 h^2}{\lambda_\phi \Delta \tau} (T_{i,j,n} - T_{i,j,n-1}), \end{aligned} \quad (19)$$

де

$$\begin{aligned} Q_T = \frac{c\rho(K_\phi + \alpha T_{i,j,n})}{4\lambda_\phi} \left[(T_{i+1,j,n} - T_{i-1,j,n})(H_{i+1,j,n} - H_{i-1,j,n}) + \right. \\ \left. + (T_{i,j+1,n} - T_{i,j-1,n})(H_{i,j+1,n} - H_{i,j-1,n}) \right]. \end{aligned} \quad (20)$$

Для розв'язання рівняння (19) організуємо ітераційний процес

$$\begin{aligned} T_{i-1,j,n}^{m+1} + T_{i+1,j,n}^m + T_{i,j-1,n}^{m+1} + T_{i,j+1,n}^m &= T_{xy}; \\ \frac{T_{i+1,j,n}^m - T_{i-1,j,n}^{m+1}}{2} &= \hat{T}_x; \quad \frac{T_{i,j+1,n}^m - T_{i,j-1,n}^{m+1}}{2} = \hat{T}_y; \\ \frac{H_{i+1,j,n}^m - H_{i-1,j,n}^{m+1}}{2} &= \hat{H}_x; \quad \frac{H_{i,j+1,n}^m - H_{i,j-1,n}^{m+1}}{2} = \hat{H}_y; \end{aligned}$$

отримаємо алгоритм переходу на новий ітераційний шар

$$T_{i,j,n}^{m+1} = \frac{T_{xy} + \frac{c_0 \rho_0 h^2}{\lambda_\phi \Delta \tau} T_{i,j,n-1} + Q'_T}{4 + \frac{c_0 \rho_0 h^2}{\lambda_\phi \Delta \tau}}. \quad (21)$$

З урахуванням (20) остаточно отримаємо

$$T_{i,j,n}^{m+1} = \frac{T_{xy} + \frac{c_0 \rho_0 h^2}{\lambda_\phi \Delta \tau} T_{i,j,n-1} + \frac{c \rho (k_\phi + \alpha T_{i,j,n})}{4 \lambda_\phi} (\hat{T}_x \hat{H}_x + \hat{T}_y \hat{H}_y)}{4 + \frac{c_0 \rho_0 h^2}{\lambda_\phi \Delta \tau}}. \quad (22)$$

Проведемо дискретизацію за часом і простором рівняння (18)

$$H_{i-1,j,n} + H_{i+1,j,n} + H_{i,j-1,n} + H_{i,j+1,n} - 4H_{i,j,n} + Q'_H = 0, \quad (23)$$

де

$$\begin{aligned} Q_H &= \frac{\alpha}{4K_\phi} \left[(H_{i+1,j,n} - H_{i-1,j,n})(T_{i+1,j,n} - T_{i-1,j,n}) + (H_{i,j+1,n} - H_{i,j-1,n}) \times \right. \\ &\quad \left. \times (T_{i,j+1,n} - T_{i,j-1,n}) \right] + \frac{\alpha T_{i,j,n}}{K_\phi} (H_{i-1,j,n} + H_{i+1,j,n} + H_{i,j-1,n} + H_{i,j+1,n}). \end{aligned} \quad (24)$$

Для розв'язання рівняння (23) організуємо ітераційний процес

$$H_{i-1,j,n}^{m+1} + H_{i+1,j,n}^m + H_{i,j-1,n}^{m+1} + H_{i,j+1,n}^m = H_{xy}; \quad H_{xy} - 4H_{i,j,n}^m = \hat{H},$$

звідки отримаємо алгоритм переходу на наступний ітераційний шар

$$H_{i,j,n}^{m+1} = \frac{H_{xy} + Q'_H}{4}.$$

Враховуючи (24), отримаємо

$$H_{i,j,n}^{m+1} = \frac{H_{xy} + \frac{\alpha}{K_\phi} (\hat{H}_x \hat{T}_x + \hat{H}_y \hat{T}_y) + \frac{\alpha T_{i,j,n}}{K_\phi} \hat{H}}{4}. \quad (25)$$

Проведена оцінка стабільності розв'язання задач неізотермічної фільтрації показала, що існують інтервали значень параметрів, які входять до рівняння, при яких розв'язок абсолютно стабільний. За межами інтервалу абсолютної стабільності оцінка дозволяє визначити відношення $\Delta\tau / h^2$, при якому рішення стабільно.

Висновки. Запропонована методика дозволить розраховувати переміщення температурного поля в підземному колекторі.

Перспективи подальших досліджень. Верифікація методики буде проведена в подальших дослідженнях шляхом проведення аналітичного розв'язання та зіставлення отриманих даних з результатами комп'ютерного моделювання.

Література

1. Басок Б. И. Теплообмен и динамика жидкости, закачиваемой в геотермальный водоносный пласт / Б. И. Басок, Т. А. Резакова // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2011. - № 5. – с. 59-62.
2. Резакова Т. А. Расчет теплообмена в геотермальной скважине / Т. А. Резакова // Відновлювана енергетика. – 2011. – № 1. – с. 77-81.

References

1. Basok B. Y. , Rezakova T. A. “Теплообмен і динаміка жидкости, закачиваемой в геотермальний водоносний пласт.” *Enerhotekhnologii i resursoberezhenie*, no.5, 2011, pp. 59-62.
2. Rezakova T. A. “Расчет теплообмена в геотермальной скважине.” *Vidnovliuvana enerhetyka*, no.1, 2011, pp. 77-81.

