

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ
НАН УКРАЇНИ

ТЕПЛОФІЗИКА ТА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА

УКРАЇНСЬКИЙ НАУКОВИЙ
ЖУРНАЛ

Виходить 4 рази на рік
Заснований в 1979 р.

(назва журналу до 2019 р. – «Промышленная теплотехника»)

Том 44, № 1, 2022

Головний редактор – Сисєжкін Ю.Ф.

Редакційна колегія:

Долінський А.А. – почесний головний редактор
Авраменко А.О. – заступник головного редактора
Басок Б.І.
Воробйов Л.Й.
Горобець В.Г.
Декуша Л.В.
Єременко В.С.
Клименко В.М.
Круковський П.Г.
Кудря С.О.
Куц Ю.В.
Мислович М.В.
Ободович О.М.
Письменний Є.М.
Фіалко Н.М.
Халатов А.А.
Шевченко О.Ю.
Шморгун В.В. – відповідальний секретар

Редакційна рада:

Балтренас П.Б. (Литва)
Ліграні П. (США)
Міховські М. (Болгарія)
Піоро І.Л. (Канада)
Сайред Н. (Великобританія)
Шевчук І.В. (Німеччина)

ЗМІСТ

ТЕПЛО- І МАСООБМІННІ ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ, ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКА СУШІННЯ

Авраменко А.О., Ковецька Ю.Ю., Дмитренко Н.П.,
Скіцько О.І., Плахотня Л.В.

Теплообмін при природній конвекції газу
Ван-дер-Ваальса5

Петрова Ж.О., Кузнєцова І.В., Миринін А.І.,
Новікова Ю.П.

Дослідження показника активності води для
мулоторфяних гранул14

Кузьменко І.М.

Моделювання протитоку в плівкових контактних
апаратах та особливості їх гідродинаміки20

КОМУНАЛЬНА ТА ПРОМИСЛОВА ЕНЕРГЕТИКА, ВІДНОВЛЮВАНА ЕНЕРГЕТИКА, ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ

Басок Б.І., Базєєв Є.Т.

Низьковуглецева енергетика (Огляд).
1. Проблеми і прогнози27

Желєзна Т.А., Баштовий А.І.

Поточний стан та перспективи використання
відновлюваної енергії у транспортному секторі37

Безродний М.К., Ословський С.О.

Енергетична ефективність використання системи
кондиціювання на базі ґрунтового теплового насосу ...45

Безродний М.К., Місюра Т.О.

Енергетичний аналіз теплонасосної
припливно-витяжної установки для осушення та
кондиціювання виробничого приміщення55

Желєзна Т.А.

Роль відновлюваних джерел енергії у глобальному
сценарії досягнення нульових викидів парникових
газів до 2050 року65

**Басок Б.І., Давиденко Б.В., Новіков В.Г.,
Кошлак А.В., Павленко А.М.**

Вплив фільтраційних властивостей ґрунту на
характеристики роботи вертикального ґрунтового
теплообмінника74

**ВИКОРИСТАННЯ ТА СПАЛЮВАННЯ ПАЛИВА,
ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ, ЕКОЛОГІЯ**

**Фіалко Н.М., Прокопов В.Г., Навродська Р.О.,
Шевчук С.І., Степанова А.І.**

Результати експериментальних досліджень
теплотехнічних характеристик водогрійних
теплоутилізаторів промислових печей84

**МОНІТОРИНГ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ
ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ПРОЦЕСІВ**

**Зайцева О.О., Чередниченко С.В., Грищенко Є.М.,
Яцюта О.І.**

Контроль метрологічних характеристик
теплотічників під час експлуатації93

NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES OF UKRAINE
INSTITUTE OF ENGINEERING
THERMOPHYSICS

THERMOPHYSICS AND THERMAL POWER ENGINEERING

UKRAINIAN SCIENTIFIC JOURNAL

Published quarterly

(Founded in 1979, name until 2020 –
«Industrial Heat Engineering»)

Volume 44, № 1, 2022

Editor in Chief – Yu. Snezhkin

Editorial Board Members:

A. Avramenko – Associated Editor
B. Basok
A. Dolinsky – Honorable Editor
L. Vorobiov
V. Gorobec
L. Dekusha
V. Eremenko
V. Klimenko
P. Krukovsky
S. Kudrya
Y. Kuts
M. Myslovych
O. Obodovych
Ye. Pysmenny
N. Fialko
A. Khalatov
O. Shevchenko
V. Shmorgun – Responsible Secretary

Advisory Editorial Board:

P. Baltrenas (Lithuania)
P. Ligrani (USA)
M. Mitko (Bulgary)
I. Pioro (Canada)
N. Syred (United Kingdom)
I. Shevchuk (Germany)

CONTENTS

HEAT AND MASS EXCHANGE PROCESSES AND POWER UNITS, THEORY AND PRACTICE OF DRYING

**Avramenko A.A., Kovetska Yu.Yu., Dmitrenko N.P.,
Skitsko O.I., Plakhotnia L.V.**

Heat transfer at natural convection of Van der Waals gas5

**Petrova Zh.O., Kuznietsova I.V., Myrynin A.I.,
Novikova Yu.P.**

Research of water activity indicator for mulotorphone
granules14

Kuzmenko I.M.

The simulation and features of countercurrent flow in
vertical channels of contact devices20

DISTRICT AND INDUSTRIAL HEAT POWER, RENEWABLE ENERGY SYSTEMS, ENERGY EFFICIENCY

Basok B.I., Baseyev Ye.T.

Low carbon energy (Review). 1. Problems and forecasts ..27

Zheliezna T.A., Bashtovyi A.I.

Fuel utilization and burning, heat power units, ecology ..37

Bezrodny M.K., Oslovskiy S.O.

Energy efficiency of using a conditioning system based on
a ground heat pump.....45

Bezrodny M.K., Misiura T.O.

Energy analysis of a heat pump air handling unit for the
dehumidification and air conditioning of a production
premise55

Zheliezna T.A.

Role of renewable energy sources in implementation of the
global scenario to achieve zero greenhouse gas emissions
by 205065

**Basok B.I., Davydenko B.V., Novikov V.G.,
Koshlak H.V., Pavlenko A.M.**

Influence of soil filtration properties on the working
characteristics of the vertical ground heat exchanger74

CURRENT SITUATION AND PROSPECTS OF RENEWABLE ENERGY USE IN THE TRANSPORT SECTOR

**Fialko N.M., Prokopov V.G., Navrodska R.O.,
Shevchuk S.I., Stepanova A.I.**

Results of experimental studies of the heat engineering
characteristics of industrial furnace water-heating heat
recovery units84

FUEL UTILIZATION AND BURNING, HEAT POWER UNITS, ECOLOGY

**Zaitseva O.O., Cherednychenko S.V.,
Hryshchenko Ye.M., Iatsiuta O.I.**

Control of metrological characteristics of heat meters during
operation.....93

УДК 532.536

ТЕПЛООБМІН ПРИ ПРИРОДНІЙ КОНВЕКЦІЇ ГАЗУ ВАН-ДЕР-ВААЛЬСА

Авраменко А.О., член-кореспондент НАН України, **Ковецька Ю.Ю.**, докт. філософ.,
Дмитренко Н.П., канд. техн. наук, **Скіцько О.І.**, канд. техн. наук, **Плахотня Л.В.**

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул М. Капніст 2а, Київ 03057, Україна

<https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2022.1>

Наведено результати дослідження природної конвекції газу Ван-дер-Ваальса. Нова форма рівняння для реальних газів дозволила оцінити вплив безрозмірних параметрів Ван-дер-Ваальса на відносний коефіцієнт тепловіддачі. Показано тенденції зміни відносного числа Нуссельта в залежності від характеру взаємодії між молекулами газу та стінкою. Результати розрахунків для газу Ван-дер-Ваальса порівнювалися з результатами для ідеального газу.

Представлены результаты исследования естественной конвекции газа Ван-дер-Ваальса. Новая форма уравнения для реальных газов позволила оценить влияние безразмерных параметров Ван-дер-Ваальса на относительный коэффициент теплоотдачи. Показано тенденции изменения относительного числа Нуссельта в зависимости от характера взаимодействия между молекулами газа и стенкой. Результаты расчетов для газа Ван-дер-Ваальса сравнивались с результатами для идеального газа.

The results of a study of natural convection in a Van der Waals gas are presented. A novel form of equation for real gases enabled estimating the effects of the dimensionless van der Waals parameters on the normalized heat transfer coefficients. Trends in the variation of the Nusselt number depending on the nature of the interaction between gas molecules and the wall were analyzed. The results of computations for a van der Waals gas were compared with the results for an ideal gas.

Бібл. 15, рис. 2.

Ключові слова: природна конвекція, газ Ван-дер-Ваальса, тепловіддача, аналітичне рішення.

g – гравітаційне прискорення;
 h – коефіцієнт тепловіддачі;
 k – коефіцієнт теплопровідності;
 p – тиск;
 $p_{кр}$ – критичний тиск;
 R – універсальна газова постійна;
 T – температура;
 $T_{кр}$ – критична температура;
 u, v – складові швидкості;
 x, y – Декартові координати;
 V – об'єм;
 α – коефіцієнт температуропровідності;
 δ – товщина пограничного шару;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості;
 ρ – густина;
Безрозмірні параметри:
 Nu – число Нуссельта;
 Pr – число Прандтля;
 U – безрозмірна швидкість;
 θ – безрозмірна температура;
 Wa_a, Wa_b – числа Ван-Дер-Ваальса;
Індекси:
 0 – ідеальний газ;
 w – параметр на стінці;
 ∞ – параметр на границі пограничного шару.

Вступ

На сьогоднішній день істотно зросли потреби в інформації, пов'язаної з фізико-хімічними властивостями газів, з особливостями їхньої поведінки в умовах виробництва, при їх транспортуванні та зберіганні. Рациональне використання газів у різних технологічних процесах дозволяє значно знизити собівартість промислового виробництва.

До реальних газів у технічній термодинаміці прийнято відносити газоподібний стан речовини у всьому діапазоні його існування. За відповідних умов реальний газ може бути скраплений, тобто сконденсований, або переведений у твердий стан. На думку фахівців, розвиток

малої енергетики найближчими роками буде пов'язаний із широким використанням скрапленого природного газу, який визнаний як один із найперспективніших видів енергоносіїв. Скраплення газів надзвичайно важливе при зберіганні та транспортуванні викопного палива. Оскільки СПГ займає лише близько 1/600 обсягу природного газу, його легше та економічніше транспортувати [1,2].

У техніці широко застосовують пари різних речовин: води, аміаку, хлористого метилу, сірчастого ангідриду та ін. Найбільш широко застосовується водяна пара, що є основним робочим тілом парових двигунів, опалювальних та інших пристроїв [3-5].

Відомо, що модель ідеального газу дозволяє задовільно описувати стан реальних газів лише у відносно невеликій області зміни параметрів стану. Для проведення конструктивних розрахунків, а також визначення оптимальних умов роботи теплообмінного обладнання необхідно враховувати вплив реальних теплофізичних властивостей газу на процеси. Дослідження показали, що використання рівняння Менделєєва-Клайперона призводить до похибки у визначенні параметрів стану газу близько 55%. Автори в роботі [6] дійшли висновку, що для простих, одно- та двоатомних газів, таких як гелій та азот, добре підходить модель для ідеальних газів. Тоді як для газів із складнішою органічною формулою необхідно враховувати ефекти реальних газів. На сьогоднішній день відомо понад 150 рівнянь стану. Частина отриманих рівнянь є уточненням рівняння Ван-дер-Ваальса, інші отримані експериментально. З позиції молекулярної теорії будови речовини реальний газ – це газ, властивості якого залежать від взаємодії та розмірів молекул. Рівняння Ван-дер-Ваальса – це одне з широко відомих наближених рівнянь стану, що враховує основні характеристики газу та міжмолекулярну взаємодію (1).

$$\left(p + \frac{a}{V^2}\right)(V - b) = RT, \quad (1)$$

де a і b – константи, що враховують відхилення властивостей реального газу від властивостей ідеального. Член a/V^2 враховує тяжіння між молекулами газу за рахунок ван-дер-ваальсових сил. Константа b є поправкою на об'єм молекул газу і враховує відштовхування молекул на близьких відстанях. Константи a та b зазвичай визначаються з експериментальних даних:

$$a = \frac{27 \cdot R^2 T_{кр}^2}{64 \cdot p_{кр}}; \quad b = \frac{RT_{кр}}{8 \cdot p_{кр}}. \quad (2)$$

Питання теплопередачі при різного роду конвекції досліджено досить широко. Зокрема, у роботах [7,8] розглянуто розгінну течію у прямокутному каналі та круглій мікротрубі, у роботі [9] – у пористому криволінійному мікроканалі прямокутного перерізу. Особливості явищ нестійкості потоку розглянуто у роботах [10,11]. Моделювання процесів імпульсу та теплообміну біля вертикальної пластини представлено у роботі [12]. У статті [13] проведено аналітичне моделювання потоку та теплообміну при природній конвекції газу Ван-дер-Ваальса. Отримано аналітичні рішення для профілів

швидкості, температури та відносного числа Нусельта, результати порівнювалися з результатами для ідеальних газів.

Мета даної роботи полягає у подальшому аналізі впливу теплофізичних властивостей газу Ван-дер-Ваальса на тепловіддачу при природній конвекції біля нагрітої пластини. Завдання вирішувалось аналітично, використовуючи метод інтегральних співвідношень.

II. Математична модель

Розглядається стаціонарна задача при природній конвекції біля нагрітої вертикальної пластини, температура якої T_w . Пластина знаходиться в нерухомому газі з постійною температурою T_∞ , яка нижча за температуру пластини ($T_w > T_\infty$). В результаті біля пластини з'являється підйомний рух нагрітого газу та формується пограничний шар товщиною δ . При цьому вважаємо, що фізичні параметри течії постійні (враховуємо тільки підйомну силу, що виникає внаслідок залежності густини від температури). Теплота тертя не враховується. Поля температур та швидкості можна описати диференціальними рівняннями у наближенні пограничного шару наступним чином

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g \left(1 - \frac{\rho}{\rho_\infty}\right), \quad (4)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}, \quad (5)$$

Як видно з рівнянь (3) – (5), ця модель враховує інерційні члени та конвективний теплообмін. Підйомна сила враховується, виходячи з останнього члена в рівнянні (4). Граничні умови для системи рівнянь (3) – (5) задаються наступним чином

$$u = 0, \quad T = T_w, \quad \text{при} \quad y = 0, \quad (6)$$

$$u = 0, \quad T = T_\infty, \quad \text{при} \quad y = \delta. \quad (7)$$

Цю постановку задачі доповнимо рівнянням стану Ван-дер-Ваальса (1) з використанням густини газу замість питомого об'єму

$$\left(p + a\rho^2\right)\left(\frac{1}{\rho} - b\right) = RT. \quad (8)$$

Далі перетворимо останній член у правій частині рівняння (4), використовуючи (8). Для цього розв'яжемо рівняння (8) щодо густини. Це кубічне рівняння, яке має два комплексно спряжених корені і один дійсний.

$$\rho = \frac{1}{6b} \left(2 + \frac{\sqrt[3]{16(a - 3b(bp + RT))}}{\sqrt[3]{2a^3 + 9a^2b(2bp - RT) - \sqrt{a^3(a(2a + 9b(2bp - RT))^2 - 4(a - 3b(bp + RT))^3}}} + \frac{\sqrt[3]{2a^3 + 9a^2b(2bp - RT) - \sqrt{a^3(a(2a + 9b(2bp - RT))^2 - 4(a - 3b(bp + RT))^3}}}{a\sqrt{8}} \right) \quad (9)$$

Розв'язання цього рівняння є досить громіздким і його важко використовувати при інтегруванні системи рівнянь (3) – (5). Автори в роботі [13] показали, що його можна спростити у наближенні малих значень констант a і b , розклавши до ряду Маклорена. В результаті маємо

$$\rho = \frac{p}{RT} - \frac{bp^2}{R^2T^2} + \frac{ap^2}{R^3T^3}. \quad (10)$$

Перепишемо рівняння (10) у безрозмірній формі

$$Z(1 + Wa_a - Wa_b) = 1, \quad (11)$$

$$Z = \frac{p}{RT\rho}, \quad Wa_a = \frac{ap}{R^2T^2}, \quad Wa_b = \frac{bp}{RT}. \quad (12)$$

де Z – коефіцієнт стисливості, який показує відхилення поведінки реального газу від ідеального при заданих температурі та тиску.

Далі виразимо відношення густин у рівнянні (4), використовуючи (10) - (12). В результаті отримаємо

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = v \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g \left(1 - \frac{Z}{1 + \beta \Delta T \theta} \left(1 - \frac{Wa_b}{1 + \beta \Delta T \theta} + \frac{Wa_a}{(1 + \beta \Delta T \theta)^2} \right) \right), \quad (13)$$

де коефіцієнт стисливості Z та числа Ван дер Ваальса визначаються як значення на зовнішній границі приграничного шару. Безрозмірна локальна температура у приграничному шарі визначається як

$$\theta = \frac{T - T_\infty}{T_w - T_\infty} = \frac{T - T_\infty}{\Delta T}, \quad \beta = \frac{1}{T_\infty}. \quad (14)$$

де β – коефіцієнт об'ємного розширення.

III. Метод інтегральних співвідношень

Інтегральні рівняння приграничного шару при природній конвекції для ідеального газу наведені в роботах [14,15]. Виведемо інтегральні рівняння для реального газу. Щоб отримати інтегральне рівняння руху, помножимо рівняння нерозривності (3) на компоненту швидкості і додамо до лівої частини рівняння (13). В результаті маємо

$$\frac{\partial u^2}{\partial x} + \frac{\partial uv}{\partial y} = v \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g \left(1 - \frac{Z}{1 + \beta \Delta T \theta} \left(1 - \frac{Wa_b}{1 + \beta \Delta T \theta} + \frac{Wa_a}{(1 + \beta \Delta T \theta)^2} \right) \right), \quad (15)$$

Проінтегруємо (15) по товщині приграничного шару з урахуванням граничних умов (6) та (7). Це дає

$$\frac{d}{dx} \int_0^{\delta} u^2 dy = -v \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} + g \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{Cl}{1 + \beta \Delta T \theta} \left(1 - \frac{Wa_b}{1 + \beta \Delta T \theta} + \frac{Wa_a}{(1 + \beta \Delta T \theta)^2} \right) \right) dy, \quad (16)$$

Перепишемо це рівняння, використовуючи безрозмірні параметри

$$\frac{d(\delta U^2)}{dx} \int_0^1 w^2 d\eta = -v \left(\frac{\partial w}{\partial \eta} \right)_{\eta=0} \frac{U}{\delta} + g \delta \int_0^1 \left(1 - \frac{Cl}{1 + \beta \Delta T \theta} \left(1 - \frac{Wa_b}{1 + \beta \Delta T \theta} + \frac{Wa_a}{(1 + \beta \Delta T \theta)^2} \right) \right) d\eta, \quad (17)$$

де U – масштабна швидкість, яка залежить від продольної координати

$$w = \frac{u}{U}, \quad \eta = \frac{y}{\delta}. \quad (18)$$

Подібним чином можна інтегрувати рівняння енергії (5). Це дає

$$\frac{d(U\delta)}{dx} \int_0^1 w\theta d\eta = -\frac{\alpha}{\delta} \left(\frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right)_{\eta=0} \quad (19)$$

Для вирішення рівнянь (17) та (19) необхідно задати профілі швидкості та температури. У роботах [14,15] запропоновані наступні рівняння для цих профілів

$$w = \eta(1 - \eta)^2, \quad (20)$$

$$\theta = (1 - \eta)^3. \quad (21)$$

Підстановка (20) та (21) в (17) дає

$$\frac{1}{105} \frac{d(\delta U^2)}{dx} = -v \frac{U}{\delta} + g \delta F, \quad (22)$$

де

$$F(\beta \Delta T, Wa_a, Wa_b) = \left(54 - \frac{3(-6Wa_b(1 + \beta \Delta T) + Wa_a(8 + 5\beta \Delta T))}{(1 + Wa_a - Wa_b)(1 + \beta \Delta T)^2} + \frac{1}{54} \left((9 + 5Wa - 6Wa_b) \left(6 \arctan \left(\frac{1 - 2\sqrt[3]{\beta \Delta T}}{\sqrt{3}} \right) + \sqrt{3} \ln \left(1 - \frac{3\sqrt[3]{\beta \Delta T}}{(1 + \sqrt[3]{\beta \Delta T})^2} \right) - \pi \right) + \frac{3\sqrt[3]{\beta \Delta T} \sqrt{3} (1 + Wa_a - Wa_b)}{3\sqrt[3]{\beta \Delta T} \sqrt{3} (1 + Wa_a - Wa_b)} \right) \right) \quad (23)$$

У граничному випадку $\beta\Delta T \rightarrow 0$ рівняння (22) трансформується в

$$\frac{1}{105} \frac{d(\delta U^2)}{dx} = -v \frac{U}{\delta} + \frac{1}{4} g \delta \beta \Delta T \frac{1 + 3Wa_a - 2Wa_b}{1 + Wa_a - Wa_b}. \quad (24)$$

Для ідеального газу ($Wa_a = Wa_b = 0$) рівняння (24) редукується в рівняння, яке отримано Еккерт, Сквайєр [14,15]. Рівняння (19) набуває вигляду

$$\frac{1}{42} \frac{d(\delta U)}{dx} = 3 \frac{\alpha}{\delta}. \quad (25)$$

Якщо в заданих рівняннях (20), (21) для профілю температур взяти вираз

$$\theta = (1 - \eta)^2, \quad (26)$$

то функція F у рівнянні (23) буде виглядати наступним чином

$$F(\beta\Delta T, Wa_a, Wa_b) = 1 - \frac{-4Wa_b(1 + \beta\Delta T) + Wa_a(5 + 3\beta\Delta T)}{8(1 + Wa_a - Wa_b)(1 + \beta\Delta T)^2} - \frac{(8 + 3Wa_a - 4Wa_b)\arctan(\sqrt{\beta\Delta T})}{8\sqrt{\beta\Delta T}(1 + Wa_a - Wa_b)} \quad (27)$$

Тоді у граничному випадку $\beta\Delta T \rightarrow 0$ маємо

$$\frac{1}{105} \frac{d(\delta U^2)}{dx} = -v \frac{U}{\delta} + \frac{1}{3} g \delta \beta \Delta T \frac{1 + 3Wa_a - 2Wa_b}{1 + Wa_a - Wa_b}, \quad (28)$$

а рівняння енергії набуває форми

$$\frac{1}{30} \frac{d(\delta U)}{dx} = 2 \frac{\alpha}{\delta}. \quad (29)$$

Підсумовуючи, систему інтегральних рівнянь можна записати у загальному вигляді наступним чином

$$s \frac{d(\delta U^2)}{dx} = -v \frac{U}{\delta} + g \delta F, \quad (30)$$

$$t \frac{d(\delta U)}{dx} = z \frac{\alpha}{\delta}. \quad (31)$$

IV. Тепловіддача

Враховуючи роботи [14, 15], розв'яжемо рівняння (30) та (31), використовуючи наступні співвідношення

$$U(x) = \Psi x^m, \quad (32)$$

$$\delta(x) = \Phi x^n,$$

(33) де m, n, Ψ та Φ – невідомі константи. Рішення (32) і (33) задовольняють нульовим початковим умовам, тобто швидкість та товщина приграничного шару на краю пластини дорівнюють нулю. Щоб знайти ці константи, підставимо рівняння (32) та (33) у рівняння (30) та (31). В результаті маємо

$$(2m+n)s\Phi\Psi^2x^{2m+n-1} = -v\frac{\Psi^2}{\Phi}x^{m-n} + gF\Phi x^n, \quad (34)$$

$$(m+n)r\Phi\Psi x^{m+n-1} = -\alpha\frac{z}{\Phi}x^{m-n}. \quad (35)$$

Прирівняємо показники ступеня при x . В результаті маємо систему рівнянь, розв'язання якої виглядає як

$$m = \frac{1}{2}, \quad n = \frac{1}{4}. \quad (36)$$

Підставляючи ці значення в (34) і (35), отримаємо систему рівнянь щодо Ψ та Φ . Виключивши одну зі змінних, отримуємо алгебраїчне рівняння четвертого порядку щодо іншої змінної. В результаті рішення маємо чотири пари коренів, з яких одна має додатну дійсну форму

$$\Psi = 2\sqrt{\frac{zgF}{5sz + 3t \text{Pr}}}, \quad (37)$$

$$\Phi = \sqrt{\frac{4z}{3t} \frac{\alpha}{\Psi}}. \quad (38)$$

Отримавши співвідношення (37) та (38), можна сказати, що коефіцієнт тепловіддачі дорівнює

$$h = z\frac{k}{\delta} = k\sqrt{\frac{3zt}{4} \frac{\Psi}{\alpha\sqrt{x}}} = k\sqrt{\frac{3zt}{2} \frac{1}{\alpha\sqrt{x}}} \sqrt{\frac{zgF}{5sz + 3t \text{Pr}}}. \quad (39)$$

Рівняння (39) можна переписати для відносного числа Нусельта

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_0} = \sqrt[4]{\frac{F}{r\beta\Delta T}}, \quad (40)$$

де

$$\text{Nu} = \frac{hx}{k} \quad (41)$$

Індекс «0» відноситься до значень до ідеального газу, коефіцієнт r визначається з рівняння

$$\lim_{\beta\Delta T \rightarrow 0} \frac{F}{\beta\Delta T} = r \frac{1 + 3\text{Wa}_a - 2\text{Wa}_b}{1 + \text{Wa}_a - \text{Wa}_b}. \quad (42)$$

Наприклад, для рівняння (23) $r=1/4$, а рівняння (27) $r=1/3$.

В результаті рівняння (40) можна переписати наступним чином

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_0} = \sqrt[4]{\frac{1 + 3\text{Wa}_a - 2\text{Wa}_b}{1 + \text{Wa}_a - \text{Wa}_b}}. \quad (43)$$

V. Аналіз результатів

На рис. 1.2 показано вплив безрозмірних чисел Ван-дер-Ваальса на відносний коефіцієнт тепловіддачі. Ці результати отримані на основі рівняння (43) та збігаються з даними, які отримані у статті [13].

Як відомо, характер взаємодії молекул газу зі стінкою має важливе значення для оцінки тепловіддачі. Коефіцієнт a характеризує додатковий тиск у приграничному шарі, що збільшує ймовірність зіткнення молекул у реальному газі в порівнянні з ідеальним. Очевидно, що це призводить до збільшення підйомної сили. В результаті швидкість в приграничному шарі збільшується, що призводить до посилення тепловіддачі зі зростанням числа Wa_a (рис.1)

У свою чергу коефіцієнт b характеризує додатковий об'єм, не заповнений молекулами. З його зростанням обмін енергією між молекулами та стінкою зменшується, що призводить до погіршення умов взаємодії між ними. Отже, як видно з рисунків, зі збільшенням числа Wa_b відносний коефіцієнт тепловіддачі зменшується в порівнянні з випадком ідеального газу (рис.2).

Розрахунки показали, що зі зростанням числа Wa_a вплив числа Wa_b нівелюється і при значеннях $\text{Wa}_a \geq 0,6$ не спостерігався (рис. 1). Більш виражений вплив числа Wa_a на характеристики потоку можна пояснити тим, що коефіцієнт a описує квадратичний ефект зміни густини в рівнянні Ван дер Ваальса, а коефіцієнт b визначає лінійний ефект зміни густини.

Висновки

У роботі розглянуто питання природної конвекції в реальних газах Ван-дер-Ваальса біля пластини, що обігрівается. Завдання вирішувалося аналітично з урахуванням інтегрального підходу. У результаті рішення отримано нову форму рівняння Ван-дер-Ваальса. Дано

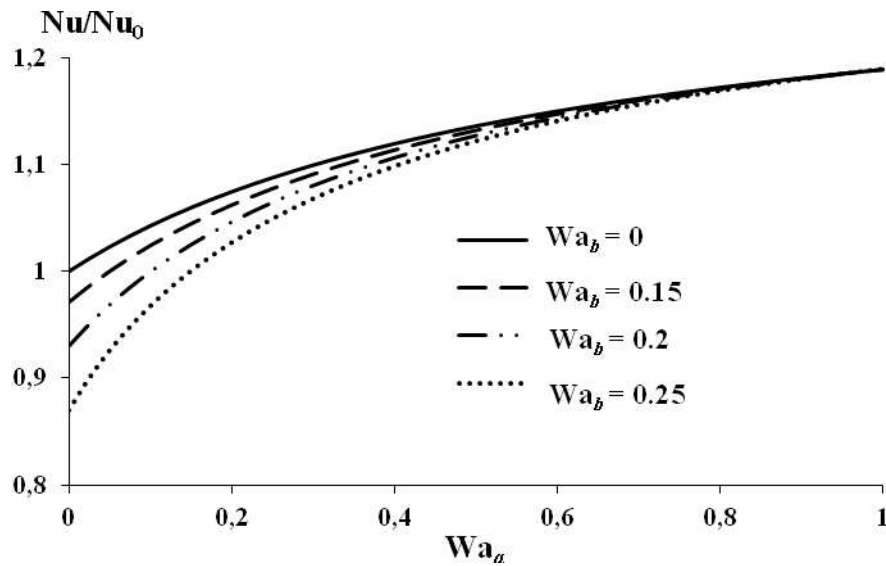


Рис. 1. Вплив числа Вандер дер Ваальса Wa_a на відносне число Нуссельта Nu/Nu_0 за умови $Wa_b = \text{const}$: 1) $Wa_b = 0$; 2) $Wa_b = 0,15$; 3) $Wa_b = 0,2$; 4) $Wa_b = 0,25$

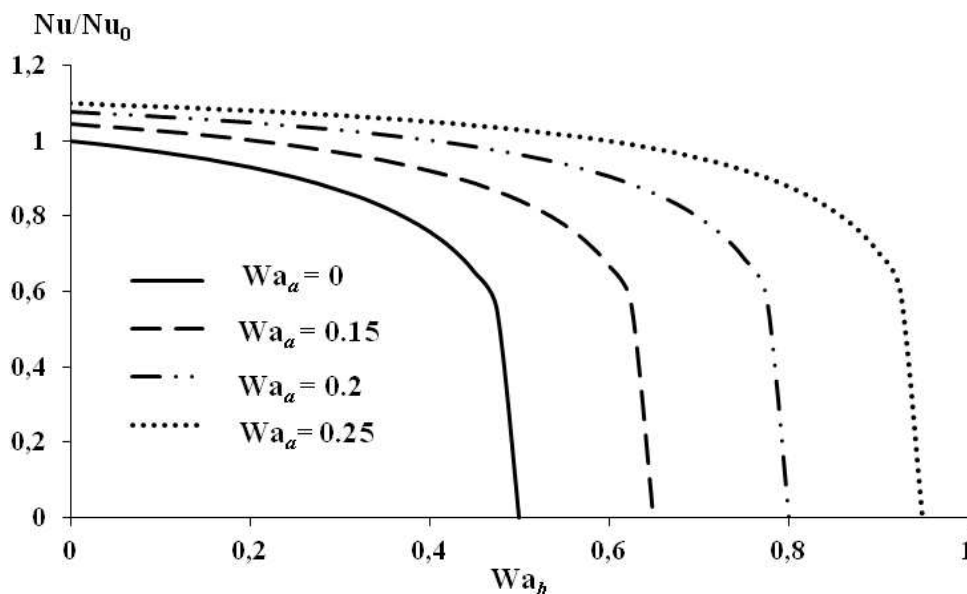


Рис. 2. Вплив числа Вандер дер Ваальса Wa_b на відносне число Нуссельта Nu/Nu_0 за умови $Wa_a = \text{const}$: 1) $Wa_a = 0$; 2) $Wa_a = 0,15$; 3) $Wa_a = 0,2$; 4) $Wa_a = 0,25$

оцінку впливу безрозмірних чисел Wa_a і Wa_b на відносний коефіцієнт тепловіддачі в реальному газі в порівнянні з ідеальним газом.

Аналіз розрахунків показав, що зі зростанням числа Wa_a , що характеризує додатковий тиск, коефіцієнт тепловіддачі збільшується. Це пов'язано зі зростанням підйомної сили та швидкості у приграничному шарі. Ефект додаткового об'єму (збільшення числа Wa_b) призводить до погіршення умов взаємодії між молекулами газу та стінкою. Це супроводжується зменшенням сил

Архімеда та швидкості потоку, що призводить до ослаблення теплообміну в порівнянні з ідеальним газом.

Робота виконана за фінансової підтримки програми наукових досліджень НАН України «Підтримка пріоритетних для держави наукових досліджень і науково-технічних (експериментальних) розробок», 2022 - 2023р. Проект «Розроблення наукових засад процесів тепло-масопереносу і горіння для вдосконалення технологій отримання та використання відновлювальних видів палива з метою декарбонізації енергетики України»

ЛІТЕРАТУРА

1. Banaszekiewicz T., Chorowski M., Gizicki W., Jedrusyna A., Kielar J., Malecha Z., Piotrowska A., Polinski J., Rogala Z., Sierpowski K., Skrzypacz J., Stanclik M., Tomczuk K., Dow 'zenko P. Liquefied Natural Gas in MobileApplications—Opportunities // *Energies*. – 2020. – V.13: 5673. doi:10.3390/en13215673.
2. Staffell I., Scamman D., Abad A.V., Balcombe P., Dodds P.E., Ekins P., Shah N. and Ward K.R. The role of hydrogen and fuel cells in the global energy system // *Energy & Environmental Science*. – 2019. – Issue 2. – P.463 – 491. <https://doi.org/10.1039/C8EE01157E>.
3. Быстрицкий Г.Ф. Теплотехника и энергосиловое оборудование промышленных предприятий. 5-е изд. Москва: Издательство Юрайт, 2018.— 305с. URL:<https://urait.ru/bcode/414423>.
4. Perdiguer-López R., Berné-Valero J.L., Garrido-Villén N. Application of GNSS Methodologies to Obtain Precipitable Water Vapor (PWV) and Its Comparison with Radiosonde Data // *Proceedings*. – 2019. – V.19, №24. – 24p. doi:10.3390/proceedings2019019024.
5. Hanley E.S., Deane P., Gallachóir B. The role of hydrogen in low carbon energy futures—A review of existing perspectives // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.— 2018. — V. 82, Part 3. — P.3027 – 3045. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.034>.
6. Булыгин В.С. Теплоёмкость и внутренняя энергия газа Ван-Дер-Ваальса. Москва.МФТИ. - Учебно-методическое пособие по курсу Общая физика, 2012 13с. https://mipt.ru/education/chair/physics/S_II/method/VdV.pdf
7. Avramenko A.A., Tyrinov A.I., Shevchuk I.V. Start-up slip flow in a microchannel with a rectangular cross section // *Theoretical and Computational Fluid Dynamics*. –2015.– V.29(5). –P.351-371. DOI: 10.1007/s00162-015-0361-x
8. Avramenko A.A., Tyrinov A.I., Shevchuk I.V. An analytical and numerical study on the start-up flow of slightly rarefied gases in a parallel-plate channel and a pipe // *Physics of Fluids*. –2015. –V.27(4): 042001. <https://doi.org/10.1063/1.4916621>
9. Avramenko A.A., Kuznetsov A.V. Flow in a curved porous channel with a rectangular cross section // *Journal of Porous Media*. – 2007. – V.11(3). – P.241-246. DOI: 10.1615/JPorMedia.v11.i3.20
10. Avramenko A.A., Shevchuk I.V., Harmand S., Tyrinov A.I. Thermocapillary instability in an evaporating two-dimensional thin layer film. // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2015. – V.91. – P. 77 - 88. DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.06
11. Avramenko A.A., Kuznetsov A.V. The onset of bio-thermal convection in a suspension of gyrotactic microorganisms in a fluid layer with an inclined temperature gradient. *International // Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*. – 2010. – V.20(1). – P.111 – 129. DOI: 10.1108/09615531011008154
12. Avramenko A.A., Shevchuk I.V., Abdallah S., Blinov D.G., Harmand S., Tyrinov A.I. Symmetry analysis for film boiling of nanofluids on a vertical plate using a nonlinear approach // *Journal of Molecular Liquids*. – 2016. – V.223.– P.156-164. DOI :10.1016/j.molliq.2016.08.038
13. Avramenko A.A., Shevchuk I.V., Kovetskaya M.V. An Analytical Investigation of Natural Convection of a Van Der Waals Gas over a Vertical Plate // *Fluids*. – 2021. – V.6(3): 121. <https://doi.org/10.3390/fluids6030121>
14. Squire H. B. “Integral solution,” in *Modern Developments in Fluid Dynamics*, vol. 2, S. Goldstein ed., Dover, New York, USA: Academic press, pp. 641–643, 1965
15. Eckert E.R.G., Drake R.M. *Heat and Mass Transfer*. McGraw Hill, New York 1959

HEAT TRANSFER AT NATURAL CONVECTION OF VAN DER WAALS GAS

Avramenko A.A., Kovetska Yu.Yu., Dmitrenko N.P., Skitsko O.I., Plakhotnia L.V.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, 2a, Kapnist str., Kyiv, 03680, Ukraine

<https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.1>

This paper focuses on a study of natural convection in a Van der Waals gas over a vertical heated plate. An approximate analytical solution of the problem was obtained using an integral method for momentum and energy equations. A simplified form of the van der Waals equation for real gases enabled estimating the effects of the dimensionless van der Waals parameters on the normalized heat transfer coefficient. The effects of the dimensionless Wa_a and Wa_b numbers on the normalized Nusselt number in the real gas compared to the ideal gas were estimated. The analysis of the calculation results showed that, with an increase in the Wa_a number (which characterizes the additional pressure in the real gas), the normalized Nusselt number increases. The effect of additional volume, which shows in an increase in the Wa_b number, causes a deterioration in the conditions interaction between gas molecules and the wall. This is accompanied by a decrease in the Archimedes force and flow rate in the boundary layer, which leads to a weakening of heat transfer in comparison with an ideal gas.

References 15, figures 2.

Key words: natural convection, van der Waals gas, heat transfer, analytical solution.

1. Banaszkiwicz T., Chorowski M., Gizicki W., Jedrusyna A., Kielar J., Malecha Z., Piotrowska A., Polinski J., Rogala Z., Sierpowski K., Skrzypacz J., Stanclik M., Tomczuk K., Dowżenko P. Liquefied Natural Gas in Mobile Applications—Opportunities. *Energies*. 2020. V.13: 5673. doi:10.3390/en13215673. (in Eng.)

2. Staffell I., Scamman D., Abad A.V., Balcombe P., Dodds P.E., Ekins P., Shah N., Ward K.R. The role of hydrogen and fuel cells in the global energy system. *Energy & Environmental Science*. 2019. Issue 2. P.463 – 491. <https://doi.org/10.1039/C8EE01157E>. (in Eng.)

3. Bystritsky G.F. Heat engineering and power equipment of industrial enterprises. 5th ed.; Yurayt: Moscow. 2018. 305p. URL: <https://urait.ru/bcode/414423>. (in Rus.)

4. Perdiguier-López R., Berné-Valero J.L., Garrido-Villén N. Application of GNSS Methodologies to Obtain Precipitable Water Vapor (PWV) and Its Comparison with Radiosonde Data. *Proceedings*. 2019. V.19, №24. 24p. doi:10.3390/proceedings2019019024. (in Eng.)

5. Hanley E.S., Deane P., Gallachóir B. The role of hydrogen in low carbon energy futures—A review of existing perspectives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018. V.82, Part 3. P. 3027 – 3045. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.034>. (in Eng.)

6. Bulygin V.S. Heat capacity and internal energy of Van der Waals gas. Course textbook General Physics: Moscow M.: MFTI, 2012, 13p. https://mipt.ru/education/chair/physics/S_II/method/VdV.pdf (in Rus.)

7. Avramenko A.A., Tyrinov A.I., Shevchuk I.V. Start-up slip flow in a microchannel with a rectangular cross section // *Theoretical and Computational Fluid Dynamics*. 2015. V.29(5). P.351-371. DOI: 10.1007/s00162-015-0361-x (in Eng.)

8. Avramenko A.A., Tyrinov A.I., Shevchuk I.V. An analytical and numerical study on the start-up flow of slightly rarefied gases in a parallel-plate channel and a pipe. *Physics of Fluids*. 2015. V.27(4):042001. <https://doi.org/10.1063/1.4916621> (in Eng.)

9. Avramenko A.A., Kuznetsov A.V. Flow in a curved porous channel with a rectangular cross section. *Journal of Porous Media*. 2007. V.11(3). P.241-246. DOI: 10.1615/JPorMedia.v11.i3.20 (in Eng.)

10. Avramenko A.A., Shevchuk I.V., Harmand S., Tyrinov A.I. Thermocapillary instability in an evaporating two-dimensional thin layer film. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015. V.91. P. 77 – 88. DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.06 (in Eng.)

11. Avramenko A.A., Kuznetsov A.V. The onset of bio-thermal convection in a suspension of gyrotactic microorganisms in a fluid layer with an inclined temperature gradient. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*. 2010. V.20(1). P.111 – 129. DOI: 10.1108/09615531011008154 (in Eng.)

12. Avramenko A.A., Shevchuk I.V., Abdallah S., Blinov D.G., Harmand S., Tyrinov A.I. Symmetry analysis for film boiling of nanofluids on a vertical plate using a nonlinear approach. *Journal of Molecular Liquids*. 2016. V.223. P.156-164. DOI: 10.1016/j.molliq.2016.08.038 (in Eng.)

13. Avramenko A.A., Shevchuk I.V., Kovetskaya M.V. An Analytical Investigation of Natural Convection of a Van Der Waals Gas over a Vertical Plate. *Fluids*. 2021. V.6(3): 121. <https://doi.org/10.3390/fluids6030121> (in Eng.)

14. Squire H. B. “Integral solution,” in *Modern Developments in Fluid Dynamics*, vol. 2, S. Goldstein ed., Dover, New York, USA: Academic press, pp. 641–643, 1965 (in Eng.)

15. Eckert E.R.G., Drake R.M. Heat and Mass Transfer. McGraw Hill, New York 1959 (in Eng.)

Отримано 21.01.2022

Received 21.01.2022

УДК: 662.73; 628.336.3

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКА АКТИВНОСТІ ВОДИ ДЛЯ МУЛОТОРФЯНИХ ГРАНУЛ

Петрова Ж.О.¹, докт. техн. наук, Кузнєцова І.В.², докт. сільськогосп. наук,
Мишин А.І.³, к.т.н., Новікова Ю.П.⁴, аспірант¹Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Капніст, 2а, Київ, Україна, 03057, старший науковий співробітник, bergelzhanna@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0001-7385-8495>²Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Капніст, 2а, Київ, Україна, 03057, старший науковий співробітник, ingaV@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0001-8530-2099>³Національний університет харчових технологій, вул. Володимирська, 68, Київ, Україна, 01601, andrii_marynin@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-6692-7472>⁴Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Капніст, 2а, Київ, 03057, Україна, yuliiyanovikova3@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0001-7385-8495><https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.2>

В статті наведені результати дослідження активності води для композиційних гранул на основі торфу, мулових відкладень та біомаси, діапазон значень яких становить 0,224-0,231. Отримано кореляційні коефіцієнти, які мають однакове значення для всіх видів гранул.

В статье приведены результаты исследования активности воды для композиционных гранул на основе торфа, иловых осадков и биомассы, диапазон значений которых составляет 0,224-0,231. Получены корреляционные коэффициенты, которые имеют одинаковое значение для всех видов гранул.

This article presents the results of the study of water activity for composite granules based on peat, sludge and biomass, the range of values of which is 0.224-0.231. Correlation coefficients are obtained, which have the same value for all types of granules.

Бібл. 11, табл. 2, рис. 1.

Ключові слова: активність води, гранули, сорбційна ємність, волога. a_w – показник активності води; C_{EM} – рівноважна відносна вологість атмосфери; T – температура, °C; P_F – парціальний тиск водяної пари над поверхнею дослідних зразків; P_s – парціальний тиск насиченої пари над чистою водою; x – компонентний вміст сполук.

Вступ. Однією із важливих задач України є поліпшення екологічної ситуації. В Україні існує проблема переповнених мулових майданчиків з «застарілими» муловими відкладеннями, які майже позбулися органічної складової. Переробка цих застарілих мулових відкладень є можливістю вирішення поставленого завдання [1].

Оскільки градієнт значень активності води дослідних зразків і відповідної вологості навколишнього середовища є рушійною силою масового обміну різних термічних і гідротермічних процесів, а також для зберігання, важливими є дані щодо показника активності води [2, 3]. Даний показник показує кількість утримуваної вологи дослідними зразками, що може зв'язувати інші сполуки та впливає на форму і структуру дослідних зразків, а також на ефективність зберігання.

Із загальної кількості води, що міститься в продукті,

мікроорганізми можуть використовувати для своєї життєдіяльності лише певну її частину, так звану "вільну воду". Кількість "вільної води", що виражає активність води, залежить від природи і кількості компонентів, розчинених у вступній фазі дослідних зразків [4]. Різні види мікроорганізмів здатні розвиватися тільки в певних порогових значеннях активності води. Тому показник активності води може застосовуватися при прогнозуванні росту мікроорганічного забруднення і визначення мікробіологічної стабільності дослідних зразків.

Для харчової промисловості показник активності води, введений в європейські стандарти (введений в систему стандартів ISO 9000 та ISO 18787: 2017), і визначає якість харчового продукту та використовується для прогнозування розвитку мікроорганізмів. В Україні в 2007 році введено в дію ДСТУ ISO на використання

показника «активність води» (a_w) для визначення якості і безпеки харчових продуктів та кормів. Водночас, визначення показника активності води для продуктів технічного призначення, таких як композитних гранул, ще не проводили.

Метод і методика досліджень. Показник активності води досліджується для композитних гранул, отриманих на основі мулових відкладень, торфу та біомаси (тирси та лузги гречки) [6].

Зразки гранул подрібнювали на лабораторному млині і наважкою $5 \pm 0,1$ г засипали в спеціальні бюкси. Вимірювання термодинамічних показників гранул здійснювали на приладі Hygrolab-2 (Rotronic, Швейцарія) при температурі $18 \dots 20$ °C (рис. 1) з точністю вимірювання 1,5 %, $0,3$ °C $0,005$ од. а $a_w + 1.5\%$ від значення.

Мікроскопічне дослідження сорбційної ємності гранул здійснювали за йодом та індикатором метиленовим блакитним. Для цього гранули подрібнювали на лабораторному млині, наносили на скельце і додавали: 1 – дистильовану воду (контроль), 2 – розчин йоду, 3 – робочий розчин індикатора метиленового блакитного. Вимірювання проводили за допомогою мікроскопу Delta Optimal Genetic Pro, під'єднаному до комп'ютера.

Результати досліджень. Активність води (*water activity*) – це відношення парціального тиску водяної пари над дослідним зразком до парціального тиску водяної пари над чистою водою при тій же самій температурі:

$$a_w = \frac{C_{EM}}{100} = \frac{P_F(T)}{P_S(T)}, \quad (1)$$

де C_{EM} – рівноважна відносна вологість атмосфери, що контактує з дослідним зразком;

$P_F(T)$ – парціальний тиск водяної пари над поверхнею дослідних зразків при температурі T (підтримуваною на постійному рівні в час вимірювання);

$P_S(T)$ – парціальний тиск насиченої пари над чистою водою за тією ж температурою.

Активність води – це безрозмірна величина, значення якої дорівнює 0,0 для абсолютно безводної випробовуваної проби і 1,0 для чистої води, що не містить солей. Принципи вимірювання показника активності води засновані на вимірюванні точки роси або на визначенні зміни електропровідності електроліту або діелектричної проникності полімеру [5].

Мірою активності води є рівноважна відносна вологість. Залежно від величини (a_w) виділяють: сировина з високою вологістю ($a_w = 1,0 \dots 0,9$), сировина з проміжною вологістю ($a_w = 0,9 \dots 0,6$) і сировина з низькою вологістю ($a_w = 0,6 \dots 0,0$) [7].

Для визначення активності води дослідних зразків застосовують різноманітні принципи вимірювань [8, 9], включаючи пряме або непряме визначення рівноважного тиску водяної пари в закритих системах. При цьому має значення ступінь зв'язку води з неводними компонентами, а саме, вода, що має міцніший зв'язок менше підтримує процеси, що призводять до псування. Отже, показник активності води показує також гідролітичні хімічні реакції, що призводить до зміни нормативних показників певного продукту.

