

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, № 4, 2022

Головний редактор – Снєжкін Ю.Ф.

Редакційна колегія:

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.
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

Вітаємо ювіляра:

академіку НАН України Халатову А.А. 80 років.....5

Снєжкін Ю.Ф.

Енергоефективні теплотехнології та обладнання для
виробництва теплоти з відновлюваних джерел енергії...7

Халатов А.А., Борисов І.І., Кулішов С.Б.

Сучасні та перспективні способи внутрішнього
охолодження лопаток газових турбін14

Авраменко А.О., Ковецька М.М., Дмитренко Н.П., Ковецька Ю.Ю.

Вплив умов нестационарності на теплообмін при різкому
переході до плівкового кипіння.....24

Фіалко Н.М., Носовський А.В., Меранова Н.О., Шеренковський Ю.В., Піоро І.Л.

Вплив величини підведеного до стінки каналу теплового
потoku на просторовий розподіл в'язкості надкритичної
води31

Клименко В.М., Супрун Т.Т.

Сучасні концепції power to gas та їх реалізація40

Чиркова А. П., Шіхабутінова О.В.

Аеродинаміка повітряного потоку поблизу
конічної димової труби на майданчику теплової
електростанції51

КОМУНАЛЬНА ТА ПРОМИСЛОВА ЕНЕРГЕТИКА, ВІДНОВЛЮВАНА ЕНЕРГЕТИКА, ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ

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

Теплопередача і гідродинаміка фільтрації в системі
грунт – теплообмінник60

Круковський П.Г., Смольченко Д.А.

сfd - аналіз тепловологісного стану нового безпечного
конфайнменту ЧАЕС (проектні параметри)68

**Приймак О.В., Басок Б.І., Пасічник П.О.,
Гончарук С.М.**

Використання гнучких електронагрівачів для
повітряних теплових геліоколекторів75

**Баранюк О.В., Сірий О.А., Веремійчук Г.М.,
Лисенко О.М.**

Моделювання горіння пелет у котлах потужністю
до 25 кВт89

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

**Ободович О.М., Сидоренко В.В., Булій Ю.В.,
Азаров С.П.**

Пілотне тепломасообмінне обладнання для
комплексної переробки рослинних відходів в
біопаливо і побічні продукти81

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, № 4, 2022

Editor in Chief – Yu. Snezhkin

Editorial Board Members:

A. Avramenko – Associated Editor

B. Basok

L. Vorobiov

V. Gorobec

L. Dekusha

V. Eremenko

V. Klimenko

P. Krukovsky

S. Kudrya

Y. Kuts

M. Myslovych

Ye. Pysmenny

N. Fialko

A. Khalatov

O. Shevchenko

V. Shmorgun – Responsible Secretary

Advisory Editorial Board:

P. Baltrenas (Lithuania)

P. Ligrani (USA)

M. Mihovski (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

Congratulations to the jubilee:

Academician of the National Academy of Sciences of
Ukraine A.A. Khalatov is 80 years old5

Sniezhkin Yu.F.

Energy-efficient heat technologies and equipment for heat
production from renewable energy sources7

Khalatov A.A., Borisov I.I., Kulishov S.B.

Modern and perspective methods of internal cooling of gas
turbine blades.....14

Avramenko A.A., Kovetska M.M., Dmitrenko N.P., Kovetska Yu.Yu.

Natural convection of real gas near the vertical heated
wall24

Fialko N.M., Nosovskyi A.V., Meranova N.O., Sherenkovsky Yu.V., Pioro I.L.

Influence of the value of the heat flow supplied to the
channel wall on the spatial distribution of the supercritical
water viscosity31

Klimenko V.M., Suprun T.T.

Modern power to gas concepts and their implementation ..40

Chyrkova A.P., Shikhabutina O.V.

Aerodynamics of the air flow near the conical chimney
pipe on the territory of the thermal power plant51

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

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

Heat transfer and hydrodynamics of filtration in the
soil – heat exchanger system60

Krukovskyi P.G., Smolchenko D.A.

cfD - analysis of the heat and moisture state of the new safe
confinement of channel NPP (design parameters).....68

Priymak O.V., Basok B.I., Pasichnyk P.O., Goncharuk S.M.

Use of flexible electric heaters for air solar heaters75

**Baraniuk O.V., Siryi O.A., Veremiichuk H.M.,
Lysenko O.M.**

Simulation of pellet combustion in boilers up to 25 kW ..89

FUEL UTILIZATION AND BURNING, HEAT POWER UNITS, ECOLOGY

**Obodovych O.M., Sydorenko V.V., Bulii Yu.V.,
Azarov S.P.**

Pilot heat and mass exchange equipment for complex
processing of plant waste into biofuel and by-products81

Академіку НАН України ХАЛАТОВУ А.А. 80 років



14 грудня 2022 р. виповнюється 80 років з дня народження та 55 років наукової, педагогічної та науково-організаційної діяльності провідному українському вченому в галузі високотемпературної теплофізики та теплоенергетики, Заслуженому діячу науки та техніки України, Лауреату Державної премії України в галузі науки та техніки, дійсному члену (академіку) Національної академії наук України, доктору технічних наук, професору **Халатову Артему Артемовичу**.

Артем Артемович у 1967 р. закінчив Казанський авіаційний інститут за спеціальністю аеродинаміка та термодинаміка (факультет двигунів літальних апаратів) та отримав рекомендацію до аспірантури. У 1970 р. на вченій раді КАІ він захистив кандидатську, а у 1977 р. – докторську дисертації, обидві – в галузі теплофізики високотемпературних енергетичних установок оборонної техніки. У 1970-1978 р.р. вів викладацьку та наукову роботу в тому ж інституті. Казанський період наукової діяльності Халатова А.А. пов'язаний із дослідженням нестационарного теплообміну в ракетних двигунах для систем протиракетної оборони та міжконтинентальних ракет для підводного флоту. У цей період ним було отримано фундаментальні результати в галузі теплофізики вихрових та закручених потоків та її додатків, які знайшли широке застосування в авіації та ракетній техніці.

Після переїзду до України (1978 р.) Халатов А.А. працював у Київському інституті військово-повітряних сил, Київському політехнічному інституті, Інституті технічної теплофізики Національної академії наук України (за сумісництвом), а з 1983 р. – в ІТТФ НАН України зав. відділом високотемпературної термогазодинаміки, заступником директора з наукової роботи (1986–1994 рр.). У 1981 р. затверджений у вченому званні професора, у 1990 р. обраний членом-кореспондентом (спеціальність теплоенергетика), а у 2012 р. – дійсним членом (академіком) Національної академії наук України (спеціальність – енергетичне турбобудування) по Відділенню фізико-технічних проблем енергетики.

Фундаментальні дослідження Халатова А.А. київського періоду охоплюють низку нових напрямків високотемпературної теплофізики та теплоенергетики, важливих для теплоенергетики та газотурбобудування. Найбільш вагомими науковими результатами, що відповідають світовому рівню, отримані в галузі термогазодинаміки потоків в полях відцентрових масових сил. Вони охоплюють вихрові та закручені потоки в каналах, соплах та дифузорах, поверхнево-вихрові системи, криволінійні потоки та відцентрову нестійкість, ламінарно-турбулентний перехід у вихрових потоках, обертові системи, інноваційні системи охолодження вихрового типу. Отримані результати послужили основою для нових та сучасних систем охолодження лопаток газових турбін та соплових апаратів з вихровими структурами, надзвукових мікросопел із керованою тягою, вихрових та циклонних камер для технологічних процесів, новітніх енергетичних технологій. Великий цикл робіт виконано в галузі термогазодинаміки пилувугільних котлів для теплоенергетики України та термодинамічного циклу Майсоценка стосовно теплових насосів нового покоління. Прикладні результати, отримані Халатовим А.А., знайшли широке застосування у провідних організаціях України, серед яких ДП НВКГ «Зоря» - «Машпроект» (м. Миколаїв), ЗМКБ «Івченко-Прогрес» (м. Запоріжжя), КБ «Південне» (м. Дніпро), а також низці провідних теплоенергетичних

компаній України. Авторський доробок Халатова А.А. видатний – він автор та співавтор 27 монографій, 750 наукових статей (понад 100 перекладено англійською мовою) та більше 120 патентів України. Найбільш важливим внеском у науку є фундаментальна монографія «Теплообмін та гідродинаміка в полях відцентрових масових сил» у 10 томах, що видана у співавторстві з його учнями.

Заслуги Халатова А.А на науковому поприщі гідно відзначені державою. Він – заслужений діяч науки та техніки України, лауреат Державної премії України в галузі науки та техніки, двох наукових премій НАН України ім. академіка Проскури Г.Ф. та академіка Толубінського В.І., першої премії Наукового Комітету НАТО та деяких інших. За прикладні дослідження у галузі технічної теплофізики та теплоенергетики він удостоєний золотої медалі Інженерної академії України ім. академіка О.М. Підгірного. За поданням академіків Патона Б.Є. та Згуровського М.З. номінувався на міжнародну премію «Глобальна енергія».

Халатов А.А. зробив значний внесок у підготовку наукових кадрів, у тому числі для оборонної галузі. Серед його учнів 37 кандидатів та 4 доктори наук, одного з яких обрано членом-кореспондентом НАН України. Під керівництвом Халатова А.А. проведено 10 конференцій для молодих вчених. Він – член двох спеціалізованих рад з захисту докторських дисертацій. Організував та близько 10 років завідував кафедрою «Фізика енергетичних систем» у НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського». Викладав у Військово-повітряній академії США та Університеті м. Кардіфф (Великобританія), є Почесним професором Університету м. Кардіфф (Великобританія), Clyde Chair Professor Університету штату Юта (США).

Халатов А.А. – голова Комісії Відділення фізико-технічних проблем НАН України з промислових газових турбін, член Комітету з теплообміну Міжнародного Інституту газових турбін (США). Він – член редколегій провідних українських наукових журналів «Теплофізика та теплоенергетика», «Відновлювана енергетика», «Енерготехнології та ресурсозбереження», член Оргкомітету багатьох національних та міжнародних конференцій з питань теплофізики, теплоенергетики та енергетичного машинобудування.

Сердечно вітаємо Артема Артемовича з ювілеєм, бажаємо йому міцного здоров'я, плідної роботи та подальших успіхів у науковій та педагогічній діяльності, втілення найсміливіших задумів і надій, нових значних успіхів та досягнень, збереження творчої енергії та великого ентузіазму для подальшої діяльності на благо науки.

*Колектив Інституту технічної теплофізики НАН України
Редакційна колегія журналу «Теплофізика та теплоенергетика»*

УДК 66.047; 620.92; 662.6; 677.2; 697.3

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЇ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ТЕПЛОТИ З ВІДНОВЛЮВАНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

Снежкін Ю.Ф., академік НАН України, д.т.н., проф.

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Канніст, 2а, Київ, Україна, 03057, директор, Isnezhin@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0001-7871-8774>

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2022.1>

Представлені енергоефективні розробки Інституту технічної теплофізики НАН України для виробництва теплоти з відновлюваних джерел енергії, створені за останні роки науковцями інституту. Проаналізовано їх енергетичний потенціал в виробництві теплової енергії та заміщенні природного газу.

The energy-efficient developments of the Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine for the production of heat from renewable energy sources, created in recent years by the institute's scientists, are presented.

Бібл. 5, рис. 7, табл. 1.

Ключові слова: енергоефективність, відновлювальні джерела енергії, геотермальна енергія, тепловий насос, сушіння, торф, композиційне паливо, пальники, котли, енергетичний потенціал.

Вступ. Сьогодні гарантування енергетичної безпеки окремо взятої країни можливе лише за умови досягнення і підтримання її енергетичної системи у стані, спроможному технічно надійно, стабільно, економічно ефективно та екологічно прийнятно забезпечувати енергетичними ресурсами економіку й соціальну сферу незважаючи на наявний та очікуваний вплив негативних внутрішніх і зовнішніх чинників.

Заощадження енергоресурсів рівнозначно їх виробництву, і найчастіше саме воно є найбільш рентабельним і екологічним засобом забезпечення зростання попиту на енергію.

Заходи підвищення енергоефективності та енергозбереження дозволяють знизити енергоємність економічного розвитку та навантаження на інфраструктуру, зміцнюючи тим самим енергетичну безпеку країни.

В розвинутих країнах з високотехнологічним виробництвом, великою часткою доданої вартості у внутрішньому валовому продукті (ВВП) та високим рівнем енергоефективності приріст ВВП відбувається при практично стаціонарному, а в деяких країнах навіть падінні рівня споживання паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР). Так, наприклад, в економіці Німеччини при цьому ще й суттєве зменшення викидів парникових газів. Енергоємність ВВП в Україні значно вища ніж в розвинутих країнах світу. Тому стратегічним напрямком розвитку країни є скорочення енергоємності ВВП.

Метою роботи є пропозиції по використанню розроблених та створених в інституті деяких енергоефективних теплотехнологій (теплонасосна технологія горячого водопостачання, переробка торфу на паливо та добрива) та обладнання (геотермальна станція, теплонасосні сушарки, котел, пальники).

Методи дослідження включають вивчення та аналіз літературних, патентних, статистичних та інших даних, проведення техніко-економічних розрахунків та створення енергоефективних теплотехнологій і обладнання.

Вибір раціонального способу перетворення (споживання палива) направлений на збільшення віддачі енергії кінцевому споживачу є головним в енергоефективності. Основним узагальнюючим критерієм ефективності є коефіцієнт використання первинної енергії. Він визначається як відношення корисної теплоти до теплотворної здатності витраченого палива (табл.) [1].

Співставлення альтернативних варіантів нагріву теплоносія за ступенем використання первинної енергії показує, що найменш енергоефективним є прямий електричний нагрів ($K_{ел} = 0,27 - 0,35$), тому що на тепловій електростанції при виробленні електричної енергії на транспортування мережами втрачається в середньому 70 % первинної енергії. Нагрів теплоносія в теплогенераторі шляхом прямого спалювання палива в котельні призводить до втрат в середньому біля 15 % первинної

Таблиця 1. Коефіцієнт використання первинної енергії палива

Вид палива	Коефіцієнт Використання
Електропідігрівання	0,27...0,35
Спалювання палива в теплогенераторі	0,75...0,95
Парокомпресійний тепловий насос з електроприводом	0,6...1,35
Парокомпресійний тепловий насос з тепловим двигуном	1,37...2,3

енергії. Значне коливання коефіцієнту первинної енергії залежить від конструкції теплогенератора і виду палива. Для парокомпресійних теплових насосів з електроприводом коефіцієнт використання первинної енергії ($K_{ТН}$) дорівнює добутку коефіцієнта перетворення теплового насосу μ і коефіцієнта використання первинної енергії при виробництві електроенергії ($K_{ЕЛ}$).

$$K_{ТН} = \mu \times K_{ЕЛ}$$

Коефіцієнт перетворення теплового насосу μ залежить від різниці необхідної температури теплоносія і температури холодного джерела, термодинамічних властивостей робочої речовини і особливостей термодинамічного циклу та технічної досконалості конструкції.

Головним фактором високого коефіцієнта використання первинної енергії теплового насосу (ТН) є використання низькопотенційної теплоти відновлюваних джерел енергії (ВДЕ), потенціал яких перевищує енергію розвіданих традиційних енергоресурсів у 80 раз. Перспективними низькопотенційними джерелами енергії в Україні є геотермальна енергія, теплота відкритих водоймищ, стічні води, шахтні води, вентиляційні викиди, водообігові цикли в енергетиці і промисловості.

Інститут вперше в Україні розробив і впровадив в м. Краматорську теплонасосну технологію гарячого водопостачання потужністю 1,5 МВт, у якій джере-

лом низькопотенційної енергії є неочищені стічні води. Ця теплонасосна система забезпечує гарячою водою 4400 споживачів і дає змогу економити 1,5 млн м³ газу на рік. Коефіцієнт перетворення теплонасосної установи (ТНУ) $COP=3,6$ (рис. 1).

Загалом у світі 8...10 % виробленої енергії витрачається на процеси сушіння, під час яких випаровується понад 25 млн т вологи, яка належить до парникових газів [2]. Застосування теплонасосів у процесах сушіння є досить ефективним. Як уже зазначалося, при використанні теплонасосів для опалення чи гарячого водопостачання необхідно знайти джерело низькопотенційної енергії. У процесах сушіння воно є в самій сушарці – це відпрацьований теплоносій. Тобто застосування теплонасосних установок у процесах сушіння – майже ідеальний варіант їх використання.

Теплоносій, проходячи через сушарку, знижує свою температуру і збільшує вміст вологи. Відпрацьований теплоносій надходить у випарник, при цьому його температура знижується, волога конденсується на поверхні випарника, віддаючи енергію робочому тілу, а сам теплоносій осушується. Проходячи через конденсатор, сухий теплоносій підвищує свою температуру і знову надходить у сушарку. При цьому волога не потрапляє в навколишнє середовище, а конденсується в випарнику ТН і в вигляді рідини видаляється з сушарки. Витрати



Рис. 1. Теплонасосна система гарячого водопостачання потужністю 1,5 МВт в м. Краматорськ

енергії на процес сушіння в кілька разів нижчі, ніж у традиційних сушарках. У деяких випадках вони навіть менші за теоретичні витрати енергії на випаровування води з відкритої поверхні.

Уперше в Україні, в Інституті, розроблено зерносушарку для насінневого зерна. Витрати енергії на випаровування води становлять у ній 0,6...0,8 кВт.год/л. Схожість зерна після сушіння – 100 %. Сушарку впроваджено в МТС у Вінницькій області (рис.2).

Інститут також розробив і впровадив у В'єтнамі технологічну лінію виробництва харчових порошків з тропічних фруктів (Рис.3) У цій лінії використано чотиризонну тунельну сушарку з теплонасосною установкою. Сушильна установка призначена для зневоднення 450 кг на годину тропічних фруктів до вологості 6 % з метою одержання з висушеного матеріалу харчових порошків. Сушарка тунельного типу має чотири робочі зони, в кожній зоні підтримуються свої тепловологісні параметри сушильного агента. Перші три зони працюють за традиційною схемою з викидом вологого повітря та підживленням свіжого з атмосфери. Четверта зона має замкнутий контур циркуляції з теплонасосною системою осушки теплоносія сушарки. В зоні підтримується

температура біля 60 °С і вологовміст теплоносія 20 г/кг сухого повітря, що на 10 г/кг нижче, ніж в навколишньому середовищі. Витрати енергії на 1 кг випареної води в сушарці склали 1,0-1,2 кВт.год/л. Це дозволило вперше у світі отримати натуральні харчові порошки з бананів та ананасів в умовах високої вологості тропічного клімату (температура 32 °С, вологість 35 %) [3].

Технічно досяжний потенціал від впровадження ТНУ в Україні становить 31,3 млрд кВт.год/рік, що еквівалентно понад 4,2 млрд м³ газу.

Геотермальна енергетика є самостійним різновидом відновлюваної енергетики, що використовує у якості первинного ресурсу теплоту надр Землі для одержання електричної енергії та теплоти.

Основною перевагою геотермальної енергії перед іншими ВДЕ є екологічна чистота, відновлюваність, можливість сталого прогнозування запасів, незалежність від кліматичних і сезонних змін, стабільність і керованість.

Коефіцієнт використання встановленої потужності геотермальних електричних станцій світу становить, у середньому, 72 % і в окремих випадках 95 %, що 3...7 разів вище, ніж у сонячних, вітряних і гідралічних

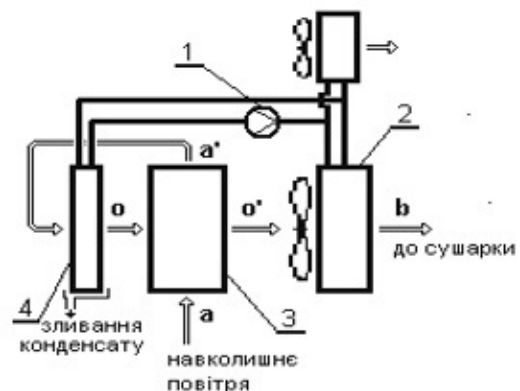
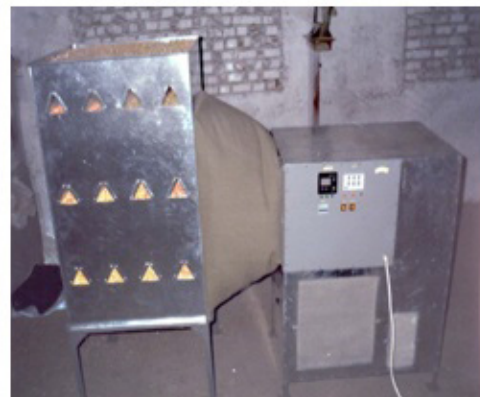


Рис. 2. Теплонасосні сушильні установки із замкнутою рециркуляцією повітря

станцій. Незважаючи на найвищі капіталовкладення використання геотермальних енергоносіїв, собівартість виробленої теплоти є найнижчою в порівнянні з іншими відновлюваними джерелами енергії (до 2,5 ... 3,0 центів США за 1 кВт.год).

Інститут був «піонером» розвитку геотермальної енергетики в Україні. Свого часу науковці інституту розробили екологічно безпечний метод використання мінералізованих геотермальних вод, який у світі назвали «українським». Згідно розробленого методу мінералізовану геотермальну воду підіймають на поверхню і вона в геотермальному тепловому пункті

віддає свою енергію комунальному теплоносію (воді), яка надходить на обігрів приміщень будівель, а відпрацьована геотермальна вода зворотно закачується під землю. Таким чином зберігається матеріальний баланс і не наноситься шкода навколишньому середовищу мінералізованою геотермальною водою.

В інституті розроблена когенераційна геотермальна станція з газопоршневим двигуном для використання газонасичених термальних вод (рис.4). Газонасичена термальна вода з температурою 64 °С з глибини 1850 м підіймається на поверхню. В сепараторі вона розділяється на газ і воду. Газ надходить в двигун

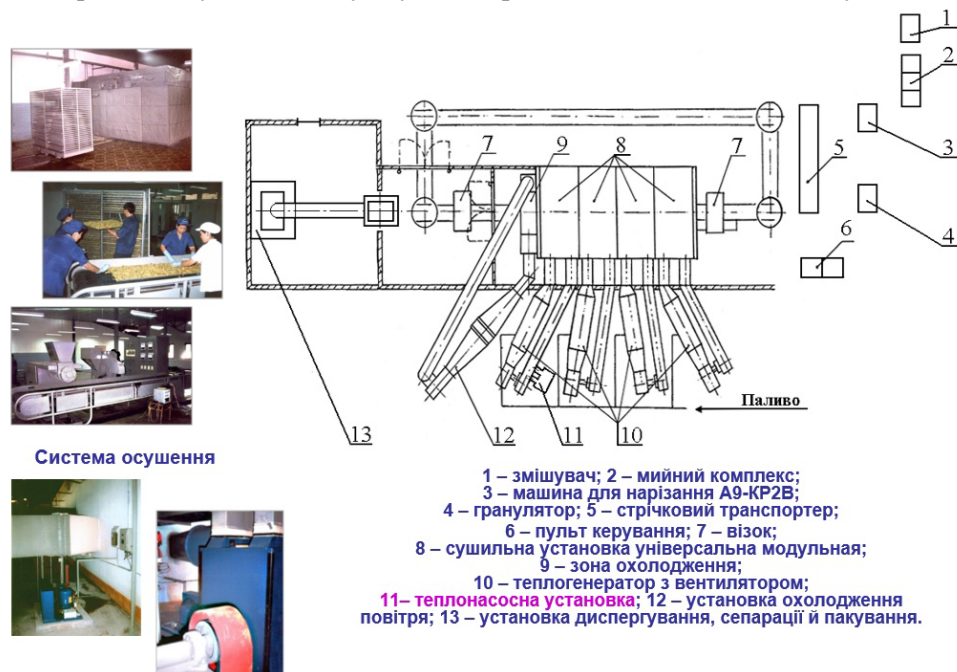


Рис. 3. Технологічна лінія виробництва харчових порошків з тропічних фруктів

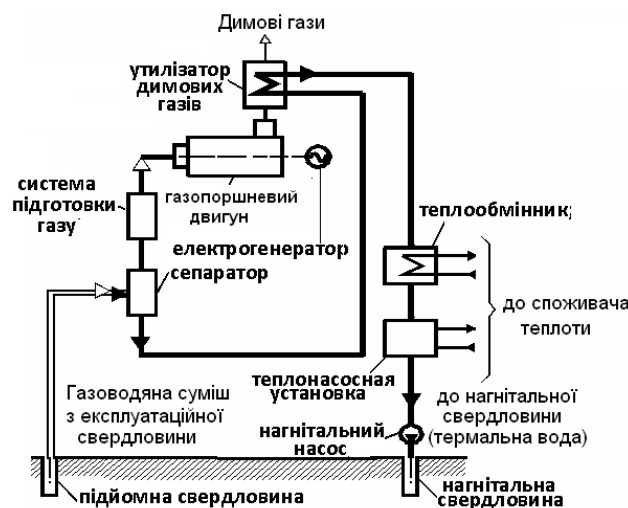


Рис. 4. Схема когенераційної геотермальної станції для використання газонасичених термальних вод з газопоршневим двигуном

де виробляється електроенергія, а термальна вода в теплообміннику віддає теплоту комунальному теплоносію (воді) і знову закачується в надра Землі. Тепло- ва потужність станції 0,76 МВт, електрична 60 кВт. Станція впроваджена в с. Медведівка, АР Крим.

Річний технічно-досяжний потенціал енергії геотермальних вод в Україні приблизно 13,5 тис. ГВт.год/рік теплової та 2,3 тис. ГВт.год/рік електроенергії, що еквівалентно зменшенню споживання природного газу на 2,2 млрд м³ на рік [4].

Щорічно в світі утворюється майже 3 млрд тонн торфу, що приблизно в 120 разів більше його видобутку. Згідно з резолюцією Генеральної асамблеї ООН №33/148 від 1978 р. торф віднесений до поновлюваних джерел енергії. В порівнянні з кам'яним вугіллем торф містить значно менше сірки і золи, а при спалюванні майже не виділяє токсичні речовини і, відповідно, не забруднює навколишнє середовище. Вартість одиниці енергії (ГДж) при спалюванні торфу найнижча серед існуючих видів палива (газ, вугілля, дрова, біомаса).

В Україні понад 2 млрд т торфу, що еквівалентно заміщенню 660 млрд м³ газу. В 1928 р. 35 % всієї енергії в Україні отримували з торфу. Потім пішов дешевий газ і використання торфу як палива різко зменшилось. Ще й аграрії кажуть, що торф дуже якісне добриво і протестують проти його використання як палива. Але добривом у торфі є гумінові речовини, кількість яких досягає понад 50 %, але вони водонерозчинні. Тому якщо торф використовувати як добриво на кислих ґрунтах, то ніякої

вигоди від нього немає. Ми розробили технологію по якій з торфу екстрагуємо (лужним розчином) гумінові речовини, а до обробленого торфу добавляємо біомасу і отримуємо якісне композитне паливо, теплота згоряння якого 15...17 мДж/кг. На паливо ми розробили і затвердили ТУ, а на технологію отримали патенти і продали ліцензію на цю технологію у В'єтнам. Технічно досяжний потенціал від впровадження композитного палива в Україні становить біля 1,6 млн т у.п., що еквівалентно заміщенню понад 1,0 млрд м³ природного газу (Рис.5) [5].

Для спалювання композитного та інших видів крупнофракційних органічних палив (тріска, деревні пелети) в інституті створено водогрійний котел КВУ-0,5Т (Рис.6). Конструктивно котел є 3-х ходовим по димовим газам та 2-х ходовим по воді. Котел виробляється з уніфікованих вузлів, що значно спрощує технологію виробництва і зменшує його вартість. Конструкція котла дозволяє замінювати водогрійний барабан на паровий, змінювати вид палива та паливо – подачу, застосовувати ретортний палетний пальник, або пальник затисненого шару, які призначені для спалювання крупнофракційного твердого палива. Витрати палива на 1 Гкал 160...240 кг/год. Робочий тиск води 0,6 МПа. Температура води на виході з котла 115 °С, а на вході 60 °С. Коефіцієнт корисної дії 90 %. Маса котла 3000 кг. Габаритні розміри 2,7 x 1,7 x 2,0 м. Котел впроваджений в Україні.

Розроблений пальниковий пристрій затисненого шару, який може бути використаний для створення

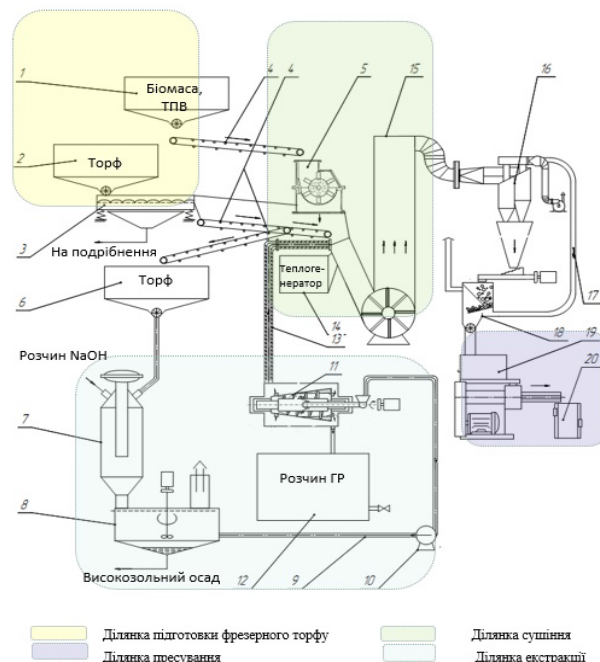


Рис. 5. Схема переробки торфу на паливо і добрива



Рис. 6. Водогрійний котел KBY-0,5T

котельних агрегатів та теплогенераторів, а також для переводу котлів, печей, сушарок працюючих на природному газу, з метою його заміщення альтернативним паливом (вугілля, деревні пелети, гранули, відходи переробки сільського господарства). Процес спалювання – двостадійний. Повнота згоряння до 1,0. Теплонапруга дзеркала горіння 3,0 – 8,0 МВт/квм. Пальниковий пристрій виготовляється на теплову потужність в залежності від потреб замовника і виду палива. Пальник впроваджений в Україні (Рис.7).

Висновки та рекомендації Створені в інституті енергоефективні теплотехнології і обладнання деякі з яких представлені в даній статті і дозволяють використовувати відновлювальні джерела енергії для виробництва теплоти та можуть заощаджувати в Україні понад 7,0 млрд м³ природного газу на рік.

Реалізація представлених вище технологій та обладнання на підприємствах країни сприятимуть диверсифікації енергоспоживання на місцях, зроблять важливий внесок у зниження енергоемності ВВП України, а також нададуть низку економічних та екологічних переваг.



Рис.7. Пальниковий пристрій затисненого шару

ЛІТЕРАТУРА

1. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шаврін В.С., Дабіжа Н.О. Теплові насоси в системі теплохолодопостачання.- К.: ТОВ «Поліграф-Сервіс» 2008.- 104 с.
2. Mujumdar A.S., Kudre T. Progress in drying technologies [Text] -2001.- Vol. 7/ - 459p.
3. *Енергоефективність процесів сушіння*: Тематичний збірник статей за ред. Ю.Ф. Снежкіна, Р.О. Шапар. – Київ: Тропея, 2021. Т.2 - .Ф. Снежкіна, Р.О. Шапар. – Київ: Тропея, 2021. Т.2 – 68 с.
4. Долінський А.А., Резакова Т.А. Вклад геотермальной энергетики в энергетическую независимость Украины. Промышленная теплотехника. 2017. Т. 39. № 2. С. 6-11.
5. Снежкін Ю. Ф., Корінчук Д.М. Торф – ефективний альтернативний вид палива. Теплофізика та теплоенергетика. 2022. Т.44. № 3. С.5-15.

ENERGY-EFFICIENT HEAT TECHNOLOGIES AND EQUIPMENT FOR HEAT PRODUCTION FROM RENEWABLE ENERGY SOURCES

Sniezhkin Yu.F.

*Institute of Engineering Thermophysics of NAS of Ukraine,
2a, Marii Kapnist Str., Kyiv, Ukraine, 03057. Isnezhin@
gmail.com, <http://orcid.org/0000-0001-7871-8774>*

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2022.1>

Measures to increase energy efficiency and energy saving make it possible to reduce the energy intensity of economic development and the load on infrastructure, thus strengthening the energy security of the country.

The choice of a rational method of transformation (fuel consumption) aimed at increasing the return of energy to the final consumer is the main thing in energy efficiency. The main generalizing criterion of efficiency is the coefficient of use of primary energy. The analysis of this coefficient shows, that it is the highest in the steam compression heat pump (HP) $\eta = 0,6...2,3$. It is achieved by a HP due to the use of low-potential heat from renewable energy sources.

For the first time in Ukraine, the Institute developed and implemented heat pump technology for hot water supply in Kramatorsk, which made it possible to save 1.5 million m³ of gas per year.

Also, for the first time in Ukraine, heat pump dryers for dehydrating seeds and fruit-vegetable raw materials were created, the energy consumption of which is significantly less, than in existing analogues. Dryers have been introduced in Ukraine and Vietnam.

The technically achievable potential from the introduction of HP in Ukraine is 31.3 billion kWh/year, which is equivalent to more than 4.2 billion m³ of gas.

A cogeneration geothermal station with a gas piston engine for the use of gas-saturated thermal waters was developed and implemented at the Institute. The thermal power of the station is 0.76 MW, the electric power is 60 kW.

The annual technically achievable energy potential of geothermal waters in Ukraine is about 13.5 thousand KWh/year thermal and 2.3 thousand GW. h/year of electric energy, which is equivalent to reducing the consumption of natural gas by 2.2 billion m³ of gas per year.

In Ukraine, there are more than 2 billion tons of peat, which is equivalent to replacing 660 billion m³ of gas, which used in the world as fuel and fertilizers. For the first time, the thermal technology of simultaneous processing of peat into composite fuel (by adding to the diluted humic substances of peat biomass) and humic fertilizers was developed. The license for this technology has been sold in Vietnam.

For the burning of composite and other types of large-fraction organic fuels, the Institute has created a 0.5-ton water-heating boiler with a heat capacity of 0.5 MW. Fuel consumption per 1 Gcal is 160-240 kg/h. Water pressure 0.6 MPa. The efficiency is up to 90 %.

Compressed bed burner device was created, which can be used to create boilers and heat generators, as well as transfer boilers, furnaces, dryers, etc., working on natural gas, with the aim of replacing it with alternative fuel (coal, pellets, granules, agricultural waste). The completeness of combustion is up to 1.0. The thermal voltage of the combustion mirror is 3.0...8.0 MW/sq.m.

Energy-efficient heating technologies and equipment, which created at the Institute, can save more than 7.0 billion m³ of natural gas per year.

Bibliograph. 5, figure. 7, table. 1.

Key words: energy efficiency, renewable energy sources, geothermal energy, heat pump, drying, peat, composite fuel, burners, boilers, energy potential.

1. *Snizhkin Y.F., Chalayev D.M., Shavrin V.S., Dabyzha N.O.* (2008) Heat pumps in the heating and cooling system. *Polygraph-Service LLC*. 104. (in ukrainian)

2. *Mujumdar A.S., Kudre T.* (2001) Progress in drying technologies [Text], V. 7. 459.

3. *Energy efficiency of drying processes: Thematic collection of articles edited by Y.F. Snizhkina, R.O. Shapar* (2021). *Kyiv: Tropea*, 2. 68. (in ukrainian)

4. *Dolinsky A.A., Rezakova T.A.* (2017) The contribution of geothermal energy to the energy independence of Ukraine. *Industrial heat engineering*. 39. № 2. 6-11. (in russian)

5. *Snizhkin Yu.F., Korinchuk D.M.* (2022) Peat is an effective alternative type of fuel. *Thermal physics and thermal energy*. 44. № 3. 5-15. (in ukrainian)

Отримано 05.11.2022

Received 05.11.2022

УДК 621.45.038: 621.438

СПОСОБИ ВНУТРІШНЬОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ЛОПАТОК ГАЗОВИХ ТУРБІН
СУЧАСНІ ТА ПЕРСПЕКТИВНІХалатов А.А.,¹ академік НАН України, Борисов І.І.,¹ канд. техн. наук, Кулішов С.Б.²¹ Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ, вул. Марії Капніст, 2а, 03057, Україна² ДП НВКГ «Зоря»-Машпроект», Миколаїв, пр. Богоявленський, 42а, 54018, Україна<https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2022.2>*Розглянуті основні тенденції розвитку, сучасні та перспективні методи внутрішнього охолодження лопаток високотемпературних газових турбін.**The main development trends, modern and perspective methods of internal cooling of high-temperature gas turbine blades are considered.*

Бібл. 9, рис. 9.

Ключові слова: лопатки газових турбін, тепловий захист, внутрішнє охолодження, тенденції розвитку.**Список позначень:** G – масова витрата; T – температура; Nu – число Нуссельта; Re – число Рейнольдса; Ro – число Росбі; ϕ – глибина охолодження лопатки.**Індекси:** c – параметри охолоджувача; ∞ – параметри газового потоку; w – параметри на стінці;

охл – охолоджувач.

Вступ

Добре відомо, що питома потужність газової турбіни залежить від температури газу на вході. В сучасних енергетичних турбінах для виробництва електричної енергії значення вхідної температури досягає 1450...1600 °С, і в приводних газових турбінах малої потужності – 1350...1400 °С. В останньому випадку більш низький рівень температури обумовлений вимогою більш високого життєвого циклу газових турбін (до 150 тис. годин) та стійкості до високотемпературної корозії. Зростання температури газу призводить до підвищення температури не тільки робочих та соплових лопаток, а й дисків, статора, опор турбіни та системи змащування підшипників. Особливо вразливими в цьому сенсі є робочі лопатки, які піддаються відцентровим навантаженням та згинальним коливанням.

Для створення можливості підвищення температури газу на вході, поряд із застосуванням нових матеріалів та теплозахисних покриттів, інтенсивно досліджуються та розробляються системи внутрішнього (конвективного) та зовнішнього (плівкового) охолодження термонапру-

жених елементів газових турбін, перш за все, соплових та робочих лопаток. Для охолодження використовується стиснуте повітря, яке відбирається від компресора.

Внутрішнє повітряне охолодження лопаток газових турбін було вперше застосовано у 1962 р. в турбовентильаторному ГТД «Сопвай» (Велика Британія). Воно дозволило підвищити температуру газу перед турбіною одразу на 200°С. Сьогодні системи охолодження є невід'ємною складовою усіх високотемпературних газових турбін. При розробці системи охолодження необхідно не тільки забезпечити температуру поверхні лопатки не вище допустимих значень (для соплових – 1350°С, для робочих – біля 1300°С), але і максимально знизити нерівномірність температурного поля лопатки, яка призводить до термічної втоми матеріалу, зниження його пластичності, і, як результат – виходу лопатки із ладу. Наявний досвід показує, що із загального числа відказів газової турбіни середнє число відказів робочих лопаток складає 40%, а соплових – 20%.

У переважній більшості сучасних ГТД и ГТУ використовуються відкриті повітряні системи охолодження з «викидом» охолоджувача у проточну частину

турбіни. Підвищення глибини охолодження лопатки забезпечується за рахунок підвищення витрати повітря, який іде на охолодження, та інтенсифікації внутрішнього теплообміну. При температурі газу на вході 1600 К для охолодження елементів ГТД витрачається значна частина (до 15%) циклового повітря. Зв'язок між сумарною витратою охолоджувача та середньою глибиною охолодження лопатки визначається приблизним співвідношенням: $G_{охл}/G_{\Sigma} = \phi_{cr}(1 + 12 \phi_{cr})$, де ϕ_{cr} – середня глибина охолодження лопатки. Передбачається, що для наступного покоління газових турбін температура газу на вході буде вищою за 2200 К, тому розробка нових систем охолодження є на сьогодні ключовим напрямом для дослідників та розробників.

Метою роботи є аналіз сучасних та перспективних способів внутрішнього охолодження лопаток високо-температурних газових турбін.

Загальні відомості

Ефективність системи охолодження визначається глибиною охолодження:

$$\phi = \frac{T_{\infty} - T_w}{T_{\infty} - T_c} \quad (1)$$

де T_{∞} – температура газового потоку, T_w та T_c – відповідно значення температури зовнішньої поверхні лопатки та охолоджувача на вході в лопатку.

Глибина охолодження лопаток залежить від температури газу, матеріалу лопатки, ресурсу роботи турбіни, нерівномірності температурного поля газу за камерою згоряння та деяких інших факторів. Сьогодні в стаціонарних та корабельних ГТД внутрішнє охолодження лопаток починає використовуватись при температурі газу більш ніж 1020...1120 К, в авіаційних – при 1220...1270 К, що пов'язано з різними умовами експлуатації.

Основні схеми внутрішнього охолодження лопаток

Основні схеми руху охолоджувача, які застосовуються для охолодження лопаток, наведені на рис. 1. Найпростішою з них є система поздовжніх радіальних каналів з випуском охолоджувача в радіальний зазор (рис. 1 а).