УДК 620.91:004.94

Численное решение задач однофазной неізотерміческой фільтрації

І. Э. Фуртат¹, О. М. Кравчук²

¹к.т.н., доц. НТУУ «КПІ ім. І. Сикорського», г. Київ, Україна, i.e.furtat@gmail.com

²студ. НТУУ «КПІ ім. І. Сикорського», г. Київ, Україна, o.m.kravchuk@ukr.net

Аннотация. Создание геотермальных циркуляционных систем предполагает прогнозную оценку эффективности их работы. Важное место в этом занимают исследования процессов теплопереноса в подземном коллекторе численным методом. В данной работе рассмотрена математическая модель процесса теплообмена и фильтрации термальной воды в пласте и предложена методика численного решения задачи неизоотермической фильтрации, основанная на методе дополнительных источников. Метод заключается в том, что в нелинейных дифференциальных уравнениях теплопроводности и фильтрации можно выделить линейную и нелинейную части и представить их в виде линейных уравнений с распределёнными источниками. Верификация данной методики будет проведена в дальнейших исследованиях. Результаты работы могут быть использованы для определения и совершенствования термодинамических параметров систем преобразования геотермальной энергии.

Ключевые слова: математическое моделирование, геотермальная циркуляционная система, температурное поле, неизоотермических фильтрация.

UDC 620.91:004.94

Numerical Solution of Problems of Single-Phase Non-Isothermal Filtration

I. Furtat¹, O. Kravchuk²

¹Candidate of Engineering Sciences NTUU "Igor Sikorsky KPI", Kyiv, Ukraine, i.e.furtat@gmail.com

²student NTUU "Igor Sikorsky KPI", Kyiv, Ukraine, o.m.kravchuk@ukr.net.

Abstract. Creating a geothermal circulation system requires predictable assessment of its efficiency. It is important in this process to research heat and mass transfer processes in an underground reservoir by a numerical method. In this paper, the mathematical model of heat transfer and filtration of thermal water in the reservoir is considered, and the method for numerical solving the problem of non-isothermal filtration is proposed, based on method of additional sources. The method consists in the fact that in the nonlinear differential equations of heat and filtration the linear and nonlinear parts can be selected and they can be presented in the form of linear equations with distributed sources. Verification of this methodology will be done in future studies. The results can be used to determine and improve the thermodynamic parameters of converting geothermal energy.

Keywords: mathematical modelling, geothermal circulation system, temperature field, non-isothermal filtration.

Надійшла до редакції 18 квітня 2017 р.

УДК 621.184.004

Снижение выбросов оксидов азота при сжигании подготовленной газозоудушной смеси в вихревой горелке

А. А. Редько¹, А. А. Павловская², А. В. Давиденко³, И. А. Редько⁴

¹д.т.н., проф. Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, andrey.ua-mail@ukr.net

²асп. Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, pavlov-a-87@ukr.net

³асп. Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, ana25.davidenko@gmail.com

⁴к.т.н., доц. Харьковский национальный университет городского хозяйства имени А. Н. Бекетова, г. Харьков, Украина, getmes_s2006@ukr.net

Аннотация. Приведены результаты численного исследования сжигания подготовленной газозоудушной смеси ($\alpha'_s = 0,75$) в вихревой горелке. Представлены результаты компьютерного трёхмерного моделирования низко-эмиссионной схемы сжигания газа с учётом влияния конструктивных параметров горелочных устройств и технологических мероприятий. В расчётах приняты конструктивные параметры горелки: угол установки лопаток регистра в потоке первичного воздуха $\varphi_1 = 45^\circ$ при $\alpha'_s = 0,75$, а угол установки лопаток в потоке вторичного воздуха $\varphi_2 = 60^\circ$, общий коэффициент избытка воздуха равен $\alpha_s = 1,10$. Результаты моделирования показывают, что в процессе сжигания метана, возможно снижение выбросов термических оксидов азота до значений 25...30 мг/м³. Выполненные численные исследования теплообмена и аэродинамики водотрубных паровых котлов показали возможности оценки эффективности эксплуатации горелочных устройств.

Ключевые слова: численное исследование, вихревая горелка, сжигание газа, оксиды азота.

Постановка проблемы. В работах различных авторов [1-4, 23, 24] приводятся результаты, указывающие на эффективность малозатратных мероприятий по снижению выбросов оксидов азота, таких как: вихревые технологии, интенсивный отвод теплоты от факела, нестехиометрические процессы горения. Требования по обеспечению экологических показателей топливоиспользующих агрегатов приводят к необходимости разработки новых технических решений [5].

Актуальность исследования. Снижение выбросов термических оксидов азота при сжигании топлива в котельных агрегатах является актуальной задачей, связанной с экологической безопасностью теплогенерирующих установок.

Последние исследования и публикации. В работах [1-4] установлено, что вихревые горелки обеспечивают сильнозакрученный факел и устойчивость горения за счёт развитых возвратных течений в приосевой зоне. Конструктивный параметр – угол установки лопаток завихрителя, – а также параметр крутки, характеризуют крупномасштабное влияние на аэродинамические процессы, структуру, размеры и форму пламени. Установлено, что угол установки лопаток по вторич-

ному воздуху не должен превышать $\varphi_2 = 60^\circ$ при общем коэффициенте избытка воздуха $\alpha_s = 1,10$ и при значении коэффициента избытка первичного воздуха $\alpha'_s = 0,15$. Значение концентрации оксидов азота при этом снижается до 125 мг/нм^3 на выходе топki котла ДКВР-10/14.