Гранули мають достатню гігроскопічність, що вимагає їхнього зберігання у герметичній упаковці.



Рис. 1. Аналізатор активності води Hygrolab-2

Готова продукція такої технології низької якості, недостатньо міцна. Гранули руйнуються та покриваються цвіллю і грибами [10].

Вперше було проведено дослідження для визначення показника активності води для дво- та трьохкомпонентних гранул. Результати досліджень з основних термодинамічних показників, і відповідно, показника активності води представлено в таблиці 1.

Згідно загальноприйнятої класифікації, гранули відносяться до продуктів із низькою вологістю та крихкі за структурою, що свідчить про високу теплотворну здатність. Відмічено вплив на даний показник такого компоненту як тирса, що не погіршує якість продукту але вказує на кращу можливість вбирання вологи, ніж його аналоги.

За отриманими результатами досліджень (табл. 1) отримано кореляційні коефіцієнти згідно рівняння регресії другого порядку:

$$a_w = -0,0015x^2 + 0,0065x + 0,221$$

де x – компонентний вміст сполук (незалежні змінні).

Створені гранули з додаванням біомаси тріскаються та розпушуються. Це викликане тим, що при наявності в мулових відкладах залишків поліетилену створюються умови для зростання площі взаємодії біомаси та поліетилену та плавленню під дією високої температури всередині гранули частинок поліетилену, який проникає в пори і тріщини гранули, рівномірно скріплюючи фракції рослинної сировини.

Рідина, що знаходиться у волокнах целюлози, перетворюється в пар і спінує розплав, що призводить до виділення летких неорганічних з'єднань. У сукупності процеси, що відбуваються при формуванні паливних гранул, призводять до утворення значної пористості. При цьому вміст зв'язаної вологи досягає критичного значення в гранулі, що підтверджується даними показника активності води (табл. 1). Пористість гранул стає неконтрольованою і погано прогнозованою. При цьому щільність гранули знижується та утворюються додаткові порожнини.

Мікроскопічні дослідження з сорбційної ємності та зміну структури зразків композиційних гранул представлено в таблиці 2.

Отримані гранули погано поглинають вологу, що видно по часточках подрібнених зразків, які не набухли і зберегли власну структуру. Мікрофотографії подрібнених зразків гранул у водному розчині йоду свідчать про відсутність складних вуглеводних комплексів і наявність простих сполук, що свідчить про зменшення органічної складової.

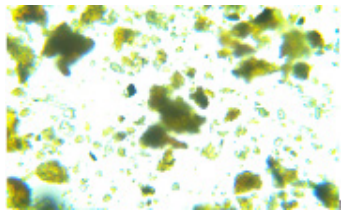
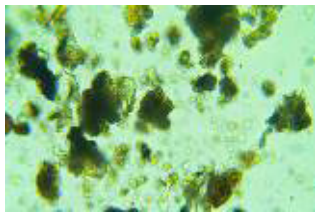
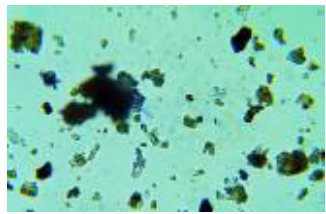
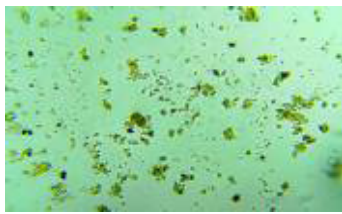
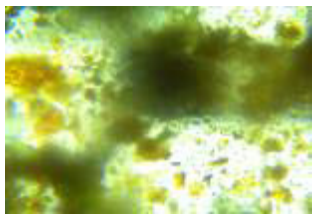
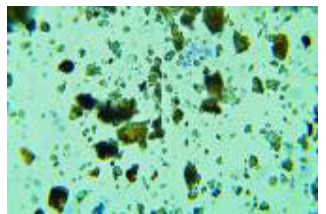
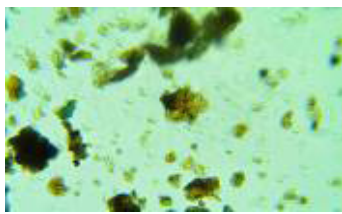
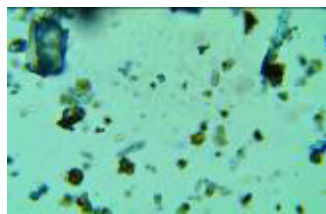
Укрупнення частинок на мікрофотографіях подрібнених зразків гранул в розчині йоду та робочому розчині метиленового блакитного свідчать про збільшення парового простору гранул та здатність до вбирання сполук, наприклад, сажі за спалювання гранул тощо.

Молекули йоду мають більший розмір та адсорбуються як на поверхні часток гранул в мікро- та мезопорах. Із зменшенням часток гранул питома поверхня зростає, а

Таблиця 1. Термодинамічна характеристика композиційних гранул

	Показник	Двокомпонентні гранули на основі торфу та мулу	Трьохкомпонентні гранули на основі торфу та мулу, гречаної лузги	Трьохкомпонентні гранули на основі торфу та мулу, тирси
1	Температура, °C	18,6	18,7	18,8
2	Точка роси/інею, °C	2,81	2,76	2,40
3	Температура за вологим термометром, °C	8,82	8,89	9,01
4	Ентальпія, Дж/г	26,33	26,48	26,75
5	Питомий вологовміст, г/кг	3,01	3,02	3,11
6	Співвідношення концентрацій компонентів суміші, г/кг	3,02	3,03	3,12
7	Концентрація парів при насиченні, г/м ³	3,58	3,59	3,70
8	Парціальний тиск водяного пару, гПа	4,82	4,84	4,99
9	Тиск насиченого пару види, гПа	21,43	21,57	21,63
10	Активність води (a_w)	0,225	0,224	0,231

Таблиця 2. Мікрофотографії подрібнених зразків композиційних гранул (100×40)

	у воді	у воді з йодом	у воді з метиленовим блакитним
Двокомпонентні гранули на основі торфу та мулу			
Трьохкомпонентні гранули на основі торфу та мулу, гречаної лузги			
Трьохкомпонентні гранули на основі торфу та мулу, тирси			

кількість пор скорочується до розміру 0,5...1,0 мм. При цьому питома поверхня зростає незначно порівняно із зменшенням кількості пор часток гранул. Як видно з табл. 2, на вироблені гранули мають вплив також й домішки, які додані до основної сировини. Так, питома поверхня мулоторф'яних гранул значно більша за додавання до композицій лузги гречки та тирси.

Молекули індикатора метиленового блакитного адсорбуються на порах площею 0,78...1,3 нм² [11]. Індикатор метиленовий блакитний – це молекула багатогранник і не проникає всередину мікро- і мезопор. Отже, адсорбція з використанням водного розчину метиленового блакитного залежить від питомої поверхні часток гранул.

Висновки. Вперше визначено показник активності води для композитних гранул, діапазон значень яких становить 0,224...0,231. Показано, вплив на показник активності води такого компоненту як тирса – гранули мають більшу пористість, і відповідно краще вбирають вологу. Отримано кореляційні коефіцієнти, які мають однакове значення для всіх видів гранул. Визначено, що умови проведення технологічного процесу отримання паливних гранул сприяє формуванню пористої структури, крихкої та придатної для адсорбції сполуки. Це впливає на умови зберігання гранул та їх обов'язковому дотриманню.

ЛІТЕРАТУРА

1. Снежкін Ю.Ф., Петрова Ж.О., Пазюк В.М., Новікова Ю.П. Стан технологій очищення стічних вод в Україні та світі // Теплофізика та Теплоенергетика. – 2021. – 43 (1). – С. 5–12. <https://doi.org/10.31472/tpe.1.2021.1>.
2. Buera P., Charle G. Water activity, glass transition and microbial stability in concentrated/cemimoist food system // Journal of food science. —1994. —№59. — P. 921–927.
3. Чоманов У.Ч. Разработка термодинамических методов и средств анализа связи влаги в пищевых продуктах: Дис. на соискание уч. степени докт. техн. наук.— Москва, 1990. – 436 с.
4. Ляйтнер, Л., Гоулд Г. Барьерные технологии: комбинированные методы обработки, обеспечивающие стабильность, безопасность и качество продуктов питания.— М.: ВНИИМП, 2006. — 236 с
5. ISO 18787:2017 Foodstuffs - Determination of water activity
6. Petrova Z., Sniezhkin Y., Paziuk V., Novikova Y., Petrov A. Investigation of the Kinetics of the Drying Process of Composite Pellets on a Convective Drying Stand // Journal of Ecological Engineering. – 2021. – 22(6). – Pp. 159-166. <https://doi.org/10.12911/22998993/137676>

7. Баранов Б.А. Теоретические и прикладные аспекты показателя «активность воды» в технологии продуктов питания. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук – СПб, 2000г. – 247 с.
8. Scott W.J. Water relations of food spoilage microorganisms // *Advances in Food Research*. 1957. – Volume 7.– Pp. 83-127.
9. Rodel W. Water activity and its measurement in food. // *Instrumentation and Sensors for the Food Industry*, 2nd edition. Kress-Rogers E. and Brimelow C.J.B. (eds.). Wood head, Cambridge, 2001. – Pp. 453-483.
10. Д'яконов В.І., Дьяконов О.В., Скрипник О.С., Нікітченко О.Ю. Вплив вологості деревних відходів на фізико-механічні властивості біокомпозиції // *Комунальне господарство міст*. – 2016. – Вип. 128. – С. 53-57.
11. Кельцев Н.В. Основы адсорбционной техники. 2е изд., перераб. И доп. – М.: Химия, 1984. – 592 с.

RESEARCH OF WATER ACTIVITY INDICATOR FOR
MULOTORPHONE GRANULESPetrova Zh.O.¹, Kuznietsova I.V.¹, Myrnyin A.I.²,
Novikova Yu.P.¹¹*Institute of Engineering Thermophysics of NAS of
Ukraine, 2a, Marii Kapnist Str., Kyiv, Ukraine, 03057*²*National University of Food Technologies, 68,
Volodymyrska str., Kyiv, Ukraine, 01601*<https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.2>

The gradient of values of water activity of the product and the corresponding humidity of the environment is the driving force of mass moisture exchange in various thermal and hydrothermal processes, as well as during storage, data on the water activity index are important. This indicator shows the amount of moisture retained in the test specimens, which may bind other compounds and affect the shape and structure of the test specimens, as well as the storage efficiency. Given the growing interest in fuel pellets, it is important to determine the rate of water activity.

Composite granules based on obsolete sludge, peat and biomass (sawdust and buckwheat husks) were investigated. Measurement of thermodynamic parameters of the test samples was performed on a Hygrolab-2 instrument. Microscopic measurements were performed using a Delta Optimal Genetic Pro microscope connected to a computer.

According to the generally accepted classification, fuel pellets belong to the tested samples with low humidity and brittle structure, which indicates a high calorific value. It is noted that the effect on the water activity index of sawdust content, which does not impair the quality of the studied samples but indicates a better ability to absorb moisture than its counterparts. Microphotographs of the granule samples show a significant pore space and a high sorption area, which can adsorb compounds both on the surface of the granules and in micro and mesopores.

For the first time, the water activity index was determined for technical products, such as fuel pellets, the range of values of which is 0.224-0.231. Correlation coefficients are obtained, which have the same value for all types of granules. It is determined that the conditions of the technological process of obtaining fuel granules contributed to the formation of a porous structure, brittle and suitable for adsorption of compounds. This affects the storage conditions of the pellets and their mandatory observance.

References 11, tables 2, figures 1.

Key words: water activity, granules, sorption capacity, moisture.

1. Sniezhkin Yu., Petrova Zh., Paziuk V., Novikova Yu. State of wastewater treatment technologies in Ukraine and the world, Thermophysics and Thermal Power Engineering, 2021. 43 (1). P. 5–12. [https://doi.org/10.31472/tpe.1.2021.1.\(Ukr.\)](https://doi.org/10.31472/tpe.1.2021.1.(Ukr.))

2. Buera P., Charle G. Water activity, glass transition and microbial stability in concentrated/cemimoist food system, Journal of food science, 1994. №59. P. 921–927.

3. Chomanov U.Ch. Razrabotka termodinamicheskikh metodov i sredstv analiza svyazi vlagi v pischevyykh produktakh: Dis. na soiskanie uch. stepeni dokt. tehn. nauk. [Development of thermodynamic methods and tools for analyzing the relationship of moisture in food: Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences], Moscow, 1990. 436 p. (Rus.)

4. Lyaystner, L., Gould G. Barernyye tehnologii: kombinirovannyye metody obrabotki, obespechivayushchie stabilnost, bezopasnost i kachestvo produktov pitaniya [Barrier technologies: combined processing methods to ensure food stability, safety and quality], Moscow, Federal food systems research center, 2006. 236 p. (Rus.)

5. ISO 18787:2017 Foodstuffs - Determination of water activity

6. Petrova, Z., Sniezhkin, Y., Paziuk, V., Novikova, Y., Petrov, A. Investigation of the Kinetics of the Drying Process of Composite Pellets on a Convective Drying Stand. Journal of Ecological Engineering, 2021. 22(6). P. 159-166. <https://doi.org/10.12911/22998993/137676>

7. Baranov B.A. Teoreticheskie i prikladnyye aspekty pokazatelya «aktivnost vodyi» v tehnologii produktov pitaniya. Dissertatsiya na soiskanie uchenoy stepeni doktora tekhnicheskikh nauk [Theoretical and applied aspects of the indicator "water activity" in food technology. Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences], Saint Petersburg, 2000. 247 p. (Rus.)

8. Scott W.J. Water relations of food spoilage microorganisms, Advances in Food Research, 1957. Volume 7. pp. 83-127.

9. Rodel W. Water activity and its measurement in food. In: Instrumentation and Sensors for the Food Industry, 2nd edition. Kress-Rogers E. and Brimelow C.J.B. (eds.), Wood head, Cambridge, 2001. pp. 453-483.

10. Diakonov V.I., Diakonov O.V., Skrypnyk O.S., Nikitchenko O.Iu. Vplyv volohosti derevnykh vidkhodiv na fizyko-mekhanichni vlastyivosti biokompozytsii [Influence of wood waste moisture on physical and mechanical properties of biocomposition]. Komunalne hospodarstvo mist [Municipal utilities], Kharkiv, 2016. Vol. 128. P. 53-57. (Ukr.)

11. Keltsev N.V. Osnovy adsorbtsionnoy tehniki [Basics of adsorption technology], 2nd ed., Moscow, Chemistry, 1984. 592 p.

Отримано 13.13.2021

Received 13.12.2021

УДК: 532.5.032

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОТИТОКУ В ПЛІВКОВИХ КОНТАКТНИХ АПАРАТАХ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЇХ ГІДРОДИНАМІКИ

Кузьменко І.М., канд. техн. наук

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", пр. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна

<https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.3>

Двовимірна математична модель протитокового ламінарного руху стікаючої плівки води та потоку повітря в вертикальному каналі контактного апарату, яка розв'язана в пакеті COMSOL MULTIPHYSICS 5.6 показала існування супутніх підйомних потоків на межі поділу води та повітря, що залежить від їх витрат та висоти вертикального каналу.

Двухмерная математическая модель противотокового ламинарного движения стекающей пленки воды и потока воздуха в вертикальном канале контактного аппарата, которая решена в пакете COMSOL MULTIPHYSICS 5.6, показала существование сопутствующих подъемных потоков на границе разделения воды и воздуха, что зависит от их расходов и высоты вертикального канала.

The two-dimensional mathematical model of countercurrent laminar motion of water flow and air flow in the vertical channel of the contact apparatus, solved in the package COMSOL MULTIPHYSICS 5.6 showed the existence of concomitant movement at the water-air interface, depending on their flow and vertical channel height.

Бібл. 11, рис. 8.

Ключові слова: модель, контактний апарат, канал, протитік, плівка, режим руху.

ρ – густина відповідного потоку кг/м^3 ;
 W – швидкість відповідного потоку кг/м^3 ;
 P – тиск, Па;
 K – тензор в'язких напружень, Па
 I – тензор тотожності;
 F – вектор об'ємної сили Н/м^3 ;

μ – динамічна в'язкість Па с;
 H – висота каналу, м;
 Re – критерій Рейнольдса;
 T – турбулентна складова;
 f – плівка;
 air – повітря.

Актуальність роботи. Режим руху в контактних апаратах є одним з факторів впливу на інтенсифікацію процесів теплообміну в них. Тому задача обрахунку швидкостей, зокрема локальних, які визначають інтенсифікацію процесів теплообміну, є важливою та актуальною. Цій задачі присвячено цілий ряд робіт. В [1-2] обрахунок локальних швидкостей в каналі базується на експериментальних значеннях сили тертя на межі розділу фаз, що є недоліком цих робіт. В [3-4] наведено 2D модель для визначення стаціонарного поля швидкостей, що включає рівняння нерозривності та Нав'є-Стокса і описує супутній рух плівки рідини і потоку газу в вертикальному каналі. Однак, автори розраховували лише локальні швидкості за сумісного руху плівки рідини та газового потоку вниз, або в каналі, розміщеному під кутом [5] за підйомного руху потоку газу.

В [6] описано 3D модель з використанням методу об'ємів у рідині (VOF), однак лише для бульбашкового та снарядного режимів руху двофазного потоку в вертикальному каналі.

В [7] для моделювання переходу між режимами в кільцевому горизонтальному каналі використано як комерційний пакет для моделювання динаміки рідин так і штучну нейронну мережу. При моделюванні динаміки рідини з використанням комерційного пакету система рівнянь використовувала VOF метод та підтверджувалася експериментальними даними по перепаду тиску, отриманими авторами. Однак авторами не розглянуто поле швидкостей, зокрема поблизу плівки.

В роботі [8] розглянуто моделювання динаміки рідини та тепломасообміну в турбулентному водомасляному потоці, що рухається в бульбашковому режимі в горизонтальному каналі з використанням комерційного пакету. Автори вказують, що відхилення коефіцієнту теплообміну в моделі від експерименту складає 6%, однак кільцевий потік не розглядався.

Ряд експериментальних робіт описує характеристики плівки в кільцевому потоці. В [9] встановлено вплив швидкостей плівки води та повітря на частоту і амплітуду хвиль в вертикальному кільцевому каналі. Експериментально встановлено, що зростання товщини

плівки збільшує амплітуду хвиль. В [10] експериментально визначено, що висота хвиль у вертикальному кільцевому каналі зростає з ростом числа Re повітря і на основі цього проведено верифікацію поданої нижче моделі.

Метою дослідження, виходячи з розглянутих вище робіт, є вивчення режимів руху шару на межі розділу фаз за протитокового руху фаз теплоносіїв - плівка рідини/потік повітря і встановлено напрямку руху фаз на межі їх розділу, що дозволить інтенсифікувати теплообмін в плівкових контактних апаратах.

В даній роботі розглянуто кільцеву течію (відповідно до карти режимів у каналі [11]) за протиточного руху у вертикальному кільцевому каналі, типу труба в трубі.

Опис моделі та її розв'язок

Постановка стаціонарної задачі включає систему рівнянь Нав'є-Стокса та нерозривності з урахуванням направленості сили тяжіння, рівняння записані для кожної з фаз. Систему рівнянь представлено в двовимірній постановці в циліндричних координатах.

$$\begin{cases} \rho(W \cdot \nabla)W = \nabla \cdot (pI + K) + F \\ \rho \nabla \cdot W = 0 \end{cases}, \text{ де}$$

$$K = \mu(\nabla W + (\nabla W)^T) = \frac{2}{3} \mu(\nabla \cdot W)I$$

Граничні умови на межі фаз та поблизу стінки визначалися умовою прилипання, на межі поділу фаз додавалася умова рівності сил тертя. на вході в канал задавалися значення швидкостей, для не усталеного потоку і на виході з каналу задавалися значення тиску, рівне атмосферному. Враховано вплив сили тяжіння на потоки.

Початкова об'ємна частка води в повітрі в усіх випадках прийнята рівною нулеві.

На рисунку 1 зліва показано геометрію коаксіального каналу. Внутрішня труба має радіус 8,25 мм і по її зовнішній поверхні під дією сили тяжіння збігає плівка води, товщиною 0,25 мм. Радіус зовнішньої труби 18 мм. Потік повітря підіймається знизу-вверх у коаксіальному каналі.

Задача розв'язувалася в комерційному пакеті COMSOL MULTIPHYSICS 5.6 методом скінченних елементів розмір триангуляційної сітки складав від 0,14 мм до 0,7 мм, згущення сітки проводилося в зоні стикання плівки та поблизу стінки каналу. На рисунку 1 справа показано геометрію триангуляційної сітки на межі між плівкою води та потоком повітря.

В ході ітераційних обчислень визначалися тиск, швидкість та її радіальна компонента та компонента по осі Z. Обчислення зупинялися коли розбіжність цих параметрів у послідовних ітераціях не перевищувала 10⁻³.

Для верифікації обчислень обраховано параметри моделі за прямооточного руху плівки води та потоку повітря. Якісно підтверджено, що зростання швидкості повітря та плівки зменшує амплітуду хвиль, як описано в [9-10].

Результати моделювання та їх аналіз

На рис. 2-10 показано результати моделювання у вигляді графіків залежності швидкості потоків на межі поділу фаз та радіальної швидкості від висоти каналу.

Моделювання виконано за наступних параметрів: процес адіабатний з температурою 20 °С, і швидкості фаз наступні – повітря 1,7 м/с в нерозвиненому потоці на

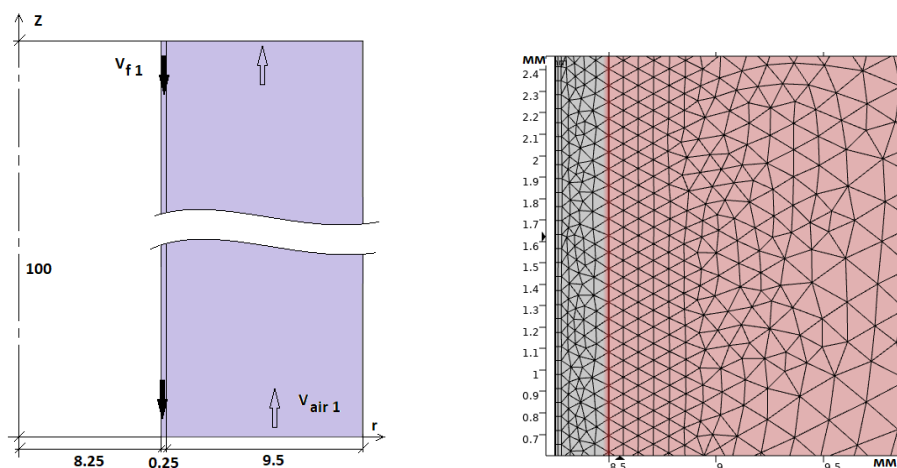


Рисунок 1. Геометричні параметри каналу (в мм) та триангуляційна сітка

вході знизу в канал, та плівка води 0,7 м/с в нерозвиненому потоці на вході зверху в канал. Потоки плівки води та повітря рухаються протитоком без поділяючої стінки. Власне коаксіальний канал типу труба в трубі, має наступну геометрію: висота $H=100$ мм, діаметри труб – меншої 17 і більшої 36 мм. По внутрішній стінці меншої труби збігає плівка води, товщиною 0,25 мм. В ході моделювання встановлено вплив на швидкість на межі поділу фаз наступних параметрів швидкості повітря W_{air} , швидкості плівки води, висоти коаксіального каналу H , товщини плівки води δ . В ході моделювання не встановлено впливу зміни діаметра меншого каналу в діапазоні 10-50 мм та діаметру більшого каналу в діапазоні 20-36 мм. Наведені результати отримано для плівки води, що стікає по внутрішній поверхні меншої труби. У випадку коли плівка стікає по внутрішній поверхні більшої труби результати – аналогічні.

З рисунків 2-10 видно, що не залежно від значень параметрів на вході та геометрії каналу, за висотою коаксіальний канал можна розділити на три зони. Як ознака подільності каналу на зони розглядається направленість швидкості на міжфазній поверхні – повітря-плівка води. Розглянемо рисунок 2, де зображено значення швидкості на міжфазній поверхні від висоти каналу. Значення висоти «0» відповідає входу повітря і, відповідно до граничних умов, швидкість на міжфазній поверхні поблизу плівки відповідає швидкості повітря на вході складає 1,7 м/с. До висоти $H=23$ мм швидкість на міжфазній поверхні поблизу плівки зменшується, але є більшою нуля. Це означає, що швидкість на міжфазній поверхні в режимі протитоку фаз не рівна нулеві і частина плівки води має швидкість більшу нуля, тобто частина стікаючої плівки в каналі рухається співнаправлено потоку повітря (перша зона). Окрім цього ця частина стікаючої плівки в каналі, що рухається співнаправлено

потоку повітря, зменшується з висотою каналу і за висоти $H=23$ мм (в даному випадку) - вироджується.

В другій зоні каналу, за висоти $H=23\ldots80$ мм (для швидкості плівки $W_f=1,1$ м/с) швидкість на міжфазній поверхні рівна нулеві і вся плівка збігає вниз, а весь потік повітря рухається вгору. В подальшому, в третій зоні каналу, за висоти $H=80\ldots100$ (для швидкості плівки $W_f=1,1$ м/с) ситуація на міжфазній поверхні змінюється. Як видно з рисунка 2, швидкість на міжфазній стає від'ємною, тобто – направленою проти осі Z , та зростає за модулем до значення швидкості плівки води 0,7 м/с. В цій, третій зоні каналу, рух частини потоку повітря співнаправлений направленою вниз збіганню плівки води. Аналогічна ситуація спостерігається і за інших швидкостей плівки води на вході в канал.

На рисунку 3 показано епюру швидкості поблизу межі поділу фаз, залежно від швидкості плівки води в діапазоні $W_f=0,3\ldots1,1$ м/с за товщини плівки 0,25 мм ($Re_f=60\ldots210$). Епюра відповідає висоті $H=100$ мм, тобто виходу повітряного потоку з каналу. Як видно з рисунка 3, в усьому вказаному діапазоні швидкостей плівки води існує частина потоку повітря в каналі, що рухається співнаправлено зі стікаючою плівкою води (відповідає швидкості, меншій нуля). Товщина цієї частини потоку повітря складає близько 0,4 мм за швидкості плівки води $W_f=0,3$ м/с і близько 1,6 мм за швидкості плівки води $W_f=1,1$ м/с.

На рисунку 4 наведено залежність радіальної швидкості на межі поділу фаз від швидкості плівки води в діапазоні $W_f=0,3\ldots1,1$ м/с. Як видно з рисунка 4, існування трьох зон а їх параметри зберігаються. Із рисунка 4 також видно, що в першій та третій зонах є радіальна швидкість на межі поділу фаз і ця швидкість варіюється в діапазоні 0,01 м/с.

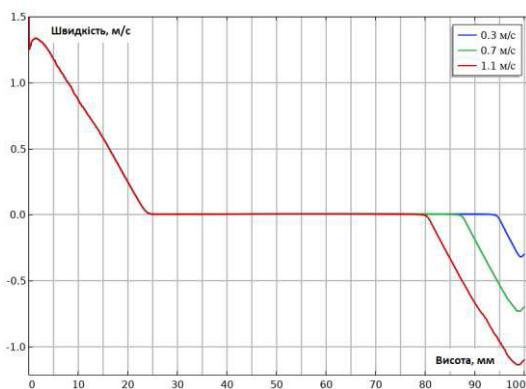


Рисунок 2. Залежність швидкості на межі поділу фаз від швидкості плівки води в діапазоні $W_f=0,3\ldots1,1$ м/с

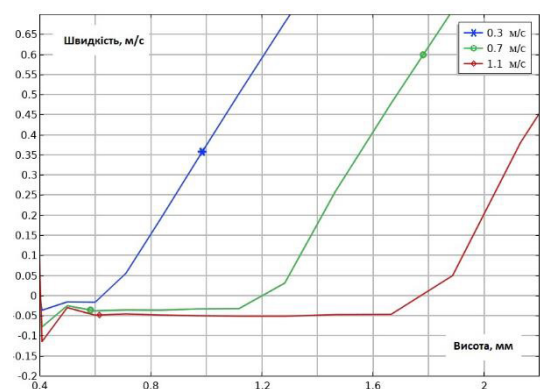


Рисунок 3. Епюра швидкості поблизу межі поділу фаз, залежно від швидкості плівки води в діапазоні $W_f=0,3\ldots1,1$ м/с за $H=100$ мм

Опираючись на рівняння нерозривності, з радіальної швидкості можна якісно оцінити радіальне перенесення маси, тобто хвилювання на поверхні розділу фаз. Очевидно, що за ламінарного руху фаз в другій зоні каналу хвилювання відсутнє, а найбільші хвилі будуть на верхній та нижній границях каналу. Аналогічна картина має місце за інших швидкостей плівки води.

На рисунках 5 і 6 показано залежність швидкості та радіальної швидкості на межі поділу фаз від швидкості потоку повітря в діапазоні $W_{air}=1,2...2,2$ м/с ($Re_{air}=1600...3000$). Як видно з рисунків 5 і 6 існування трьох зон в каналі зберігається. З рисунка 5 також видно, що збільшення першої зони пропорційне зростанню швидкості повітря. З рисунка 6 також видно, що зростання швидкості повітря приводить до збільшення амплітуди пульсацій радіальної швидкості.

На рисунках 7 і 8 наведено залежність швидкості та радіальної швидкості на межі поділу фаз від висоти каналу в діапазоні $H=50...150$ мм. Як видно з рисунків 7 і 8, існування трьох зон в каналі зберігається. Однак, зі зменшенням висоти каналу з $H=150$ до 50 мм відбувається зменшення лише другої зони. Як видно з рисунка 8, найвища радіальна швидкість спостерігається на верхній та нижній границях каналу. Також пульсації радіальної швидкості зберігаються в першій та другій зонах, що пояснюється хвилюванням плівки.

Залежність швидкості та радіальної швидкості на межі поділу фаз від товщини плівки води на стінці каналу в діапазоні $\delta=0,15...0,31$ мм ($Re_f=80...160$) наведено на рисунках 9 і 10. Як видно з рисунків 9 і 10, існування трьох зон в каналі зберігається, а зі зменшенням товщини плівки води на стінці каналу з $\delta=0,31...0,15$ мм

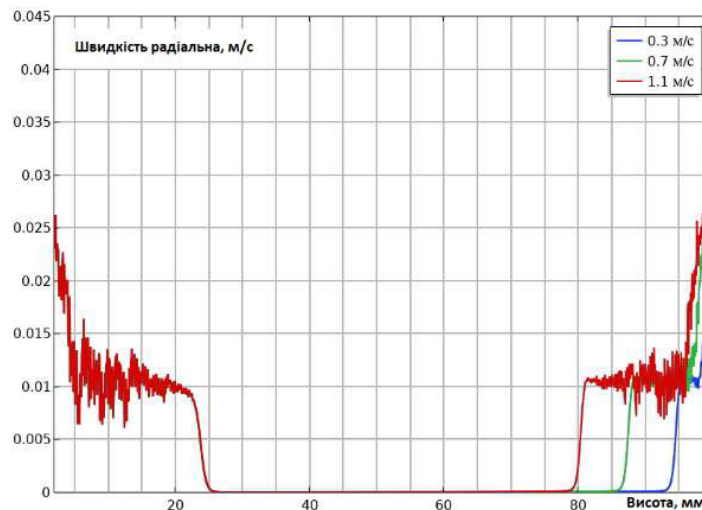


Рисунок 4. Залежність радіальної швидкості на межі поділу фаз від швидкості плівки води в діапазоні $W_f=0,3...1,1$ м/с

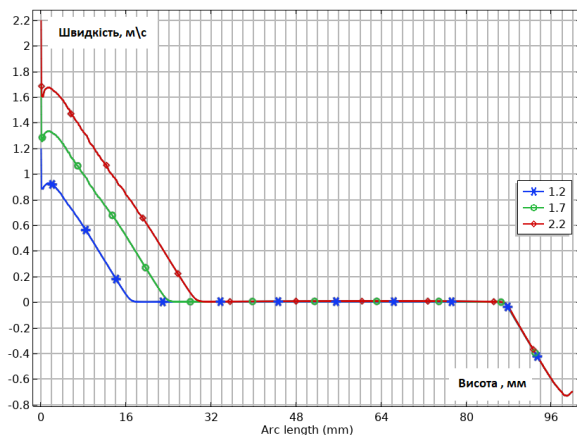


Рисунок 5. Залежність швидкості на межі поділу фаз від швидкості потоку повітря в діапазоні $W_{air}=1,2...2,2$ м/с

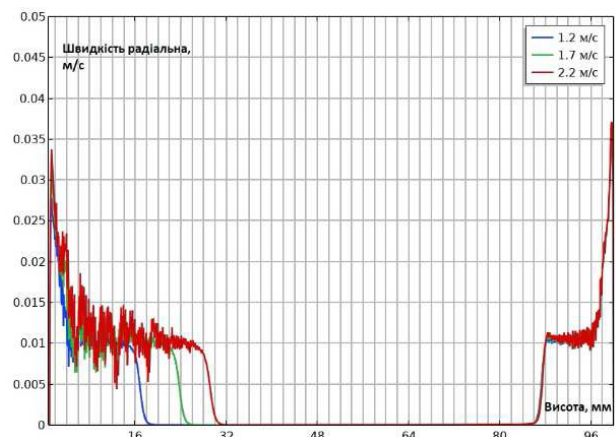


Рисунок 6. Залежність радіальної швидкості на межі поділу фаз від швидкості потоку повітря в діапазоні $W_{air}=1,2...2,2$ м/с

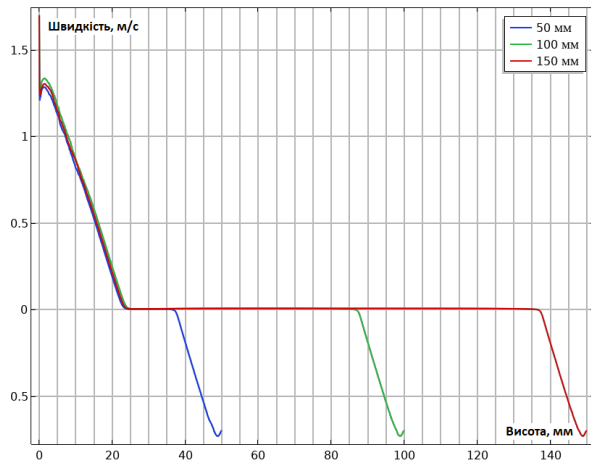


Рисунок 7. Залежність швидкості на межі поділу фаз від висоти каналу в діапазоні $H = 50...150$ мм

відбувається збільшення лише другої зони. Як видно з рисунка 10, найвища радіальна швидкість спостерігається на верхній та нижній границях каналу. Також пульсації радіальної швидкості зберігаються в першій та другій зонах і пояснюються хвилюванням плівки.

Висновки

Встановлено, що за протитоку фаз в ламінарному режимі в вертикальному каналі, залежно від зони по висоті каналу, гідродинаміка відрізняється. Таких зон встановлено три. В першій – підйомний потік повітря створює супутній підйомний потік у збігаючій плівці води, в другій зоні – супутні потоки не встановлені та в третій зоні стікаюча плівка води створює супутній опускний потік у повітрі.

Факторами, які впливають на розміри вищевказаних трьох зон є висота каналу, витрати або швидкості кожної з фаз. Зокрема, на вході плівки води в канал зі швидкістю $W_f = 0,3...1,1$ м/с та товщиною 0,25 мм ($Re_f = 60...210$) обраховане значення товщини супутнього потоку повітря складає $(0,4...1,6) \cdot 10^3$ м і є прямопропорційним швидкості плівки води. Також, зі зменшенням висоти каналу втричі, з 0,150 до 0,050 м існування трьох зон в каналі зберігається, однак висота зони без супутнього потоку прямопропорційно зменшується на один порядок – з 0,137 м до 0,013 м.

Встановлення співнаправлених потоків на межі поділу фаз у каналах плівкових контактних апаратів, дозволяє підібрати гідродинамічний режим для підвищення ефективності теплообміну. Також, існування співнаправлених потоків на межі поділу фаз пояснює зміни у мультифазних потоках, відповідно до карти режимів.

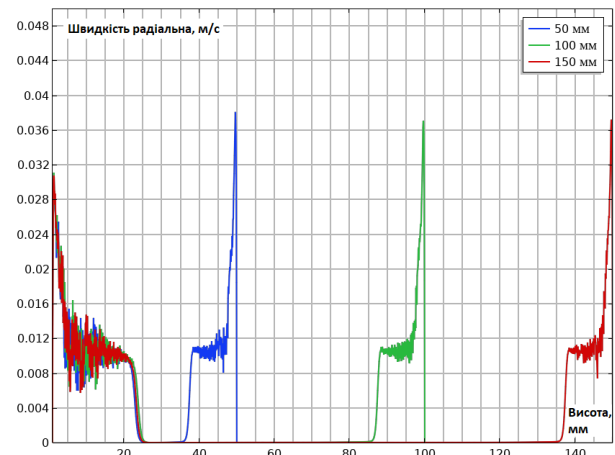


Рисунок 8. Залежність радіальної швидкості на межі поділу фаз від висоти каналу в діапазоні $H = 50...150$ мм

ЛІТЕРАТУРА

1. Василенко С.М., Українець А.І., Олішевський В.В. Основи тепломасообміну — К.: НУХТ, 2004. – 250 с.
2. Ключев Н.І., Соловйова Е.А. Математичні моделі двофазних течій – Самара: Самарський університет, 2010. – 51 с.
3. Феддаурі М., Белакхміді Е-М., Мір А., Бенду А. Чисельне дослідження випарного охолодження плівки рідини в ламінарних потоках змішаної конвекційної трубки // International Journal of Thermal Sciences – 2001. – V. 40, № 11. – P. 1011-1020.
4. Alla A.N., Feddaoui M., Meftah H. Comparison of two configurations to improve heat and mass transfer in evaporating two-component liquid film flow // International Journal of Thermal Science – 2018 – V. 126. – P.194-204.
5. Oulaid O., Benhamou B., Galanis N. Simultaneous Heat and Mass Transfer in Inclined Channel with Asymmetrical Conditions // Journal of Applied Fluid Mechanics – 2012. – V. 5, № 3. – P. 53-62.
6. Sjur Mo, Alireza Ashrafiyan, Stein Tore Johansen Simulation of flow regime transitions in vertical pipe flow // 8 International Conference on Multiphase Flow ICMF – 2013. Jeju, Korea, May 26 - 31.
7. Alizadehdakheel A., Rahimi M., Jafar Sanjari J., Alsairafi A.A. CFD and artificial neural network modeling of two-phase flow pressure drop // International Communications in Heat and Mass Transfer – 2009. – V. 34. – P. 850-856.
8. Esam Mejbel Abed, Zahra'a Aamir Auda Simulation and Experimental of Oil-Water Flow with Effect of Heat

Transfer in Horizontal Pipe // International Journal of Mechanical Engineering and Applications – 2014. – V. 2, № 6. – P. 117-127.

9. *Pravin Sawant, Mamoru Ishii, Tatsuya Hazuku, Tomoji Takamasa, Michitsugu Mori*, Properties of disturbance waves in vertical annular two-phase flow // Nuclear Engineering and Design – 2008. – V. 248, № 12. – P. 3528-3541.

10. *Zhaolin Wang, Kamiel S. Gabriel, Devon L. Manz* The influences of wave height on the interfacial friction in annular gas-liquid flow under normal and microgravity conditions // International Journal of Multiphase Flow – 2004. – V. 30. – P. 117-127.

11. *Christopher E.B.* Fundamentals of Multiphase Flows. – Cambridge University Press, 2005. – 410 p.

THE SIMULATION AND FEATURES OF COUNTERCURRENT FLOW IN VERTICAL CHANNELS OF CONTACT DEVICES

Kuzmenko I.M.

National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", pr. Peremohy, 37, Kyiv, 03056, Ukraine

<https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.3>

The aim of the work is to study the modes of motion of the phases at the interface of the film of water-air flow in the vertical channel during the countercurrent motion of the phases of the coolant. To achieve this goal, the following problems are solved: for each of the phases, the stationary Navier-Stokes equations and continuity are recorded, taking into account the direction of gravity. The obtained system of equations in the two-dimensional formulation in cylindrical coordinates with corresponding boundary conditions is solved in the package COMSOL MULTIPHYSICS 5.6. In the specified package the modeling of the influence of factors on the behavior of the interface of the film water-air flow in the vertical channel during the countercurrent movement of the phases is carried out. It is concluded that the existence of concomitant flows at the interface of the phases, depending on the height of the channel and the flow of phases in the vertical channel.

As a result of the simulation, it was found that the countercurrent phases in the laminar mode in the vertical channel, the hydrodynamics at the interface of the phases differs in the height of the channel. At the inlet, at the bottom of the channel, the airflow creates a concomitant flow in the flowing film of water at the interface. Accordingly, at the top of the channel, at the inlet, the film of water creates a concomitant flow in the flow of wind, moving countercurrent. And in the canal itself, there is an area where the movement of water and air flows has no concomitant flows.

That is, as a result of simulation it was found that the countercurrent phases in the laminar mode in the vertical channel, the hydrodynamics at the phase boundary differs, depending on the zone at the height of the channel and three such zones.

Factors that affect the size of the above three zones are the height of the channel, flow rate, or speed of each of the phases. In particular, at the inlet of the water film into the channel with a speed $W_f = 0,3...1,1$ m/s and a thickness of 0.25 mm ($Re_f = 60...210$), the calculated value of the thickness of the concomitant airflow is (0.4 .. 1.6) 103 m and is directly proportional to the speed of the water film. Also, with a decrease in the height of the canal three times, from 0.150 to 0.050 m, the existence of three zones in the canal is

maintained, but the height of the zone without concomitant flow decreases in direct proportion by one order - from 0.137 m to 0.0113 m.

The establishment of co-directed flows at the phase separation boundary in the channels of film contact devices for selection of the hydrodynamic regime to increase the efficiency of heat exchange.

References 11, figures 8.

Key words: simulation, contact apparatus, vertical channel, countercurrent flow, water film, flow regime.

1. Vasylenko S.M., Ukrainets A.I., Olishevsky V.V. Basics of heat and mass transfer. K.: NUHT, 2004. - 250 p.

2. Klyuyev N.I., Solovyova E.A. Mathematical models of two-phase flows - Samara: Samara University, 2010. - 51 p.

3. Feddauri M., Belakhmidi E.M., Mir A., Bendu A. Numerical study of evaporative cooling of a liquid film in laminar flows of a mixed convection tube // International Journal of Thermal Sciences - 2001. - V. 40, № 11. - P. 1011-1020.

4. Alla A.N., Feddaoui M., Meftah H. Comparison of two configurations to improve heat and mass transfer in evaporating two-component liquid film flow // International Journal of Thermal Science - 2018 - V. 126. - P.194-204.

5. Oulaid O., Benhamou B., Galanis N. Simultaneous Heat and Mass Transfer in Inclined Channel with Asymmetrical Conditions // Journal of Applied Fluid Mechanics - 2012. - V. 5, № 3. - P. 53-62.

6. Sjur Mo, Alireza Ashrafiyan, Stein Tore Johansen Simulation of flow regime transitions in vertical pipe flow // 8 International Conference on Multiphase Flow ICMF - 2013. Jeju, Korea, May 26 - 31.

7. Alizadehdakhel A., Rahimi M., Jafar Sanjari J., Alsairafi A.A. CFD and artificial neural network modeling of two-phase flow pressure drop // International Communications in Heat and Mass Transfer - 2009. - V. 34. - P. 850-856.

8. Esam Mejbil Abed, Zahra'a Aamir Auda Simulation and Experimental of Oil-Water Flow with Effect of Heat Transfer in Horizontal Pipe // International Journal of Mechanical Engineering and Applications - 2014. - V. 2, № 6. - P. 117-127.

9. Pravin Sawant, Mamoru Ishii, Tatsuya Hazuku, Tomoji Takamasa, Michitsugu Mori, Properties of disturbance waves in vertical annular two-phase flow // Nuclear Engineering and Design - 2008. - V. 248, № 12. - P. 3528-3541.

10. Zhaolin Wang, Kamel S. Gabriel, Devon L. Manz The influences of wave height on the interfacial friction in annular gas-liquid flow under normal and microgravity conditions // International Journal of Multiphase Flow - 2004. - V. 30. - P. 117-127.

11. Christopher E.B. Fundamentals of Multiphase Flows. - Cambridge University Press, 2005. - 410 p.

Отримано 24.01.2022

Received 24.01.2022

УДК 551.582

НИЗЬКОВУГЛЕЦЕВА ЕНЕРГЕТИКА (ОГЛЯД). 1. ПРОБЛЕМИ І ПРОГНОЗИ**Басок Б.І.**, чл.-кор. НАН України, **Базєєв Є.Т.**, канд. техн. наук*Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Булаховського, 2, Київ, 03164, Україна, basok@itf.kiev.ua*<https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.4>

Означено проблеми, що пов'язані з реалізацією стратегії низьковуглецевого розвитку економіки світу та України, намічено шляхи зниження вуглецевості економіки, сформульовано та початково розвинено новий науковий напрямок зі становлення та підвищення енергоефективності промисловості та будівельно-житлової сфери.

Означены проблемы, связанные с реализацией стратегии низкоуглеродного развития экономики мира и Украины, намечены пути снижения углеродоемкости экономики, сформулировано и начально развито научное направление по становлению и повышению энергоэффективности промышленности и строительной сферы.

The problems associated with the implementation of the strategy of low-carbon development of the economy of the world and Ukraine are outlined, ways to reduce the carbon intensity of the economy are outlined, a scientific direction on the formation and improvement of the energy efficiency of industry and the construction and housing sector is formulated and initially developed.

Бібл. 26, рис. 1.

Ключові слова: глобальне потепління, політика ослаблення впливу потепління клімату, вуглецеємність економіки, політика адаптації, низьковуглецева енергетика, Кліматичний пакт. .

ВДЕ – відновлювані джерела енергії;

ВМО – всесвітня метеорологічна організація;

МГЕЗК – міжурядова група експертів зі змін клімату;

МЕА – міжнародне енергетичне агентство;

COP – Climate Change Conference of the Parties,

конференція сторін зі зміни клімату;

IRENA – International Renewable Energy Agency,

міжнародне агентство з відновлюваних джерел енергії.

Вступ. На шляху свого розвитку планета Земля, її країни та регіони проходили точки біфуркації, в яких змінювалися тренди розвитку людства та породжувалися проблеми, що підривають життєдіяльність та життєздатність на планеті. Наприкінці 20-го та на початку 21 століття такими викликами, що приковують увагу наукової, політичної та громадянської спільноти стали кліматичні зміни (глобальне потепління) та пандемія Covid-19 з її модифікаціями.

Пандемія Covid-19 стала глобальною проблемою для сучасного світу. Але й глобальне потепління (з посиленням тренду такої зміни клімату з середини XX століття) продовжує розглядатися як нагальна проблема фізики та геополітики, як загроза для життєдіяльності та причина падіння економіки на міжнародному та регіональному рівнях. 13 жовтня 2020 року опубліковано доповідь ВМО про стан кліматичного обслуговування в 2020 році: від завчасних попереджень до завчасних дій. Зазначено, що за останні 50 років понад 11000 стихійних лих було викликано погодними та кліматичними та пов'язаними з водою небезпечними явищами (загибло 2 млн. осіб, економічні збитки склали 3,6 млрд. дол. США) [1].

Інструментально зафіксований посилений тренд підвищення глобальної температури з 70-х років XX століття на думку Міждержавної групи експертів зі зміни клімату (МГЕЗК) був обумовлений антропогенним впливом – підвищенням концентрації в атмосфері Землі т.з. парникових газів (CO_2 , CH_4 , N_2O та ін.), основним продуцентом яких є паливноенергетичний комплекс (видобуток, транспортування та використання вуглеводневого палива). Однак, не всі фахівці розділяють підхід МГЕЗК, що зводиться до того, що визначальний фактор глобального потепління є антропогенний вплив, більше того, ставлять під сумнів об'єктивність таких висновків. Але все ж таки на сьогодні у рішеннях цілого ряду міжнародних кліматичних самітів у т. ч. Кіотському протоколі (1997 рік) та Паризькій угоді (2015 рік), на Кліматичному пакті Глазго (конференції COP-26, 2021 рік) вирішальна роль у змінах клімату відводиться ПЕК.