В сучасних лопатках широко застосовуються *наніпетльові* (рис. 1 б, в) та *петльові* (*serpentine flow path*) (рис. 1 г, д) схеми внутрішнього охолодження, вони забезпечують високий рівень теплообміну в центральній частині лопатки і мінімальну нерівномірність температури по контуру лопатки. Найчастіше канали охолоджен-

ня мають прямокутну форму. Важливою особливістю петльової схеми є U-подібний поворот потоку, який характеризується високими втратами тиску, що знижує ефективність даного технічного рішення.

Наступним значним кроком в охолодженні робочих лопаток було застосування *вставного дефлектора* (рис. 1 є). Краще охолодження вхідної кромки лопатки досягається за рахунок струминного охолодження поверхні. В лопатці зі вставним дефлектором відстань від отвору струминного охолодження до внутрішньої поверхні вхідної кромки зазвичай дорівнює 3...6 мм, а відстань між стінкою лопатки і дефлектором – 0.4...1.5 мм.

Початковий розвиток систем охолодження

В перших охолоджуваних лопатках, які з'явились на початку 60-х рр. XX ст. (авіаційні ГТД «Конвей» і «Тайн») застосовувались конструкції з поздовжніми (радіальними) гладкими каналами з випуском охолоджувача в радіальний зазор (рис. 2). Така система конвективного охолодження дозволила підвищити температуру газу на вході до 1240...1310 К.

Подальший розвиток систем охолодження здійснювався по різним напрямам. Фірма «Роллс-Ройс» (Велика Британія) пішла по шляху збільшення числа каналів, ускладнення їх геометричної форми, попередньої закрутки охолоджувача, наближення каналів охолодження до поверхонь лопатки, інтенсифікації теплообміну в охолоджуючих каналах за рахунок резонансних коливань повітряного стовпа. Застосування всіх засобів, спрямованих на удосконалення систем охолодження в ГТД серії RB 211, дозволило досягнути температури газу 1685 К при 3% загальній відносній витраті повітря. В ГТД серії RB 211 (1480...1590 К) радіальний рух охолоджувача був збережений, але було застосовано плівкове охолодження вхідної кромки та петльова схема руху охолоджувача. Відносна витрата охолоджувача складала 2.2...3.0 %.

Фірма «Пратт-Уїтні» (США) на початковому етапі застосувала поздовжні канали та попередню закрутку охолоджувача. В подальшому відбувся перехід на лопатку з дефлектором, внутрішнім струминним охолодженням вхідної кромки, поверхонь тиску та розрідження, з циліндричними перемичками вихідної кромки та струминним охолодженням штирків. В результаті цих заходів середня глибина внутрішнього охолодження лопатки ГТД F-100 при температурі газу до 1590...1672 К і витраті охолоджувача 3% склала близько 0.55.

Розвиток робочих лопаток фірми «Дженерал Електрик» (США) характеризується наближенням отворів до поверхонь лопатки та використанням поздовжніх

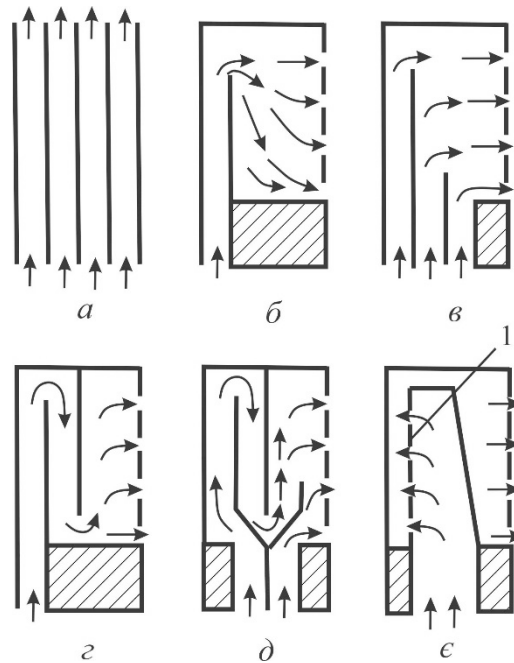


Рис. 1. Схеми руху охолоджувача всередині лопатки:

а – поздовжній рух, число каналів від 3...10 до 1...20; *б, в* – напівпетльові схеми; *г, д* – петльові схеми; *є* – схема з дефлектором (1) і струминною подачею повітря для охолодження входної кромки

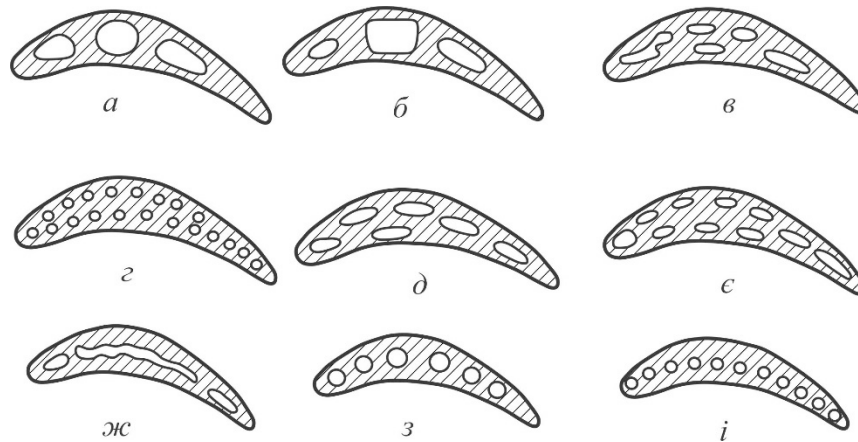


Рис. 2. Форма та розташування радіальних каналів в перетині робочих лопаток (авіаційні ГТД):

а – ГТД «Тайн», *б* – ГТД «Конвей» («Сопвай»), *в* – ГТД «Сней – 25», *г* – ГТД «Олімп-593»,
д – ГТД «RB-20», *є* – ГТД «RB-211», *ж* – ГТД «JT9D-3A», *з* – ГТД фірми «Пратт-Уітні», *і* – ГТД «JT8D»

отворів, еквідистантних до зовнішнього профілю лопатки, використанням каналів охолодження та попередньої закрутки охолоджуючого повітря.

В приводних газових турбінах НВКГ «Зоря»-«Машпроект» (Україна) другого покоління з температурою газу до 1190 К охолоджувались соплові лопатки 1-го ступеня та робочі лопатки, для чого застосовувались поздовжні канали та вихрова схема охолодження. В ГТД третього покоління з температурою на вході

1310...1390 К були застосовані робочі лопатки з петльовою, напівпетльовою та вихровою схемами руху охолоджувача.

Поздовжні охолоджувальні канали досить прості в конструкції та технології, недорогі у виготовленні. Зниження температури поверхні лопаток при відносній витраті охолоджуючого повітря 1.5...2.0 % складає 100...200 К, відповідно на цю величину може бути підвищена температура газу перед турбіною. Основ-

ними недоліками схеми поздовжніх отворів є відносно мала величина глибини охолодження вхідної та вихідної кромки лопатки та велика різниця температур (до 250 К) по профілю лопатки. Хоча з часом поздовжні охолоджувальні канали були замінені більш ефективними технологіями, вони ще можуть бути використані для охолодження лопаток більш віддалених ступенів турбіни.

Інтенсифікація теплообміну в каналах охолодження

На даний час відомі та ретельно вивчені більш ніж 20 методів інтенсифікації теплообміну. Більшість з них характеризується випереджаючим зростанням втрат тиску у порівнянні з інтенсифікацією теплообміну. Для внутрішнього охолодження лопаток газових турбін можуть використовуватися лише деякі з них, такі як поздовжні канали, струминне охолодження, прямі, похилі та розрізні мікроребра (trip-strip) висотою 0.5...1.0 мм, штирки різної форми (pin-fins), шорсткість поверхні, об'ємні (акустичні) флуктуації охолоджувача. Застосовуються також перемички з отворами різної форми, які з'єднують поверхні тиску та розрідження лопатки. Обмежений набір технологій охолодження лопаток обумовлений малим об'ємом всередині лопатки для розміщення системи охолодження, а також технологічними труднощами виробництва.

Оребрення каналів охолодження широко застосовується в охолоджуючих поздовжніх каналах (рис. 3 з; 4 з). Вони встановлюються під кутами 90, 60 або 45 градусів до напрямку потоку. Застосування розрізних ребер, V- або Δ-подібних ребер дозволяє підвищити теплогідрравлічні характеристики каналів охолодження. Прямі ребра забезпечують коефіцієнт теплогідрравлічної ефективності $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{0.33}$ на рівні 1.2, V-подібні ребра (60°) – 1.4, а розрізні V-подібні

ребра (60°) – 1.8. Інтенсифікація теплообміну в каналах з прямими мікроребрами складає 2.0, в той час як в каналах з розрізними мікроребрами досягає 3.0 і більше. В роботі [1] вивчені 6 варіантів мікрооребрення і підтверджено, що V-подібне мікрооребрення має найкращі теплогідрравлічні характеристики.

Основною проблемою застосування мікроребер є їх деградація в процесі експлуатації та неточність виготовлення литтям, які складно контролювати. Оскільки висота мікрооребрення складає не більше 10% від гідрравлічного діаметру каналу, в каналах з діаметром 5 - 8 мм оптимальна висота ребра складає 0.5 мм. В цьому випадку зниження висоти ребра з 0.5 до 0.4 мм в системі охолодження робочої лопатки в ГТД з температурою газу на вході 1573 К призводить до збільшення температури стінки лопатки на 30 К і більше, що є неприйнятним.

При аналізі систем охолодження лопатку умовно поділяють на три основні частини: вхідну кромку, середню частину та вихідну кромку. Цей розподіл обумовлений різною газодинамікою обтікання, тепловим навантаженням та конструктивними особливостями. Окрім цього, окремо розглядаються сторони тиску та розрідження.

Методи охолодження **вхідної кромки** лопатки наведено на рис. 3.

В області вхідної кромки лопатки мікрооребрення має особливості, які обумовлені відмінністю форми каналу від прямокутної. Хоча воно має теплогідрравлічні характеристики, близькі до інших методів інтенсифікації теплообміну, тим не менш на найбільш напружених ділянках вхідної кромки воно дозволяє отримати інтенсивність теплообміну, яка перевищує середнє значення на 70%. Дослідження, виконані в роботі [1], показали, що геометрична форма каналу охолодження

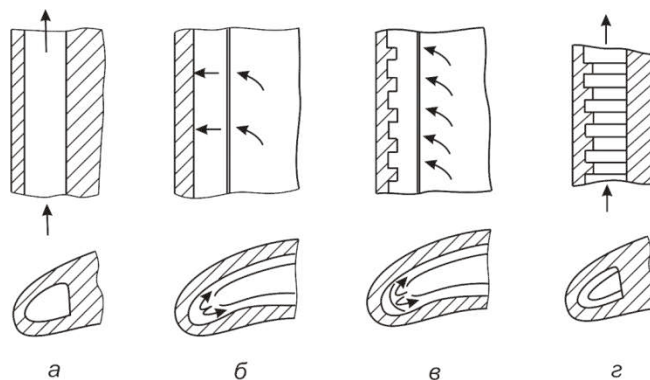


Рис. 3 Методи охолодження вхідної кромки лопатки:

а – радіальний канал; б – струминне охолодження; в – струминне охолодження з мікроребрами;

г – радіальний канал з мікроребрами

суттєво впливає на вихрову структуру потоку, локальний і середній теплообмін. Зі зростанням температури газу в конструкції радіальних каналів з'явилися напівкільцеві мікроребра для руйнування поверхневого пограничного шару (рис. 3 з).

Найкращі теплогідравлічні характеристики показали V-подібні мікроребра, причому інтенсифікація теплообміну для суцільних та переривчастих V-подібних мікроребер складає 3.4 і 4.0 відповідно. Обертання каналу охолодження з V-подібними ребрами ($Ro = 0,05 \dots 0,10$) незначним чином впливає на рівень локального і середнього теплообміну. Часткове мікрооребрення бокових стінок дозволяє при застосуванні V-подібних ребер зменшити втрати тиску до 40% при зниженні теплообміну на 4...5%.

Застосування Δ -генераторів для інтенсифікації теплообміну було розглянуто Д. Ханом (США) в 1993 р. Дослідження показали високий рівень теплообміну і втрати тиску, сумірні з V-подібним розрізним мікрооребренням (60°). Найкращі результати демонструють Δ -подібні ребра, розташовані вершиною назустріч потоку. Незважаючи на високий рівень теплообміну ($Nu/Nu_0 = 3.0 \dots 3.4$), Δ -подібні ребра поки не знайшли широкого застосування при внутрішньому охолодженні лопаток газових турбін.

Для інтенсифікації теплообміну в центральній частині лопатки використовуються гладкі та оребрені поперечні канали, канали з перемичками і штирками, внутрішнє струминне охолодження, поздовжні та поперечні канали малого діаметра поблизу поверхні лопатки (рис. 4).

Ефективність охолодження таких лопаток складає $100 \dots 140^\circ\text{C}$ на 1% охолоджуючого повітря. При витраті охолоджувача на рівні 4% в лопатці з дефлектором та струминним охолодженням стінок середня глибина охолодження склала 0.5. Недоліком дефлекторної схеми є малий ресурс, складність контролю зазору між стінкою лопатки і дефлектором, засмічення мілких отворів (0.4...1.5 мм) струминного охолодження мілкодисперсним пилом. Нерівномірність температури по контуру лопатки в цьому випадку складає $75 \dots 120^\circ\text{C}$.

При подальшому підвищенні температури газу отримав розвиток напівпетльовий (рис. 3 б, в) та петльовий рух повітря всередині лопатки (рис. 3 г, д). Випуск охолоджувача виконується у вихідну кромку та на поверхню тиску лопатки в області вихідної кромки. Для інтенсифікації теплообміну використовуються похилі мікроребра на стороні тиску, штирки та перемички різної форми, які з'єднують сторони тиску та розрідження лопатки, струминне охолодження штирків через отвори в перекладках, зигзагоподібні канали, вихрова матриця (рис. 5 і).

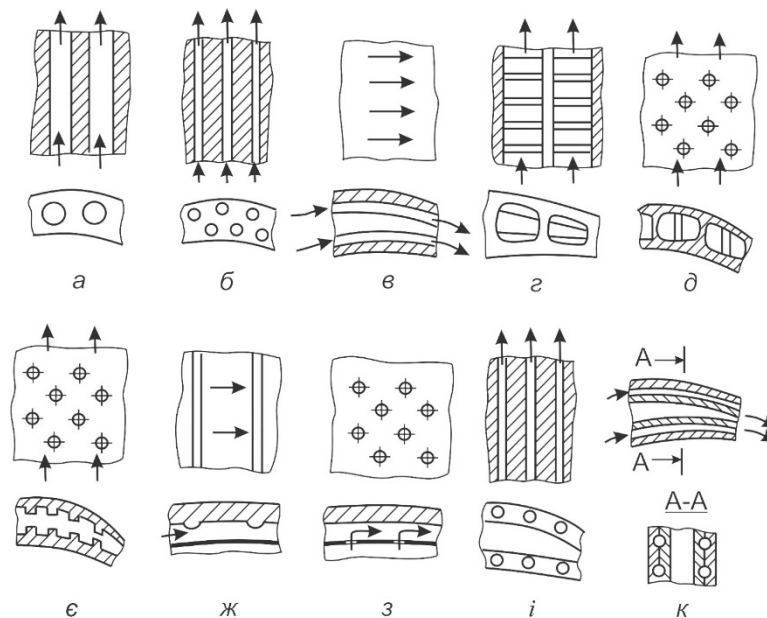


Рис. 4. Методи охолодження середньої частини лопатки:

а, б – поздовжні гладкі канали; в – поперечні гладкі канали (дефлектор); г – поздовжні канали з ребрами; д, е – те ж з перемичками та штирками; ж – поперечні канали з поздовжніми ребрами; з – внутрішнє струминне охолодження; і, к – поздовжні або поперечні канали малого діаметра поблизу поверхні

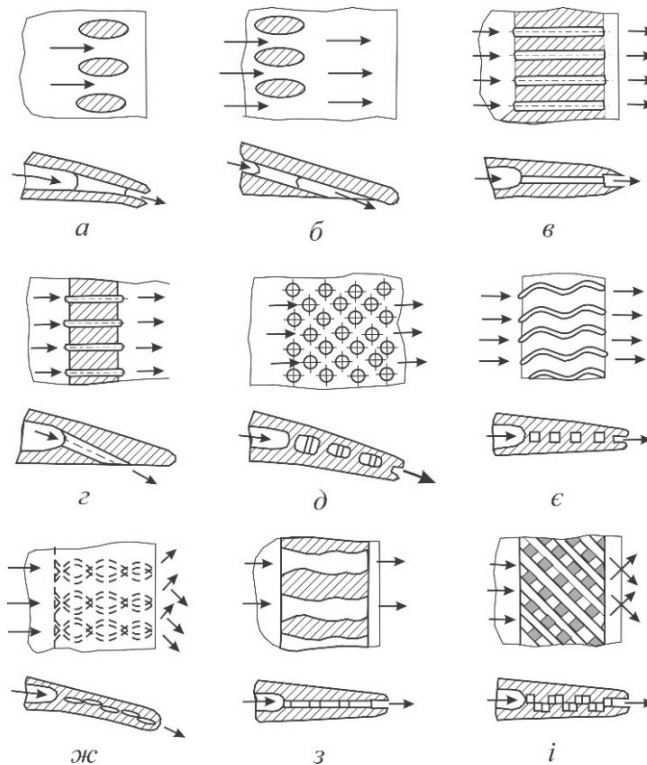


Рис. 5. Методи охолодження вихідної кромки лопатки:

а – прямокутна щілина; б – прямокутна щілина на поверхні тиску; в – канали малого діаметра; г – канали малого діаметра на поверхні тиску; д – перемички-турбулізатори; е – зигзагоподібні канали; ж – зигзагоподібні канали, що перехрещуються; з – дифузотно-конфузотні канали; і – канали, що перехрещуються (вихрова матриця)

Вихідна кромка лопатки також є достатньо теплонапруженим елементом. Як правило, випуск відпрацьованого охолоджувача у хвостову частину лопатки проводиться в схемах з внутрішнім дефлектором, напівпетльовим та петльовим рухом охолоджувача. Основні способи конвективного охолодження вихідної кромки лопатки представлені на рис. 5. Інтенсифікація теплообміну забезпечується за рахунок відриву потоку, установки прямих та похилих мікроребер і штирків різної форми, прискорення охолоджувача по довжині каналу, затиснення січення охолоджувача по довжині, затиснення січення каналу та струминного охолодження, застосування каналів складної (зигзагоподібної) форми і вихрової матриці. В останньому випадку відмічено значне підвищення довговічності лопатки. В американських конструкціях широко застосовуються двох- та трьохрядні мікроребра і штирки в комбінації зі струменевим охолодженням при затисненні січення каналу.

Перспективні схеми внутрішнього охолодження

Із зростанням температури газу перед турбіною суттєво зростає витрата повітря на охолодження. Як зазначалось вище, при $T_r^* = 1350 \dots 1400$ °С ця витрата досягає 15%, що різко знижує ефект підвищення вхідної температури в термодинамічному циклі ГТД. Тому в останні 25 років проводяться інтенсивні дослідження в області інноваційних систем охолодження лопаток зі зниженою витратою охолоджувача, високою теплогідрравлічною ефективністю та прийнятною технологією виготовлення. В роботі [2] перераховані наступні основні проблеми, з якими зіштовхуються розробники систем внутрішнього охолодження лопаток: забезпечення однорідності температурного поля поверхні лопатки; врахування несиметричності геометричної форми лопатки; складна архітектура систем охолодження (наприклад, мікроканали); необхідність зниження температурних градієнтів (і, як наслідок, термічних напружень); створення охолодження, що контролюється

(адаптивне охолодження). Подолання цих викликів потребує як дослідження та розробки нових технічних рішень, так і розвитку нових технологій виготовлення лопаток.

Циклонне охолодження ґрунтується на закрутці потоку охолоджувача і вихровій інтенсифікації теплообміну за рахунок підвищення швидкості потоку біля стінки каналу. Важливою перевагою циклонного охолодження є відсутність виступаючих в потік елементів (мікроребер), схильних до деградації і засмічення. Робочі лопатки з циклонним охолодженням поки не получили практичного застосування, проте з розвитком адитивних технологій вони можуть отримати більш широке розповсюдження у зв'язку з можливістю точного виготовлення лопаток і зниження втрат тиску за рахунок «супертонкої» обробки поверхні каналу.

На даний час вивчені різні схеми циклонного охолодження, які докладно розглянуті в роботах [2, 3]. Для охолодження вхідної кромки лопатки розглянуті дво- і тривимірні схеми циклонного охолодження (рис. 6, 7). При оптимальних умовах в області лобової точки лопатки середня тепловіддача при застосуванні циклонної схеми є вищою за тепловіддачу при струминному охолодженні, інтенсифікація теплообміну одразу за завихрювачем може сягати 6...8.

В тривимірних схемах охолоджувач подається через декілька тангенційних отворів, розподілених по довжині каналу, що дозволяє регулювати закон розподілення теплового потоку по довжині каналу. Середня тепловіддача в лопатці з циклонним охолодженням з петльовим рухом охолоджувача складає 3...5, а по теплогідрравлічній ефективності вона не поступається V-подібним розрізним ребрам (60°). Схема лопатки з тривимірною схемою циклонного охолодження,

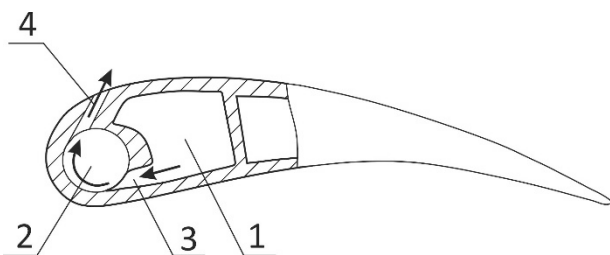


Рис. 6. Двовимірна схема циклонного охолодження вхідної кромки з виходом на плівкове охолодження поверхні розрізнення [3]:
1 – розподільчий канал; 2 – циклонна камера;
3 – підвідний тангенційний канал;
4 – канал виходу на плівкове охолодження

тангенційно – похилою закруткою потоку і викидом охолоджувача у хвостову частину лопатки представлена на рис. 7. Різні варіанти лопаток з циклонним охолодженням представлені в роботі [2].

Застосування заглиблень в каналах охолодження дозволяє інтенсифікувати теплообмін при незначних втратах тиску. В системі поверхневих заглиблень кожне з них генерує специфічну вихрову структуру типу «торнадо», які при достатньо щільному розташуванні взаємодіють одна з одною [6]. Такі вихори є тривимірними та нестационарними, і мають малу висоту над поверхнею. Дослідження показують, що у вузькому каналі ($H/D < 0.33$) при достатньо щільному розташуванні заглибин спостерігається випереджаюче зростання інтенсифікації теплообміну у порівнянні із зростанням втрат тиску. Перші дослідження лопаток газових турбін з охолоджуючими каналами, які використовують поверхневі заглибини, виконані в НВКГ «Зоря»-Машпроект (Миколаїв). Канали охолодження в донній частині мали сферичні заглибини глибиною $h/D = 0.12$, відносна висота каналу охолодження складала 0.22, а щільність заглибин 70%. Дослідження показали, що заглибини дозволяють підвищити тепловіддачу на 10%. Перелік практичних рекомендацій по використанню поверхневих заглибин в системі охолодження лопаток розглянуто в [4].

Значний практичний інтерес представляє охолодження зворотної сторони торцевої поверхні соплового апарату за рахунок струминного охолодження поверхні

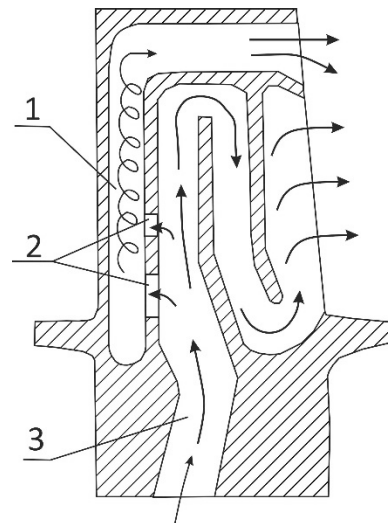


Рис. 7. Лопатка з тривимірним циклонним охолодженням вхідної кромки [3]:
1 – канал циклонного охолодження,
2 – тангенційні отвори,
3 – канал подачі охолоджувача

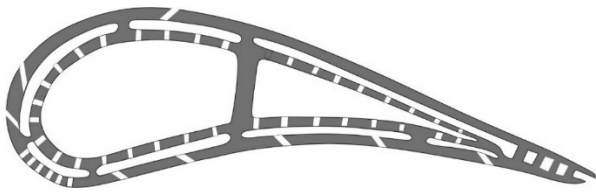


Рис. 8. Лопатка з двостінним охолодженням «double wall cooling» [8]

із заглибинами. В цьому випадку подача струй між заглибинами дозволяє підвищити теплообмін не тільки за рахунок зростання поверхні теплообміну, але і за рахунок формування інтенсивної вихрової структури, яка руйнує пограничний шар.

Міні- і мікроканальне охолодження характеризується підвищеними втратами тиску, проте вони мають великий потенціал внутрішнього охолодження лопаток внаслідок високої тепловіддачі [2,7]. Навіть система гладких охолоджуючих міні- і мікроканалів дозволяє досягати дуже високого рівня теплообміну. Розташування каналів поблизу поверхонь лопаток (пристінне охолодження, рис. 4 і, к) або використання технології подвійної стінки (рис. 8) – основні приклади ефективного використання мініканального охолодження. Із ранніх досліджень можна відмітити технології «Lamilloy», «Трансплэй», «CastCool» і «Poroform» [5].

Такі технічні рішення розглядались досить давно, але можливість їх реалізації з'явилась нещодавно, з появою нових видів лиття, а також адитивних технологій. Основною ідеєю таких схем є максимальне наближення охолоджувача до джерела теплоти, це є кроком в сторону транспіраційного охолодження, при якому температура внутрішньої стінки є близькою до початкової температури охолоджувача, це підвищує міцність лопатки.

Основні проблеми тут наступні: засмічення мілких каналів, вплив шорсткості поверхні на втрати тиску, висока вартість і недостатня точність виготовлення міні- і мікроканалів від серії до серії. Навіть незначна різниця в діаметрі каналу може привести до локального перегріву поверхні і виходу лопатки з ладу. Мініканальне охолодження, як правило, поєднується з виходом охолоджувача на плівкове охолодження лопатки. Вважається, що двостінне охолодження може дати зменшення витрати охолоджувача на 15...20 % у порівнянні з існуючими системами. Потенціал мікроканального охолодження – 20...30 % зниження витрати охолоджувача.

В останні роки активно вивчається *skin cooling* (рис. 9), в якому охолоджувальні канали покриті спеціальним покриттям, в якому збережені мікрощілини

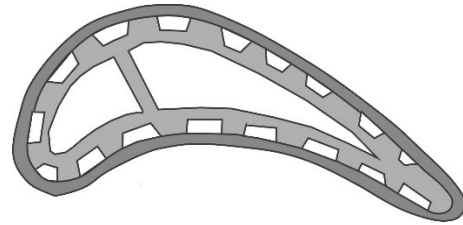


Рис. 9. Схема охолодження по технології «skin cooling» [9]

для виходу охолоджувача подібно шкірі живих організмів. В даному випадку може бути використано рідинне охолодження з випаровуванням рідини на поверхні.

Великий інтерес представляє пристінне охолодження (*near-wall cooling*), запропоноване Р. Банкером. Використання міні каналів охолодження в безпосередній близькості від зовнішньої поверхні лопатки дозволить не тільки виключити «гарячі плями» на поверхні лопатки, але і суттєво знизити термічні напруження.

Є також ідея застосування керамічної матриці, монолітної кераміки та металевої матриці. Ці матеріали не є новими, але вони не використовувались для охолодження лопаток. Також може бути використана гібридна схема, наприклад, пористої вставки між стінками в двостінній схемі.

Висновки

Розглянуті та проаналізовані схеми внутрішнього охолодження лопаток газових турбін. Систематизовані методи охолодження вхідної кромки, середньої частини та вихідної кромки. Проаналізовані методи інтенсифікації теплообміну, які застосовуються в системах охолодження.

Виконано аналіз перспективних методів внутрішнього охолодження. Показано, що основним напрямом розвитку систем охолодження є застосування мікроканальних схем, з максимальним наближенням каналів охолодження до зовнішньої поверхні лопатки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Доник Т.В., Письменный Д.Н. 2014. Теплообмен и гидродинамика закрученных и вихревых потоков в каналах // Киев, Наукова Думка. Под ред акад. НАНУ А.А. Халатова. 188 с.
2. Bunker R.S. Evolution of turbine cooling. (2017) ASME Paper No GT2017-63205. <https://doi.org/10.1115/GT2017-63205>

3. Халатов А.А., Романов В.В., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Северин С.Д. 2010. Теплообмен и гидродинамика при циклонном охлаждении лопаток газовых турбин. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил. Том 9 // Киев, Изд. Института технической теплофизики НАНУ. 317 с
4. Халатов А.А. 2008 Вихревые технологии аэротермодинамики в энергетическом газотурбостроении. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил. Том 7 Киев, Изд. Института технической теплофизики НАНУ. 291 с
5. Bunker R. Gas turbine: moving from macro to micro cooling. 2013. ASME Turbo Expo 2013. GT2013-94277. 17 с. DOI:10.1115/GT2013-94277
6. Ligrani P.M., Mahmood G.I., Harrison J.L., Clayton C.M., Nelson D.L. Flow structure and local Nusselt number variations in a channel with dimples and protrusions on opposite walls. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2001. Vol.44, № 23. P.4413-4425. DOI:10.1016/S0017-9310(01)00101-6
7. Town J., Straub D, Black J, Thole K.A, Shih T. State-of-the-Art Cooling Technology for a Turbine Rotor Blade. Journal of Turbomachinery 140(7), (2018), 071007-1. <https://doi.org/10.1115/1.4039942>
8. Weihong Li, Xueying Li, Jing Ren Hongde Jiang (2018) A novel method for designing fan-shaped holes with short length-to-diameter ratio in producing high film cooling performance for thin-wall turbine airfoil. Journal of turbomachinery, V. 148, 091004-1-15. DOI: 10.1115/1.4041035
9. Jackson M.R., Skelly D.W., Rowe R.G, La Chapelle D.G., Wilson, P.S. (1997) Method for Making a Double Wall Airfoil. US Patent 5,640,767

MODERN AND PERSPECTIVE METHODS OF INTERNAL COOLING OF GAS TURBINE BLADES

Khalatov A.A.,¹ Borisov I.I.,¹ Kulishov S.B.²

¹ *Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, 2a, Marii Kapnist str. Kyiv, 03057, Ukraine*

² *Industrial Machinery Manufacturing «Zorya-Mashproekt», Mykolayiv, 42a, Bogoyavlensky av, Ukraine*

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2022.2>

Considered and analyzed schemes of internal cooling of gas turbine blades starting from their initial application to the present time. Systematized methods of cooling the leading edge, the middle part and the trailing edge. The methods of heat transfer augmentation, which are used in blade cooling systems, are analyzed. An analysis of perspective methods of internal cooling was performed. Among them, we can single out cyclone cooling and the use of dimples on the surfaces of the channels. These technologies provide the high thermohydraulic performance of cooling channels. It is shown that the main trend of the development of cooling systems is the use of microchannel schemes, with the maximum approach of the cooling channels to the outer surface of the blade. These methods become possible due to the development of new casting technologies and additive technologies.

References 15, tables 2, figures 8.

Key words: gas turbine blades, thermal protection, internal cooling, development trends.

1. Donyk T., Pysmennyi D. (2014) Heat transfer and hydrodynamics of swirling and vortex flow in channels. 2014, Kyiv, Naukova Dumka, Editor A/Khalatov. 188 p. ISBN 978-966-00-1424-4

2. Bunker R.S. Evolution of turbine cooling. (2017) ASME Paper No GT2017-63205. <https://doi.org/10.1115/GT2017-63205>.

3. Khalatov A.A., Romanov V.V., Borisov I.I., Dashevskyy Y. Y., Severin S.D. (2010) Heat transfer and hydrodynamics at cyclone cooling of gas turbine blades. Kyiv, Institute for Engineering Thermophysics. National Academy of Sciences of Ukraine.. 317 p. ISBN 978-966-02-5694-1

4. Khalatov A. (2008) Heat transfer and fluid flow in the fields of centrifugal fields. V. 7. Aerothermal vortex technologies for power engineering gas turbines, Kyiv, Institute for Engineering Thermophysics. National Academy of Sciences of Ukraine. 291 p. ISBN 978-966-02-4917-2

5. Bunker R. Gas turbine: moving from macro to micro cooling. 2013. ASME Turbo Expo 2013. GT2013-94277. 17 c. DOI:10.1115/GT2013-94277.

6. Ligrani P.M., Mahmood G.I., Harrison J.L., Clayton C.M., Nelson D.L. Flow structure and local Nusselt number variations in a channel with dimples and protrusions on opposite walls. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2001. Vol.44, № 23. P.4413-4425. DOI:10.1016/S0017-9310(01)00101-6.

7. Town J., Straub D, Black J, Thole K.A, Shih T. State-of-the-Art Cooling Technology for a Turbine Rotor Blade. Journal of Turbomachinery 140(7), (2018), 071007-1. <https://doi.org/10.1115/1.4039942>.

8. Weihong Li, Xueying Li, Jing Ren Hongde Jiang (2018) A novel method for designing fan-shaped holes with short length-to-diameter ratio in producing high film cooling performance for thin-wall turbine airfoil. Journal of turbomachinery, V. 148, 091004-1-15. DOI: 10.1115/1.4041035

9. Jackson M.R., Skelly D.W., Rowe R.G, La Chapelle D.G., Wilson, P.S. (1997) Method for Making a Double Wall Airfoil. US Patent 5,640,767

Отримано 17.08.2022

Received 17.08.2022

УДК: 532.536

ПРИРОДНА КОНВЕКЦІЯ РЕАЛЬНОГО ГАЗУ БІЛЯ ВЕРТИКАЛЬНОЇ НАГРІТОЇ СТІНКИ

Авраменко А.О., член-кореспондент НАН України, Ковецька М.М., канд. техн. наук,
Дмитренко Н.П., канд. техн. наук, Ковецька Ю.Ю., докт. філософ.

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. М. Капніст 2а, м. Київ 03680, Україна

<https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2022.3>

Розглянуто задачу теплообміну за природної конвекції газу Ван дер Ваальса біля вертикальної пластини, що обігривається. Отримано стаціонарне рішення задачі на основі аналізу симетрії. Показано вплив зміни параметрів Ван дер Ваальса на коефіцієнти тепловіддачі.

The problem of heat transfer in the case of natural convection of van der Waals gas near a vertical heated plate is considered. A stationary solution of the problem is obtained based on the analysis of symmetries. The effect of changing the van der Waals parameters on the heat transfer coefficients is shown.

Бібл. 14, рис. 4.

Ключові слова: теплообмін, природна конвекція, реальний газ.

g – гравітаційне прискорення;
 p – тиск;
 R – газова постійна;
 T – температура;
 u – повздовжня швидкість;
 v – поперечна швидкість;
 V – об'єм;
 x – повздовжня координата;
 y – поперечна координата;
 α – коефіцієнт тепловіддачі;
 δ – товщина пристінного шару;

ν – кінематична в'язкість;
 ρ – густина;
 Nu – число Нуссельта;
 Pr – число Прандтля.
Індекси нижні:
 0 – ідеальний газ;
 w – значення параметрів на стінці;
 ∞ – значення параметрів на зовнішній межі пристінного шару.

В останнє десятиріччя проводяться дослідження з інтенсифікації теплообміну природної конвекції реального газу для геотермальних систем, сонячних колекторів, холодильної техніки [1,2]. Результати дослідження теплообміну природної конвекції в двофазних потоках представлені в роботах [3-6]. Конвективний теплообмін в пористих середовищах розглянуто в роботах [7-9]. В роботі [10] визначені умови створення дрібномасштабних структур надкритичної рідини Ван дер Ваальса. Показана різниця при формуванні структур для ідеального і реального газу. Результати дослідження гідродинаміки і теплообміну в теплоносіях з нелінійною залежністю густини від температури свідчать, що коефіцієнти тепловіддачі істотно залежать від ефектів стисливості середовища [11, 12]. Особлива увага в роботах приділяється дослідженню процесів теплообміну в області нелінійної залежності густини теплоносія від температури, що описується рівнянням стану Ван дер Ваальса.

Продовжуються також пошуки нових моделей багатопараметричних рівнянь стану реального газу. В роботі [13] представлена нова молекулярно-термодинамічна модель взаємодії крапкових центрів та набір простих трипараметричних рівнянь стану, які отримані на її основі. Показано зв'язок параметрів рівняння стану з проявою міжмолекулярних сил притягування та відштовхування.

Метою роботи є дослідження впливу теплофізичних властивостей газу Ван дер Ваальса на теплообмін природної конвекції біля вертикальної нагрітої стінки, порівняння впливу рівняння стану ідеального і реального газів на характеристики природної конвекції.

Нагріта вертикальна пластина з температурою T_w розташована у великому об'ємі реального газу з температурою T_∞ . Товщина шару природної конвекції газу біля пластини є δ , температура назовні шару T_∞ постійна і менша, ніж температура пластини $T_w > T_\infty$. Помістимо початок координат на нижній кромці пластини; вісь x спрямована вздовж течії нагрітого шару газу; вісь y –

перпендикулярна до поверхні пластини. Припустимо, що фізичні параметри газу (виключаючи густину) постійні. Тоді система рівнянь, що описує стаціонарний процес природної конвекції реального газу біля вертикальної нагрітої стінки, має вигляд

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

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

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}, \quad (3)$$

$$\left(p + a\rho^2 \right) \left(\frac{1}{\rho} - b \right) = RT. \quad (4)$$

Тут рівняння (4) є рівнянням стану Ван дер Ваальса, a і b – постійні параметри Ван дер Ваальса.

Граничні умови для системи рівнянь (1) – (3) наступні

$$u = 0, \quad v = 0, \quad T = T_w, \quad \text{при} \quad y = 0, \quad (5)$$

$$u = 0, \quad v = 0, \quad T = T_\infty, \quad \text{при} \quad y \rightarrow \infty, \quad (6)$$

Наведемо рівняння (4) в безрозмірному вигляді

$$\left(Z + \frac{Wa_a}{Z} \right) \left(1 - \frac{Wa_b}{Z} \right) = 1, \quad (7)$$

де

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

Розв'язавши рівняння (7) відносно густині, отримаємо кубічне рівняння, яке має один дійсний і два комплексно спряжених кореня. Дійсний корінь запишеться у вигляді

$$Z(Wa_a, Wa_b) = \frac{1}{6} \left(\frac{2(1 + Wa_b) + \left(2^{4/3} (-3Wa_a + (1 + Wa_b)^2) \right)}{\left(3^{3/2} \sqrt{Wa_a (4Wa_a^2 + 4Wa_b(1 + Wa_b)^3 + Wa_a (-1 - 20Wa_b + 8Wa_b^2))} \right)} \right)^{1/3} + \left(\frac{2^{2/3} \left(2 + 6Wa_b + 6Wa_b^2 + 2Wa_b^3 + 9Wa_a (-1 + 2Wa_b) + \right)}{\left(3^{3/2} \sqrt{Wa_a (4Wa_a^2 + 4Wa_b(1 + Wa_b)^3 + Wa_a (-1 - 20Wa_b + 8Wa_b^2))} \right)} \right)^{1/3} \right), \quad (8)$$

Спростимо цей вираз в наближенні малих значень параметрів Wa_a і Wa_b . Для цього розкладемо (8) в ряд Маклорена. В результаті отримаємо

$$Z^{-1} = 1 + Wa_a - Wa_b, \quad (9)$$

або

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

Підстановка виразу (10) в рівняння (2) дає

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g \left(1 - \frac{Z}{1 + \beta \Delta T \theta} \left(1 - \frac{Wa_b}{1 + \beta \Delta T \theta} + \frac{Wa_a}{(1 + \beta \Delta T \theta)^2} \right) \right), \quad (11)$$

де параметри Ван дер Ваальса Wa_a і Wa_b складені з використанням значень параметрів газу на зовнішній межі пограничного шару

$$\theta = \frac{T - T_\infty}{T_w - T_\infty} = \frac{T - T_\infty}{\Delta T}, \quad \beta = \frac{1}{T_\infty}. \quad (12)$$

Для розв'язання задачі використовуємо аналіз симетрії (групи Лі) [14]. Введемо автомодельну змінну $\eta = y \sqrt{\frac{g\beta\Delta T}{4\nu^2 x}}$ і автомодельну функцію, що задовольняє рівнянню

$$x \frac{\partial f'}{\partial x} + \frac{1}{2} u \frac{\partial f'}{\partial u} = 0. \quad (13)$$

Це дозволяє звести рішення задачі до рішення системи звичайних диференціальних рівнянь для функції розподілу і температури

$$f''' + 3ff'' - 2f'^2 + \frac{1}{\beta\Delta T} \left(1 - \frac{1}{1 + Wa_a - Wa_b} \left(\frac{1}{1 + \beta\Delta T\theta} - \frac{Wa_b}{(1 + \beta\Delta T\theta)^2} + \frac{Wa_a}{(1 + \beta\Delta T\theta)^3} \right) \right) = 0 \quad (14)$$

$$\theta'' + 3Pr f \theta' = 0 \quad (15)$$

з граничними умовами

$$f = 0, \quad f' = 0, \quad \theta = 1, \quad \text{при} \quad \eta = 0, \quad (16)$$

$$f' = 0, \quad \theta = 0 \quad \text{при} \quad \eta \rightarrow \infty. \quad (17)$$

Зворотній перехід від функції розподілу до швидкості виконується за формулами

$$u = 2f'(\eta)\sqrt{g\beta\Delta T x}, \quad v = \sqrt[4]{\frac{g\beta\Delta T v^2}{4x}}(f'\eta - 3f).$$

Система рівнянь (14), (15) з граничними умовами (16), (17) вирішувалась чисельно з використанням програмного забезпечення «MATLAB». В результаті отримані профілі швидкості і температури для різних значень параметрів Wa_a і Wa_b .