Значение коэффициента избытка первичного воздуха также влияет на образование оксида азота. В работах [5-8] приведены данные о снижении выбросов оксидов азота в процессе сжигания газа при коэффициенте избытка первичного воздуха $\alpha_s = 0,70 \dots 0,75$. В процессе горения пики максимальной температуры пламени сглаживаются и горение переходит из факельного в объёмное горение [9-11].

Объёмное сжигание позволяет обеспечить равномерность нагрева топочно-го объёма и снизить выбросы оксидов азота. Объёмное сжигание организуется интенсивной крупномасштабной рециркуляцией продуктов сгорания в топке газовых котлов или промышленных печей (технология Flox-Flammlose Oxidation). Способы организации объёмного сжигания могут быть различными [10-14]. Снижение температуры факела осуществляется за счёт подмешивания продуктов сгорания и воздуха. Широко применяется объёмное сжигание в нагревательных печах металлургических комбинатов [11, 14]. Однако, сложность практической реализации данного способа организации устойчивого горения при переменной тепловой мощности горелок требует дальнейших исследований.

Формулирование целей статьи. Численное моделирование процесса сжигания подготовленной газозоудушной смеси в закрученном потоке топki котла ДЕ-10/14.

Объект и методика исследования. Исследован вертикально-водотрубный газомазутный котёл ДЕ-10-14ГМ с горелочным устройством ГМГ-7, предназначенный для производства насыщенного и слабо перегретого пара с температурой 225°C с абсолютным давлением 14 кгс/см^2 , номинальной производительностью 10 т/ч . На рис. 1 представлена геометрическая модель горелки и котла.

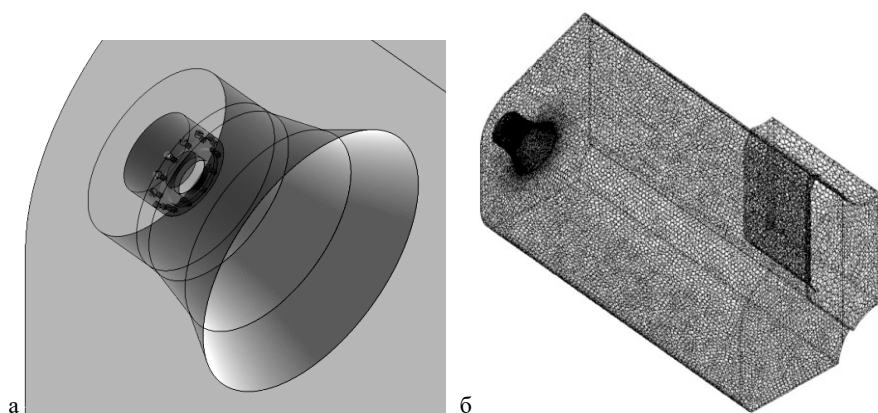


Рис. 1. Расчётные модели: а) – модель горелки; б) – расчётная сетка топki котла.

Математическая модель радиационно-конвективного теплообмена в газовом тракте котла сформирована на основе усреднённых по Рейнольдсу уравнений

Навье – Стокса с учётом гравитации и с пренебрежением сжимаемостью [15-20]. Модель составляют уравнение неразрывности, переноса импульса, энергии и химических компонентов газовой смеси, записанные в стационарной форме. Уравнения замкнуты законом Ньютона для тензора давления, законом Фурье для теплового потока, законом Фика для потока массы, законом Клапейрона – Менделеева для термодинамического состояния смеси газов, уравнениями модели турбулентности k - ϵ Лаундера – Сполдинга и модели турбулентного горения Магнусена – Хертагера.

Моделирование выполнено методом контрольного объёма. Монооксид азота образуется по классическому термическому механизму Я. Б. Зельдовича [21, 22]:



Для нахождения массовой доли оксида азота дополнительно решали уравнения переноса для NO :

$$\rho u_i \frac{\partial Y_{NO}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\mu}{Sc} \frac{\partial Y_{NO}}{\partial x_i} + R_{NO}, \quad i = 1, 2, 3, \quad (4)$$

где u_i – составляющие вектора скорости в направлении соответствующих осей декартовых координат x_i , ρ – плотность; Y_{NO} – массовая доля химического компонента; μ – коэффициент динамической вязкости; $Sc \equiv \mu / (D \rho)$ – число Шмидта; D – коэффициент диффузии; R_{NO} – исходный член.

Влияние времени пребывания реагентов в реакционном объёме на образование NO учтено в конвективном члене данного уравнения, которое записано в эйлеровой системе координат. Исходный член R_{NO} можно записать следующим образом:

$$R_{NO} = M_{NO} \frac{d[NO]}{dt}, \quad (5)$$

где $M_{NO} = 30$ – молекулярная масса NO ; $d[NO]/dt$ – скорость образования NO , определённая с применением гипотезы о частичном термодинамическом равновесии для реакции (1) формулой [22-24]:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{5 \cdot 10^{11}}{\sqrt{[O_2]}} \exp\left(\frac{-86000}{RT}\right) \left[[N_2] \cdot [O_2] \frac{64}{3} \exp\left(\frac{-43000}{RT}\right) - [NO]^2 \right], \quad (6)$$

где $[NO]$, $[N_2]$, $[O_2]$ – концентрация соответствующих компонентов кинетической схемы (1) – (3); t – время; R – универсальная газовая постоянная; T – температура.