Проблематика. Підвищення глобальної температури на $1,1^\circ\text{C}$ порівняно з 1850-1900 рр. і на $0,2^\circ\text{C}$ порівняно з 2011-2015 рр. [2] і пов'язані з цим інші екстремальні природні явища на планеті викликали необхідність відшукувати заходи та механізми пом'якшення можли-

вих наслідків та неминучої адаптації життєдіяльності людства та економіки країн і регіонів до поточних чи очікуваних змін клімату. Відповідно до Паризької угоди з клімату для зниження ризиків кліматичних змін для економіки та населення передбачається розробка і реалізація національних стратегій довгострокового розвитку з низьким рівнем викидів парникових газів, одночасно не завдаючи шкоди пріоритетам національної безпеки розвитку економіки та життєзабезпечення населення. Кліматичні зміни з їх необхідним регулюванням створюють стимули для інноваційно-технологічної модернізації економіки та водночас змушують оцінювати ризики для соціально-економічного розвитку внаслідок тих обмежень, які можуть виникнути під час здійснення заходів щодо зниження емісії парникових газів. Це поглиблює всю складність вирішення проблеми.

Мета Паризької угоди та Кліматичного пакту Глазго – підвищення середньосвітової температури до кінця 21-го століття не вище 2°C щодо доіндустріального періоду розвитку (1850-ті роки) і ще вище прагнення лише збільшення на 1,5°C – передбачають зниження емісії парникових газів більш ніж у 4 рази до 2050 року. Але реалії, зокрема COVID-19, уже вносять корективи у прогнози. У країнах, які запровадили карантинні заходи, унаслідок чого було зупинено цілі сектори економіки, викид парникових газів знизився менш як 10 % [3]. А Паризька угода закликає до значно більшого ефекту. Конференція COP26 в Глазго (2021, листопад) визначає свої імперативи до зниження парникових газів дещо обережним словосполученням "треба прагнути". Зазначимо, що на цій конференції були відсутні впливові представники Росії та Китаю – одних із головних емітентів парникових газів, а США не представили чіткої програми дій.

Шляхи вирішення проблеми. Для реалізації Паризької угоди потрібно прийняття кардинальної структурної перебудови світової економіки – насамперед економіки провідних держав та ЄС – підвищення енергоефективності економіки та досягнення її вуглецевої нейтральності. Такий підхід обґрунтовується економічною доцільністю. Так інвестиційні витрати, передбачені політикою ЄС в "Європейському зеленому курсі" [4], в 4 рази нижчі за рівень, який необхідний для скорочення емісії парникових газів на 55% до 2030 року та на досягнення вуглецевої нейтральності до 2050 року. При цьому частину витрат ЄС має намір перекласти на зовнішніх експортерів вуглецевої низько- і середньотехнологічної продукції з оподаткуванням цього імпорту додатковим збором у рамках введення так званого прикордонного компенсаційного вуглецевого механізму [4].

Шляхи зниження вуглецевої ємності економіки (або зменшення карбоноємності ВВП чи карбонопродуктивності – (carbon productivity), або підвищення карбоноефективності економіки) та досягнення вуглецевої нейтральності зі зниженням ризиків екологічних та кліматичних змін для економіки та життєдіяльності включають:

- підвищення ефективності використання енергоресурсів (підвищення енергоефективності економіки);
- посилення тренду використання відновлюваних джерел енергії;
- зменшення обсягу споживання традиційних вуглецевмісних енергоресурсів (вугілля, нафта, природний газ та ін);
- активне використання новітньої безпечної атомної енергетики, в т.ч. модульних реакторів малої та середньої потужності;
- використання низьковуглецевих мікс-палив;
- уловлення та захоронення вуглекислого газу;
- використання водню як енергоносія, у т.ч. спільно з природним газом.

Реалізація заходів. Оптимальний варіант використання зазначених шляхів для зниження вуглецевмісності економіки і досягнення вуглецевої нейтральності полягає не в протиставленні зазначених напрямків один одному, а в їх розумному, техніко-економічно та екологічно виваженому обґрунтованому поєднанні. Не всі поділяють такий підхід, є радикальні пропозиції. Так, наприклад, Башмаков І.А. відводить вирішальну роль в основному енергоефективності, а інші підходи вважаються міфами [5, 6]. Справді, енергоефективність є одним із головних енергоресурсів [6], рис. 1. У літературі навіть з'явився термін для одиниці вимірювань такого енергоресурсу – негаджоулі [7, 8].

Дійсно, головний ресурс забезпечення потреби людства в енергетичних послугах (корисний ефект від застосування енергоресурсів — механічне пересування, параметри комфорту життя та ін.) – це підвищення енергоефективності [6]. Його мобілізація з 1975 р. дозволила вдвічі знизити глобальну потребу в енергії (на 14 млрд. т н.е.). Тільки у 2000-2015 роках і лише у країнах МЕА економія первинної енергії становила 770 млн. т н.е., а економія країн МЕА щодо витрат на енергопостачання склала 540 млрд. дол. США, тобто втрати доходу постачальників палива від заходів щодо підвищення енергоефективності вже у 1975-2015 рр. були дуже суттєвими. У 2015-2050 роках вони будуть ще більшими. За збереження енергоемності світового ВВП на рівні 2015 р. споживання первинної енергії у

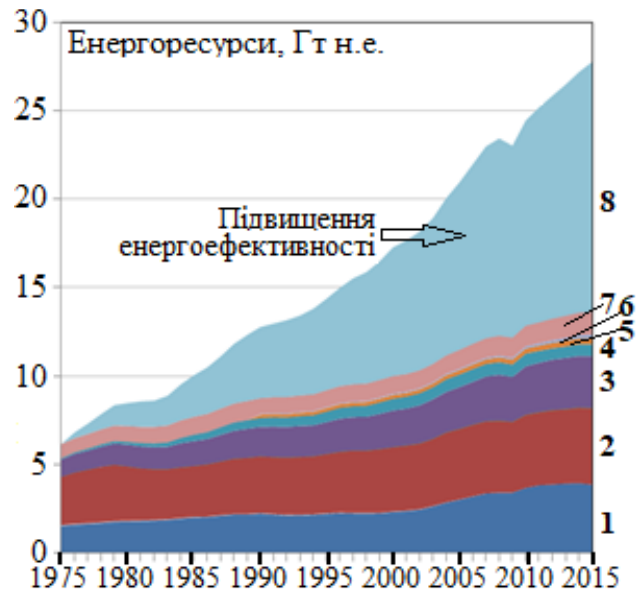


Рис. 1. Історична динаміка складу первинних енергоресурсів, 1975-2016 рр:
1 – вугілля, 2 – нафта, 3 – природний газ, 4 – атомна енергетика, 5 – гідроенергетика,
6 – геотермія, інсоляція, вітрова енергетика, 7 – біомаса і відходи, 8 – обсяги енергоресурсу
за рахунок підвищення енергоефективності [6]

2050 р. становило б 36 млрд. т н.е. проти прогнозованих 16 млрд. т н.е. Економія енергії дорівнює 20 млрд. т н.е., що перевищує прогнозоване світове споживання викопного палива у 2050 р., а економія споживачів на оплаті енергії у 2050 р. становитиме 18 трлн дол. США на рік (у цінах 2011 р.) [6].

Але якщо у 1975-2015 роках частка низьковуглецевих джерел у споживанні первинної енергії змінювалася мало, то з 2015 по 2050 р. її зростання прискориться, а частка палива помітно знизиться до 54% ...63% [6]. У 2050 р. сумарний обсяг споживання ВДЕ на 53% перевищуватиме внесок нафти – найбільшого джерела викопного палива, що наразі споживається. Більше того, ВДЕ на 13% перевищать сумарний внесок вугілля та нафти, частка яких у споживанні первинної енергії у 2015 р. склала 81%. Це приклад того, як small on small scale стає big on big scale (мале на малій шкалі стає великим на великій), і навпаки. Отже, на перспективу до 2050 р. головним ресурсом задоволення потреб людства в енергетичних послугах, як і раніше, залишається підвищення енергоефективності. За рахунок цього суттєво знижується потреба в енергії для забезпечення економічного зростання. Основним джерелом задоволення додаткової потреби в енергії стануть ВДЕ [6].

Також зазначимо, що у 1975-2015 роках кумулятивне зниження викидів парникових газів за рахунок енергоефективності склало 13 Гт CO₂-екв. Наразі у

країнах ЄС реалізується близько 2500 заходів політики щодо підвищення енергоефективності [6].

Міфи [5, 6] зводяться до наступного:

1. зростання економіки вимагає зростання споживання енергоресурсів, у т.ч. і на душу населення;
2. нафта – головний енергоресурс і разом із газом найбільш привабливі для інвестування;
3. відновлювані джерела енергії завжди дорожчі і не можна створити економіку, засновану повністю на ВДЕ;
4. механізми з ціною на вуглець гальмують зростання економіки;
5. багато прогнозів переносять минуле і сьогодення у майбутнє ("шлях у майбутнє усяний руїнами прогнозів").

Що стосується аргументації з розвінчування згаданих міфів, то вона теж частково побудована на припущеннях і прогнозах, ступінь достовірності деяких з них в сучасному світі, що динамічно змінюється, теж може виявитися невисоким.

В даний час, коли тренд геополітичних, економічних та екологічних подій має імовірнісний характер, доречно паралель з розвитку фізики, що образно представлена в [9]: "У класичній, доквантовій фізиці на питання: "що відбудеться за таких і таких умов?", слідувала відповідь: "відбудеться те і те". Квантова фізика на таке запитання відповідає: "Відбудеться те і те з такою ймовірністю". А може статися щось інше з відповідною ймовірністю.

Ейнштейну класична визначеність і детермінізм подобались більше, ніж імовірнісний опис. Він казав “Бог не грає у кості” [9].

Треба визнати, що тренди розвитку енергетики, глобального потепління і можливі при цьому ризики кліматичних змін також мають імовірнісний характер. Головне при цьому – спробувати оцінити ступінь ймовірності подій, використовуючи добре аргументовані докази.

Зниження нетто-викидів парникових газів залежить від структурно-технологічної модернізації економіки та її ефективності. У [3] розглянуто три сценарії такої модернізації. Розумний сценарій (на відміну від базового та агресивного) охарактеризований як оптимальний, його основні підходи наведені нижче (цільові значення вказані для 2050 року).

Загальний принцип - економічне зростання, що забезпечує підвищення ефективності використання ресурсів та диверсифікацію економіки;

Електропостачання, теплопостачання. Скорочення вуглеводнів у паливній структурі на 40%; прискорення зростання частки АЕС (зокрема з накопичувачами енергії);

Дорожній транспорт та нафтопереробка. Зростання частки електромобілів у автопарку до 25%; зниження витрати пального до 6 л/100 км;

Трубопровідний транспорт. Зниження витоків метану на 30%;

Видобуток вуглеводнів. Доведення корисної утилізації попутних нафтових газів до 99%; скорочення витоків метану на 50%;

Побутовий сектор. Переведення 50% газових плит на електроенергію; зростання енергоефективності будівель на 40%;

Сільське господарство. Зростання середньої продуктивності корів до 7000 кг на рік, що дозволяє скоротити поголів'я на 15%;

Металургія. Переведення 30% конверторів на електроплавку; зростання ефективності використання коксу на 30%;

Землекористування, зміна у землекористуванні та лісове господарство. Немає зростання лісозаготівель, добровільні проекти щодо висадки нових лісів у розмірі 1% прибутку;

Відходи. Переробка 50% відходів, пов'язаних із викидом парникових газів;

Авіатранспорт. Зростання паливної ефективності на 25%.

Політика низьковуглецевого розвитку та прагнення до досягнення вуглецевої нейтральності передбачає

реалізацію комплексу заходів та механізмів зниження неттоемісій парникових газів та адаптаційних заходів до зміни клімату з одночасним аналізом та оцінкою можливих ризиків для економіки, рівня та якості життя населення країни. Основні заходи пов'язані з підвищенням енергоефективності економіки та адаптації населення та низки виробництв до змін клімату (насамперед паливно-енергетичного комплексу та енергоємних виробництв, агропромислового комплексу та житлово-комунального господарства). Оцінка показує, що за правильному вибудовуванні пріоритетів і формуванні зваженої кліматичної політики можна домогтися дотримання Паризького угоди при одночасному зростанні економіки за темпами, що не нижче світових [3].

Вищезгадані заходи щодо зниження викидів парникових газів, що продукуються технологіями паливно-енергетичного комплексу, підтримуються більшістю представників науково-технічного товариства та політиками. Однак не всі розглядають такий підхід до вирішення кліматичної проблеми як продуктивний, коли все зводиться тільки до скорочення викидів парникових газів. Більше того, він охарактеризований як прямолінійний, контрпродуктивний [10].

Для зниження антропогенного впливу на довкілля підкреслюється «необхідність та ефективність системного підходу, що передбачає пріоритет інституційних, структурних та технологічних перетворень у суспільстві та економіці», [10]. Повинні бути враховані насамперед досягнення в науці та технологіях в галузі економіки, енергетики та екології з урахуванням сучасних тенденцій розвитку соціальної екології та процесу екологізації суспільства [11]. Саме тому “аналізується проблема взаємозв'язку природничо-наукового та соціогуманітарного знання та методів вивчення проблеми глобальних і регіональних змін клімату та їх соціально-економічних наслідків” [10]. В якості методологічної та інструментальної основи досліджень використовується теорія ризику та моделювання [10].

Аналізу стану та трендам розвитку світової енергетики з урахуванням наростаючих кліматичних змін присвячено низку робіт. Особливу увагу приділено до залучення в енергопостачання альтернативних енергоресурсів. При цьому думки щодо ролі таких енергоресурсів в енергетичному балансі розходяться [12].

Основним кроком до утримання глобального потепління, на думку прихильників антропогенної концепції зміни клімату, є зниження викидів парникових газів внаслідок підвищення ефективності видобутку та використання традиційних вуглеводневих

енергоресурсів, прискореного переходу до використання відновлюваних джерел енергії (їх частка повинна становити 40% і вище) [13]. "Лише симбіоз відновлюваних джерел енергії та атомних станцій з ядерними реакторами малої та середньої потужності останнього покоління, що володіють високим ступенем безпеки, дозволить витіснити і замінити вуглеводневе паливо і вирішити проблему кліматичної безпеки без шкоди економічного розвитку" [13]. Такий тренд розвитку енергетики до 2040-2050 рр. Міжнародне агентство з відновлюваних джерел енергії (IRENA) характеризує як Великий енергетичний перехід. Математичне моделювання показує можливість реалізації такого переходу та досягнення цілей Паризької кліматичної угоди ООН. Як відомо, ця угода від 4 листопада 2016 року набула чинності у 2020 році та передбачає обмеження зростання глобальної температури на рівні 1,5°C до 2050 року або на 2°C до 2070 року. Для цього за розрахунками IRENA необхідно скоротити енергетичні викиди парникових газів в атмосферу в 3 рази від рівня 2019 року (33,3 Гт).

Інший підхід передбачає, що основними енергоресурсами (принаймні до 2050 року) будуть традиційні енергоресурси – вугілля, нафта і газ, зі збільшенням пайової участі останнього як найбільш екологічно ощадного енергоресурсу. Роль альтернативних енергоресурсів у загальному енергобалансі, незважаючи на суттєве збільшення тренду їх використання з початку 21 століття, залишатиметься відносно скромною. Принципи, особливості та проблеми використання альтернативних енергоресурсів представлені у [12]. Що стосується прогнозу розвитку водневої енергетики з використанням "зеленого" водню (одержання електролізом із води) та "блакитного" водню (отримання з природного газу з попутним виходом CO₂), то включення цього енергоносія в енергетику залежить від вирішення низки науково-технологічних, економічних та організаційних проблем [12].

Стан проблеми і її розв'язання в Україні. З низкою ініціатив щодо проблеми зміни клімату виступила і Україна. Обґрунтуванням дій до цього є Розпорядження КМ України від 7 грудня 2016 р. № 932-р. "Про схвалення Концепції реалізації державної політики у сфері зміни клімату на період до 2030 року". У ньому наголошено, що одним із основних напрямів "реалізації Концепції є адаптація до зміни клімату, підвищення опірності та зниження ризиків, пов'язаних із зміною клімату". Така адаптація здійснюється шляхом реалізації середньострокової стратегії адаптації до зміни клімату України на період до 2030 року, скоординованої зі стратегіями та планами розвитку секторів економіки та регіональними

стратегіями розвитку. Важливість питань адаптації до змін клімату в Україні набуває особливого значення в контексті Договору про асоціацію між Україною та Європейським Союзом, оскільки у статті 365 зазначено, що співробітництво сторін охоплює питання розвитку та імплементації політики з питань зміни клімату. В січні 2020 року КМ України створивши міжвідомчу групу з подолання наслідків змін клімату для охорони здоров'я громадян. Її мета – "Охорона здоров'я та благополуччя громадян від ризиків та наслідків зміни клімату". Тому доцільність і актуальність політики адаптації всієї економіки і населення країни є обґрунтованою.

14 вересня 2020 року Президент України підписав Указ "Про рішення Ради національної безпеки та оборони України від 14 вересня 2020 року "Про стратегію національної безпеки України". У Стратегії враховано останні зміни ситуації у сфері національної безпеки та оборони, що пов'язано з кризовими явищами у світовій економіці, появою нових факторів, що впливають на стан міжнародної сфери безпеки, поширення хвороби COVID-19, спричиненої коронавірусом SARS-CoV-2, а також підвищення небезпеки виникнення надзвичайних ситуацій природного та техногенного характеру. Стратегія національної безпеки України є основою для розробки інших дванадцяти документів стратегічного планування, що визначатиме шляхи та інструменти її реалізації [14]. Серед зазначених документів вже прийнято і започатковано до реалізації Стратегію енергетичної безпеки на період до 2025 року [15] та Стратегію екологічної безпеки та адаптації до зміни клімату до 2030 року [16]. При розробці цих регуляторних документів були враховані досягнення і сучасні тенденції розвитку в науці і в технологіях в галузі економіки, енергетики та екології.

Нещодавно КМ України схвалив Національний план дій з енергоефективності до 2030 року [17]. План передбачає: споживання первинної енергії (ППЕ) у 2030 році не повинно перевищувати 91,5 млн. т н.е., кінцеве споживання – 50,5 млн. т н.е. За енергоефективним сценарієм споживання енергії по відношенню до базового сценарію має бути скорочено на 22,3% (ППЕ) та на 17,1% (кінцеве споживання). До Національного плану дій з енергоефективності до 2030 року включено заходи щодо підвищення енергоефективності:

1. термосанация державних та комунальних будівель.
2. повний комерційний облік комунальних послуг.
3. зниження втрат у мережах передачі та розподілу електроенергії, природного газу.
4. перехід на електричний громадський транспорт, розвиток ринку електромобілів та ін.

В кінці січня 2022 р. для громадського обговорення оприлюднено проект Національного плану дій України з розвитку відновлюваної енергетики на період до 2030 року. Проект [18] передбачає індикативну ціль споживання енергії з ВДЕ у 2030 році на рівні 27%. Зокрема, у секторі енергетики рівень споживання енергії ВДЕ до 2030 року має сягнути 25%, у секторі опалення та охолодження – 35%, на транспорті – 14%. План дій також передбачає заходи, які забезпечать збалансований розвиток відновлюваної електроенергетики, теплоенергетики та споживання ВДЕ на транспорті. У документі приділена увага забезпеченню сталості роботи об'єктів відновлюваної генерації; підвищенню надійності енергопостачання; стимулюванню виробництва «чистої» електроенергії на ринкових засадах; стимулюванню використання енергоносіїв з ВДЕ тощо.

В Національній економічній стратегії України на період до 2030 року [19] одним із орієнтирів є декарбонізація економіки (підвищення енергоефективності, розвиток відновлюваних джерел енергії, розвиток циркулярної економіки та синхронізація із ініціативою “Європейський зелений курс”), а “червоною лінією” (одним із критичних перепонів для розвитку економіки) є невиконання Угоди про асоціацію між Україною, з однієї сторони, та Європейським Союзом, Європейським співтовариством з атомної енергії. Взаємодія із цим товариством ЄС є вкрай важливою, адже атомна енергетика є майже безвуглецевою, більш того, наразі вирішується питання визнання цієї енергетики «умовно зеленою».

Стосовно впливу глобального потепління на майбутнє сфери теплоенергетики можна відмітити наступне. Мета стратегії адаптації до зміни клімату для комунальної енергетики - це забезпечення такого стану муніципального енергопостачання (теплопостачання та кондиціонування), яке гарантує комфортне і надійне поточне і перспективне теплохолодопостачання технічно та економічно обґрунтованим способом при дотриманні вимог охорони навколишнього середовища.

Предметні дослідження в Україні в комунальній енергетиці за проблематикою впливу зміни клімату на теплопостачання та кондиціонування приміщень активізувалися після широкого обговорення проблеми глобального потепління у 90-х – початку 2000-х років (після Кіотського протоколу 1997 року та Паризької угоди 2015 року) [20-22]. Згідно цих досліджень необхідно вносити корективи в управління у багатьох галузях економіки України, в тому числі, у комунальній енергетиці України, а саме: у теплопостачанні та кондиціонуванні у будівлях житлово-комунального сек-

тору. Необхідно буде скорочувати терміни та параметри опалювального періоду, але в той же час необхідно збільшувати терміни та параметри кондиціонування. Таким чином, зміна клімату веде до економії енергоресурсів в опалювальний період і одночасно до збільшення витрат електроенергії (в кінцевому рахунку енергоресурсів) на кондиціонування приміщень у літній період. Особливо це буде характерним для південних областей України. Тому дуже важливо розробити заходи щодо формування політики адаптації комунальної енергетики – визначення і обґрунтування основних напрямків вирішення ключових проблем адаптації муніципального енергозабезпечення (теплохолодозабезпечення) щодо глобального потепління з урахуванням норм і стандартів енергозабезпечення із узгодженням нормативних документів з директивами Європейського Союзу щодо сфери муніципального енергозабезпечення та енергоефективності будівель. Необхідно буде змінити прикладні температурні характеристики - градусодобу теплого і холодного періодів, удосконалювати інженерні системи та обладнання енергопостачання будівель, оптимізувати теплотехнічні характеристики огорожувальних будівельних конструкцій, зокрема при спорудженні "пасивних" будинків, будинків типу "нуль-енергії", удосконалити архітектуру будівель тощо. Повинна бути сформована політика адаптації до зміни клімату до умов України з розробкою відповідного регуляторного документа – стратегії адаптації [23-26].

Головні заходи і механізми адаптації до зміни клімату для комунальної енергетики мають бути розроблені для кінцевого споживача – енергозабезпечення будівель житлово-комунального сектору. При цьому збільшується роль адаптаційних заходів, пов'язаних з впровадженням архітектурно-будівельних інновацій будівель – термомодернізації огорожувальних конструкцій; вибору матеріалів, що відбивають або навпаки поглинають сонячну радіацію; «зеленого» екранування фасадів будівель та ін. Посилюється інтерес до біоніки – розроблення механізмів адаптації до зміни клімату, створених за аналогією їх дії в живій природі. Зараз у світі з такими природоподібними технологіями пов'язують великі надії на вирішення глобальної екологічної кризи. Ці технології передбачають створення інновацій на основі дублювання в техносфері ефективних процесів, що спостерігаються в живій природі (природовідтворювані технології); розроблення технологічних систем з використанням перенесення в техносферу ефективної функціональної структури поведінки речовини і енергії в біологічних системах (конвергентні технології) [24]. Одним з актуальних за-

вдань архітектурної біоніки (архітектурний стиль, заснований на використанні в архітектурі принципів біоніки) є пошук таких архітектурно-технічних рішень, які дозволяли б використовувати екологічно чисті види енергії – енергію сонця, вітру, ґрунту, водойм, річок тощо [24, 25].

Саме тому в ІТТФ НАН України започатковано науковий напрям і, відповідно, наукову школу з розвитку енергоефективності на основі використання світового тренду інтелектуальних низьковуглецевих технологій в тріаді енергетика-економіка-екологія з метою досягнення рівня високого технологічного укладу. Цей напрям головним чином орієнтований на розробку, комплексні дослідження та реалізацію системних науково-методологічних положень стратегічного, організаційного, інноваційного і економічно обґрунтованого розвитку систем енергоспоживання кінцевого користувача, зокрема, підвищення енергоефективності промисловості та будівельно-житлової сфери (споживачі-регулятори, активні споживачі, «розумні» споживачі).

Висновки. Безсумнівно, фізика і геополітика глобального потепління стали однією з найактуальніших трансдисциплінарних проблем у реаліях сучасного світу. Тому в енергетичній сфері необхідно розвивати та поглиблювати наукові основи адаптації життєдіяльності та економіки до можливих змін клімату та їх наслідків.

Рекомендації. Основні заходи для реалізації переходу України до низьковуглецевого розвитку економіки включають:

- підвищення енергоефективності економіки як основного фактору скорочення техногенних викидів парникових газів;
- розробку секторальних дорожніх карт заходів із пом'якшення (ослаблення) пагубного впливу потепління клімату та адаптації населення та економіки до змін клімату;
- оцінку викликів, загроз та ризиків від реалізації заходів по зниженню нетто-викидів парникових газів при переході до низьковуглецевої (або до «зеленої») енергетики з використанням інтелектуальних технологій декарбонізації економіки.

Стосовно вкладу вітчизняної науки і техніки в постановку та розв'язання наведених завдань, то першочергові задачі НАН України можуть полягати в розробці і реалізації наступних конкретних заходів:

1. в рамках Національної економічної стратегії України на період до 2030 року спільно із профільними міністерствами України (Мінприроди, Міненерго, Мінрегіон) ініціювати розроблення Законів України

(робочі назви): закону «Про зменшення теплового забруднення довкілля», закону «Про поводження із побутовими відходами»;

2. залучити профільні відділення і установи НАН України до корегування другого Національно визначеного внеску України на подальшу перспективу до 2060 р. згідно Паризької угоди і Кліматичного пакту Глазго та відповідно до Національної економічної стратегії України з урахуванням тренду стійкого зростання української економіки;

3. залучити установи НАН України в координації із профільними відомствами України до розробки:

- дорожньої карти з адаптації до глобального потепління комунальної теплоенергетики;
- дорожньої карти з адаптації до глобального потепління аграрно-промислового комплексу;
- дорожньої карти з адаптації до глобального потепління промисловості, включаючи паливно-енергетичний комплекс та транспорт;
- дорожньої карти з розвитку нових лісових насаджень та деревних енергетичних культур.

4. можливо по науково-технічним аспектам наведених задач доцільно розглянути необхідність започаткування наукової програми НАН України із розвитку енергоефективності.

Стаття виконана в рамках реалізації проекту «Розроблення наукових засад процесів тепломасопереносу і горіння для вдосконалення технологій отримання та використання відновлюваних видів палива з метою декарбонізації енергетики України», науковий керівник – академік НАН України Снежкін Ю.Ф.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Доклад о состоянии климатического обслуживания в 2020 году: от заблаговременных предупреждений к заблаговременным действиям.* State of Climate Services 2020 Report: Move from Early Warnings to Early Action. WMO, Press Release Number:13102020, 13 October 2020. <https://public.wmo.int/en/media/press-release/state-of-climate-services-2020-report-move-from-early-warnings-early-action>.
2. *WMO Provisional Statement of the State of the Climate 2019.* https://library.wmo.int/doc_num.php?explnum_id=10108.
3. Порфир'єв Б., Широков О., Колтаков А. Стратегія низьковуглецевого розвитку: перспективи для економіки Росії // Світова економіка та міжнародні відносини, 2020, т. 64, №9. - С. 15-25.

4. Порфір'єв Б.М., Широков О.О., Колпаков А.Ю. Комплексний підхід до стратегії низьковоуглецевого соціально-економічного розвитку Росії // ГЕОРЕСУРСИ. 2021, т.23, №3. С. 3-7. DOI <https://doi.org/10.18599/grs.2021.3.1>.
5. Башмаков И.А. Энергетика мира: мифы прошлого и уроки будущего // Вопросы экономики. 2018;(4):49-75. <https://doi.org/10.32609/0042-8736-2018-4-49-75>.
6. Башмаков И.А. Зачем России переходит на траекторию низкоуглеродного развития? 2017. Режим доступа: http://www.cenef.ru/file/Bashmakov_17.pptx.
7. Басок Б.И., Базеев С.Т. Глобальне потепління: проблеми, дискусії та прогнози // Світогляд. – 2020. – т. 86, №6. – С. 12-23.
8. Башмаков И. Закон повышающейся энергоэффективности. Энергоинформ. 2002. №27 (158).
9. Болотовський Б. Ейнштейн і сучасна картина світу / Наука і життя, № 2, 2006. - С. 53-61.
10. Данілов-Данільян В.І., Катцев В.М., Порфір'єв Б.М. Взаємодія природничих та соціогуманітарних наук // Вісник РАН, 2020, т. 90, № 10, - С. 914-925.
11. Котляревський Я.В., Мельниченко О.О., Іваницька О.М., Семенюк Ю.П., Князев С.І., Мельников О.В. Нова економіка: еволюція форм та методології досліджень // Наука та інновації. 2020, т. 16, №1. - С. 16-32.
12. Арутюнов В.С., Лисичкин Г.В. Энергетические ресурсы XXI столетия: проблемы и прогнозы. Могут ли возобновляемые источники энергии заменить ископаемое топливо? // Успехи химии, 2017, т. 86, № 8. –С. 777-804.
13. Акаев А.А., Давыдова О.И. Парижское климатическое соглашение вступает в силу. Состоится ли великий энергетический переход? // Вестник РАН, 2020, т. 90, №10, - С. 926-938. DOI: 10.31857/S0869587320100023.
14. Указ Президента України від 14.09.2020, № 392. Про рішення Ради національної безпеки і оборони України від 14 вересня 2020 року "Про Стратегію національної безпеки України".
15. Кабінет Міністрів України. Розпорядження «Про схвалення Стратегії енергетичної безпеки» від 4 серпня 2021 р. № 907-р.
16. Кабінет Міністрів України. Розпорядження «Про схвалення Стратегії екологічної безпеки та адаптації до зміни клімату на період до 2030 року» від 20 жовтня 2021р. № 1363-р.
17. Кабінет Міністрів України. Розпорядження «Про Національний план дій з енергоефективності на період до 2030 року» від 29 грудня 2021 р. № 1803-р.
18. Національний план дій з розвитку відновлюваної енергетики на період до 2030 року. Проект плану. <https://sae.gov.ua/uk/content/elektronni-consultatsii>.
19. Кабінет Міністрів України. Розпорядження «Національна економічна стратегія на період до 2030 року» 3 березня 2021 р. № 179.
20. Emissions Gap Report 2020. UN Environment Programme. <https://www.unep.org/emissions-gap-report-2020>.
21. Global Energy Outlook: CO₂ Emissions in 2020. Paris: IEA, 2021. <https://www.iea.org/articles/global-energy-review-co2-emissions-in-2020>.
22. Trends in Atmospheric Carbon Dioxide. <https://www.esrl.noaa.gov/gmd/ccgg/trends/>.
23. Басок Б.И., Базеев С.Т., Дубовський С.В. Про проблему адаптації комунальної енергетики до глобального потепління (огляд) // Теплофізика та теплоенергетика. 2020, т. 42, №2. - С. 48-59. doi.org/10.31472/tpe.2.2020.5.
24. Басок Б.И., Базеев С.Т., Кураєва І.В. Адаптація комунальної теплоенергетики до змін клімату // Вісник НАНУ. 2021. № 4. - С. 59-75. doi: <https://doi.org/10.15407/visn2021.04.060>
25. Basok B., Bazeev E., Pavlenko A., Kurayeva I. Municipal Heat Energy of Ukraine – Adaptation to Global Warming // Rocznik Ochrona Środowiska, 2021, v. 23, pp. 552-568.
26. Basok B., Davydenko B., Pavlenko A. Numerical Network Modeling of Heat and Moisture Transfer through Capillary-Porous Building Materials // Materials 2021, 14, 1819. <https://doi.org/10.3390/ma14081819>.

LOW CARBON ENERGY (REVIEW). 1. PROBLEMS AND FORECASTS

Basok B.I., Baseyev Ye.T.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, Marii Kapnist str., 2a, Kyiv, 03057, Ukraine. basok@itf.kiev.ua

<https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.4>

The problems associated with the implementation of the strategy of low-carbon development of the economy of the world and Ukraine are noted, ways to reduce the carbon intensity of the economy are outlined, a new scientific direction is formulated and initially developed to establish and improve the energy efficiency of industry and the construction and housing sector, including end-users-regulators, active consumers. The main attention is paid to the development of energy efficiency (the main and cheapest energy resource) and the development of renewable energy - two basic directions for achieving a global decarbonized economy. At the same time, a positive feature of Ukraine is the presence of powerful nuclear generation and obligations to integrate energy systems with European ENTSO-E and ENTSO-G. It is noted that carbon neutrality is one of the UN sustainable development goals, which must be achieved with careful miscalculations of possible scenarios, while maintaining a balance between global environmental problems and the national interests of countries. Therefore, there should be joint economic growth with the reformatting of the energy system based on intelligent "green" technologies and also ensuring the principles of social justice.

References 26, figures 1.

Keywords: global warming, climate change mitigation policy, carbon intensity of the economy, adaptation policy, low-carbon energy, Climate Pact.

1. *State of Climate Services 2020 Report: Move from Early Warnings to Early Action*. WMO, Press Release Number:13102020, 13 October 2020. <https://public.wmo.int/en/media/press-release/state-of-climate-services-2020-report-move-from-early-warnings-early-action>.

2. *WMO Provisional Statement of the State of the Climate 2019*. https://library.wmo.int/doc_num.php?explnum_id=10108.

3. Porfiriev B., Shirov O., Kolpakov A. Low-carbon development strategy: prospects for the Russian economy // *World economy and international relations*, 2020, v. 64, №9. - P. 15-25.

4. Porfiriev B.M., Shirov O.O., Kolpakov A. Yu. An integrated approach to the strategy of low-carbon socio-economic development of Russia // *GEORESOURCES*. 2021, v.23, №3. P. 3-7. DOI <https://doi.org/10.18599/grs.2021.3.1>.

5. Bashmakov I.A. Energy of the world: myths of the past and lessons of the future // *Questions of Economics*. 2018;(4):49-75. <https://doi.org/10.32609/0042-8736-2018-4-49-75>.

6. Bashmakov I.A. Why should Russia switch to a low-carbon development trajectory? 2017. Access mode: http://www.cenef.ru/file/Bashmakov_17.pptx.

7. Basok B.I., Bazeev E.T. Global warming: problems, discussions and forecasts // *World outlook*. – 2020. – V. 86, №6. – P. 12-23.

8. Bashmakov I. The Law of Increasing Energy Efficiency. *Energoinform*. 2002. №27 (158).

9. Bolotovskiy B. Einstein and the modern picture of the world / *Science and Life*, № 2, 2006. - P. 53-61.

10. Danilov-Danilyan V.I., Kattsev V.M., Porfiriev B.M. Interaction of natural and socio-humanitarian sciences // *Bulletin of the Russian Academy of Sciences*, 2020, v. 90, № 10, - P. 914-925.

11. Kotlyarevsky Ya.V., Melnichenko E.A., Ivanitskaya E.M., Semenyuk Yu.P., Knyazev S.I., Melnikov E.V. New Economy: Evolution of Forms and Methodologies of Research // *Science and Innovations*. 2020, v. 16, №1. - P. 16-32.

12. Arutyunov V.S., Lisichkin G.V. Energy resources of the 21st century: problems and forecasts. Can renewable energy replace fossil fuels? // *Advances in chemistry*, 2017, v. 86, № 8. –P. 777-804.

13. Akaev A.A., Davydova O.I. The Paris Climate Agreement comes into force. Will there be a great energy transition? // *Bulletin of the Russian Academy of Sciences*, 2020, v. 90, №10, - P. 926-938. DOI: 10.31857/S0869587320100023.

14. *Decree of the President of Ukraine* dated September 14, 2020 No. 392. On the decision of the National Security and Defense Council of Ukraine dated September 14, 2020 "On the National Security Strategy of Ukraine".

15. *Cabinet of Ministers of Ukraine*. Order "On approval of the Energy Security Strategy" dated August 4, 2021 № 907-p.

16. *Cabinet of Ministers of Ukraine*. Order "On approval of the Strategy for environmental safety and adaptation to climate change for the period up to 2030" October 20, 2021 № 1363-p.

17. *Cabinet of Ministers of Ukraine*. Order "On the National Action Plan on Energy Efficiency until 2030" of December 29, 2021 № 1803-p.

18. *National Action Plan for the Development of Renewable Energy until 2030*. Draft plan. <https://sae.gov.ua/uk/content/elektronni-consultatsii>.
19. *Cabinet of Ministers of Ukraine*. Order "National Economic Strategy until 2030" March 3, 2021 № 179.
20. *Emissions Gap Report 2020*. UN Environment Programme. <https://www.unep.org/emissions-gap-report-2020>.
21. *Global Energy Outlook: CO₂ Emissions in 2020*. Paris: IEA, 2021. <https://www.iea.org/articles/global-energy-review-co2-emissions-in-2020>.
22. *Trends in Atmospheric Carbon Dioxide*. <https://www.esrl.noaa.gov/gmd/ccgg/trends/>.
23. *Basok B.I., Bazeev E.T., Dubovsky S.V.* On the problem of adaptation of municipal power engineering to global warming (review) // *Thermophysics and Thermal Power Engineering*. 2020, v. 42, №2. - P. 48-59. doi. [org/10.31472/ttpe.2.2020.5](https://doi.org/10.31472/ttpe.2.2020.5).
24. *Basok B.I., Bazeev E.T., Kuraeva I.V.* Adaptation of communal heat power engineering to climate change // *Bulletin of the National Academy of Sciences of Ukraine*. 2021. № 4. - P. 59-75. doi: <https://doi.org/10.15407/visn2021.04.060>
25. *Basok B., Bazeev E., Pavlenko A., Kurayeva I.* Municipal Heat Energy of Ukraine – Adaptation to Global Warming // *Rocznik Ochrona Środowiska*, 2021, v. 23, P. 552-568.
26. *Basok B., Davydenko B., Pavlenko A.* Numerical Network Modeling of Heat and Moisture Transfer through Capillary-Porous Building Materials // *Materials* 2021, 14, 1819. <https://doi.org/10.3390/ma14081819>

Отримано 08.02.2022

Received 08.02.2022

УДК 620.92

ПОТОЧНИЙ СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ВІДНОВЛЮВАНОЇ ЕНЕРГІЇ У
ТРАНСПОРТНОМУ СЕКТОРІ

Желізна Т.А., канд. техн. наук, Баштовий А.І., канд. техн. наук

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Канніст, 2а, Київ, 03057, Україна

<https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2022.5>

Розглянуто поточний стан та плани по використанню відновлюваної енергії у секторі транспорту ЄС з урахуванням існуючих вимог до сталості моторних біопалив. Проаналізовано ситуацію в Україні. Розроблено рекомендації щодо розвитку даного напрямку в Україні.

Рассмотрено текущее состояние и планы по использованию возобновляемой энергии в секторе транспорта ЕС с учетом существующих требований к устойчивости моторных биотоплив. Проанализирована ситуация в Украине. Разработаны рекомендации по развитию данного направления в Украине.

The current state and plans for the use of renewable energy in the EU transport sector are considered, taking into account the existing requirements for the sustainability of motor biofuels. The situation in Ukraine is analyzed. Recommendations for the development of this area have been developed.

Бібл. 15, табл. 3, рис. 4.

Ключові слова: відновлювана енергетика, відновлювані джерела енергії, біомаса, біопалива, біогаз, біоетанол, біодизель.

ВДЕ – відновлювані джерела енергії;

НПДВЕ – Національний план дій з відновлюваної енергетики;

HVO – гідрогенізована рослинна олія;

SEK – шведська крона;

н.е. – нафтовий еквівалент.

Актуальність роботи обумовлена необхідністю декарбонізації енергетики шляхом впровадження відновлюваних джерел енергії як дієвого інструменту зменшення споживання викопних палив та скорочення викидів парникових газів. Сектор транспорту робить значний внесок у викиди парникових газів і при цьому найважче піддається декарбонізації. **Метою** роботи є розробка рекомендацій для України щодо прискорення залучення біопалив у транспортний сектор. **Методи дослідження** включають вивчення літературних, статистичних та інших даних, аналіз нормативно-правових актів.

Стан використання відновлюваних джерел енергії у секторі транспорту ЄС

Європейський зелений курс, запроваджений в ЄС в кінці 2019 р., поставив за мету досягнення кліматичної нейтральності Європи до 2050 року [1]. Можливість виконання цієї амбітної цілі у великій мірі залежить від успішності залучення ВДЕ у всі сектори енергетики, включаючи транспорт. У порівнянні з іншими секторами, впровадження ВДЕ на транспорті зазвичай відбувається найповільніше. Так, за даними 2019 р., частка відновлюваних джерел у валовому споживанні електроенергії в ЄС склала 34%, тоді як у валовому споживанні енергії на транспорті – лише 9%. З іншого

боку, цей показник (9%) свідчить про можливість досягнення цілі з ВДЕ на транспорті, поставленої Директивою 2009/28/ЄС з відновлюваної енергетики 2009 року (Директива RED) – 10% у 2020 році [2].

У 2018 році Директиву 2009/28/ЄС було оновлено з метою посилення вимог до сталості моторних біопалив і для встановлення нової цілі по ВДЕ в галузі транспорту – 14% у 2030 році (Директива RED II) [3]. При цьому частка біопалив другого покоління в кінцевому енергоспоживанні на транспорті має становити принаймні 0,2% у 2022 р., 1% у 2025 р. і 3,5% у 2030 р. Майбутнє використання біопалив першого покоління обмежене для кожної країни ЄС величиною споживання цих палив автодорожнім і залізничним транспортом у 2020 р. плюс 1% і, додатково, не може перевищувати 7% кінцевого енергоспоживання певної країни. Досягнутий на сьогодні ріст використання відновлюваної енергії на транспорті в ЄС забезпечується, головним чином, за рахунок рідких біопалив, споживання яких складає близько 17 млн т н.е./рік (табл. 1). Майже все біопаливо споживається автодорожнім транспортом.

Загальною тенденцією є поступове зменшення обсягів використання харчових сільськогосподарських культур для виробництва моторних біопалив за рахунок залучення інших видів сировини. Так, з 2006 р. частка ріпакової олії для отримання

біодизеля в ЄС скоротилася майже вдвічі, а застосування відходів, таких як вживана олія для смаження та тваринні жири, збільшилося у понад 20 разів (рис. 1). Це пов'язано із необхідністю переходу на виробництво і використання моторних біопалив дру-

гого покоління. За даними 2019 р., частка всіх рідких біопалив на транспорті в ЄС-28 становила 5,7%, у тому числі біопалив другого покоління – 1,2% (без подвійного зарахування, можливого згідно Директиви RED II) (рис. 2).

Табл. 1. Кінцеве споживання енергії у секторі транспорту ЄС-28, тис. т н.е. (2018 р.) [4]

Види транспорту	Всього	Ріст протягом 2017-2018 рр.	Тверді викопні палива	Природний газ	Нафта, нафто-продукти	Біопалива*	Електроенергія
Внутрішній транспорт:							
Залізничний транспорт	6500	-0,6%	11	0	1877	26	4586
Автомобільний транспорт	306676	0,4%	0	1637	288111	16764	164
Авіація	7266	4,1%	0	0	7266	0	0
Судноплавство	5152	-0,9%	0	0	5145	7	0
Трубопровідний транспорт**	2089	10,0%	0	1912	0	0	177
Інше	908	-1,2%	0	8	326	6	568
Всього	328591	0,5%	11	3557	302725	16803	5496
Міжнародний транспорт:							
Судноплавство	45767	3,6%	0	43	45707	17	0
Авіація	52902	4,2%	0	0	52902	0	0
Всього	98669	3,9%	0	43	98609	17	0

* Включаючи біогаз (153 тис. т н.е.).

** Без урахування транспортування природного та комунально-побутового газу.

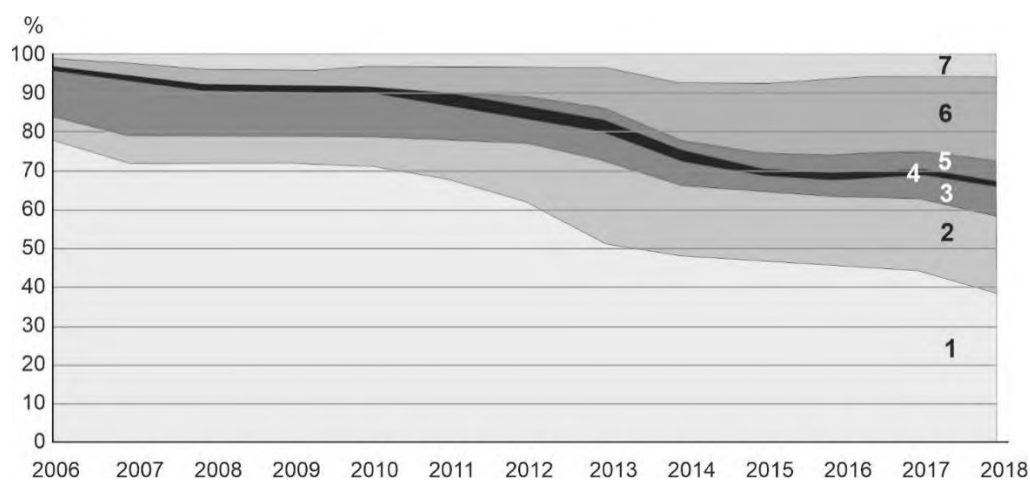


Рис. 1. Зміна структури сировини для виробництва біодизеля в ЄС-28 [5]:

1 – ріпакова олія; 2 – пальмова олія; 3 – соєва олія; 4 – соняшникова олія; 5 – інше (олія хвойних, талова олія, жирні кислоти); 6 – вживана олія для смаження; 7 – тваринні жири

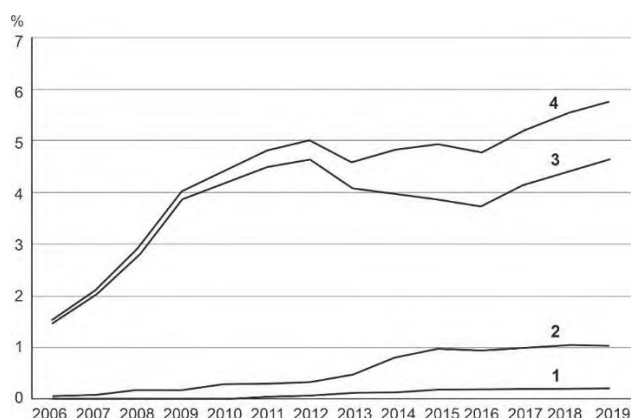


Рис. 2. Внесок рідких біопалив у споживання енергії на транспорті в ЄС-28 [6]:

1 – біопалива другого покоління (види сировини перелічені в частині А додатку IX Директиви RED II); 2 – біопалива другого покоління (види сировини перелічені в частині В додатку IX Директиви RED II); 3 – біопалива першого покоління; 4 – рідкі біопалива всього

Поточний обсяг виробництва рідких біопалив II покоління в ЄС складає більше 53 млрд л/рік (табл. 2). Головним чином це гідрогенізована рослинна олія (HVO), що являє собою більш сучасний продукт порівняно з традиційним біодизелем – метиловим ефіром жирних кислот (FAME). Гідрогенізована рослинна олія може вироблятися з будь-якої рослинної олії або тваринних жирів і може бути повним замінником дизеля та гасу.

Обсяги виробництва біоетанолу II покоління є наразі значно меншими, ніж біодизеля. Інвестиції в даний напрямок стримуються високою вартістю необхідних науково-дослідних робіт значними операційними витратами установок. Тим не менш, плани по нарощуванню виробництва біоетанолу з лігноцелюлозної сировини існують в Фінляндії, Словаччині, Румунії, Норвегії, завдяки чому річне виробництво може сягнути 240 млн л.