На рис. 1, 2 показано вплив параметрів Ван дер Ваальса на форму профілю швидкості в пристінному шарі.

Як видно з рис. 1, збільшення параметра Wa_a призводить до збільшення швидкості. Ця обставина пов'язана зі збільшенням підйомної сили, тому що параметр a в рівнянні Ван дер Ваальса характеризує додатковий, порівняно з течією ідеального газу, тиск, що виникає в пристінному шарі. Зі збільшенням параметра Wa_b (рис. 2) швидкість в приграничному шарі зменшується, що пов'язано з впливом цього параметра в рівнянні стану, якій характеризує збільшення додаткового об'єму, не заповненого молекулами газу. Збільшення параметра b призводить до зменшення сили Архімеда й уповільнення потоку.

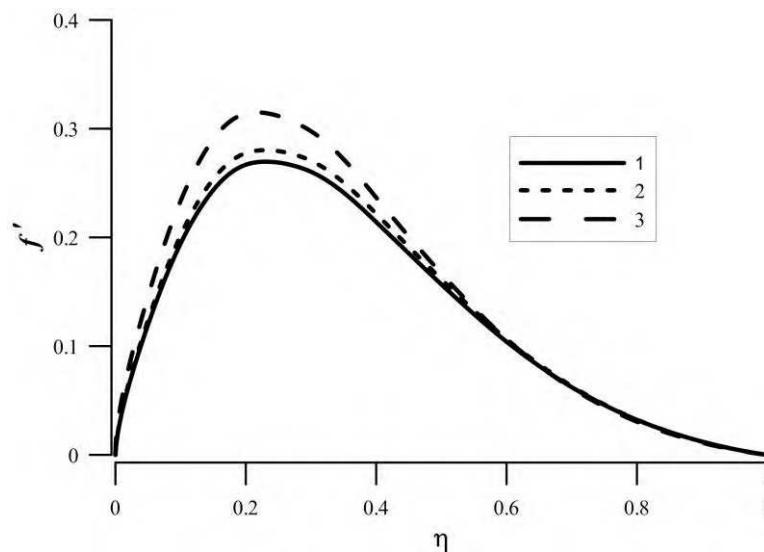


Рис. 1. Вплив параметра Wa_a на профілі швидкості для $\beta\Delta T=0.1$, 1—ідеальний газ ($Wa_a = Wa_b=0$), 2— $Wa_a=0.1$ ($Wa_b=0.05$), 3— $Wa_a=0.2$ ($Wa_b=0.05$)

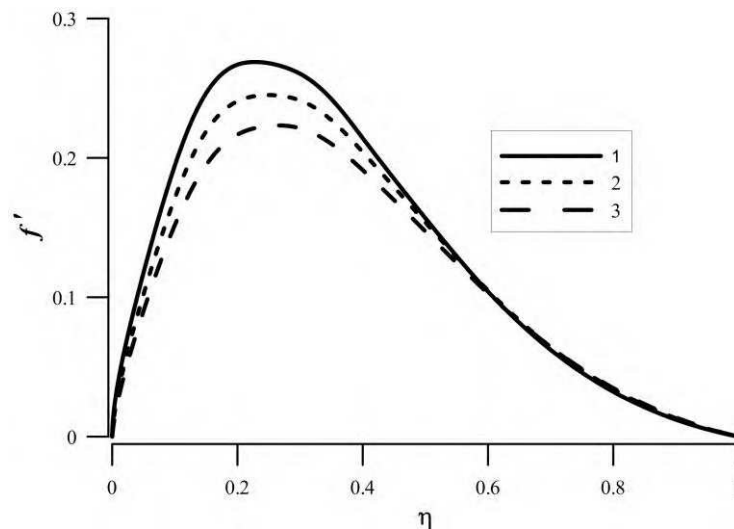


Рис. 2. Вплив параметра Wa_b на профілі швидкості для $\beta\Delta T=0.1$: 1 — ідеальний газ ($Wa_a = Wa_b=0$); 2 — $Wa_b=0.1$ ($Wa_a=0.05$); 3— $Wa_b=0.2$ ($Wa_a=0.05$)

Отримані в результаті розв'язання задачі профілі температури дозволили оцінити вплив параметрів рівняння стану на коефіцієнти тепловіддачі за природної конвекції реального газу біля нагрітої стінки.

На рис. 3,4 показано вплив параметрів Ван дер Ваальса на відносні числа Нуссельта, де значення Nu_0 відповідають тепловіддачі ідеального газу ($a=b=0$).

Як видно з рис. 3, збільшення параметра Wa_a призводить до збільшення коефіцієнта тепловіддачі, що пов'язано зі збільшенням швидкості потоку в пристінному шарі (рис. 1). Збільшення параметра Wa_b

призводить до зменшення швидкості (рис. 2), що, в свою чергу, призводить до зменшення коефіцієнта тепловіддачі (рис. 4). При цьому спостерігається різке зменшення чисел Нуссельта для великих значень параметра Wa_b . Зі збільшенням значення параметра Wa_a вплив параметра Wa_b послабшає (рис. 3).

Результати впливу параметрів Ван дер Ваальса на коефіцієнти тепловіддачі якісно узгоджуються з результатами, що отримані в роботі [12], в якій розглянута спрощена постановка задачі, що дозволяє отримати її аналітичне рішення. Порівняння отриманих результатів

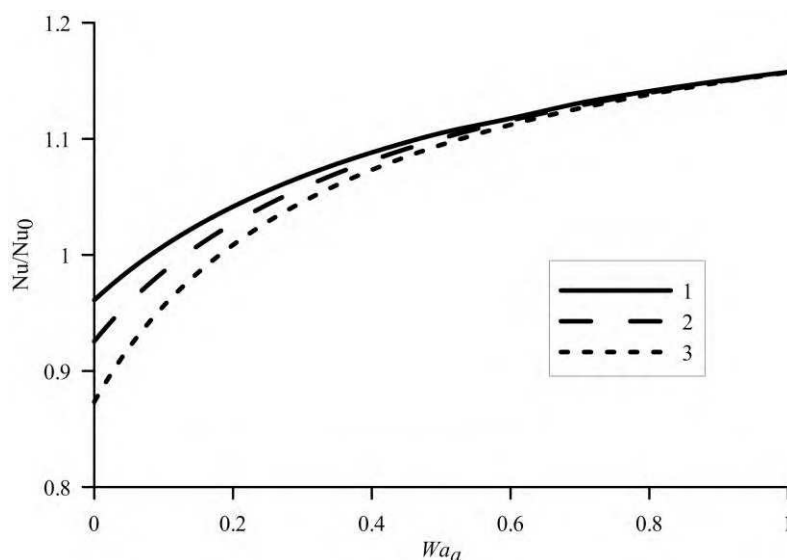


Рис. 3. Зміна відносного числа Нуссельта від параметра Wa_a :
1 – $Wa_b=0.1$, 2 – $Wa_b=0.2$, 3 – $Wa_b=0.3$

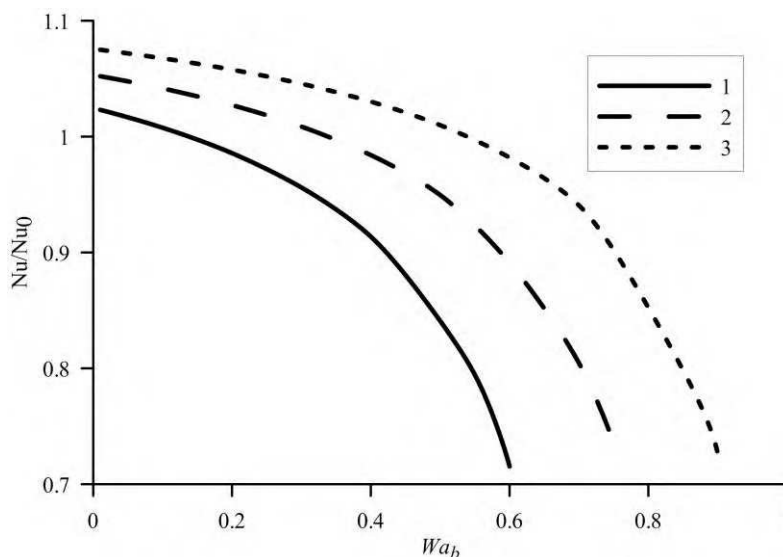


Рис. 4. Зміна відносного числа Нуссельта від параметра Wa_b :
1 – $Wa_a=0.1$; 2 – $Wa_a=0.2$; 3 – $Wa_a=0.3$

з результатами роботи [12] показує задовільне їх узгодження для малих значень параметрів Wa_a і Wa_b . Зі збільшенням параметрів Wa_a і Wa_b розбіжність значень чисел Нуссельта збільшується і може досягати 20%.

Висновки

Розглянуто задачу стаціонарного процесу природної конвекції газу Ван дер Ваальса біля вертикальної нагрітої пластини. Рішення задачі отримане на основі аналізу симетрії. Досліджено вплив рівняння стану Ван дер Ваальса на характеристики конвективного теплообміну, дано порівняння отриманих результатів з випадком ідеального газу.

Показано, що збільшення параметра a (Wa_a) в рівнянні стану теплоносія сприяє збільшенню швидкості в пристінному шарі порівняно з ідеальним газом, а збільшення параметра b (Wa_b) призводить до уповільнення потоку.

Інтенсифікація і ослаблення теплообміну природної конвекції реального газу також обумовлені ефектами нелінійності в рівнянні стану Ван дер Ваальса і пов'язані з впливом параметрів Ван дер Ваальса на профілі швидкості.

Робота виконана за фінансової підтримки програми наукових досліджень НАН України 6541230 «Підтримка пріоритетних для держави наукових досліджень і науково-технічних (експериментальних) розробок», 2022 – 2023 р. Проект 7/1/2 «Розроблення наукових засад процесів тепломасопереносу і горіння для вдосконалення технологій отримання та використання відновлюваних видів палива з метою декарбонізації енергетики України».

ЛІТЕРАТУРА

1. Cao Q., Luan M., Li P., Wei L., Wu Y. A Critical Review of Real Gas Effects on the Regenerative Refrigerators. *Journal of Thermal Science*. 2021. V. 30. P. 782–806 <https://link.springer.com/article/10.1007/s11630-020-1381-4>
2. Teymourtash A.R., Rhonakdar D.R., Raveshi M.R. Natural convection on a vertical plate with variable heat flux in supercritical fluids. *Journal of Supercritical Fluid*. 2013. 74. P.115–127
3. Liu J. Thermal convection in the van der Waals fluid. *Frontiers in Computational Fluid-Structure Interaction and Flow Simulation*. 2018. P.377–398
4. 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
5. 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
6. Avramenko A.A., Kuznetsov A.V. The onset of bio-thermal convection in a suspension of gyrostatic 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
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
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
9. Avramenko A.A., Kuznetsov A.V. Flow in a curved porous channel with a rectangular cross section. *Journal of Porous Media*. 2008. V.11(3). P. 241–246
10. Battista F., Picano F., Casciola C.M. Turbulent mixing of a slightly supercritical Van der Waals fluid at Low-Mach number. *Phys.Dyn*. 2018
11. Kormann M., Krüger I.L. Application of a Real Gas Model by van der Waals for a Hydrogen Tank Filling Process. *Proc. 13th Int. Modelica Conference*, March 4–6, 2019, Regensburg, Germany, p. 665-670 DOI: 10.3384/ecp19157665 <https://ep.liu.se/ecp/157/068/ecp19157068.pdf>
12. Avramenko A.A., Shevchuk I.V., Kovetskaya M.M. An Analytical Investigation of Natural Convection of a Van Der Waals Gas over a Vertical Plate. *Fluids*. 2021. 6. 121
13. Петрик Г.Г. О новом подходе к получению физически обоснованных уравнений состояния. 1. Модель взаимодействующих точечных центров. *Мониторинг. Наука и технологии*. 2009. 1. С. 43–59
14. Olver P.J. Applications of Lie Groups to Differential Equations. Springer, New York .1986

NATURAL CONVECTION OF REAL GAS NEAR THE VERTICAL HEATED WALL

Avramenko A.A., Kovetska M.M., Dmitrenko N.P., Kovetska Yu. Yu.

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

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2022.3>

The development of industry constantly requires reliable and long-lasting operation of various equipment with gas working bodies. In this regard, the accumulation of information related to the physicochemical, thermophysical, hydrodynamic properties of gases is constantly relevant.

If the technological problems are occur at high pressures and phase transitions, the laws of ideal gases do not apply in such cases, because the parameters of the gas undergo significant changes.

Therefore, the aim of this paper is to analyze the influence of thermophysical properties of Van der Waals gas on heat transfer of natural convection near a vertical heated wall, and to compare the influence of the equation of state of ideal and real gases on the characteristics of natural convection.

Symmetry analysis is used to solve this problem. The influence of the van der Waals equation of state on the characteristics of convective heat transfer is studied, and the obtained results are compared with the case of an ideal gas.

It is shown that increasing the parameter a in the equation of state of the flow increases the velocity in the near-wall layer compared to the ideal gas, and increasing the parameter b leads to a slowdown in flow.

The intensification and deterioration of heat transfer in the natural convection of real gas are also due to the effects of nonlinearity in the van der Waals equation and are related with the influence of Van der Waals parameters on the velocity profile.

Key words: heat transfer, natural convection, real gas.

References 14, figures 4.

1. Cao Q., Luan M., Li P., Wei L., Wu Y. A Critical Review of Real Gas Effects on the Regenerative Refrigerators. *Journal of Thermal Science*. 2021. V. 30. P. 782–806 <https://link.springer.com/article/10.1007/s11630-020-1381-4>

2. Teymourtash A.R., Rhonakdar D.R., Raveshi M.R. Natural convection on a vertical plate with variable heat flux in supercritical fluids. *Journal of Supercritical Fluid*. 2013. 74. P.115–127

3. Liu J. Thermal convection in the van der Waals fluid. *Frontiers in Computational Fluid-Structure Interaction and Flow Simulation*. 2018. P.377–398

4. 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

5. 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

6. Avramenko A.A., Kuznetsov A.V. The onset of bio-thermal convection in a suspension of gyrostatic 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

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

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

9. Avramenko A.A., Kuznetsov A.V. Flow in a curved porous channel with a rectangular cross section. *Journal of Porous Media*. 2008. V.11(3). P. 241–246

10. Battista F., Picano F., Casciola C.M. Turbulent mixing of a slightly supercritical Van der Waals fluid at Low-Mach number. *Phys.Dyn*. 2018

11. Kormann M., Krüger I.L. Application of a Real Gas Model by van der Waals for a Hydrogen Tank Filling Process. *Proc. 13th Int. Modelica Conference*, March 4–6, 2019, Regensburg, Germany, p. 665-670 DOI: 10.3384/ecp19157665 <https://ep.liu.se/ecp/157/068/ecp19157068.pdf>

12. Avramenko A.A., Shevchuk I.V., Kovetskaya M.M. An Analytical Investigation of Natural Convection of a Van Der Waals Gas over a Vertical Plate. *Fluids*. 2021. 6. 121

13. Petrik G.G. [On a new approach to obtaining physically substantiated equations of state. 1. Model of interacting point centers. *Monitoring*]. *Science and technology*. 2009. 1. P. 43–59 (in Rus.)

14. Olver P.J. *Applications of Lie Groups to Differential Equations*. Springer, New York .1986

Отримано 02.02.2022

Received 02.02.2022

УДК: 536.24:533

ВПЛИВ ВЕЛИЧИНИ ПІДВЕДЕНОГО ДО СТІНКИ КАНАЛУ ТЕПЛООВОГО ПОТОКУ НА ПРОСТОРОВИЙ РОЗПОДІЛ В'ЯЗКОСТІ НАДКРИТИЧНОЇ ВОДИ

Фіалко Н.М.¹, член-кореспондент НАН України, Носовський А.В.², академік НАН України, Меранова Н.О.¹, канд. техн. наук Шеренковський Ю.В.¹, канд. техн. наук, Піоро І.Л.³, іноземний член НАН України, докт.техн.наук.

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

² Інститут проблем безпеки атомних електростанцій НАН України, вул. Лисогорська, 12, м. Київ, 02000, Україна

³ Faculty of Energy Systems and Nuclear Science University of Ontario Institute of Technology 2000 Simcoe Str. N., Oshawa ON L1K 7K4 Canada

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2022.4>

Наводяться дані CFD аналізу полів динамічної та кінематичної в'язкості надкритичної води в круглих каналах при різних значеннях підведеного до стінки теплового потоку q .

The data of the CFD analysis of the fields of dynamic and kinematic viscosity of supercritical water in round channels for different values of the heat flux q supplied to the wall are presented.

Бібл. 15, рис. 5.

Ключові слова: надкритична вода, динамічна і кінематична в'язкість, CFD моделювання

d – діаметр труби;

G – масова швидкість;

L_l – довжина труби;

l_n – довжина ненагріваної початкової ділянки труби;

q – густина теплового потоку;

P – тиск;

r – радіальна координата;

T – температура;

Tu – інтенсивність турбулентності;

T_{pc} – температура псевдокритичного переходу

«псевдорідина–псевдогаз»;

Вступ

Подальша розбудова АЕС пов'язана, як відомо, із застосуванням на них енергоустановок з новими високоефективними ядерними реакторами четвертого покоління [1]. До перспективних типів таких реакторів належать, зокрема, водоохолоджувані реакторні установки із надкритичним тиском. Згідно з міжнародною програмою «Generation-IV» (SCWR) здійснюється розроблення промислових прототипів цих реакторів.

Одна з важливих особливостей надкритичної води як теплоносія в таких реакторах полягає в тому, що її теплофізичні властивості можуть різко та немонотонно змінюватися з температурою. При цьому така зміна є найбільш суттєвою в області, що відповідає псевдокритичному переходу «псевдорідина–псевдогаз». Вка-

x – поздовжня координата;

μ – динамічна в'язкість;

ν – кінематична в'язкість;

ρ – густина;

CFD – Computational Fluid Dynamics.

Індекс w_x – відносить величини до вхідного перетину каналу.

зане зумовлює потребу в аналізі особливостей зміни теплофізичних властивостей надкритичної води в робочих каналах активної зони реакторів з надкритичними параметрами. Ефективним методом такого аналізу є комп'ютерне моделювання. Останнє набуває все більш широкого застосування для вирішення низки задач реакторної теплофізики [2-14].

Дана робота присвячена дослідженню на основі CFD моделювання закономірностей зміни динамічної і кінематичної в'язкості надкритичної води при її течії у вертикальних каналах.

Мета роботи і постановка завдань досліджень

Мета роботи полягає у порівняльному аналізі просторового розподілу в'язкості надкритичної води

при різних значеннях густини теплового потоку, що підводиться до стінки каналу за умови висхідної течії.

Просторові розподіли в'язкості надкритичної води в каналі визначалися за результатами розв'язування нелінійної асиметричної задачі змішаної конвекції при течії у вертикальних гладких трубах. З метою гідродинамічної стабілізації течії перед входом в канал розрахункова область збільшувалась вгору за потоком за рахунок ненагріваної початкової ділянки довжиною l_n . На вході в канал масова швидкість G , температура T_{ex} , тиск P_{ex} та інтенсивність турбулентності Tu приймалися постійними. На виході з каналу задавалися «м'які» граничні умови. На стінці труби приймалися постійні по її довжині значення густини теплового потоку q .

В ході досліджень розглядалися особливості просторового розподілу як динамічної μ , так і кінематичної ν в'язкості надкритичної води.

Методика проведення досліджень

Як метод дослідження застосовувалося комп'ютерне моделювання з використанням FLUENT коду. Фізичні властивості води, що фігурують в математичній моделі досліджуваного процесу визначалися за програмою NIST REFROP [15]. Виконані дослідження з верифікації моделей турбулентного переносу обґрунтували доцільність використання SST моделі турбулентності.

Розв'язування поставленої задачі здійснювалось при нерівномірній дискретизації розрахункової області, що містила 62400 комірок. Розмір найменшого кроку біля стінки труби становив $1,5 \cdot 10^{-3}$ м. Величина u^+ при цьому не перевищувала значення 0,7.

Обчислювані експерименти виконувались при таких вихідних даних: $d = 0,01$ м; $l_n = 1,2$ м; $L_l = 4,0$ м; $T_{ex} = 323$ °C; $P_{ex} = 24,0$ мікроПа; $Tu = 3\%$; $G = 500$ кг/(м²с); $q = 239$ кВт/м² і 310 кВт/м². Температурна залежність густини ρ та динамічної μ і кінематичної ν в'язкості надкритичної води при $P_{ex} = 24,0$ мікроПа наведено на рис. 1.

Як видно, у досліджуваному температурному інтервалі динамічна в'язкість та густина надкритичної води суттєво знижуються з ростом температури. Так, динамічна в'язкість води змінюється приблизно в три рази. При цьому найбільш значне зниження величин μ і ρ спостерігається в області псевдокритичного переходу «псевдорідина–псевдогаз» ($T_{pc} = 381,4$ °C). Щодо кінематичної в'язкості надкритичної води, то вона практично не змінюється при зростанні температури до величини дещо нижчої T_{pc} . З подальшим підвищенням рівня температури в області, що відповідає псевдогазу, кінематична в'язкість зростає.

Результати досліджень та їх аналіз

Побудова просторових розподілів динамічної і кінематичної в'язкості надкритичної води здійснювалась за температурними полями, одержаними в результаті розв'язування відповідної задачі змішаної конвекції.

Рисунок 2 ілюструє поле температур в каналі для двох значень підведеного до стінки теплового потоку q . (Тут для зручності сприйняття радіальна координата збільшена в 400 разів. Ізотерми, що відповідають псевдокритичній температурі T_{pc} , позначені на рисунках жирною лінією). Як видно з рис. 2, температурні поля надкритичної води в каналі якісно подібні для різних

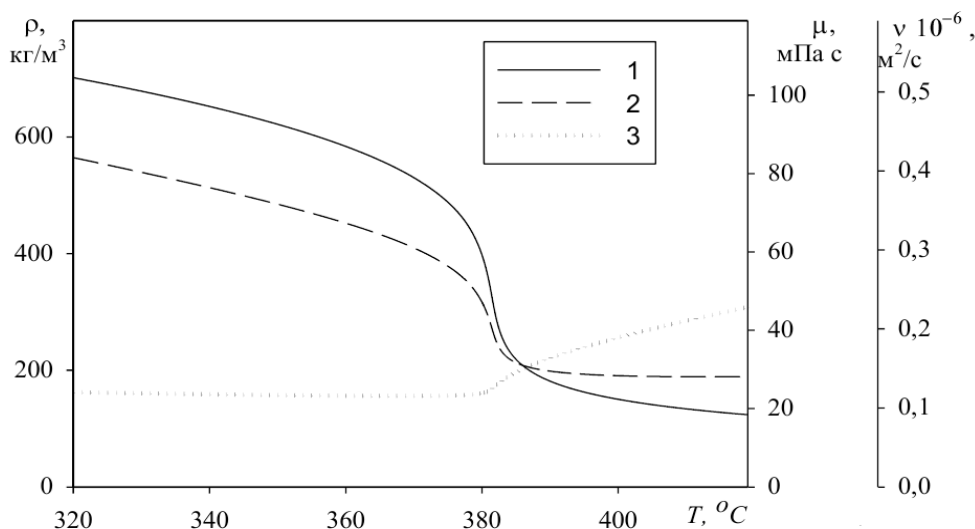


Рис. 1. Температурна залежність густини ρ (1) та динамічної μ (2) і кінематичної ν (3) в'язкості надкритичної води при $P_{ex} = 24,0$ МПа

значень теплового потоку q . Хоча при цьому мають місце і значні кількісні розбіжності. Так, ізотерма T_{pc} псевдокритичного переходу, що розділяє області псевдорідини і псевдогазу, розташована помітно ближче до вихідного перерізу каналу при $q = 239 \text{ кВт/м}^2$ (див. жирні лінії на графіку). Значення координати x_{pc} , яка відповідає перетину ізотерми T_{pc} з віссю труби, становить 3,08 м і 3,73 м при величинах підведеного до стінки труби теплового потоку $q = 310 \text{ кВт/м}^2$ та 239 кВт/м^2 . Щодо температури надкритичної води на виході з каналу, то вона є помітно меншою при $q = 239 \text{ кВт/м}^2$.

Звертає на себе увагу також те, що при обох значеннях теплового потоку q спостерігається досить різке

зростання температури на початковій ділянці труби. Далі вниз за потоком дане зростання уповільнюється (рис. 2).

На рис. 3 представлено поля динамічної в'язкості в каналі при різних значеннях підведеного до стінки теплового потоку q . Картина наведених полів μ свідчить про те, що вниз за течією динамічна в'язкість надкритичної води зменшується відповідно до збільшення температури потоку (зображення полів μ на рисунку стає світлішим). При цьому зниження рівня μ є більш значним для $q = 310 \text{ кВт/м}^2$.

Розподіл динамічної в'язкості по довжині труби при різних значеннях радіальної координати для двох вели-

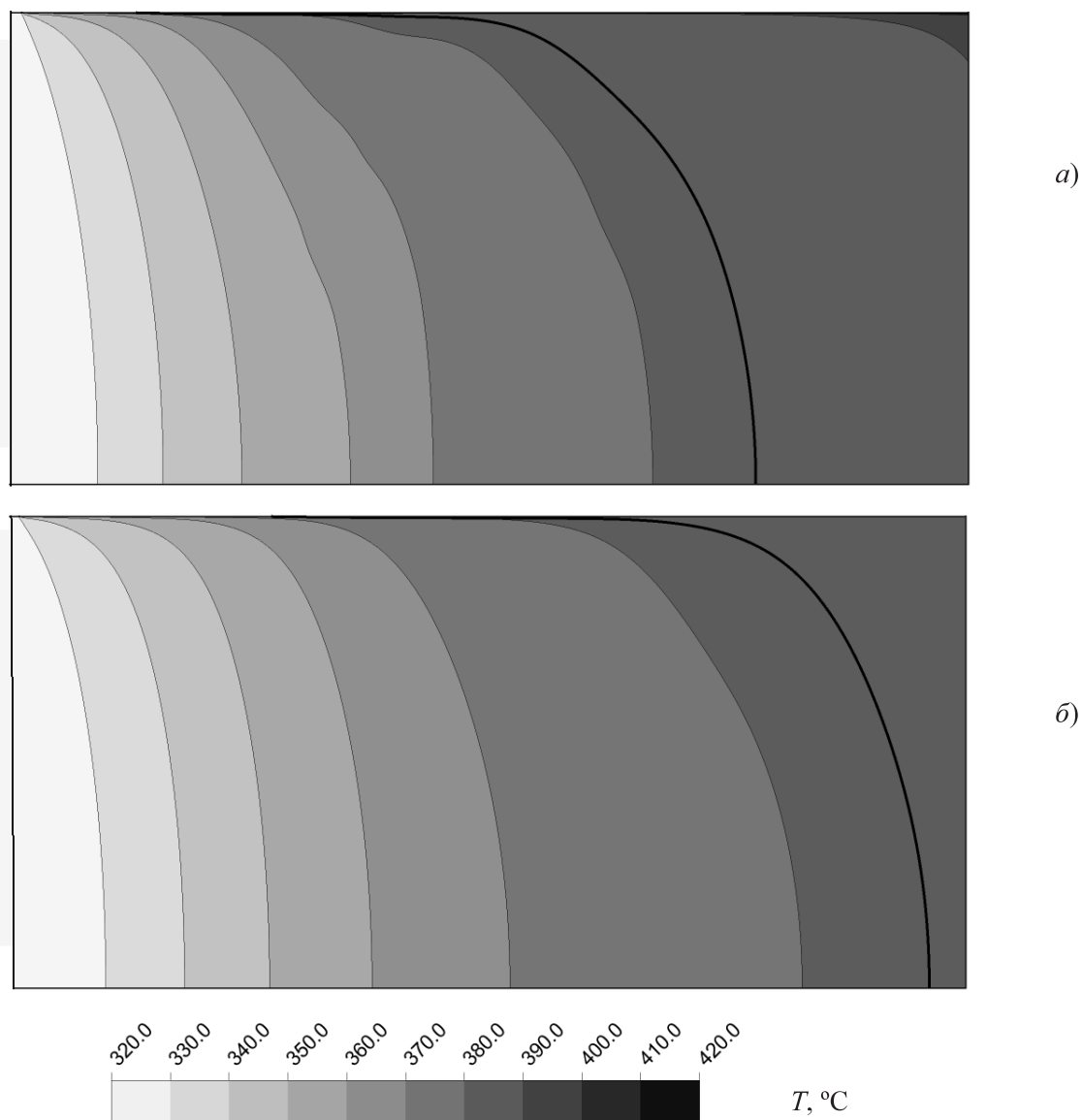


Рис. 2. Поля температур надкритичної води в каналі для різних значень підведеного до стінки теплового потоку q : а) $q = 310 \text{ кВт/м}^2$; б) $q = 239 \text{ кВт/м}^2$

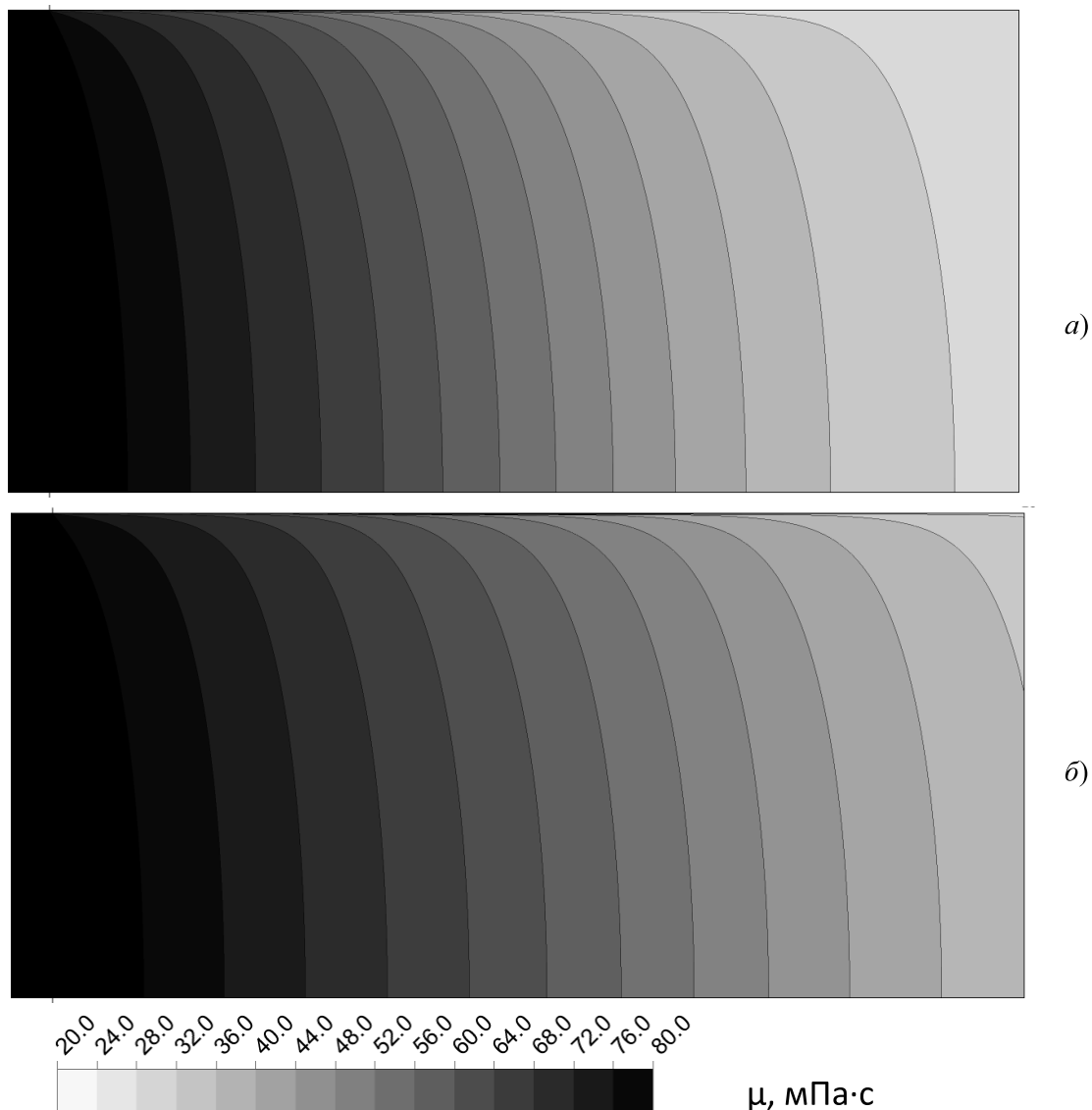


Рис. 3. Поля динамічної в'язкості μ надкритичної води в каналі при різних значеннях підведеного до стінки теплового потоку q : а) $q = 310 \text{ кВт/м}^2$; б) $q = 239 \text{ кВт/м}^2$

чин підведеного до стінки теплового потоку, ілюструє рис. 4. Наведені дані свідчать, що у фіксованих поперечних перерізах труби більші значення μ мають місце на осі труби і зменшуються з наближенням до її стінки. Вказана закономірність найбільш яскраво виявляється в центральній по довжині ділянці труби. Описана картина зміни μ по радіусу труби характерна для різних значень підведеного теплового потоку q . При цьому більшому значенню q ($q=310 \text{ кВт/м}^2$) відповідають помітно більші відмінності μ по радіусу труби на її початковій і центральній ділянці і дещо менші відмінності – на вихідній ділянці труби.

На рисунку 5 наведено розподіли по довжині труби кінематичної в'язкості надкритичної води. Як видно,

для обох розглянутих значень q , на початковій ділянці труби кінематична в'язкість практично не змінюється як за течією, так і по радіусу. Щодо вказаної початкової ділянки, то її протяжність є помітно більшою при меншому значенні q . А саме, при $q = 239 \text{ кВт/м}^2$ ця протяжність становить близько 1,5 м, а при $q=310 \text{ кВт/м}^2$ близько 1 м. Далі за течією спостерігається зростання кінематичної в'язкості, насамперед, поблизу стінки з подальшим його розповсюдженням до осі труби. При цьому вниз за потоком темп зростання μ збільшується.

Порівняльний аналіз розподілу ν по довжині труби для різних значень q свідчить про таке. При більших величинах q мають місце вищі значення ν у відповідних точках центральної і вихідної ділянки труби (рис. 5).

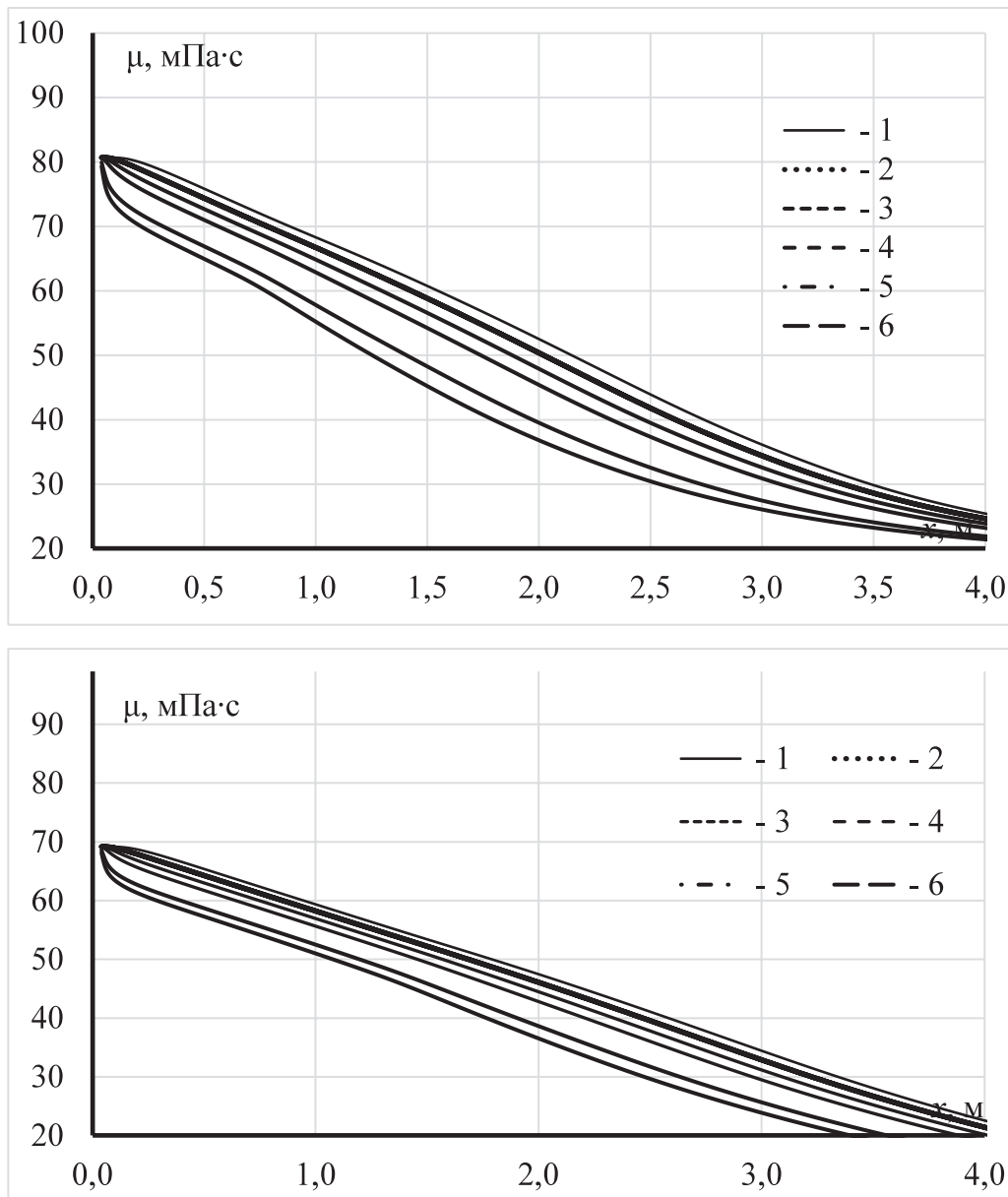


Рис. 4. Розподіл динамічної в'язкості μ надкритичної води по довжині труби при різних значеннях радіальної координати r для двох величин підведеного до стінки теплового потоку q : а) $q = 310 \text{ кВт/м}^2$; б) $q = 239 \text{ кВт/м}^2$; 1 – $r = 0.0 \text{ м}$; 2 – $r = 0.003 \text{ м}$; 3 – $r = 0.004 \text{ м}$; 4 – $r = 0.0045 \text{ м}$; 5 – $r = 0.0049 \text{ м}$; 6 – $r = 0.00495 \text{ м}$.

При цьому у фіксованих поперечних перерізах труби різниця $\Delta \nu$ значень кінематичної в'язкості на осі та поблизу труби є суттєво більшою при $q = 310 \text{ кВт/м}^2$. Так, на виході з труби величина $\Delta \nu$ при даному значенні q у 2,5 рази перевищує відповідне значення при $q = 239 \text{ кВт/м}^2$.

Висновки

Виконано дослідження з порівняльного аналізу просторових розподілів динамічної і кінематичної в'язкості

надкритичної води в каналах при різних значеннях підведеного до стінки теплового потоку q ($q = 310 \text{ кВт/м}^2$ і 239 кВт/м^2). При цьому:

1. Встановлено особливості температурних полів надкритичної води на нагріваній ділянці каналу, які визначають закономірності розподілів в'язкості води для різних значень q . Показано, що більшим значенням q відповідають менші розміри початкової ділянки каналу, де надкритична вода перебуває у псевдорідинному стані.