Основные результаты. Расчётными и экспериментальными исследованиями установлено [1-9, 23, 24], что определяющими характеристиками при образовании термических оксидов азота являются максимальная температура факела T_{max} , скорость реакции и концентрация избыточного кислорода в зоне горения, температурный интервал реакции ΔT_p , тепловое напряжение сечения топочной камеры.

Результаты численного трёхмерного моделирования концентрации оксидов азота показаны на рис. 2.

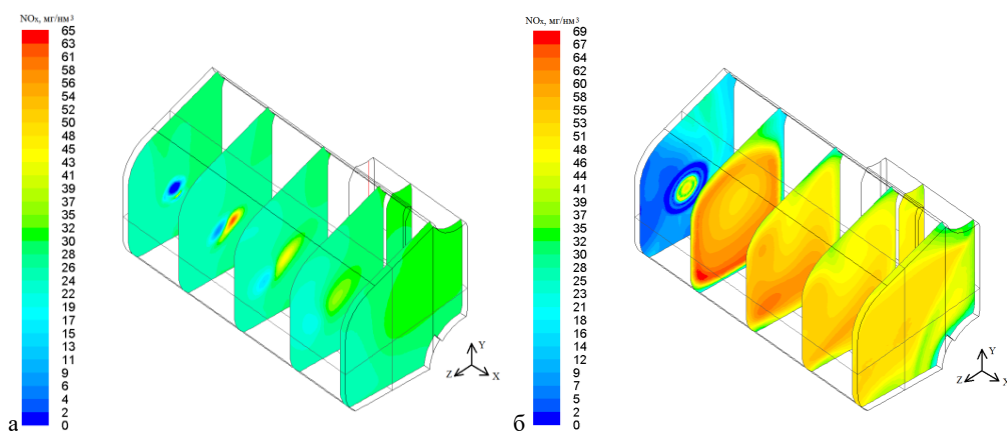


Рис. 2. Поля концентрации NO_x в поперечных сечениях:
 а – при $\varphi_1=45^\circ$; $\varphi_2=60^\circ$; $\alpha'_e=75\%$; б – при $\varphi_1=45^\circ$; $\varphi_2=60^\circ$; $\alpha'_e=15\%$.

Структура факела в зависимости от количества первичного воздуха существенно изменяется (при этом конструктивные параметры горелочного устройства – углы установки лопаток регистров – одинаковые). Так, при коэффициенте избытка первичного воздуха $\alpha'_e=15\%$ факел имеет V-образную форму с углом раскрытия 60° . Сжигание газа происходит в узких струях вблизи экранных охлаждающих поверхностей. В объёме на оси топки происходит дожигание газа при температуре $800 \dots 1200^\circ C$. При сжигании подготовленной газозвушной смеси при $\alpha'_e=75\%$, структура факела имеет форму узкой струи значительной длины $2,8 \dots 3$ м диаметром $0,5 \dots 0,8$ м. При этом факел имеет практически одинаковую температуру по всей длине. Дожи́гание газа происходит по всей длине факела.

Поля концентрации оксидов азота показаны на рис. 3. Видна структура факела и значения концентрации оксидов азота при различных значениях коэффициентов избытка первичного воздуха.

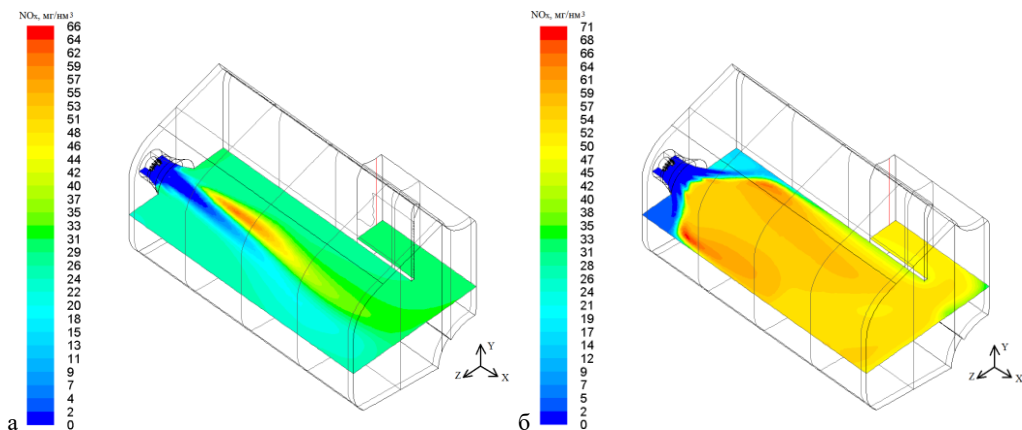


Рис. 3. Поля концентрации NO_x в горизонтальных сечениях:
 а – при $\varphi_1=45^\circ$; $\varphi_2=60^\circ$; $\alpha_1=75\%$; б – при $\varphi_1=45^\circ$; $\varphi_2=60^\circ$; $\alpha_1=15\%$.

Сжигание природного газа (метана) характеризуется высокой скоростью реакции горения, при этом сокращается зона активного горения и увеличивается максимальная температура (до 2000 К). Установлено [2], что интенсивный отвод теплоты от факела уменьшает скорость реакции горения и время достижения равновесной концентрации оксида азота при температуре реакции, что обеспечивает снижение концентрации оксидов азота на выходе из топки котла.