Табл. 2. Комерційні установки з виробництва рідких біопалив другого покоління в ЄС [6]

Країна	Процес	Біопаливо	Основна сировина	Потужність, млн л/рік	Рік запуску
Фінляндія	гідроочищення	HVO	олії та жири	430 (2 лінії)	2007
Фінляндія	гідроочищення	HVO	талова олія	115	2015
Фінляндія	гідроліз/ферментація*	етанол	деревна тирса	10	2017
Нідерланди	гідроочищення	HVO	олії та жири	1280	2011
Нідерланди	Піроліз/синтез Фішера-Тропша	метанол	біогаз	250	2010
Іспанія	гідроочищення	HVO	пальмова олія	945 (7 установок)	2011
Італія	гідроочищення	HVO	пальмова олія, інші олії та жири	960	2019
Італія	гідроочищення	HVO	пальмова олія	465	2014
Швеція	гідроочищення	HVO	талова олія	220	2015
Португалія	гідроочищення	HVO	пальмова олія	40	2017
Франція	гідроочищення	HVO	олії та жири (50% пальмова олія)	640	2019

* Біохімічний метод. Інші методи – термохімічні.

Приклад Швеції

Перехід на ВДЕ в секторі транспорту відбувається в різних країнах ЄС дуже нерівномірно. Безперечним лідером є Швеція, де вже досягнуто близько 30% ВДЕ у споживанні енергії на транспорті. Основними механізмами, які сприяли цьому, є енергетичний та вуглецевий податки на викопні палива. Вуглецевий податок був уведений у 1991 р., і його величина збільшилася з 0,25 SEK/кг CO₂ у 1991 р. до 1,18 SEK/кг CO₂ у 2019 р. (близько 0,12 євро/кг CO₂). Енергетичний податок уведено ще раніше – у 1924 р. на бензин, у 1937 р. – на дизель. Спочатку цей податок діяв лише як фіскальний інструмент, а згодом став сприяти розвитку ВДЕ на транспорті. Величина енергетичного податку складає 0,30 євро/л бензину та 0,28 євро/л дизелю (2018 р.).

В Швеції також діє програма підтримки електрифікації громадського транспорту, на яку щорічно виділяється близько 10 млн євро. Підтримується виробництво біогазу з гною, у тому числі з метою покращення його якості для використання на транспорті. У 2019 р. на таку підтримку було виділено 10 млн євро. В Європі Швеція є найбільшим споживачем біометану на транспорті, використовуючи майже третину загального обсягу, який у 2019 році склав 14 ПДж [7, 8].

Національним енергетичним та кліматичним планом Швеції 2020 року [8] поставлено амбітну ціль досягти 70% скорочення викидів парникових газів на транспорті до 2030 р. порівняно з 2010 р., а також довести частку ВДЕ на транспорті до 48% у 2030 р. і до

52% у 2040 р. (з подвійним зарахуванням для біопалив другого покоління згідно Директиви RED II) (рис. 3) [8].

У 2017 р. уряд доручив Шведському енергетичному агентству розробити галузеві стратегії підвищення енергоефективності для забезпечення загального росту енергоефективності на 50% до 2030 року. Одним з п'яти пріоритетів визначено поступове скорочення до нуля споживання викопних палив на транспорті. Крім того, Швеція має за мету стати світовим лідером і прикладом впровадження новітніх технологій у секторі транспорту.

Ситуація в транспортному секторі України

Річне споживання моторних палив в Україні складає 1,8 млн т бензину, 5,2 млн т дизельного палива, 1,4 млн т пропану і бутану скраплених (2020 р.). Зростають темпи купівлі електромобілів – станом на кінець 2020 року в Україні зареєстровано майже 25 тисяч машин на електротязі (рис. 4) і близько 28 тис. гібридів [9].

Споживання відновлюваної енергії в секторі транспорту України включає біоетанол (88,1 тис. т н.е. у 2019 р.) і «зелену» електроенергію (49,12 тис. т н.е.) (табл. 3) [10]. Біодизельне паливо останніми роками не виробляється.

Національним планом дій з відновлюваної енергетики на період до 2020 року [12], затвердженим у 2014 р., було поставлено за мету досягти не менше 11% ВДЕ у валовому кінцевому обсязі споживання енергії до 2020 року. По окремих секторам цілі були: 12,4% відновлюваної енергії в системах опалення та охолодження, 11% в електроенергетиці, 10% у транспортному секторі.

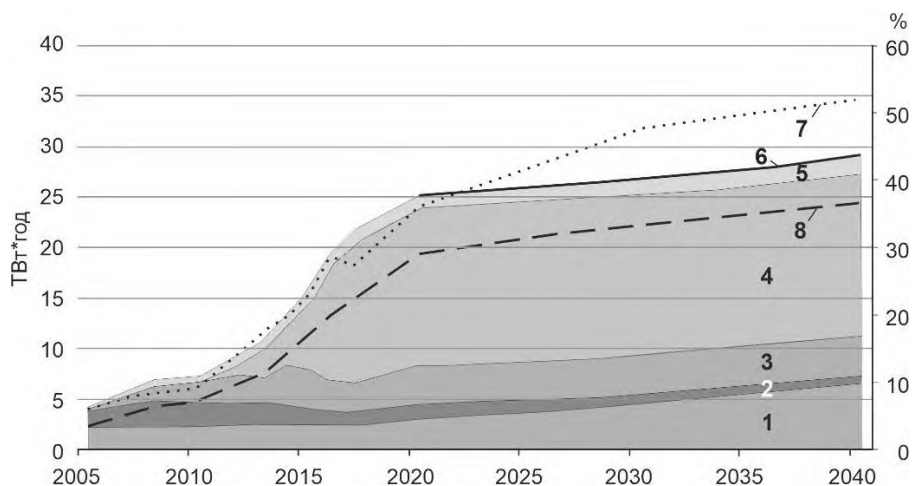


Рис. 3. Структура споживання ВДЕ у секторі транспорту Швеції [8]:

1 – електроенергія; 2 – етанол; 3 – біодизель (FAME); 4 – біодизель (HVO); 5 – біогаз;
6 – біобензин; 7 – частка ВДЕ з подвійним зарахуванням для біопалив II покоління; 8 – частка ВДЕ без подвійного зарахування для біопалив II покоління

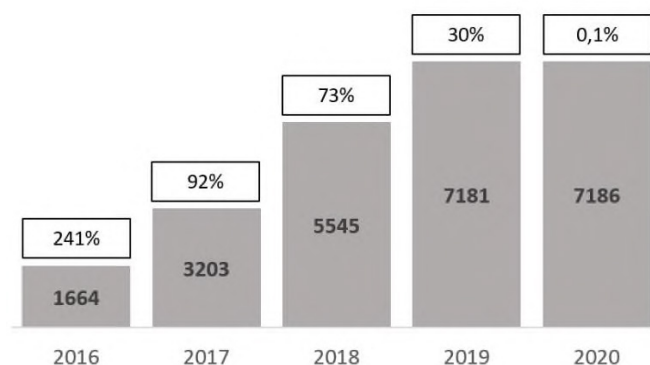


Рис. 4. Кількість реєстрацій електромобілів в Україні та динаміка росту по роках [9]

Табл. 3. Споживання рідких біопалив та відновлюваної електроенергії у транспортному секторі України, тис. т н.е. [11]

Вид енергоносія	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019
Біоетанол	42	42,4	35,1	38,4	47,01	37,24	88,1
Біодизель	-	-	-	-	-	-	-
Електроенергія з ВДЕ	65	46,8*	41,2*	43,3*	48,2*	47,29*	49,12*

* Без застосування коефіцієнту помноження 2,5.

За даними Держенергоефективності, у 2019 р. частка енергії, виробленої з відновлюваних джерел, у кінцевому енергоспоживанні склала 8,1% (план НПДВЕ 2020 – 10,1%); зокрема, в електроенергетиці – 10,9% (співпадає з планом), в системах опалення – 9,0% (план 11,2%), у транспортному секторі – 3,1% (план 9%) [13]. Існуюча динаміка росту використання ВДЕ в окремих секторах показує можливість перевищення індикативної цілі НПДВЕ 2020 в електроенергетиці і її недосягнення в інших секторах. Найбільші виклики пов'язані із впровадженням відновлюваної енергії на транспорті, що свідчить про необхідність приділення більшої уваги саме йому.

У 2020 році у Верховній Раді зареєстровано проект Закону України “Про внесення змін до деяких законодавчих актів України щодо обов’язковості використання рідкого біопалива (біокомпонентів) у галузі транспорту” (№ 3356-д від 05.11.2020). Законопроектом поставлено ціль по обов’язковій частці вмісту рідкого біопалива (біокомпонентів) в обсягах бензинів автомобільних (за виключенням бензинів з октановим числом 98 і вище та бензинів, що поставляються для потреб Міністерства оборони, Державного резерву та для створення мінімальних запасів нафти та нафтопродуктів): з 01.05.2022 – не менш як 5 % (об’ємних) за абсолютної похибки визначення $\pm 0,5\%$. Також введено критерії сталості для рідкого палива з біомаси та для біогазу, призначеного для використання на транспорті,

гармонізовані з Директивою RED II. Ці критерії сталості стосуються вимог по скороченню викидів парникових газів від використання зазначених видів біопалива та заборони використання окремих земельних ділянок для отримання сировини, необхідної для виробництва таких видів біопалива. Прийняття і виконання даного закону матиме безперечний позитивний вплив на розвиток ринку моторних біопалив в Україні.

Національною транспортною стратегією України на період до 2030 року (2018 р.) [14] передбачено суттєве збільшення обсягів споживання відновлюваної енергії та електроенергії на транспорті. Очікувані результати реалізації Стратегії до 2030 р., серед іншого, включають: збільшення частки використання електротранспорту та електромобілів, зокрема доведення частки електротранспорту у внутрішньому сполученні до 75%; збільшення рівня застосування альтернативних видів палива та електроенергії до 50%.

Перспективи розвитку сектору транспорту України було змодельовано і проаналізовано при формуванні і обґрунтуванні Оновленого національно визначеного внеску України до Паризької Угоди [15]. Згідно отриманих результатів, загальне споживання енергії на транспорті у 2030 р. становитиме близько 6,7 млн т н.е. Близько 90% українського автопарку в 2030 році будуть займати застарілі та імпортовані з-за кордону моделі транспорту. Буде відбуватися незначний перехід з викопного палива на електроенергію. Очікується,

що у 2030 році близько 3% українського парку легко-вих автомобілів становитимуть електромобілі, які працюють від акумуляторів. Незважаючи на те, що така тенденція не дозволить досягти мети Транспортної стратегії України (50% альтернативних видів палива та електроенергії на транспорті у 2030 році), це реальний перший крок до зміни структури енергоспоживання у транспортному секторі.

Наразі в Україні розробляється Національний план дій з відновлюваної енергетики на період до 2030 року. В новому НПДВЕ будуть зазначені цілі для розвитку сектору транспорту до 2030 р. з урахуванням положень чинних стратегічних документів України, релевантних директив ЄС, а також реальних можливостей транспортного сектору країни.

Висновки та рекомендації

Україна має значний потенціал біомаси для виробництва рідких та газоподібних моторних біопалив і загалом гарні передумови для впровадження відновлюваної енергії на транспорті. Для ефективного залучення ВДЕ у сектор транспорту рекомендується проведення послідовної політики стимулювання цього сектору з урахуванням прикладу ЄС та окремих країн-членів, таких як Швеція. Найближчим кроком має бути прийняття проекту Закону України “Про внесення змін до деяких законодавчих актів України щодо обов’язковості використання рідкого біопалива (біокомпонентів) у галузі транспорту” (№ 3356-д від 05.11.2020). Це сприятиме збільшенню обсягів споживання рідкого моторного біопалива з дотриманням критеріїв сталості. Є сенс переглянути існуючий великий акциз на біодизель та податковий вексель на повну ставку акцизу, необхідний при транспортуванні біоетанолу. Враховуючи вимоги сталості до біопалив європейської Директиви RED II, яка в майбутньому може стати обов’язковою для виконання в Україні, є сенс активно досліджувати можливості і запроваджувати підтримку виробництва біопалив другого покоління в Україні.

ЛІТЕРАТУРА

1. *The European Green Deal*. Communication from the Commission, COM(2019) 640 final, 2019.
<https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A52019DC0640&qid=1603445111690>
2. *Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources*, 2009. Date of end of validity: 30/06/2021.
<https://eur-lex.europa.eu/eli/dir/2009/28/oj>
3. *Directive (EU) 2018/2001 of the European Parliament and of the Council of 11 December 2018 on the promotion of the use of energy from renewable sources (recast)*, 2018.
<https://eur-lex.europa.eu/eli/dir/2018/2001/2018-12-21>
4. *Biofuels*. Bioenergy Europe Statistical Report, 2020.
<https://bioenergyeurope.org/29-statistical-reports/252-biofuels-for-transport.html>
5. *Policy Brief: Biofuels for transport*. Bioenergy Europe Statistical Report, 2020.
<https://bioenergyeurope.org/29-statistical-reports/252-biofuels-for-transport.html>
6. *EU Biofuels Annual Report 2019*, USDA, 2019.
<https://bit.ly/3lbEjwm>
7. *Renewables 2021*. Global Status Report. REN21, 2021.
https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2021_Full_Report.pdf
8. *Sweden's Integrated National Energy and Climate Plan*, 2020.
https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/se_final_necp_main_en.pdf
9. *Парк електромобілів в Україні*. Федерація роботодавців автомобільної галузі.
<https://fra.org.ua/uk/st/statistika/infoghrafika/park-elektromobiliv-v-ukrayini>
10. *Звіт про результати стимулювання та використання енергії, виробленої з відновлюваних джерел, в Україні за 2018-2019 рр., Держенергоефективності*.
<https://saee.gov.ua/sites/default/files/Report%20to%20Energy%20Commun%20RES%20Ukraine%202018-2019%20%28final%29.pdf>
11. *Action plans, reports and statements*, Ukraine. Energy Community.
<https://www.energy-community.org/implementation/Ukraine/reporting.html>
12. *Розпорядження Кабінету Міністрів України № 902-р від 01.10.2014*.
<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/902-2014-%D1%80#n10>
13. *Інформація щодо частки енергії, виробленої з відновлюваних джерел, у кінцевому енергоспоживанні у 2019 році, Держенергоефективності*.
https://saee.gov.ua/sites/default/files/RE_SAEE_2019.pdf
14. *Розпорядження Кабінету Міністрів України № 430-р від 30.05.2018*.
<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/430-2018-%D1%80#Text>
15. *Аналітичний огляд Оновленого національно визначеного внеску України до Паризької угоди*. Міністерство захисту довкілля та природних ресурсів України, липень 2021. <https://bit.ly/3hOKZzE>

CURRENT SITUATION AND PROSPECTS OF RENEWABLE ENERGY USE IN THE TRANSPORT SECTOR

Zheliezna T.A., Bashtovyi A.I.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, vul. Marii Kapnist, 2a, Kyiv, 03057, Ukraine

<https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2022.5>

The aim of the work is to develop recommendations for Ukraine to accelerate the involvement of biofuels in the transport sector. The current state and prospects of the introduction of renewable energy in the transport sector of the European Union are analyzed. It is shown that the fulfillment of the ambitious goal of the European Green Deal to achieve climate neutrality in Europe by 2050 largely depends on the success of reducing carbon dioxide emissions on transport. This sector is the most difficult to decarbonize compared to others, so the European Green Deal pays special attention to it. In Ukraine, the situation is similar: the introduction of renewable energy is the slowest in the field of transport compared to the sectors of electricity and heat production. In order to effectively attract renewable energy sources to the transport sector, it is recommended to pursue a consistent policy of stimulating this sector, taking into account the example of the EU and individual member states. For example, Sweden has already achieved about 30% of renewable energy consumption on transport, which is the highest index in the EU. The main mechanisms that have contributed to this are the long-established energy and carbon taxes on fossil fuels. Taking into consideration the sustainability requirements for biofuels of the RED II Directive, which may become mandatory in Ukraine in the future, it makes sense today to explore the possibilities and introduce support for the production of second-generation biofuels in Ukraine..

References 15, table 3, figures 4.

Keywords: renewable energy, renewable energy sources, biomass, biofuels, biogas, bioethanol, biodiesel.

1. *The European Green Deal*. Communication from the Commission, COM(2019) 640 final, 2019.

<https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A52019DC0640&qid=1603445111690>

2. *Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources*, 2009. Date of end of validity: 30/06/2021.

<https://eur-lex.europa.eu/eli/dir/2009/28/oj>

3. *Directive (EU) 2018/2001 of the European Parliament and of the Council of 11 December 2018 on the promotion of the use of energy from renewable sources (recast)*, 2018.

<https://eur-lex.europa.eu/eli/dir/2018/2001/2018-12-21>

4. *Biofuels*. Bioenergy Europe Statistical Report, 2020.

<https://bioenergyeurope.org/29-statistical-reports/252-biofuels-for-transport.html>

5. *Policy Brief: Biofuels for transport*. Bioenergy Europe Statistical Report, 2020.

<https://bioenergyeurope.org/29-statistical-reports/252-biofuels-for-transport.html>

6. *EU Biofuels Annual Report 2019*, USDA, 2019.

<https://bit.ly/3lbEjwm>

7. *Renewables 2021*. Global Status Report. REN21, 2021.

https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2021_Full_Report.pdf

8. *Sweden's Integrated National Energy and Climate Plan*, 2020.

https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/se_final_necp_main_en.pdf

9. *Park elektromobiliv v Ukraini*. Federatsiia robotodavtsiv avtomobilnoi haluzi [Electric car park in Ukraine. Federation of Automotive Industry Employers] (Ukr.)

<https://fra.org.ua/uk/st/statistika/infoghrafika/park-elektromobiliv-v-ukrayini>

10. *Zvit pro rezultaty stymulivannia ta vykorystannia enerhii, vyroblenoi z vidnovliuvanykh dzherel, v Ukraini za 2018-2019 rr.* [Report on the results of stimulation and use of energy produced from renewable sources in Ukraine for 2018-2019], State Agency on Energy Efficiency and Energy Saving of Ukraine. (Ukr.)

<https://sae.gov.ua/sites/default/files/Report%20to%20Energy%20Commun%20RES%20UKraine%202018-2019%20%28final%29.pdf>

11. *Action plans*, reports and statements, Ukraine. Energy Community.

<https://www.energy-community.org/implementation/Ukraine/reporting.html>

12. *Rozporiadzhennia KMU № 902-p vid 01.10.2014* [Executive Order of the Cabinet of Ministers of Ukraine № 902-p of 01.10.2014] (Ukr.)

<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/902-2014-%D1%80#n10>

13. *Informatsiia shchodo chastky enerhii, vyroblenoi z vidnovliuvanykh dzherel, u kintsevomu enerhospozhyvanni u 2019 rotsi* [Information on the share of energy produced from renewable sources in final energy consumption in 2019] State Agency on Energy Efficiency and Energy Saving of Ukraine. (Ukr.)

https://sae.gov.ua/sites/default/files/RE_SAE_2019.pdf

14. *Rozporiadzhennia KMU № 430-p* vid 30.05.2018 [Executive Order of the Cabinet of Ministers of Ukraine № 430-p of 30.05.2018] (Ukr.)

<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/430-2018-%D1%80#Text>

15. *Analitychnyi ohliad* Onovlenoho natsionalno vyznachenoho vnesku Ukrainy do Paryzkoï uhody [Analytical review of the updated nationally determined contribution of Ukraine to the Paris agreement], Ministry of Ecology and Natural Resources of Ukraine, July 2021 (Ukr.) <https://bit.ly/3hOKZzE>

Отримано 16.11.2021

Received 16.11.2021

УДК 621.577 + 697.1

ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ НА БАЗІ ҐРУНТОВОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСУ

Безродний М.К.¹, докт. техн. наук, Ословський С.О.² канд. техн.наук¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», проф., 03056, Київ, вул. Політехнічна 6, m.bezrodnyuk@kpi.ua, ORCID 0000-0002-0788-5011²Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», аспірант, 03056, Київ, вул. Політехнічна 6, work.oslovskiy@gmail.com, ORCID 0000-0003-2223-0248<https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.6>

Стаття присвячена дослідженню енергетичної ефективності використання системи кондиціювання з використанням ґрунтового теплового насосу. Визначено дві основні задачі: аналіз ефективності роботи теплового насосу в активному (компресор працює) та пасивному (компресор вимкнено, працює тільки насос) режимах кондиціювання. Запропонована система має суттєвий позитивний ефект в порівнянні зі стандартною спліт-системою, але має і недолік: для системи кондиціювання з ґрунтовим тепловим насосом вимоги до теплової ізоляції будівлі будуть більш жорсткими.

Статья посвящена исследованию энергетической эффективности использования системы кондиционирования с использованием грунтового теплового насоса. Определены две основные задачи: анализ эффективности работы теплового насоса в активном (компрессор работает) и пассивном (компрессор выключен, работает только насос) режимах кондиционирования. Предлагаемая система имеет существенный положительный эффект по сравнению со стандартной сплит-системой, но имеет и недостаток: для системы кондиционирования с грунтовым тепловым насосом требования к тепловой изоляции здания будут более жесткими.

The article is devoted to the study of energy efficiency of the use of air conditioning system using a ground heat pump. Two main tasks are defined: the analysis of efficiency of work of the heat pump in active (the compressor works) and passive (the compressor is switched off, only the pump works) modes of conditioning. The proposed system has a significant positive effect compared to the standard split system, but also has a disadvantage: for an air conditioning system with a ground heat pump, the requirements for thermal insulation of the building will be more stringent.

Бібл. 13, табл. 1 рис. 6.

Ключові слова: тепловий насос, ґрунтовий теплообмінник, кондиціювання, холодильний коефіцієнт, енергетична ефективність, теплота ґрунту.

Загальна проблема

Системи опалення, вентиляції та кондиціювання (ОВІК) є основним споживачем енергії в будівництві. Міжнародне енергетичне агентство [1] повідомило, що очікується зростання загальної кількості кондиціонерів, встановлених у всьому світі, з 1,6 млрд. одиниць у 2018 р. до 5,6 млрд. одиниць до 2050 р. Отже, підвищення енергоефективності систем кондиціювання дуже важливо для зменшення потреби в нових електростанціях та підвищення загального еколого-енергетичного стану речей в світовому масштабі. Одним із шляхів вирішення енергетичної є використання альтернативних джерел енергії, частиною яких є теплові насоси (ТН) з різними джерелами теплоти: повітряні, ґрунтові, геотермальні та ін.

Порівнюючи основні типи ТН (повітряний та ґрунтовий), які використовуються в широтах України, слід зазначити, що ґрунтові ТН можуть значно зменшити споживання енергії на опалення та охолодження

приміщень у будівлях [2]. Холодильний коефіцієнт (EER) теплових насосів залежить насамперед і в найбільшій мірі від різниці температур між простором кондиціювання та джерелом теплоти (холоду). На відміну від зовнішнього навколишнього повітря, температура ґрунту є майже постійною (близько 8... 12 градусів Цельсія [3]) протягом року і вищою за температуру навколишнього повітря взимку та нижчою від температури навколишнього повітря влітку. Таким чином, менший перепад температур між джерелом теплоти та приміщенням, що кондиціюється (опалюється) відповідає більшому значенню коефіцієнта перетворення ґрунтового ТН, а значить, і більшій ефективності використання енергії в порівнянні з повітряним ТН.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

За останнє десятиліття кілька досліджень показали, що системи ґрунтових ТН можуть зменшити споживання енергії на кондиціювання приміщення в будинках в різних частинах світу. Автори [4] порівнювали

показники ґрунтового ТН потужністю 3,5 кВт із звичайним повітряним ТН у житлових багатоквартирних будинках та готелях у кількох містах Каліфорнії. Результати показали, що ґрунтовий ТН зменшив пікове електричне навантаження системи кондиціювання на 34 % порівняно з повітряним. У Шанхаї автори [5] досліджували ефективність системи на базі ґрунтового ТН, встановленої в будівлі архіву. Система включала два теплонасосні агрегати та 280 вертикальних свердловин (діаметр 160 мм та глибина 80 м) з відстанню між свердловинами 4 м. Система експлуатувалася безперервно протягом двох років, і її ефективність контролювалась та аналізувалась. Результати показали, що середній коефіцієнт трансформації за літній сезон становив 4,7, а споживання енергії на кондиціювання повітря знизилось до 56 % порівняно з повітряним ТН. У Валенсії, Іспанія, автори [6] перевірили та порівняли характеристики ґрунтового та повітряного ТН у будівлі площею 250 м² у Політехнічному університеті Валенсії. Ґрунтовий теплообмінник складався з шести свердловин глибиною 50 м. Результати показали, що споживана потужність на кондиціювання була меншою, ніж у повітряного ТН, до 37 %. Автори [7] випробували ефективність охолодження за допомогою ТН потужністю 7,6 кВт у житловому будинку площею 253 м² в м. Оук-Ридж, штат Теннессі, США (період досліджень 723 доби). Встановлена температура термостата становила 24,4 °С. Результати показали, що ґрунтовий ТН зміг задовольнити навантаження на охолодження приміщення з найвищими та найнижчими EER системи 5,16 та 3,72, відповідно. Ефективність охолодження за допомогою ґрунтового ТН оцінювали і в жаркому кліматі. У Досі, Катар, автори [8] здійснили теоретичне дослідження для оцінки економії енергії охолодження, яку можна було б досягти, якщо повітряний ТН замінити ґрунтовим у житловому будинку площею 144 м². У Досі жаркий клімат з температурою зовнішнього повітря до 47 °С влітку. Розрахункове навантаження на охолодження становить 11,7 кВт, а річне споживання енергії на охолодження – 36 300 кВт.год. Результати показали, що при використанні ґрунтового ТН споживання енергії на систему кондиціювання зменшилось на 19 % порівняно з повітряним ТН, а термін окупності ТН становив 9 років. У Бордж Седрія, Туніс, автори [9] перевірили ефективність ґрунтового ТН, встановленого в Center De Recherches Et Des Technologies De L'Energie. Влітку Бордж Седрія має жаркий клімат із температурою зовнішнього повітря до 42 °С. Результати досліджень показали, що система забезпечувала необхідну потужність в режимі охолодження та мала коефіцієнти EER системи 3,0...4,5 протягом часу роботи.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми

Система кондиціювання, що побудована на базі ґрунтового ТН використовує ґрунт як джерело тепло-ти/холоду для опалення/кондиціювання будівлі. Тому важливо підтримувати постійну температуру ґрунту, щоб показники ефективності роботи ТН залишались на високому рівні. В регіонах, де домінує тільки охолодження, або тільки опалення загальна кількість тепло-ти, що відбирається від ґрунту, не дорівнює загальній кількості теплоти, що віддається назад, і, отже, температура ґрунту змінюється з часом, що погіршує роботу систем на базі ТН. Тому важливо перевірити ефективність систем та коливання температури ґрунту протягом тривалої експлуатації. У регіоні, де домінує період опалення Луо [10] перевірів ефективність ґрунтового ТН в режимі кондиціювання, встановленого в офісному будинку в Нюрнберзі, Німеччина. Загальна площа будівлі з кондиціонером становить 1150 м², а охолоджувальне навантаження становить 80 кВт. Ґрунтовий теплообмінник включає 18 свердловин глибиною 80 м і відстанню між свердловинами 6 м. Ґрунтовий ТН експлуатувався безперервно протягом чотирьох років, а ефективність нагрівання та охолодження контролювалась та оцінювалась. Загальне споживання енергії на опалення та охолодження становило 56,6 МВт.год та 13,3 МВт.год відповідно за чотири роки. Це показує, що нагрівальне навантаження в чотири рази перевищує навантаження на охолодження. Отже, кількість тепло-ти, що відбирається від ґрунту взимку, більше, ніж кількість теплоти, скинутого назад влітку. Результати показали, що за чотири роки експлуатації ефективність системи кондиціювання зростала щороку на 8,7 %, тоді як ефективність системи опалення знижувалась до 4 % щороку.

Що стосується застосування ТН в Україні, Мачевитий та ін. в оглядовій статті [11] наводять параметри експлуатації ТН установки на базі ґрунтового ТН для кондиціювання, опалення та гарячого водопостачання будівлі вокзалу в м. Харків, Україна. Максимальна холодильна потужність системи кондиціювання службових приміщень вокзалу склала 40 кВт. Система кондиціювання в автоматичному режимі в залежності від показників температури в приміщенні могла переходити як в активний (з використанням роботи компресора) так і в пасивний режим охолодження (холодоносієм з ґрунтового контуру подається одразу до споживача). Експлуатація системи кондиціювання проводилась протягом двох сезонів. В жаркий період, при зовнішній температурі 33 °С в приміщеннях забезпечувалось

23...25 °С, що відповідає нормам [12]. Основною перевагою був той факт, що в пасивному режимі експлуатації на 1 кВт.год затраченої електроенергії можна отримувати до 30 кВт.год холодильної енергії, що є досить суттєвим позитивним ефектом саме в перехідний весінньо-осінній період, який в умовах клімату України складає майже 40 % часу експлуатації системи.

Виходячи з вищезазначених спостережень, можна зазначити, що найбільш ефективно системи кондиціонування та опалення на базі ґрунтових теплових насосів можуть бути використані в регіонах, які мають однакові за продовжуваністю опалювальний та жаркий період, яким є Україна. Завдяки такому балансу, теплота ґрунту буде використана найбільш вдало взимку, та повернена назад влітку. Такий режим використання буде підтримувати на майже постійному рівні температуру ґрунту, що покращить експлуатаційні умови всієї системи та екологічну картину ділянки ґрунту.

Разом з тим, проаналізувавши літературні джерела, які переповнені спостереженнями та експериментами, було визначено, що досліджень, що пов'язані з теоретичною універсальною оцінкою ефективності роботи ґрунтового ТН в режимі кондиціонування раніше не проводилось. Виходячи з цього, було розроблено схему кондиціонування повітря на базі ґрунтового ТН та проведено теоретичний аналіз ефективності її роботи, який може бути використаний для системи будь-якої конфігурації та потужності.

Постановка задач дослідження

Метою даної роботи є аналіз енергетичної ефективності використання ТН системи кондиціонування на базі ґрунтового ТН в пасивному та активному режимах зі змінними параметрами навколишнього середовища та визначальними параметрами роботи системи.

Опис роботи запропонованої схеми кондиціонування на базі ґрунтового ТН

Принципову схему системи кондиціонування повітря на базі ґрунтового ТН зображено на рис. 1. Основною особливістю запропонованого рішення є використання енергії холоду, який акумулюється в ґрунті взимку для забезпечення потреб кондиціонування як в пасивному, так і в активному режимах. Так, згідно схеми, охолоджений теплоносіє в пасивному режимі кондиціонування перекачується насосом нижнього контуру безпосередньо в охолоджуючий пристрій (наприклад, фанкойл), не застосовуючи роботу компресора ТН та витрачаючи електричну енергію лише на привід насоса. Однак, при деякій температурі зовнішнього повітря, потужності, яка може бути забезпечена «пасивним охолодженням» стає недостатньою. В такому випадку схема вмикається в активному режимі і залучає компресор. Особливо важливою задачею дослідження є визначення умов, при яких буде відбуватись перехід від пасивного до активного режиму кондиціонування з найбільшим енергетичним ефектом.

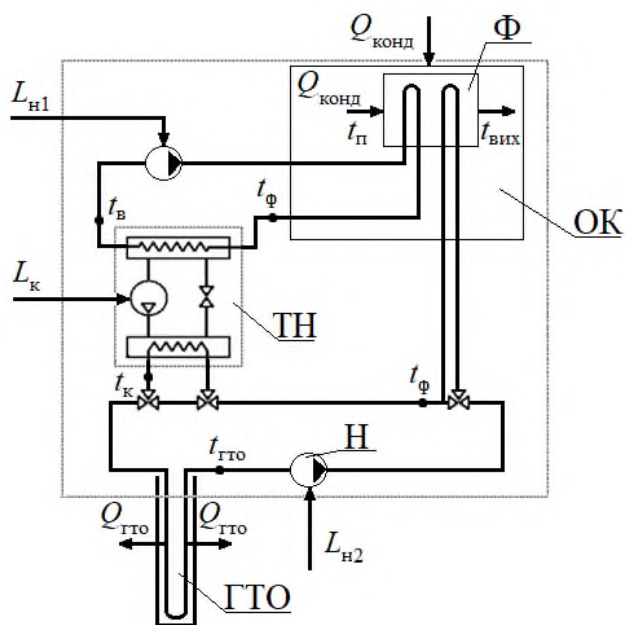


Рис. 1. Принципова схема кондиціонування приміщення з використанням ґрунтового ТН: Ф – фанкойл; ОК – об'єкт кондиціонування; ТН – тепловий насос; ГТО – ґрунтовий теплообмінник; Н – насос

Термодинамічний аналіз системи

Вищенаведений аналіз робіт щодо ефективності систем кондиціонування на базі ґрунтових ТН при їх роботі в різних кліматичних зонах дозволяє зробити висновок, що в кліматичних умовах України такі системи мають розроблятися в поєднанні і на базі відповідних систем, працюючих в режимі опалення в зимовий період. В зв'язку з цим доцільно зробити аналіз роботи такої теплонасосної системи з ґрунтовими теплообмінниками при її експлуатації в режимі кондиціонування влітку. Тому для подальшого аналізу використаємо теплонасосну систему з горизонтальними ґрунтовими теплообмінниками з оптимальними параметрами, отриманими за умови мінімальних сумарних енергетичних затрат на компресор і насос нижнього контуру і наведеними в роботі [3]. Оптимальні параметри таких теплообмінників для різних типів ґрунтів і різних значень швидкості руху теплоносія в трубах наведені в таблиці 1. В таблиці додатково наведені дані для повного теплового потоку, що відводиться теплообмінником від ґрунту, а також оптимальна різниця температур теплоносія на виході і вході в теплообмінник.

При аналізі системи кондиціонування з використанням такого теплообмінника з зазначеними геометричними параметрами (оптимальною довжиною в режимі опалення) виникають дві задачі, що пов'язані з особливістю роботи системи з використанням ґрунту як середовища для скидання відведеної із приміщення теплоти і приводить до можливості роботи системи в режимі пасивного або в режимі активного кондиціонування.

На відміну від систем кондиціонування з повітряними ТН середовище для скидання відведеної теплоти (ґрунт) має більш низьку температуру ніж температура в об'єкті кондиціонування (ОК) і тому за певних умов (температури зовнішнього повітря і параметрів скидного пристрою) теплота від ОК може скидатись в ґрунт природним шляхом (само-пливом), не використовуючи ТН. Такий режим роботи є пасивним режимом кондиціонування. Для визначення меж такого режиму треба співставити величини теплових потоків, що скидаються з приміщення, з тепловими потоками, що можуть бути сприйняті стоком теплоти (ґрунтом). Відповідний вираз рівності цих теплових потоків можна записати як рівність теплового потоку, відведеного за допомогою фанкойлів, і теплового потоку, що підводиться до ґрунту за допомогою ґрунтового теплообмінника.

Якщо прийняти припущення, що величина теплового потоку не залежить від його напрямку в ґрунтовому

Табл. 1. Основні параметри теплообмінника ґрунтового контуру за оптимальний умов його роботи

Ґрунти	Питомий тепловий потік, Вт/м	Діаметр труби, мм		Швидкість, м/с		
				w1=0,5	w2=0,7	w3=0,9
Сухі, незв'язані	10-15	25x2,3	L, м	81,0	165,0	344,0
			Δp , кПа	22,0	81,0	262,0
			Δt_{opt} , С	1,0	1,5	2,5
			Gc, кДж/С	965,3	1351,4	1737,5
			Qп, кВт	1,0	2,1	4,3
		32x2,9	L, м	141,0	305,0	664,0
			Δp , кПа	28,0	109,0	369,0
			Δt_{opt} , С	1,1	1,7	2,9
			Gc, кДж/С	1581,5	2214,1	2846,8
			Qп, кВт	1,8	3,8	8,3
		40x3,7	L, м	230,0	528,0	1187,0
			Δp , кПа	35,0	144,0	502,0
			Δt_{opt} , С	1,2	1,9	3,3
			Gc, кДж/С	2471,1	3459,6	4448,0
			Qп, кВт	2,9	6,6	14,8
Дуже вологі, зв'язані	20-25	25x2,3	L, м	40,0	70,0	125,0
			Δp , кПа	11,0	34,0	95,0
			Δt_{opt} , С	0,9	1,2	1,6
			Gc, кДж/С	965,3	1351,4	1737,5
			Qп, кВт	0,9	1,6	2,8
		32x2,9	L, м	68,0	124,0	233,0
			Δp , кПа	13,0	44,0	130,0
			Δt_{opt} , С	1,0	1,3	1,8
			Gc, кДж/С	1581,5	2214,1	2846,8
			Qп, кВт	1,5	2,8	5,2
		40x3,7	L, м	108,0	207,0	406,0
			Δp , кПа	16,0	56,0	172,0
			Δt_{opt} , С	1,0	1,3	2,1
			Gc, кДж/С	2471,1	3459,6	4448,0
			Qп, кВт	2,4	4,7	9,1
З високим рівнем ґрунтових вод	30-40	25x2,3	L, м	24,0	39,0	64,0
			Δp , кПа	7,0	19,0	49,0
			Δt_{opt} , С	0,9	1,0	1,3
			Gc, кДж/С	965,3	1351,4	1737,5
			Qп, кВт	0,8	1,4	2,2
		32x2,9	L, м	41,0	68,0	115,0
			Δp , кПа	8,0	24,0	64,0
			Δt_{opt} , С	0,9	1,1	1,4
			Gc, кДж/С	1581,5	2214,1	2846,8
			Qп, кВт	1,4	2,4	4,0
		40x3,7	L, м	64,0	111,0	195,0
			Δp , кПа	10,0	30,0	83,0
			Δt_{opt} , С	0,9	1,1	1,5
			Gc, кДж/С	2471,1	3459,6	4448,0
			Qп, кВт	2,2	3,9	6,8

теплообміннику, то для системи, що працює в режимі кондиціонування, можна використати потужність ґрунтового теплообмінника, або відповідний перепад температур на вході і виході з теплообмінника, отримані в режимі опалення і наведену в табл. 1. Тоді рівняння рівності теплових потоків можна записати у вигляді

$$G_{п.с.п} \Delta t = G_{т.с.т} \Delta t_{opt}, \quad (1)$$

де G_m, c_m, G_n, c_n – водяні еквіваленти теплоносія ґрунтового контуру та повітря в фанкойлі, кДж/(с °С); Δt – температурний перепад повітря в фанкойлі, °С; $\Delta t_{\text{опт}}$ – оптимальний перепад температур теплоносія на виході та на вході в ґрунтовий контур, °С.

Якщо прийняти рівність водяних еквівалентів для повітря і теплоносія в ґрунтовому теплообміннику, а також врахувати вираз для зміни температур повітря в випарнику ТН (в нашому випадку на фанкойлі) у відповідності з методикою роботи [13]

$$\Delta t = K(t_0 - t_n), \quad (2)$$

де K – коефіцієнт, що враховує інтенсивність теплопритоків через огорожувальні конструкції приміщення, то рівняння (1) можна записати у вигляді

$$K(t_0 - t_n) = \Delta t_{\text{опт}}. \quad (3)$$

З рівняння (3) отримаємо граничну температуру зовнішнього повітря, до якої система кондиціонування може працювати в пасивному режимі

$$t_0^{\text{гп}} = t_n + \frac{1}{K} \Delta t_{\text{опт}}, \quad (4)$$

де $\Delta t_{\text{опт}}$ вибирається із табл. 1 в залежності від типу ґрунту, діаметра труби теплообмінника і швидкості руху теплоносія в трубах.

При підвищенні температури навколишнього повітря вище значення за формулою (4) теплоприток в приміщення через зовнішні огороження перевищує тепловий потік, який може бути скинуто в ґрунт природнім шляхом за допомогою ґрунтового теплообмінника з зазначеними в табл. 1 параметрами. Наслідком цього буде підвищення температури в об'єкті кондиціонування вище заданих температурних умов. Тому виникає необхідність в інтенсифікації тепловідбору від приміщення, за допомогою ввімкнення компресора теплового насосу.

В зв'язку з цим виникає задача визначення енергетичної ефективності системи кондиціонування при її роботі в *активному режимі*.

Для вирішення цієї задачі необхідно визначити параметри в вузлових точках теплонасосної системи, насамперед, температуру води на виході з випарника ТН і температуру теплоносія верхнього контуру на виході з конденсатора ТН, що дасть змогу визначити холодильний коефіцієнт і порівняти його з характеристиками ефективності інших систем кондиціонування.

Для визначення температури теплоносія на виході з випарника ТН запишемо тепловий баланс фанкойла

$$G_n c_n \Delta t = G_T c_T (t_{\text{ф}}^{\text{вх}} - t_{\text{ф}}^{\text{вх}}), \quad (5)$$

або з врахуванням (2)

$$G_n c_n K(t_0 - t_n) = G_T c_T (t_{\text{ф}}^{\text{вх}} - t_{\text{ф}}^{\text{вх}}). \quad (6)$$

Температура води на виході із фанкойла має бути меншою за температуру повітря в приміщенні на величину $\Delta t_{\text{ф}}$, яка за існуючими нормами [12] може бути прийнята на рівні 10 °С. Тоді, з врахуванням того, що температура води на вході в фанкойл являє собою температуру на виході із випарника ТН, тобто $t_{\text{ф}}^{\text{вх}} = t_{\text{в}}$, можемо записати

$$G_n c_n K(t_0 - t_n) = G_T c_T (t_n - \Delta t_{\text{ф}} - t_{\text{в}}). \quad (7)$$

Тоді, за умови рівності водяних еквівалентів теплоносіїв $G_n c_n = G_T c_T$, із (7) отримуємо рівняння для визначення температури води на виході із випарника ТН

$$t_{\text{в}} = t_n - K(t_0 - t_n) - \Delta t_{\text{ф}}. \quad (8)$$

Для визначення температури теплоносія на виході з конденсатора використаємо рівняння теплового балансу ТН

$$Q_{\text{вип}} + L_K = Q_K, \quad (9)$$

яке можна записати у вигляді

$$Q_{\text{вип}} \left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right) = Q_K \quad (10)$$

або

$$G_n c_n (t_{\text{ф}} - t_{\text{в}}) \left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right) = G_T c_T (t_K - t_{\text{гто}}), \quad (11)$$

де $t_{\text{гто}}$ – температура теплоносія верхнього контуру після ґрунтового теплообмінника і відповідно на вході в конденсатор ТН; ε – холодильний коефіцієнт ТН

$$\varepsilon = \eta_{\text{ТН}} \frac{1}{\frac{273 + t_{\text{в}} + 5}{273 + t_K - 5} - 1}, \quad (12)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт втрат ТН.

Якщо зробити припущення, що теплоносій в ґрунтовому теплообміннику охолоджується до температури близької до температури ґрунту, то в першому наближенні можна прийняти, що $t_{\text{гто}} = t_{\text{г}}$. Тоді, за умови рівності водяних еквівалентів потоків повітря в фанкойлі і теплоносія в ГТО із рівняння (9) можемо отримати вираз для визначення температури теплоносія нижнього контуру після конденсатора ТН

$$t_{\text{к}} = t_{\text{г}} + (t_{\text{п}} - \Delta t_{\text{ф}} - t_{\text{в}}) \left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right). \quad (13)$$

Таким чином, розв'язуючи систему рівнянь (12) і (13) з урахуванням рівняння (8) для температури води на виході із випарника ТН, можна отримати для заданих умов значення температури теплоносія на виході із конденсатора ТН, а також значення холодильного коефіцієнта, який характеризує енергетичну ефективність теплонасосної системи кондиціонування з ґрунтовим ТН при її роботі в активному режимі.

Розрахунковий аналіз параметрів системи кондиціонування

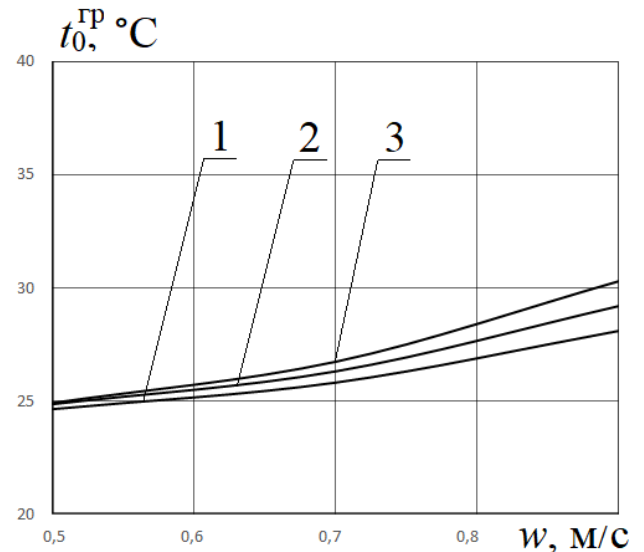
Розрахунковий аналіз системи кондиціонування проведено за умов використання в системі ґрунтових теплообмінників з оптимальними параметрами, наведеними в табл. 1, в наступних діапазонах зміни вихідних даних:

- температура зовнішнього повітря – 20...40 °С;
- коефіцієнт пропорційності K , значення якого залежить від величини теплових надходжень до будівлі $K=0,1 \dots 0,5$ [13];
- діаметри труб ґрунтового теплообмінника – $d=25$; 32; 40 мм;
- швидкість руху теплоносія в ґрунтовому контурі – $w=0,5 \dots 0,9$ м/с;
- температура ґрунту в теплий період року прийнята на рівні $t_{\text{г}}=8 \dots 12$ °С [3];
- ККД реального ТН в розрахунках прийнятий на рівні $\eta_{\text{тн}}=0,6$.

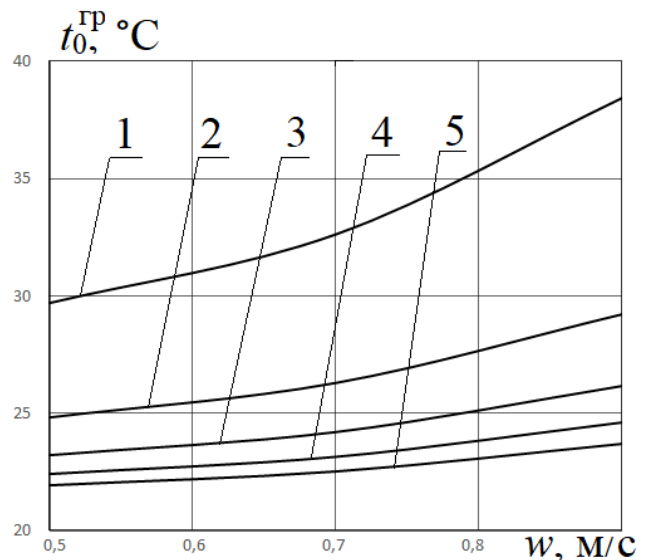
На рис. 2 а, б наведені результати розрахунків граничної температури навколишнього повітря, до якої система кондиціонування може працювати в *пасивному* режимі.

Видно, що значення граничної температури суттєво зростають при збільшенні швидкості руху теплоносія, слабо залежать від діаметра труби (рис. 2,а) і катастрофічно зменшуються при збільшенні коефіцієнта K в діапазоні $K=0,1 \dots 0,2$ (рис. 2,б).

Цей факт свідчить про вплив зовнішніх теплових надходжень через огорожувальні конструкції об'єкта кондиціонування при погіршенні їх теплоізолюючих властивостей. Це приводить до зменшення області використання вигідного пасивного режиму роботи системи кондиціонування.



а)



б)

Рис. 2. Залежності граничної температури зовнішнього повітря від швидкості теплоносія нижнього контуру: а) $q_z=22,5$ Вт/м, $K=0,3$: 1-3 – $d=25, 32, 40$ мм; б) $q_z=22,5$ Вт/м, $d=32$ мм: 1-5 – $K=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5$

Рис. 3 ілюструє вплив типу ґрунту, що використовується як басейн для скидання теплоти, відведеної системою кондиціювання. Із рисунка видно, що вплив теплосприймаючої властивості ґрунту зростає зі збільшенням швидкості руху теплоносія і проявляється (за умов оптимальних параметрів теплообмінника) в збільшенні граничної температури навколишнього повітря для сухих ґрунтів. Це можна пояснити збільшенням оптимальних геометричних розмірів (довжини) теплообмінників на сухих ґрунтах і підвищенням їх теплосприймаючих можливостей.

Нижче на рис. 4, 5 і 6 наведені результати розрахунків параметрів системи кондиціювання при її роботі в активному режимі.

На рис. 4 і 5 наведені залежності температур теплоносія від температури навколишнього повітря t_0 на виході із випарника і конденсатора ТН відповідно.

Видно, що з підвищенням температури t_0 , а також зі збільшенням коефіцієнта K , що відповідає збільшенню теплопритоків в приміщення через погіршення теплоізолюючих властивостей конструкцій зовнішнього огороження, температури t_g і t_k змінюються в протилежних напрямках, що приводить до розширення температурних рамок циклу Карно внаслідок підвищення теплового навантаження системи кондиціювання.