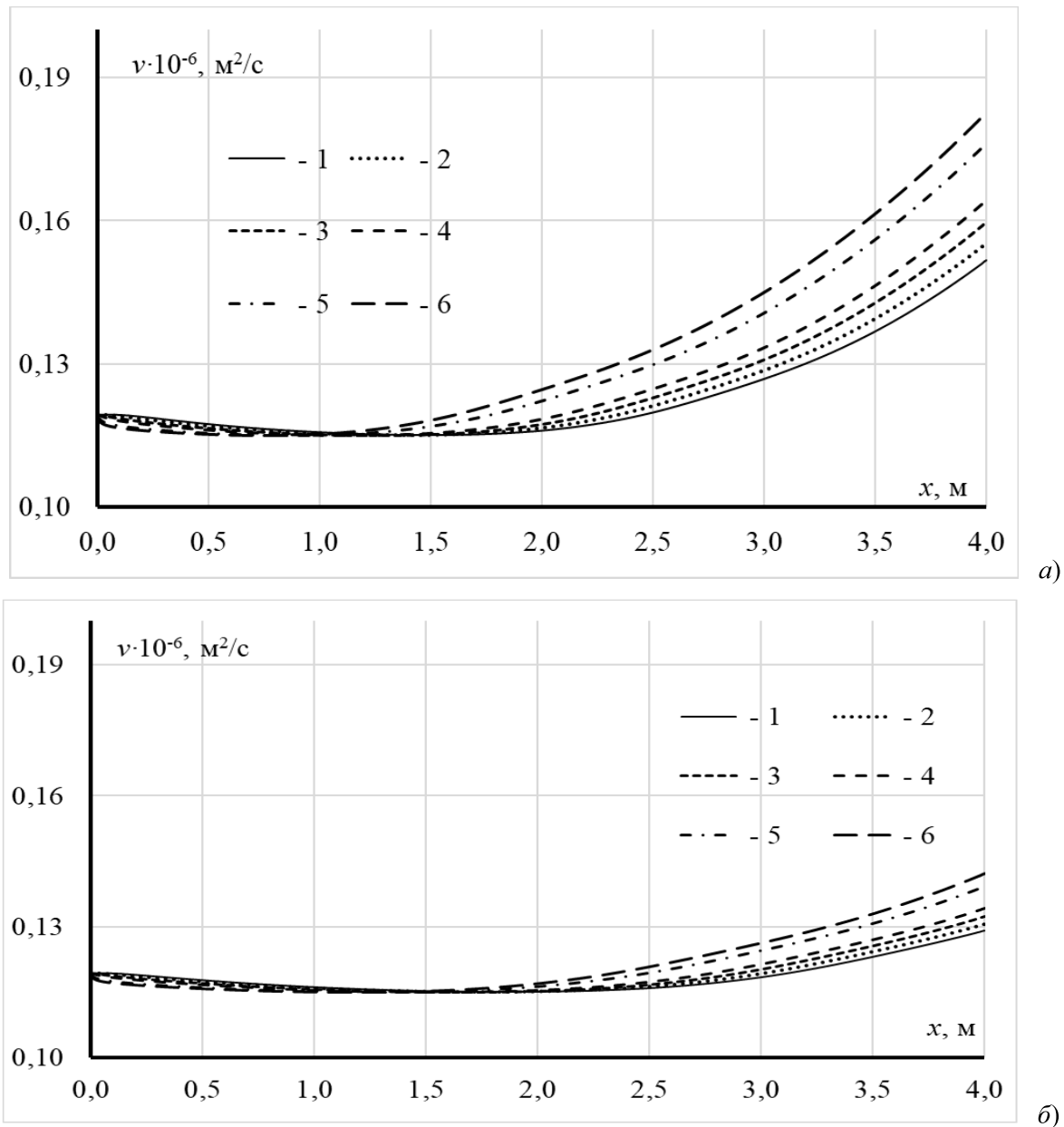


Рис. 5. Розподіли по довжині труби кінематичної в'язкості в надкритичній воді при різних значеннях радіальної координати r для двох величин підведеного до стінки теплового потоку q : а) $q = 310 \text{ кВт/м}^2$; б) $q = 239 \text{ кВт/м}^2$; 1 – $r = 0.0 \text{ м}$; 2 – $r = 0.003 \text{ м}$; 3 – $r = 0.004 \text{ м}$; 4 – $r = 0.0045 \text{ м}$; 5 – $r = 0.0049 \text{ м}$; 6 – $r = 0.00495 \text{ м}$.

2. Виявлено, що динамічна в'язкість μ надкритичної води суттєво знижується вниз за течією. Це зниження є тим значнішим, чим більша величина підведеного теплового потоку q . Показано, що помітно більші відмінності μ по радіусу труби на її початковій і центральній ділянці відповідають вищому значенню q ($q = 310 \text{ кВт/м}^2$).

3. Показано, що на початковій ділянці труби, яка є більшою при менших значеннях q , кінематична в'язкість ν надкритичної води є практично незмінною. За межами цієї ділянки вниз за течією спостерігається зростання в'язкості ν . При цьому вказане зростання виявляється значнішим при більших величинах теплового потоку q .

ЛІТЕРАТУРА

1. Шараєвський І.Г., Фіалко Н.М., Зімін Л.Б., Носовський А.В., Власенко Т.С., Шараєвський Г.І. Світові тенденції розвитку конструкцій водоохолоджуваних реакторів із надкритичним тиском. Ядерна енергетика та довкілля. 2020. №2(17). С. 3-15.
2. Фіалко Н.М., Піоро І.Л., Майсон Н.В., Меранова Н.О. Моделирование течения и теплообмена в гладких трубах при сверхкритических давлениях. Промышленная теплотехника. 2016. 38. №3. С.10-17.
3. Zvorykin, A., Fialko, N., Meranova, N., Aleshko, S., Maison, N., Voitenko, A., and Pioro, I. Computer Simulation of Flow and Heat Transfer in Bare Tubes at Supercritical Parameters. Proceedings of the 24th International Conference On Nuclear Engineering (ICONE-24), June 26-30, Charlotte, NC, USA, Paper #60390, 2016. 12 pages.
4. Фіалко Н.М., Піоро І.Л., Майсон Н.В., Меранова Н.О., Шараєвський І.Г. Влияние массовой скорости потока на характеристики течения и теплообмена в гладких трубах при сверхкритических параметрах. Промышленная теплотехника. 2016. 38. №4. С.5-13.
5. Фіалко Н.М., Шеренковський Ю.В., Меранова Н.О., Аleshko С.А., Стрижеус С.Н., Войтенко А.Ю., Хміль Д.П., Брусинская Я.В., Остапчук Т.С. Характеристики теплообмена в вертикальних трубах при сверхкритических давлениях. Сборник трудов «Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики» / Институт промышленной экологии. К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2017. С.130-133.
6. Zvorykin, A., Fialko, N., Sherenkovskiy, J., Aleshko, S., Meranova, N., Hanzha, M., Bashkir, I., Stryzheus, S., Voitenko, A., and Pioro, I. (2017). CFD Study on Specifics of Flow and Heat Transfer in Vertical Bare Tubes Cooled with Water at Supercritical Pressures. Proceedings of the 25th International Conference On Nuclear Engineering (ICONE-25), July 2-6 2017, Shanghai, China, Paper #66528, 13 pages.
7. Фіалко Н.М., Піоро І.Л., Прокопов В.Г., Шеренковський Ю.В., Меранова Н.О., Альошко С.О. CFD моделювання теплообміну при течії води надкритичних параметрів у вертикальних гладких трубах. Промышленная теплотехника. 2018. 40. №1. С.12-20.
8. Фіалко Н.М., Прокопов В.Г., Шеренковський Ю.В., Меранова Н.О., Аleshko С.А., Власенко Т.С., Шараєвський І.Г., Зимин Л.Б., Стрижеус С.Н., Хміль Д.П. Особенности изменения теплофизических свойств сверхкритической воды при течениях в круглых обогреваемых трубах. Научный вестник НЛТУ. 2018. 28. №3. С.117-121.
9. Фіалко Н.М., Носовський А.В., Шеренковський Ю.В., Меранова Н.О., Шараєвський І.Г., Піоро І.Л. Особливості течії надкритичної води в умовах змішаної конвекції. Промислова теплотехніка. 2018. 40. №3. С. 12-19.
10. Fialko N., Sherenkovskii Ju., Meranova N., Aleshko S., Vlasenko T. Thermophysical properties of supercritical water at an upward flow in vertical bare channels. Міжнародна мультидисциплінарна конференція «Наука і техніка сьогодення: пріоритетні напрямки розвитку України та Польщі». м. Воломін 19-20 жовтня 2018 р. С. 116-120. ISBN 978-9934-571-55-8.
11. Фіалко Н.М., Піоро І.Л., Шеренковський Ю.В., Майсон Н.В., Меранова Н.О., Шараєвський І.Г. Влияние теплового потока на стенке канала и давления воды на характеристики течения и теплообмена в гладких трубах при сверхкритических параметрах. Промышленная теплотехника. 2016. 38. №5. С.5-13.
12. Фіалко Н.М., Носовський А.В., Шеренковський Ю.В., Меранова Н.О., Шараєвський І.Г., Піоро І.Л. CFD аналіз тепловіддачі надкритичної води в умовах змішаної конвекції. Промислова теплотехніка. 2018. 40. №4. С. 5-12.
13. Zvorykina A., Khmil D., Fialko N., Pioro I., Stryzheus S. CFD Analysis of Supercritical-Water Flow and Heat Transfer in Vertical Bare Tube 26th International Conference on Nuclear Engineering, ICONE26-81045, (October 24, 2018), V009T16A003, 14 pages.
14. Фіалко Н.М., Носовський А.В., Піоро І.Л., Шеренковський Ю.В., Меранова Н.О., Альошко С.О., Хміль Д.П., Шараєвський І.Г., Зімін Л.Б. Дослідження особливостей теплообміну надкритичної води у вертикальних гладких трубах Сборник трудов «Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики». Институт промышленной экологии. К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2019. С. 144-147.
15. National Institute of Standards and Technology, NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, Ver.8.0, Boulder, CO, U.S., Department of Commerce, 2007.

INFLUENCE OF THE VALUE OF THE HEAT FLOW SUPPLIED TO THE CHANNEL WALL ON THE SPATIAL DISTRIBUTION OF THE SUPERCRITICAL WATER VISCOSITY

Fialko N.M.¹, Nosovskiy A.V.², Meranova N.O.³, Sherenkovskiy Yu.V.⁴, Pioro I.L.⁵

¹ Corresponding Member of the National Academy of Sciences of Ukraine, Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, str. Maria Kapnist, 2a, Kyiv, 03057, Ukraine;

² Nosovskiy A.V., Academician of the National Academy of Sciences of Ukraine, Institute of Safety Problems of Nuclear Power Plants of the National Academy of Sciences of Ukraine, str. Lysogorska, 12, Kyiv, 02000, Ukraine

³ Meranova N.O., Candidate Technical Sciences. Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, str. Maria Kapnist, 2a, Kyiv, 03057, Ukraine

⁴ Sherenkovskiy Yu.V., Candidate Technical Sciences, Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, str. Maria Kapnist, 2a, Kyiv, 03057, Ukraine

⁵ Foreign Member of the National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, Faculty of Energy Systems and Nuclear Science University of Ontario Institute of Technology 2000 Simcoe Str. N., Oshawa ON L1K 7K4 Canada

<https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2022.4>

The data of CFD analysis of the fields of dynamic and kinematic viscosity of supercritical water in round channels for different values of the heat flux q supplied to the wall are presented. Based on the results of solving a nonlinear problem of mixed convection (forced and natural) with an upward flow of water in vertical channels, its temperature fields are obtained, which determine the corresponding viscosity distributions. The features of the formation of temperature fields for different values of q in the initial section of the channel, where supercritical water is in a pseudo liquid state, are considered. The research data on the regularities of the effect of the supplied heat flux q on the spatial distributions of the dynamic viscosity μ of supercritical water are presented. In particular, it is shown that the decrease in the value of μ downstream is more significant at large values of q . It has been established that the kinematic viscosity of supercritical water is practically unchanged in the initial section of the pipe, the length

of which is determined by the value of the supplied heat flux q . It is also shown that the increase in the viscosity of supercritical water downstream outside the specified section is the more significant, the larger the value of q .

References 15, figure 5.

Key words: supercritical water, dynamic and kinematic viscosity, CFD modeling.

1. Sharayevskiy I.G., Fialko N.M., Zimin L.B., Nosovskiy A.V., Vlasenko T.S., Sharayevskiy G.I. World Trends of Construction Development of water-cooled supercritical pressure reactor. Nuclear power and the environment. 2020. №2(17). P. 3-15.

2. Fialko N.M., Pioro I.L., Maison N.V., Meranova N.O. Simulation of Flow and Heat Transfer in Bare Tubes at Supercritical Pressures. Industrial Heat Engineering. 2016. 38. No. 3. P.10-17.

3. Zvorykin A., Fialko N., Meranova N., Aleshko S., Maison N., Voitenko A., and Pioro I. Computer Simulation of Flow and Heat Transfer in Bare Tubes at Supercritical Parameters. Proceedings of the 24th International Conference On Nuclear Engineering (ICONE-24), June 26-30, 2016, Charlotte, NC, USA, Paper #60390, 12 pages.

4. Fialko N.M., Pioro I.L., Maison N.V., Meranova N.O., Sharaevskiy I.G. Influence of the Mass Flux on the Characteristics of Flow and Heat Transfer in Bare Tubes at Supercritical Parameters. Industrial Heat Engineering. 2016. 38. No. 4. P.5-13.

5. Fialko N.M., Sherenkovskiy Ju.V., Meranova N.O., Aleshko S.A., Strizheus S.N., Voitenko A.Yu., Khmil D.P., Brusinskaya Ya.V., Ostapchuk T.S. Characteristics of Heat Transfer in Vertical Tubes at Supercritical Pressures. Problems of Ecology and Operation of Energy Facilities. Institute of Industrial Ecology. Kyiv: IPC ALKON NAS of Ukraine. 2017. P. 130-133.

6. Zvorykin A., Fialko N., Sherenkovskiy J., Aleshko S., Meranova N., Hanzha M., Bashkir I., Strizheus S., Voitenko A., and Pioro I. CFD Study on Specifics of Flow and Heat Transfer in Vertical Bare Tubes Cooled with Water at Supercritical Pressures. Proceedings of the 25th International Conference On Nuclear Engineering (ICONE-25), July 2-6 2017, Shanghai, China, Paper #66528, 13 pages.

7. Fialko N.M., Pioro I.L., Prokopov V.G., Sherenkovskiy Ju.V., Meranova N.O., Aleshko S.A. CFD Modeling of Heat Transfer for Supercritical Water Flow in Vertical Bare Tubes. Industrial Heat Engineering. 2018. 40, No. 1. P.12-20.

8. Fialko N.M., Prokopov V.G., Sherenkovskiy Ju. V., Meranova N.O., Aleshko S.A., Vlasenko T.S., Sharaevskiy I.G., Zimin L.B., Strizheus S.N., Khmil D.P. Features of the Change in the Thermophysical Properties of Supercritical Water during Flow in Round Heated Tubes. Scientific Bulletin of UNFU. 2018. 28, №3. P.117-121.

9. *Fialko N.M., Nosovskiy A.V., Sherenkovskiy Ju.V., Meranova N.O., Sharaevskiy I.G., Pioro I.L.* Features of the Flow of Supercritical Water under Conditions of Mixed Convection. *Industrial Heat Engineering*. 2018. 40. №3. P. 12-19.
10. *Fialko N., Sherenkovskii Ju., Meranova N., Aleshko S., Vlasenko T.* Thermophysical properties of supercritical water at an upward flow in vertical bare channels. *International multidisciplinary conference "Science and technology of the present: priority directions of development of Ukraine and Poland."* M. Volomin, October 19-20, 2018. P. 116-120. ISBN 978-9934-571-55-8.
11. *Fialko N.M., Pioro I.L., Sherenkovskiy Ju.V., Maison N.V., Meranova N.O., Sharaevskiy I.G.* Influence of Heat Flux on the Channel Wall and Water Pressure on the Characteristics of Flow and Heat Transfer in Bare Tubes at Supercritical Parameters. *Industrial Heat Engineering*. 2016. 38. No. 5. P.5-13.
12. *Fialko N.M., Nosovskiy A.V., Sherenkovskiy Ju.V., Meranova N.O., Sharaevskiy I.G., Pioro I.L.* CFD Analysis of Heat Transfer of Supercritical Water under Conditions of Mixed Convection. *Industrial Heat Engineering*. 2018. 40. №4. P. 5-12.
13. *Zvorykina A., Khmil D., Fialko N., Pioro I., Stryzheus S.* CFD Analysis of Supercritical-Water Flow and Heat Transfer in Vertical Bare Tube. 26th International Conference on Nuclear Engineering, (ICONE-26), October 24, 2018, V009T16A003; 14 pages.
14. *Fialko N.M., Nosovskiy A.V., Pioro I.L., Sherenkovskiy Ju.V., Meranova N.O., Aleshko S.A., Khmil D.P., Sharaevskiy I.G., Zimin L.B.* Investigation of the Features of Heat Transfer of Supercritical Water in Vertical Bare Tubes. *Institute of Industrial Ecology*. Kyiv: IPC ALKON NAS of Ukraine, 2019. P.144-147.
15. *National Institute of Standards and Technology, NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, Ver.8.0, Boulder, CO, U.S., Department of Commerce, 2007.*

Отримано 01.11.2022
Received 01.11.2022

УДК: 620.92

СУЧАСНІ КОНЦЕПЦІЇ POWER TO GAS ТА ЇХ РЕАЛІЗАЦІЯ

Клименко В.М., член-кореспондент НАН України, Супрун Т.Т., канд. техн. наук

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

<https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2022.5>

Розглянуті основні напрями, в яких реалізується концепція PtG в різних країнах. Наведені деякі результати досліджень процесів метанації і електролізу, отримані в реалізованих проектах.

The main directions in which the PtG concept is implemented in different countries are considered. Some results of studies of methanation and electrolysis processes, obtained in ongoing projects, are presented.

Бібл. 42, рис. 2.

Ключові слова: відновлювані джерела енергії, концепція Power to Gas, синтетичний природний газ, процеси метанації.

Вступ

Початкова концепція Power to Gas, а саме – акумулювання надлишкової відновлюваної електроенергії у водні, здійснюваному шляхом електролізу води, вже на початку ХХІ століття трансформувалась у технологічну структуру, яка передбачає акумулювання не тільки електроенергії, а і вуглекислого газу в більш енергоємному продукті – синтетичному природному газі (SNG), сумісному з існуючими газовими мережами і створюючи єдину гнучку енергетичну систему [1]. При цьому вирішуються такі проблеми:

- дестабілізація електричних мереж при безпосередньому підключенні до них перемінних джерел відновлюваної електричної енергії від сонячних та вітрових електростанцій;
- неможливість безпосереднього використання за допомогою існуючих газових мереж такого потужного і перспективного джерела відновлюваної енергії, як біогаз.

Технологічний ланцюжок PtG представляє собою трьохстадійний процес перетворення енергії. Першим кроком у цьому процесі є перетворення первинної енергії сонця, вітру, чи біомаси в електроенергію, або ж в біогаз. На другому кроці відновлювані електроенергія і біогаз використовуються для виробництва вуглекислого газу та водню. На третьому кроці – процес метанації, коли CO_2 і H_2 перетворюються у синтетичний природний газ, який врештірешт і являється акумулятором використаної відновлюваної енергії.

Процеси генерування електроенергії і біогазу в даній роботі не розглядаються. В даній роботі розглянуті основні методи і технології виробництва CO_2 і H_2 , а також концепції PtG, що вже реалізовані в лабораторних, пілотних та демонстраційних проектах ряду країн світу.

Україна має великий потенціал та перспективи розвитку виробництва біометану [2], тому використання світового досвіду реалізації концепції PtG є актуальним завданням для нашої країни.

1. Джерела реагентів для процесу метанації**1.1. Постачання водню**

Головним джерелом водню для технологій PtG може слугувати електроліз води – електрохімічна реакція по розщепленню води на водень і кисень. В цьому відношенні викликають інтерес три технології електролізу:

1. Лужний електроліз (AEL);
2. Електроліз з використанням полімерних електролітних (або протонообмінних) мембран (PEM);
3. Твердооксидний (або ж високотемпературний) електроліз (SOEC).

На сьогоднішній день найбільш вивченою і відпрацьованою (комерційно доступною) технологією є лужний електроліз з використанням в якості електроліту водного розчину KOH , або NaOH . Електроліз здійснюється як при атмосферному, так і підвищеному тиску. Електролізери під тиском менш ефективні, але мають ту перевагу, що виробляють вже стиснутий во-

день з меншими витратами енергії [3]. Недоліком таких електролізерів є недостатньо висока гнучкість при роботі з переривчастими джерелами електроенергії. Тому для них рекомендується режим роботи зі стабільним електроживленням. В таких умовах їх ресурс може складати 30 років [4].

Електролізери з полімерною електролітною мембраною в порівнянні з лужними є більш гнучкими і краще поєднуються з динамічними і переривчастими системами, виробляють водень дуже високої чистоти [5], але є дорогими.

Твердооксидний електролізер відрізняється найменшим споживанням електроенергії на генерацію 1 м³ водню. В ньому здійснюється електроліз перегрітої водяної пари замість води. З підвищенням температури теплова енергія, що вноситься парою в реакцію електролізу, – зростає, а електрична енергія (енергія Гіббса) – падає, що забезпечує практичну незалежність ентальпії реакції електролізу від температури. Чим більше теплової енергії вводиться ззовні в реакцію, тим менше електричної енергії споживає електролізер [6]. Ця властивість SOEC-електролізерів дозволяє отримати високі енергетичні показники PtG технологій, поєднавши такі електролізери з високоекзотермічними охолоджуваними метанаторами. Основними недоліками SOEC-електролізерів є порівняно швидка деградація матеріалів і втрата довготривалої стабільності. Крім того, при високих температурах генерований водень необхідно сепарувати від залишків водяної пари, що не розпалися на H₂ і O₂, а сам процес електролізу стає більш чутливим до переривання постачання електроенергії від джерела [7]. Несталість відновлюваної електроенергії викликає коливання в роботі електролізера і тому може вимагати зберігання водню. Існує кілька ймовірних методів зберігання водню: резервуари для стисненого газу, криогенні резервуари для стисненого рідкого водню, сховища металогідридів, фізичні сховища та підземні сховища (наприклад, соляні печери). Зберігання водню як криогенної рідини є енергетично неефективним через нестабільний тиск, безперервний витік газу та дорогу ізоляцію. Іншим варіантом зберігання водню є фізичне зберігання водню в підземних печерах. Хоча цей варіант є найдешевшим варіантом з усіх згаданих тут методів зберігання, це сховище краще підходить для довгострокового зберігання водню високої ємності. Таким чином, кращий варіант для тимчасового зберігання водню, який використовують для технологій метанації, це газові резервуари високого тиску [8].

1.2. Постачання вуглекислого газу

Необхідний для проєктів PtG CO₂ може бути отриманий з кількох CO₂ нейтральних джерел, таких як виробництво біогазу, газифікація біомаси, спалювання відходів або переробка вихідних газів на електростанціях, що працюють на викопному паливі. Крім того, було перевірено використання CO₂ з повітря. Джерела CO₂ з промисловості є одними з найбільших стаціонарних джерел CO₂ у світі [9]. Однак CO₂ від чавунної та сталеливарної промисловості, а також від цементної промисловості вимагатиме уловлювання CO₂ та деякої модернізації, щоб видалити шкідливі мікроелементи, такі як сірка. Видалення CO₂ з цих газів знижує енергоефективність і значно збільшує витрати.

Біогаз від анаеробного зброджування вважається основним джерелом CO₂, оскільки для проєктів PtG потрібні невеликі джерела двоокису вуглецю. Біогаз складається з метану (50-70%), CO₂ (30-50%) і невеликої кількості H₂S, меркаптанів і силосанів. Сам по собі біогаз не відповідає специфікаціям газової мережі та потребує покращення (видалення CO₂) для подачі в газову мережу. Це робиться за допомогою кількох методів, таких як адсорбція при змінному тиску, амінна абсорбція очищення водою, а також шляхом використання мембранних та криогенних технологій. Потік CO₂ із установок для збагачення біогазу зазвичай викидається або утилізується. Це може бути потенційним джерелом CO₂ для метанатора в схемі з окремим реактором. Крім того це усуває проблему утилізації або зберігання CO₂, або ж екологічні проблеми, пов'язані з викидом CO₂ в атмосферу [10].

2. Реалізація концепції PtG в пілотних, демонстраційних та лабораторних установках

Як вже було сказано, узагальнена концепція PtG передбачає одночасне зв'язування (акумулявання) вуглекислого газу CO₂, який генерується в різноманітних енергетичних процесах і є шкідливим для навколишнього середовища, і надлишкової відновлюваної електроенергії, отриманої від джерел, що працюють в переривчастому (нестабільному) режимі.

В [11] зроблений ретельний огляд проєктів PtG, реалізованих в різних країнах світу в період з 2009 по 2019 рр. Найбільша кількість проєктів за цей період виконана в Німеччині і орієнтована як на каталітичну, так і на біологічну метанацію. Серед інших країн лідерство тримає Великобританія, Данія, Швейцарія, США, Австрія, Японія та інші.

2.1. Проєкти PtG з каталітичною метанацією

Підприємство Audi e-gas (Німеччина), що працює з 2013 року, є одним з найбільших об'єктів PtG (потужність

5 МВт), які працюють по технології каталітичної метанації чистого водню і вуглекислого газу в одному ізотермічному реакторі з фіксованим шаром [12]. Електроенергія на електроліз поступає від чотирьох вітрових турбін, а CO_2 – від сусідньої біогазової установи, де він відокремлюється від сирого біогазу в процесі збагачення. ККД процесу PtG складає 54% без врахування додатково виробленої теплової енергії. Максимальна продуктивність – 320 $\text{nm}^3/\text{год}$ (SNG) з енерговмістом 13,85 $\text{кВт}\cdot\text{год}/\text{кг}$. Сама вітрова електростанція, на відміну від біогазової установи, використовується не стаціонарно, а по схемі енергопостачання [13]. Система використання і регулювання відпрацьованого тепла – дуже складна [14], і оптимізація роботи установки забезпечується моделюванням WOMBAT [15].

Ідея підвищення ефективності технології PtG шляхом термічної інтеграції високотемпературного електролізу (SOEC) з каталітичною метанацією при високому тиску [16] була реалізована в проєкті HELMETH [17], профінансованого Єврокомісією в рамках FP 7, і який об'єднував виконавців з Німеччини, Італії, Греції та Бельгії (рис.1).

Очікувалось, що ефективність процесу PtG буде підвищена від 61% (при використанні звичайних електролізерів і каталітичної метанації низького тиску) до 85% і вище при тиску до 30 бар і високотемпературному електролізері. Підвищення ефективності пов'язане з використанням тепла екзотермічної реакції метанації в процесі високотемпературного електролізу під тиском.

Для отримання високої якості синтетичного природного газу, яка б відповідала нормам газових мереж, де SNG повинен акумулюватися, була застосована схема модуля метанації з двома охолоджуваними реакторами з системою теплообмінників, що забезпечували необхідну

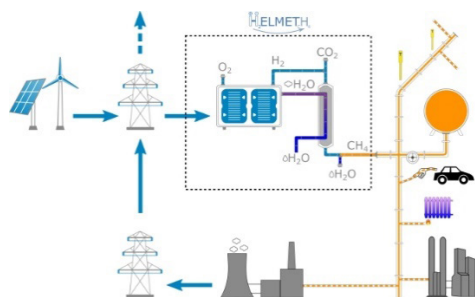


Рис. 1. Концепція HELMETH PtG з термічно інтегрованим високотемпературним електролізом та метанацією вуглекислого газу [17]

рекуперацію реакційної теплоти та ізотермічний режим метанації при температурі 300°C і тиску до 30 бар (рис. 2). Ізотермічний режим при 300°C забезпечується підвищенням тиску охолоджуючої води, при якому відбувається її кипіння, до 87 бар. Окрім температури і тиску, при яких відбувається метанація, висока якість SNG забезпечується також за рахунок конденсації і видалення реакційної води між реакторами.

Підвищення тиску, при якому здійснюється метанація, не тільки збільшує ефективність процесу PtG, але і зменшує потужність, необхідну для закачування генерованого SNG в газову мережу. Тому вибір величини тиску, при якому здійснюється процес PtG, є компромісом між його ефективністю, можливістю реалізації та інтеграції в існуючу газову мережу.

Для досягнення високого виходу метану в проєкті HELMETH були випробувані та оптимізовані різні нікелеві та рутенієві каталізatori, що забезпечило вміст метану в продукті метанації на рівні більше 97% об'ємних, а водню – на рівні менше 2% об'ємних.

Слід зазначити, що в багатьох проєктах по виробництву синтез-метану на основі каталітичної метанації, використовувався біогаз, як джерело CO_2 . При цьому досліджувались різні варіанти інтенсифікації процесу метанації як в варіанті in-situ, так і в варіанті з окремим реактором. Так, наприклад, в проєкті El-Opgraderet Biogas (Данія) модернізується біогаз шляхом постачання водню із електролізера SOEC потужністю 40 кВт.

В іншому датському проєкті Aarhus University – MeGa – stoRe модернізація біогазу здійснюється в двох-ступеневому каталітичному процесі, який очищує біогаз і перетворює забруднюючі речовини в мікроелементи для зброджувальної суспензії. Після очищення біогаз метанують в одному реакторі з повітряним охолодженням [18].

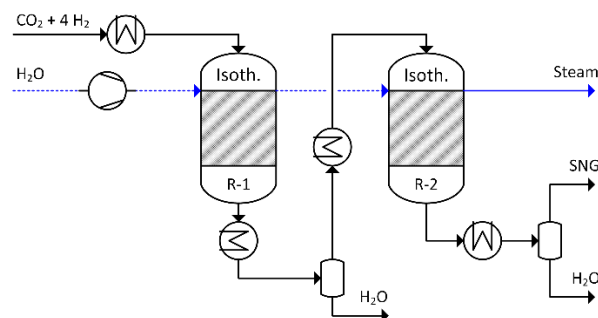


Рис. 2. Схема модуля метанації з двома реакторами, що охолоджуються, і ступенем конденсації між ними [17]

Модульний багатоканальний реактор з масляним охолодженням для модернізації біогазу передбачений в проєкті RENOYAGAS (Іспанія), який здійснювався в 2014-2016 роках [19].

В ряді інших проєктів PtG для метанації використовуються інші джерела CO_2 . Так, в нідерландському проєкті ECN-Sinthetic Methane [20] була запропонована і експериментально апробована нова сорбційна метанація, при якій до каталізатора додають цеоліт 4A, що інтенсифікує процес метанації і одночасно зневоднює SNG в реакторі. В проєкті здійснюється модернізація синтез-газу. Сорбційно інтенсифікована метанація вивчається і розробляється також в швейцарській федеральній лабораторії матеріалознавства і технології.

Покращення конверсії CO_2 здійснюється шляхом поглинання води in-situ через цеоліт-нікелевий каталізатор [21]. Процес і реактор були розроблені в рамках трьох проєктів, орієнтованих на: розробку каталізаторів [22], модернізацію біогазу [23] і метанацію промислово отриманого CO_2 [24].

Проєкт Demo SNG (Швеція), який був виконаний в період 2011-2015 роки, продемонстрував доцільність модернізації синтез-газу шляхом розробки нової концепції реактора на основі нікелевого сотового каталізатора [25].

В проєкті HSR-IET-Power-to-Gas (Швейцарія) джерелом CO_2 для метанації є повітря [26]. Ефективність установки 35% без врахування витрат енергії на сепарацію CO_2 .

В проєкті PtG Emden постачальником CO_2 являється станція очищення стічних вод. Проєкт був розпочатий в 2012 році і виконувався протягом двох років, включаючи експериментальні дослідження в лабораторних умовах [27]. В установці використовувався ізотермічний реактор при температурі 325°C і електролізер потужністю 312 кВт.

Основною метою проєкту EE-Methan aus CO_2 є розробка керамічного сотового каталізатора, адаптованого до промислових джерел CO_2 [28]. Пілотна установка для метанації складається з трьох послідовно включених реакторів з проміжним охолодженням. Для кондиціювання синтез-метану передбачалось використання мембранної технології.

2.2. Проєкти PtG з біологічною метанацією

Проєкт PtG Biological Catalysis з біологічної метанації CO_2 був розпочатий в 2014 році в датському місті Аведьоре на базі станції очищення стічних вод [29]. Передбачалась метанація CO_2 , який безпо-

середньо входив до складу сирого біогазу, отриманого в рідиннофазному анаеробному реакторі (60% CH_4 і 40% CO_2), або ж чистого CO_2 з системи модернізації біогазу [30]. Водень для метанації постачався з лужного електролізера потужністю 1 МВт, енергія для якого подавалась від вітрової електростанції. Таким чином передбачався динамічний режим роботи установки. В додаткових дослідженнях [31] було показано, що археї, які здійснюють процес метанації при температурах 60-65°C, дозволяють фіксувати в продукті реакції (метані) 98,6% CO_2 , який вміщувався в сирому біогазі складом 30% CO_2 , 68% CH_4 та до 7000 ppm сірководню. Археї показали високу толерантність до сірководню, оксидів азоту, аміаку і частково до кисню та етанолу [32]. Підтверджена концепція і технологія біологічної метанації доктора Лоренса Метса – винахідника біокаталізатора Electrochaeta [33].

Проєкт Bio Power 2 Gas є першим проєктом концепції PtG, який ґрунтується на біологічній метанації, що досяг комерційного статусу у світі. Він був розпочатий у 2013 році і реалізований в 2015 році в Аллендорфі (Німеччина). Установка включала два електролізера по 150 кВт кожний компанії Carbotech, біологічний реактор об'ємом 5 м³ від Microb Energy GmbH і системні елементи управління від Schmack Biogas GmbH [34]. Крім того біогаз мав можливість поступати на установку від двох біогазових реакторів сухої і вологої ферментації, що розташовані поблизу. До реалізації проєкту були проведені лабораторні дослідження, які підтвердили працездатність концепції біологічної метанації (вміст метану в біогазі підвищувався від 60 до 95%) [35]. Була реалізована біологічна метанація чистих CO_2 і H_2 та показано, що реактор може забезпечити метанацію в потоці, що в 30 разів перевищує його розмір [36]. У 2011 році була реалізована метанація сирого біогазу, тобто його модернізація в процесі генерування. Метаногенні бактерії споживали водень, який подавався через дно реактора і піднімався вгору через реакційну рідину. Вміст метану в біогазі збільшувався з 50 до 75% при потоці SNG 5,3 м³/год [36]. Крім того, у 2013 році була здійснена метанація біогазу з стічних вод при подачі водню безпосередньо в реактор [37].

Декілька науково-дослідних організацій Ірландії опублікували у 2019 році статтю з результатами досліджень біологічної метанації in-situ та ex-situ, проведених з метою визначення стратегій підвищення потенціалу біогазу (або ж його модернізації) до рівня біометану, тобто рівня синтетичного природного газу, який можна подавати в існуючі газові мережі [38].

В схемі in-situ для доставки реагентів до метаногенів створювався контур рециркуляції біогазу, в який подавався водень. Суміш через сопла, розташовані в дні реактора, вдувалась компресором в ферментаційну рідину (бульйон). Це на додачу до штатної мішалки дозволяло інтенсифікувати процеси і ацетатної, і гідрогенотрофної метанації. В процесах ex-situ застосовувались реактори, виконані по такій же схемі, але без мішалки, тому що реакційна рідина подавалась в реактор без твердих залишків живильного субстрату. Відбір біогазу для використання (як і для рециркуляції) здійснювався в верхній частині метантенку.

В порівнянні з іншими дослідженнями біологічної метанації новим в даній роботі є послідовне сполучення декількох блоків ex-situ, а також схема з об'єднанням блоків in-situ та ex-situ в гібридну модель.

В схемі ex-situ з трьома реакторами була досягнута конверсія 95% CO_2 при вмісті метану 85%. В гібридній схемі вміст метану в біогазі, що покидає реактор in-situ, складав 70%. Це досягалось в результаті ацетогенної і гідрогенотрофної метанації, а також за рахунок рециркуляції біогазу і його часткового очищення трьома плівковими мембранами, встановленими на виході біогазу з реактора. На виході з ex-situ реактора вміст метану в біогазі складав 84%. Вказані шляхи модернізації гібридної схеми, які підвищують рівень вмісту метану до 95%, дозволять подавати продукт процесу метанації безпосередньо в газову мережу.

В рамках проєкту PtG з використанням сонячної енергії, який планувався як перший демонстраційний проєкт США в Каліфорнії, виконувались лабораторні дослідження процесу біологічної метанації в реакторі з рідким середовищем [39].

В рамках проєкту BTU-FESPE факультету наук про навколишнє середовище та технологічну інженерію Бранденбурзького технологічного університету було розроблено анаеробний реактор зі стрічковим шаром для біокаталітичної метанації при 37°C і атмосферному тиску в безперервному процесі [40]. В реакторі розташовується нерухомий шар з будь-якого пакувального матеріалу з високою питомою поверхнею, на якому знаходяться мікроорганізми, оточені газовою фазою. Потім їх зрешують рідиною, створюючи тим самим великі градієнти концентрації і інтенсифікуючи масообмін. Результати показують вихід метану на рівні 98% в одному реакторі без необхідності рециркуляції газу [40].

Значною нещодавньою подією (28-29 квітня 2022 р.) стало офіційне відкриття у Швейцарії першого у Європі промислового заводу Power-to-Gas. Заснована на біологічній метанації, ця установка є першою в Європі і є важливою віхою як для її власника та оператора Limesco, так і для HZI Schmack (дочірнє підприємство Hitachi Zosen Inova AG), які запропонували інноваційну технологію [41]. На новій установці PtG відновлювана електроенергія з очисних споруд стічних вод використовується для розщеплення води на кисень і водень за допомогою електролізу. На другому етапі процесу цей водень подається в реактор метанації HZI Schmack разом із газом стічних вод. У процесі «BiON», розробленому власними силами, мікроорганізми в цьому біореакторі перетворюють водень і CO_2 , що міститься в газах стічних вод, в біометан в анаеробних умовах. Потім біометан очищається і може бути поданий в місцеву газову мережу як CO_2 -нейтральний замітник природного газу.

В сучасному огляді [42], виконаному науковцями факультету гірничої справи, геології і нафтової інженерії Загребського університету (Хорватія), розглянуті технології і нинішній стан виробництва біогазу і біометану в Європі. На сьогоднішній день мембранна сепарація є ведучою технологією модернізації біогазу, яка застосовується на більш, ніж 35% підприємств виробництва біометану. Використання криогенної сепарації знаходиться на початковій стадії розробки, а термічна газифікація – на ранній стадії комерціалізації. Гідротермальна газифікація проілюстрована в пілотних проєктах, виконаних в Нідерландах та Франції. Велика увага приділяється попередній технологічній обробці вихідної сировини, а саме, механічній, мікрохвильовій, термічній, хімічній і біологічній. Попередня електрохімічна обробка біомаси розглядається як перспективна для використання лігноцелюлози, а збільшення виходу біогазу може бути забезпечено за рахунок попередньої обробки біомаси іонною рідиною.

Висновки

На сьогоднішній день в багатьох країнах світу (Німеччині, Великобританії, Данії, Швейцарії, США, Австрії, Японії, Нідерландах та інших) проводяться активні роботи по створенню технологій, що реалізують концепцію Power-to-Gas. Вже здійснена велика кількість лабораторних, пілотних та демонстраційних проєктів, які підтверджують життєздатність і перспективність концепції PtG. Світовий досвід реалізації концепції

PtG має стати прикладом для України. Але поки що важко визначити магістральний напрямок розвитку технологій. Не торкаючись економічної сторони проблеми, на основі порівняння технічних характеристик виконаних проєктів PtG з процесами каталітичної і біологічної метанації, можна стверджувати, що:

- Спостерігається поступове зміщення акцентів концепції реалізованих проєктів PtG від базового (акумулявання в газі надлишкової нестабільної відновлюваної енергії) в сторону утилізації CO₂ від різних джерел. Це сприяє вирішенню нагальних проблем декарбонізації енергетики. Великого значення набуває в сучасних умовах виробництво синтетичного метану і біометану, які розглядаються як альтернатива дорогому та іноді дефіцитному природному газу.

- Проєкти PtG середньої і великої потужності (понад 1 МВт) виконуються з застосуванням технології каталітичної метанації завдяки їх здатності до масштабування і можливості підвищення ефективності процесу за рахунок використання теплоти метанації.

- Проєкти невеликої потужності доцільно виконувати з застосуванням біологічної метанації, тому що біометанація потребує застосування реакторів з великим питомим об'ємом. Проте цей напрямок біометанації компенсується її підвищеною стійкістю до таких шкідливих домішок, як сірка та кисень. Знайшли своє практичне втілення обидві концепції PtG – in-situ та ex-situ. Гібридна модель in-situ + ex-situ може стати альтернативою традиційним системам збагачення біогазу.