При этом, снижение температуры факела и теплового напряжения сечения топочной камеры также приводят к понижению концентрации оксидов азота. На рис. 4 приведены средние значения температуры газов по глубине топки.

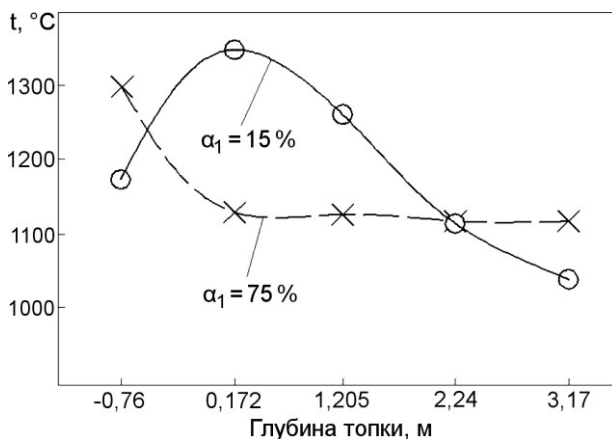


Рис. 4. Распределение температуры газового потока по глубине топки

Температура газов при сжигании подготовленной газозвушной смеси имеет значения 1150 °C по всей длине факела. При сжигании газа с коэффициентом избытка воздуха $\alpha'_s = 15\%$ более высокая температура наблюдается в зоне горения газа (около 1350 °C), а затем снижается по глубине топки. Высокая концентрация кислорода в зоне горения также вызывает рост образования оксидов

азота. На рис. 5 показано поле концентраций кислорода в топочном объёме при различных значениях коэффициента первичного воздуха.

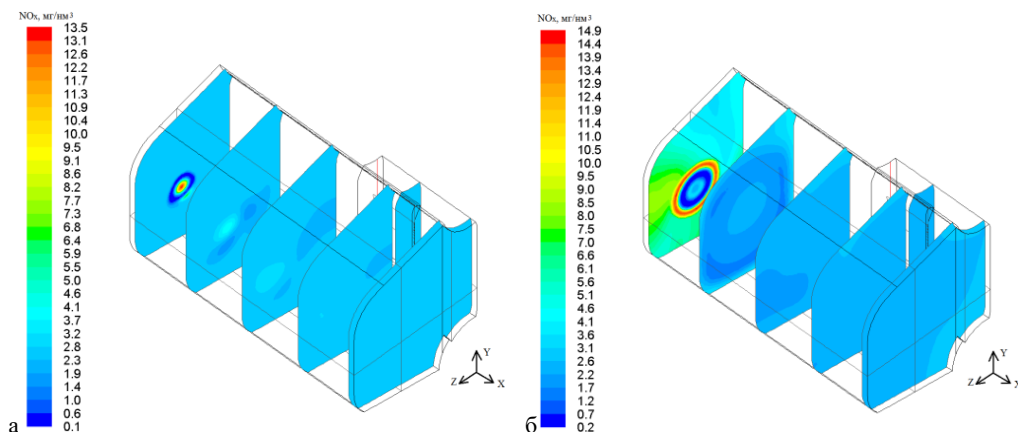


Рис. 5. Поля концентрации кислорода O_2 :
 а – при $\varphi_1=45^\circ$; $\varphi_2=60^\circ$; $\alpha_1=75\%$; б – при $\varphi_1=45^\circ$; $\varphi_2=60^\circ$; $\alpha_1=15\%$.

Распределение температуры газов и концентрации кислорода в топочном объёме определяет концентрацию образования оксидов азота. Средние значения концентрации термических оксидов азота и их изменение по глубине топки приведены на рис. 6.

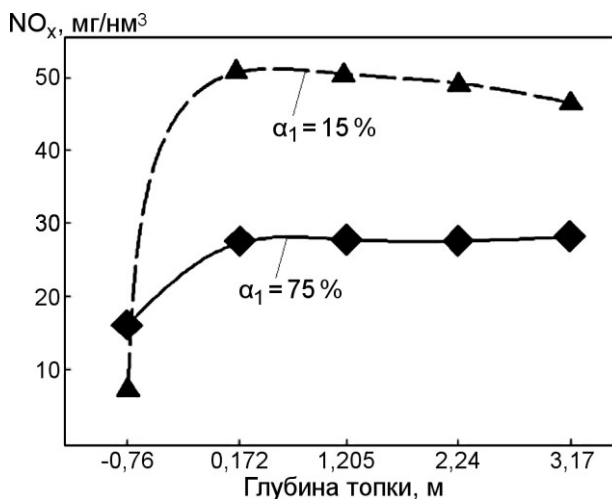


Рис. 6. Распределение средних значений концентрации оксидов азота NO_x по глубине топки

По экспериментальным данным [1] концентрация оксидов азота при сжигании газа в котле ДКВР-10/13 составила 280...310 мг/м³.