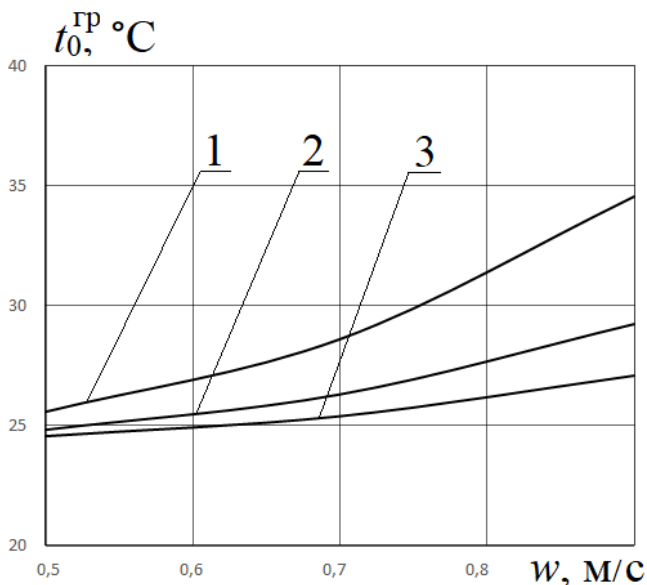


Рис. 3. Залежність граничної температури зовнішнього повітря від швидкості теплоносія нижнього контуру при різних типах ґрунту: $d=32 \text{ мм}$; $K=0,3$: 1-5 – $q_i=12,5, 22,5, 35 \text{ Вт/м}$

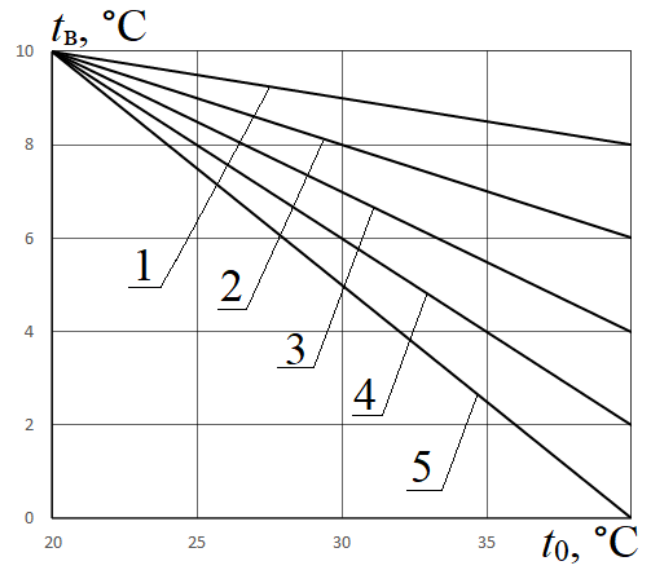
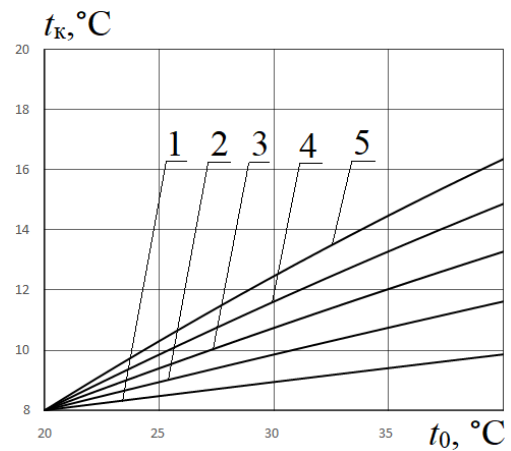
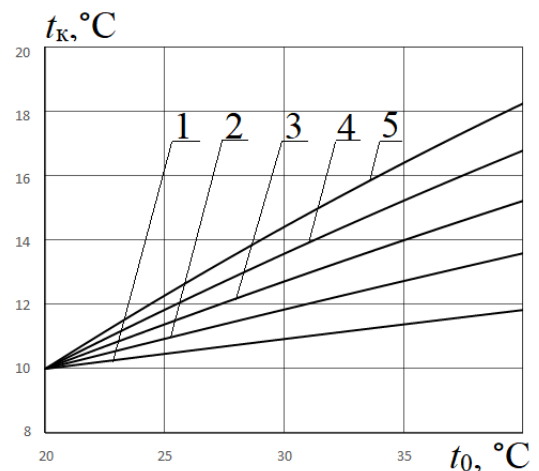


Рис. 4. Залежність температури теплоносія на виході з випарника ТН від температури навколишнього повітря: 1-5 $K=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5$



а)



б)

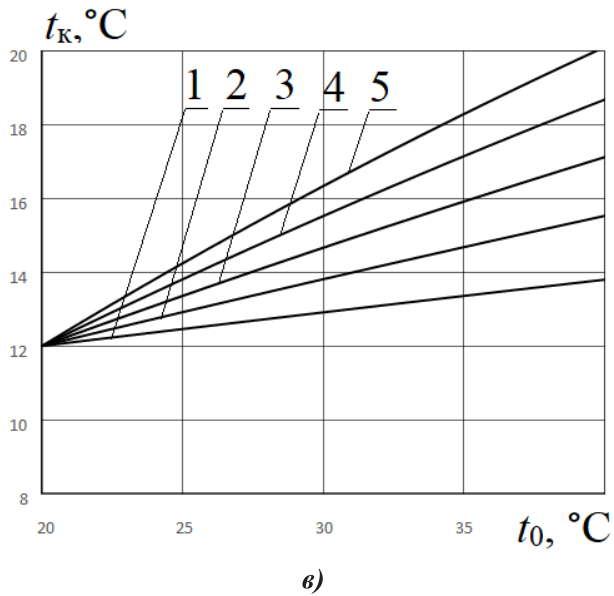


Рис. 5. Залежність температури теплоносія на виході з конденсатора ТН від температури навколишнього повітря: а) $t_z=8\text{ }^{\circ}\text{C}$: 1-5 – $K=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5$; б) $t_z=10\text{ }^{\circ}\text{C}$: 1-5 – $K=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5$; в) $t_z=12\text{ }^{\circ}\text{C}$: 1-5 – $K=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5$

Як видно із рис. 6, а, величина холодильного коефіцієнта зменшується з підвищенням як температури зовнішнього повітря, так і температури ґрунту. Однак, значення холодильного коефіцієнта системи кондиціонування при скиданні відведеної теплоти в ґрунт залишаються значно вищими в порівнянні з системою кондиціонування з використанням повітряних теплових насосів у вигляді спліт-системи.

На рис. 6, б наведені результати розрахунків холодильного коефіцієнта при різних значеннях величини коефіцієнта K як характеристики зовнішніх огорожувальних конструкцій об'єкта кондиціонування.

Видно, що збільшення коефіцієнта K (що відповідає погіршенню теплоізолюючих характеристик огороження) приводить до зменшення енергетичної ефективності системи кондиціонування, причому в значно більшій мірі в системі з використанням ґрунтового теплообмінника, ніж в системі кондиціонування з використанням повітряних теплових насосів. Нанесена на рисунку штрихова лінія відповідає границі між областями пасивного і активного режиму роботи системи кондиціонування з використанням ґрунтового ТН. Отримані дані свідчать також про те, що вимоги до рівня термосанації будівель з системою кондиціонування на базі ґрунтових ТН мають бути ще більш жорсткими, ніж у випадку використання повітряних систем.

Висновки

1. Розробка ефективної теплонасосної системи кондиціонування повітря на базі ґрунтового теплового насосу за раціонального її проектування може дати позитивний ефект як в енергетичному так і в екологічному аспекті.

2. Показано, що при використанні ґрунтового теплообмінника з оптимальними параметрами, отриманими за умови мінімізації сумарних енергетичних затрат (на привід компресора і циркуляційного насоса) в режимі опалення система кондиціонування в літній

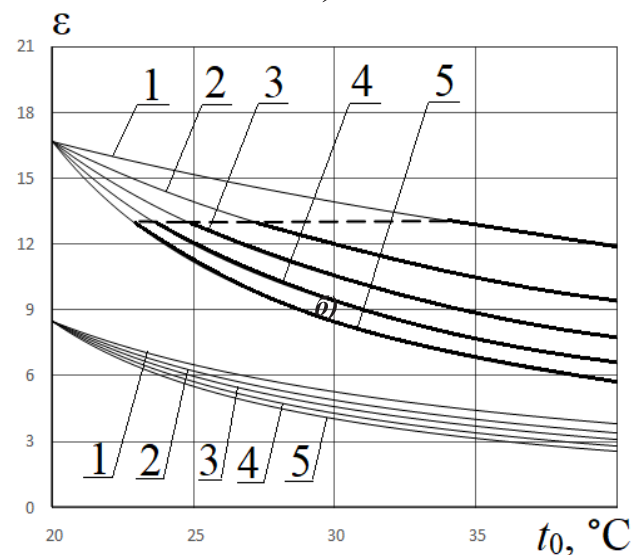
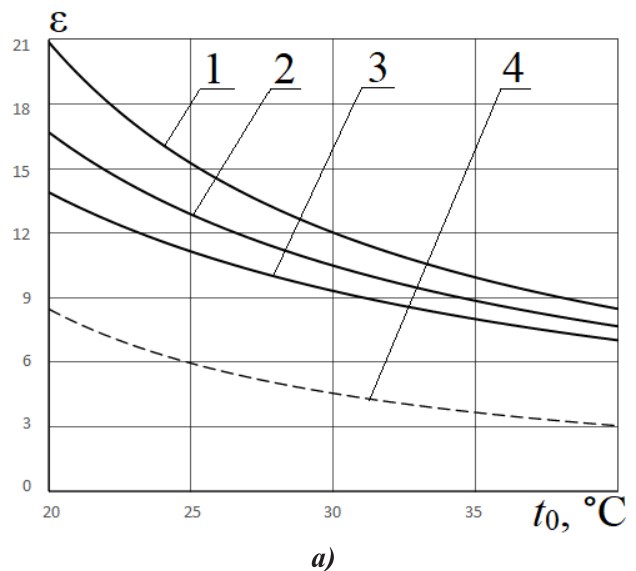


Рис. 6. Залежність холодильного коефіцієнта від температури навколишнього повітря при $\eta_{min} = \eta_{split} = 0,6$: а) $K=0,3$: 1 – 3 $t_z=8, 10, 12\text{ }^{\circ}\text{C}$, 4 – для спліт системи б) $t_z=10\text{ }^{\circ}\text{C}$: 1-5 – $K=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5$

період може працювати в досить широкому діапазоні параметрів в пасивному режимі, тобто без теплового насоса.

3. При роботі в активному режимі енергетична ефективність системи кондиціонування в значній мірі залежить від теплоізолюючих властивостей огорожувальних конструкцій приміщення, однак залишається значно вищою в порівнянні з відповідними показниками для спліт-системи кондиціонування з використанням повітряних теплових насосів.

4. Отримані дані свідчать також про те, що вигоди до рівня термосанації будівель з системою кондиціонування на базі ґрунтових ТН мають бути ще більш жорсткими, ніж у випадку використання повітряних систем.

ЛІТЕРАТУРА:

1. IEA: *Renewable Energy Policies in a Time of Transition*. International Energy Agency, 2020. <https://webstore.iea.org/download/direct/426>
2. Omer A.: Ground-source heat pumps systems and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 12(2008), 344–371. DOI: 10.1016/0960-1481(96)88385-6
3. Безродний М. К., Прутула Н. О. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем тепlopостачання: монографія. – К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2016. – 272 с.
4. S. Wiryadinata, M. Modera, B. Jenkins, K. Kornbluth.: Technical and economic feasibility of unitary, horizontal ground-loop geothermal heat pumps for space conditioning in selected California climate zones. *Energy and Buildings*. 119(2016), 164–172. DOI: 10.1016/j.rser.2016.01.074.
5. X.Q. Zhai, Y. Yang: Experience on the application of a ground source heat pump system in an archive building. *Energy and Buildings*. 43(2011), 3263–3270. DOI:10.1016/j.enbuild.2016.03.061.
6. J.F. Urchueguía, M. Zacar'es, J.M. Corber'an, 'A. Montero, J. Martos, H. Witte: Comparison between the energy performance of a ground coupled water to water heat pump system and an air to water heat pump system for heating and cooling in typical conditions of the European Mediterranean coast. *Energy Conversations*. 49(2008), 2917–2935.
7. M.R. Ally, J.D. Munk, V.D. Baxter, A.C. Gehl: Exergy analysis of a two-stage ground source heat pump with a vertical bore for residential space conditioning under simulated occupancy. *Applied Energy*. 155(2015), 502–514.
8. M. Kharseh, M. Al-Khawaja, M.T. Suleiman: Potential of ground source heat pump systems in cooling-dominated environments. *Residential buildings, Geothermics*. 57(2015), 104–110.
9. N. Naili, M. Hazami, I. Attar, A. Farhat: Assessment of surface geothermal energy for air conditioning in northern Tunisia: direct test and deployment of ground source heat pump system. *Energy and Buildings*. 111(2016), 207–217. DOI: 10.1016/j.jclepro.2018.12.212
10. J. Luo, J. Rohn, M. Bayer, A. Priess, L. Wilkmann, W. Xiang: Heating and cooling performance analysis of a ground source heat pump system in Southern Germany. *Geothermics*. 53(2015), 57–66.
11. Мацевитый Ю. М., Чиркин Н. Б., Богданович Л. С., Клепанда А. С.: Внедрение теплонасосных технологий. *Экотехнологии и ресурсосбережение*. 3 (2008). 4–10.
12. Стрельчук О. М. Сізов О. В.: ДБН В.2.5-67:2013 "Опалення, вентиляція та кондиціонування". – К.: ДП «Укрархбудінформ», 2013. – 141 с.
13. Безродний М. К., Кутра Д. С.: Ефективність теплонасосних систем кондиціонування повітря. – К.: НТУУ «КПІ», 2015. – 172 с.

ENERGY EFFICIENCY OF USING A CONDITIONING SYSTEM BASED ON A GROUND HEAT PUMP

Bezrodny M. K., Oslovskiy S. O.

*Institute of Engineering Thermophysics of the National
Academy of Sciences of Ukraine, 2a, Marii Kapnist Str.,
Kyiv, 036057, Ukraine*

<https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.6>

The article is devoted to the study of the energy efficiency of the air conditioning system using a ground heat pump. The analysis of the English-language literary sources, which highlighted the features of the use of heat pump air conditioning systems in various climatic conditions. It is shown that the greatest effect from the use of such a scheme will be when the duration of the cold and hot periods is equal. The main temperatures at the nodal points of the circuit and the efficiency coefficient are determined. The dependences of the determining quantities on the parameters of the system are constructed. The proposed system has a significant positive effect compared to a standard split system, but it also has a drawback: for an air conditioning system with a ground source heat pump, the requirements for the thermal insulation of a building will be more stringent. Using the system all year round can significantly reduce the energy consumption for air conditioning. The application of such a solution at the design and geodetic development stage of the site will give a significant positive effect both in terms of operation and in terms of capital costs for the installation of the system.

References 13, figures 6.

Keywords: heat pump, heat exchanger, air conditioning, refrigeration coefficient, energy efficiency, soil heat.

1. IEA: *Renewable Energy Policies in a Time of Transition*. International Energy Agency, 2020. <https://webstore.iea.org/download/direct/426>

2. Omer A.: Ground-source heat pumps systems and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 12(2008), 344–371. DOI: 10.1016/0960-1481(96)88385-6

3. Bezrodny M. K., Prytula N. O. [Thermodynamic and energy efficiency of heat pump schemes of heat supply]. – Kyiv: «Polytechnica» [Polytechnics], 2016. – 272 p. (in Ukr.)

4. S. Wiryadinata, M. Modera, B. Jenkins, K. Kornbluth.: Technical and economic feasibility of unitary, horizontal ground-loop geothermal heat pumps for space conditioning in selected California climate zones. *Energy and Buildings*. 119(2016), 164–172. DOI: 10.1016/j.rser.2016.01.074.

5. X.Q. Zhai, Y. Yang: Experience on the application of a ground source heat pump system in an archive building. *Energy and Buildings*. 43(2011), 3263–3270. DOI: 10.1016/j.enbuild.2016.03.061.

6. J.F. Urchueguía, M. Zacar'es, J.M. Corber'an, 'A. Montero, J. Martos, H. Witte: Comparison between the energy performance of a ground coupled water to water heat pump system and an air to water heat pump system for heating and cooling in typical conditions of the European Mediterranean coast. *Energy Conversations*. 49(2008), 2917–2935.

7. M.R. Ally, J.D. Munk, V.D. Baxter, A.C. Gehl: Exergy analysis of a two-stage ground source heat pump with a vertical bore for residential space conditioning under simulated occupancy. *Applied Energy*. 155(2015), 502–514.

8. M. Kharseh, M. Al-Khawaja, M.T. Suleiman: Potential of ground source heat pump systems in cooling-dominated environments. *Residential buildings, Geothermics*. 57(2015), 104–110.

9. N. Naili, M. Hazami, I. Attar, A. Farhat: Assessment of surface geothermal energy for air conditioning in north-ern Tunisia: direct test and deployment of ground source heat pump system. *Energy and Buildings*. 111(2016), 207–217. DOI: 10.1016/j.jclepro.2018.12.212

10. J. Luo, J. Rohn, M. Bayer, A. Priess, L. Wilkmann, W. Xiang: Heating and cooling performance analysis of a ground source heat pump system in Southern Germany. *Geothermics*. 53(2015), 57–66.

11. Matsevity Y. M., Chirkin N. B., Bogdanovich L. S., Klepanda A. S.: [Introduction of heat pump technologies] *Eco-technologies and resource saving*. 3 (2008). 4–10.

12. Strelchuk O.M., Sizov O.V.: DBN B.2.5-67: 2013 [Heating, ventilation and air conditioning]. – K.: [DP «Ukrarhbudinform»], 2013. – 141 p.

13. Bezrodny M. K., Kutra D. S.: [Efficiency of heat pump air conditioning systems]. – K.: [NTUU «KPI»], 2015. – 172 p.

Отримано 09.12.2021

Received 09.12.2021

УДК 621.577 + 697.1

ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛОНАСОСНОЇ ПРИПЛИВНО-ВИТЯЖНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОСУШЕННЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ВИРОБНИЧОГО ПРИМІЩЕННЯ

Безродний М.К.¹, докт. техн. наук., Місюра Т.О.² канд. техн. наук¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», проф., 03056, Київ, вул. Політехнічна 6, *m.bezrodny@kpi.ua*, ORCID 0000-0002-0788-5011²Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», аспірант, 03056, Київ, вул. Політехнічна 6, *Sconosciuto.T@gmail.com*, ORCID 0000-0002-2733-5308<https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.7>

Викладено результати термодинамічного аналізу теоретичної моделі теплонасосної системи вентиляції, кондиціювання та осушення виробничого приміщення за змінних величин внутрішніх надходжень вологи та теплоти у період перехідної та теплої пори року. Оцінено вплив рекуперації енергії відпрацьованого повітря на ефективність системи. Проведені розрахунки з використанням методу послідовних наближень для оцінки параметрів повітря у вузлових точках системи. Встановлено теоретичну холодильну ефективність даної системи. Дану модель можна застосувати для проектування припливно-витяжних установок із встановленим контуром теплового насоса.

В статье изложены результаты термодинамического анализа теоретической модели теплонасосной системы вентиляции, кондиционирования и осушения производственного помещения по переменным величинам внутренних поступлений влаги и теплоты в период переходной и теплой поры года. Установлено и оценено влияние рекуперации энергии отработанного воздуха на эффективность системы. Проведены расчеты с использованием метода последовательных приближений для оценки параметров воздуха в узловых точках системы. Определена теоретическая холодильная эффективность данной системы. Данную модель можно применить для проектирования приточно-вытяжных установок с установленным контуром теплового насоса.

The article presents the results of thermodynamic analysis of the theoretical model of the heat pump system of ventilation, air conditioning and dehumidification of the production room with variable values of internal moisture and heat generation during the transition and warm seasons. The influence of exhaust air energy recovery on the system efficiency is established and evaluated. Calculations were performed using the method of successive approximations to estimate the air parameters at the nodal points of the system. This established the theoretical refrigeration efficiency of this system and showed the benefits of energy recovery to reduce energy consumption for the system. This model can be used for the design of air handling units with a set heat pump circuit.

Бібл. 15, рис. 6.

Ключові слова: тепловий насос, холодильний коефіцієнт, рекуператор, вентиляція, кондиціювання, відновлювані джерела енергії, осушення, припливно-витяжна установка.

Загальна проблема

У 2018 році світове споживання вугілля збільшилось на 2,5 % [1]. Зіткнувшись із проблемами виснаження викопного палива та забруднення навколишнього середовища, дослідники докладають зусиль у двох напрямках: розробці методів використання альтернативних джерел енергії та підвищення енергоефективності цих методів для зменшення споживання викопного палива та забруднення, спричиненого його використанням [2].

Температура та відносна вологість в приміщенні, а також їх контроль є важливими факторами для підтримки комфортних умов у наших будинках та технологічних умов у виробничих приміщеннях. Тим паче, це важливо, якщо ми залишаємось цілий день у приміщенні, як це зараз відбувається з деякими

людьми похилого віку або широкою громадськістю за нинішніх обставин Covid-19, де уряд встановив такі вимоги, щоб уникнути поширення вірусу [3].

Вентиляція є механізмом, за допомогою якого в будівлі контрольованим чином подається чисте повітря [4]. Вона необхідна для усунення забруднень (надлишкові волога, теплота або шкідливі речовини), що утворюються всередині приміщень, та для підтримки мінімальних умов забезпечення здоров'я. Як наслідок, зростає потреба в енергії, оскільки повітря в приміщенні замінюється чистим зовнішнім повітрям, яке необхідно попередньо обробити. Як зазначається в [5], хоча за останні два десятиліття був досягнутий значний прогрес у вентиляції, немає однозначної відповіді щодо того, наскільки сучасні стратегії контролю вентиляції можна покращити.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Надлишкова волога є однією з головних причин пошкодження і руйнування будівель [6], особливо в українських умовах, коли вологі стіни під дією низьких температур замерзають, у результаті чого бетон і цегляна кладка схильні до розтріскування, що призводить до передчасного виходу споруд з ладу. Не настільки катастрофічні, але, тим не менш, значні наслідки надмірної вологості мають місце при зберіганні різного роду матеріалів і виробів. Для всіх матеріалів існує стан, у якому вони знаходяться в рівновазі з навколишнім середовищем. Найчастіше коливання вологості є єдиним або найбільш важливим чинником, що викликає нестабільність властивостей матеріалів [7].

Відомі три основні методи боротьби з надлишковою вологістю повітря всередині будівель і споруд: асиміляція, адсорбція та конденсація [8]. Останній є одним із найбільш поширених в припливно-вентиляційних установках, оскільки є відносно простим у виконанні та обслуговуванні, не потребує регенерації або заміни сорбентів та дозволяє досягати високої енергоефективності за рахунок встановленого контуру теплового насоса (ТН). Такі теплонасосні установки (ТНУ) є високоефективними та при правильному проектуванні зменшують споживання первинної енергії по відношенню до традиційних систем [9].

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми

У роботі [10] розглядається ТНУ вентиляції та кондиціювання виробничого приміщення з рекуперацією вентиляційного повітря. Її компоновка є типовою та використовується багатьма виробниками ТНУ у тому числі для цілей осушення. Принцип та перевага даної схеми полягає в тому, що виконуються умови збереження постійних параметрів припливного повітря як по температурі, так і по вологості, у той час як в реальній практиці тільки один із параметрів є цільовим (найчастіше температура). Даний принцип реалізується двома способами: або додатковим зовнішнім джерелом енергії у вигляді електричного чи рідинного нагрівача, або спеціальною організацією повітряних потоків таким чином, щоб досягалась максимально ефективна утилізація енергії, яка була згенерована в системі. У роботі досліджується саме останній спосіб.

З термодинамічного аналізу більш простої схеми [11] видно, що дана ТНУ є найбільш ефективною для використання у країнах з помірним континентальним кліматом, якому притаманні низькі відносні вологості повітря (40 %) та невисокі розрахункові значення температур (34 °С). Такі параметри навколишнього середовища цілком відповідають клімату України в теплу пору року.

У даному дослідженні було проаналізовано роботу даної системи та визначено її енергоефективність не тільки для вентиляції та кондиціювання, але і для осушення виробничих приміщень, де є внутрішні надходження вологи.

Постановка задач дослідження

Метою статті є дослідження енергоефективності підтримання технологічного режиму у виробничому приміщенні в теплий період року за допомогою ТНУ вентиляції, кондиціювання та осушення повітря зі змінною часткою свіжого припливного повітря в залежності від його параметрів, внутрішніх і зовнішніх надходжень теплоти та внутрішніх вологовиділень з урахуванням попередньої рекуперації холоду відпрацьованого повітря.

Опис ТНУ вентиляції, кондиціювання та осушення повітря та робочого процесу зміни стану вентиляційного повітря

На рис. 1 зображена принципова схема вентиляції, кондиціювання та осушення з рекуперацією відпрацьованого повітря та зі змінною часткою свіжого зовнішнього повітря. Принцип роботи схеми: свіже зовнішнє повітря з температурою t_0 , вологовмістом d_0 і масовою витратою G_0 поступає до рекуператора, де охолоджується за постійного вологовмісту до температури t_{0x} за рахунок холоду вентиляційних викидів з приміщення з температурою t_2 , вологовмістом d_2 і масовою витратою $G_{заг}$. Охолоджене зовнішнє повітря направляється до випарника ТН, де охолоджується з частковою конденсацією водяної пари до температури t_6 та вологовмісту d_6 . Підігріте відпрацьоване повітря після рекуператора за температури t_n та сталого вологовмісту надходить до конденсатора ТН, де нагрівається і на виході має температуру t_k з незмінним вологовмістом d_2 . Нагріте відпрацьоване повітря розділяється на два потоки: один потік з масовою витратою G_0 скидається в навколишнє середовище; другий потік подається до камери змішування, де змішується з охолодженим зовнішнім повітрям

після випарника ТН. Отримана суміш повітря (t_1 , d_1 , $G_{\text{заг}}$) після камери змішування спрямовується до виробничого приміщення для цілей вентиляції, кондиціювання (для компенсації надходжень теплоти через огороження та внутрішніх тепловиділень) та видалення зайвої вологості з приміщення.

На рис. 2 зображено робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції, кондиціювання та осушення повітря в $h-d$ діаграмі. Точка О побудована за параметрами навколишнього середовища (t_0 , h_0) [12]. Точка 2 побудована згідно з необхідними температурою t_2 і відносною вологістю φ_2 повітря всередині виробничого приміщення, визначається згідно з [13] в залежності від технологічного призначення приміщення. За $h-d$ діаграмою визначається h_2 . Згідно з величиною внутрішніх вологовиділень та величиною об'ємних витрат повітря для асиміляції вологості визначається необхідне значення вологовмісту припливного повітря d_1 на лінії $h_2 = \text{const}$ за d_1 знаходиться точка 1', яка відповідає стану припливного повітря за умов вентиляції для видалення зайвої вологості. Перехід 1'-1 зображує додаткове переохолодження повітря для задоволення потреб кондиціювання, тобто додаткове переохолодження для компенсації зовнішніх і внутрішніх теплових надходжень.

Температура повітря в точці 1 на лінії $d_1 = \text{const}$ може бути прийнята, виходячи з умов пропорційності різниці температур, що відповідає переохолодженню повітря на вході в приміщення, і перепаду температур ззовні і всередині приміщення, тобто

$\Delta t = t_{1'} - t_1 = K(t_0 - t_2)$, де K – коефіцієнт пропорційності, значення якого (як буде показано нижче) залежить від зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти. Відпрацьоване повітря з параметрами в точці 2 підігрівається в рекуператорі до температури t_n за сталого вологовмісту d_2 . Потім цей потік надходить до конденсатора ТН, де підігрівається до температури t_k за постійного вологовмісту. Після конденсатора одна частина повітря видаляється в навколишнє середовище, інша змішується з охолодженим у рекуператорі, а потім у випарнику ТН зовнішнім повітрям (точки ох і В відповідно), утворюючи в точці 1 суміш повітря з вологовмістом $d_1' = d_1$ та температурою t_1 , яка направляється в приміщення для задоволення потреб вентиляції та кондиціювання. Процес 1-2 відповідає робочому процесу зміни стану повітря всередині приміщення.

Визначення температури припливного повітря на вході в приміщення

За методикою, що описана в роботі [11], співвідношення між переохолодженням припливного повітря для задоволення потреб кондиціювання і перепадом температур ззовні і всередині приміщення можна записати

$$\Delta t = t_{1'} - t_1 = K(t_0 - t_2), \quad (1)$$

де K – коефіцієнт пропорційності, значення якого залежить від зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти.

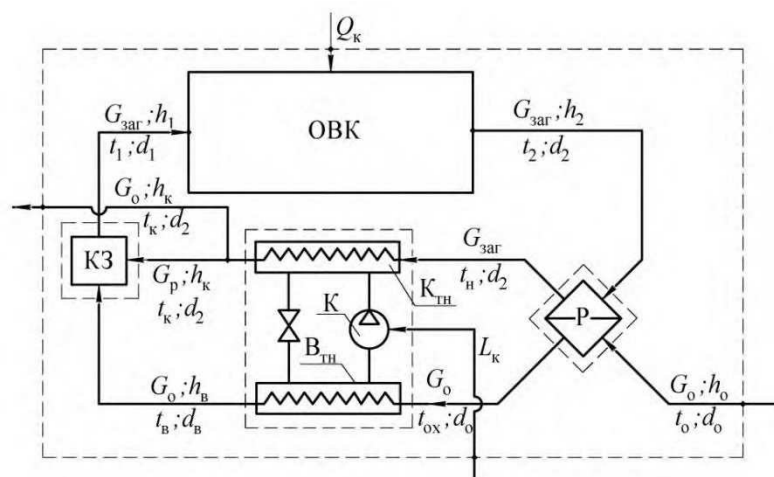


Рис. 1. Принципова ТНУ вентиляції, кондиціювання та осушення повітря в приміщенні з рекуперацією вентиляційного повітря: $K_{\text{тн}}$ – конденсатор ТН; $B_{\text{тн}}$ – випарник ТН; K – компресор; $KЗ$ – камера змішування; P – рекуператор; $ОВК$ – об'єкт вентиляції та кондиціювання повітря

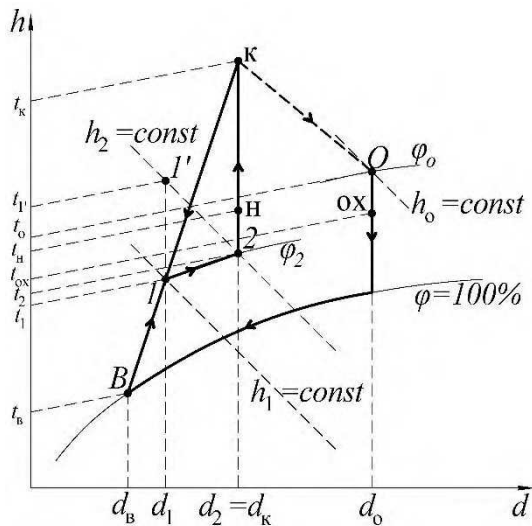


Рис. 2. Робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції та кондиціювання приміщення в h - d діаграмі

У свою чергу величина K визначається наступним чином

$$K = K_1 + K_2, \quad (2)$$

$$K_1 = \frac{3600KF}{\rho_n c_p K_{п.об} V_{прим}}, \quad (3)$$

$$K_2 = \frac{Q_{вн}}{G_{заг} c_p (t_0 - t_2)}, \quad (4)$$

де K_1 – коефіцієнт, який залежить від геометричних і теплофізичних характеристик будівлі і кратності повітрообміну об'єкта кондиціювання; K_2 – коефіцієнт, який залежить від внутрішніх тепловиділень; $\bar{K}$, Вт/(м²·°C) – середній коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій приміщення; F , м² – площа огорожувальних конструкцій, через які відбуваються надходження теплоти до приміщення; ρ_n , кг/м³ – густина повітря; c_p , кДж/(кг·°C) – питома теплоємність повітря; $K_{п.об}$, 1/год – кратність повітрообміну; $V_{прим}$, м³ – об'єм приміщення; $Q_{вн}$, кВт – внутрішні тепловиділення.

Таким чином, коефіцієнт пропорційності K в рівнянні (1) може бути попередньо визначений через коефіцієнти K_1 і K_2 . Тим самим із рівняння (1) може бути визначена температура t_1 припливного повітря на вході в приміщення.

Термодинамічний аналіз ТНУ

Проведення термодинамічного аналізу ТНУ передбачає попереднє визначення її термодинамічного стану за прийнятих вихідних параметрів повітря всередині приміщення та в залежності від змінних параметрів зовнішнього середовища (температура та відносна вологість повітря). Стан ТНУ вентиляції, кондиціювання та осушення повітря залежить від невідомих параметрів повітря у її вузлових точках. Для даної системи невідомими параметрами є доля потоку свіжого зовнішнього повітря, що направляється на випарник ТН, температури повітря після рекуператора, після випарника та конденсатора ТН, а також величина холодильного коефіцієнта всієї схеми. Рівняння теплового та матеріального балансів окремих елементів системи та системи в цілому дозволяють визначити залежності для цих параметрів.

Температури повітряних потоків після рекуператора можна визначити з виразу для оцінки його ефективності [14]

$$\eta_p = \frac{t_n - t_2}{t_0 - t_2} \text{ або } \eta_p = \frac{t_0 - t_{ox}}{t_0 - t_2}, \quad (5)$$

де η_p – коефіцієнт ефективності рекуператора; t_n , t_{ox} , °C – температури відповідно нагрітого вентиляційного та охолодженого зовнішнього повітря.

З (5) вирази для температур t_n і t_{ox} мають наступний вигляд

$$\begin{aligned} t_{ox} &= t_0 - \eta_p(t_0 - t_2), \\ t_n &= t_2 + \eta_p(t_0 - t_2). \end{aligned} \quad (6)$$

Ентальпії h_n і h_{ox} визначаються з h - d діаграми в точках перетину відповідних кривих температур та вологовмістів вентиляційного ($t_n \times d_2$) та зовнішнього повітря ($t_{ox} \times d_0$).

Рівняння для визначення ентальпії свіжого зовнішнього повітря після випарника ТН може бути визначена із рівняння теплового балансу для камери змішування, яке має вигляд

$$G_0 h_0 + G_p h_k = G_{заг} h_1, \quad (7)$$

де G_0 , G_p , $G_{заг}$, кг/с – масові витрати свіжого, частки нагрітого відпрацьованого і загального потоків повітря; h_0 , h_k , h_1 , кДж/кг_{с.п.} – ентальпії відповідних потоків повітря.

Розділивши ліву та праву частини рівняння (7) на величину $G_{заг}$, отримаємо

$$K_0 h_B + (1 - K_0) h_K = h_1, \quad (8)$$

де K_0 – частка свіжого зовнішнього повітря на потреби вентиляції.

Тоді, ентальпію h_B , що визначається з рівняння (8), можна записати як

$$h_B = \frac{h_1 - (1 - K_0) h_K}{K_0}. \quad (9)$$

Вологовміст свіжого зовнішнього повітря після випарника ТН можна виразити з рівняння матеріального балансу вологи для всієї схеми, яке має вигляд

$$G_{\text{заг}}(d_2 - d_1) + G_0 d_0 = G_0 d_2 + G_0(d_0 - d_B). \quad (10)$$

Розділивши ліву та праву частини рівняння (10) на величину $G_{\text{заг}}$, після ряду перетворень отримаємо

$$d_B = d_2 - \frac{d_2 - d_1}{K_0}. \quad (11)$$

Температура на виході з випарника ТН, t_B , може бути визначена за допомогою h - d діаграми вологого повітря на лінії $\Phi = 100\%$ в точці її перетину з h_B або d_B .

Частка свіжого зовнішнього повітря на потреби вентиляції може бути визначена із рівняння енергетичного балансу ТН

$$Q_K = Q_{\text{вип}} + L_K. \quad (12)$$

Складові рівняння (12) визначаються так: тепловий потік, відведений від конденсатора ТН

$$Q_K = G_{\text{заг}}(h_K - h_N), \quad (13)$$

тепловий потік, підведений до випарника ТН

$$Q_{\text{вип}} = G_0(h_{\text{ох}} - h_B), \quad (14)$$

затрати зовнішньої електричної енергії на компресор ТН

$$L_K = Q_{\text{вип}}/\varepsilon_{\text{ТН}}, \quad (15)$$

де $\varepsilon_{\text{ТН}}$ – холодильний коефіцієнт ТН.

Із рівняння (12) з урахуванням (13) – (15) після деяких математичних перетворень вираз для визначення частки свіжого зовнішнього повітря приймає вигляд

$$K_0 = \frac{h_K - h_N}{h_{\text{ох}} - h_B} \frac{\varepsilon_{\text{ТН}}}{\varepsilon_{\text{ТН}} + 1}. \quad (16)$$

Ефективність роботи ТН, який в режимі кондиціювання працює як холодильна машина, можна в даному випадку оцінити величиною холодильного коефіцієнта ТН

$$\varepsilon_{\text{ТН}} = \eta_{\text{ТН}} \frac{1}{\frac{273 + t_K + \Delta t_K}{273 + t_B - \Delta t_B} - 1}, \quad (17)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт, що враховує реальні процеси, які здійснюються робочим тілом у ТН. Згідно з рядом джерел може змінюватись в діапазоні 0.6...0.8 (прийнято $\eta_{\text{ТН}} = 0.8$) [15]; t_B – температура свіжого зовнішнього повітря на виході з випарника ТН, °С; t_K – температура відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН, °С; Δt_g – температурний перепад між потоками зовнішнього повітря та холодильного агента на виході з випарника ТН, °С; Δt_K – температурний перепад між потоками холодильного агента і відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН, °С. У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі і випарнику для ТН типу «повітря – повітря». Згідно з [15] для конденсатора і випарника ТН можна прийняти $\Delta t_K = \Delta t_g = 10$ °С.

Ентальпія відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН визначається з рівняння енергетичного балансу для всієї схеми

$$G_0 h_0 + L_K + Q_{\text{конд}} = G_0 h_K. \quad (18)$$

Розділивши ліву та праву частини рівняння (18) на величину $G_{\text{заг}}$ та врахувавши рівняння (1) в $Q_{\text{конд}}$, після ряду перетворень отримаємо

$$h_K = h_0 + (h_{\text{ох}} - h_B) \frac{1}{\varepsilon_{\text{ТН}}} + \frac{c_p K(t_0 - t_2)}{K_0}. \quad (19)$$

Температура на виході з конденсатора ТН, t_K , може бути визначена за допомогою h - d діаграми вологого повітря в точці перетину h_K з вологовмістом всередині приміщення d_2 .

Ентальпію h_1 з достатньою точністю можна визначити за наступною розрахунковою формулою для вологого повітря [12]

$$h_1 = 1.005 t_1 + (2500 + 1.8 t_1) d_1. \quad (20)$$

Холодильний коефіцієнт ТН, як і коефіцієнт трансформації теплоти, залежить тільки від умов робо-

ти самого ТН, тобто від температурного рівня процесів теплообміну, що проходять у випарнику і конденсаторі ТН. Тому для характеристики ефективності роботи всієї ТНУ вентиляції та кондиціонування більш доцільно використати комплексний показник (холодильний коефіцієнт всієї схеми), який можна представити наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = Q_{\text{хол}}/L_{\text{к}}, \quad (21)$$

де $Q_{\text{хол}}$, кВт – холодильна потужність, що виробляється на вході у виробниче приміщення і визначається як

$$Q_{\text{хол}} = G_{\text{заг}}(h_0 - h_1), \quad (22)$$

З урахуванням рівнянь (22) та (14), (15) вираз (21) можна записати наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{\varepsilon_{\text{ТН}}(h_0 - h_1)}{K_0(h_{\text{ох}} - h_{\text{в}})}, \quad (23)$$

Розрахунковий аналіз ТНУ вентиляції, кондиціонування та осушення повітря

Розрахунковий аналіз параметрів ТНУ виконано для типового виробничого приміщення з заданим технологічним режимом. Як прототип обрано ковальський цех одного з підприємств в Київській області. Для забезпечення комфортних умов роботи в приміщенні цеху були встановлені наступні параметри внутрішнього повітря [13]: температура в приміщенні $t_2 = 19^\circ\text{C}$; відносна вологість повітря в приміщенні $\varphi_2 = 50\%$; за кількістю вологи, що виділяється в цеху, та витратою повітря був визначений діапазон зміни приросту вологовмісту повітря $\Delta d = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 \text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$.

За заданих умов було визначено вологовмісти повітря на вході і виході з приміщення, тобто в точках 1 і 2 діаграми робочого процесу на рис. 2: $d_1 = 6.4, 5.9, 5.4, 4.9 \text{ г/кгс.п.}$ і $d_2 = 6.9 \text{ г/кгс.п.}$.

Чисельний аналіз із використанням співвідношень (6), (9), (11), (16), (17), (19) і (23) методом послідовних наближень дає змогу оцінити вплив зміни температури та відносної вологості навколишнього середовища, ефективності рекуперації, характеристики об'єкту вентиляції та кондиціонування, а також внутрішніх вологовиділень як на параметри системи (температура повітря на виході з випарника та конденсатора ТН (рис. 3), частка свіжого зовнішнього повітря (рис. 4), холодильний коефіцієнт ТН (рис.5)), так і на термодинамічну ефективність застосування даної системи вентиляції, кондиціонування та осушення (рис. 6).

Для оцінки ефективності рекуперації були проведені розрахунки без рекуператора ($\eta_p = 0$) і з рекуператором, коли $\eta_p = 0.8$. При виборі величини K врахована така обставина. За наведеною у роботі [11] методикою для обраного виробничого приміщення розраховано K за середньою кількістю тепловиділень, що становить $K = 0.2$ (відношення зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти до приміщення до теплоти на вентиляцію). Через те, що внутрішні тепловиділення можуть змінюватись в широкому діапазоні, значення для K прийнято наступні: 0.2 і 0.4.

На рис. 3, а-б наведено графічні залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора t_k та випарника t_e ТН від температури навколишнього середовища та відносної вологості зовнішнього повітря (а) і приросту вологовмісту повітря (б) ($t_k, t_e = f(t_0, \varphi_0, \Delta d, K, \eta_p)$). Температури t_k обмежуються критичним значенням температури, за якої можлива нормальна робота конденсатора ТН. Видно, що умови використання даної схеми погіршуються зі збільшенням відносної вологості навколишнього середовища. Діапазон застосування даної схеми складає: від $t_0 = 26^\circ\text{C}$ ($\varphi_0 = 80\%$) до $t_0 = 34^\circ\text{C}$ ($\varphi_0 = 40\%$). Температури тв за $t_0 > 24^\circ\text{C}$ майже не залежать від відносної вологості φ_0 та температури t_0 навколишнього середовища та становлять в середньому 6°C .

Криві 4 і 9 (а) показують випадок, коли рекуперація відсутня. Як видно, використання рекуперації має позитивний вплив як на температури після випарника ТН t_e (їх підвищення на 3°C), так і на температури після конденсатора ТН t_k (їх зменшення на $3-5^\circ\text{C}$). Збільшення теплових притоків у приміщенні (криві 5 і 10, а) майже не впливають на температури t_e та підвищують температури t_k у середньому на $2-3^\circ\text{C}$. На рис. 3, б показано, що зі збільшенням внутрішніх вологовиділень необхідне більше осушення зовнішнього повітря. Як наслідок, температури t_e знижуються, а температури t_k збільшуються. Для відносної вологості зовнішнього повітря $\varphi_0 = 40\%$ система здатна працювати практично в усьому діапазоні температур. Таким чином, регіоном використання даної ТНУ є країни з помірним континентальним кліматом з низькими значеннями відносної вологості повітря.

Важливою характеристикою даної системи є частка потоку свіжого зовнішнього повітря на вході в систему K_0 , яка направляється на випарник ТН. Відповідні розрахункові дані для змінної частки свіжого повітря, що отримані за рівнянням (16), наведені на рис. 4. З графіків видно, що частка свіжого повітря для підтримання заданих комфортних параметрів повітря

в приміщенні має змінюватись в залежності як від температури t_0 , так і відносної вологості φ_0 навколишнього середовища. За постійної температури t_0 потреба у свіжому повітрі зростає зі збільшенням відносної вологості φ_0 , коефіцієнта рекуперації η_p та величини K , тобто надходжень теплоти до приміщення. За збільшення φ_0 , зростає ентальпія h_0 . Це, а також більш глибока утилізація холоду вентиляційного повітря у рекуператорі, призводить до збільшення температури t_k відпрацьованого повітря після конденсатора ТН. У результаті до КЗ надходить більша частка свіжого повітря за вищої відносної вологості φ_0 . Тому проектування ТНУ вентиляції та кондиціонування повітря має здійснюватися за умови змінного надходження свіжого повітря, оскільки в іншому випадку система не забезпечить заданого технологічного режиму всередині приміщення за зміни параметрів навколишнього середовища. Збільшення приросту вологовмісту повітря (рис. 4, б) призводить до необхідності зменшення частки свіжого повітря (збільшення рециркуляції), що пов'язано з більш інтенсивним осушенням повітря у випарнику і, як наслідок, зменшенням його температури.

На основі числового аналізу співвідношень (17) і (23) побудовано графічні залежності холодильних коефіцієнтів ТН та ТНУ вентиляції, кондиціонування та осушення від температури та відносної вологості навколишнього середовища, коефіцієнта рекуперації, різних значень величин K і Δd ($\varepsilon_{\text{ТН}}, \varepsilon_{\text{сх}} = f(t_0, \varphi_0, \Delta d, K, \eta_p)$) (рис. 5-6). Холодильний коефіцієнт ТН значно знижується з ростом відносної вологості зовнішнього повітря та величини приросту вологовмісту повітря. Застосування рекуперації підвищує ефективність ТН.

З графіків на рис. 6 видно, що енергоефективність даної ТНУ досягає найбільших значень також в зоні відносно низьких температур довкілля і значною мірою залежить від відносної вологості атмосферного повітря, ефективності процесу рекуперації та потреби в осушенні приміщення. Значення холодильних коефіцієнтів схеми мало залежать від характеристики приміщення, тобто величини K , в усьому діапазоні температур t_0 .

Висновки

1. Аналіз даної ТНУ вентиляції, кондиціонування та осушення показав переваги рекуперації холоду для забезпечення вищого холодильного коефіцієнта схеми в робочому діапазоні температур навколишнього середовища за розглянутих значень відносної вологості зовнішнього повітря та величини приросту вологовмісту повітря.