- Велика увага приділяється технологіям попередньої обробки біомаси.

ЛІТЕРАТУРА

1. *M. Sterner*; Bioenergy and Renewable Power Methane in Integrated 100% Renewable Energy Systems: Limiting Global Warming by Transforming Energy Systems, in: Erneuerbare Energien und Energieeffizienz/Renewable Energies and Energy Efficiency, 14, Kassel Univ. Press, 2010, ISBN 978-3-89958-798-2.
2. *Georgii Geletukha, Petro Kucheruk, Yuri Matveev*. Prospects and potential for biomethane production in Ukraine. Ecological Engineering & Environmental Technology. ISSN 2719-7050. 2022, Volume 23, Issue 4, 67–80 pp. <http://www.ecoet.com/Prospects-and-Potential-for-Biomethane-Production-in-Ukraine,149995,0,2.html>

3. *R. Bhandari, C.A. Trudewind, P. Zapp*, Life cycle assessment of hydrogen production via electrolysis e a review, Journal of Cleaner Production, 2014, Volume 85, pp. 151-163, <http://dx.doi.org/10.1016/j.jclepro.2013.07.048>.

4. *F. Graf, M. Gotz, M. Henel, T. Schaaf, R. Tichler*, Abschlussbericht “Techno-ökonomische Studie von Power-to-Gas-Konzepten”, Bonn, 2014.

5. *B. Hacker, P. Gesikiewicz, T. Smolinka*, Arbeitspaket 1b: systemoptimierung und Betriebsführung der PEM-Elektrolyse, energiejournal-praxis, 2015, 65 pp. 37-40.

6. *M.A. Laguna-Bercero*, Recent advances in high temperature electrolysis using solid oxide fuel cells: a review, Journal of Power Sources, 2012, Volume 203, pp. 4-16, <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2011.12.019>

7. *A. Ursua, L.M. Gandia, P. Sanchis*, Hydrogen production from water electrolysis: current status and future trends, Proc. IEEE, 2012, Volume 100, Issue 2, pp. 410-426, 10.1109/JPROC.2011.2156750.

8. *Gotz M., Lefebvre J., Mors F., Koch A.M., Graf F., Bajohr S., Reimert R. & Kolb T.*, Renewable power-to-gas: A technological and economic review. Renewable Energy, 2016, Volume 85, pp. 1371-1390. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.07.066>

9. *T.A. Napp, A. Gambhir, T.P. Hills, N. Florin, P.S. Fennell*, A review of the technologies, economics and policy instruments for decarbonising energy-intensive manufacturing industries, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, Volume 30, pp. 616-640, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.10.036>

10. *W. Koppel, M. Gotz, F. Graf*, Biogas upgrading for injection into the gas grid quality aspects, technological and ecological consideration, International issue 2009, gwf-Gas Erdgas pp. 26-35. https://www.researchgate.net/publication/271073651_Biogas_Upgrading_for_Injection_into_the_Gas_Grid_Quality_aspects_technological_and_ecological_consideration

11. *Bailera M., Lisbona P., Romeo L.M. & Espatolero S.* Power-to-gas projects review: Lab, pilot and demo plants for storing renewable energy and CO₂. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, Volume 69, pp. 292-312, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.13>

12. *Rieke S.* Catalytic methanation – the Audi e-gas project as an example of industrialized technology for Power to gas. REGATEC 2015, Barcelona, Spain, 2015.

13. *Strohbach O.* Audi e-gas plant stabilizes electrical grid. Press Release - Audi MediaInfo - Technology and Innovation Communications; 2015, <https://www.automobilsport.com/audi-e-gas-stabilizes-electrical-grid---138930.html>

14. Bosa T, Brusdeylins C, Regno A Del, Scherg G, Zimmer U. Annual Report 2014. Zentrum für Sonnenenergie- und Wasserstoff-Forschung Baden-Württemberg (ZSW); 2014, https://www.zsw-bw.de/fileadmin/user_upload/PDFs/Jahresberichte/JB-2014.pdf
15. *Forschungsjahrbuch Erneuerbare Energien* 2012 - Forschungsberichte im Überblick. Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit; 2012.
16. Trimis D., Anger S., Potenzial der thermisch integrierten Hochtemperatur-Elektrolyse und Methanisierung für die Energiespeicherung durch Power-to-Gas (PtG), *gwf- Gas; Erdgas*, Januar/Februar 2014, pp. 50-59. <https://docplayer.org/52568305-Potenzial-der-thermisch-integrierten-hochtemperatur-elektrolyse-und-methanisierung-fuer-die-energiespeicherung.html>
17. *Проект HELMETH* <http://www.helmeth.eu/index.php/project>.
18. Møller P, Yde L. MeGa-stoRE final report (Project no. 12006). Aarhus: Aarhus University; 2014. <https://www.lemvigbiogas.com/MeGa-stoREfinalreport.pdf>
19. Sánchez M. RENO VAGAS - Proceso de Generación de Gas Natural Renovable. Jornada PTEHPC. Grupo de Trabajo Técnico de Almacenamiento y Distribución de Hidrógeno, Huelva, Spain: Centro Nacional del Hidrógeno (CNH₂); 2015, https://www.pteco2.es/Uploads/docs/3.%20J.Rubio_RENOVAGAS_Presentacion%20Jornada%20PTEHPC.pdf
20. Saric M, Dijkstra JW, Rabou LPLM, Haije WG, Walspurger S. SNG quality in Power to Gas applications. Sixth Research Day of the Energy Delta Gas Research, Nunspeet, The Netherlands; 2014.
21. Borgschulte A, Gallandat N, Probst B, Suter R, Callini E, Ferri D, et al. Sorption enhanced CO₂ methanation. *Physical Chemistry Chemical Physics*, 2013; Volume 15, pp. 9620–9625. <https://doi.org/10.1039/C3CP51408K>
22. Gassmann F, Lutz P, Elber U. Annual Activity Report 2014. Competence Center Energy and Mobility CCEM, 2014.
23. *SmartCat* - Swiss Federal Office of Energy SFOE Ongoing projects 2015.
24. *Catalytic methanation of industrially-derived CO₂* (Project 153928), SNSF P3 Research Database 2015. <https://p3.snf.ch/project-153928>
25. Landgraf M. Flexible methane production from electricity and bio-mass. Karlsruhe: Press Release - Karlsruhe Institute of Technology; 2014. https://www.kit.edu/downloads/pi/KIT_PI_2014_162_Flexible_Methane_Production_from_Electricity_and_Bio-mass.pdf
26. Frank E. Aktivitäten Power-to-Gas am IET/HSR. Power-to-Gas Expert. Hochschule für Technik Rapperswil; 2015. https://www.iet.hsr.ch/fileadmin/user_upload/iet.hsr.ch/Power-to-Gas/04_Frank_PtG_am_IET_FRK.pdf
27. Steinigeweg S. Power to Gas in Emden. Sitzung 19.06.2013 Betriebsausschuss Bau- und Entsorgungsbetrieb; 2013.
28. *EE-Methan from CO₂* - Development of a catalytic process for the methanation of CO₂ from industrial sources 2015.
29. Hofstetter D. Energy storage leaders launch commercial scale power-to-gas project using highly innovative technology. Press Release - BioCat Project; 2014. <https://www.electrochaea.com/latest-news/energy-storage-leaders-launch-commercial-scale-power-to-gas-project/>
30. *Energy Storage* - Thematic Research Summary. European Commission; 2014.
31. *STORE & GO* - Power-to-Gas - École Polytechnique Fédérale de Lausanne 2015. <https://www.storeandgo.info/about-the-project/index.html>
32. Hofstetter D The BioCat Project - Lifting Biological Methanation to Market Readiness. REGATEC 2015, Barcelona, Spain: 2015.
33. Iskov H, Rasmussen NB. Global screening of projects and technologies for Power-to-Gas and Bio-SNG. Hørsholm: Danish Gas Technology Centre; 2013. https://www.dgc.dk/sites/default/files/filer/publikationer/R1307_screening_projects.pdf
34. Heller T. First commercial PtG-plant with biological methanation goes live. HANNOVER MESSE - Technical Forum h2fc fair, Viessmann; 2015. <https://www.fch.europa.eu/event/hannover-messe-2015>
35. Reuter M. Power to Gas: Microbial Methanation, a Flexible and Highly Efficient Method. HANNOVER MESSE; 2013. <https://docplayer.org/8324951-Power-to-gas-microbial-methanation-a-flexible-and-highly-efficient-method.html>
36. Benjaminsson G, Benjaminsson J, Rudberg RB. Power-to-Gas - A technical review. Svenskt Gastekniskt Center AB; 2013. http://www.sgc.se/ckfinder/userfiles/files/SGC284_eng.pdf
37. Reuter M. Viessmann Tochterunternehmen MicrobEnergy realisiert Power-to-Gas an der Kläranlage Schwandorf. Schwandorf: Press Release - MicrobEnergy GmbH; 2013.

38. *M.A. Voelklein, Davis Rusmanis, J.D. Murphy.* Biological methanation: Strategies for in-situ and ex-situ upgrading in anaerobic digestion. *Applied Energy*, 2019, Volume 235, pp. 1061-1071. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.11.006>
39. *Raspberry T.* Southern California Gas Comments on Draft AB 1257 Report (Docket No. 15-IEPR-04). SoCalGas; 2015.
40. *Burkhardt M, Koschack T, Busch G.* Biocatalytic methanation of hydrogen and carbon dioxide in an anaerobic three-phase system. *Bioresource Technology*, 2015; Volume 178, pp. 330–333. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2014.08.023>
41. <https://bioenergyinternational.com/europes-first-industrial-biological-methanation-ptg-plant-inaugurated/>
42. *J. Pavicic, K. Novak Mavar, V. Brkic, K. Simon.* Biogas and Biomethane Production and Usage: Technology Development, Advantages and Challenges in Europe. *Energies* 2022, Volume 15, no 8, 2940. <https://doi.org/10.3390/en15082940>

MODERN POWER TO GAS CONCEPTS AND THEIR IMPLEMENTATION

Klimenko V.M., Suprun T.T.

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

<https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2022.5>

The concept of PtG, namely the accumulation of energy in gas, has attracted the increasing attention of energy experts in recent years because:

- it allows solving the problem of using unstable solar and wind energy and thereby creating a powerful incentive for the development of these areas of renewable energy;
- it becomes a significant generator of synthetic methane – an alternative to already expensive and in some cases scarce natural gas.

Today, PtG projects are implemented in many countries of the world. The main efforts of researchers are aimed at increasing the efficiency of hydrogen generation and methanation processes, increasing the productivity of electrolyzers and methanators, and reducing their cost in order to achieve commercialization of the implemented technologies.

Among water electrolysis technologies, the direction of application of solid polymer electrolytic membranes (PEM) is promising and attractive; the main advantage of which compared to alkaline electrolysis is a faster cold start, as well as greater flexibility and a better combination with unstable sources of electrical energy. Also promising is solid oxide (known as high-temperature) electrolysis (SOES), which is characterized by low power consumption and is very well compatible in a single technological scheme with highly exothermic methanation reactions, although they are more sensitive to fluctuations in power sources.

For adiabatic catalytic methanation reactors, the main problem is ensuring the optimal reaction temperature due to cooling, in particular due to the difficulties of its control. One of the ways to overcome these difficulties is the use of three-phase reactors.

For biological methanation reactors, the main problem remains the low level of mass transfer of hydrogen, which limits the productivity of the process.

References 42, fig.2

Keywords: renewable energy sources, the concept of Power to Gas, synthetic natural gas, methanation processes.

1. *M. Sterner*, Bioenergy and Renewable Power Methane in Integrated 100% Renewable Energy Systems: Limiting Global Warming by Transforming Energy Systems, in: *Erneuerbare Energien und Energieeffizienz/Renewable Energies and Energy Efficiency*, 14, Kassel Univ. Press, 2010, ISBN 978-3-89958-798-2.

2. *Georgii Geletukha, Petro Kucheruk, Yuri Matveev*. Prospects and potential for biomethane production in Ukraine. *Ecological Engineering & Environmental Technology*. ISSN 2719-7050. 2022, Volume 23, Issue 4, 67–80 pp. <http://www.ecoet.com/Prospects-and-Potential-for-Biomethane-Production-in-Ukraine,149995,0,2.html>

3. *R. Bhandari, C.A. Trudewind, P. Zapp*, Life cycle assessment of hydrogen production via electrolysis e a review, *Journal of Cleaner Production*, 2014, Volume 85, pp. 151-163, <http://dx.doi.org/10.1016/j.jclepro.2013.07.048>.

4. *F. Graf, M. Gotz, M. Henel, T. Schaaf, R. Tichler*, Abschlussbericht “Techno-ökonomische Studie von Power-to-Gas-Konzepten”, Bonn, 2014.

5. *B. Hacker, P. Gesikiewicz, T. Smolinka*, Arbeitspaket 1b: systemoptimierung und Betriebsführung der PEM-Elektrolyse, *energiejwasser-praxis*, 2015, 65 pp. 37-40.

6. *M.A. Laguna-Bercero*, Recent advances in high temperature electrolysis using solid oxide fuel cells: a review, *Journal of Power Sources*, 2012, Volume 203, pp. 4-16, <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2011.12.019>

7. *A. Ursua, L.M. Gandia, P. Sanchis*, Hydrogen production from water electrolysis: current status and future trends, *Proc. IEEE*, 2012, Volume 100, Issue 2, pp. 410-426, 10.1109/JPROC.2011.2156750.

8. *Gotz M., Lefebvre J., Mors F., Koch A.M., Graf F., Bajohr S., Reimert R. & Kolb T.*, Renewable power-to-gas: A technological and economic review. *Renewable Energy*, 2016, Volume 85, pp. 1371-1390. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.07.066>

9. *T.A. Napp, A. Gambhir, T.P. Hills, N. Florin, P.S. Fennell*, A review of the technologies, economics and policy instruments for decarbonising energy-intensive manufacturing industries, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, Volume 30, pp. 616-640, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.10.036>

10. *W. Koppel, M. Gotz, F. Graf*, Biogas upgrading for injection into the gas grid quality aspects, technological and ecological consideration, *International issue 2009, gwf-Gas Erdgas* pp. 26-35. https://www.researchgate.net/publication/271073651_Biogas_Upgrading_for_Injection_into_the_Gas_Grid_Quality_aspects_technological_and_ecological_consideration

11. *Bailera M., Lisbona P., Romeo L.M. & Espatolero S.* Power-to-gas projects review: Lab, pilot and demo plants for storing renewable energy and CO₂. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, Volume 69, pp. 292-312, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.13>
12. *Rieke S.* Catalytic methanation – the Audi e-gas project as an example of industrialized technology for Power to gas. REGATEC 2015, Barcelona, Spain, 2015.
13. *Strohbach O.* Audi e-gas plant stabilizes electrical grid. Press Release - Audi MediaInfo - Technology and Innovation Communications; 2015, <https://www.automobilsport.com/audi-e-gas-stabilizes-electrical-grid---138930.html>
14. *Bosa T, Brusdeylins C, Regno A Del, Scherg G, Zimmer U.* Annual Report 2014. Zentrum für Sonnenenergie- und Wasserstoff-Forschung Baden-Württemberg (ZSW); 2014, https://www.zsw-bw.de/fileadmin/user_upload/PDFs/Jahresberichte/JB-2014.pdf
15. *Forschungsjahrbuch Erneuerbare Energien 2012 - Forschungsberichte im Überblick.* Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit; 2012.
16. *Trimis D., Anger S.* Potenzial der thermisch integrierten Hochtemperatur-Elektrolyse und Methanisierung für die Energiespeicherung durch Power-to-Gas (PtG), *gwf- Gas; Erdgas*, Januar/Februar 2014, pp. 50-59. <https://docplayer.org/52568305-Potenzial-der-thermisch-integrierten-hochtemperatur-elektrolyse-und-methanisierung-fuer-die-energiespeicherung.html>
17. *Project HELMETH* <http://www.helmeth.eu/index.php/project>.
18. *Møller P, Yde L.* MeGa-stoRE final report (Project no. 12006). Aarhus: Aarhus University; 2014. <https://www.lemvigbiogas.com/MeGa-stoREfinalreport.pdf>
19. *Sánchez M.* RENOVAGAS - Proceso de Generación de Gas Natural Renovable. Jornada PTEHPC. Grupo de Trabajo Técnico de Almacenamiento y Distribución de Hidrógeno, Huelva, Spain: Centro Nacional del Hidrógeno (CNH₂); 2015, https://www.pteco2.es/Uploads/docs/3.%20J.Rubio_RENOVAGAS_Presentacion%20Jornada%20PTEHPC.pdf
20. *Saric M, Dijkstra JW, Rabou LPLM, Haije WG, Walspurger S.* SNG quality in Power to Gas applications. Sixth Research Day of the Energy Delta Gas Research, Nunspeet, The Netherlands; 2014.
21. *Borgschulte A, Gallandat N, Probst B, Suter R, Callini E, Ferri D, et al.* Sorption enhanced CO₂ methanation. *Physical Chemistry Chemical Physics*, 2013; Volume 15, pp. 9620–9625. <https://doi.org/10.1039/C3CP51408K>
22. *Gassmann F, Lutz P, Elber U.* Annual Activity Report 2014. Competence Center Energy and Mobility CCEM, 2014.
23. *SmartCat* - Swiss Federal Office of Energy SFOE Ongoing projects 2015.
24. *Catalytic methanation* of industrially-derived CO₂ (Project 153928), SNSF P3 Research Database 2015. <https://p3.snf.ch/project-153928>
25. *Landgraf M.* Flexible methane production from electricity and bio-mass. Karlsruhe: Press Release - Karlsruhe Institute of Technology; 2014. https://www.kit.edu/downloads/pi/KIT_PI_2014_162_Flexible_Methane_Production_from_Electricity_and_Bio-mass.pdf
26. *Frank E.* Aktivitäten Power-to-Gas am IET/HSR. Power-to-Gas Expert. Hochschule für Technik Rapperswil; 2015. https://www.iet.hsr.ch/fileadmin/user_upload/iet.hsr.ch/Power-to-Gas/04_Frank_PtG_am_IET_FRK.pdf
27. *Steinigeweg S.* Power to Gas in Emden. Sitzung 19.06.2013 Betriebsausschuss Bau- und Entsorgungsbetrieb; 2013.
28. *EE-Methan from CO₂* - Development of a catalytic process for the methanation of CO₂ from industrial sources 2015.
29. *Hofstetter D.* Energy storage leaders launch commercial scale power-to-gas project using highly innovative technology. Press Release - BioCat Project; 2014. <https://www.electrochaea.com/latest-news/energy-storage-leaders-launch-commercial-scale-power-to-gas-project/>
30. *Energy Storage* - Thematic Research Summary. European Commission; 2014.
31. *STORE & GO* - Power-to-Gas - École Polytechnique Fédérale de Lausanne 2015. <https://www.storeandgo.info/about-the-project/index.html>
32. *Hofstetter D* The BioCat Project - Lifting Biological Methanation to Market Readiness. REGATEC 2015, Barcelona, Spain; 2015.
33. *Iskov H, Rasmussen NB.* Global screening of projects and technologies for Power-to-Gas and Bio-SNG. Hørsholm: Danish Gas Technology Centre; 2013. https://www.dgc.dk/sites/default/files/filer/publikationer/R1307_screening_projects.pdf
34. *Heller T.* First commercial PtG-plant with biological methanation goes live. HANNOVER MESSE - Technical Forum h2fc fair, Viessmann; 2015. <https://www.fch.europa.eu/event/hannover-messe-2015>
35. *Reuter M.* Power to Gas: Microbial Methanation, a Flexible and Highly Efficient Method. HANNOVER MESSE; 2013. <https://docplayer.org/8324951-Power-to-gas-microbial-methanation-a-flexible-and-highly-efficient-method.html>
36. *Benjaminsson G, Benjaminsson J, Rudberg RB.* Power-to-Gas - A technical review. Svenskt Gastekniskt Center AB; 2013. http://www.sgc.se/ckfinder/userfiles/files/SGC284_eng.pdf

37. *Reuter M.* Viessmann Tochterunternehmen MicrobEnergy realisiert Power-to-Gas an der Kläranlage Schwandorf. Schwandorf: Press Release - MicrobEnergy GmbH; 2013.
38. *M.A. Voelklein, Davis Rusmanis, J.D. Murphy.* Biological methanation: Strategies for in-situ and ex-situ upgridding in anaerobic digestion. *Applied Energy*, 2019, Volume 235, pp. 1061-1071. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.11.006>
39. *Raspberry T.* Southern California Gas Comments on Draft AB 1257 Report (Docket No. 15-IEPR-04). SoCalGas; 2015.
40. *Burkhardt M, Koschack T, Busch G.* Biocatalytic methanation of hydrogen and carbon dioxide in an anaerobic three-phase system. *Bioresource Technology*, 2015; Volume 178, pp. 330–333. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2014.08.023>
41. <https://bioenergyinternational.com/europes-first-industrial-biological-methanation-ptg-plant-inaugurated/>
42. *J. Pavicic, K. Novak Mavar, V. Brkic, K. Simon.* Biogas and Biomethane Production and Usage: Technology Development, Advantages and Challenges in Europe. *Energies* 2022, Volume 15, no 8, 2940. <https://doi.org/10.3390/en15082940>

Отримано 07.09.2022
Received 07.09.2022

УДК 536.24; 621.184.5

АЕРОДИНАМІКА ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ ПОБЛИЗУ КОНІЧНОЇ ДИМОВОЇ ТРУБИ НА МАЙДАНЧИКУ ТЕПЛОВОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Чиркова А. П.^{1,2} аспірант, **Шіхабутінова О.В.²**, к.т.н., старший науковий співробітник

¹ Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», пр. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна

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

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2022.6>

Розглянуті особливості аеродинаміки повітряного потоку при обтіканні одиночної конічної труби, розташованої на промисловому майданчику ТЕС при різному напрямку вітру. Дослідження виконано методом комп'ютерного моделювання. Вперше виявлено періодичний характер зміни швидкості та статичного тиску по висоті труби в кормовій області вище будівлі машинного залу. Визначено, що інфраструктура майданчика ТЕС істотно впливає на аеродинаміку повітряного потоку біля конічної димової труби, а рівняння подібності з використанням середньої тепловіддачі може давати великі похибки при розрахунку зовнішнього теплообміну.

The peculiarities of the aerodynamics of the air flow when flowing around a single conical pipe located on the industrial site of the TPP with different wind directions are considered. The research was carried out by the method of computer simulation. For the first time, the periodic nature of the change in speed and static pressure along the height of the pipe in the aft area above the engine room building was revealed. It was determined that the infrastructure of the TPP site significantly affects the aerodynamics of the air flow near the conical chimney, and the similarity equation using the average heat transfer can give large errors when calculating the external heat exchange.

Бібл. 3, рис. 10, табл. 1.

Ключові слова: конічна труба, аеродинаміка, майданчик ТЕС, напрям вітру.

D, d – діаметр, м;

$k(z)$ – коефіцієнт;

w – швидкість, м/с;

t – температура, °С;

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²К).

Нижні індекси:

0 – середнє значення;

z – значення по висоті.

Вступ

Димова труба в комплексі інфраструктури теплової електростанції (ТЕС) відіграє важливу роль. Вона забезпечує виведення газоподібних продуктів згорання в атмосферу. При правильній організації виходу газів не відбувається конденсація вологи в середині труби і технічний стан труби зберігається у працездатному стані протягом більшого терміну [1]. При аналізі умов експлуатації та визначенні температури продуктів згорання всередині труби необхідно знати граничні умови третього роду (коефіцієнти тепловіддачі) на зовнішній поверхні димової труби. Для цього використовується середня тепловіддача у відповідності з емпіричним рівнянням подібності [2].

Зовнішнє обтікання димової труби має складний характер з вихровою структурою в кормовій частині. Профіль швидкості вітру перед конічною трубою визначається типом навколишньої поверхні

(А,В або С) [2]. Для міських районів з щільною забудовою будинками заввишки більше 25 м в розрахунках найчастіше використовується тип поверхні С. Дослідження, виконані в роботі [2], показали, що навіть при рівномірному профілі швидкості потоку, який набігає на трубу, аеродинаміка та теплообмін на поверхні одиночної вертикально розташованої конічної труби мають специфічні особливості, зумовлені формою труби та контактом її основи із землею поверхнею. Зокрема, у кормовій частині вперше спостерігалася періодична зміна по висоті труби статичного тиску, швидкості та коефіцієнта тепловіддачі [2]. Якщо димова труба розташована на промисловому майданчику ТЕС, то аеродинаміка обтікання димової труби залежить також і від інфраструктури майданчика.

Мета роботи – визначення особливостей аеродинаміки повітряного потоку при обтіканні одиночної конічної труби, розташованої на промис-

ловому майданчику ТЕС при різному напрямку вітру. Дослідження виконано методом комп'ютерного моделювання з чисельним розв'язком диференціальних рівнянь руху та нерозривності.

Інфраструктура ТЕС

Сучасні ТЕС – складні технічні підприємства. При компонуванні ТЕС враховується взаємне розташування основних та допоміжних споруд на її майданчику, рельєф місцевості, розташування водосховищ, роза вітрів та ін. Зазвичай на промисловому майданчику ТЕС розташовані головний корпус; мазутне та мастильне господарства; корпус подрібнення палива; будівлі підсобних виробництв; пікова водогрійна котельня; градирні; газорегулюючий пункт; очисні споруди стічних вод; насосні станції циркуляційного, протипожежного та питного водопостачання та інші об'єкти [3].

Для моделювання аеродинаміки біля димової труби, розташованої на території ТЕС, в роботі використано спрощену інфраструктуру майданчика, що включає основні елементи - машинний зал (висота 30 м), підстанцію, адміністративну будівлю, склад та дві градирні (рис. 1). Розмір майданчика ТЕС з півдня

на північ – 295 м, зі сходу до заходу – 247 м. Димова труба має діаметр в основі $D = 15$ м і конусність 0.0625 (в усті діаметр $d = 7.5$ м), висота труби – 120 м. Димова труба розміщується несиметрично щодо будівлі машинного залу. Висота окремих елементів показана на рис. 1 у дужках, а ширина та довжина – на рис. 2.

Сіткова модель інфраструктури ТЕС включає 1137781 вузлів та 4741859 елементів, мінімальна ортогональна якість – 0.1, максимальний переки – 0.89. Чутливість сітки розглянуто у роботі [2]. У розрахунках використовувалася RNG k- ϵ модель турбулентності [2], пристінна функція Enhanced Wall Function, алгоритм розв'язку для з'єднання швидкісного тиску в стійких потоках Simplex. Густина повітря не залежить від температури на вході в розрахунковий об'єм (силами тяжіння було знехтувано). Температура поверхні труби задавалася постійною та дорівнювалася 100 °С.

Програма дослідження

У роботі вивчено три напрямки вітру, що наведені в таблиці 1. Розглянуто два сезони експлуатації ТЕС (осінь, зима) з різною температурою повітря та напрямком вітру. Швидкість вітру становила 5 м/с.

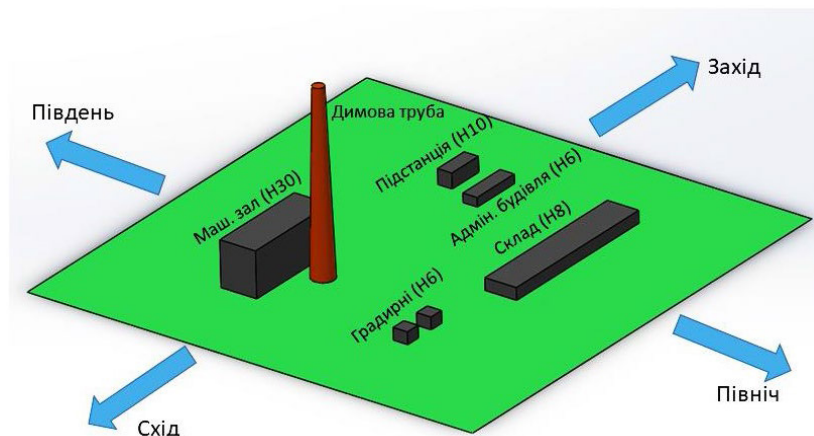


Рис. 1. Інфраструктура теплової електростанції (загальний вигляд)

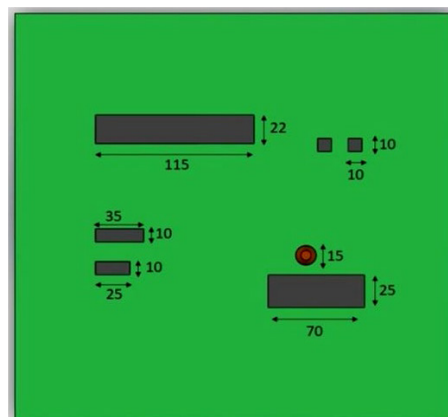


Рис. 2. Інфраструктура теплової електростанції (вид зверху)

Профіль швидкості на межі майданчика ТЕС визначався відповідно до міського типу інфраструктури оточуючого простору навколо майданчика ТЕС (тип С). Профіль швидкості вітру для цих умов задавався рівнянням

$$w_z = w_0 k(z),$$

де w_z – швидкість потоку на висоті z від поверхні землі, w_0 – швидкість вітру на границі майданчика, коефіцієнт $k(z)$ визначається за залежністю $k(z) = 0,4 (z/10)^{0.5}$.

Таблиця 1. Вхідні данні для розрахунку

Варіант	Середня швидкість повітря w_0 , м/с	Температура t , °C	Напрямок повітря	Сезон
Варіант 1	5	10	Східний	осінь
Варіант 2	5	-5	Північний	зима
Варіант 3	5	-5	Південний	зима

Варіант 1. Східний напрямок вітру

Цей варіант розглядає східний (зі сходу на захід) напрямок вітру (рис. 3,4) в осінній проміжок часу. В цьому випадку обтіканні будівлі машинного залу та димової труби відбувається без будь-яких перешкод перед ними з вузькою зоною прискореного потоку між машинним залом та трубою. Із рис. 3 а, б випливає, що обтікання машинного залу несиметричне, причому за машинним залом формується широка несиметрична відривна зона.

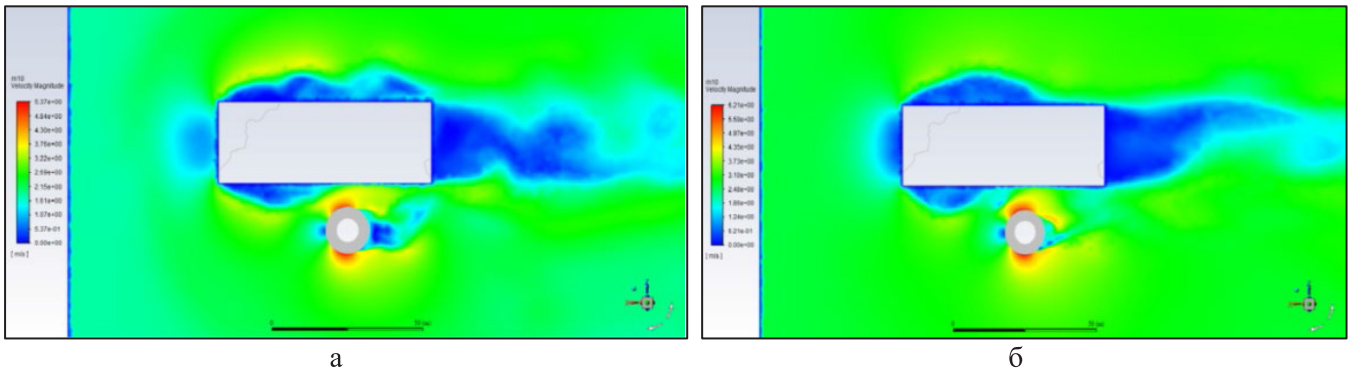


Рис. 3. Поле швидкості вітру біля димової труби та машинного залу при східному напрямку вітру (поперечний розріз на різній висоті): а – висота 10 м; б – висота 20 м

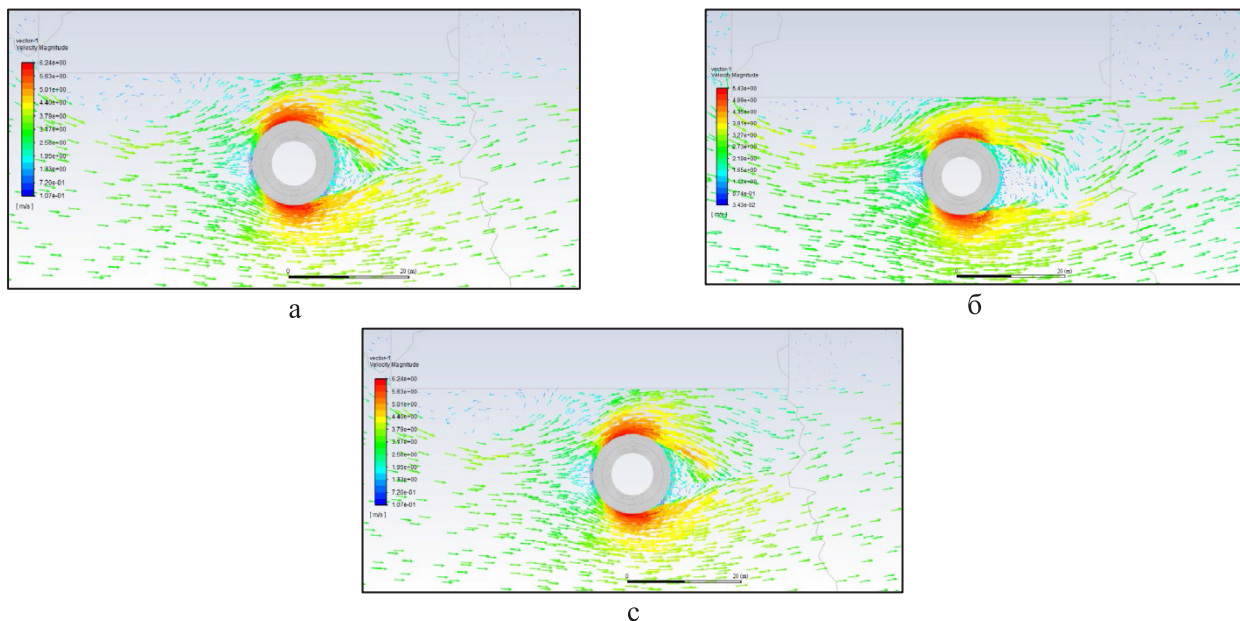


Рис. 4. Аеродинаміка димової труби при східному напрямку вітру на різній висоті: а – 10 м; б – 20 м; в – 80 м

Будівля машинного залу не істотно впливає на характер обтікання димової труби. Як в області машинного залу (рис. 4 а, б) так і вище нього (рис. 4 в) характер обтікання приблизно симетричний, причому положення точки відриву потоку на поверхні труби з правого та лівого боку (біля 140°) свідчить про турбулентний характер її обтікання. Можна відзначити різну довжину відривної зони за димарем (рис. 4). В даному випадку можна очікувати невисокий рівень тепловіддачі від труби до набігаючого потоку.

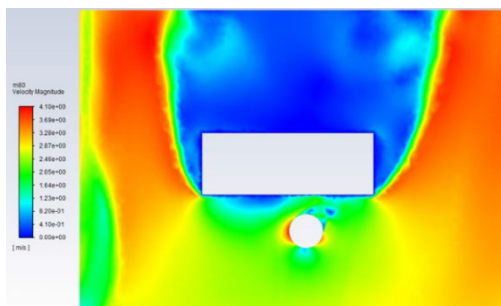


Рис. 5. Обтікання системи димова труба-машинний зал, вид зверху, Північний напрямок вітру, висота перерізу 29 м

Варіант 2. Північний напрямок вітру

На рис. 5 відображено поле швидкості при обтіканні машинного залу з димовою трубою, що розташована несиметрично. За димовою трубою розташований машинний зал висотою 30 м і шириною 70 м, який є перешкодою для потоку, що обтікає трубу. Як видно з рисунка, обтікання будівлі машинного залу несиметричне, воно має характер обтікання поганообтічного тіла, з відривом потоку на бічних поверхнях і даху машинного

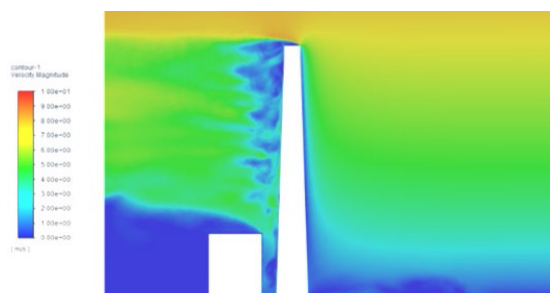
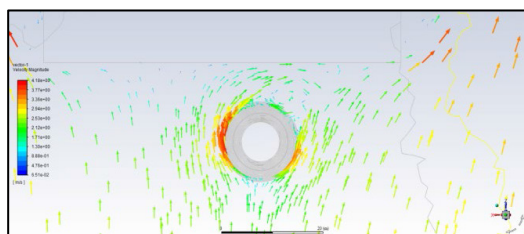
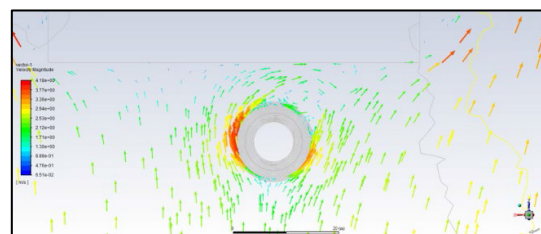


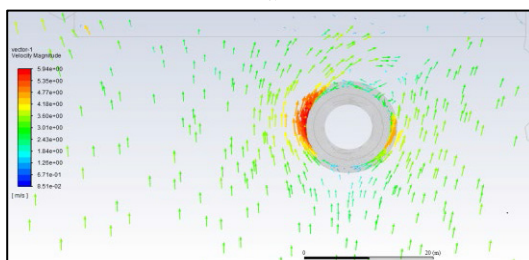
Рис. 6. Обтікання системи димова труба – машинний зал, вид збоку. Північний напрямок вітру



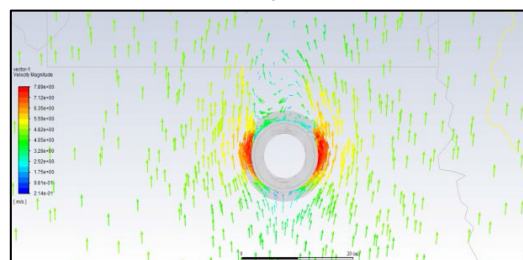
а



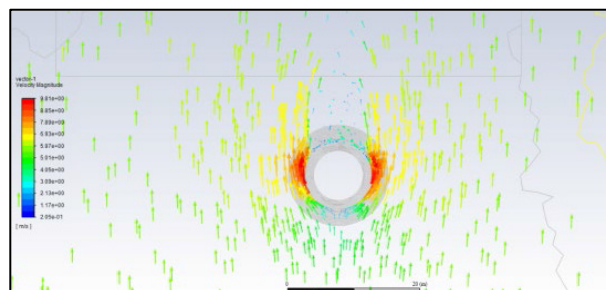
б



в



г



д

Рис. 7. Аеродинаміка димової труби при північному напрямку вітру на різній висоті:

а – 20 м; б – 29 м; в – 31 м; г – 50 м; д – 80 м

залу. Аналіз аеродинаміки обтікання труби збоку (рис.6) вище будівлі машинного залу показує періодичний характер розподілу швидкості потоку (і статичного тиску) по висоті труби, так само як і при обтіканні одиночної труби [2]. Періодичність розподілу поля швидкості та тиску призводить до нерівномірного розподілу тепловіддачі по висоті труби.

Для детального аналізу впливу машинного залу і вихорів, що формуються за трубою, на рис. 7 наведено векторне поле швидкості на висоті від 20 м до 80 м від поверхні землі. До висоти 31 м (рис. 7 а, б, в) обтікання конічної труби є суттєво несиметричним, що обумовлено несиметричним розташуванням труби відносно машинного залу. Вихрова структура за трубою зміщена вправо, а сам вихор коротший і має більш цілісний і однонаправлений характер (за годинниковою стрілкою). З правого боку труби можна відзначити відсутність примежового шару на її поверхні. Така структура зберігається і на висоті 31 м (рис. 7 в), що вище машинного залу. Однак істотно вище за будівлю машинного залу (рис. 7 г, д) структура потоку за трубою практично симетрична, гомогенна вихрова структура потоку розбивається на

кілька менших за розмірами, але різнонаправлених вихорів. У цьому випадку слід очікувати досить низьким теплообміном між трубою та набігаючим потоком.