Выводы. Результаты численного исследования влияния конструктивных параметров горелочного устройства и коэффициента избытка воздуха показывают возможность снижения термических оксидов азота в вихревом потоке. Сжи-

гание подготовленной газоздушной смеси (коэффициент избытка первичного воздуха равен 75 %) позволяет снизить концентрацию термического оксида азота до значений 25...30 мг/м³. При этом, угол установки лопаток в канале первичного воздуха равен $\varphi_1 = 45^\circ$, а в канале вторичного воздуха – $\varphi_2 = 60^\circ$. Структура факела представлена в виде струи длиной 2,8...3 м и диаметром 0,5...0,8 м. Температура факела практически постоянная по длине и составляет около 1150 °С. Совокупность данных факторов определяют значения концентрации оксидов азота.

Перспективы дальнейших исследований. Выполненные численные исследования процессов теплообмена и аэродинамики водотрубных паровых котлов показали возможности оценки эффективности эксплуатации горелочных устройств. Исследованы различные конструктивные параметры горелок и процессы снижения выбросов оксидов азота. Дальнейшие исследования направлены на изучение параметров горелочных устройств при сжигании подготовленных газоздушных смесей при коэффициенте первичного воздуха $\alpha'_g = 0,75...0,85$.

Литература

1. Сигал И. Защита воздушного бассейна при сжигании топлива / И. Сигал. – Ленинград: Недра. – 1988. – 313с.
2. Найдёнов Г. Ф. Горелочные устройства и защита атмосферы от окислов азота / Г. Ф. Найдёнов. – Київ: Техніка, 1979. – 97с.
2. Ахмедов Р. Б. Дутьевые газогорелочные устройства / Р. Б. Ахмедов. – Москва: Недра. 1970.
4. Халатов А. А. Компьютерные технологии в модернизации котлов и камер сгорания / А. А. Халатов, С. Г. Кобзарь // Аква-терм, 2007. – №1. – с.12-15.
5. Серант Ф. А. Разработка и исследование кольцевой топки, её промышленное внедрение и испытания на котле паропроизводительностью 820 т/ч: дис. ... докт. техн. наук 05.14.14 в виде науч. доклада: захищ. 1999: затв. 14.04.2000 / Серант Феликс Анатольевич. – Новосибирск, 1999. – 160 с.
6. 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. – 2013. – №1(12).
7. 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.
8. Пьяных К. Е. Математическое моделирование низкоэмиссионного сжигания природного газа и совершенствование горелочных устройств на этой основе: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.06 / Пьяных Константин Евгеньевич; Национальная академия наук Украины; Институт газа. – Київ, 2004. – 169 с.
9. Басок Б. И. Численное моделирование процессов аэродинамики в топке водогрейного котла с вторичным излучателем / Б. И. Басок, В. Г. Демченко, М. П. Мартыненко // Промышленная теплотехника. – 2006. – Т. 28, № 1. – С. 17-22.
10. Telger K. Опыт работы при применении горелок с режимом беспламенного окисления / K. Telger, W. Roth // Gaswarme international. Essen, "Vulkan". 1995. – Vol. 44. – № 7-8. – p. 332-337.
11. Губинский В. И. Теория и практика конструирования топливных нагревательных и термических печей нового поколения / В. И. Губинский, М. В. Губинский, А. О.

Ерёмин, А. В. Сибирь, Л. А. Воробьева // Тезисы докл. VI-го Минского Международного форума по тепло- и массообмену, 19-23 мая, 2008 г. Минск. – т. 2. – с. 314, 315.

12. Winning J. A. Flammenlose Oxidation von Brennstoff mit hoch vorge warm ter Luft / J. A. Winning // Chemie Ingenieur Technik. – VCH Verlagsgesellschaft mbH, 1991. – Vol. 63, №12. – p. 1243-1245. – Doi: 10.1002/cite.3306312.

13. Winning J. A., Wunning J. G. Flameless oxidation to reduce thermal NO-formation / J. A. Winning, J. G. Wunning // Progress in Energy and Combustion Science. – Elsevier, 1997. – Vol. 23. No. 1. – p. 83-94. – Doi: 10.1016/50360 – 1285(97)00006-3.

14. Раяк М. Б. Совершенствование процесса сжигания топлива. Обзор зарубежных технологий / М. Б. Раяк, Г. Я. Бернер, М. Г. Кинкер // Новости теплоснабжения. – 2011. – №12 (135).

15. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен / Д. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер – Москва: Мир, 1990. – Т. 1. – 384 с.

16. Jakobsen H. A. Chemical Reactor Modeling / H. A. Jakobsen. – Springer, 2008. – 1244 p.

17. Peters N. Turbulent combustion / N. Peters. – Cambridge University Press, 2000. – 304 p.

18. Суржигов С. Т. Тепловое излучение газов и плазмы / С. Т. Суржигов. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 544 с.

19. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкости / К. Флетчер. – Москва: Мир, 1991. – Т. 1. – 502 с.

20. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Патанкар. – Москва: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.

21. Зельдович Я. Б. Окисление азота при горении / Я. Б. Зельдович, П. Я. Садовников, Д. А. Франк-Каменецкий. – Ленинград: Изд-во АН СССР, 1947. – 75 с.

22. Зельдович Я. Б. Математическая теория горения и взрыва / Я. Б. Зельдович, Г. И. Баренблатт, В. Б. Либрович, Г. М. Махвиладзе. – Москва: Наука, 1980. – 478с.

23. Котлер В. Р. Промышленно-отопительные котельные: сжигание топлив и защита атмосферы / В. Р. Котлер, С. В. Беликов. – Санкт-Петербург: Энерготех, 2001. – 272с.

24. Росляков В. П. Технологические мероприятия по снижению вредных выбросов ТЭС в атмосферу / В. П. Росляков, Л. Е. Егорова, И. Л. Ионкин. – Москва: изд-во МЭИ, 2001.