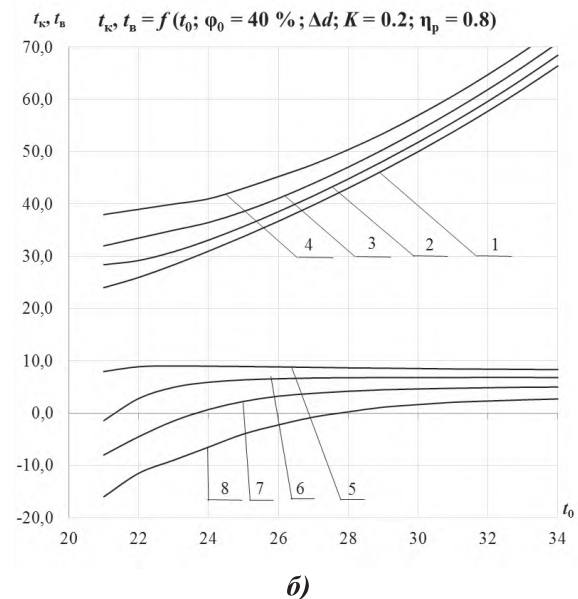
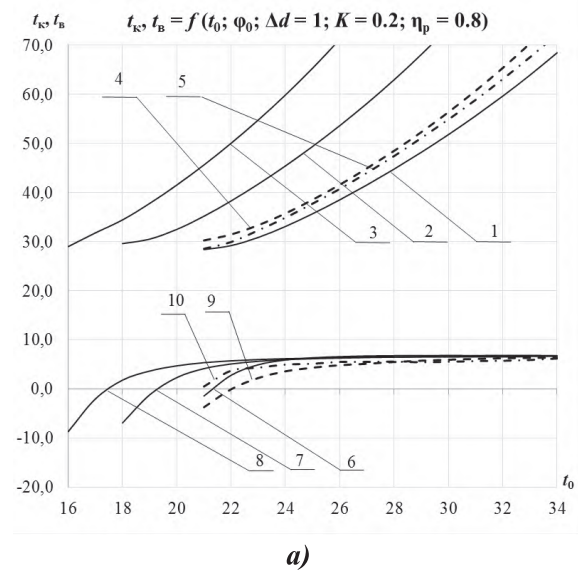
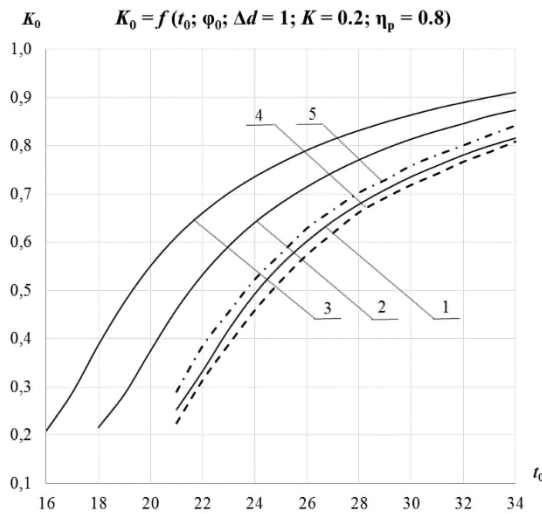


Рис. 3. Залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора та випарника ТН від температури та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини приросту вологовмісту повітря Δd (б): а) $\Delta d = 1 \text{ г/кг}_{\text{с.н.}}$, $K = 0.2$ і $\eta_p = 0.8$: 1-3 (t_k) — $\varphi_0 = 40 \%$, 60% , 80% ; 4 (t_k) — $\varphi_0 = 40 \%$ і $\eta_p = 0$; 5 (t_k) — $\varphi_0 = 40 \%$ і $K = 0.4$; 6-8 (t_b) — $\varphi_0 = 40 \%$ — 80% ; 9 (t_b) — $\varphi_0 = 40 \%$ і $\eta_p = 0$; 10 (t_k) — $\varphi_0 = 40 \%$ і $K = 0.4$; б) $\varphi_0 = 40 \%$, $K = 0.2$ і $\eta_p = 0.8$: 1-4 (t_k) — $\Delta d = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 \text{ г/кг}_{\text{с.н.}}$; 5-8 (t_b) — $\Delta d = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 \text{ г/кг}_{\text{с.н.}}$

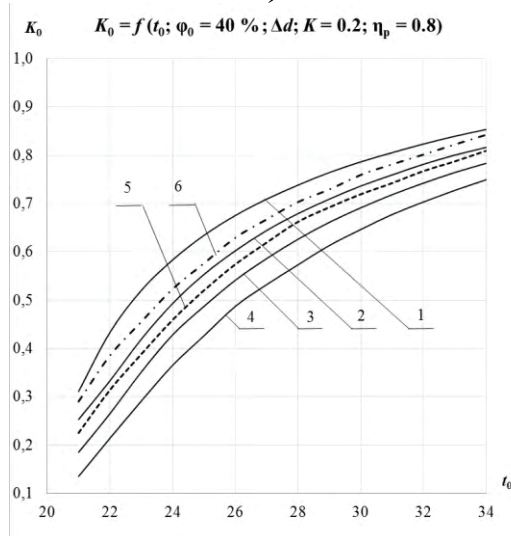
2. Розглянута система вентиляції, кондиціонування та осушення в приміщеннях, де потребується підтримання технологічного режиму (температури та вологовмісту) в теплий період року, може ефективно працювати до деяких помірних значень параметрів зовнішнього середовища, подальше збільшення яких обмежується максимальною температурою скидного повітря після конденсатора ТН.

3. Дана схема є найбільш ефективною для використання у країнах з помірним континентальним кліматом, якому притаманні низькі відносні вологості повітря (40 %) та невисокі розрахункові значення температур (34 °С).

4. Застосування ТН для осушення приміщень, де наявні виділення вологи, є енергоефективним та екологічним заходом, який дозволяє економити первинні енергоресурси.

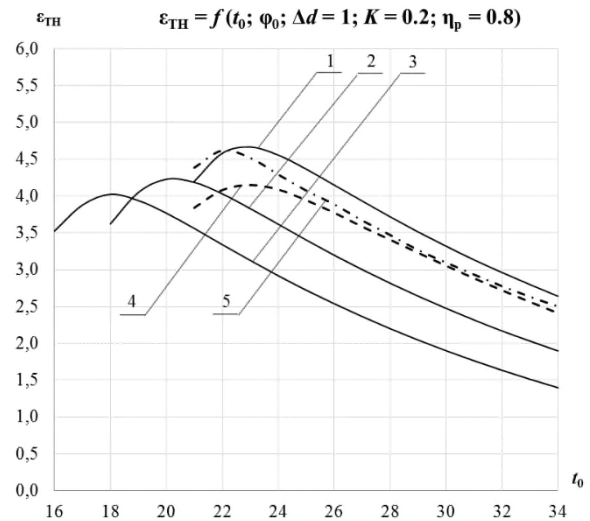


а)

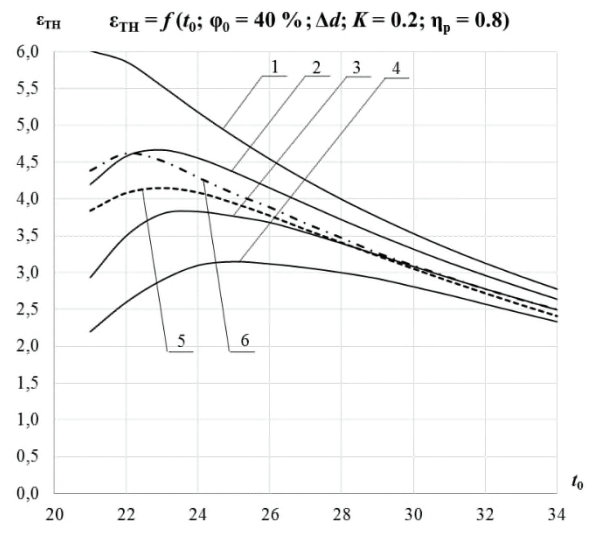


б)

Рис. 4. Залежності змінної частки свіжого зовнішнього повітря від температури та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини приросту вологовмісту повітря Δd (б): а) $\Delta d = 1$ г/кг_{с.п.}, $K = 0.2$ і $\eta_p = 0.8$: 1-3 – $\varphi_0 = 40\% - 80\%$; 4 – $\varphi_0 = 40\%$ і $\eta_p = 0$; 5 – $\varphi_0 = 40\%$ і $K = 0.4$; б) $\varphi_0 = 40\%$, $K = 0.2$ і $\eta_p = 0.8$: 1-4 – $\Delta d = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0$ г/кг_{с.п.}; 5 – $\varphi_0 = 40\%$ і $\eta_p = 0$; 6 – $\varphi_0 = 40\%$ і $K = 0.4$

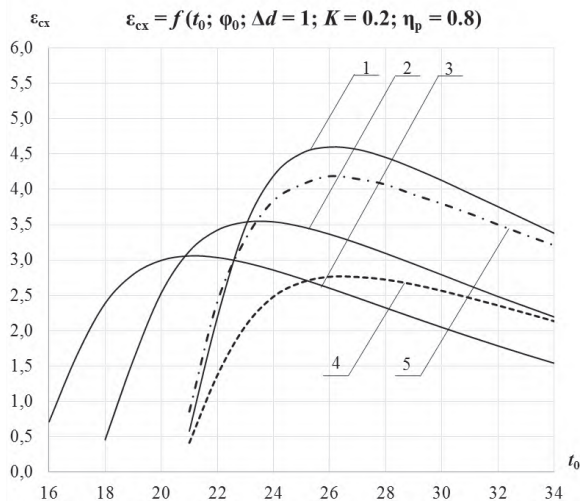


а)

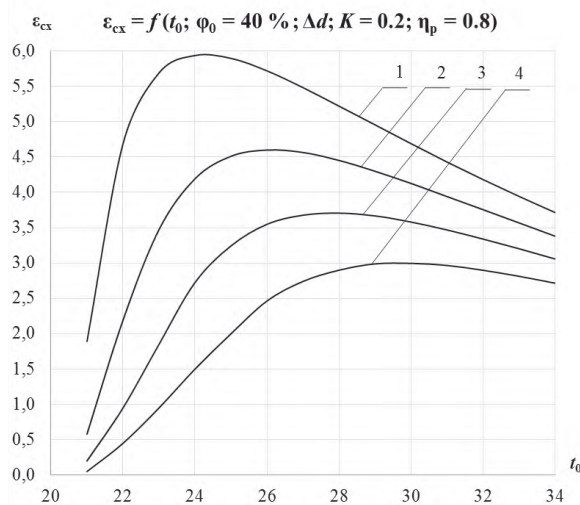


б)

Рис. 5. Залежності холодильного коефіцієнта ТН від температури та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини приросту вологовмісту повітря Δd (б): а) $\Delta d = 1$ г/кг_{с.п.}, $K = 0.2$ і $\eta_p = 0.8$: 1-3 – $\varphi_0 = 40\% - 80\%$; 4 – $\varphi_0 = 40\%$ і $\eta_p = 0$; 5 – $\varphi_0 = 40\%$ і $K = 0.4$; б) $\varphi_0 = 40\%$, $K = 0.2$ і $\eta_p = 0.8$: 1-4 – $\Delta d = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0$ г/кг_{с.п.}; 5 – $\varphi_0 = 40\%$ і $\eta_p = 0$; 6 – $\varphi_0 = 40\%$ і $K = 0.4$



а)



б)

Рис. 6. Залежності холодильного коефіцієнта всієї схеми від температури та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини приросту вологовмісту повітря Δd (б): а) $\Delta d = 1$ з/кг_{с.п.}, $K = 0.2$ і $\eta_p = 0.8$: 1-3 – $\varphi_0 = 40\% - 80\%$; 4 – $\varphi_0 = 40\%$ і $\eta_p = 0$; 5 – $\varphi_0 = 40\%$ і $K = 0.4$; б) $\varphi_0 = 40\%$, $K = 0.2$ і $\eta_p = 0.8$: 1-4 – $\Delta d = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0$ з/кг_{с.п.}

Отримані результати дослідження буде покладено в подальшу наукову та проектну роботу з вдосконалення існуючих ТНУ опалення, вентиляції, кондиціювання та осушення.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Zhang J., Zhang H.-H., He Y.-L., Tao W.-Q.: A comprehensive review on advances and applications of industrial heat pumps based on the practices in China. *Applied Energy*. 178(2016), 800–825. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.06.049

2. Chwieduk D.: Analysis of utilization of renewable energies as heat sources for heat pumps in building sector. *Renewable Energy*. 9(1996), 720–723. DOI: 10.1016/0960-1481(96)88385-6

3. Picallo-Perez A., Sala-Lizarranga J. M., Odriozola-Maritorea M.: Ventilation of buildings with heat recovery systems: Thorough energy and exergy analysis for indoor thermal wellness. *Journal of Building Engineering*. 39(2021). DOI: 10.1016/j.jobee.2021.102255

4. Chenari B.: Towards sustainable, energy-efficient and healthy ventilation strategies in buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 59(2016), 1426–1447. DOI: 10.1016/j.rser.2016.01.074.

5. Rotger-Grifol S.: Demand Response Potential of Ventilation Systems in Residential Buildings. *Energy and Buildings*. 121(2016). DOI:10.1016/j.enbuild.2016.03.061.

6. Straube J. F.: Влага в зданиях. *АВОК*. 6(2002), 30–35.

7. Гагарин В. Г.: Комментарии к статье "Влага в зданиях". *АВОК*. 6(2002), 36–38.

8. Вишневикий Е.П.: Анализ особенностей использования основных методов осушения воздуха. *Журнал С.О.К.* 3(2004), 5–13.

9. Mazzeo D.: Solar and wind assisted heat pump to meet the building air conditioning and electric energy demand in the presence of an electric vehicle charging station and battery storage. *Journal of Cleaner Production*. 213(2019), 1228–1250. DOI: 10.1016/j.jclepro.2018.12.212

10. Bezrodny M. K., Misiura T. O.: Research to estimate energy efficiency of a ventilation and air conditioning heat pump system inside a production premise with ventilation air recovery. *Archives of Thermodynamics*. 42 (2021).

11. Bezrodny M. K., Misiura T. O.: The heat pump system for ventilation and air conditioning inside the production area with an excessive internal moisture generation. *Eurasian Physical Technical Journal*. 17(2020), 118–132.

12. Боженко М. Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти. – К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2004. – 192 с.

13. Опалення, вентиляція та кондиціювання // Державні будівельні норми України ДБН В.2.5-67:2013. – К.: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2013. – 149 с.

14. Безродний М. К., Притула Н. О. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія. – К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2016. – 272 с.

15. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.

ENERGY ANALYSIS OF A HEAT PUMP AIR HANDLING UNIT FOR THE DEHUMIDIFICATION AND AIR CONDITIONING OF A PRODUCTION PREMISE

Bezrodny M.K., Misiura T.O.

National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", 6, Politekhnicheskaya str., Kyiv, 03056, Ukraine

<https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.7>

The article presents the results of thermodynamic analysis of the theoretical model of the heat pump system of ventilation, air conditioning and dehumidification of the production room with variable values of internal moisture and heat generation during the transition and warm seasons. The influence of exhaust air energy recovery on the system efficiency is established and evaluated. As a prototype was adopted blacksmith shop, where it is necessary to maintain technological conditions (temperature and relative humidity). Calculations were performed using the method of successive approximations to estimate the air parameters at the nodal points of the system. This established the theoretical refrigeration efficiency of this system and showed the benefits of energy recovery to reduce energy consumption for the system. This model can be used for the design of air handling units with a set heat pump circuit.

References 10, table 1, figures 5.

Key words: heat pump, refrigerant efficiency, recuperator, ventilation, air conditioning, renewable sources of energy, dehumidification, air-handling unit.

1. Zhang J., Zhang H.-H., He Y.-L., Tao W.-Q.: A comprehensive review on advances and applications of industrial heat pumps based on the practices in China. *Applied Energy*. 178(2016), 800–825. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.06.049

2. Chwieduk D.: Analysis of utilization of renewable energies as heat sources for heat pumps in building sector. *Renewable Energy*. 9(1996), 720–723. DOI: 10.1016/0960-1481(96)88385-6

3. Picallo-Perez A., Sala-Lizarranga J. M., Odriozola-Maritorena M.: Ventilation of buildings with heat recovery systems: Thorough energy and exergy analysis for indoor thermal wellness. *Journal of Building Engineering*. 39(2021). DOI: 10.1016/j.job.2021.102255

4. Chenari B.: Towards sustainable, energy-efficient and healthy ventilation strategies in buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 59(2016), 1426–1447. DOI: 10.1016/j.rser.2016.01.074.

5. Rotger-Griful S.: Demand Response Potential of Ventilation Systems in Residential Buildings. *Energy and Buildings*. 121(2016). DOI:10.1016/j.enbuild.2016.03.061.

6. Straube J. F.: [Humidity in buildings]. *ABOK [ABOK]*. 6(2002), 30–35. (in Rus.)

7. Gagarin V. G.: [Commentaries to the article "Humidity in buildings"]. *ABOK [ABOK]*. 6(2002), 36–38. (in Rus.)

8. Vishnevskiy E. P.: [Analysis of the peculiarities of using the main methods of air dehumidification]. *Jurnal S.O.K [S.O.K. Journal]*. 3(2004), 5–13. (in Rus.)

9. Mazzeo D.: Solar and wind assisted heat pump to meet the building air conditioning and electric energy demand in the presence of an electric vehicle charging station and battery storage. *Journal of Cleaner Production*. 213(2019), 1228–1250. DOI: 10.1016/j.jclepro.2018.12.212

10. Bezrodny M. K., Misiura T. O.: Research to estimate energy efficiency of a ventilation and air conditioning heat pump system inside a production premise with ventilation air recovery. *Archives of Thermodynamics*. 42 (2021).

11. Bezrodny M. K., Misiura T. O.: The heat pump system for ventilation and air conditioning inside the production area with an excessive internal moisture generation. *Eurasian Physical Technical Journal*. 17(2020), 118–132.

12. Bozhenko M. F. [Heat sources and heat consumers].—Kyiv: «Polytechnica» [Polytechnics], 2004. – 192 c. (in Ukr.)

13. *State Building Standards of Ukraine DBN B.2.5-67: 2013, "Heating, ventilation and air conditioning"*. Ministry of Regional Development, Construction and Housing of Ukraine, Kyiv 2013. (in Ukr.)

14. Bezrodny M. K., Prytula N. O. [Thermodynamic and energy efficiency of heat pump schemes of heat supply].—Kyiv: «Polytechnica» [Polytechnics], 2016. – 272 p. (in Ukr.)

15. Moroziuk T. V. [Theory of refrigeration machines and heat pumps]. – Odessa: Studiia «Negociant» [Negociant Studio], 2006. – 712 p. (in Rus.)

Отримано 16.11.2021

Received 16.11.2021

УДК 620.92

РОЛЬ ВІДНОВЛЮВАНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ У ГЛОБАЛЬНОМУ СЦЕНАРІЇ ДОСЯГНЕННЯ НУЛЬОВИХ ВИКИДІВ ПАРНИКОВИХ ГАЗІВ ДО 2050 РОКУ

Желєзна Т.А., канд. техн. наук

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Канніст, 2а, Київ, 03057, Україна

<https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.8>

Представлено роль відновлюваних джерел енергії у реалізації глобального сценарію Міжнародного енергетичного агентства по досягненню нульових викидів парникових газів до 2050 р. Розроблено рекомендації для України щодо виконання мети по досягненню кліматичної нейтральності до 2060 р.

Представлена роль возобновляемых источников энергии в реализации глобального сценария Международного энергетического агентства по достижению нулевых выбросов парниковых газов до 2050 г. Разработаны рекомендации для Украины для выполнения цели по достижению климатической нейтральности до 2060 г.

The role of renewable energy sources in the implementation of the global scenario of the International Energy Agency to achieve zero greenhouse gas emissions by 2050 is presented. Recommendations for Ukraine to meet the goal of achieving climate neutrality by 2060 are developed.

Бібл. 13, табл. 2, рис. 2.

Ключові слова: декарбонізація, парникові гази, кліматична нейтральність, відновлювана енергетика, відновлювані джерела енергії, низьковуглецеві палива.

АЕС – атомна електростанція;
ВВП – валовий внутрішній продукт;
ВДЕ – відновлювані джерела енергії;
ВЕС – вітрова електростанція;
ЗППЕ – загальне постачання первинної енергії;
МЕА – Міжнародне енергетичне агентство;
НВВ2 – Оновлений національний визначений внесок України до Паризької Угоди;

ПГ – парникові гази;
СЕС – сонячна електростанція;
ТЕЦ – теплоелектроцентральної
н.е. – нафтовий еквівалент;
у.п. – умовне паливо.

Актуальність роботи обумовлена нагальною необхідністю декарбонізації сектору енергетики, який на сьогодні є одним з найбільших джерел викидів парникових газів у світі. Ефективним заходом в цьому напрямку є широке впровадження відновлюваних джерел енергії. **Метою** роботи є розробка рекомендацій для України щодо виконання поставленої мети по досягненню кліматичної нейтральності до 2060 року. **Методи дослідження** включають вивчення літературних, статистичних та інших даних, аналіз нормативно-правових актів.

Наміри країн світу по досягненню кліматичної нейтральності

Останніми роками все більше країн світу декларують свої наміри щодо повного скорочення викидів парникових газів – на грудень 2021 р. їх кількість досягла вже 136. Повне виконання цих планів відповідає можливості зменшення загальної емісії ПГ у світі на 75% від рівня 2020 р., у тому числі в електроенергетиці – на 60%, в будівлях – на 40%, в промисловості – на 25%,

в секторі транспорту – на 10%. Наразі, лише половину із заявлених намірів закріплено на законодавчому рівні країн і ще менше – підкріплено конкретними стратегіями для забезпечення їх повного втілення [1].

Прикладом послідовного підходу до даного питання є Об'єднане Королівство – одна з перших розвинених країн світу, що у 2019 р. прийняла закон щодо скорочення до нуля викидів ПГ до 2050 р. Для досягнення поставленої мети, у 2020 р. в країні було затверджено «План з десяти пунктів для здійснення «зеленої» революції в промисловості». План включає такі напрями як прискорений розвиток офшорної вітроенергетики (досягнення 40 ГВт встановленої потужності у 2030 р., у тому числі 1 ГВт інноваційних плавучих ВЕС); нарощування виробництва низьковуглецевого водню (до 5 ГВт виробничої потужності у 2030 р.); розвиток сучасної атомної енергетики; перехід на кліматично-нейтральні або «зелені» транспортні засоби (припинення продажу нових бензинових та дизельних автомобілів з 2030р., електрифікація транспорту); «озеленення» будівель

(підвищення енергоефективності, припинення використання котлів на викопних паливах, встановлення теплових насосів – до 600 тис. одиниць на рік до 2028 р.); інвестування в технології уловлювання, використання, зберігання вуглецю та інші відповідні інноваційні заходи; захист навколишнього природного середовища (розширення площі заповідників) [2, 3].

Фінляндія планує досягти кліматичної нейтральності до 2035 р. шляхом реалізації середньострокового кліматичного плану і національної кліматичної та енергетичної стратегії, прийнятих у 2019 р. Велика увага приділяється розвитку ВДЕ, зокрема планується ріст сталого використання тріски з лісової біомаси, а також розширення виробництва біопалив другого покоління. Ісландія і Австрія поставили горизонт повного скорочення викидів парникових газів 2040 р., Німеччина – 2045 р., більшість інших країн світу – 2050 р. за виключенням Китаю, України, Саудівської Аравії, Шрі-Ланки, Нігерії, Бразилії, Бахрейну, Росії (2060 р.) та Індії (2070 р.). Кілька країн (Суринам, Бутан, Бенін, Камбоджа та ін.) вже досягли кліматичної нейтральності, що пов'язане, головним чином, з невисоким рівнем розвитку їх економіки [4, 5].

Основні складові глобального сценарію нульових викидів парникових газів до 2050 року

Міжнародне енергетичне агентство розробило дорожню карту для реалізації сценарію досягнення нульових викидів парникових газів у світі до 2050 року (сценарій NZE – Net-Zero Emissions). Цей сценарій відповідає умові утримання росту глобальної температури в рамках 1,5 °C і може забезпечити це, за оцінкою МЕА, з імовірністю 50% [1]. Аналогічну мету по обмеженню росту середньої температури на поверхні Землі поставлено Європейським «зеленим» курсом (European Green Deal), який являє собою комплексну стратегію і дорожню карту переходу до сталої економіки, чистої енергетики і кліматичної нейтральності Європи до 2050 р. [6, 7].

Основні складові сценарію NZE, розробленого Міжнародним енергетичним агентством [1]:

- скорочення викидів CO₂, пов'язаних з енергетикою та промисловістю, майже на 40% у період 2020-2030 рр. і до нуля – у 2050 р.;
- досягнення половини скорочення емісії парникових газів до 2030 р. за рахунок розвитку енергоефективності, розширення використання енергії вітру та сонця;
- досягнення більш ніж половини скорочення емісії парникових газів у період 2030-2050 рр. за рахунок розвитку електрифікації, використання «зеленого» вод-

ню (до 520 млн т у 2050 р.), технологій уловлювання, утилізації та зберігання вуглецю;

- скорочення емісії метану від використання викопних палив на 75% до 2030 р.;
- забезпечення глобального доступу споживачів до сталої енергії до 2030 р.;
- зменшення ЗППЕ на 7% протягом 2020-2030 рр. із залишенням його приблизно на тому ж рівні до 2050 р.;
- дві третини ЗППЕ у 2050 р. забезпечуються за рахунок енергії вітру, сонця, біомаси, геотермальної та гідроенергії (рис. 1);
- електроенергія складає майже 50% загального споживання енергії у 2050 р., відіграє ключову роль у всіх секторах, робить значний внесок у виробництво низьковуглецевих палив, зокрема, водню;
- виробництво електроенергії у 2050 р. збільшується у понад 2,5 разів порівняно з поточним обсягом;
- майже 90% електроенергії у 2050 р. отримується з ВДЕ (табл. 1), решта – в основному, з атомної енергії;
- сонячні і вітрові електростанції стануть основними виробниками електроенергії у світі до 2030 р. за рахунок чотирикратного росту їх потужності, і забезпечать близько 70% глобального виробництва електроенергії до 2050 р.;
- потужність СЕС зросте у 20 разів до 2050 р. від поточного рівня, потужність ВЕС – в 11 разів;
- використання тільки сучасних біоенергетичних технологій з 2030 р.;
- ріст майже до 100% у 2050 р. частки сировини в біоенергетиці, що не використовується для отримання продуктів харчування і кормів для худоби;
- найменш ефективні вугільні електростанції закриваються до 2030 р.;
- скорочення споживання вугілля на 90% до < 600 млн т у.п./рік до 2050 р., споживання нафти – на 75% до 24 млн барелів на добу, споживання природного газу – на 55% до 1750 млрд м³/рік;
- падіння вартості викопних палив, зокрема сирої нафти, до 35 дол. США/барель у 2030 р. і до 24 дол. США/барель у 2050 р.;
- припинення продажу нових котлів на викопних паливах для опалення будинків і гарячого водопостачання з 2025 р.;
- припинення продажу нових автомобілів з двигунами внутрішнього згорання до 2035 р., повний перехід на електромобілі до 2050 р.;
- збільшення кількості зарядних станцій для електромобілів з поточних близько 1 млн до 40 млн у 2030 р., що вимагає інвестицій обсягом 90 млрд дол. США/рік до 2030 р.;

- вичерпні палива, що залишаються у 2050 р., застосовуються для отримання неенергетичних продуктів (таких як пластик) із матеріалізованим в них вуглецем, використовуються на установках з уловлюванням, утилізацією та зберіганням вуглецю, а також у секторах, де важко впровадити низьковуглецеві технології;

- ріст інвестицій в світову енергетику з поточних 2,3 до 5 трільйонів дол. США/рік до 2030 р., а протягом 2030-2050 рр. у відсотках ВВП – на 1% більше поточного рівня;

- ріст інвестицій в системи передачі та розподілення електроенергії з поточних 260 до 820 млрд дол. США/рік у 2030 р.

Реалізація сценарію нульових викидів парникових газів у світі до 2050 р. потребує суттєвого підвищення рівня міжнародного співробітництва і координації дій всіх країн, причетних до цього процесу. В іншому випадку, за оцінками МЕА, впровадження сценарію NZE може затягнутися до 2090 р., що є неприпустимим з точки зору глобальних наслідків зміни клімату.

Ситуація в Україні

Усвідомлюючи нагальну потребу запобігання зміні клімату, Україна стала однією з перших європейських країн, що ратифікувала Паризьку угоду – відповідний Закон України було прийнято у 2016 р. [8]. Оновлений національно визначений внесок України до Паризької Угоди було схвалено у липні 2021 р. [9]. Поставлено

ціль до 2030 р. скоротити викиди парникових газів на 65% від рівня 1990 р., при цьому серед основних заходів досягнення такого показника у наступні 10 років зазначено розвиток відновлюваних джерел енергії.

Офіційному прийняттю НВВ2 передувало його всебічний огляд і аналіз [10]. З 1990 р. загальний обсяг викидів парникових газів в Україні скоротився на третину до близько 350 млн т $\text{CO}_{2\text{-екв.}}$ у 2018 р. (рис. 2). У різні періоди часу це падіння викидів ПГ було викликано різними чинниками, серед яких скорочення виробництва у промисловості та сільському господарстві і, як наслідок, зменшення споживання палива в економіці (з 1990 р. до початку 2000-х рр.); світова економічна криза, скорочення ВВП України (2009 р.); початок бойових дій, тимчасова втрата контролю над певними територіями країни (2014-2015 рр.). Період коливання викидів парникових газів у 2016-2018 рр. на рівні 320-340 млн т $\text{CO}_{2\text{-екв.}}$ характеризується початком активної реалізації політики енергоефективності (програма «Теплі кредити») та поступового приведення тарифів на природний газ, гарячу воду та тепло до своїх ринкових значень, що зробило низку енергоефективних заходів економічно привабливими.

Більше половини загальних викидів парникових газів припадає наразі на сектор енергетики, за яким слідують промисловість і сільське господарство (рис. 2). Прогнозується, що у 2030 р. найбільшим джерелом

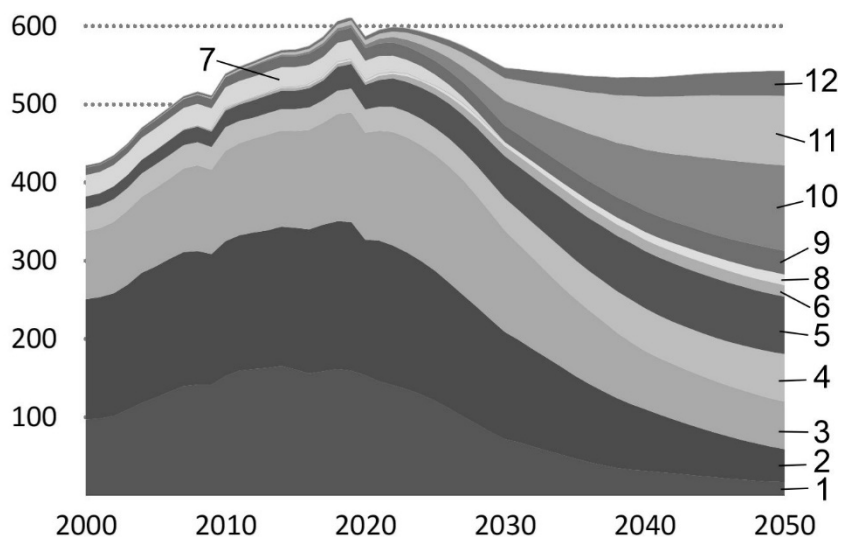


Рис. 1. Структура ЗППЕ у глобальному сценарії нульових викидів парникових газів у 2050 р. [1]:

1 – вугілля; 2 – нафта; 3 – природний газ; 4 – атомна енергія; 5 – сучасні технології використання твердих біопалив; 6 – сучасні технології використання рідких біопалив; 7 – традиційне використання біомаси; 8 – сучасні технології використання газоподібних біопалив; 9 – гідроенергія; 10 – енергія сонця; 11 – енергія вітру; 12 – інші ВДЕ

Табл. 1. Ключові показники відновлюваної енергетики та водневих технологій у глобальному сценарії МЕА нульових викидів парникових газів до 2050 року [1]

Сектор	2020 р.	2030 р.	2050 р.
Виробництво електроенергії			
Частка ВДЕ у виробництві електроенергії	29%	61%	88%
Річний приріст встановленої потужності, ГВт:			
СЕС	134	630	630
ВЕС (у тому числі офшорні ВЕС)	114 (5)	390 (80)	350 (70)
Потужності на ВДЕ для балансування	31	120	90
Споживання енергії			
Частка ВДЕ у кінцевому споживанні енергії	5%	12%	19%
Кількість домогосподарств з даховими СЕС, млн	25	100	240
Частка теплової сонячної та геотермальної енергії в енергоспоживанні будинків	2%	5%	12%
Частка теплової сонячної та геотермальної енергії в кінцевому енергоспоживанні у промисловості	0%	1%	2%
Біоенергетика			
Загальне постачання енергії з біомаси, ЕДж	63	72	102
Частка сировини, що не використовується для отримання продуктів харчування і кормів для худоби	27%	85%	97%
Газоподібні біопалива (у т.ч. біометан), ЕДж	2,1 (0,3)	5,4 (2,3)	13,7 (8,3)
Рідкі біопалива (у т.ч. біопалива II покоління), млн барелів н.е./день	1,6 (0,1)	6,0 (2,7)	7,0 (6,2)
Тверда біомаса (сучасна біоенергетика), ЕДж	32	54	74
Традиційне використання твердої біомаси, ЕДж / кількість людей, що застосовують біомасу для приготування їжі, млн	25/2340	0/0	0/0
Водень	87 (9)	212 (150)	528 (520)
Загальне виробництво палив, отриманих з використанням водню (у т.ч. низьковуглецевий водень), млн т			
Частка низьковуглецевого водню, отримана:			
з використанням викопних палив і технологій уловлювання, утилізації та зберігання вуглецю	95%	46%	38%
з використанням електролізу	5%	54%	62%
Напрями споживання палив, отриманих з використанням водню, млн т:			
виробництво електроенергії	0	52	102
переробка палива	36	25	8
сектор будівель і сільського господарства	0	17	23
транспорт	0	25	207
промисловість	51	93	187

викидів ПГ буде промисловість (29%), а найбільше скорочення викидів ПГ буде досягнуто в енергетичному секторі (на 33% порівняно з 1990 р.) (табл. 2). Згідно оцінок аналітичного огляду НВВ2, для виконання цілі щодо зменшення викидів парникових газів в енергетиці, частка ВДЕ на ТЕЦ має збільшитись з 14% до близько 18% у 2030 р. зі зростанням теплової енергії, виробленої з біопалива, на 30% (до 6 ТВт·год у 2030 р.). Для реалізації НВВ2 основна частка інвестицій у період 2021-2030рр. має бути спрямована на будівництво 15 ГВт нових вітрових, сонячних та біоенергетичних потужностей, а також на збільшення використання біомаси котельнями та ТЕЦ. Загальний обсяг інвестицій у сектор теплової

енергії та електроенергетики до 2030 р. прогнозується у розмірі 26 млрд євро, включаючи 20 млрд євро на розвиток ВДЕ [10].

У березні 2021 р. в Україні було прийнято Національну економічну стратегію на період до 2030 року [11]. Однією з цілей Економічної стратегії зазначено досягнення кліматичної нейтральності не пізніше 2060 р. Для досягнення цієї мети буде реалізовуватися декарбонізація економіки – підвищення енергоефективності, розвиток відновлюваних джерел енергії, розвиток циркулярної економіки та синхронізація із ініціативою «Європейський зелений курс». Серед іншого, заплановано декарбонізацію

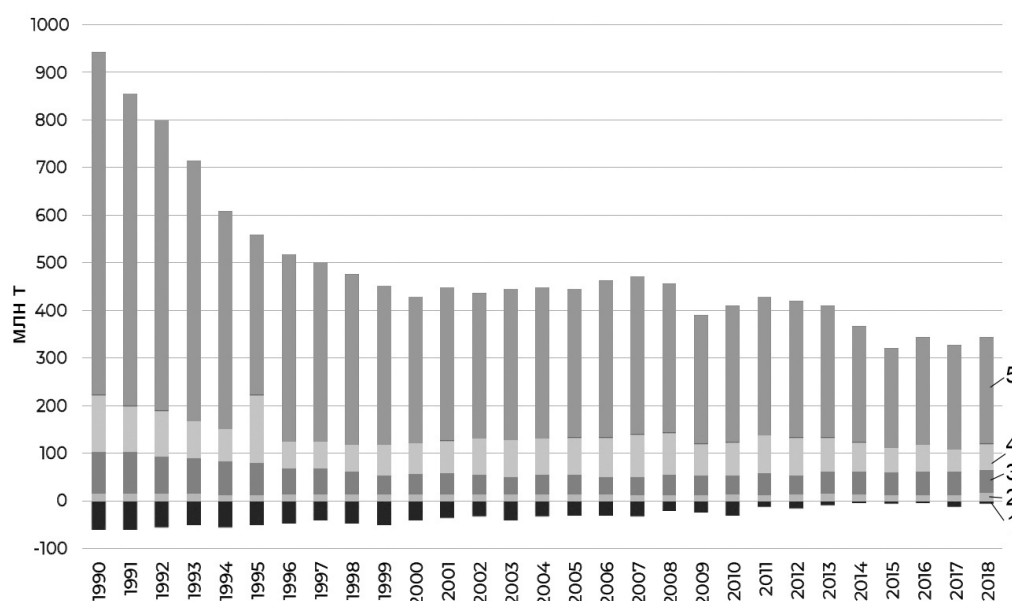


Рис. 2. Загальні викиди парникових газів в Україні у розрізі секторів, млн т $CO_{2-екв}$ [10]:

1 – землекористування, зміни в землекористування та лісове господарство; 2 – відходи; 3 – сільське господарство; 4 – промислові процеси та використання продуктів; 5 – енергетика; (+) – викиди парникових газів; (-) – поглинання парникових газів

Табл. 2. Структура викидів парникових газів та їх скорочення за секторами в Україні у 2030 році [10]

Сектор	Частка викидів парникових газів	Частка скорочення викидів парникових газів порівняно з 1990 р
Промисловість	29%	22%
Енергетика	21%	33%
Постачання енергії	13%	14%
Сільське господарство	13%	7%
Транспорт	12%	11%
Будівлі	8%	13%
Відходи	4%	0%

промисловості, сектору транспорту, скорочення обсягу викидів парникових газів, а також впровадження ефективного регулювання у сфері ресурсозбереження та використання відновлюваних джерел енергії; вдосконалення механізмів підтримки ВДЕ з метою уникнення фінансової кризи на ринку електроенергії та забезпечення конкурентоспроможної ціни на електроенергію для промислових виробників; врегулювання ринкових, регуляторних та технічних можливостей виробництва та експортної передачі водню з ВДЕ та АЕС з гарантованою ціною в євро та довгостроковими контрактами.

Висновки та рекомендації

Україна рухається у глобальному тренді скорочення викидів парникових газів, декарбонізації економіки та розвитку відновлюваної енергетики. Разом з багатьма іншими країнами світу Україна поставила за мету досягти кліматичної нейтральності, що має бути реалізовано до 2060 р. Цю ініціативу кілька разів зазначено у Національній економічній стратегії на період до 2030 року, у тому числі в контексті місії цієї Стратегії та принципів економічної політики. Стосовно енергетичного сектору, в Економічній стратегії поставлено чотири стратегічних цілі: забезпечення високого рівня енергетичної безпеки та інтеграція України в європейський енергетичний ринок (ціль 1); забезпечення функціонування розумної, модернізованої та надійної енергосистеми, яка повністю задовольняє вимоги та потреби кінцевих споживачів (ціль 2); забезпечення функціонування вільних, ефективних та конкурентних ринків (ціль 3); підвищення енергоефективності економіки та забезпечення екологічності енергетичного сектору (ціль 4). Для кожної цілі визначено шляхи досягнення і представлено перелік необхідних завдань. Рекомендується повне виконання усіх зазначених завдань, що є гарантією ефективної декарбонізації енергетичного сектору і суттєвим внеском у досягнення кліматичної нейтральності до 2060 р.

Необхідність запобігання зміні клімату через скорочення антропогенних викидів і збільшення абсорбції парникових газів та забезпечення поступового переходу держави до низьковуглецевого розвитку зазначено також в Концепції реалізації державної політики у сфері зміни клімату на період до 2030 року (2016 р.) [12]. План заходів щодо виконання Концепції (2017 р.) [13], серед іншого, передбачає затвердження у 2020 р. комплексного Національного плану з енергетики та зміни клімату на 2021-2030 роки, що поки не було зроблено. Рекомендується якомога скоріше затвердити такий план, що відповідає європейським підходам до комплексного погляду на сфери енергетики та клімату.

Також рекомендується в короткий термін затвердити Національний план дій з розвитку відновлюваної енергетики на період до 2030 року, проєкт якого наразі розробляється. Нацпландій має ставити амбітні, але достатньо обґрунтовані та досяжні цілі з розвитку ВДЕ в Україні до 2030 року. Крім того, нагально потребує оновлення Енергетична стратегія України із врахуванням усіх сучасних тенденцій в секторі енергетики та розширенням горизонту її дії до 2050 року.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Net Zero by 2050. A Roadmap for the Global Energy Sector.* International Energy Agency, 2021.
https://iea.blob.core.windows.net/assets/deebef5d-0c34-4539-9d0c-10b13d840027/NetZeroBy2050-ARoadmapfortheGlobalEnergySector_CORR.pdf
2. *Net Zero Barometer. How are UK businesses managing the transition to net zero?* British Standards Institution, 2021. <https://www.bsigroup.com/globalassets/global/bsol/bsi-net-zero-barometer-report.pdf>
3. *The Ten Point Plan for a Green Industrial Revolution.* HM Government, 2020.
https://assets.publishing.service.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment_data/file/936567/10_POINT_PLAN_BOOKLET.pdf
4. *Government Report on Medium-term Climate Change Policy Plan for 2030.* Finland's Ministry of the Environment, 2017.
https://julkaisut.valtioneuvosto.fi/bitstream/handle/10024/80769/YMre_21en_2017.pdf?sequence=1&isAllowed=y
5. *Florian Zandt: The Road to Net Zero,* Statista, 2021.
<https://www.statista.com/chart/26053/countries-with-laws-policy-documents-or-timed-pledges-for-carbon-neutrality/>
6. *Marco Siddi. The European Green Deal: Assessing its current state and future implementation.* FIIA Working paper N114, 2020.
https://www.researchgate.net/publication/341701815_The_European_Green_Deal_Assessing_its_current_state_and_future_implementation
7. *Железна Т.А.* Європейський «зелений» курс і нові можливості для розвитку відновлюваної енергетики // *Теплофізика та теплоенергетика.* – 2021, т. 43, № 1, с. 75-81. <https://doi.org/10.31472/tpe.1.2021.9>
8. *Закон України «Про ратифікацію Паризької угоди»* № 1469-VIII від 14.07.2016.
<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1469-19#Text>

9. *Розпорядження КМУ «Про схвалення Оновленого національно визначеного внеску України до Паризької угоди» № 868-р від 30.07.2021.*

<https://www.kmu.gov.ua/npras/pro-shvalennya-onovlenogo-nacionalno-viznachenogo-vnesku-ukrayini-doparizkoyi-t300721>

10. *Аналітичний огляд Оновленого національно визначеного внеску України до Паризької угоди.* Міністерство захисту довкілля та природних ресурсів України, липень 2021. <https://bit.ly/3hOKZzE>

11. *Постанова КМУ «Про затвердження Національної економічної стратегії на період до 2030 року» № 179 від 03.03.2021.* <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/179-2021-%D0%BF#n25>

12. *Розпорядження КМУ «Про схвалення Концепції реалізації державної політики у сфері зміни клімату на період до 2030 року» № 932-р від 07.12.2016.*

<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/932-2016-%D1%80#n8>

13. *Розпорядження КМУ «Про затвердження плану заходів щодо виконання Концепції реалізації державної політики у сфері зміни клімату на період до 2030 року» № 878-р від 06.12.2017.*

<https://zakon.rada.gov.ua/laws/main/878-2017-%D1%80#Text>

ROLE OF RENEWABLE ENERGY SOURCES IN IMPLEMENTATION OF THE GLOBAL SCENARIO TO ACHIEVE ZERO GREENHOUSE GAS EMISSIONS BY 2050

Zheliezna T.A.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, vul. Marii Kapnist, 2a, Kyiv, 03057, Ukraine

<https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2022.8>

The aim of the work is to develop recommendations for Ukraine to meet the goal of achieving climate neutrality by 2060. The global scenario of net zero greenhouse gas emissions by 2050 developed by the International Energy Agency is presented; the role of renewable energy sources in the implementation of the scenario is considered. According to this scenario, two thirds of the world's total primary energy supply in 2050 will be provided by wind, solar, biomass, geothermal and hydropower. Electricity will account for almost half of the total energy consumption in 2050, play a key role in all sectors, and make a significant contribution to the production of low-carbon fuels, including hydrogen. At the same time, about 90% of electricity in 2050 will come from renewable energy sources. Recommendations have been developed for Ukraine on the development of the use of renewable energy sources and the fulfillment of the goal to achieve climate neutrality by 2060. In particular, it is recommended to approve as soon as possible an Integrated National Energy and Climate Plan for 2021-2030, which is in line with European approaches to an interrelated view of energy and climate. It is also recommended to fully implement the tasks related to the implementation of strategic goals in the energy sector defined in the National Economic Strategy until 2030. Such actions guarantee effective decarbonization of Ukraine's energy sector and make a significant contribution to achieving climate neutrality by 2060.

References 13, table 2, figures 2.

Key words: decarbonization, greenhouse gases, climate neutrality, renewable energy, renewable energy sources, low-carbon fuels.

1. *Net Zero by 2050. A Roadmap for the Global Energy Sector.* International Energy Agency, 2021.

https://iea.blob.core.windows.net/assets/deebef5d-0c34-4539-9d0c-10b13d840027/NetZeroBy2050-ARoadmapfortheGlobalEnergySector_CORR.pdf

2. *Net Zero Barometer.* How are UK businesses managing the transition to net zero? British Standards Institution, 2021. <https://www.bsigroup.com/globalassets/global/bsol/bsi-net-zero-barometer-report.pdf>

3. *The Ten Point Plan* for a Green Industrial Revolution. HM Government, 2020.

https://assets.publishing.service.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment_data/file/936567/10_POINT_PLAN_BOOKLET.pdf

4. *Government Report* on Medium-term Climate Change Policy Plan for 2030. Finland's Ministry of the Environment, 2017.

https://julkaisut.valtioneuvosto.fi/bitstream/handle/10024/80769/YMre_21en_2017.pdf?sequence=1&isAllowed=y

5. *Florian Zandt:* The Road to Net Zero, Statista, 2021. <https://www.statista.com/chart/26053/countries-with-laws-policy-documents-or-timed-pledges-for-carbon-neutrality/>

6. *Marco Siddi.* The European Green Deal: Assessing its current state and future implementation. FIIA Working paper N114, 2020.

https://www.researchgate.net/publication/341701815_The_European_Green_Deal_Assessing_its_current_state_and_future_implementation

7. *Zheliezna T.* Yevropeyskyi «zelenyi» kurs i novi mozhyvosti dlia rozvytku vidnovliuvanoi enerhetyky [European Green Deal and new opportunities for the development of renewable energy]. *Thermophysics and Thermal Power Engineering.* – Vol. 43, No. 1 (2021). – P. 75-81. (Ukr.)

<https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2021.9>

8. *Zakon Ukrainy* «Pro ratyfikatsiiu Paryzkoi uhody» (№ 1469-VIII vid 14.07.2016) [Law of Ukraine «On the ratification of the Paris Agreement» No. 1469-VIII of 14.07.2016] (Ukr.)

<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1469-19#Text>

9. *Rozporiadzhennia KMU* «Pro skhvalennia Onovlenoho natsionalno vyznachenoho vnesku Ukrainy do Paryzkoi uhody» № 868-r vid 30.07.2021 [Executive Order of the Cabinet of Ministers of Ukraine «On approval of the Updated national contribution of Ukraine to the Paris Agreement» No. 868-p of 30.07.2021] (Ukr.)

<https://www.kmu.gov.ua/npas/pro-shvalennya-onovlenogo-nacionalno-vyznachenogo-vnesku-ukrayini-do-parizkoyi-t300721>

10. *Analitichnyi ohliad* Onovlenoho natsionalno vyznachenoho vnesku Ukrainy do Paryzkoi uhody. Ministerstvo zakhystu dovkillia ta pryrodnykh resursiv Ukrainy [Analytical review of the Updated nationally determined contribution of Ukraine to the Paris agreement], July, 2021.

https://mepr.gov.ua/files/images/2021/29042021/Analytical%20Report_%20Project_EN.PDF

11. *Postanova KМУ* «Pro zatverdzhennia Natsionalnoi ekonomichnoi stratehii na period do 2030 roku» № 179 vid 03.03.2021 [Resolution of the Cabinet of Ministers of Ukraine «On approval of the National Economic Strategy for the period up to 2030» No. 179 of 03.03.2021] (Ukr.)

<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/179-2021-%D0%BF#n25>

12. *Rozporiadzhennia KМУ* «Pro skhvalennia Kontseptsii realizatsii derzhavnoi polityky u sferi zminy klimatu na period do 2030 roku» № 932-r vid 07.12.2016 [Executive Order of the Cabinet of Ministers of Ukraine «On Approval of the Concept of Implementation of the State Policy in the Field of Climate Change for the Period until 2030» No. 932-p of 07.12.2016] (Ukr.).