Варіант 3. Південний напрямок вітру

Цей варіант розглядає зворотний до варіанту 2 напрям вітру (з півдня на північ) за тих же граничних умов. У цьому випадку будівля машинного залу розташовується перед димовою трубою висотою, що створює природну перешкоду набігаючому потоку і «затіннює» частину труби будинком. Потік набігаючого вітру огинає будівлю зліва, справа та зверху з відривом потоку і зниженою швидкістю за будівлею машинного залу (близько 0.5 м/с). За будівлею машинного залу потік несиметричний (рис. 8), що зумовлено несиметричним розташуванням димової труби щодо будівлі машинного залу та впливом інфраструктури ТЕС (склад, рис.1).

На рис. 9 приводиться аеродинаміка обтікання машинного залу та димової труби з бічної сторони. Аналіз показує, що так само як і при північному напрямку вітру по висоті труби вище за будівлю машинного залу спостерігаються періодичні коливання швидкості (і статичного тиску) в кормовій області, причому гирло труби обтікається з високою швидкістю.

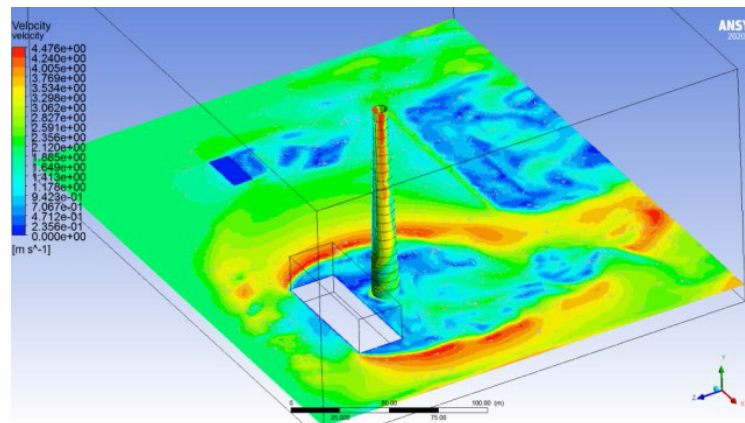


Рис. 8. Аеродинаміка майданчика ТЕС, південний напрямок вітру, висота перерізу 10 м

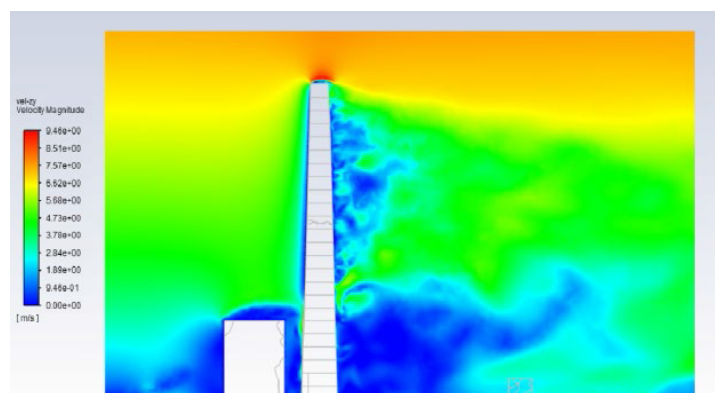


Рис. 9. Обтікання системи димова труба – машинний зал, вид збоку, південний напрямок вітру

На рис. 10 розглянуто аеродинаміку обтікання димової труби на різній висоті від земної поверхні при південному напрямку вітру. На висоті від 10 м до 29 м обтікання труби відбувається із малою швидкістю. При цьому на структуру потоку значний вплив має відрив потоку на бічних поверхнях будівлі машинного залу та частково на його даху. На висоті 29 і 31 м (в області даху машинного залу) на поверхні труби формується слабка зона підвищеної швидкості, а починаючи з висоти 50 м формуватися симетрична структура обтікання труби з різною довжиною хвоста (рис. 10 д, е). У зоні за «затіненням» димової труби машинним залом (рис. 10 а, б, в, г) її обтікання має нерегулярний і вих-

ровий характер із формуванням слідів обтікання будівлі машинного залу. Примежовий шар на поверхні труби практично відсутній, але на висоті понад 31 м обтікання труби має досить симетричний характер. Тому на висоті труби менше 31 м слід очікувати досить високу тепловіддачу.

Висновки

1. Інфраструктура майданчика ТЕС істотно впливає на аеродинаміку повітряного потоку біля конічної димової труби.

2. Вперше виявлено періодичний характер зміни швидкості та статичного тиску по висоті труби в кормовій області вище будівлі машинного залу.

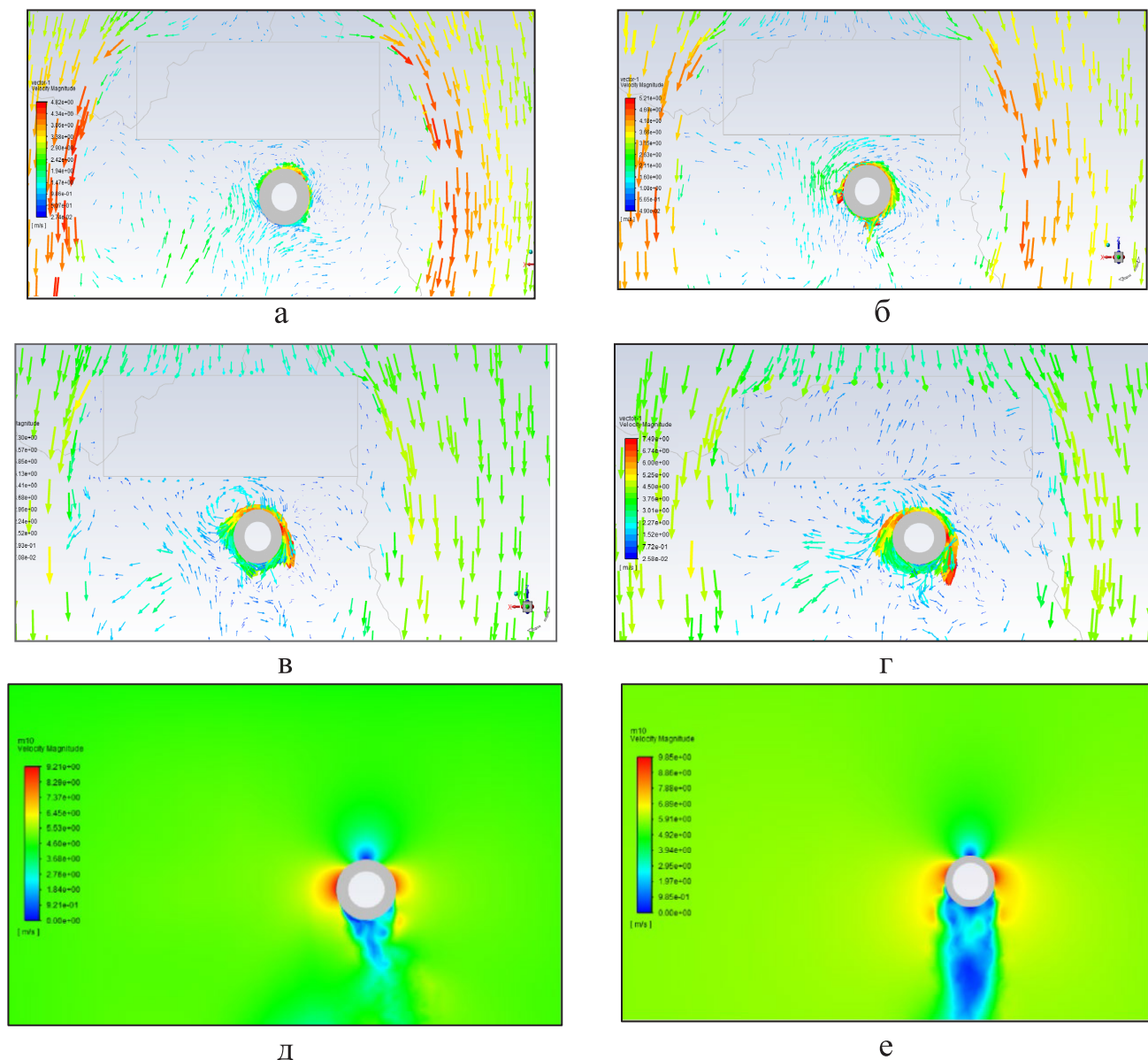


Рис. 10. Аеродинаміка димової труби при південному напрямку вітру на різній висоті:

а – 10 м; б – 20 м; в – 29 м; г – 31 м; д – 50 м; е – 80 м

3. При південному напрямі вітру на поверхні труби в області машинного залу формується складна вихрова структура за відсутності примежового шару на поверхні труби. В останньому випадку слід очікувати найвищої тепловіддачі від поверхні труби до набігаючого потоку.

4. У зв'язку із складною аеродинамікою для труби в умовах інфраструктури майданчика ТЕС рівняння подібності для середньої тепловіддачі [2] може давати великі похибки при розрахунку зовнішнього теплообміну.

ЛІТЕРАТУРА

1. Манеев А.П., Терехов В.И. Аэродинамика и теплообмен дымовых труб. – АНО Издательский Дом «Научное обозрение», 2017. – 226 с.
2. Чиркова А.П., Халатов А.А., Олійник В.С., Шіхабутінова О.В. Аеродинаміка та теплообмін одиночної конічної труби при зовнішньому обтіканні, стаття, Теплофізика та теплоенергетики 43(4), с. 25-31, 2021.
3. Теплові електростанції. Норми проектування. Галузеві будівельні норми [електронний ресурс] // <https://tovlk.com.ua/zakonodatelstvo-4/>

AERODYNAMICS OF THE AIR FLOW NEAR THE CONICAL CHIMNEY PIPE ON THE TERRITORY OF THE THERMAL POWER PLANT

Chyrkova A. P.¹, Shikhabutinova O.V.²

¹National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", 37 Peremohy Ave., Kyiv, 03056, Ukraine

²Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, 2-A Maria Kapnist str., Kyiv, 03057, Ukraine

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2022.6>

The chimney at the industrial site of the TPP ensures the release of gaseous combustion products into the atmosphere. With the correct organization of the gas outlet, moisture condensation does not occur in the middle of the pipe and the technical condition of the pipe remains in working order for a longer period of time. When analyzing the operating conditions and determining the temperature of the combustion products inside the pipe, it is necessary to know the boundary conditions of the third kind (heat transfer coefficients) on the outer surface of the chimney. The external flow around the smoke pipe has a complex character with a vortex structure in the aft part. The wind speed profile in front of the conical pipe is determined by the type of surrounding surface near the TPP. Studies have shown that even with a uniform velocity profile of the flow impinging on the pipe, the aerodynamics and heat exchange on the surface of a single vertically located conical pipe have specific features due to the shape of the pipe and the contact of its base with the earth's surface.

Purpose. The purpose of the work is to determine the characteristics of the aerodynamics of the air flow when flowing around a single conical pipe located on the industrial site of the TPP with different wind directions. The research was carried out by the method of computer modeling with the numerical solution of the differential equations of motion and continuity.

Materials and methods. To simulate the aerodynamics near the chimney located on the territory of the TPP, the simplified infrastructure of the site was used in the work, which includes the main elements - a machine room (height 30 m), a substation, an administrative building, a warehouse and two cooling towers. The size of the TPP site from south to north is 295 m, from east to west - 247 m. The smoke pipe

has a diameter at the base $D = 15$ m and a taper of 0.0625 (at the mouth diameter $d = 7.5$ m), the height of the pipe is 120 m. Smoke pipe is placed asymmetrically in relation to the engine room building.

Three wind directions were studied in the work. Two seasons of TPP operation (autumn, winter) with different air temperature and wind direction are considered. The wind speed was 5 m/s. The speed profile at the boundary of the TPP site was determined according to the urban infrastructure type of the surrounding space around the TPP site. The wind speed profile for these conditions was given by the equation

$$w_z = w_0 k(z),$$

де w_z – flow velocity at height z from the surface of the earth, w_0 – wind speed at the border of the TPP territory, coefficient $k(z)$ is determined by dependence $k(z) = 0.4 (z/10)^{0.5}$.

Results. In the first variant (the wind blows from the east) during the autumn period, a slight influence of the engine room building on the aerodynamics and heat transfer of the chimney was observed (the chimney is in front of the engine room building).

If the wind direction is south (option 2), the flow has the character of a poorly streamlined body, with flow separation on the side surfaces and the roof of the engine room. Analysis of the aerodynamics of the flow around the pipe on the side above the engine room building shows the periodic nature of the distribution of flow velocity (and static pressure) along the height of the pipe, just as in the case of flow around a single pipe. In this case, a fairly low heat exchange between the pipe and the oncoming flow should be expected.

Option 3 is similar to option 2. The aerodynamics of the flow around the engine room and smoke pipe from the side are given. The analysis shows that, just as with the northerly direction of the wind, periodic fluctuations of the speed (and static pressure) are observed in the aft area at the height of the pipe above the engine room building, and the mouth of the pipe flows at a high speed.

Conclusions. The infrastructure of the TPP area significantly affects the aerodynamics of the air flow near the conical chimney. For the first time, the periodic nature of the change in speed and static pressure along the height of the pipe in the aft area above the engine room building was revealed. When the wind direction is south, a complex vortex structure is formed on the surface of the pipe in the area of the engine room in the absence of a boundary layer on the surface of the pipe. In the latter case, the highest heat transfer from the pipe surface to the oncoming flow should

be expected. Due to the complex aerodynamics for the pipe in the conditions of the infrastructure of the territory of the TPP, the similarity equation for the average heat transfer can give large errors when calculating the external heat exchange.

References 3, figures 10, tables 1.

Keywords: conical tube, aerodynamics, TPP territory, wind direction.

1. *Maneev A.P., Terekhov V.I.* Aerodynamics and heat exchange of chimneys. – ANO Publishing House "Scientific Review", 2017. – 226 p.

2. *Chyrkova A.P., Khalatov A.A., Oliynyk V.S., Shikhabutinova O.V.* Aerodynamics and heat exchange of a single conical pipe with external flow, article, *Thermal Physics and Thermal Energy* 43(4), p. 25-31, 2021.

3. *Thermal power plants.* Design standards. Industry building standards [electronic resource] // <https://tovlk.com.ua/zakonodatelstvo-4/>

Отримано 14.09.2022

Received 14.09.2022

УДК 621.577.2; 532.546

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА І ГІДРОДИНАМІКА ФІЛЬТРАЦІЇ В СИСТЕМІ ҐРУНТ – ТЕПЛООБМІННИК

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

¹ - Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Канніст, 2а, Київ, 03057, Україна;

² - Келецький Технологічний Університет; ал. Тисячоліття Панства Польського-7, 25-314 Кельце, Польща

<https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2022.7>

Методом чисельного моделювання досліджено процес теплопередачі від ґрунтового масиву до теплоносія, що циркулює в U-подібному вертикальному ґрунтовому теплообміннику. Чисельні дослідження виконуються шляхом скінчено-різницевого розв'язання системи рівнянь, що описують фільтраційну течію в пористому середовищі, та рівнянь перенесення теплоти в ґрунтовому масиві і в каналі теплообмінника. Визначено вплив градієнта тиску в ґрунтовому масиві, що викликає фільтраційну течію ґрунтових вод, та діаметра частинок ґрунту на гідродинаміку фільтраційної течії та теплову ефективність теплообмінника.

The process of heat transfer from the soil massif to the heat carrier circulating in a U-tube vertical ground heat exchanger was studied by numerical simulation. Numerical simulations are carried out by finite-difference solution of the system of equations describing the filtration flow in a porous medium, and the heat transfer equations in the soil massif and in the heat exchanger channel. The influence of the pressure gradient in the soil massif, which causes the filtration flow of groundwater, and the diameter of the soil particles on the hydrodynamics of the filtration flow and the thermal efficiency of the heat exchanger are determined.

Бібл. 12, рис. 6.

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

c_F – коефіцієнт Форхаймера;
 C – теплоємність, Дж/(кг·К);
 d – діаметр часточок ґрунту, мм;
 D – довжина сторони теплообмінника, м;
 g – прискорення сили тяжіння, м/с²;
 G – об'ємна витрата, м³/с;
 K – проникність, м²;
 L – довжина каналу теплообмінника, м;
 H – глибина занурення теплообмінника, м;
 p – тиск, Па;
 Δp – перепад тиску, Па;
 q – густина теплового потоку, Вт/м²;
 t – температура, °С;
 u, v, w – проекції вектора швидкості, м/с;
 U – середня швидкість руху теплоносія, м/с;
 V – вектор швидкості, м/с;
 x, y, z – Декартові координати, м;
 α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

β – коефіцієнт температурного розширення рідини, 1/К;
 δ – товщина стінки теплообмінника, мм;
 λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);
 μ – динамічний коефіцієнт в'язкості, Па·с;
 ρ – густина, кг/м³;
 τ – час, с;
 φ – пористість;
Нижні індекси:
 0 – початковий;
 z – зовнішня поверхня теплообмінника;
 k – стінка каналу теплообмінника;
 t – теплоносій в теплообміннику;
 max – максимальний;
 p – пористе середовище;
 f – рідкий компонент;
 s – твердий компонент;
 w – ґрунтові води;
 ∞ – нескінченність.

Вступ

Важливим елементом теплового насосу типу "ґрунт - вода" є підземний теплообмінник, за допомогою якого теплота вилучається з ґрунту. Від його ефективності залежить якість роботи теплонасосної установки у цілому. Питанням вдосконалення цих пристроїв на сьогоднішній день приділяється велика увага. Найчастіше ґрунтові теплообмінники бувають горизонтального або

вертикального типів. Горизонтальні теплообмінники розташовуються на відносно невеликій глибині і мають, як правило, форму змійовиків [1-3]. Вертикальні теплообмінники зазвичай мають U - подібну форму і облаштовуються на більш велику глибину, ніж горизонтальні. Кожен з цих типів має свої переваги та недоліки. Одним з факторів, що впливають на показники роботи ґрунтового теплообмінника, є рух ґрунтових вод. Цей

рух може здійснюватися як рахунок термогравітаційної конвекції, так і внаслідок наявності перепаду тиску вздовж ґрунтового масиву. Перепад тиску може виникати, наприклад, при наявності ухилу місцевості.

Більшість чисельних моделей, що застосовуються для визначення теплотехнічних характеристик ґрунтових теплообмінників, враховують лише перенесення теплоти теплопровідністю в ґрунтовому масиві. Моделі, що не враховують конвекційне перенесення теплоти, можуть в ряді випадків бути недостатньо точними для прогнозування теплових режимів ґрунтових теплообмінників на тривалий період експлуатації.

1. Аналіз останніх досліджень та публікацій

Математична модель перенесення теплоти в ґрунтовому масиві при роботі U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника розглядається в [4, 5]. В цих роботах досліджується сумісне перенесення теплоти теплопровідністю та конвекцією в ґрунтовому масиві. Конвекційне перенесення теплоти виникає внаслідок руху ґрунтових вод. В роботах запропоновано явне аналітичне розв'язання рівняння енергії в наближенні моделі кінцевого лінійного джерела. Показано, що адвекція ґрунтових вод в пористому середовищі може суттєво впливати на розподіл температури в масиві. Узагальнено вплив гідравлічних і теплообмінних властивостей ґрунтів на конвекційне перенесення теплоти в ґрунтовому масиві. Запропоновані математичні моделі можуть застосовуватися при проектуванні пристроїв для вилучення теплоти з ґрунту за допомогою теплових насосів.

В [6] відзначається, що більшість моделей, що застосовуються для прогнозування характеристик роботи ґрунтових теплообмінників, враховують лише перенесення теплоти теплопровідністю, що в ряді випадків приводить до неточних результатів. В цій роботі запропоновано більш повну чисельну модель теплообміну між U-подібним вертикальним ґрунтовим теплообмінником та ґрунтовим масивом. Дана модель поєднує механізми теплопровідності та конвекції з потоком ґрунтових вод. Чисельне розв'язання задачі перенесення теплоти виконується методом скінчених елементів. Розглядаються різні емпіричні вирази, що характеризують проникність пористого ґрунтового середовища.

В [7] розглядається тривимірна чисельна модель для дослідження течії підземних вод і перенесення теплоти в обмеженому просторі, в якому знаходяться дві системи для акумулювання і вилучення теплової енергії у водоносному горизонті. Ці системи працюють у сусідніх будівлях і використовують один водоносний горизонт. Розглядаються наслідки взаємного теплового

впливу цих двох систем. Таким наслідком може бути утворення теплового шлейфу, який може погіршувати роботу таких систем.

Для оцінки теплової ємності водоносного горизонту, що є важливим показником працездатності ґрунтових теплонасосних систем, в [8] застосовується ряд методів, серед яких: метод чисельного моделювання процесу теплоперенесення в ґрунтовому масиві, метод енергетичного балансу та метод накопичення теплоти. Одержані результати свідчать про те, що метод чисельного моделювання адекватніше відображає процеси перекачування та поповнення підземних вод, ніж метод енергетичного балансу та метод накопичення теплоти.

В [9] запропоновано математичну модель для розрахунку теплового режиму вертикального ґрунтового теплообмінника, що враховує вплив потоку ґрунтових вод. Наведено результати аналітичного розв'язання задачі теплоперенесення в ґрунтовому масиві при роботі теплообмінника. Ці результати одержано для умов, що у пористому середовищі з течією ґрунтових вод теплообмін між теплообмінником та ґрунтом здійснюється у формі теплопровідності та конвекції. Вважається, що ґрунтовий масив є однорідним і складається з насиченого водою ґрунту з постійними властивостями. Температура поверхні ґрунту - постійна. Ґрунтові води течуть рівномірно вздовж горизонтальної осі зі швидкістю Дарсі. На основі запропонованої моделі проаналізовано вплив числа Пекле на характеристики роботи теплообмінника.

В [10] наведено результати аналізу температурного впливу на ґрунтовий масив системи теплових насосів при наявності в ґрунті течії підземних вод. Цей аналіз проводиться з використанням наближених аналітичних розв'язань рівняння перенесення теплоти в ґрунтовому масиві. Розглядається їх придатність для прогнозування теплового впливу на температурний стан ґрунту при різних гідрогеологічних умовах. Зазначається, що ці наближені аналітичні вирази не призначені для заміни чисельного моделювання, а є додатковим інструментом для вдосконалення управління підземними та геотермальними ресурсами.

Вплив природної конвекції ґрунтових вод на інтенсивність перенесення теплоти від ґрунтового масиву до теплоносія в U - подібному вертикальному теплообміннику досліджується в [11]. В цій роботі представлено результати чисельного розв'язання системи рівнянь, що описують вільну конвекцію ґрунтових вод та теплообмін в пористому ґрунтовому масиві. Для чисельних досліджень течії рідини в пористому середовищі застосовується модель Дарсі-Брінкмана-Форхаймера.

Ефективність роботи теплообмінника оцінюється за швидкістю вилучення енергії з ґрунту та за температурою рідини на виході з теплообмінника. Визначено умови, за яких вплив природної конвекції на теплообмін можна не враховувати, і коли цей вплив буде суттєвим.

Вплив вимушеної конвекції ґрунтових вод на характеристики роботи ґрунтового U-подібного вертикального теплообмінника досліджується в [12]. Розглядалися чотири варіанти конфігурацій теплообмінників. Виконувалися як чисельні так і експериментальні дослідження. Чисельні дослідження виконувалися за двовимірною моделлю. За результатами досліджень визначалася ефективність роботи теплообмінників різної конфігурацій.

2. Мета роботи

З результату аналізу літературних джерел випливає, що проблема впливу течії ґрунтових вод на характеристики експлуатації ґрунтових теплообмінників та теплових насосів на сьогоднішній день доволі актуальна. Визначення впливу перепаду тиску в ґрунтовому масиві, швидкості течії ґрунтових вод та діаметру частинок ґрунту на ефективність роботи теплообмінників вимагає подальших додаткових досліджень. У вивченні цих питань полягає мета даної роботи

3. Математична постановка задачі

Динаміка ґрунтових вод, що рухаються крізь пористе ґрунтове середовище, та процес перенесення теплоти ґрунтовими водами описується системою рівнянь, до якої входять:

- рівняння нерозривності:

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

- рівняння перенесення імпульсу:

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

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

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

- рівняння перенесення теплоти:

$$C_p \rho_p \left(\frac{\partial t_p}{\partial \tau} + u \frac{\partial t_p}{\partial x} + v \frac{\partial t_p}{\partial y} + w \frac{\partial t_p}{\partial z} \right) = \lambda_p \nabla^2 t_p \quad (5)$$

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. Координата z спрямована вертикально вгору. Вважається, що пори повістю заповнені водою. Теплофізичні властивості пористого середовища розраховуються за виразами:

$$\lambda_p = \varphi \lambda_f + (1 - \varphi) \lambda_s;$$

$$C_p \rho_p = \varphi C_f \rho_f + (1 - \varphi) C_s \rho_s.$$

Якщо вважати частинки ґрунту сферичними, то для визначення коефіцієнтів K та c_F , що містяться в рівняннях динаміки (2)-(4), можна застосовувати співвідношення

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

$$c_F = \frac{1,75}{\varphi^{3/2} 150^{1/2}}, \quad (7)$$

де φ - пористість ґрунту; d_p - середній діаметра його частинок.

Рух ґрунтових вод відбувається в напрямку осі OY . Умови на границях розрахункової області приймаються у вигляді:

$$x = 0; x = x_{max}: u = 0; w = 0; \frac{\partial v}{\partial x} = 0; \frac{\partial t}{\partial x} = 0;$$

$$y = 0: u = 0; w = 0; p = p_0; t = t_\infty;$$

$$y = y_{max}: u = 0; w = 0; p = p_0 - \Delta p; \frac{\partial t}{\partial y} = 0;$$

$$z=0; z=z_{max}: u=0; w=0; \frac{\partial v}{\partial z}=0; \frac{\partial t}{\partial z}=0,$$

де Δp – заданий за умов задачі перепад тиску.

Для теплоносія в каналі теплообмінника складаються рівняння теплового балансу. На вертикальній опускній ділянці його каналу теплоносії рухається в напрямку, що протилежний напрямку осі OZ . Тому рівняння перенесення теплоти теплоносієм на цій ділянці записується у вигляді

$$C_T \rho_T \left(\frac{\partial t_T}{\partial \tau} - U_T \frac{\partial t_T}{\partial z} \right) = \lambda_T \nabla^2 t_T; \quad (8)$$

де $U_T = \frac{G}{D^2}$ – середня швидкість руху теплоносія в каналі теплообмінника.

За аналогією складаються рівняння теплового балансу на горизонтальній і на вертикальній підйомній ділянках каналу теплообмінника. На поверхні контакту теплообмінника з ґрунтом застосовуються наступні умови спряження:

$$u=0; v=0; w=0; -\lambda_p \frac{\partial t_p}{\partial n} = \frac{t_p - t_T}{\frac{\delta}{\lambda_K} + \frac{1}{\alpha_T}}, \quad (9)$$

де n – напрямок зовнішньої нормалі до зовнішньої поверхні каналу; α_T – коефіцієнт тепловіддачі в каналі, який розраховується в залежності від режиму течії теплоносія.

4. Результати чисельних досліджень.

З метою визначення впливу ґрунтових вод на температурний режим ґрунтового теплообмінника проведено відповідні чисельні дослідження. Вони полягають у скінчено-різницевого розв'язанні системи рівнянь (1)-(9) з наведеними граничними умовами. Чисельні дослідження проведено для області ґрунтового масиву, що має форму прямокутного паралелепіпеда. Його довжина (y_{max}) і ширина (x_{max}) дорівнюють 3,5 м. Висота розрахункової області $z_{max}=17$ м. Ґрунтовий теплообмінник квадратного перерізу виготовлено з поліетиленових труб. Сторона квадрата $D=0,1$ м. Товщина стінок каналу $\delta=2$ мм. Вважається, що довжина каналу теплообмінника складає $L=32,8$ м. Глибина його зарушення в ґрунт $H=16$ м. Витрата теплоносія (водний розчин поліпропіленгліколю) дорівнює $G=0,25 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Температура теплоносія на вході в теплообмінник $t_0=5^\circ\text{C}$. Температура ґрунтових вод, що надходять в досліджувану область, дорівнює $t_\infty=10^\circ\text{C}$.

Рухаючись по каналу теплообмінника, теплоносії нагрівається, відбираючи теплоту від ґрунтового масиву. Результати чисельних досліджень представлено у

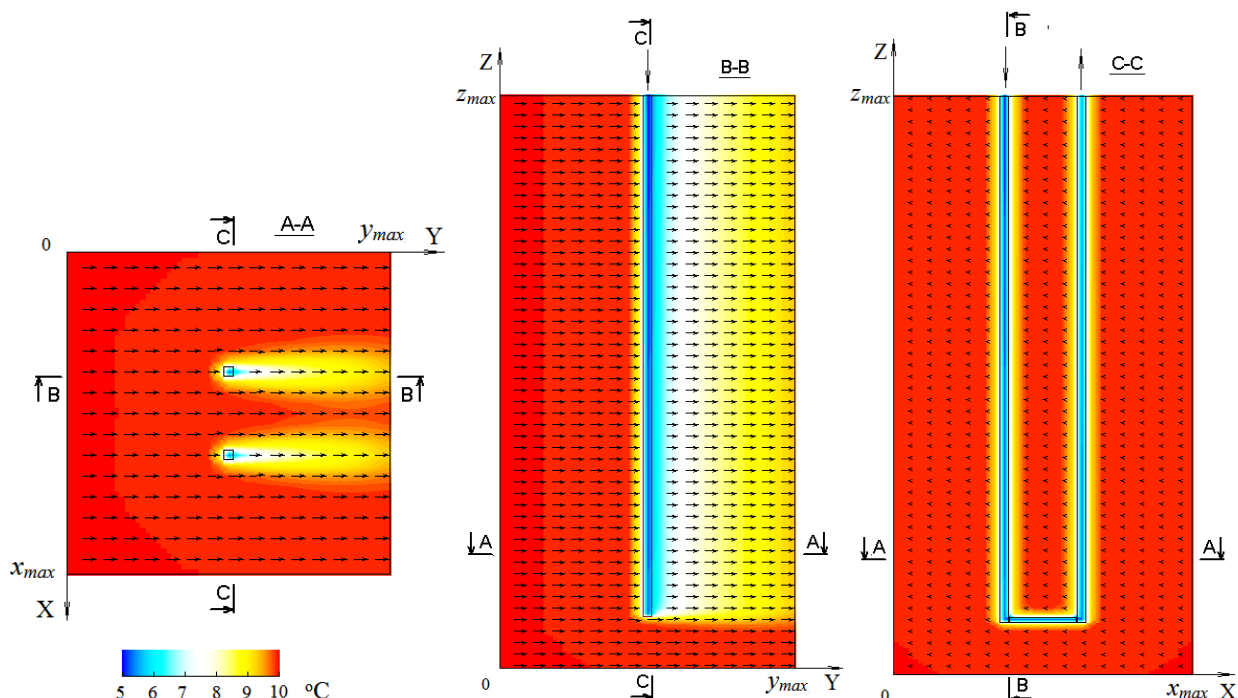


Рис. 1. Розподіли швидкості і температури в ґрунтовому масиві: $\Delta p=10000$ Па; $\varphi=0,4$; $d_p=0,1$ мм

вигляді полів швидкості руху ґрунтових вод і температури в ґрунтовому масиві (рис. 1). Розрахунки виконано для пористості ґрунту $\varphi=0,4$. Середній діаметр його частинок $d_p=0,1$. Дані результати відповідають умовам стаціонарного теплообміну. Коефіцієнт розраховується за відомою залежністю для коефіцієнта тепловіддачі в каналі при турбулентному русі теплоносія і складає для даного випадку $\alpha_m=145,7$ Вт/(м²К). Перепад тиску в даному випадку дорівнює $\Delta p=10000$ Па.

За результатами чисельного моделювання визначається температура теплоносія на виході з каналу теплообмінника. В даному випадку вона складає 5,62 °С. Тобто, температура теплоносія підвищується на $\Delta t=0,62$ °С. Збільшення температури теплоносія Δt характеризує кількість теплоти $Q=G(C_p\rho)_m\Delta t$, що вилучається теплоносієм з ґрунту.

Інтенсивність теплообміну між поверхнею теплообмінника та пористим ґрунтом залежить від середньої швидкості руху ґрунтових вод, яка, в свою чергу, залежить від градієнта тиску в ґрунтовому масиві $\Delta p/y_{max}$. Ця залежність, що одержана для $\varphi=0,4$; $d_p=0,25$ мм представлена на рис. 2. З рисунка видно, що при збільшенні градієнта тиску від 270 Па/м до 2700 Па/м середня швидкість ґрунтових вод збільшується від $0,021\cdot 10^{-3}$ м/с до $0,21\cdot 10^{-3}$ м/с.

Зміну по довжині каналу температури теплоносія при різних значеннях градієнта тиску $\Delta p/y_{max}$ для $d_p=0,25$ мм; $\varphi=0,4$ представлено на рис. 3. З рисунка видно, що зростання температури Δt в каналі теплообмінника збільшується зі збільшенням градієнта тиску $\Delta p/y_{max}$, що пояснюється підвищенням інтенсивності конвекційного теплообміну на зовнішній поверхні каналу.

Залежність кількості теплоти Q , що вилучається з ґрунту, від градієнта тиску $\Delta p/y_{max}$ в пористому масиві наведено на рис. 4. Розглядається випадок пористості

ґрунту $\varphi=0,4$ та середнього діаметра його частинок $d_p=0,25$ мм. З рис. 4 видно, що найменший тепловий потік $Q=393,6$ Вт відповідає випадку $\Delta p/y_{max}=0$, що означає відсутність вимушеної течії ґрунтових вод. З механізмів теплопередачі залишається природна термогравітаційна конвекція і теплопровідність. На інтервалі $0<\Delta p/y_{max}<500$ Па/с тепловий потік інтенсивно зростає зі збільшенням градієнта тиску (з 393,6 Вт до 650 Вт). При подальшому збільшенні $\Delta p/y_{max}$ тепловий потік Q продовжує збільшуватися, але менш інтенсивно. При збільшенні $\Delta p/y_{max}$ від 500 Па/м до 2750 Па/м тепловий потік Q збільшується від 650 Вт до 702,4 Вт. З цього випливає, що градієнт тиску та, відповідно, швидкість групових вод, найсуттєвіше впливає на теплообмін при відносно невеликих градієнтах тиску. При їх збільшенні, цей вплив стає менш суттєвим.

З виразів (6) та (7) для визначення проникності пористого середовища K і коефіцієнта Форхаймера c_F випливає, що на характеристики динаміки фільтраційної течії рідини крізь пористий ґрунтовий масив впливає середній діаметр частинок ґрунту d_p . Для визначення

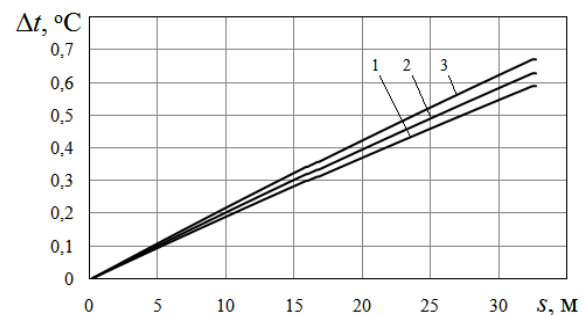


Рис. 3 Зміна температури по довжині каналу ґрунтового теплообмінника: $\varphi=0,4$; $d_p=0,25$ мм; 1 - $\Delta p/y_{max}=274,72$ Па/м; 2 - 549,45 Па/м; 3 - 2747,2 Па/м

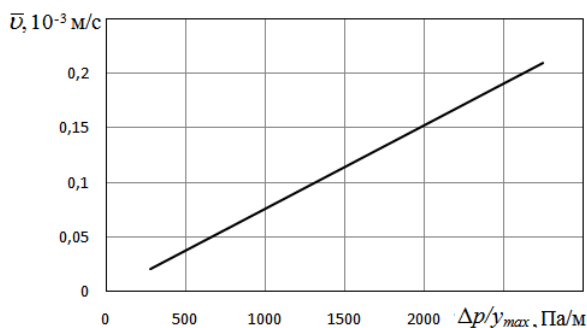


Рис. 2. Залежність швидкості течії рідини від градієнта тиску в ґрунтовому масиві при $\varphi=0,4$; $d_p=0,25$ мм

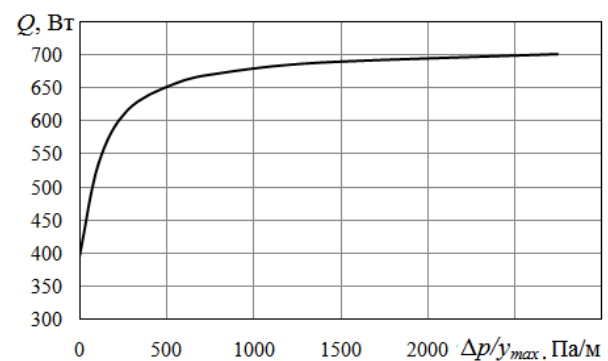


Рис. 4. Залежність кількості теплоти, що вилучається з ґрунту, від градієнта тиску в ґрунтовому масиві: $\varphi=0,4$; $d_p=0,25$ м

впливу діаметра частинок на інтенсивність перенесення теплоти до теплоносія в каналі чисельні дослідження виконуються для ґрунтів з діаметрами частинок $0,1 \text{ мм} \leq d_p \leq 0,4 \text{ мм}$ при однаковій пористості ґрунту $\phi=0,4$. Розглядаються випадки градієнтів тиску $\Delta p/y_{\max}=274,72 \text{ Па/м}$ та $2747,2 \text{ Па/м}$. Залежність осередненої швидкості течії рідини в пористому середовищі від середнього діаметра частинок ґрунту наведено на рис. 5. Як видно з цього рисунку, для обох випадків градієнта тиску середня швидкість фільтраційної течії рідини крізь пористий ґрунтовий масив збільшується зі збільшенням діаметра частинок ґрунту.

Залежність від діаметра частинок d_p сумарного теплового потоку, що вилучається з ґрунту та надходить до теплоносія в каналі, наведено на рис. 6. З рисунку видно, що кількість теплоти Q , що надходить до теплоносія, зростає зі збільшенням діаметра частинок. Це пов'язано зі зростанням швидкості течії ґрунтових вод (рис. 5), що сприяє інтенсифікації конвекційного теплообміну стінок каналу з цим потоком.

Вплив діаметра частинок на тепловий потік Q більш суттєвий при менших значеннях градієнта тиску (рис. 6). Так у випадку $\Delta p/y_{\max}=274,72 \text{ Па/м}$ при зростанні діаметра частинок від $0,1 \text{ мм}$ до $0,4 \text{ мм}$ тепловий потік Q зростає від 456 Вт до 668 Вт (на 46%). У випадку ж $\Delta p/y_{\max}=2747,2 \text{ Па/м}$ тепловий потік Q зростає від 645 Вт до 712 Вт (на 10%).

Висновки.

Результати чисельних досліджень показали, що наявність градієнта тиску вздовж ґрунтового масиву викликає рух ґрунтових вод, який сприяє збільшенню тепловіддачі від ґрунтового масиву до теплообмінника. При зростанні градієнта тиску збільшується швидкість руху ґрунтових вод, а також сумарний тепловий потік до теплоносія в теплообміннику. Мінімальний рівень

теплообміну спостерігається при відсутності повздовжнього руху ґрунтових вод. Найбільш суттєвим вплив повздовжнього градієнта тиску на теплообмін виявляється при збільшенні градієнта тиску від 0 до 500 Па/м . Тепловий потік при цьому збільшується на 65% . При подальшому зростанні градієнта тиску тепловий потік продовжує збільшуватися, але менш інтенсивно. При збільшенні градієнта тиску від 500 Па/м до 2750 Па/м тепловий потік Q збільшується тільки на 8% .

На осереднену швидкість фільтраційного руху ґрунтових вод впливає середній діаметр його частинок. З результатів чисельних досліджень випливає, середня швидкість фільтраційної течії рідини крізь пористий ґрунтовий масив збільшується зі збільшенням діаметра його частинок. Зі збільшенням діаметра частинок також збільшується кількість теплоти, що надходить від ґрунтового масиву до теплоносія. Це пов'язано зі зростанням швидкості течії ґрунтових вод зі збільшенням діаметра частинок. Вплив діаметра частинок на тепловий потік більш суттєвий при менших значеннях повздовжнього градієнта тиску. При зростанні діаметра частинок від $0,1 \text{ мм}$ до $0,4 \text{ мм}$ тепловий потік у випадку $\Delta p/y_{\max}=274,72 \text{ Па/м}$ зростає на 46% . У випадку ж $\Delta p/y_{\max}=2747,2 \text{ Па/м}$ тепловий потік при такому ж збільшенні діаметра частинок зростає на 10% .

Таким чином, якщо оцінювати теплову ефективність U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника по кількості теплоти, що теплообмінник вилучає з ґрунтового масиву, то вона збільшується при збільшенні повздовжнього градієнта тиску в ґрунтовому масиві, який викликає збільшення швидкості ґрунтових вод. Збільшення діаметра частинок ґрунту при сталій пористості також сприяє збільшенню ефективності теплообмінника.