References

1. Sigal I. *Zaschita vozdušnogo basseina pri zjyganii topliva*. Nedra, 1988.

2. Naidenov G. F. *Gorelochnye ustroistva i zaschita atmosphy ot okislov azota*. Technika, 1979.

3. Akhmedov R. B. *Dutevye gazogorelochnye ustroistva*. Nedra, 1970.

4. Khalatov A. A., Kobzar S. G. “Kompyuternye tekhnologii v modernizacii kotlov I kamer sgoraniya”. *Akva-Therm*. 2007, no. 1. – pp. 12-15

5. Serant F. A. *Razrabotka i issledovanie kolcevoi topki, ee promyshlennoe vnedrenie i ispytaniya na kotle paroproizvoditelnostyu 820 t/ch*. Diss. Novosibirsk, 1999.

6. Soroka B. S., Zgurskii V. A., Khinkis M. “Nizkoemissionnoe sjyganie podgotovlennyh gazo-vozdushnyh smesei v kamere s recirkulyaciei produktov sgoraniya.” *Sovremennaya nauka: issledovaniya, idei, rezulaty, tekhnologii*, no. 1(12), 2013.

7. Soroka B. S., Pyanyh K. E., Zgurskii V. A., Apalkov A. P. “Kombinirovaniye sposobov snijeniya obrazovaniya oksidov azota pri gorenii – osnovnoe napravlenie obespecheniya ekologicheskikh normativov.” *Ekotekhnologii i resursoberejenie*, no. 5, 2000, pp. 60-69.

8. Pyanyh K. E. *Matematicheskoe modelirovanie nizkoemissionnogo slyganiya prirodnogo gaza I sovershenstvovanie gorelochnykh ustroystv na etoi osnove*. Diss. Національна академія наук України; Institut gaza, Natsionalnaia akademiia Ukrainy, Kyev, 2004.
9. Basok B. I., Demchenko V. G., Martynenko M. P. "Chislennoe modelirovanie processov aerodinamiki v topke vodogreynogo kotla s vtorichnym izluchatelem." *Promyshlennaya teplotekhnika*, no. 1, 2006.
10. K.Telger, W. Roth "Opyt raboty pri primenenii gorelok s rejymom besplamennogo okisleniya." *Gas warme international*, no. 7-8, 1995.
11. Gubinskii V. I., Gubinskii M. V., Eremin A. O., Sibir A. V., Vorobeva L. A. "Teoriya i praktika konstruirovaniya toplivnykh nagrevatelnykh i termicheskikh pechei novogo pokoleniya." *VI Minskii Mejdunarodnyi forum po teplo- i massoobmeny, 19-23 may 2008, Minsk, Minsk, Vol.2*, pp. 314, 315.
12. Winning J. A. "Flammenlose Oxidation von Brennstoff mit hoch vorge warm ter Luft." *Chemie Ingenieur Technik*, vol. 63, no. 12, 1991, pp. 1243-1245.
13. Winning J. A., Wunning J. G. "Flameless oxidation to reduce thermal NO-formation." *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 23. no. 1, 1997, pp. 83-94.
14. Raiak M. B., Berger G. Ya., Kinker M. G. "Sovershenstvovanie processa slyganiya topliva. Obzor zarubejnykh tekhnologii." *Novosti teplosnabzheniya*, no. 12(135), 2011.
15. Anderson D., Tanekhill Dj., Pletcher R. *Vychislitel'naya gidromekhanika I teploobmen*. Vol. 1, Mir, 1990.
16. Jakobsen H. A. *Chemical Reactor Modeling*. Springer, 2008.
17. Peters N. *Turbulent combustion*. Cambridge University Press, 2000.
18. Surzhykov S. T. *Teplovoe izluchenie gazov i plazmy*. Izd-vo MGTU im. Baumana, 2004.
19. Fletcher K. *Vychislitel'nye metody v dinamike jydкости*. Mir, 1991.
20. Patankar S. *Chislennye metody resheniya zadach teploomena i dinamiki jydкости*. Energoatomizdat, 1984.
21. Zeldovich Ya.B., Sadovnikov P. Ya., Frank-Kamenetskii D. A. *Okislenie azota pri gorenii*. Izd-vo AN SSSR, 1947.
22. Zeldovich Ya. B., Barenblatg G. I., Librovich V. B., Makhviladze G. M. *Matematicheskaya teoriya gorenii i vzryva*. Nauka, 1980.
23. Kotler V. R., Belokov S. V. *Promyshlenno-otopitel'nye kotelnye: slyganie topliv I zaschita atmosphy*. Energotex, 2001.
24. Rosliakov V. P., Egorova L. E., Ionkin I. L. *Technologicheskie meropriyatiya po snijeniyu vrednykh vybrosov TES v atmosferu*. Izd-vo MEI, 2001.