<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/932-2016-%D1%80#n8>

13. *Rozporiadzhennia KМУ* «Pro zatverdzhennia planu zakhodiv shchodo vykonannia Kontseptsii realizatsii derzhavnoi polityky u sferi zminy klimatu na period do 2030 roku» № 878-r vid 06.12.2017 [Executive Order of the Cabinet of Ministers of Ukraine «On Approval of the Action Plan of the Concept of Implementation of the State Policy in the Field of Climate Change for the Period until 2030» No. 878-p of 06.12.2017] (Ukr.)

<https://zakon.rada.gov.ua/laws/main/878-2017-%D1%80#Text>

Отримано 06.01.2022

Received 06.01.2022

УДК 621.577.2; 532.546

ВПЛИВ ФІЛЬТРАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ҐРУНТУ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ РОБОТИ ВЕРТИКАЛЬНОГО ҐРУНТОВОГО ТЕПЛООБМІННИКА

Басок Б.І.¹, член-кореспондент НАН України, Давиденко Б.В.¹, докт. техн. наук,
Новіков В.Г.¹, канд. техн. наук, Кошлак А.В.², докт. техн. наук, Павленко А.М.², докт. техн. наук

¹Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Капніст, 2а, Київ, 03057, Україна

²Келецький технологічний університет, ал. 1000-років Держави Польської, 7, Кельце, 25-314, Польща

<https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.9>

Розглядається чисельна модель теплоперенесення в ґрунтовому пористому масиві, який містить U-подібний вертикальний колектор теплоти. Досліджено вплив фільтраційних властивостей ґрунту, як пористого середовища, на характеристики роботи ґрунтового теплообмінника. Визначено залежність енергетичних характеристик роботи колектора, як елемента теплового насоса, від середовища, що заповнює пори, а також від пористості ґрунту та розміру його частинок.

Рассматривается численная модель теплопереноса в ґрунтовом пористом массиве, который содержит U-образный вертикальный коллектор теплоты. Исследовано влияние филь-трационных свойств ґрунта, как по-ристой среды, на характеристики работы ґрунтового теплообменника. Определена зависимость энергетиче-ских характеристик работы коллек-тора, как элемента теплового насоса, от среды, которая заполняет поры, а также от пористости ґрунта и размера его частиц.

A numerical model of heat transfer in a porous soil mass containing a U-shaped vertical heat collector is considered. The influence of the filtration properties of the soil, as a porous medium, on the characteristics of the operation of the soil heat exchanger has been investigat-ed. The dependence of the energy char-acteristics of the collector, as an element of a heat pump, on the medium that fills the pores, as well as on the porosity of the soil and the size of its particles, has been determined.

Бібл. 9, рис. 8.

Ключові слова: пористе середовище, ґрунтовий теплообмінник, фільтрація, тепловий насос, чисельне моделювання.

C – ефективна теплоємність, Дж/(кг•К);
 c_F – коефіцієнт Форхаймера;
 d – діаметр частинок ґрунту, м;
 g – прискорення сили тяжіння, м/с²;
 G – витрата теплоносія, м³/с;
 K – коефіцієнт проникності пористого середовища, м²;
 p – тиск, Па;
 T – температура, К;
 u, v, w – проекції вектора швидкості на координатні осі, м/с;
 U – осереднена швидкість течії теплоносія в каналі, м/с;
 x, y, z – прямокутні координати, м;
 α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²•К);

β – коефіцієнт температурного розширення рідини, 1/К;
 δ – товщина стінок каналу, м;
 λ – теплопровідність, Вт/(м•К);
 μ – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини, Па•с;
 ρ – густина, кг/м³;
 τ – час, с;
 φ – пористість середовища.

Нижні індекси:

p – пористе середовище;
 r – рідина;
 t – теплоносій;
 k – стінка каналу;
 s – сухий ґрунт.

Вступ

Один з напрямків вирішення проблеми енергопостачання будівель передбачає використання теплових насосів. Широке розповсюдження одержали теплонасосні установки, що призначені для вилучення низькопотенціальної теплоти з ґрунтових масивів. Вилучена теплота використовується для автономного опалення та гарячого водопостачання приміщень і будівель різного призначення. Важливим елементом таких установок є ґрунтовий теплообмінник, працездатність і ефективність якого в значній мірі визначає ефективність використання теплонасосної установки. Принцип його роботи полягає в тому, що рідкий теплоносій подається в канал ґрунтового теплообмінника з температурою, що

лення та гарячого водопостачання приміщень і будівель різного призначення. Важливим елементом таких установок є ґрунтовий теплообмінник, працездатність і ефективність якого в значній мірі визначає ефективність використання теплонасосної установки. Принцип його роботи полягає в тому, що рідкий теплоносій подається в канал ґрунтового теплообмінника з температурою, що

нижче, ніж температура ґрунтового масиву. Внаслідок цього, теплота від ґрунту вилучається теплоносієм, за рахунок чого температура теплоносія підвищується. Такі теплонасосні системи на сьогоднішній день широко застосовуються для опалення енергоефективних будівель.

Однією з важливих умов ефективної роботи ґрунтового теплообмінника є раціональний вибір його конструкційних і режимних параметрів. Їх оптимальні величини можуть бути отримані на основі варіантних розрахунків теплових режимів теплообмінників при різних значеннях цих параметрів. У зв'язку з цим, актуальним стає питання щодо створення надійних методів розрахунку температурних режимів ґрунтових теплообмінних пристроїв.

Аналіз результатів досліджень та публікацій за даною проблематикою

Дослідженням температурних режимів ґрунтових теплообмінників для теплонасосних систем присвячено значну кількість наукових досліджень. Переважна більшість з них виконана шляхом чисельного моделювання процесів перенесення теплоти в ґрунтовому масиві при роботі теплового насоса. В [1] представлено результати комп'ютерного моделювання динаміки процесів акумулювання і вилучення теплоти в ґрунтовому масиві з вертикальним одиночним теплообмінником. Результати розрахунків зіставлені з аналітико-розрахунковими моделями. Отримано задовільне узгодження отриманих даних. В [2] шляхом чисельного моделювання досліджується процес теплопередачі в ґрунтовому масиві, що містить горизонтальний ґрунтовий колектор теплоти. На основі розрахунків для діючого ґрунтового теплообмінника визначалися температурні умови його експлуатації. Модель теплопередачі у вертикальних ґрунтових теплообмінниках для ґрунтових теплових насосних систем розглядається також в [3]. Розв'язання задачі теплоперенесення в ґрунтовому масиві отримано в явній формі. Одержаний математичний вираз задовільно описує температурний режим теплообмінника і може бути включеним в комп'ютерні програми для теплового аналізу ґрунтових теплообмінників. Там також представлена модель теплопередачі всередині стовбура свердловини, що враховує теплову взаємодію між опорами U-подібної труби. На цій основі побудовано вираз для теплового опору всередині стовбура свердловини.

Як зазначено в [4], вертикальні ґрунтові теплообмінники з U-подібною трубою є ключовим компонентом систем для використання геотермальної енергії, таких як геотермальні теплові насоси. У даній роботі представлена тривимірна модель теплообміну

в цих системах, для реалізації якої застосовується метод скінченного об'єму. Запропонована модель враховує пов'язані між собою процеси теплоперенесення в трубах і ґрунті, що знаходиться між трубами. Порівняння результатів розрахунків за цією моделлю з експериментальними даними показує, що модель забезпечує достатньо високу точність.

В [5] наведено результати комп'ютерного моделювання свердловинних ґрунтових теплообмінників, що використовуються в геотермальних теплових насосних системах. Результати одержані на основі тривимірної моделі з використанням неявного методу скінченних різниць в прямокутній системі координат. Кожна свердловина була апроксимована квадратним стовпцем, обмеженим радіусом свердловини. Для розв'язання системи різницевих рівнянь застосовувався метод ітерацій на кожному часовому кроці. Було проведено порівняння результатів розрахунків за даним методом і за моделлю скінченного лінійного джерела. Розбіжності між результатами, що отримані двома методами, збільшувалися зі збільшенням розміру свердловини.

В [6] представлена тривимірна розрахункова гідродинамічна модель ґрунтового теплового насоса з декількома енергетичними батареями. Модель призначена для дослідження характеристик нагріву системи в безперервних і переривчастих умовах роботи, та для оцінки кількості одержуваної теплової енергії системи і коефіцієнтів продуктивності. Тривимірна модель побудована на основі гібридних сіток з неструктурованими і структурованими типами тетраєдрів та шестигранників. Досягнуто задовільне узгодження між результатами CFD моделювання та експериментальними даними. Показано, що температура ґрунту при переривчастому режимі роботи вище, ніж при безперервному режимі роботи теплового насоса. Встановлено, що періодична робота не тільки сприяє відновленню температури ґрунту, але також покращує загальну продуктивність системи.

В наведених роботах ґрунт розглядається як суцільне середовище. Вважається, що перенесення теплоти відбувається лише теплопровідністю. В дійсності ґрунт є пористим середовищем, пори якого можуть бути заповнені повітрям та рідиною. У зв'язку з цим, крім теплопровідності перенесення теплоти в ґрунті може відбуватися також конвекцією рідин або газу в пористому середовищі. Конвекція може бути як природною (внаслідок наявності градієнта температури в масиві), так і вимушеною (або змішаною) - якщо має місце градієнт тиску в ґрунтовому масиві. Для чисельного дослідження цієї проблеми розробляються певні моделі перенесення маси, імпульсу і теплоти через пористе

середовище. В [7] для оцінки впливу потоку ґрунтових вод на роботу геотермальних теплообмінників в системах теплових насосів з ґрунтовим джерелом теплоти було застосовано рівняння перенесення теплоти з урахуванням адвекції в пористому середовищі і отримано його аналітичне розв'язання на основі методу функції Гріна. Воно використовується для визначення впливу адвекції ґрунтових вод на теплопередачу. Розрахунки показують, що адвекція води в пористому середовищі може значно змінити розподіл температури в ґрунтовому масиві. Описуються гідравлічні і термічні властивості ґрунтів і гірських порід, що впливають на перенесення теплоти адвекцією.

В [8-10] досліджено вплив природної конвекції на роботу теплообмінників в геотермальних системах із замкнутим контуром. Основні рівняння нерозривності, кількості руху і балансу енергії виводяться з урахуванням пористості ґрунтового середовища, повністю насиченого рідиною. Рух рідини в порах відбувається за рахунок природної конвекції. Для чисельного розв'язання основних рівнянь застосовується метод дискретизації на структурованій сітці. Продуктивність теплообмінника оцінюється за обсягом вилученої енергії і за температурою теплоносія на виході з теплообмінника. Результати оцінюються шляхом їх порівняння з результатами розрахунків за відомими існуючими моделями теплопередачі, що передбачають перенесення теплоти лише теплопровідністю. Визначається вплив природної конвекції і фільтраційних характеристик ґрунту на характеристики роботи теплообмінного пристрою.

З наведеного аналізу робіт, присвячених питанням перенесення теплоти в ґрунтовому пористому середовищі, випливає, що в більшості застосованих моделей роботи ґрунтових теплообмінників вважається, що ґрунт являє собою суцільне середовище з відомими теплофізичними властивостями і що перенесення теплоти в ґрунті відбувається лише шляхом теплопровідності. Моделі теплообміну, в яких розглядається перенесення теплоти лише теплопровідністю, адекватні у випадках, коли конвекція в суттєво меншій степені впливає на загальний обсяг теплоти, що видаляється з ґрунту. А це має місце, коли проникність пористого середовища для газу або рідини достатньо мала. Якщо ж проникність ґрунту суттєва, необхідно застосовувати моделі теплообміну, що враховують наявність фільтраційного перенесення. Ці питання мають бути досліджені більш детально для визначення характеристик течії рідини та перенесення теплоти в пористому ґрунтовому при роботі ґрунтових теплообмінників.

Мета роботи

Мета даних досліджень полягає у визначенні впливу фільтраційних властивостей ґрунту, як пористого середовища, на характеристики роботи ґрунтових теплообмінних пристроїв. Для розрахункового дослідження цих питань виконується чисельне моделювання гідродинаміки та теплоперенесення в ґрунтовому масиві за умов, що пори заповнені тільки рідиною. Тобто розглядається випадок однофазної фільтрації речовини в ґрунтовому масиві при роботі теплонасосної установки.

Постановка задачі теплоперенесення в ґрунтовому масиві при наявності процесів фільтрації

Задачу про температурний стан ґрунтового масиву при роботі ґрунтового теплообмінника сформульовано в такий спосіб. Розглядається процес перенесення теплоти в розрахункові області, що має форму прямокутного паралелепіпеда зі сторонами x_{max} ; y_{max} ; z_{max} . Цей паралелепіпед охоплює ділянку ґрунтового масиву, а якій розташовується вертикальний U - подібний теплообмінник з рідким теплоносієм, що по ньому циркулює. Значення x_{max} ; y_{max} та z_{max} вибираються так, щоб процеси теплоперенесення до ґрунтового теплообмінника мінімально впливали на температурні умови на границях розрахункової області. Ґрунт вважається пористим середовищем, пори якого заповнені водою.

Внаслідок різниці між температурою теплоносія в теплообміннику та температурою ґрунту, в ґрунтовому масиві виникає вільноконвекційний рух рідини, що знаходиться між твердими частинками ґрунту. Цей рух описується системою рівнянь, до якої входить:

- рівняння нерозривності:

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

- рівняння перенесення імпульсу:

$$\rho_w \left(\frac{1}{\varphi} \frac{\partial u}{\partial \tau} + \frac{u}{\varphi^2} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{v}{\varphi^2} \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{w}{\varphi^2} \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\varphi} \nabla^2 u - \frac{\mu}{K} u - \frac{\rho_w c_F}{\sqrt{K}} |V| u; \quad (2)$$

$$\rho_w \left(\frac{1}{\varphi} \frac{\partial v}{\partial \tau} + \frac{u}{\varphi^2} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{v}{\varphi^2} \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{w}{\varphi^2} \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\varphi} \nabla^2 v - \frac{\mu}{K} v - \frac{\rho_w c_F}{\sqrt{K}} |V| v \quad (3)$$

$$\rho_w \left(\frac{1}{\varphi} \frac{\partial w}{\partial \tau} + \frac{u}{\varphi^2} \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{v}{\varphi^2} \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{w}{\varphi^2} \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{\varphi} \nabla^2 w - \frac{\mu}{K} w - \frac{\rho_w c_F}{\sqrt{K}} |V| w + g\beta(T_{\Pi} - T_{\infty}) \quad (4)$$

- рівняння перенесення енергії:

$$C_{\Pi} \rho_{\Pi} \left(\frac{\partial T_{\Pi}}{\partial \tau} + u \frac{\partial T_{\Pi}}{\partial x} + v \frac{\partial T_{\Pi}}{\partial y} + w \frac{\partial T_{\Pi}}{\partial z} \right) = \lambda_{\Pi} \nabla^2 T_{\Pi}, \quad (5)$$

де: $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ - оператор Лапласа; $|V|$ - модуль вектора швидкості руху рідини. Вертикальна координата z спрямована від поверхні ґрунту ($z=0$) донизу. Теплофізичні властивості пористого середовища розраховуються за виразами:

$$\lambda_{\Pi} = \phi \lambda_w + (1-\phi) \lambda_c; \quad C_{\Pi} \rho_{\Pi} = \phi \cdot C_w \rho_w + (1-\phi) \cdot C_c \rho_c.$$

Згідно з моделлю Козені-Кармана для визначення коефіцієнтів K та c_F приймаються наступні співвідношення, що вказують на їх залежності від пористості матеріалу ϕ і діаметра частинок ґрунту d_p

$$K = \frac{d_p^2}{150} \frac{\phi^3}{(1-\phi)^2}; \quad (6)$$

$$c_F = \frac{1,75}{\phi^{3/2} 150^{1/2}} \quad (7)$$

Граничними умовами для системи рівнянь (1)...(5) будуть:

$$x=0; \quad x=x_{\max}: u=0; \quad \frac{\partial v}{\partial x}=0; \quad \frac{\partial w}{\partial x}=0; \quad T=T_{\infty};$$

$$y=0; \quad y=y_{\max}: v=0; \quad \frac{\partial u}{\partial y}=0; \quad \frac{\partial w}{\partial y}=0; \quad T=T_{\infty};$$

$$z=0: w=0; \quad \frac{\partial u}{\partial z}=0; \quad \frac{\partial v}{\partial z}=0; \quad \frac{\partial T}{\partial z}=0;$$

$$z=y_{\max}: w=0; \quad \frac{\partial u}{\partial z}=0; \quad \frac{\partial v}{\partial z}=0; \quad T=T_{\infty}.$$

Як впливає з наведених граничних умов для $z=0$, тепловіддача з поверхні ґрунту не враховується. Для спрощення задачі канал теплообмінника представляється двома прямими вертикальними секціями, що з'єднуються горизонтальною секцією. Перерізи секцій вважаються квадратами. Довжина внутрішніх стінок квадрата дорівнює a , товщина стінок каналу δ .

Для течії теплоносія в каналі колектора рівняння енергії має вигляд:

- для ділянки опускної течії у вертикальній секції каналу:

$$C_T \rho_T \left(\frac{\partial T_T}{\partial \tau} + U \frac{\partial T_T}{\partial z} \right) = \lambda_T \nabla^2 T_T; \quad (8)$$

- для ділянки підйомної течії у вертикальній секції каналу:

$$C_T \rho_T \left(\frac{\partial T_T}{\partial \tau} - U \frac{\partial T_T}{\partial z} \right) = \lambda_T \nabla^2 T_T; \quad (9)$$

- для ділянки горизонтальної секції каналу:

$$C_T \rho_T \left(\frac{\partial T_T}{\partial \tau} + U \frac{\partial T_T}{\partial x} \right) = \lambda_T \nabla^2 T_T; \quad (10)$$

$$\text{де } U = \frac{G}{a^2}.$$

На зовнішній поверхні каналу колектора, що контактує з ґрунтом, приймаються умови

$$u=0; v=0; w=0; \quad -\lambda_{\Pi} \frac{\partial T_{\Pi}}{\partial n} = \frac{T_{\Pi} - T_T}{\frac{\delta}{\lambda_K} + \frac{1}{\alpha_T}}, \quad (11)$$

де n - напрямок зовнішньої нормалі до зовнішньої поверхні каналу; α_T - коефіцієнт тепловіддачі в каналі колектора, який визначається за виразом, наведеними в [8]: $\alpha_T = 3,66 \cdot \lambda_T / D_e$; D_e - еквівалентний діаметр квадратного каналу.

Система рівнянь (1)...(10) з наведеними граничними умовами розв'язується методом скінчених різниць. Для розв'язання системи різницевих рівнянь динаміки

рідини в пористому середовищі (1)...(4) застосовується алгоритм SIMPLE [11]. Для розв'язання рівняння енергії (5) для пористого середовища разом з рівняннями (8)...(10) для теплоносія умовою спряження (11) застосовується явна схема за часом.

Аналіз результатів чисельних досліджень

Як приклад розглядається ґрунтовий колектор, перерізом якого є квадрат зі стороною $a=0,1$ м. Товщина стінок каналу 2 мм. Його загальна довжина $L_{col}=32,67$ м. Матеріал каналу теплообмінника – поліетилен. Витрата теплоносія (водний розчин поліпропіленгліколю) $G=0,21 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Швидкість його течії $U=0,0267$ м/с. Часовий період, за який теплоносій протікає від входу в колектор до виходу з колектора складає $\Delta t = L_{col} / U = 1222$ с (20,36 хв). В початковий момент часу температура ґрунтового масиву дорівнює $t_{\infty}=10$ °С. Протягом 45 хвилин температура теплоносія на вході в колектор складає 5 °С. Далі, протягом наступних 15 хвилин охолодження теплоносія в тепловому насосі припиняється і теплоносій в теплообмінник поступає з температурою $t_{\infty}=10$ °С. Через 15 хвилин цикл охолодження теплоносія повторюється. Розглядаються два варіанти пористості ґрунту: $\phi=0,48$ при діаметрі частинок ґрунту $d_p=0,5$ мм, та $\phi=0,40$ при діаметрі частинок ґрунту $d_p=0,1$ мм. В порах міститься вода. На границях розрахункової області температура весь час підтримується на рівні $t_{\infty}=10$ °С.

Результати розрахунку температурного режиму ґрунтового колектора представляється у вигляді полів швидкості рідини в порах та полів температури. Поля швидкостей і температури в трьох перерізах пористого ґрунтового масиву для випадку $\phi=0,48$; $d_p=0,5$ мм наведено на рис. 1. Рух рідин в порах відбувається за рахунок природної конвекції внаслідок різниці між температурами теплоносія і ґрунтового масиву. Як видно з рисунку, течія води в порах біля охолодженої поверхні каналу колектора – опускна. На периферії розрахункової області течія води в порах підйомна.

Розподіл вертикальної швидкості w_z по горизонталі в напрямку осі OX вздовж лінії, що перетинає теплообмінник на глибині 9,0 м, наведено на рис. 2а. Розподіл температури в ґрунтовому масиві вздовж цієї ж лінії наведено на рис. 2б. З рис. 2а видно, що максимального значення $w_z \sim 1,6 \cdot 10^{-6}$ м/с швидкість набуває біля зовнішньої та внутрішньої поверхонь каналу.

Зміну у часі температури теплоносія на вході в колектор, яка задається, та температури теплоносія на виході з теплообмінника, яка визначається з розрахунку, наведено на рис. 3. Дані відносяться до випадку $\phi=0,48$; $d_p=0,5$ мм.

Крива 1 відображають температуру теплоносія на вході в теплообмінник, а криві 2 – температуру теплоносія на виході з теплообмінника. Як видно з цих рисунків, на початку кожної години температура теплоносія на вході в канал теплообмінника становить 5 °С. Температура на виході з каналу підвищується відносно температури

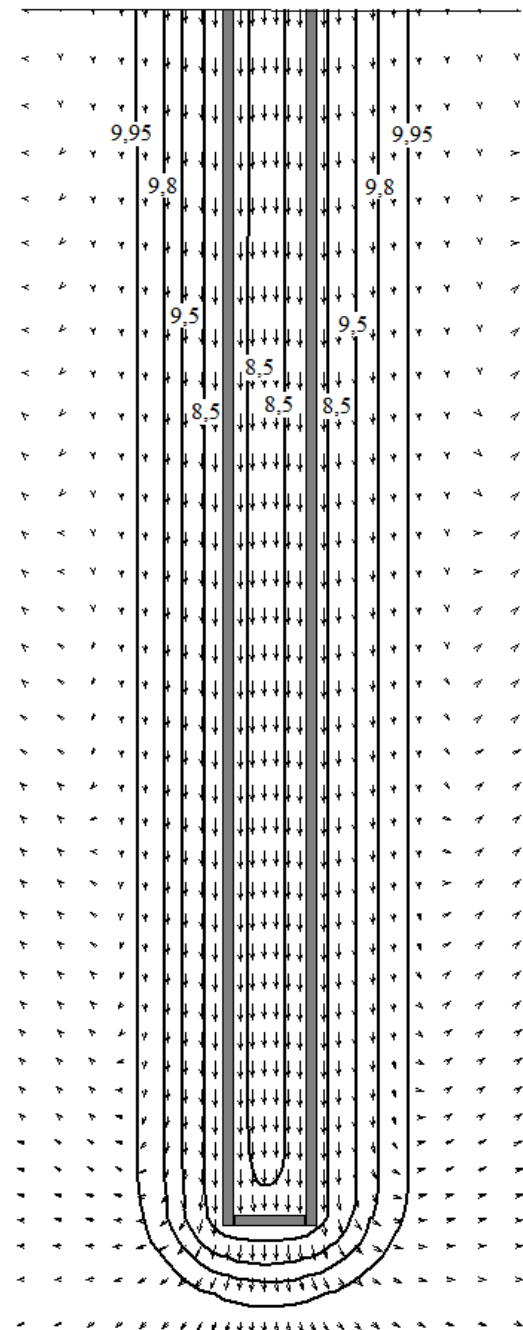


Рис. 1. Розподіл швидкості і температури (°С) в ґрунтовому масиві при заповненні пор водою ($d_p=0,5$ мм, $\phi=0,48$)

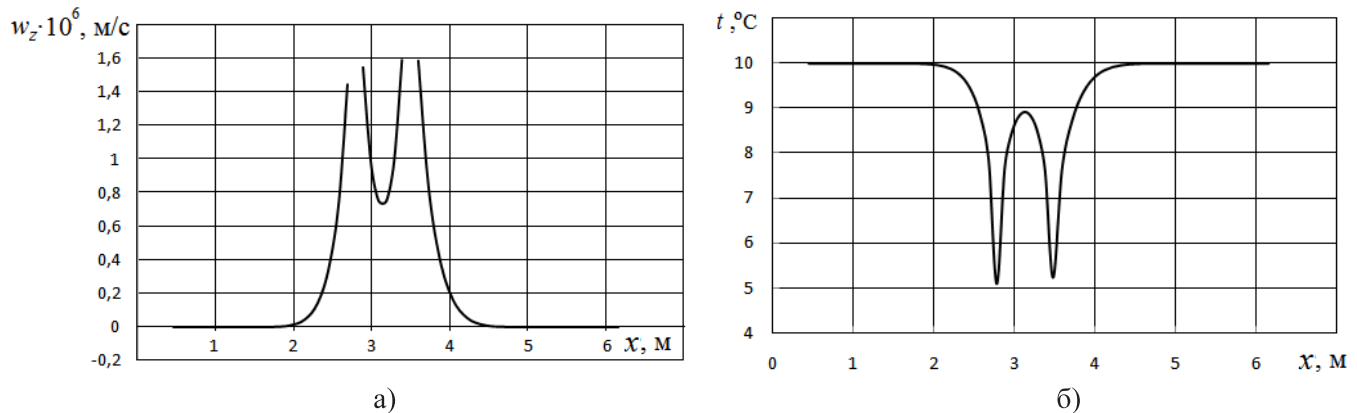


Рис. 2. Розподіл вертикальної швидкості (а) та температури (б) по горизонталі на глибині 9,0 м для випадку заповнення пор водою при $d_p=0,5$ мм; $\phi=0,48$.

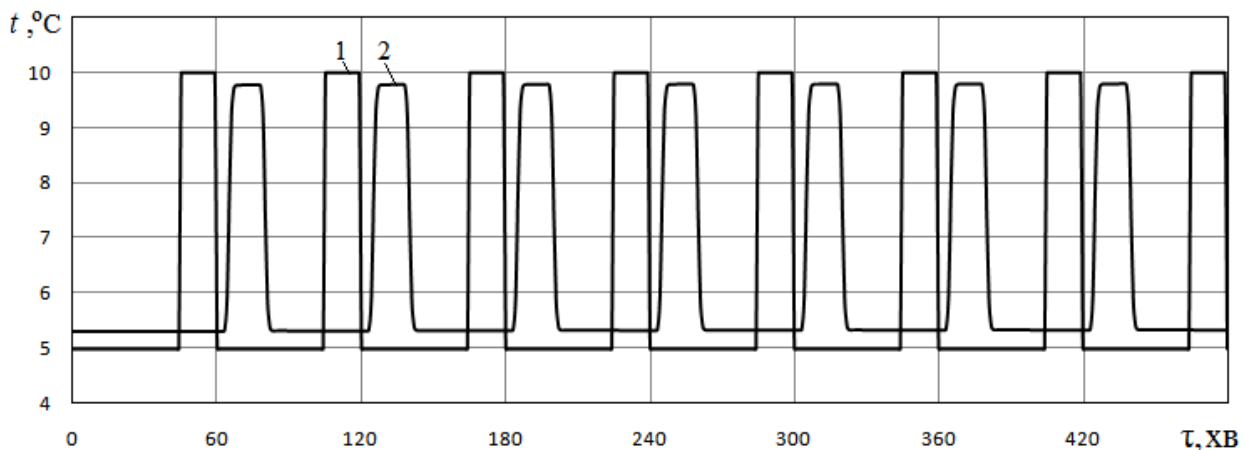


Рис. 3. Зміна у часі температури теплоносія на вході (1) та виході (2) з ґрунтового теплообмінника для випадку діаметру частинок ґрунту $d_p=0,5$ мм, пористості ґрунту $\phi=0,48$. Пори заповнені водою.

ри на вході. Останні 15 хв. кожної години температура теплоносія на вході в колектор підвищується до $t_{\infty}=10$ °С, тобто теплоносій протягом цих 15 хв. не охолоджується в тепловому насосі. В даному випадку часовий період, за який теплоносій, що ввійшов до теплообмінника, повністю видалився з нього, складає $\Delta\tau=20,36$ хв. Період часу, за який температура теплоносія на вході в колектор підвищується до температури $t_{\infty}=10$ °С, становить лише 15 хвилин. Тому в каналі теплообмінника одночасно міститься як охолоджений, так і неохолоджений теплоносій. Внаслідок цього максимальні значення температури теплоносія на виході з колектора значно відстають у часі від максимальних значень температури на вході в колектор.

Для визначення впливу пористості ϕ та діаметру частинок ґрунту d_p на енергетичні характеристики ґрунтового теплообмінника подібні розрахунки виконуються також для випадку $d_p=0,1$ мм; $\phi=0,40$. На

рис. 4 відображено різницю між значеннями температури на виході з ґрунтового теплообмінника для випадків дрібних частинок ґрунту ($d_p=0,1$ мм; $\phi=0,40$) та крупних частинок ґрунту ($d_p=0,5$ мм; $\phi=0,48$) при заповненні пор водою. З цього рисунку видно, що температура теплоносія на виході з каналу теплообмінника для випадку $d_p=0,1$ мм; $\phi=0,40$ на $0,002\dots0,016$ °С вища, ніж для випадку $d_p=0,5$ мм; $\phi=0,48$. Тобто більший обсяг вилученої теплоти забезпечується при меншому розмірі частинок і меншій пористості.

Розподіл температури теплоносія вздовж каналу теплообмінника для випадків $d_p=0,5$ мм; $\phi=0,48$ та $d_p=0,1$ мм; $\phi=0,40$ наведено на рис. 5. Як видно з цього рисунку, ці розподіли наближені до лінійних. Для випадку $d_p=0,1$ мм; $\phi=0,40$ температура на виході з теплообмінника дещо вища, ніж для випадку $d_p=0,5$ мм; $\phi=0,48$, що також підтверджує, що більший обсяг вилученої теплоти забезпечується при меншому розмірі частинок і меншій

пористості. Для умов, що розглядаються, обсяги теплоти, що вилучаються з ґрунтового масиву становлять 219,81 Вт при $d_p=0,5$ мм; $\varphi=0,48$ та 231,26 Вт при $d_p=0,1$ мм; $\varphi=0,40$. Різниця між цими обсягами теплоти становить 11,45 Вт.

Для визначення впливу середовища, що заповнює пори ґрунту, на ефективність роботи ґрунтового теплообмінника, задача в тривимірній постановці, що розв'язувалася для випадку заповнення пор водою, розв'язується також і для випадку заповнення пор повітрям. Досліджується варіант діаметра частинок ґрунту $d_p=0,5$ мм і пористості $\varphi=0,48$. З аналізу результатів розрахунків визначається розподіл вертикальної швидкості w_z по горизонталі в напрямку осі OX вздовж лінії, що перетинає теплообмінник на глибині 9,0 м (рис. 6). Як впливає з зіставлення даних, що наведені на рис. 2а і відносяться до випадку заповнення пор водою, з результатами, наведеними на

рис. 6, характер розподілу швидкості для випадку заповнення пор повітрям якісно подібні до випадку, коли пори заповнені водою. Але в кількісному відношенні максимальна швидкість течії у випадку заповнення пор повітрям складає біля зовнішньої та внутрішньої поверхонь каналу $w_z \sim 4,7 \cdot 10^{-6}$ м/с, що в три рази вище, ніж у випадку заповнення пор водою.

Зіставлення розподілів температури теплоносія вздовж каналу теплообмінника для випадків заповнення пор водою і повітрям при $d_p=0,5$ мм; $\varphi=0,48$ наведено на рис. 7.

Як видно з цього рисунку, для випадку заповнення пор водою температура на виході з каналу теплообмінника приблизно на $0,082$ °С вища, ніж для випадку заповнення пор повітрям. З цього випливає, що більший обсяг вилученої теплоти забезпечується при заповненні пор водою. Для умов, що розглядаються, обсяги теплоти, що вилучаються з ґрунтового ма-

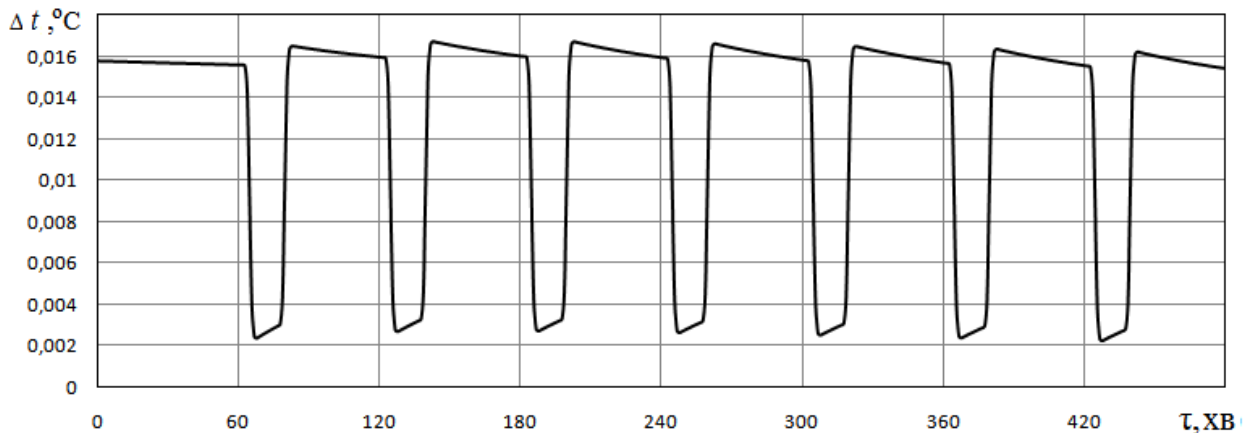


Рис. 4. Різниця між значеннями температури на виході з ґрунтового колектора для випадків дрібних частинок ґрунту ($d_p=0,1$ мм; $\varphi=0,40$) та крупних частинок ґрунту ($d_p=0,5$ мм; $\varphi=0,48$) та при заповненні пор водою

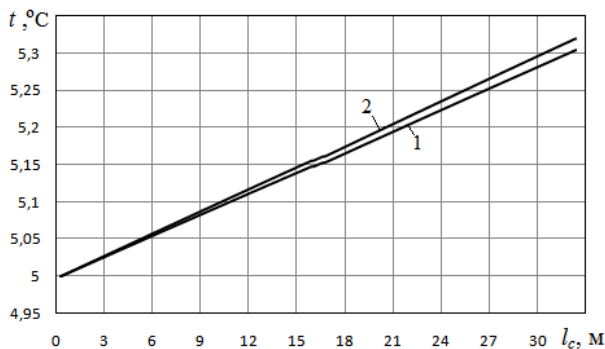


Рис. 5. Зміна температури теплоносія по довжині каналу при $d_p=0,5$ мм; $\varphi=0,48$ (1) та при $d_p=0,1$ мм; $\varphi=0,40$ (2).

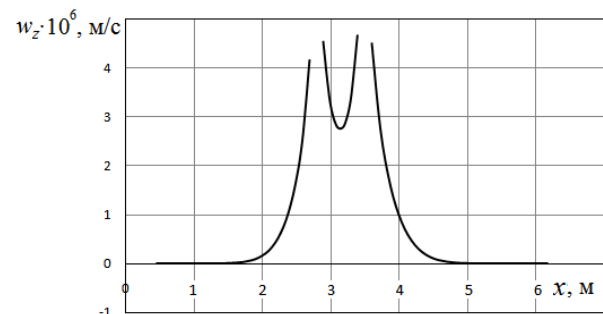


Рис. 6. Розподіл вертикальної швидкості по горизонталі на глибині 9,0 м для випадку заповнення пор повітрям при $d_p=0,5$ мм; $\varphi=0,48$.

сиву становлять 219,81 Вт при заповненні пор водою ($d_p=0,5$ мм; $\phi=0,48$) та 160,08 Вт при заповненні пор повітрям. Різниця між цими обсягами теплоти становить 59,73 Вт.

Для визначення впливу середовища, що заповнює пори ґрунту, на енергетичні характеристики роботи теплообмінника визначається також різниця між значеннями температури на виході з ґрунтового теплообмінника для випадків заповнення пор водою та заповнення пор повітрям ($d_p=0,5$ мм; $\phi=0,48$). Зміна у часі цієї різниці наведена на рис. 8.

З рис. 8 видно, що температура теплоносія на виході з теплообмінника для випадку заповнення пор водою на 0,01...0,08 оС вища, ніж для випадку заповнення пор повітрям. Це також підтверджує той факт, що енергетичні характеристики теплообмінника вищі при заповненні пор водою, ніж у випадку заповнення пор повітрям.

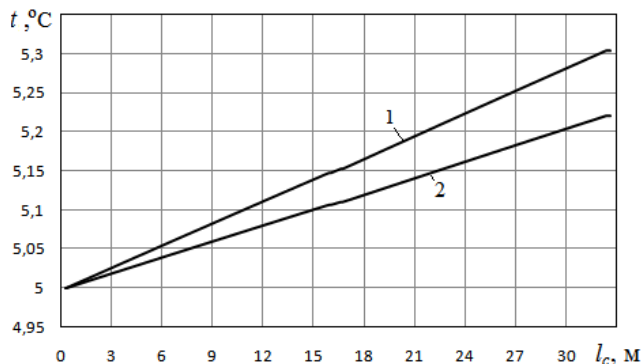


Рис. 7 - Зміна температури теплоносія по довжині каналу теплообмінника при $d_p=0,5$ мм; $\phi=0,48$: 1 – пори заповнені водою; 2 – пори заповнені повітрям

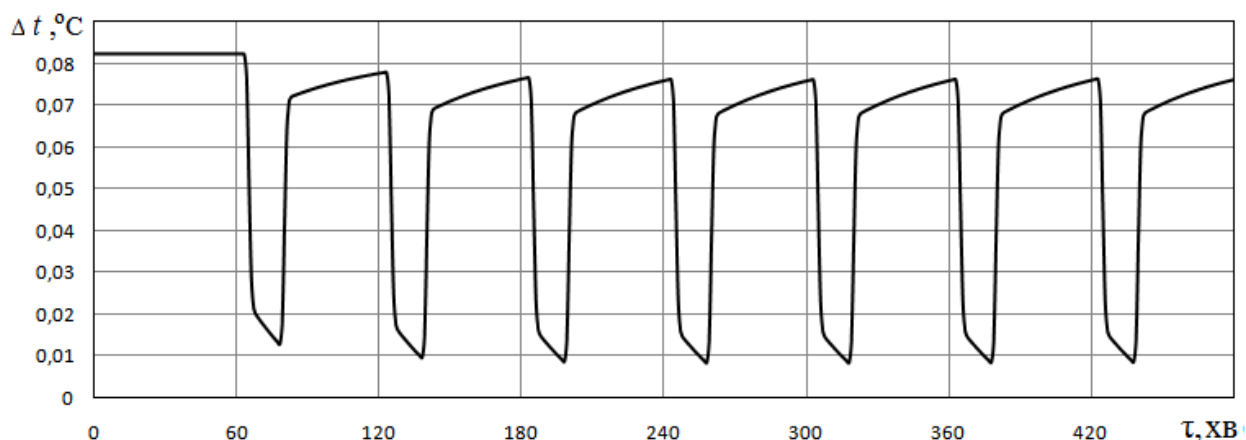


Рис. 8. Різниця між значеннями температури на виході з ґрунтового теплообмінника для випадків заповнення пор водою та заповнення пор повітрям ($d_p=0,5$ мм; $\phi=0,48$)

Висновки

За результатами чисельного розв'язання системи рівнянь динаміки рідини і перенесення теплоти в пористому середовищі, що заповнене водою та повітрям, одержані характеристики вільноконвекційної течії рідини в ґрутовому масиві при наявності в цьому масиві вертикального U – подібного ґрунтового теплообмінника. Вільноконвекційна течія виникає за умов наявності градієнта температури в ґрутовому масиві, що є наслідком роботи теплового насоса, елементом якого є ґрунтовий колектор теплоти. Тепловий насос працює в переривчастому режимі, наслідком чого є зміна у часі температурного стану ґрунтового масиву та енергетичних показників роботи теплообмінника.

З чисельного розв'язання одержано розподіли температури і швидкості вільноконвекційної течії в пористому ґрутовому масиві. Порівнювалися результати, що отримані для різних значень пористості ґрунту та різних розмірів його частинок. Показано, що максимальна швидкість вільно конвекційної течії води в порах за умов, що розглядаються, має порядок $\sim 10^{-6}$ м/с.

Оцінка енергетичних показників роботи ґрунтового колектору в залежності від розміру частинок ґрунту та його пористості показала, що за умов однаковості інших параметрів роботи ґрунтового теплообмінника більший обсяг вилученої з ґрунту теплоти забезпечується при меншому розмірі частинок і меншій пористості. З аналізу енергетичних характеристик роботи теплообмінника також випливає, що ці характеристики вищі у випадку заповненні пор водою, ніж у випадку заповнення пор повітрям. Тобто, при заповненні пор водою, з ґрунту вилучається більший обсяг теплоти в порівнянні з випадком заповнення пор повітрям.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Basok B. I., Belyaeva T. G., Kuzhel' L. N., Khibina M. A.* Simulation of the heat accumulation and extraction processes in the heat exchanger-ground system. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2013. Vol. 86, P.1355–1363.
2. *Basok, B.I., Davydenko, B.V., Lunina, A.A.* Numerical model of the temperature conditions of the horizontal ground collector. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2012. Vol.85. P. 1114–1126.
3. *Diao N. R., Zeng H. Y., Fang Z.H.* Improvement in Modeling of Heat Transfer in Vertical Ground Heat Exchangers. *HVAC&R Research*. 2004. Vol. 10. № 4, P. 459-470.
4. *Li Z., Zheng M.* Development of a numerical model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. 2009. Vol. 29. Iss. 5–6. P. 920-924.
5. *Lee C.K., Lam H.N.* Computer simulation of borehole ground heat exchangers for geothermal heat pump systems. *Renewable Energy*. 2008. Vol. 33, Iss. 6. P. 1286-1296.
6. *Yuanlong Cui, Jie Zhu.* CFD assessment of multiple energy piles for ground source heat pump in heating mode. *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 139. P. 99-112.
7. *Diao N., Li Q., Fang Z.* Heat transfer in ground heat exchangers with groundwater advection. *International Journal of Thermal Sciences*. 2004. Vol. 43, Iss. 12. P. 1203-1211.
8. *Ghoreishi-Madiseh S. A., Hassani F., Mohammadian A., Radziszewski P.* A transient natural convection heat transfer model for geothermal borehole heat exchangers. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*. 2013. № 5. P 1-15.
9. *Anatoliy Pavlenko, Aleksander Cheilytko, Sergii Ilin.* Design of a new method for obtaining thermal insulation blocks from hydrosilicate *Journal of engineering physics and thermophysics*. 2021. Vol. 94, Iss. 4, P. 1107-1110.
10. *Anatoliy Pavlenko, Hanna Koshlak.* Heat and Mass Transfer During Phase Transitions in Liquid Mixtures. *Rocznik Ochrona Środowiska*. 2019. Vol. 21, P.234-249.
11. *Патанкар С.* Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.

INFLUENCE OF SOIL FILTRATION PROPERTIES ON THE WORKING CHARACTERISTICS OF THE VERTICAL GROUND HEAT EXCHANGER

Basok B.I.¹, Davydenko B.V.¹, Novikov V.G.¹,
Koshlak H.V.², Pavlenko A.M.²

¹*Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Science of Ukraine, Marii Kapnist str., 2a, Kiev, 03057, Ukraine;*

²*Kielce University of Technology, al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce, Poland*

<https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2022.9>

Introduction. The purpose of these studies is to determine the effect of the filtration properties of soil as a porous medium on the performance of soil heat exchangers. Ground heat exchangers are important elements of heat pumps widely used to extract low potential heat from ground masses. In the overwhelming majority of scientific works related to the numerical modeling of the operation of ground heat exchangers, the soil is considered as a continuous medium and heat transfer in it occurs only by thermal conductivity. In reality, soil is a porous medium, the pores of which can be filled with air and liquid. In this regard, in addition to thermal conductivity, heat transfer in the soil can also occur by convection of liquids or gas in a porous medium.

Results. This paper presents the results of numerical modeling of the temperature regime of the soil U-tube heat exchanger, taking into account the free convective movement of the medium filling the pores of the soil. The system of equations describing this process consists of the equations of fluid dynamics in a porous medium and the energy equation. Attached to them is the heat transfer equation in a U-tube heat exchanger.

Based on the results of solving this system of equations, the distributions of velocity and temperature in the porous soil medium, as well as the change in the temperature of the heating agent in the heat exchanger, are determined. It has been determined that the maximum velocity of the free convection flow of water in the pores under the observed conditions is of the order of $\sim 10^{-6}$ m/s.

Evaluation of the energy performance of the ground heat exchanger depending on the size of soil particles and its porosity showed that a larger volume of recoverable heat is provided with a smaller particle size and lower porosity. It is also shown that when the pores of the soil are filled with water, a larger volume of heat is extracted from the soil in comparison with the case of filling the pores with air.

References 11, figure 8.

Key words: porous medium, ground heat exchanger, filtration, heat pump, numerical simulation.

1. Basok B. I., Belyaeva T. G., Kuzhel' L. N., Khibina M. A. Simulation of the heat accumulation and extraction processes in the heat exchanger-ground system. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2013. Vol. 86, P.1355–1363.

2. Basok, B.I., Davydenko, B.V., Lunina, A.A. Numerical model of the temperature conditions of the horizontal ground collector. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2012. Vol.85. P. 1114–1126.

3. Diao N. R., Zeng H. Y., Fang Z.H. Improvement in Modeling of Heat Transfer in Vertical Ground Heat Exchangers. *HVAC&R Research*. 2004. Vol. 10. № 4, P. 459-470.

4. Li Z., Zheng M. Development of a numerical model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. 2009. Vol. 29. Iss. 5–6. P. 920-924.

5. Lee C.K., Lam H.N. Computer simulation of borehole ground heat exchangers for geothermal heat pump systems. *Renewable Energy*. 2008. Vol. 33, Iss. 6. P. 1286-1296.

6. Yuanlong Cui, Jie Zhu. CFD assessment of multiple energy piles for ground source heat pump in heating mode. *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 139. P. 99-112.

7. Diao N., Li Q., Fang Z. Heat transfer in ground heat exchangers with groundwater advection. *International Journal of Thermal Sciences*. 2004. Vol. 43, Iss. 12. P. 1203-1211.

8. Ghoreishi-Madiseh S. A., Hassani F., Mohammadian A., Radziszewski P. A transient natural convection heat transfer model for geothermal borehole heat exchangers. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*. 2013. № 5. P 1-15.

9. Anatoliy Pavlenko, Aleksander Cheilytko, Sergii Ilin. Design of a new method for obtaining thermal insulation blocks from hydrosilicate *Journal of engineering physics and thermophysics*. 2021. Vol. 94, Iss. 4, P. 1107-1110.

10. Anatoliy Pavlenko, Hanna Koshlak. Heat and Mass Transfer During Phase Transitions in Liquid Mixtures. *Rocznik Ochrona Środowiska*. 2019. Vol. 21, P.234-249.

11. Patankar S. [Numerical heat transfer and fluid flow], Moskva, Energoatomizdat, 1984, 152 s. (Rus)

Отримано 09.02.2022

Received 09.02.2022

УДК 536.24:621.1.016.4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОДОГРІЙНИХ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРІВ ПРОМИСЛОВИХ ПЕЧЕЙ

Фіалко Н.М., чл.-кор. НАН України, Прокопов В.Г., докт. техн. наук, Навродська Р.О., канд. техн. наук,
Шевчук С.І., канд. техн. наук, Степанова А.І., канд. техн. наук

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Канніст, 2а, м. Київ, 03057, Україна

<https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2022.10>

Наводяться дані досліджень теплових та аеродинамічних показників панельних утилізаторів теплоти відхідних газів скловарних печей. Виконано аналіз теплопродуктивності, коефіцієнта теплопередачі, товщини відкладень пилу і аеродинамічного опору пакетів панелей, а також визначено раціональні терміни їх очищення.