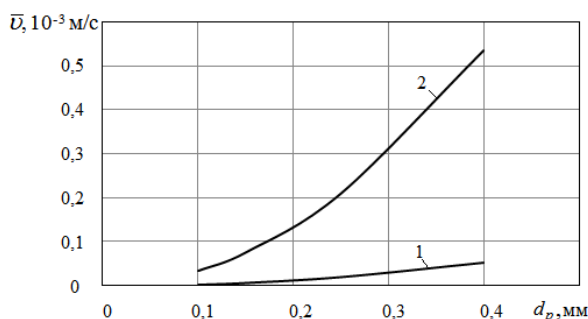


Рис. 5. Залежність швидкості течії рідини від середнього діаметра частинок ґрунту при $\phi=0,4$: 1 - $\Delta p/y_{\max}=274,72 \text{ Па/м}$; 2 - $2747,2 \text{ Па/м}$

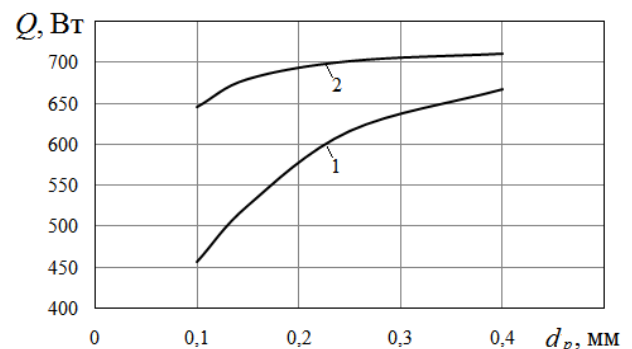


Рис. 6. Залежність кількості теплоти, що вилучається з ґрунту, від діаметра частинок ґрунту: 1 - $\Delta p/y_{\max}=274,72 \text{ Па/м}$; 2 - $2747,2 \text{ Па/м}$

ЛІТЕРАТУРА

1. 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. - Pp. 1114–1126. DOI:10.1007/s10891-012-0754-2
2. Басок Б. І., Давиденко Б.В., Божко І.К., Мороз М.В. Нестационарний перенос теплоти в горизонтальному ґрунтовому теплообміннику // Промислова теплотехніка. 2018. -Т.40, № 4.- С. 34-40.
3. Cui Y., Zhu J., Twaha S., Chu J., Bai H., Huang K., Chen X., Zoras S., Soleimani, Z. Techno-economic assessment of the horizontal geothermal heat pump systems: A comprehensive review // Energy Conversion and Management.- 2019.- 191.- Pp. 208-236. DOI: 10.1016/j.enconman.2019.04.018.
4. Diao N., Li Q., Fang Z. Heat transfer in ground heat exchangers with groundwater advection // International Journal of Thermal Sciences. -2004. -Vol. 43. -Pp. 1203–1211. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2004.04.009>
5. 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. Pp. 459-470. DOI:10.1080/10789669.2004. 10391114
6. Nam Y., Ooka R., Hwang S. Development of a numerical model to predict heat exchanger rates for a ground-source heat pump system// Energy and Buildings.- 2008.- Vol. 40. - P. 2133-2140. DOI: 10.1016/j.enbuild.2008.06.004
7. Bulté M., Duren T., Bouhon O., Petitclerc E., Agniel M., Dassargues A.. Numerical Modeling of the Interference of Thermally Unbalanced Aquifer Thermal Energy Storage Systems in Brussels (Belgium)//Energies.- 2021. -14. - Pp. 6241. <https://doi.org/10.3390/en14196241>
8. Yang Q. C., Liang J., Liu L.C. Numerical model for the capacity evaluation of shallow groundwater heat pumps in Beijing Plain, China. Procedia Environmental Sciences.- 2011. -10.- Pp. 881 – 889. doi: 10.1016/j.proenv.2011.09.141.
9. Cui T., Cai S., Guo H., Huang T. Full-scale model to predict borehole fluid temperature with groundwater advection. Conference: International Ground Source Heat Pump Association. 2018. Stockholm. September 18-20. DOI:10.22488/okstate.18.000016
10. Pophillat W., et al. Analytical solutions for predicting thermal plumes of groundwater heat pump systems // Renewable Energy. - 2018. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.07.148>
11. 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. - Pp. 1-15. <https://doi.org/10.1063/1.4812647>
12. Serageldin A. A., Radwan A., Sakata Y., Katsura T., Nagano K. The effect of groundwater flow on the thermal performance of a novel borehole heat exchanger for ground source heat pump systems: small scale experiments and numerical simulation // Energies.- 2020.- 13. -1418. doi:10.3390/en13061418

HEAT TRANSFER AND HYDRODYNAMICS OF FILTRATION IN THE SOIL - HEAT EXCHANGER SYSTEM

Basok B.I.¹, Davydenko B.V.¹, Pavlenko F.M.^{1,2},
Novikov V.G.¹, Koshlak H.V.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/tpe.4.2022.7>

Introduction. To date, heat pump systems are widely used in public utilities for heat supply to buildings. In particular, in the "soil-water" heat pump system, heat is removed from the soil with the help of a soil heat exchanger. The efficiency of its work depends on the intensity of heat transfer through the surface of the heat exchanger. The nature of heat transfer in the soil massif is significantly influenced by the filtration flow of groundwater. This flow can be formed both due to the presence of a temperature gradient in the array, and in the presence of a pressure gradient. In the first case, free convection will occur, and in the second, forced convection, and in many cases both factors may be present in the soil mass. As a result of their action, a groundwater flow is formed in this massif, which in a certain way effects on the mechanism of heat transfer from the soil massif to the heat exchange device.

Results. In this work, numerical simulation of groundwater flow and heat transfer in the soil massif is carried out in the presence of a U-tube vertical soil heat exchanger, which is an element of the heat pump system. For numerical studies, the Darcy–Brinkman–Forchheimer model is used for fluid flow in a porous medium. The influence of the pressure gradient in the soil mass, which causes the movement of groundwater, on the efficiency of the heat exchanger is analyzed. This efficiency is estimated by the amount of heat extracted from the soil. The influence of the dispersion of soil particles on the intensity of heat transfer is also determined.

References 12, figures 6.

Keywords: ground heat exchanger, heat pump, porous media, filtration, numerical simulation.

1. 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. - Pp. 1114–1126. DOI:10.1007/s10891-012-0754-2

2. Basok B.I., Davydenko B.V., Bozhko I. K., Moroz M.V. [Unsteady heat transfer in a horizontal ground heat exchanger] // [Industrial Heat Engineering].- 2018. Vol.40, № 4 - Pp. 34-40. [in Ukrainian].

3. Cui Y., Zhu J., Twaha S., Chu J., Bai H., Huang K., Chen X., Zoras S., Soleimani, Z. Techno-economic assessment of the horizontal geothermal heat pump systems: A comprehensive review // Energy Conversion and Management.- 2019.- 191.- Pp. 208-236.

DOI: 10.1016/j.enconman.2019.04.018.

4. Diao N., Li Q., Fang Z. Heat transfer in ground heat exchangers with groundwater advection // International Journal of Thermal Sciences. -2004. -Vol. 43. -Pp. 1203–1211. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2004.04.009>

5. 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. Pp. 459-470.

DOI:10.1080/10789669.2004. 10391114

6. Nam Y., Ooka R., Hwang S. Development of a numerical model to predict heat exchanger rates for a ground –source heat pump system// Energy and Buildings.- 2008.- Vol. 40. - P. 2133-2140. DOI: 10.1016/j.enbuild.2008.06.004

7. Bulté M., Duren T., Bouhon O., Petitclerc E., Agniel M., Dassargues A.. Numerical Modeling of the Interference of Thermally Unbalanced Aquifer Thermal Energy Storage Systems in Brussels (Belgium)//Energies.- 2021. -14. -Pp. 6241. <https://doi.org/10.3390/en14196241>

8. Yang Q. C., Liang J., Liu L.C. Numerical model for the capacity evaluation of shallow groundwater heat pumps in Beijing Plain, China. Procedia Environmental Sciences.- 2011. -10.- Pp. 881–889. doi: 10.1016/j.proenv.2011.09.141.

9. Cui T., Cai S., Guo H., Huang T. Full-scale model to predict borehole fluid temperature with groundwater advection. Conference: International Ground Source Heat Pump Association. 2018. Stockholm. September 18-20. DOI:10.22488/okstate.18.000016

10. Pophillat W., et al. Analytical solutions for predicting thermal plumes of groundwater heat pump systems // Renewable Energy.- 2018. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.07.148>

11. 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. -Pp. 1-15. <https://doi.org/10.1063/1.4812647>

12. Serageldin A. A., Radwan A., Sakata Y., Katsura T., Nagano K. The effect of groundwater flow on the thermal performance of a novel borehole heat exchanger for ground source heat pump systems: small scale experiments and numerical simulation // Energies.- 2020.- 13. -1418.

doi:10.3390/en13061418

Отримано 30.08.2022

Received 30.08.2022

УДК 536.242:532.242

CFD - АНАЛІЗ ТЕПЛОВОЛОГІСНОГО СТАНУ НОВОГО БЕЗПЕЧНОГО КОНФАЙНМЕНТУ ЧАЕС (ПРОЄКТНІ ПАРАМЕТРИ)

Круковський П.Г., доктор технічних наук, Смольченко Д.А.

*Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Канніст., 2а, Київ, 03057, Україна,
ел. пошта: kruk_2@ukr.net*

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2022.8>

Представлені результати моделювання теплового та вологісного стану Нового Безпечного Конфайнменту (НБК) в умовах нормальної експлуатації з метою аналізу розподілу вологості в об'ємі кільцевого простору (КП), для проєктних даних температури, напрямку та швидкості вітру, а також вологості навколишнього середовища. Розглянуто стан НБК за умови повного відключення системи осушення та вентиляції НБК. Аналізується також питання можливості підвищення енергоефективності енергоємної системи вентиляції шляхом відключення окремих вентиляційних установок та контурів рециркуляції в КП за умови не перевищення вологості 40%.

The results of modeling the thermal and humidity state of the New Safe Confinement (NSC) under normal operation conditions are presented in order to analyze the distribution of humidity in the volume of the annular space (CS), for the design data of temperature, wind direction and speed, as well as environmental humidity. The state of the NSC is considered under the condition of complete shutdown of the drainage and ventilation system of the NSC. The issue of the possibility of increasing the energy efficiency of an energy-intensive ventilation system by turning off individual ventilation units and recirculation circuits in the CP is also analyzed, provided that the humidity does not exceed 40%.

Бібл. 4, рис. 3, табл. 2.

Ключові слова: Новий Безпечний Конфаймент, тепловологісний стан, система вентиляції, CFD моделювання, енергоефективність.

АЕС – атомна електростанція;
ВУ – вентиляційна установка;
ІТТФ – Інститут технічної теплофізики.
КП – кільцевий простір;
НБК – Новий Безпечний Конфаймент;

ОО – основний об'єм;
ОС – оточуюче середовище;
ОУ – об'єкт укриття;
CFD – Computational Fluid Dynamics технологія моделювання.

Вступ. Новий Безпечний Конфаймент (НБК) надзруйнованим реактором та Об'єктом «Укриття» (ОУ) Чорнобильської АЕС (рис. 1), є додатковою захисною спорудою для вилучення матеріалів, які містять ядерне паливо у зруйнованому реакторі та перетворення ОУ на екологічно безпечну систему для персоналу, населення та навколишнього середовища. НБК являє собою сталеву конструкцію у вигляді Арки, що складається із сталевих несучих конструкцій, розташованих у кільцевому просторі Арки, зовнішньої та внутрішньої оболонок, під якими знаходяться основний об'єм, Об'єкт «Укриття» та зруйнований реактор.

Для виконання поставлених довгострокових завдань вилучення радіоактивних матеріалів та перетворення ОУ на безпечний об'єкт ресурс НБК має становити не менше 100 років, що можливо за умови забезпечення корозійної стійкості несучих сталевих конструкцій у кільцевому просторі (КП). Арка НБК, виконана з близько 7,5 тис. труб діаметром від 0,4 до 1 м із чорного металу (рис. 1 б, поз. 1). Забезпечити такий ресурс НБК

можливо шляхом підтримки вологості в обсязі КП не більше ніж 40% протягом усього терміну експлуатації. Для підтримки заданої вологості в КП передбачена складна система вентиляції (рис.2), що складається з колектора 1 (у кружечку) нагнітання осушеного повітря з 18-ма вихідними патрубками 1, контурів рециркуляції 2-10 (у кружечках) кільцевого простору та вентиляції основ 11-13 (у кружечках). Цифри в кружечках позначають колектор (1) та номери контурів рециркуляції. Стрілки спрямовані: в контур – патрубки контурів, що всмоктують; спрямовані з контуру – нагнітальні патрубки контурів. ВУ – вентиляційні установки із номерами, що відповідають номерам контурів. Гілки з номерами 11-13 – витяжна вентиляція основного об'єму.

Ця система вентиляції повинна забезпечує підвищений щодо ОО тиск повітря на рівні 10...30 Па. Для підтримки таких рівнів тисків в об'ємах КП і ОО розмірами близько 1 млн. м³ кожен безперервно працюють 3 вентиляційні установки (ВУ1) на нагнітання сухого повітря в КП загальною продуктивністю

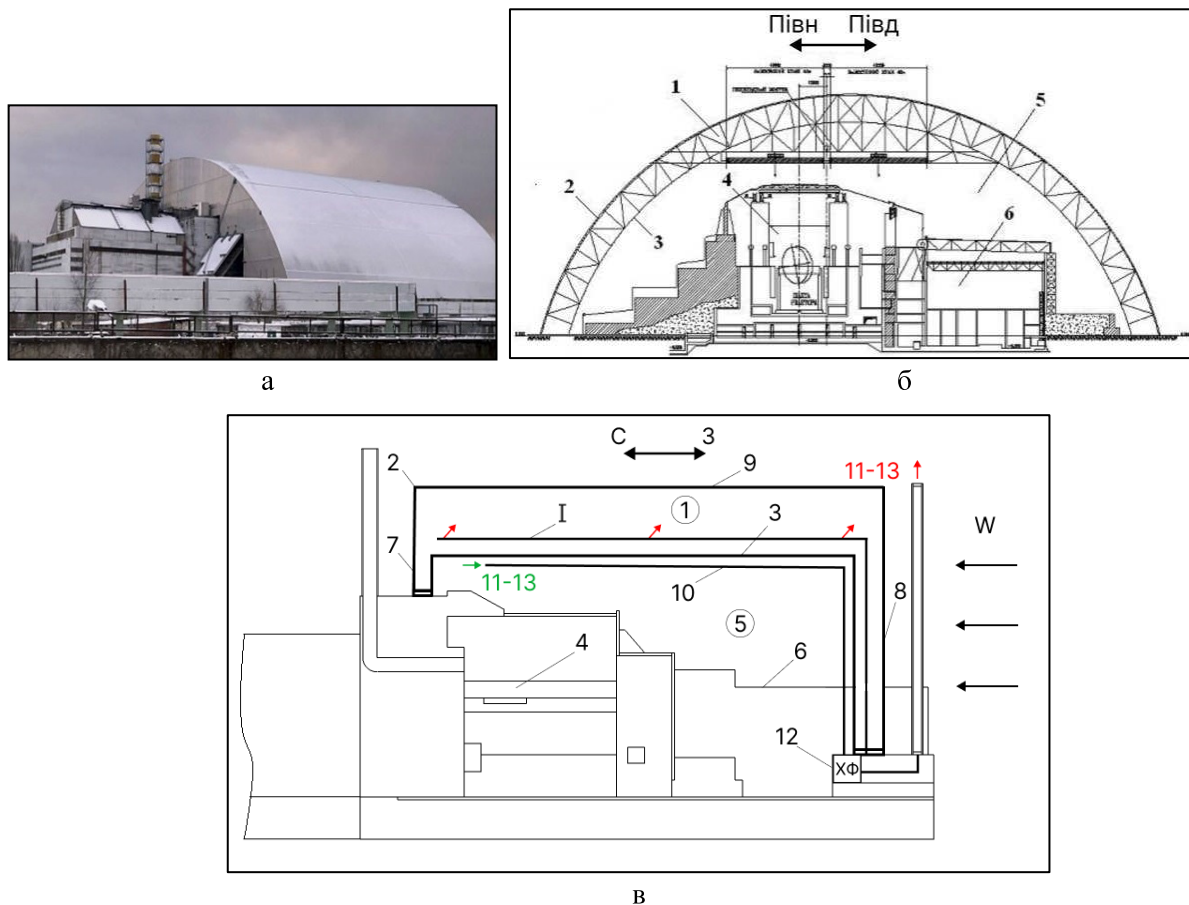


Рис. 1. Рис. а – фото Нового Конфайнмента зі сторони східної стіни та не зруйнованого реакторного блоку №3 [1]; рис. б – схема у поперечному перетині НБК та рис. в – схема повздовжнього перерізу НБК. На рис. б і в: 1 – сталеві конструкції та кільцевий простір Арки НБК, 2 – зовнішня оболонка, 3 – внутрішня оболонка, 4 – Об’єкт «Укриття» та зруйнований реактор, 5 – основний об’єм НБК, 6 – машзал; На рис. в: 1 (у кружечку) – кільцевий простір, 5 (у кружечку) – основний об’єм, I – нагнітаючий трубопровід сухого повітря в КП з 18 патрубками (рис. 3), 7 – частина зовнішньої оболонки на східній стіні, 8 – частина зовнішньої оболонки на західній стіні, 9 – частина зовнішньої оболонки на циліндричній стіні, 10 – три трубопроводи (11-13) витяжна вентиляція з ОО (рис. 2), 12 – НЕРА фільтри витяжної вентиляції

75 тис. м³/год і 3 вентиляційні установки ВУ11 загальною продуктивністю до 140 м³/год для витяжки повітря з ОО за межі НБК через горизонтальні канали 11-13, НЕРА фільтри РА та вертикальну вентиляційну трубу вгору на висоту 111 м (рис. 1, в та рис. 2). Інші ВУ2-ВУ10 продуктивністю до 480 тис. м³/год кожен, задіяні для рециркуляції (перемішування) повітря в КП з метою забезпечення максимально рівномірної за обсягом вологості, локальні значення якої залежать від локальних значень температур в об’ємі КП та від місць проникнення вологості з навколишнього середовища

через не щільність зовнішньої оболонки НБК. Загальна потужність всіх ВУ системи вентиляції становить близько 1 МВт.

У процесі проектування НБК та системи вентиляції виникла необхідність провести аналіз нерівномірності вологості в обсязі КП за різних кліматичних умов та кількості вентустановок, що нагнітають у КП осушене повітря, а також ефективність системи рециркуляції для вирівнювання нерівномірності вологості в обсязі КП. Було ухвалено рішення, що такий аналіз можна провести за допомогою сучасних технологій 3D CFD моделювання тепловологісного стану НБК.

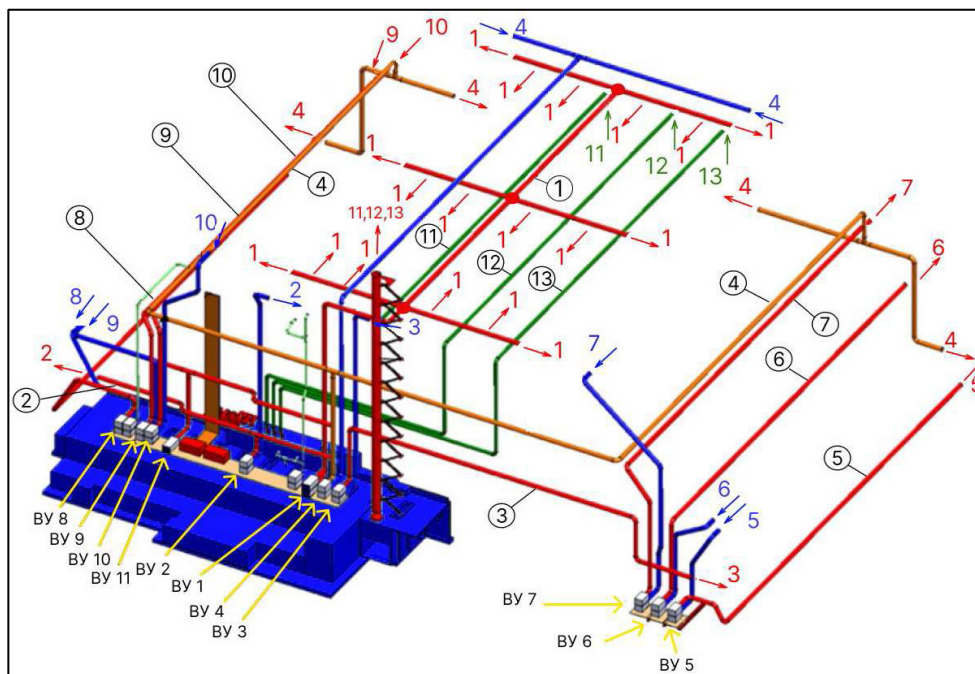


Рис. 2. Схема вентиляції НБК: Цифри 1 позначають місця 18 патрубків нагнітання сухого повітря з 3-х рядного колектора, контуру 2-3 – вентиляція західної стіни, контур 4 – вентиляція східної стіни з 2-ма всмоктуючими і 4-ма нагнітаючими патрубками, 5-7 – південної та 8-10 – північної частин циліндричної частини кільцевого простору

Попередній аналіз був виконаний співробітниками ІТТФ і коротко представлений в [2-4] співавторами цієї статті, але у зв'язку з введенням НБК в експлуатацію виникла необхідність більш детального аналізу розподілу вологості в КП НБК для різних швидкостей вітру, кількості працюючих ВП, оцінки часу підйому концентрації вологості в КП при виході з ладу вентиляційного обладнання, а також можливості зниження споживання енергії вентиляційного обладнання за умови не перевищення 40% вологості в КП. **Ця робота присвячена відповідям на ці важливі питання, що й є метою даної роботи.**

Виконання такого аналізу можливе лише за допомогою технології тривимірних CFD (Computational Fluid Dynamic) моделей, фізична та комп'ютерна складова якої коротко описана нижче.

Фізична модель НБК. Температурно-вологісний стан у кільцевому просторі НБК та в основному обсязі формується в результаті взаємодії аеродинамічних та тепломасообмінних процесів. До них відносяться: теплопровідність через елементи будівельних конструкцій, вимушений зовні та вільно-конвективний та радіаційний теплообмін усередині при обтіканні НБК вітровими потоками різною швидкістю та напрямком. В

ОО є різні джерела тепла, одним з яких є тепловиділення від паливних матеріалів в Об'єкті Укриття (рис. 1,б).

Основним джерелом теплонаходжень в КП є потоки підігрітого приблизно до 33 °С осушеного повітря, рециркуляційні повітряні потоки формуються шляхом відбору повітря з одних частин КП і подальшого повернення в інші частини обсягу КП (рис. 2). Перетікання повітря з об'єму КП в об'єм ОО внаслідок перепаду (10...20 Па) тиску відбувається через нещільність (близько 6 м²) у внутрішній оболонці НБК. Підвищений тиск у КП призводить також до перетікання повітря з об'єму КП в навколишнє середовище (ОС) через нещільності (оцінені близько 1 м²) у зовнішній оболонці НБК. Гідравлічні опори внутрішньої та зовнішньої оболонок НБК визначалися окремо з використанням наведених вище умовних площ протікання та рівняння Бернуллі.

Температурно - вологісний стан основного обсягу НБК підтримується таким, щоб тиск у ньому був дещо нижчим, ніж тиск в ОС. За таких умов виключається мимовільне перетікання забрудненого радіаційним пилом повітря з ОО НБК в ОС.

Комп'ютерні моделі. Для виконання роботи в програмному середовищі ANSYS FLUENT була створе-

на 3D CFD - модель, що включає в себе як всі частини Арки НБК, так і всі об'єкти під Аркою, включаючи Об'єкт «Укриття» з зруйнованим реактором, машзал, деараторну етажерку, технологічну будівлю і ґрунт з фундаментами на глибину 15 м. Розрахункова сітка моделі складається з 1 млн. розрахункових комірок, з яких на кільцевий простір припадало близько 0,4 млн. комірок.

Вихідні дані та результати моделювання. Здавались граничні умови у вигляді розподілів тисків на зовнішніх поверхнях НБК, отриманих із спеціальної моделі зовнішнього обтікання НБК, витрат повітря в 43 патрубках вентиляційної системи, розташованих у різних точках кільцевого та основного об'ємів моделі (рис.1-2), а також теплофізичні та гідравлічні характеристики всіх складових НБК, ОУ та місць повітрообміну НБК з навколишнім середовищем.

Підтримка зниженої вологості менше 40% у КП здійснюється за рахунок нагнітання сухого повітря, що проходить із навколишнього середовища через осушувальні машини. У нашому випадку відносна вологість на виході з установок, що нагнітають, через відповідні 18 патрубків приймалася 10% при температурі 33 °С (позиція 1 на рис. 2), а відносна

вологість навколишнього середовища приймалася 100% при температурі 15 °С і швидкостях західного вітру 3,8, 7,3 та 25 м/с. Це повітря переміщується в обсязі КП, який за допомогою 9-ти рециркуляційних контурів із середньою витратою 19 кг/с кожен (позиції 2-10 рис. 2). Таким чином схема підтримки зниженої вологості полягає у витісненні повітря з КП в ОО та ОС через численні нещільності у внутрішній та зовнішній оболонках, наведених вище.

Коротко описана вище 3D CFD-модель дозволила на основі детального аналізу одержуваних полів температур і відносної вологості в об'ємах КП та ОО (рис. 3) визначити розподіл вологості в КП НБК для різних швидкостей вітру, кількості працюючих ВУ, виконати оцінку часу досягнення вологості в КП 40% при виході з ладу вентиляційного обладнання, а також рівні зниження споживання енергії вентиляційного обладнання, що наведено нижче.

У табл. 1 наведено результати аналізу тепловологісного стану обсягів НБК і рівнів економії енергії залежно від кількості вентустановок, що нагнітають в КП, працюючої рециркуляції і швидкостей зовнішнього західного вітру 3.8, 7.3 і 25 м/с. Видно, що за всіх трьох

Табл. 1. Тепловологісний стан об'ємів НБК та рівнів економії енергії в залежності від кількості вентустановок (ВУ), що нагнітають у КП, працюючої рециркуляції та швидкості зовнішнього вітру

№ Варіанту	К-сть ВУ	Сумарні витрати ВУ, м³/ч	Рецирку- ляція	Швид- кість вітру, м/с	Кільцевий простір (КП)		Основний об'єм (ОО)		Економія енергії, %
					Темпе- ратура, °С	Вологість, %	Темпе- ратура, °С	Вологість, %	
1	3	75000	є	3,8	26,1	15,2	23,2	32,7	0
2	2	50000	є	3,8	23,7	19,7	21,3	39,1	6
3	2	50000	є	7,3	23,3	23,3	20,7	44,3	6
4	2	50000	є	25	21,7	36,0	18,5	66,7	6
5	2	50000	нема	3,8	24,02	19,14	21,77	39,88	28

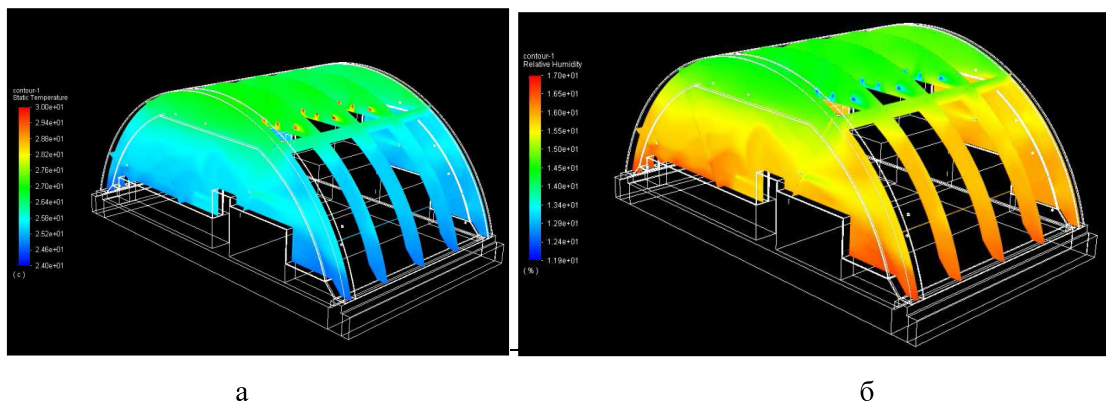


Рис. 3. Типові розподіли полів температур (а) та вологості (б) у поперечних перерізах КП

ВУ, які працюють на нагнітання сухого повітря в КП із сумарною витратою 75000 м³/год, швидкості вітру 3,8 м/с та включеної рециркуляції середня вологість становить 15,2% при температурі 26,1 °С (варіант 1). У цьому основному обсязі температура нижче, а вологість вище, так як туди заходить холодніше (15 °С) і з більшою вологістю (100%) повітря з навколишнього середовища. Для цього варіанта потужність системи вентиляції максимальна (1 МВт), а економія енергії відсутня.

Зниження кількості ВУ до 2-х (вар.2) призводить до підвищення середньої вологості в КП до 19,7%, зниження температури та підвищення вологості в ОО. У цьому з'являється економія енергії лише на рівні 6%. Варіанти 3 та 4 показують суттєвий вплив збільшення вітру з 3,8 до 25 м/с, що призводить до збільшення вологості 36%, близької до максимальної 40%. Варіант 5 показує суттєве збільшення економії енергії до 28% при вимиканні рециркуляції та зменшенні кількості нагнітаючих ВУ.

У табл. 1 наводяться середні по всьому обсягу КП значення вологості, хоча оскільки в повітрі КП мають місце не рівномірності температури, то вони призводять до нерівномірності вологості, що також було досліджено за допомогою моделювання. При повністю працюючій системі вентиляції (вар.1 у таблиці) розподілу температур, вологості та їх максимальні значення видно на рис. 3. Для вар.1 (табл. 1) перепади температур становили 11 °С вологості до 7% при максимальному значенні вологості 17% і мінімальної 10% на виході з патрубків осушення (поз. 1 рис. 2). При відключенні системи рециркуляції повітря перепади температур становили 9 °С, а вологості до 12% при максимальному значенні вологості 22%, що не сильно відрізняється від значень при увімкненій рециркуляції.

Представляє також інтерес аналіз рівнів повітро- та вологообміну КП та навколишнього середовища через внутрішню та зовнішню оболонки НБК, який суттєво залежить від швидкості вітру та впливає на вологість у КП. Такий аналіз можна провести лише за допомогою розглянутої CFD-моделі. У табл. 2 наведено значення витрат повітря та вологи через три частини зовнішньої

та через всю внутрішню оболонки відповідно до параметрів вар.1 у табл. 1. Значення зі знаком «-» означають напрями витрат із КП у довкілля, а позитивні значення означають напрямки витрат у КП. Нижній рядок таблиці показує що витрата повітря і вологи в КП з патрубків системи нагнітання системи вентиляції КП в ОО йде в основному в ОО через внутрішню оболонку. Через частини зовнішньої оболонки повітря та волога обмінюються набагато менше і знаки потоків залежать від швидкості вітру.

У табл. 1 і 2 розглядалися варіанти з так званими нормальними умовами експлуатації, хоча велике значення є випадком аварійних умов експлуатації, коли відбувається повне відключення системи вентиляції НБК і вологість в КП стає не керованою і починає наближатися до вологості навколишнього середовища. Час досягнення вологості в КП максимального значення 40% залежить від вологості навколишнього середовища та швидкості вітру. Такий сценарій був розрахований для параметрів вар. 3 в табл. 1, а саме відключення системи вентиляції НБК відбулося при швидкості вітру 7,3 м/с та відносній вологості ОС 100%. При такому західному вітру на зовнішній поверхні стіни ставився тиск 23 Па, на східній -36 Па, а на циліндричній поверхні -39,57 Па. Результати такого розрахунку дозволили оцінити час досягнення граничного значення вологості повітря в КП 40%, що становило 4,5 дні для усунення аварії.

Висновки

1. Розглянута складна вентиляційна система нагнітання осушеного повітря та його рециркуляції в кільцевому просторі Нового Безпечного Конфайнменту (НБК) була вперше проаналізована за допомогою розробленої тривимірної CFD-моделі тепловологісного стану складної апроксимованої конфігурації об'ємів НБК для вибраних проектних параметрів системи та зовнішніх кліматичних умов.

2. CFD-модель дозволила показати, що при розглянутих проектних параметрах роботи вентиляції детальні розподіли та максимальні перепади температур в обсязі НБК не перевищують 9 °С, вологості 7% при нормальній експлуатації системи нагнітання осушеного повітря та

Табл 2. Повітро- та вологообмін через металеві оболонки НБК

Найменування оболонки	Повітрообмін, кг/с	Вологообмін, г/с
Циліндрична частина зовнішньої оболонки	-3,48	-11
Східна стіна зовнішня оболонка	-0,86	-2,71
Західна стіна зовнішня оболонка	0,28	2,96
Внутрішня оболонка	-21,31	-75,81
Нагнітання у КП	25,56	78,46

його рециркуляції. Також показано, що при розглянутих параметрах роботи вентиляції максимальне значення вологості 17% в КП набагато нижче за граничне 40%, що дозволяє знижувати продуктивність системи нагнітання осушеного повітря та його рециркуляції.

3. За умови відключення тільки системи рециркуляції повітря максимальні перепади температур та вологості змінюються слабо (температура до 9 °С та вологості до 12%) при максимальному значенні вологості в КП 22%, що дозволяє підвищити енергоефективність енергоємної (близько 1 МВт) системи вентиляції НБК на 22% за умови не перевищення вологості у КП 40%.

4. Моделювання аварійного відключення всієї системи вентиляції НБК дозволило оцінити час досягнення граничного значення вологості повітря в КП 40%, що становило 4,5 дні для усунення аварії.

5. Подані результати будуть уточнюватися за реальними експлуатаційними та кліматичними даними, які будуть отримані від ЧАЕС.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Концептуальный проект* Нового Безопасного Конфайнмента, Чернобыльская Атомная Электростанция – Блок 4, Государственное Специализированное Предприятие “Чернобыльская Атомная Электростанция (ГСП ЧАЭС)”, Киевская обл., Украина, 2003 г.
2. *Круковский П.Г., Тадля О.Ю., Дейнеко А.И.* Использование CFD-модели тепловлажностного и радиационного состояния в системе мониторинга нового безопасного конфайнмента. Пром. теплотехника. 2017. №1. с 26-31.
3. *Круковский П.Г., Метель М.А., Полубинский А.С.* Анализ и прогнозирование тепломассообменных процессов и радиационного состояния нового безопасного конфайнмента и разрушенного блока ЧАЭС на основе CFD-моделирования. Пром. теплотехника. 2017. №2. с 70-74.
4. *Новый Безопасный Конфайнмент* Чернобыльской АЭС (расчетно-экспериментальный анализ при проектировании и эксплуатации)/ П.Г. Круковский и др. Киев. 2019. 298 с.

CFD - ANALYSIS OF THE HEAT AND MOISTURE STATE OF THE NEW SAFE CONFINEMENT OF CHANEL NPP (design parameters)

Krukovskyi P.G., Smolchenko D.A.

Institute of Engineering Thermophysics of National academy of sciences of Ukraine, UKRAINE, 03057 Kyiv, Marii Kapnist (Zhelyabov) 2a

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2022.8>

The article discusses the conditions for the long-term (centennial) operation of the New Safe Confinement (NSC), the conditions for maintaining operability in the annular space, which contains all the metal supporting structures of the NSC. These structures are pipes of different diameters from 0.4 to 1 m, the number of which is 7.5 thousand. To ensure the absence of corrosion on these pipes during a 100-year service life in this space, the volume of which is 1,000,000 m³, it is necessary to maintain relative humidity at a level of no more than 40%. The ventilation system, three-dimensional model and results of modeling of the heat-moisture state of the NSC ring space in the conditions of design and emergency modes of operation are considered.

To analyze and predict the heat and humidity regime in the annular space, a mathematical and computer model of the NSC has been developed, including both the annular space and the main volume. The model allows simulating the volumetric distribution of temperature and humidity at different parameters of air dehumidification and different climatic conditions outside. The developed model demonstrates the operability of the model both for the conditions of analyzing the distribution of concentrations and for predicting the heat and humidity state in the annular space in the event of a failure of the ventilation system, and also allows you to analyze the optimal control of the ventilation system to improve the energy efficiency of the system.

References 4, figures 3, table 2.

Keywords: New Safe Containment, heat-humidity condition, ventilation system, CFD modeling, energy efficiency.

1. *Conceptual design* of the New Safe Confinement, Chernobyl Nuclear Power Plant - Block 4, State Specialized Enterprise "Chernobyl Nuclear Power Plant (SSE ChNPP)", Kyiv region, Ukraine, 2003. (UKR)
2. Krukovsky P.G., Tadlya O.Yu., Deineko A.I. [Using the CFD-model of the heat-humidity and radiation state in the New Safe Confinement monitoring system]. [Industrial heat engineering]. 2017. No. 1. p. 26-31. (UKR)
3. Krukovsky P.G., Metel M.A., Polubinsky A.S. [Analysis and forecasting of heat and mass transfer processes and the radiation state of the new safe confinement and the destroyed block of the Chernobyl nuclear power plant based on CFD modeling]. [Industrial heat engineering]. 2017. No. 2. p. 70-74. (UKR)
4. *New Safe Confinement* of the Chernobyl NPP (computational and experimental analysis during design and operation) / P.G. Krukovsky and others. Kyiv. 2019. 298 p. (UKR)

*Отримано 29.07.2022
Received 29.07.2022*

УДК 621.763

ВИКОРИСТАННЯ ГНУЧКИХ ЕЛЕКТРОНАГРІВАЧІВ ДЛЯ ПОВІТРЯНИХ ТЕПЛОВИХ ГЕЛІОКОЛЕКТОРІВ

Приймак О.В.¹, докт. техн. наук, **Басок Б.І.²**, чл.-кор. НАН України, **Пасічник П.О.³**, канд.тех.наук, **Гончарук С.М.⁴**, канд. техн. наук

¹ Київський національний університет будівництва і архітектури, Повітрофлотський проспект, 31, 03037, Україна, 02opriymak@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-3081-6057>

² Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Капніст, 2а, Київ, 03057, Україна, Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", просп. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна, borys.basok@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-8935-4248>

³ Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Капніст, 2а, Київ, 03057, Україна, Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", просп. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна, pasichnik.pavlo@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8499-6949>

⁴ Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Капніст, 2а, Київ, 03057, Україна, Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", просп. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна, goncharuk-s@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-5609-7337>

<https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2022.9>

В статті приведено експериментальне дослідження електротехнічних характеристик вуглеграфітового трикошного полотна, що використане у якості поглинаючого елемента в сонячному тепловому повітряному колекторі. Поглинаюча здатність матеріалу та коефіцієнт тепловіддачі до омиваючого повітря встановлені в попередніх роботах і виявилися не гіршими за металеві аналоги. В дослідженні розглянуто можливість догріву поглинаючого елемента шляхом пропускання електричного струму.

The article presents an experimental study of the electrotechnical characteristics of carbon-graphite knitted fabric used as an absorbing element in a solar thermal air collector. The absorbing capacity of the material and the coefficient of heat transfer to the washing air were established in previous works and turned out to be no worse than metal analogues. The study considered the possibility of reheating the absorbing element by passing an electric current.

Бібл. 10, рис. 4, табл. 2.

Ключові слова: геліосистеми теплопостачання, вуглеграфітове полотно, електричний нагрів, альтернативні джерела енергії.

Вступ. Електричний нагрів є найбільш зручним способом доведення теплоносія в системах теплопостачання до необхідної заданої температури з точки зору регулювання та конструктивного облаштування нагрівачів. Особливо, це стосується комбінації нагріву з нестабільними джерелами енергії, такими як сонячне випромінювання. Згладжування нерівномірності надходження сонячної радіації в геліосистемах теплопостачання є важливою проблемою експлуатаційної надійності таких систем [1]. Класична система геліосистеми теплопостачання (рис.1) складається з приймача сонячної енергії 1 (колектор), нагнітача 2, каналів з теплоносієм 3, акумулятора теплоти 4, додаткового джерела теплоти 5 та запірнорегулюючої арматури 6. Розвиток теплової геліотехніки ґрунтується на двох основних принципах: збільшення ефективності приймачів сонячного випромінювання та вирішення проблем акумулювання отриманої теплової енергії. Найбільший на-

уковий інтерес щодо дослідження приймачів сонячного випромінювання викликає його поглинаючий елемент. Основними вимогами для нього є висока поглинаюча здатність (коефіцієнт поглинання випромінювання $\alpha \geq 0,9$) та високий коефіцієнт тепловіддачі до теплоносія (значення залежить від типу теплоносія) [2]. Для інженерних розрахунків теплових колекторів сонячної енергії визначальною технічною характеристикою являється температура поглинаючого елемента, тому контролюючи його температуру, можна регулювати і контролювати відпуск теплової енергії. Нестачу сонячної активності в геліосистемах компенсує додаткове джерело теплоти. В [3] приведено тип повітряного геліоколектора, де в якості поглинаючого елемента використовується безпосередньо електронагрівач, тобто поєднується два елементи геліосистеми – тим самим універсалізуючи нагрівач.