УДК 621.184.004

Зниження викидів оксидів азоту при спалюванні підготовленої газоповітряної суміші у вихровому пальнику

А. О. Редько¹, А. О. Павловська², А. В. Давіденко³, І. О. Редько⁴

¹д.т.н., проф. Харківський національний університет будівництва і архітектури, м. Харків, Україна, andrey.ua-mail@ukr.net

²асп. Харківський національний університет будівництва і архітектури, м. Харків, Україна, pavlov-a-87@ukr.net

³асп. Харківський національний університет будівництва і архітектури, м. Харків, Україна, ana25.davidenko@gmail.com

⁴к.т.н., доц. Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова, г. Харків, Україна, germes_s2006@ukr.net

Анотація. Наведені результати чисельного дослідження спалювання підготовленої газоповітряної суміші ($\alpha'_v = 0,75$) у вихровому пальнику. Наведені результати комп'ютерного тривимірного моделювання низько-емісійної схеми спалювання газу з урахуванням впливу конструктивних параметрів пальникових пристроїв і технологічних заходів. У розрахунках прийнято конструктивні параметри пальника: кут установки лопаток реєстра в потоку первинного повітря $\varphi_1 = 45^\circ$ при $\alpha'_v = 0,75$, а кут установки лопаток у потоку вторинного повітря $\varphi_2 = 60^\circ$, загальний коефіцієнт надлишку повітря дорівнює $\alpha_v = 1,10$. Результати моделювання показують, що в процесі спалювання метану, можливе зниження викидів термічних оксидів азоту до значень 25-30 мг/м³. Виконані чисельні дослідження теплообміну й аеродинаміки водотрубних парових котлів показали можливість оцінки ефективності експлуатації пальникових пристроїв.

Ключові слова: чисельне дослідження, вихровий пальник, спалювання газу, оксиди азоту.

UDC 621.184.004

Decrease in nitrogen oxide emissions from the combustion of the prepared gas mixture in the swirl burner

A. Redko¹, A. Pavlovskaja², A. Davidenko³, I. Redko⁴

¹Sc.D, professor. Kharkiv National University of Building and Architecture, Kharkiv, Ukraine, andrey.ua-mail@ukr.net

²Post-graduate student. Kharkiv National University of Building and Architecture, Kharkiv, Ukraine, pavlov-a-87@ukr.net

³Post-graduate student. Kharkiv National University of Building and Architecture, Kharkiv, Ukraine, ana25.davidenko@gmail.com

⁴PhD, associate professor. O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Kharkiv, Ukraine, germes_s2006@ukr.net

Abstract. The results of numerical studies prepared by the combustion of the gas mixture ($\alpha'_v = 0.75$) in the vortex burner. The results of computer simulation of three-dimensional low-emission gas burning scheme taking into account the influence of the design parameters of the burners and technological activities. In the calculations made burner design parameters: the register vanes installation angle in the flow of primary air $\varphi_1 = 45^\circ$ at $\alpha'_v = 0.75$ and installation angle of the blades in the flow of secondary air $\varphi_2 = 60^\circ$, the overall excess air factor is $\alpha_v = 1.10$. Simulation results show that in the methane combustion may reduce the emissions of nitrogen oxides to thermal 25-30 mg/m³ values. Performed numerical study of heat exchange and air dynamics of water-tube steam boilers shows possibility of estimation of operation efficiency of burners.

Keywords: numerical study, the vortex burner, combustion gas, nitrogen oxides.

Надійшла до редакції 30 грудня 2016 р.

ЗМІСТ

<i>До відома авторів</i>	3
<i>Information for the authors</i>	3
Е. С. Малкін, Н. Є. Журавська <i>Вплив характеристик магнітного поля при обробці води на показники капілярно-пористих та колоїдних капілярно-пористих тіл</i>	4
М. Р. Senchuk, А. V. Barkovsky <i>Simulation of solid-fuel hybrid combustion</i>	11
В. О. Мілейковський, Г. М. Клименко, В. Г. Дзюбенко <i>Ефективність організації повітрообміну приміщень при використанні стін Тромба – Мішеля</i> ..	18
В. О. Мілейковський, О. Ю. Шуваєва-Нечипорук <i>Дослідження ККД сонячного опалювального приладу підвищеної ефективності для пасивного опалення</i>	27
Т. М. Ткаченко, В. О. Мілейковський <i>Дослідження теплопередачі в енерго-ефективних зелених покрівлях</i>	37
Г. С. Ратушняк, Р. В. Степанковський <i>Експериментальні дослідження коефіцієнта місцевого опору удосконаленої конструкції регулювальних пристроїв у системах вентиляції</i>	49
Б. М. Федяй, Д. В. Гузик, О. В. Макаренко <i>Аналітичне дослідження ефективності роботи природної загальнообмінної вентиляції в приміщеннях для утримання великої рогатої худоби</i>	58
І. Е. Фуртат, О. М. Кравчук <i>Дослідження однофазної неізотермічної фільтрації в геотермальних циркуляційних системах</i>	69
І. Е. Фуртат, О. М. Кравчук <i>Комп'ютерне моделювання температурного поля термальної води в пористому пласті</i>	75
І. Е. Фуртат, О. М. Кравчук <i>Моделювання однофазної неізотермічної фільтрації в підземних циркуляційних системах</i>	80
І. Е. Фуртат, О. М. Кравчук <i>Чисельне вирішення задач однофазної неізотермічної фільтрації</i>	88
А. А. Редько, А. А. Павловская, А. В. Давиденко, И. А. Редько <i>Снижение выбросов оксидов азота при сжигании подготовленной газозодушной смеси в вихревой горелке</i>	96

Наукове видання

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

Випуск 21

Визнаний ВАК України як наукове фахове видання України, в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата наук (Наказ Міністерства освіти і науки України № 515 від 16.05.2016 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 science.knuba.edu.ua (<http://science.knuba.edu.ua/index.php?id=43>).