Приводятся данные исследований тепловых и аэродинамических показателей панельных теплоутилизаторов отходящих газов стекловаренных печей. Выполнен анализ теплопроизводительности, коэффициента теплопередачи, толщины отложений пыли и аэродинамического сопротивления пакетов панелей, а также определены рациональные сроки их очистки.

The data of studies of thermal and aerodynamic parameters of panel heat exchangers of exhaust gases of glass furnaces are given. The analysis of heating capacity, heat transfer coefficient, thickness of dust deposits and aerodynamic resistance of panel packets was carried out, as well as the rational terms of their cleaning were determined.

Бібл. 13, табл. 2, рис. 5

Ключові слова: утилізація теплоти, скловарні печі, відхідні газы, труби з мембранами.

G – витрата води, кг/с;

H – значення тяги димової труби;

K – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·°C);

l – довжина теплообмінних труб, м;

P – тиск води, кПа;

Q – теплопродуктивність, кВт;

t – температура води, °C;

V_{opt} – оптимальна швидкість очисного агента (повітря), м/с;

ΔP – аеродинамічний опір, Па;

$\delta_{відкл}$ – товщина шару відкладень, мм;

τ – час, доба;

Ψ_s – коефіцієнт забруднення.

Верхні індекси:

екс – експериментальний;

роз – розрахунковий.

Нижні індекси:

в – вода;

г – газы;

п – панелі;

тр – труби.

Вступ

Сучасні газоспоживальні промислові печі різного призначення характеризуються відносно високим температурним потенціалом газових викидів. Діапазон зміни температури цих викидів становить зазвичай 150...500 °C [1, 2] в залежності від технологічного типу печей (плавильні, випалювальні, хлібопекарські тощо) та виду викидів (відхідні газы чи охолоджувальне повітря). Окрім високої температури, вказані газові викиди характеризуються запиленістю різного рівня (від 50 до 300 мг/м³, а в деяких ситуаціях і вище) [3].

Для корисного використання (утилізації) скидної теплоти промислових печей застосовуються теплоутилізатори різних типів та призначення. Парові котли-утилізатори встановлюються зазвичай за печа-

ми з температурою та витратою відхідних газів понад 600...700 °C та 15 тис. м³/год відповідно [4, 5]. Однак, на багатьох підприємствах, що експлуатують ці печі, є потреби в гарячій воді на технологію та тепlopостачання (опалення, вентиляцію, побутове гаряче водopостачання тощо). Утилізація газових викидів промислових печей могла б значною мірою компенсувати вказані потреби.

Слід зазначити, що використання водогрійного устаткування для утилізації теплоти газових викидів промислових печей практикується давно [6-8]. Для цієї мети застосовувались чавунні теплофікаційні економайзери ВТИ, блочні сталеві економайзери БВЕС, інші різні розробки водогрійних теплоутилізаторів, зокрема і розробки Інституту технічної теплофізики НАН України.

Так для утилізації теплоти відхідних газів скловарних печей успішно використовуються теплоутилізатори водогрійні модульні ТВМ панельного типу [9-15].

Мета роботи і постановка завдань досліджень

Мета роботи полягає у отриманні експериментальних даних щодо теплообміну та аеродинаміки в умовах утилізації теплоти запиленних відхідних газів промислових печей при використанні водогрійних теплоутилізаторів з пакетами панелей, утворених трубами з мембранами.

Основні завдання дослідження полягали:

- у визначенні та аналізі в процесі експлуатації вказаних теплоутилізаторів (типу ТВМ) у запиленних газових потоках основних експлуатаційних показників їхніх поверхонь теплообміну, таких як: теплопродуктивність, коефіцієнт теплопередачі, товщина шару відкладень пилу, аеродинамічний опір тощо;

- у встановленні на основі аналізу теплопродуктивності теплоутилізаторів раціональних термінів їх очищення від відкладень технологічного пилу.

Методика проведення досліджень.

Дослідження виконувались на експериментальній установці (рис. 1), розміщеній за скловарною піччю,

та в процесі пуско-випробувальних робіт при введенні до експлуатації теплоутилізаторів ТВМ на різних склоробних підприємствах. До експериментальної установки входить водогрійний теплоутилізатор, що складається із двох частин: трубної, скомпонованої з чавунних оребрених труб, і панельної, набраної з панелей, утворених трубами з мембранами (рис. 2).

Дослідження виконувались з використанням сучасної виміральної техніки за атестованими методиками служб метрологічного налагодження склоробних підприємств, за участю яких і здійснювались експерименти. В процесі досліджень визначались теплопродуктивність, середні значення коефіцієнтів теплообміну та аеродинамічного опору пакетів панелей в умовах утилізації теплоти запиленних газів скловарних печей. Вивченню підлягала також динаміка утворення шару відкладень технологічного пилу на поверхні панелей з газового боку та коефіцієнта забруднення поверхні. За даними теплопродуктивності теплоутилізаторів визначався раціональний період його експлуатації між очищеннями робочих поверхонь. Виконувались також зіставлення отриманих параметрів за експериментальними даними та їхніми розрахунковими значеннями, а також за даними інших дослідників.

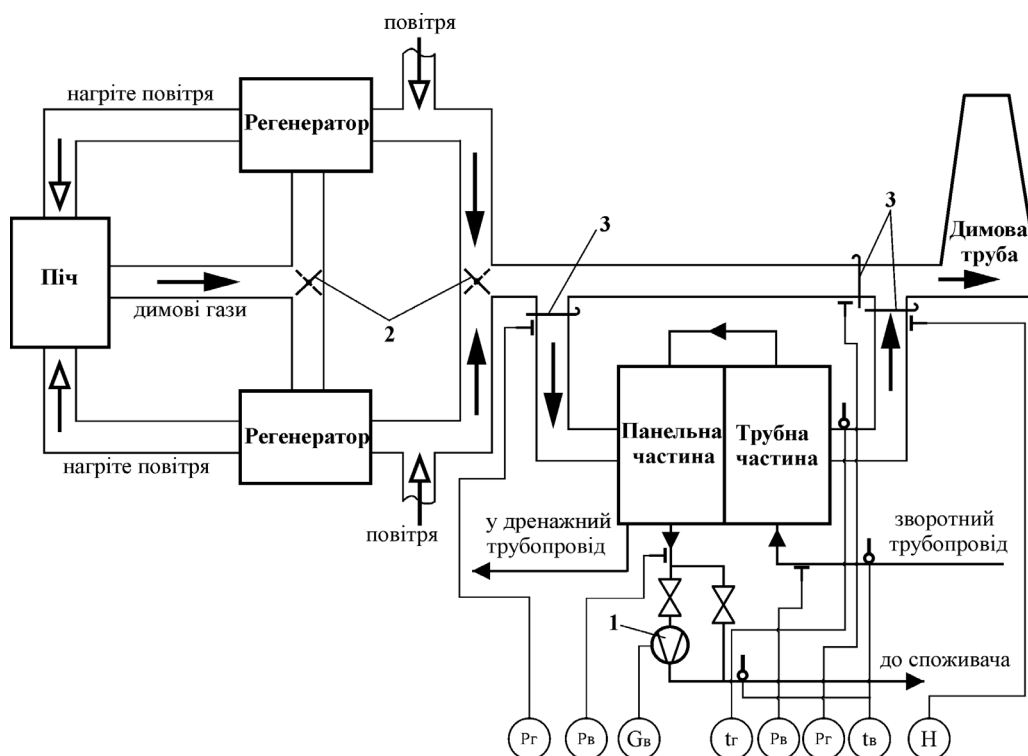


Рис. 1. Схема експериментальної установки за скловарною піччю:

1 – витратомір; 2 – поворотний шибер; 3 – висувний шибер; G_g , P_g , t_g – витрата, тиск та температура води; ΔP – аеродинамічний опір; t_z – температура газів; H – значення тяги димової труби

Результати досліджень та їх аналіз.

Характерні теплові і технічні характеристики теплоутилізатора експериментальної установки, отримані при виконанні досліджень, вказані в табл. 1.

На рис. 3.1а наведено результати визначення коефіцієнта теплопередачі K_p в панельній частині експериментального теплоутилізатора. Подані на даному рисунку графіки ілюструють зміну в часі експериментальних (крива 1) та розрахункових (крива 2) значень коефіцієнта K_p для конкретних умов виконання дослідів відповідно до режиму роботи експериментальної установки. Як видно з наведених даних, на початку проведення дослідів (при чистій теплообмінній поверхні) експериментальне та розрахункове значення K_p співпадають. В процесі запилення з газового боку поверхні панелей експериментальні значення зменшуються приблизно на 30 % і стабілізуються протягом 15...18 діб.

Дані рис. 3.2б ілюструють порівняння коефіцієнтів теплопередачі в трубній та панельній частинах теплоутилізатора. Результати досліджень свідчать про перевагу (за величиною коефіцієнта теплопередачі) панельних пакетів над пучками оребрених труб. Отримані дані показують також, що в умовах (при проходженні

запиленого потоку димових газів спочатку в панельній а потім в трубній частинах) темпи запилення розглянутих теплообмінних поверхонь є близькими.

Виконано також визначення коефіцієнта забруднення Ψ панельної поверхні нагрівання, який визначався як відношення коефіцієнтів теплопередачі при запиленій і чистій поверхні нагрівання. Відповідні дані щодо пакетів панелей, отримані при дослідженнях на експериментальній установці в умовах запиленості газового потоку 200...300 мг/м³, наведено на рис. 3.2 (графік 1). На цьому рисунку для порівняння подано також результати визначення коефіцієнтів забруднення (графік 2) для печей виробництва медичного скла, де рівень запиленості 300...1000 мг/м³. Графіки 3, 4 ілюструють динаміку запиленості поверхонь нагрівання усередині труб газотрубних теплоутилізаторів.

Результати порівняльного аналізу коефіцієнтів Ψ_3 свідчать, що за рівнем забрудненості поверхні теплообміну газотрубних теплоутилізаторів є гіршими порівняно з панельними. При цьому, у разі застосування турбулізаторів потоку в трубах газотрубних теплоутилізаторів ступінь запиленості робочої поверхні зростає.

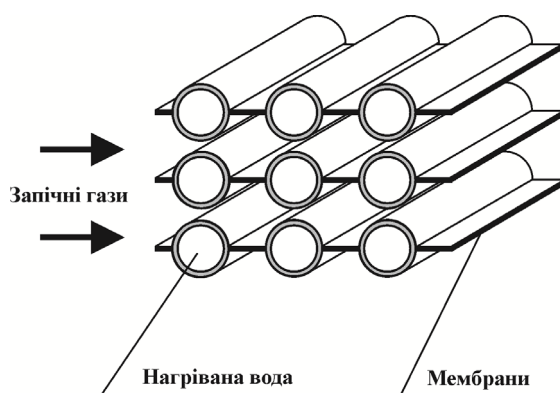


Рис. 2. Пакет панелей, утворених трубами з мембранами

Табл. 1. Основні характеристики теплоутилізатора експериментальної установки

Найменування показника, розмірність	Значення	Найменування показника, розмірність	Значення
Теплопродуктивність, МВт	0,33...0,53	Запиленість димових газів, мг/м ²	200...240
Температура води, °С:		Коефіцієнт надлишку повітря в газах	2,2...2,7
на вході	70	Аеродинамічний опір, Па	130...160
на виході	85...93	Гідравлічний опір, кПа	100
Температура димових газів, °С:		Витрата димових газів, кг/с	3,8...4,5
на вході	240...360	Витрата води, кг/с	5,4
на виході	200...300	Площа поверхні нагрівання, м ²	120

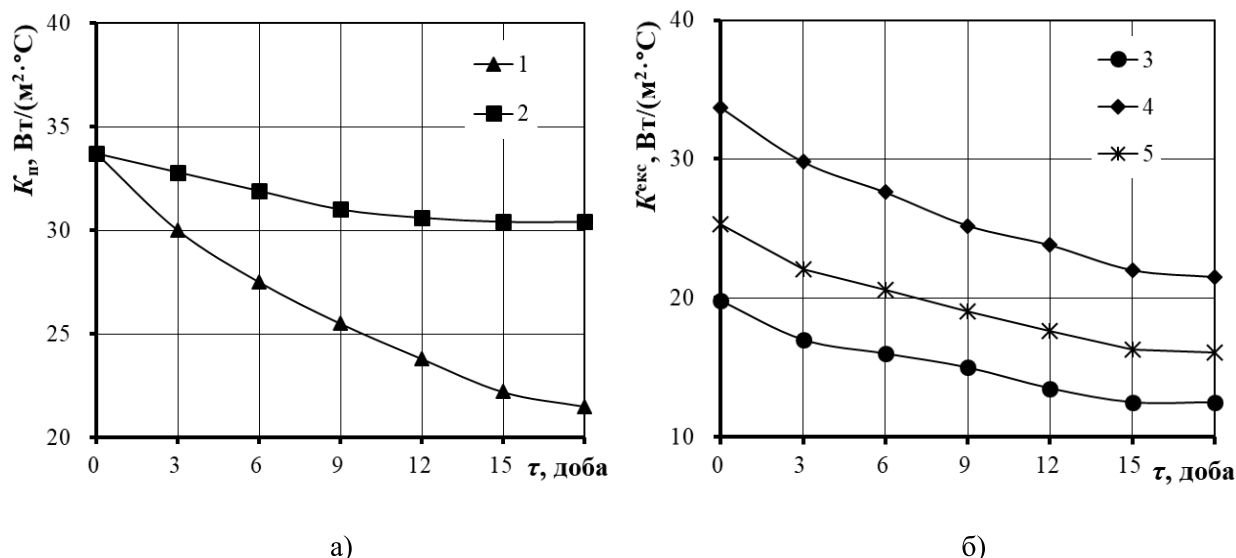


Рис. 3.1. Динаміка експериментального K_n^{eks} (1) та розрахункового K_n^{roz} (2) коефіцієнтів теплопередачі пакету панелей водотрубного теплоутилізатора (а) та експериментальних K_n^{eks} значень коефіцієнта теплопередачі в трубній (3), панельній (4) частинах теплоутилізатора та загального (5) в експериментальній установці (б)

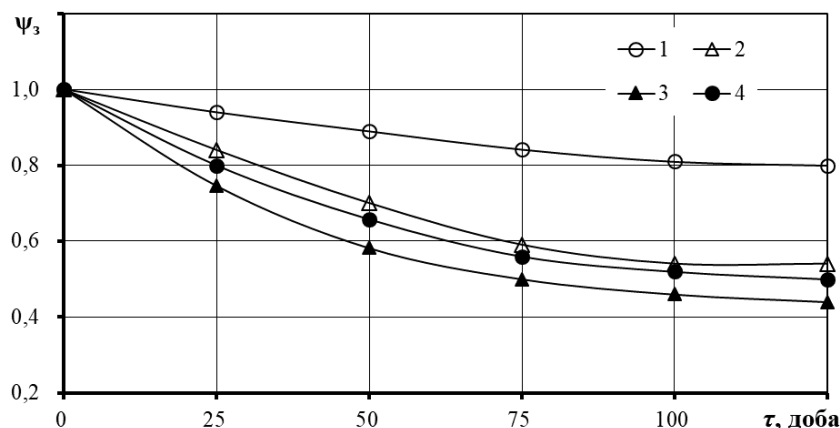


Рис. 3.2. Динаміка коефіцієнта забруднення Ψ_z різних поверхонь теплообміну:
 1 – панелі в теплоутилізаторі експериментальної установки;
 2 – панелі в теплоутилізаторі теплоутилізаційної установки печі виробництва медичного скла;
 3 – труби з кільцевими турбулізаторами; 4 – гладкі труби

Дані про коефіцієнти забруднення труб для газотрубних теплоутилізаторів при застосуванні теплообмінних поверхонь з гладких труб і труб з кільцевими турбулізаторами потоку на внутрішній поверхні труб отримані з літератури [8]. Слід зазначити, що дані щодо Ψ трубних поверхонь теплообміну стосуються досліджень з утилізації теплоти відхідних газів печей виробництва кришталю, де рівень запиленості потоку димових газів відповідає 400...1000 мг/м³.

Виконано дослідження щодо динаміки забруднюваності поверхні нагрівання теплоутилізаторів дозволили оцінити теплову ефективність цих поверхонь та визначити раціональний термін очищення теплообмінних поверхонь залежно від рівня запиленості потоку димових газів.

Для печей виробництва скляної тари рекомендований період роботи теплоутилізатора між очищеннями становить 10...14 діб. При виробництві медичного скла відрізок часу між очищеннями пропонується

у розмірі 6...8 діб. При використанні газотрубних теплоутилізаторів доцільний період між видаленнями пилових відкладень скорочується до 1,5...2 діб.

На рис. 3.3а наведено дані, що характеризують ефективність очищення водотрубного панельного теплоутилізатора. Очищення здійснювалось стисненим повітрям тиском 0,5 МПа. Як ілюструють наведені на рис. 3.3а результати, після проведення очищення теплова ефективність теплоутилізатора практично відновлюється до початкового значення.

За результатами проведених досліджень визначалася середня товщина відкладень у панельній частині теплоутилізатора експериментальної установки в період між очищеннями. Відповідні дані наведено на рис. 3.3б. Як видно з рисунку, шар відкладень збільшується в процесі експлуатації до максимального значення близького до 6 мм.

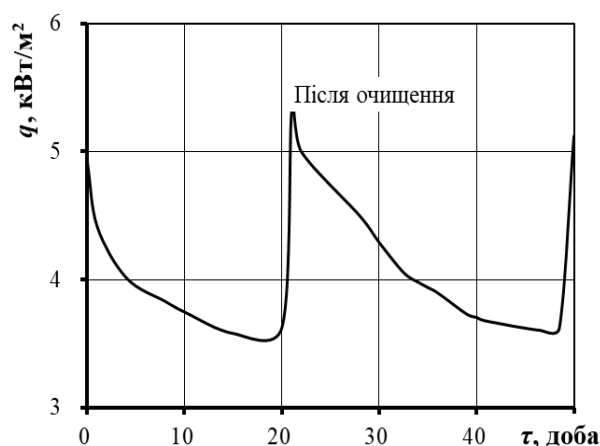
Для умов роботи в середовищі запилених газів скловарних печей експериментально встановлені

оптимальні швидкості очисного агента (повітря) V_{opt} залежно від довжини l теплообмінних труб в діапазоні її зміни від 1 до 2,5 м. Отримані дані оброблені у вигляді залежності

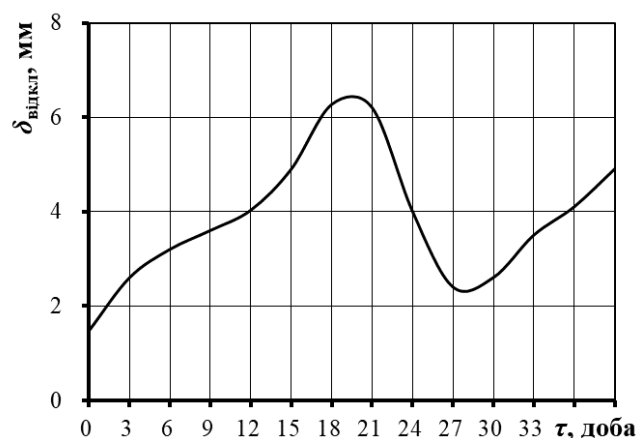
$$V_{opt} = 35 \cdot l^{0.5}.$$

У роботі виконано також дослідження стосовно аеродинаміки панельних водотрубних теплоутилізаторів. У табл. 2 наведено дані щодо зміни у часі аеродинамічного опору пакетів панелей і результати досліджень динаміки аеродинамічного опору в газотрубних теплоутилізаторах при використанні гладких труб і труб з турбулізаторами потоку на їх внутрішній поверхні.

Аналіз наведених у табл. 2 результатів свідчить, що панельні поверхні нагрівання характеризуються меншим рівнем зміни опору навіть за близьких величин його запиленості.



а)



б)

Рис. 3.3. Динаміка відносної теплопродуктивності q панельного водотрубного теплоутилізатора (а) та товщини $\delta_{\text{відкл}}$ шару відкладень на поверхні панелей в процесі експлуатації між очищеннями (б)

Табл. 2. Зміни у часі аеродинамічного опору поверхонь нагрівання водотрубних та газотрубних теплоутилізаторів

Час, година	Аеродинамічний опір експериментальних поверхонь нагрівання, Па			
	панелі експериментальної установки	панелі теплоутилізаційної установки печі виробництва медичного скла	труби з кільцевими турбулізаторами	гладкі труби
0	40	20	185	90
75	45	30	327	255
150	55	42	437	320
225	55	44	500	360
300	55	45	570	375
325	55	45	645	375

Висновки.

Виконано комплекс експериментальних досліджень щодо встановлення закономірності зміни у часі коефіцієнтів теплопередачі і аеродинамічного опору водотрубних мембранних теплоутилізаторів панельного типу за умов різного рівня запиленості димових газів. При цьому:

1. Отримано результати, що свідчать про високу теплову ефективність теплообмінних поверхонь із пакетів панелей, утворених трубами з мембранами, при їх застосуванні в тепло-утилізаторах запилених відхідних газів скловарних печей.

2. Досліджено динаміку середніх значень коефіцієнтів теплопередачі, товщини шару відкладень пилу і аеродинамічного опору вказаних пакетів панелей.

3. На основі даних щодо зміни теплопродуктивності теплоутилізаторів визначено тривалість циклів здійснення очищення мембранних поверхонь нагрівання від пилових відкладень: для печей виробництва скляної тари цей період склав 10...14, а для печей виплавлення медичного скла - 5...7 діб.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Буроков, А. В., Рахманов Ю. А. К вопросу рекуперации теплоты газов печей термообработки металлических изделий. Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Экономика и экологический менеджмент». 2014. №1.
2. Abd Alkarem, Y. M. A new review in glass furnaces energy saving field by pairing between recuperative and regenerative systems. International Journal of Advanced Research and Development. 2018. № 3. С. 17-20.
3. Фіалко Н. М., Прокопов В. Г., Навродська Р. А., Шевчук С. І., Слюсар А. Ф. Исследование состава дымовых газов стекловаренных печей. Международный научный журнал "Интернаука". 2021. №6. <https://doi.org/10.25313/2520-2057-2021-6-7297>.
4. Тебеньков Б.П. Рекуператоры промышленных печей. Москва: Металлургия, 1975. 295 с.
5. Ильяшенко И.С., Попов О.П., Смулянский И.Б., Гуцнев А.Ф. Эксплуатации котлов-утилизаторов за стекловаренными печами. Стекло и керамика. 1986. № 1. С. 4-5.

6. Пиоро, Л.С. Экономия топлива в производстве стекла. Київ: Наукова думка, 1981. 139 с.

7. Гомон В.И., Аронов И.З., Ратушняк А.И., Навродская Р.А. Газотрубный утилизатор теплоты отходящих газов промышленных печей. Промышленная энергетика. 1990. № 6. С. 31-34.

8. Гомон В.И., Ратушняк А.И., Чернецкий В.Т., Хрипун А.Ф. Утилизация теплоты запыленных отходящих газов стекловаренных печей. Стекло и керамика. 1989. № 4. С. 3-5.

9. Фіалко Н. М., Степанова, А. И., Навродская Р. А. Эффективность теплоутилизаторов стекловаренных печей в условиях запыленности поверхностей нагрева. Энергетика і автоматика. 2016. № 3. С. 28-35.

10. Фіалко Н. М., Прокопов В. Г., Навродська Р. О., Шевчук С. І., Пресіч, Г. О. Особливості застосування теплоутилізаційних технологій для газоспоживальних скловарних печей. Науковий вісник НЛТУ України. 2021. № 31(4). С. 109-113. <https://doi.org/10.36930/40310418>.

11. Фіалко Н.М., Навродская Р.А., Сарюгло А.Г., Слюсар М.А. Эффективные теплоутилизационные технологии для стекловаренных печей. Промышленная теплотехника. 2010. Т. 32, № 6. С. 84-90.

12. Фіалко Н.М., Шеренковский Ю.В., Степанова А.И., Навродская Р.А., Шевчук С.И., Новаковский М.А. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов стекловаренных печей. Промышленная теплотехника. 2009. Т. 31, №4. С. 78-85.

13. Фіалко Н.М., Шеренковский Ю.В., Степанова А.И., Навродская Р.А., Сарюгло А.Г., Шевчук С.И. Эффективность теплоутилизаторов различного типа для стекловаренных печей. Энерготехнологии и ресурсосбережение. 2010. № 5. С. 32-39.

14. Фіалко Н. М., Степанова А. І., Навродська Р. О., Шевчук С. І. Локалізація ексергетичних втрат в утилізаторі теплоти відхідних газів газоспоживальних теплових установок. Энергетика та автоматика. 2020. №3. С. 5-17. DOI: <http://dx.doi.org/10.31548/energiya2020.03.005>

15. Фіалко Н. М., Степанова А. І., Навродська Р. О., Шевчук С. І. Порівняльний аналіз ексергетичної ефективності теплоутилізаційних систем різного призначення. Энергетика та автоматика. 2020. № 1. С. 38-50. <http://dx.doi.org/10.31548/energiya2020.01.038>

RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDIES OF THE HEAT ENGINEERING CHARACTERISTICS OF INDUSTRIAL FURNACE WATER-HEATING HEAT RECOVERY UNITS

Fialko N.M., Prokopov V.G., Navrodska R.O., Shevchuk S.I., Stepanova A.I.

Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine, 2a, Marii Kapnist str., Kyiv, 03680, Ukraine

<https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2022.10>

The results of a complex of experimental studies of thermal and aerodynamic indicators of water-heating heat-recovery exchangers of dusty exhaust gases from glass-making furnaces are presented. The studies were carried out on an experimental installation located behind a glass-melting furnace, and in the process of start-up operations during the introduction into operation of modular-type water-heating heat exchangers (HWM) developed by IET NAS of Ukraine at various glass-producing enterprises. The studies were carried out using modern measuring equipment according to certified methods of the services of metrological adjustment of glass-making enterprises, with the participation of which the experiments were carried out. In the process of research, the heating capacity, average values of the heat transfer coefficients and aerodynamic resistance of heat exchange surfaces, which are assembled from of panel packages formed by pipes with membranes, under conditions of heat-recovery of dusty furnace gases, were determined. The dynamics of the formation of a layer of deposits of technological dust on the surface of the panels on the gas side and the contamination coefficient of surface were also subject to research. According to the data on the heat-recovery exchanger heating capacity, the rational period of its operation between cleaning the working surfaces was determined. The experimental parameters obtained were also compared with their calculated values, as well as with the data of other researchers. According to the results of the studies, it is shown that TVM heat exchangers when used in conditions of dusty furnace gases are characterized by high thermal efficiency due to the layout of the heat exchange surface from the packets of panels formed by pipes with membranes, and the possibility of cleaning these surfaces from deposits of technological dust with practical restoration of the initial indicators. Based on the data obtained, the duration of the cycles for cleaning membrane heating surfaces from dust deposits was determined: for furnaces for the production of glass packaging, this period was 10-14 days, and for furnaces for melting medical glass - 5-7 days.

References 13, tables 2, figure 5.

Key words: heat recovery, glass furnaces, exhaust gases, membrane pipes.

1. Burokova A.V., Rachmanov Y.A. K voprosu rekuperatsii teploty gazov pechey termoobrabotki metallich-eskikh izdeliy [On the question of gas heat recovery heat treatment furnaces metal products]. Scientific journal NRU ITMO Series "Economics and Environmental Management". 2014. No 1. (in Rus.)

2. Abd Alkarem Y. M. A new review in glass furnaces energy saving field by pairing between recuperative and regenerative systems. International Journal of Advanced Research and Development. 2018. No 3. P. 17-20.

3. Fialko, N. M., Prokopov, V. G., Navrodska R. A., Shevchuk S. I., Sliusar A. F. Issledovanie sostava dymovykh gazov steklovarenykh pechey [Research of the composition of exhaust gases of glassmelting furnaces]. International Scientific Journal "Internauka". 2021. No 6. <https://doi.org/10.25313/2520-2057-2021-6-7297> (in Rus.)

4. Tebenkov B.P. Rekuperatory promyshlennykh pechey [Recuperators of industrial furnaces]. Moscow: Metallurgy, 1975. 295 p. (in Rus.)

5. Iliashenko I.S., Popov O.P., Smuliansky I.B., Gutsiev A.F. Ekspluatatsii kotlov-utilizatorov za steklovarennyimi pechami [Operation of recovery boilers behind glass furnaces]. Glass and ceramics. 1986. No 1. P. 4-5. (in Rus.)

6. Pioro L.S. Ekonomii topliva v proizvodstve stekla [Saving fuel in glass production]. Kyiv: Naukova dumka, 1981. 139 p. (in Rus.)

7. Gomon V.I., Aronov I.Z., Ratushniak A.I., Navrodska R.A. Gazotrubnyy utilizator teploty otkhodiashchikh gazov promyshlennykh pechey [Gastube heat exchanger of industrial furnaces waste gases]. Промышленная энергетика [Industrial energy]. 1990. No 6. P. 31-34. (in Rus.)

8. Gomon V.I., Ratushniak A.I., Chernetskiy V.T., Khripun A.F. Utilizatsiia teploty zapylenykh otkhodiashchikh gazov steklovarenykh pechey [Recovery of heat of dusty exhaust gases of glassmaking furnaces]. Glass and ceramics. 1989. No 4. P. 3 – 5. (in Rus.)

9. Fialko N., Stepanova A., Navrodska R. Effektivnost teploutilizatorov steklovarenykh pechey v uslovi-yakh zapylenosti poverkhnostey nagreva [Efficiency heat exchanger glass furnaces in dusty conditions of heating surfaces. Energetics and automation. 2016. No 3, P. 28-35. (in Rus.)

10. Fialko N. M., Prokopov V. G., Navrodska R. O., Shevchuk S. I., Presich G.O. Osoblyvosti zastosuvannia teploutylizatsiynykh tekhnologiy dlia gazospozhyvalnykh sklovarykh pechey [Some features of the heat recovery technologies application for gas-fired glass furnaces]. Scientific Bulletin of UNFU. 2021. No 31(4). P. 109–113. <https://doi.org/10.36930/40310418> (in Ukr.).

11. *Fialko N. M., Navrodska R.A., Sarioglo A.G., Sliusar M. A.* Effektivnye teploutylizatsionnye tekhnologii dlia steklovarenykh pechey [Efficient heat recovery technologies for glass furnaces]. *Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering]*. 2010. Vol. 32, No 6. P. 84–90. (in Rus.)
12. *Fialko N.M., Sherenkovsky Ju.V., Stepanova A.I., Navrodska R.A., Shevchuk S.I., Novakovskiy M.A.* Effektivnost system utilizatsii teploty otkhodiashchikh gazov steklovarenykh pechey [Efficiency of heat recovery systems for waste gases of glassmaking furnaces]. *Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering]*. 2009. Vol. 31, No 4. P. 78–85. (in Rus.)
13. *Fialko N.M., Sherenkovsky Ju.V., Stepanova A.I., Navrodska R.A., Sarioglo A.G., Shevchuk S.I.* Effektivnost teploutilizatorov razlichnogo tipa dlia steklovarenykh pechey [The Efficiency of Glass Furnaces Heat Utilizers of Different Types]. *Энерготехнологии и ресурсосбережение [Energy technology and resource conservation]*. 2010. No 5. P. 32–39. (in Rus.)
14. *Fialko N.M., Stepanova A.I., Navrodska R.O., Shevchuk S.I.* Lokalizatsiia eksergetichnykh vtrat v utylizatori teploty vidkhidnykh gaziv gazospozhyvalnykh teplovykh ustanovok [Localization of exergy losses in the exhaust gases heat-recovery exchanger of gasfired heat plants]. *Energetics and automation*. 2020. No 3, P. 5–17. DOI: <http://dx.doi.org/10.31548/energiya2020.03.005> (in Ukr.).
15. *Fialko N.M., Stepanova A.I., Navrodska R.O., Shevchuk S.I.* Porivnialnyy analiz eksergetichnoy efektyvnosti teploutylizatsiynykh system riznogo pryznachennia [Comparative analysis of exergy efficiency of heat recovery systems of various purpose]. *Energetics and automation*. 2020. No 1, P. 38–50. <http://dx.doi.org/10.31548/energiya2020.01.038> (in Ukr.).

Отримано 24.11.2021

Received 24.11.2021

УДК 621.6

КОНТРОЛЬ МЕТРОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОЛІЧИЛЬНИКІВ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Зайцева О.О., канд. техн. наук, Чередниченко С.В., Грищенко Є.М., Яцюта О.І.

ДП «УКРМЕТРТЕСТСТАНДАРТ», вул. Метрологічна, 4, м. Київ, Україна, ezaytseva@ukrcsm.kiev.ua

<https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2022.11>

Представлено аналіз методик повірки теплолічильників, що застосовуються в системах теплопостачання, в тому числі для складених та єдиних приладів. Запропоновано методику повірки для теплолічильників з компенсацією зміни швидкості ультразвуку залежно від температури теплоносія.

Представлен анализ методик поверки теплосчетчиков, применяемых в системах теплоснабжения, в том числе для составных и единых приборов. Предложена методика поверки для теплосчетчиков с компенсацией изменения скорости ультразвука в зависимости от температуры теплоносителя.

An analysis of the methods for verification thermal energy meters used in heating systems, including for combined and complete instruments, is presented. A verification technique for thermal energy meters with compensation for changes in the ultrasound speed depending on the temperature of the heat-conveying liquid is proposed.

Бібл. 9, рис. 5

Ключові слова: облік ресурсів, достовірність вимірювань, повірка теплолічильників.

Постановка проблеми

Зростання вартості енергоресурсів гостро ставить питання про їх раціональне використання. У житлово-комунальному господарстві України споживається 44 % енергетичних ресурсів, що становить близько 30 % загального споживання палива в Україні [1].

Розробка і впровадження енергосберегаючих заходів у сфері житлово-комунального господарства відкриває значні можливості економії ресурсів.

Одним із дієвих важелів стимулювання економії ресурсів є оплата споживачами ресурсів, зокрема теплоти на опалення і гаряче водопостачання, за реально спожитий обсяг ресурсу, який визначається за показаннями вимірювальних приладів.

Для розрахунків за спожиту кількість теплоти на опалення і гаряче водопостачання застосовуються теплолічильники [2].

Теплолічильники відносяться до законодавчо регульованих засобів вимірювальної техніки, оскільки їх результати вимірювань використовуються при розрахунках між споживачами і постачальниками тепла на опалення і гаряче водопостачання [3]. Вимоги до теплолічильників регламентуються технічним регламентом [4], який гармонізовано з [5].

Для забезпечення достовірності показань теплолічильників, за якими нараховується оплата за спожитий ресурс, теплолічильники підлягають періодичній повірці в процесі експлуатації і після ремонту.

Порядок проведення повірки регламентовано у [6].

Категорія теплолічильників включає в себе багато типів засобів вимірювання кількості теплоти, які різняться між собою за принципом вимірювань, конструктивними особливостями, функціональними можливостями. Методика по-вірки теплолічильників повинна враховувати всі ці особливості для забезпечення необхідної точності повірки.

Мета статті

Метою проекту було огляд та розробка методик повірки теплолічильників різних типів.

Виклад основного матеріалу

Принцип вимірювання кількості теплоти в теплолічильниках заснований на першому законі термодинаміки. Для потоку теплоносія в трубопроводі рівняння вимірювань теплолічильника має вигляд [7]:

$$Q = \int_{t_0}^{t_1} q_V \rho_{1(2)} (h_2 - h_1) dt \quad (1)$$

де q_V – об'ємна витрата теплоносія;

$\rho_{1(2)}$ – густина теплоносія в подавальному (зворотному) трубопроводі;

h_1, h_2 – питома ентальпія теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах відповідно;

t – час.

Враховуючи те, що густина та питома ентальпія теплоносія є функціями температури, кількість теплоти, яка виділяється в теплообмінному контурі, можна виміряти опосередкованим методом: прямим методом виміряти температуру теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах, об'ємну витрату теплоносія у відповідному трубопроводі і розрахувати кількість теплоти за формулою (1).

Теплолічильники, які реалізують наведене вище рівняння, залежно від конструктивного виконання поділяються на складені та єдині [8].

Теплолічильник складений – це теплолічильник, що складається з таких роз'єднаних частин:

- обчислювач;
- пара перетворювачів температури;
- перетворювач витрати.

Загальний вигляд складеного теплолічильника наведено на рисунку 1.

Для кожної складової частини нормується максимально допустима похибка, яка контролюється експериментально. Максимально допустима похибка всього теплолічильника визначається як арифметична сума максимально допустимих похибок складових частин. Максимально допустимі похибки складових частин нормовано в [8]:

– обчислювач $E_c = \pm(0.5 + \Delta\Theta_{\min} / \Delta\Theta) \%$;

– пара перетворювачів температури

$E_t = \pm(0.5 + 3 \cdot \Delta\Theta_{\min} / \Delta\Theta)$

– перетворювач витрати для класів точності:

Клас 1: $E_f = \pm(1 + 0.01 \cdot q_p / q)$, але не більше $\pm 5 \%$;

Клас 2: $E_f = \pm(2 + 0.02 \cdot q_p / q)$, але не більше $\pm 5 \%$;

Клас 3: $E_f = \pm(3 + 0.05 \cdot q_p / q)$, але не більше $\pm 5 \%$.

Максимально допустима похибка теплолічильника



Рис. 1. Загальний вигляд складеного теплолічильника

$$E = E_c + E_t + E_f.$$

Експериментальний контроль похибок складових частин теплолічильника здійснюється із застосуванням відповідних еталонів, наведених на рисунку 2.

Широкого впровадження при обладнанні індивідуальних вузлів обліку споживання теплоти на опалення помешкань знайшли так звані єдині теплолічильники.

Теплолічильник єдиний – це теплолічильник, який не має роз'єднаних частин.

Загальний вигляд єдиного теплолічильника наведено на рисунку 3.

Особливістю єдиних теплолічильників є те, що для них нормується і експериментально визначається похибка при вимірюванні кількості теплоти без розділення її на похибки складових частин. Відтворюються фізичні величини, що поступають на входи теплолічильника – витрата теплоносія та температура теплоносія. При цьому температура води в проливній установці встановлюється певного значення, а температури в тер-

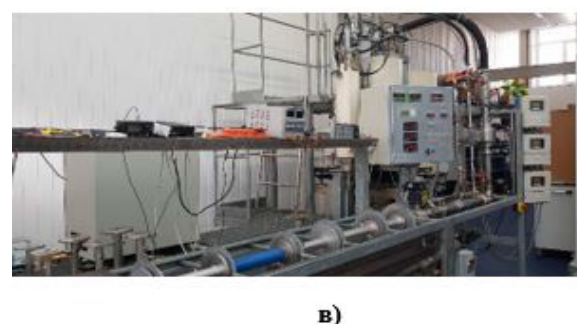
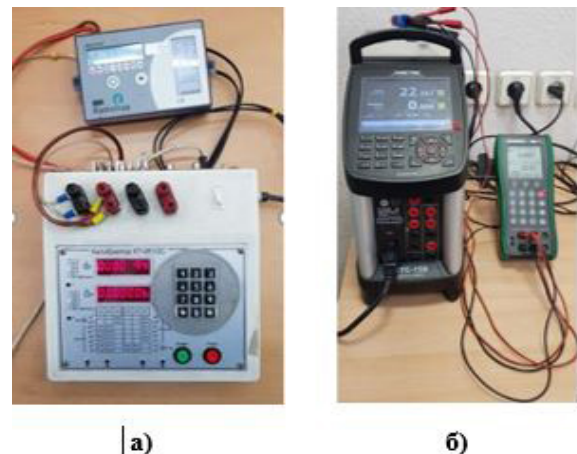


Рис. 2. Еталони для перевірки обчислювача:
а) калібратор для обчислювача; б) калібратор для пари перетворювачів температури;
в) проливна установка для перетворювача витрати

мостатах відповідають температурам в подавальному та зворотному потоках (див. рисунок 4).

Еталонне значення кількості теплоти розраховується з урахуванням значень температури та об'єму води, що подаються на входи теплолічильника.

Однак така методика прийнятна не для всіх типів перетворювачів витрати. Так, ультразвукові перетворювачі витрати засновані на методі вимірювання швидкості звуку в воді. Слід зазначити, що температура теплоносія змінюється в досить широкому діапазоні, а швидкість звуку в воді залежить від температури та тиску в потоці води X [9]. Ця залежність представлена на рисунку 5.

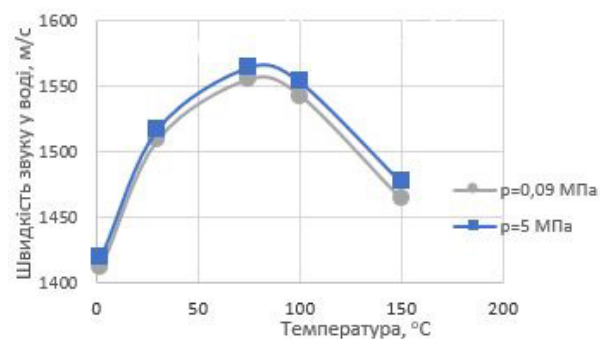
Для забезпечення необхідної точності в перетворювачі витрати реалізовано компенсацією зміни швидкості ультразвуку від температури теплоносія в трубопроводі, у якому встановлено перетворювач. Оскільки при проведенні повірки температура в калібраторі, що відтворює температуру теплоносія в трубопроводі де встановлено перетворювач витрати, відрізняється від температури в про-ливній установці, виникає методична помилка від заміни змінної швидкості ультразвуку постійним значенням.



*Рис. 3. Загальний вигляд єдиного
Теплолічильника*



*Рис. 4. Еталон для повірки єдиного
теплолічильника*



*Рис. 5. Залежність швидкості
ультразвуку у воді*

Для забезпечення достовірності результатів повірки було розроблено метод, відповідно до якого повірка здійснюється у два етапи. На першому етапі визначається похибка теплолічильника при вимірюванні витрати теплоносія як різниця показів теплолічильника і еталонного значення витрати, відтвореного проливною установкою. При цьому перетворювач температури теплолічильника поміщають в термостат з температурою, що дорівнює температурі води в проливній установці. Цим самим виключається методична похибка від невідповідності температури в термостаті і в проливній установці. На другому етапі визначається похибка теплолічильника при вимірюванні температури та розрахунку кількості теплоти. При цьому за еталонні значення відтворюваних величин приймаються температури в термостатах та покази теплолічильника при вимірюванні об'єму теплоносія. Загальна похибка єдиного теплолічильника визначається як сума похибок, отриманих під час першого та другого етапів повірки.

Таким чином гарантується достовірність результатів повірки теплолічильника.

Висновки

Повірка теплолічильників під час експлуатації сприяє отриманню достовірних результатів вимірювань кількості теплоти, що споживається в житловому фонді, і розробці на підставі цих результатів заходів, направлених на раціональне використання енергетичних ресурсів.

Запропонована методика повірки теплолічильників з компенсацією зміни швидкості ультразвуку від температури забезпечує достовірність результатів повірки.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Степаненко І. І. Проблеми та перспективи розвитку енергоефективності в житловому секторі міст України / Ефективна економіка. – 2010. – № 11 [Електронний ресурс]. — Режим доступу:
<http://www.economy.nayka.com.ua/?op=1&z=394>
2. Кузьменко Ю., Зайцева О., Ісхакова О. Б. Облік енергоресурсів – основа енергоощадження. // Метрологія та прилади. 2008. № 4. С 67-68.
3. Закон України Про метрологію та метрологічну діяльність
4. Технічний регламент засобів вимірювальної техніки, затверджений постановою Кабінету Міністрів України від 24.02.2016 № 163.
5. Directive 2014/32/EU of the European Parliament and of the Council of 26 February 2014 on the harmonisation of the laws of the Member States relating to the making available on the market of measuring instruments
6. Порядок проведення повірки законодавчо регульованих засобів вимірювальної техніки, що перебувають в експлуатації, і оформлення її результатів, затверджений постановою Кабінету міністрів України від 08.02.2016 № 193
7. Кириллин В.А. и др. Техническая термодинамика: Учебн. для теплоэнергетических спец. вузов / Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. - 4-е изд., перераб. - М.: Энергоатомиздат, 1983. - 416 с.
8. ДСТУ EN 1434-1:2019 Теплолічильники. Частина 1. Загальні вимоги.
9. Александров А. А., Ларкин Д. К. Экспериментальное определение скорости ультразвука в широком диапазоне температур и давлений // Теплоэнергетика. – 1976. – №2. – С. 75

CONTROL OF METROLOGICAL CHARACTERISTICS OF HEAT METERS DURING OPERATION

Zaitseva O.O., Cherednychenko S.V.
Hryshchenko Ye.M., Iatsiuta O.I.

*State Enterprise "All-Ukrainian State Research and
Production Center for Standardization, Metrology,
Certification and Consumer Rights Protection"
Metrologichna st., 4, Kyiv, Ukraine*

<https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2022.11>

Purpose

The purpose of this article is to consider the features of calibration of single heat meters during operation.

Results of operation

Heat meters belong to the field of legally regulated metrology, as their measurement results are used in calculations between consumers and suppliers of heat for heating and hot water supply, so they are subject to periodic verification during operation and after repair. The so-called single heat meters have been widely used in the equipment of individual heat metering units for space heating. The peculiarity of single heat meters is that for them the error in measuring the amount of heat is normalized and experimentally determined without dividing it into the errors of the components. The physical quantities supplied to the heat meter inputs are reproduced тепло the heat carrier consumption and the heat carrier temperature. In this case, the water temperature in the flow unit corresponds to the ambient temperature, and the temperature in the thermostats to the temperatures in the supply and return flows. However, for heat meters based on ultrasonic method of measuring the coolant flow with compensation of changes in the speed of ultrasound from the temperature of the coolant, this calibration technique cannot be applied due to a methodological error from replacing the variable speed of ultrasound with a constant value. To ensure the reliability of the verification results, a methodology was developed, according to which the verification is carried out in two stages. At the first stage, the error of the heat meter is determined when measuring the flow rate as the difference between the readings of the heat meter and the reference value of the flow rate reproduced by the spill unit. In this case, the temperature superheater of the heat meter is placed in a thermostat with a temperature equal to the temperature of the water in the pouring unit. This eliminates the methodological error from the temperature mismatch in the thermostat and in the pouring unit. In the second stage, the error of the heat meter is determined when measuring the

temperature and calculating the amount of heat. In this case, the reference values in the thermostats and the readings of the heat cell when measuring the consumption of the heat carrier are taken as the reference values of the reproducible values. The total error of a single heat meter is defined as the sum of the errors obtained during the first and second stages of verification.

Conclusion Calibration of heat meters during operation contributes to obtaining reliable results of measurements of the amount of heat consumed in the housing stock, and the development on the basis of these results of measures aimed at the rational use of energy resources.

References 9, figures 5.

Key words: accounting of resources, reliability of measurements, verification of heat meters.

1. *Ctepanenko I. I.* [Problems and prospects of energy efficiency development in the residential sector of Ukrainian cities] / [Efficient economy]. – 2010. – № 11 [Electronic resource]. — Access mode:

<http://www.economy.nayka.com.ua/?op=1&z=394> (in Ukr.)

2. *Kuzmenko Iu., Zaytseva O., Iskhakova O.* [Energy accounting is the basis of energy saving] // Metrology and instruments. 2008. № 4. pp. 67–68. (in Ukr.)

3. [Law of Ukraine On Metrology and Metrological Activity] (in Ukr.)

4. [Technical regulation on measuring instruments approved by the decision of The Cabinet of Ministers of Ukraine of 24 February 2016 № 163] (in Ukr.)

5. Directive 2014/32/EU of the European Parliament and of the Council of 26 February 2014 on the harmonisation of the laws of the Member States relating to the making available on the market of measuring instruments

6. [The procedure for verification of legally regulated measuring instruments in operation and registration of its results, approved by decision of The Cabinet of Ministers of Ukraine of 08 February 2016 № 193] (in Ukr.)

7. *Kirillin V.A., etc.* [Technical thermodynamics: A text-book for universities] / Kirillin V.A., Sychoy V.V., Sheindlin.A.E. - 4th ed., Reworded. —M.: Energoatomizdat, 1983. 416 p., Ill. (in Rus.)

8. DSTU EN 1434-1:2019 Heat meters. Part 1. General requirements (in Ukr.)

9. *Aleksandrov A.A., Larkin D.K.* [Experimental determination of the ultrasound velocity in a wide range of temperatures and pressures]. - 1976. - No. 2. - P. 75. (in Rus.)

Отримано 19.12.2021

Received 19.12.2021