Основною науковою задачею при розробці таких приладів є вибір матеріалу для поглинаючого елемента, який одночасно задовольнив би вимоги щодо поглинаючої здатності, тепловіддачі та електротехнічних характеристик провідника. Таким матеріалом вибрано вуглеграфітове трикотажне полотно.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Повітряний тепловий геліоколектор – це пристрій, що перетворює сонячне випромінювання на теплову енергію та передає його теплоносію-повітря. Конструктивно всі геліоколектори мають подібну будову (рис. 2) і складаються з щільного теплоізолюваного корпусу (1), світлопрозорого покриття (2), поглинаючого елемента (3), та входних і вихідних отворів. Сонячне випромінювання проходячи через світлопрозоре покриття поглинається поглинаючим елементом, який в свою чергу нагрівається. Нагріваний поглинаючий елемент омивається повітрям, внаслідок чого воно нагрівається. Коефіцієнт корисної дії визначається з відомого рівняння Хотела-Уїллера-Блісса[1]:

$$\eta_K = F' \cdot \left[(\tau\alpha)_{\Sigma} - U_L \cdot \frac{T_{\text{пов.}} - T_{\text{н.с.}}}{t_c} \right], \quad (1)$$

де: F' – коефіцієнт ефективності поглинаючого елемента; $(\tau\alpha)_{\Sigma}$ – оптичний ККД сонячного повітропідігрівача; U_L – загальний коефіцієнт теплових втрат; $T_{\text{пов.}}$ – середня температура повітря в нагрівачі; I_c – інтенсивність сонячного випромінювання. Коефіцієнт ефективності поглинаючого елемента характеризується його поглинаючою здатністю α (величина, що показує відношення поглинутого поверхнею випромінювання до загального, що падає на опромінену площу) та теплофізичними властивостями матеріалу поглинаючого елемента. В свою

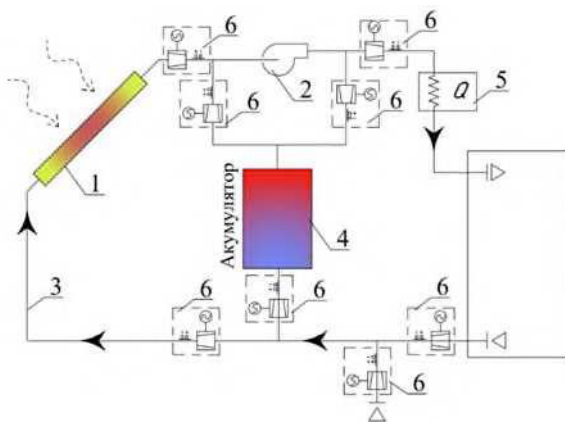


Рис. 1. Принципова схема повітряної геліосистеми теплопостачання

чергу зміна температури теплоносія в геліоколекторі характеризується коефіцієнтом тепловіддачі від поглинаючого елемента до омиваючого його теплоносія.

Теплові повітряні геліоколектори, які виробляються в світі, мають ряд спільних істотних недоліків. По-перше, це їх висока вартість, що веде до збільшення капітальних витрат на облаштування та низьку рентабельність систем повітряного теплопостачання. По-друге, велика вага колекторів обмежує їх використання в існуючих будівлях, призводить до необхідності посилення проектаних несучих конструкцій або планування додаткових опорних споруд, що знову ж таки неминуче призведе до збільшення капітальних витрат. Такі проблеми формують набір відповідних вимог для повітряних геліоколекторів, при виконанні яких стане можливим створити дієву, ефективну і рентабельну систему теплопостачання.

Що стосується поглинаючого елемента ринкових моделей повітряних геліоколекторів, то зазвичай він виконаний з профільованого металевого (сталь, мідь, алюміній) листа, що вкритий селективним покриттям. В представлений в [3] моделі використане вуглеграфітове трикотажне полотно, яке за теплофізичними властивостями не поступається класичним матеріалам. В свою чергу за коефіцієнтом тепловіддачі та поглинаючою здатністю вуглеграфітове трикотажне полотно є ефективнішим за металеві аналоги, за рахунок фізичних властивостей вуглецю (див. табл. 1), розвиненої пористо-капілярної структури та вібрацій ворсу.

Нагрівачі елементи на основі вуглецевих волокон з'явилися в другій половині XX сторіччя. Вони були майже одночасно отримані в США і СРСР, а згодом і у Великобританії та Японії. Вуглецеві волокна належать до класу вуглеграфітових матеріалів і по характеру валентних зв'язків між атомами вуглецю відносяться до перехідних форм карбону як органічних

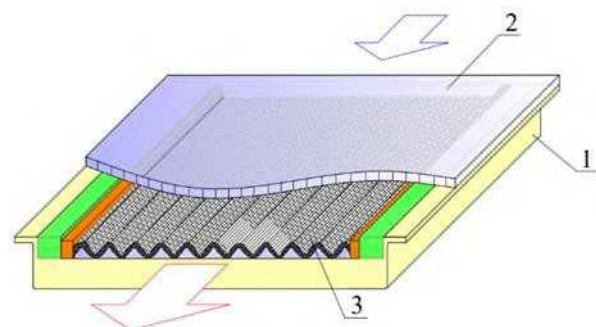


Рис. 2. Загальний вигляд повітряного теплового геліоколектора

Табл. 1. Характеристики матеріалів поглинаючих елементів, що використовуються у геліотехніці

Назва характеристики	Алюміній	Мідь	Сталь	Вуглеграфітове полотно УТП
Теплопровідність Вт/(м•К)	211	385	47,6	287
Теплоємність кДж/(кг•К)	0,93	0,385	0,46	0,72
Густина, кг/м ³	2675	8795	7850	2200
Температуропровідність, м ² /с	0,085	0,114	0,008	0,181
Електричний опір, Ом•м •10 ⁴	0,0271	0,0175	0,14	0,4
Необхідність сективного покриття	Так	Так	Так	Ні

напівпровідників. Найбільш рівномірним по характеристикам вуглеволокнистим матеріалом є вуглеволокнистий папір. Виготовляються композиції із застосуванням графітового порошка та технічного вуглецю у суміші з непровідною целюлозою. На теренах СРСР розроблений вуглеволокнистий папір на основі штапельного вуглеволокна типу «углен» і «грален» [4].

Нагрівальні елементи з графітизованих тканин використовуються як для отримання температур до 2427 °С, так і для низькотемпературних процесів. В залежності від використовуваного ізоляційного матеріалу отримують жорсткі і гнучкі нагрівальні елементи.

Найбільш придатним з точки зору теплообмінних процесів для використання у повітряних геліоколекторах є об'ємне вуглеграфітове трикотажне полотно з гофрованою укладкою [5]. Головним прототипом вуглеграфітових трикотажних полотен є полотно марки Урал (ГОСТ 28005-88), що випускається вітчизняними фабриками напрямку «хімволокно» [6]. Використання вуглеграфітових волокон, карбонізованих і графітизованих тканин та вуглецевого паперу у якості електронагрівачів відоме, що зумовлено достатнім питомим електричним опором вуглецевих волокон, термо- та

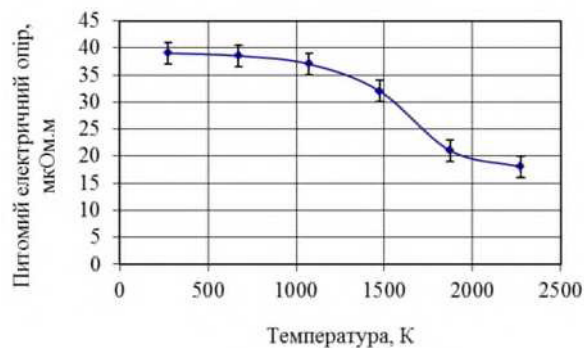


Рис. 3. Залежність зміни питомого електричного опору від температури вуглеграфітових провідників

електростійкістю. Так, на основі графітованої вуглецевої тканини Урал Т-22 і резолюної фенолоформальдегідної смоли марки ЛБС-20 виготовляється ряд вуглецевих композиційних матеріалів, на основі яких, зокрема, проводиться розробка та модернізація електровакуумних печей для галузі машинобудування [7].

Використання вуглеграфітових трикотажних полотен супроводжується проблемою зменшення питомого електричного опору при збільшенні температури матеріалу. На рис. 3 зображено залежність зміни питомого електричного опору від температури [7]. Зазвичай, робоча температура сонячних теплових колекторів становить $\leq 200^{\circ}\text{C}$ [1], що дає змогу стверджувати, що фактом зміни питомого електричного опору в залежності від температури матеріалу в рамках теплової геліотехніки можна нехтувати.

В зазначеному у [3] повітряному геліоколекторі використано вуглеграфітове трикотажне полотно УТП-1, розроблене в Інституті проблем матеріалознавства ім. І.М. Францевича НАН України. Фізико-хімічні властивості матеріалу надані виробником та перевірені в акредитованій випробувальній лабораторії ПрАТ «Волтекс-Меланж» в м. Луцьк. Матеріал є легкий, стійкий до ультрафіолетового випромінювання, еластичний та має нижчу вартість ніж звичні метали, що використовуються у геліотехнічному обладнанні. У звіті щодо досліджень приведено значення поверхневого питомого електричного опору $0,4 \cdot 10^4$ Ом. Визначити придатне для інженерних розрахунків значення питомого опору провідника, використавши дану величину, не виявляється можливим. Це зумовлено анізотропністю вуглеграфітових волокон [8,9]. Дослідження питомого електричного опору ВТП потребує експериментальних досліджень.

Формулювання цілі. Метою роботи є експериментальне дослідження електротехнічних характеристик вуглеграфітового трикотажного полотна.

1. Опис методики проведення дослідження.

Теплова потужність електричного нагріву провідника визначається за законом Джоуля-Ленца. Тому при відповідному електричному опорі можна обходитися відносно малими та безпечними силами струмами. Нагрів електронагрівача при постійному значенні напруги U визначається лише величиною електричного опору провідника. Фізичною передумовою адекватного визначення питомого електричного опору однорідного напівпровідникового матеріалу за його повним електричним опором R є те, що в слабких електричних полях, коли вольтамперна характеристика $I = I(U)$ досліджуваного зразка з такого матеріалу у формі прямокутного паралелепіпеда, циліндра або стержня з круглим чи прямокутним перетином підпорядковується закону Ома, зв'язок напруги U і сили струму I між омичними контактами зразка згідно з [1] описується формулою

$$\frac{U}{l} = R = \frac{\rho \cdot l}{S}, \quad (2)$$

де R – електричний опір провідник; ρ – питомий електричний опір провідника; l – довжина провідника; S – площа поперечного перерізу провідника.

Піддається сумніву коректне визначення поперечного перерізу провідника, який формується з вуглеграфітового трикотажного полотна. Тому визначальною величиною для конкретного типу текстильного матеріалу являється ρ/S , Ом/м, яку для подальших розрахунків необхідно визначати експериментально.

На рис. 2 приведено загальний експериментальний стенд повітряного геліоколектора з поглинаючим елементом з вуглеграфітового трикотажного полотна. Електричний нагрів поглинаючого елемента з ВТП забезпечується двома мідними провідниками, що під'єднано на протилежних краях тканини таким чином щоб забезпечити відповідну омичність контактів, підключених до джерела постійного струму сформованого з випрямляча, трансформатора та вимірювальної ділянки (вольтметр, амперметр), що живиться від мережі 220В. Прилад оснащений ручним регулятором потужності. Величина питомого електричного опору визначається через визначення повного опору, на основі експериментально вимірюваних значень напруги і струму на лінійній ділянці вольтамперної характеристики зразків. Тому для правомірності і адекватності виразу для опору використання формули (2) та з метою визначення питомого опору напівпровідникового матеріалу необхідно дослідити вольтамперну характеристику зразка з вуглеграфітового трикотажного полотна [10].

В даному випадку побудова якісної вольт-амперної характеристики напівпровідникової структури вуглеграфітового трикотажного полотна проводиться у статичному режимі. Вимірювання сили струму і напруги проводилися для трьох довжин l провідника (відстань між мідними пластинами) 0,3 м; 0,5 м; 1 м, для різних напруг. Результати експериментальних досліджень приведені в табл. 2. Середньоінтегральне значення питомого електричного опору ρ/S складає 15,07 Ом/м. Така величина відповідає вимогам щодо електронагрівачів, що дає змогу стверджувати про використання зазначе-

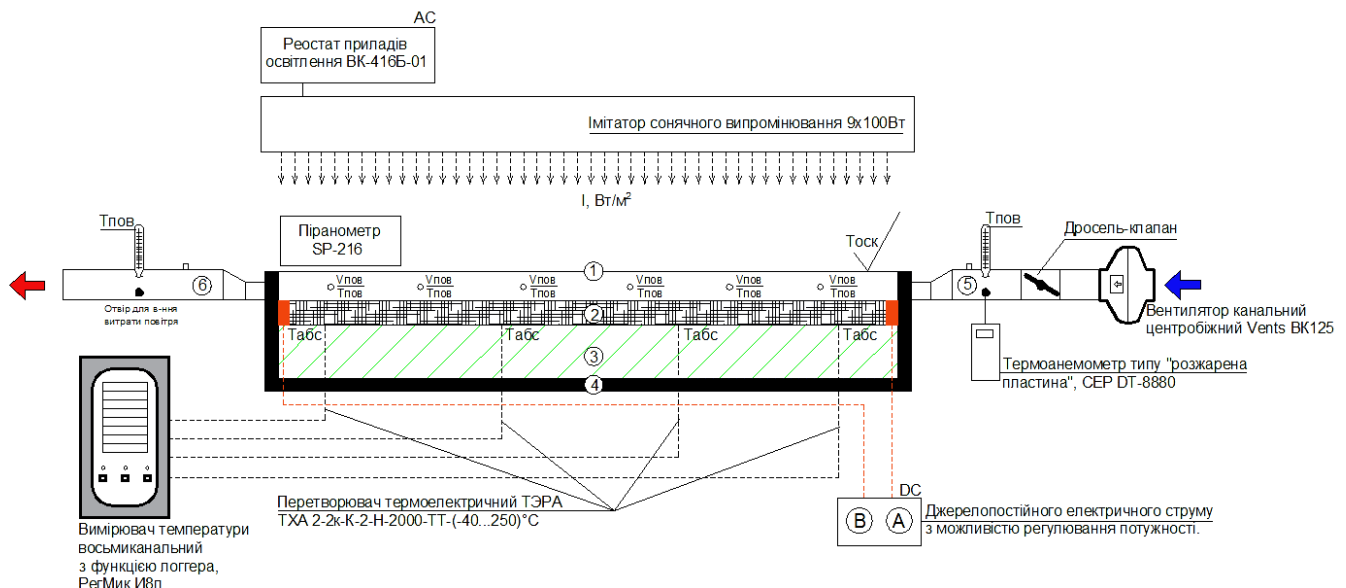


Рис. 4. Принципова схема експериментального стенда

ного вуглеграфітового трикотажного полотна у якості поглинаючого елемента повітряних геліоколекторів з можливістю його електричного нагріву. Інститут матеріалознавства НАН України ім. І.М. Францевича має потужності для виготовлення такого матеріалу, що дає змогу планувати серійне виготовлення подібних виробів.

Висновки. Визначальною електричною характеристикою абсорбера із вуглеграфітового трикотажного полотна є величина ρ/S , Ом/м, яку необхідно визначати експериментально.

Експериментально визначено питомий електричний опір вуглеграфітового трикотажного полотна типу УТП виражений величиною ρ/S складає 15,07 Ом/м.

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

Табл. 2. Результати експериментальних досліджень

l	u	i	R	ρ/S	$\bar{\rho}$
м	В	А	Ом	Ом/м	Ом/м
0,5	45	6	7,50	15,00	15,07
	100	13	7,69	15,38	
	125	17	7,35	14,71	
0,3	40	10	4,00	13,33	
	75	15	5,00	16,67	
	90	19	4,74	15,79	
1	35	2,5	14,00	14,00	
	60	4	15,00	15,00	
	110	7	15,71	15,71	

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Xudong Zhao*. Advanced Energy Efficiency Technologies for Solar Heating, Cooling and Power Generation / Xudong Zhao, Xiaoli Ma // Springer Nature Switzerland AG 2019, – P.539.
2. *John A. Duffie*. Solar Engineering of Thermal Processes. 4th Edition / John A. Duffie, William A. Beckman// — ISBN: 978-0-470-87366-3, New Jersey, Wiley 2013, - P. 944.
3. *Пасічник П.О.* Сонячно-електричний повітряний тепловий колектор// Патент України на корисну модель №97541 від 25.03.2015 р., Бюл. №6..
4. *Горелов В.П.* Низкотемпературные нагреватели из композиционных материалов в промышленности и быту; 2-е изд., стер./ В.П. Горелов. – М.-Берлин: Директ-Медиа, 2016. – 208с.
5. *Приймак О.В.* Дослідження тепловіддачі абсорбера сонячного повітропідігрівача виготовленого з гофрованого вуглеграфітового трикотажного полотна / О.В. Приймак, П.О. Пасічник // «Вісник КНУТД» серія «Технічні науки» №1(94), 2016, с.85-92.
6. *ОАО «СветлогорскХимволокно»* [електронний ресурс].
URL: <http://www.sohim.by>
7. *G.W. Meetham*. Materials for High Temperature Engineering Applications / G.W. Meetham , M.H. Van de Voorde // ISBN-10: 3642569390, Springer 2011, – P.176.
8. *A.K. Haghi*, Heat and Mass Transfer in Textiles. Second edition / A.K. Haghi // ISBN: 978-1-61804-025-1. – Montreal: WSEAS Press, 2011. – P.132.
9. *Sang Il Park*/ Heat and Mass Transfer Analysis of Fabric in the Tenter Frame/ Sang Il Park, Doo Hyun Baik// Textile Research Journal, Volume 67, Issue 5, May 1997, p.311-316.
10. *B. Sapoval*. Physics of Semiconductors/ B. Sapoval, C. Hermann// ISBN-10:0387940243, Springer; 1995th edition, – P.330.

USE OF FLEXIBLE ELECTRIC HEATERS FOR AIR SOLAR HEATERS

O.V. Priymak¹, B.I. Basok², P.O. Pasichnyk^{2,2},
S.M. Goncharuk²

¹ - Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Povitroflotskyi 31, 03037, Ukraine

² - Institute of Engineering Thermophysics of the NAS of Ukraine, Kyiv, Marii Kapnist (Zhelyabov) 2a, 03057, Ukraine

<https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2022.9>

Solar energy is an important component of the energy potential of renewable energy sources in Ukraine, on the basis of which the consumption of fossil fuels is reduced and the energy independence of the country is increased. Solar heat supply systems have greater energy efficiency than electric ones, so their development is an important urgent task. The central element of any solar system is a collector of solar energy that absorbs radiation and transmits it to a coolant or direct heating object. One of the ways of development of solar thermal heaters is the use of new materials for the manufacture of solar radiation absorbers, which significantly expands the possibility of using nozzle and porous capillary materials, in contrast to liquid solar collectors. It is advisable to use textile materials for the manufacture of absorbers, which allows to reduce the cost of solar energy collectors, as well as to significantly improve their installation and operational characteristics. In particular, the use of carbon graphite knitted fabric makes it possible to apply direct heating of the solar energy absorber with electric current based on certain electrical engineering solutions. At the same time, you can take advantage of the scientific developments in the production of various flexible heaters (electric heaters, medical blankets, etc.). In this way, it will be possible to combine two mandatory elements of solar heat supply systems, a solar energy collector and an additional heat source. The article presents the defining electrotechnical characteristic for a product of this type, namely the specific electrical resistance of the fabric. The paper presents the schematic diagram of the experimental stand and describes the methodology of conducting experimental research. Also given are the results of an experimental study of the specific electrical resistance of carbon graphite knitted fabric VTP-1, produced in non-experimental production at the Institute of Problems of Materials Science of the National Academy of Sciences of Ukraine named after I.M. Frantsevich, which is used as an absorbing element in an air thermal solar collector.

References 10, tables 2, figures 4.

Keywords: solar heating systems, carbon graphite cloth, electric heating, alternative energy sources.

1. Xudong Zhao. Advanced Energy Efficiency Technologies for Solar Heating, Cooling and Power Generation / Xudong Zhao, Xiaoli Ma // Springer Nature Switzerland AG 2019, – P.539.

2. John A. Duffie. Solar Engineering of Thermal Processes. 4th Edition / John A. Duffie, William A. Beckman// — ISBN: 978-0-470-87366-3, New Jersey, Wiley 2013, - P. 944.

3. Pasichnyk P.O. “Soniachno-electrichnui povitriani teplovui kolektor .” Patent of Ukraine 97541. 25 March 2015.

4. Gorelov V.P. Nizkotemperaturnye nagrevateli iz kompozitsionnykh materialov v promyshlennosti i bytu. Direkt Media, Berlin-Moscow, 2016. 208 p.

5. Pryimak O. V., Pasichnyk P. O. “Doslidzhennia teploviddachi absorbera soniachnoho povitropidhrivacha, vyhotovlenoho z hofrovanoho vuhlehrafitovoho polotna”. Visnik KNUITD, seriia “Tehnichni nauky”. 2016. №1(94). P. 85-92.

6. OAO «SvetlogorskKhimvolokno». URL: <http://www.sohim.by>

7. G.W. Meetham. Materials for High Temperature Engineering Applications / G.W. Meetham , M.H. Van de Voorde // ISBN-10: 3642569390, Springer 2011, – P.176.

8. A.K. Haghi, Heat and Mass Transfer in Textiles. Second edition / A.K. Haghi // ISBN: 978-1-61804-025-1. – Montreal: WSEAS Press, 2011. – P.132.

9. Sang Il Park/ Heat and Mass Transfer Analysis of Fabric in the Tenter Frame/ Sang Il Park, Doo Hyun Baik// Textile Research Journal, Volume 67, Issue 5, May 1997, p.311-316.

10. B. Sapoval. Physics of Semiconductors/ B. Sapoval, C. Hermann// ISBN-10:0387940243, Springer; 1995th edition, – P.330.

Отримано 08.09.2022

Received 08.09.2022

УДК 661.72

ПІЛОТНЕ ТЕПЛОМАСООБМІННЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ КОМПЛЕКСНОЇ ПЕРЕРОБКИ РОСЛИННИХ ВІДХОДІВ В БІОПАЛИВО І ПОБІЧНІ ПРОДУКТИ

Ободович О.М.¹, д-р техн. наук, Сидоренко В.В.², канд. техн. наук, Булій Ю.В.³, канд. техн. наук, Азаров С.П.⁴

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

² Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Капніст, 2а, Київ, 03057, Україна; с.н.с., e-mail: tdsittf@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7213-3118>

³ Національний університет харчових технологій, вул. Володимирська, 68, Київ, 01601, Україна, e-mail: yvbulyu@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1905-3706>

⁴ Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Капніст, 2а, Київ, 03057, Україна; e-mail: vrangel08@i.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7735-7719>

<https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2022.10>

В статті представлено пілотне, дослідно-промислове тепломасообмінне обладнання для проведення комплексної переробки рослинних відходів сільськогосподарського виробництва в тверде (лігнін) та рідке (біоетанол) біопаливо і побічні продукти. Описано конструкцію та принцип роботи установки. Представлено результати досліджень по делігніфікації соломи пшеничної пілотній дослідно-промисловій установці.

The article presents pilot heat and mass exchange equipment for complex processing of plant waste from agricultural production into solid (lignin) and liquid (bioethanol) biofuel and by-products. The design and principle of operation of the equipment are described. The results of research on delignification of wheat straw at a pilot plant are presented.

Бібл. 9, рис. 6.

Ключові слова: біоетанол, попередня підготовка, делігніфікація, лут, ротор, дискретно-імпульсне введення енергії.

Вступ

Найбільш вагомим джерелом біомаси є деревина та сільськогосподарські культури.

Щорічно приріст біомаси у світі оцінюється в 200 млрд. т в перерахунку на суху речовину, що енергетично еквівалентно 80 млрд. т нафти. Потенціал біомаси в Україні складає до 24 млн. т. у.п./рік. Це солома, відходи сільського господарства, відходи деревообробних підприємств тощо [1].

Досвід низки виробництв, зокрема гідролізного, дозволяє вирішити проблему рентабельності обробки органічної біомаси шляхом глибокої її комплексної переробки з отриманням складових, вартість яких перевищує вартість вихідної органічної сировини, як палива.

Головними результатами комплексної переробки органічної сировини дедалі залишаються енерговмісні продукти - біоетанол та гідролізний лігнін, які мають енергетичні характеристики, сумірні з викопними паливами.

Основним недоліком цього виробництва є висока вартість біоетанолу, що пов'язано, насамперед, з особливостями технології перетворення целюлози на ферментовані цукри.

Процес отримання біоетанолу можна розділити на чотири етапи. Перший етап - подрібнення сировини. Зазвичай це процес механічного впливу на сировину. Як обладнання використовують соломорізки, дезінтегратори, кульові млини тощо. Кінцевими параметрами першого етапу є тип сировини та її дисперсність.

Механічна обробка дозволяє збільшувати реакційну здатність речовин, що входять до складу рослинної сировини, завдяки збільшенню питомої площі поверхні (у тому числі площі, «придатної» для взаємодії з реагентами, зокрема ферментами), зниження кристалічності целюлози загальному розупорядженню супрамолекулярної структури клітинних стінок.

Дослідження багатьох авторів підтвердили залежність вивільнення редукуючих цукрів у гідролізаті від ступеня дисперсності сировини [2-4]. Друга стадія процесу - етап гідролізу, що складається з попередньої обробки сировини до гідролізу та безпосередньо гідролізу (кислотного або ферментативного). Попередня підготовка є необхідним етапом, особливо для ферментативного гідролізу, оскільки наявність у сировині лігніну та геміцелюлози перешкоджає доступу гідролітичних ферментів до поверхні целюлозних

волокон. Стадія гідролізу відноситься до фізико-хімічних процесів, оскільки його проводять при підвищених температурах і тиску (гідроліз розведеними кислотами).

Результатом другої стадії є гідролізат з необхідною концентрацією відновних цукрів (12-14% СР). Враховуючи, що попередня обробка є найбільш енерговитратним процесом у виробництві біоетанолу, вона була предметом широких досліджень [5,6]. Окрім цього, продуктом попередньої підготовки є лігнін.

Третя стадія виробництва біоетанолу - це стадія алкогольного бродіння. Ця стадія стосується біотехнології та є типом бродіння, при якому вуглеводи, переважно глюкоза, перетворюються на молекули етанолу та вуглекислий газ. Складовими цієї стадії є фаза ферментації гідролізату, яка здійснюється дріжджами та стадія дистиляції та ректифікації спирту. Стадія бродіння забезпечує оптимальні умови для отримання біомаси дріжджів, а саме температуру та додаткове живлення. Кінцевий параметр третьої стадії - 96% етиловий спирт.

Четверта стадія - це зневоднення етанолу до концентрації 99,5% етилового спирту. В даний час процес носить суто фізичний характер і базується на здатності, зокрема цеолітів, поглинати молекули води з азеотропної водно-спиртової суміші завдяки характеристикам кристалічної решітки.

Відомо багато способів проведення попередньої підготовки сировини до гідролізу.

Способи можна класифікувати наступним чином:

- фізичні методи:
- подрібнення;
- піроліз (300°C);
- попередня підготовка парою (160–240°C, 0,7... 4,8 МПа);
- паровий вибух (180–240°C, 1–3,5 МПа з подальшим різким скиданням тиску);
- хімічні методи:
- попередня підготовка кислотами. Найбільш прийнятними для промислового використання є попередня підготовка розбавленими кислотами, наприклад (0,75% v/v H₂SO₄, 121°C протягом 1 години);
- лужна попередня підготовка. Для попередньої обробки лугом зазвичай використовуються гідроксид натрію (NaOH), гідроксид калію (KOH), гідроксид кальцію (Ca(OH)₂). Оптимальні умови обробки залежать від виду сировини та наразі є предметом досліджень;
- попередня підготовка діоксидом сірки (150 °C);
- органосольвентні методи;
- біологічні методи;
- найбільш перспективним класом грибів білої гнилі

є *Basidiomycetes*. Пероксидаза, що виробляється грибами білої гнилі, послаблює та/або розриває зв'язки, які об'єднують целюлозу та лігнін (10-14 діб);

- ферментування (ксиланаз та лаккази);
- фізико - хімічні методи:
- wet oxidation (>120 °C);
- мікрохвильове опромінення;
- ammonia fiber explosion (60-100 °C, 1,7-2,1 МПа з подальшим різким скиданням тиску);
- liquid hot water (160 - 200 °C);

Докладніше про методи попередньої обробки див. в [7].

Наразі комерційно застосовуються наступні: паровий вибух, одно – та двоетапна обробка розбавленою кислотою, обробка аміаком і паром [8].

Лігнін та біоетанол є енерговмісними продуктами обробки рослинної біомаси. Калорійність сухого лігніну становить 5500-6500 ккал/кг і є порівняним з калорійністю еквівалентного палива (7000 ккал/кг). Калорійність продукту с вологістю 18-25% становить 4400-4800 ккал/кг і цінність продукту з вмістом води понад 65% 1500-1650 ккал/кг, калорійність етанолу становить відповідно 6405 ккал/кг.

За даними світового лідера по виробництву лігніну Borregaard, з 1000 кг деревини після процесів автоклавування, знебарвлення та висушування отримують 400 кг целюлози, 50 кг етанолу, 3 кг ваніліну та 400 кг гідролізованого лігніну.

Найпоширенішим видом використання гідролізованого лігніну вологістю 60-65% є спалювання його для отримання тепла.

Сучасні діючі підприємства по обробці лігно-целюлозної сировини використовують отриманий в ході обробки лігнін, як паливо для виробництва пари на підприємстві. Використання лігніну і якості пального дозволяє покрити до 73% потреби в тепловій енергії на виробництво біоетанолу лужним способом [9].

Одним зі шляхів підвищення ефективності комплексної переробки лігноцелюлозної сировини є впровадження обладнання, що дозволяє підвищити ступінь перетворення сировини в основні та побічні продукти та є енергоефективним. Прикладом обладнання, що істотно інтенсифікує тепло та масообмін в рідких багатокомпонентних середовищах є роторно-пульсаційні апарати, що є ефективними пристроями в технологіях, пов'язаних з перемішуванням, гомогенізацією, диспергуванням тощо.

Роторно-пульсаційний апарат поєднує принципи роботи колоїдних млинів, дезінтеграторів, насосів, змішувачів. Він відрізняється простотою конструкції

та невеликими розмірами. У роторно-пульсаційному апараті є два зубчасті коаксіально розташовані ротороциліндри і статор.

При швидкому обертанні одного з циліндрів виникають складні гідродинамічні умови, характерні багатьох типів масообмінних приладів. Це пов'язано з тим, що з роботи апарату виникають пульсації швидкостей потоку, турбулізація рідини, особливо у пристінних ділянках апарата.

Для різних масообмінних процесів, в т.ч. і екстракції різних видів целюлозовмісної рослинної сировини (що знаходиться у зваженому стані в потоці рідини, що рухається), можна застосувати пристрій, в основі якого лежить використання принципу трубки Вентурі з багаторазовими чергуваннями звужень і розширень.

Якщо через таку трубку з певною швидкістю проганяти рідину, що містить тверду фазу, то в елементах з меншим перерізом швидкість проходження потоку збільшиться, виникне перепад тиску. В результаті рідини виникають зони її розриву - каверни, тобто утворюється кавітація. Кавітуюча рідина, проходячи крізь фланці, потрапляє в зону з підвищеним тиском (швидкість течії зменшується).



Рис. 1. Зовнішній вигляд дослідно-промислової установки

Метою роботи було створення інноваційних енергоефективних, екологічних, економічно привабливих обладнання та технології, що дозволять вдосконалити процес комплексної переробки рослинних відходів сільськогосподарського виробництва та лісотехнічної промисловості в біопаливо і побічні види продукції.

Для досягнення поставленої мети було необхідно, зокрема, виконати наступні задачі:

- вивчення та аналіз існуючих технологій та обладнання переробки рослинної сировини з отриманням твердого біопалива у вигляді гідролізного лігніну, рідкого – у вигляді біоетанолу і побічних продуктів, а саме кормових дріжджів, фурфуролу тощо.

- обґрунтування енергетичної, технологічної, екологічної, економічної доцільності проведення виключно комплексної переробки рослинних відходів сільськогосподарського виробництва та лісотехнічної промисловості в тверде та рідке біопаливо і побічні продукти.

- виготовлення пілотного, дослідно-промислового енерго- та ресурсозберігаючого тепломасообмінного обладнання для проведення комплексної переробки рослинних відходів сільськогосподарського виробництва в тверде (лігнін) та рідке (біоетанол) біопаливо і побічні продукти.

Дослідно-промислова установка призначена для проведення попередньої підготовки лігноцелюлозної сировини до гідролізу.

Зовнішній вигляд дослідно-промислової установки представлено на рис. 1.

Дослідно-промислова установка складається з приймальної ємності з сорочкою (1) та рециркуляційним насосом, ємності для сировини (січки соломи) (2), вібродозатора (3), роторно-пульсаційного апарата (далі РПА) (4), сальникового вузла, консолі з підшипниковим вузлом, муфти, електродвигуна (5), системи водопостачання, регульованої та запірної арматури, приладів контролю, системи електроживлення та контролю.

Приймальна ємність корисним об'ємом 200л призначена для зберігання робочого середовища протягом обробки.

Кришку ємності оснащено манометром та запобіжним клапаном на 3,0 бар. Ємність оснащено теплообмінною сорочкою об'ємом 27 л для підтримання необхідної температури процесу протягом обробки (рис.2).

Сорочку оснащено проточним водонагрівачем об'ємом 5 л з циркуляційним насосом з відкритим контуром продуктивністю 8 л/хв. з контролером регулювання температури підігріву теплоносія (0...95 °С)., Потужність ТЕНу складає 2кВт. Ємність через вхідний



Рис. 2. Проточний водонагрівач з контролером регулювання температури



Рис. 3. Ємність для сировини з вібродозатором

патрубок сполучається з РПА. Ємність для сировини об'ємом 50л призначена для зберігання твердої сировини.

Обертальний рух від валу електродвигуна через муфту передається валу РПА який розташований на консолі з підшипниковим вузлом. Сальниковий вузол призначений для забезпечення герметичності РПА під час роботи (рис. 5).

Блок керування є окремим стаціонарним блоком, з якого відбувається дистанційне керування установкою.



Рис. 4. Зовнішній вигляд роторно-пульсаційного апарата (РПА)



Рис. 5. Зовнішній вигляд РПА, підшипникового та сальникового вузлів

Блок оснащений входним автоматом, частотним перетворювачем ОВЕН ПВЧ-3, амперметром, лічильником електроенергії, розеткою 380 В 50Гц, розеткою 380 В, 0...200 Гц, двома розетками 220 В 50Гц.

Дослідно-промислова установка працює наступним чином. Приймальний бункер та РПА заповнюються лужним розчином. Січку соломи після етапу механічного подрібнення завантажують в ємність для сировини.

Запускають двигун та насос проточного водонагрівача. Після досягнення заданої температури розчину відкривають шар-кран на входному патрубку та запускають вібродозатор.

Після цього водна суспензія січки соломи циркулює по замкненому контуру протягом встановленого часу обробки. Протягом обробки відбувається відділення лігніну та геміцелюлоз від лігноцелюлозного комплексу. Отриману суспензію подають на стадію розділення целюлози та щелоку.

На рис. 6 представлено результати досліджень делігніфікації соломи пшеничної в установці.

Обробка проводилась за наступних умов: вміст твердої речовини в лужній суспензії соломи пшеничної – 10% мас.; температура обробки - 90 °С; концентрація лугу (NaOH) 4%; швидкість обертання ротора – 47,75 об/с; дисперсність січки соломи пшеничної в межах 100...400 мкм, тривалість обробки – 1 год.

Визначено вміст залишкового лігніну в зразках твердої фази після розділення на фільтрі отриманої в ході обробки лужної суспензії соломи пшеничної. Видно що, вміст лігніну в зразках зменшився протягом години з 17,1 % до 2,31% від загального складу соломи. Тобто після години обробки в розчин перейшло 86,5% лігніну. Варто зазначити, що за перші 20 хв. обробки в розчин перейшло близько 80% лігніну від його початкового вмісту.

Висновки

У запропонованій дослідно-промисловій установці є низка переваг:

- завдяки використанню РПА немає необхідності в приймальній ємності (реакторі) створювати високий тиск і температуру, що дозволяє спростити і полегшити

конструкцію приймальної ємності (економія витрат на матеріали) і використовувати її як приймальну ємність так і як реактор для гідролізу целюлозовмісної сировини, а також виключити додаткову ємність;

- завдяки використанню процесу автогідролізу за допомогою РПА немає необхідності нагрівання всього об'єму суміші до високої температури (>100 °С) у зв'язку з чим відбувається велика економія витрат енергії;

- використання РПА на відміну від більшості техпроцесів, що використовуються на гідролізних підприємствах, дає можливість більш рівномірного перемішування лігноцелюлозовмісної сировини з розчином і виключити мішалки з редукторами для перемішування, що здешевлює вартість витрат при виробництві біоетанолу;

- використана схема подачі твердої сировини за допомогою електромагнітного вібрودозатора, що забезпечує її рівномірний розподіл у всьому об'ємі розчину та запобігає спливанню соломи на поверхню;

- суміщення процесу автогідролізу за допомогою РПА та хімічної (лужної) обробки твердої сировини в розчині істотно впливає на швидкість протікання процесу поділу целюлози та лігніну з меншими витратами енергії;

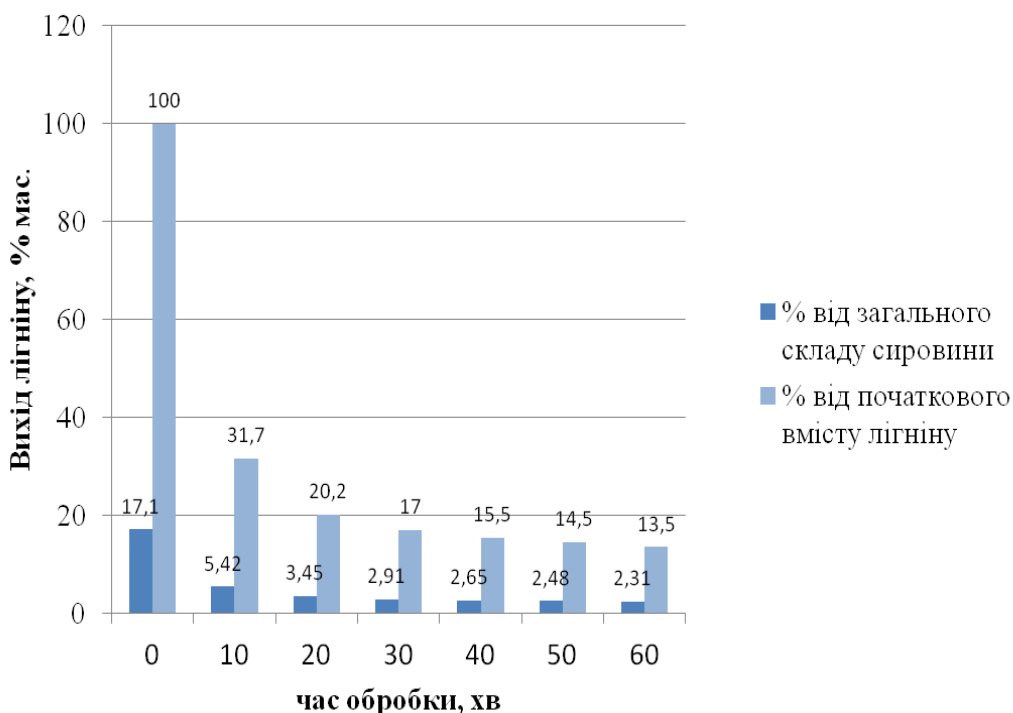


Рис. 6. Залежність виходу лігніну від тривалості обробки в дослідно-промисловій установці за наступних умов: вміст твердої речовини в лужній суспензії соломи пшеничної – 10% мас.; температура обробки - 90°С; концентрація лугу (NaOH) 4%; швидкість обертання ротора – 47,75 об/с; дисперсність січки соломи пшеничної в межах 100...400 мкм.

- запропонована дослідно-промислова установка призначена для проведення попередньої підготовки лігноцелюлозної сировини до гідролізу є універсальною та може застосовуватись у різних технологічних процесах. За допомогою перетворювача частоти ПЛВ можна змінювати режими обробки сумішей.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Сайт Википедия*. Биомасса URL:<https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%91%D0%B8%D0%BE%D0%BC%D0%B0%D1%81%D1%81%D0%B0>
2. Нуртдинов Р.М., Валеева Р.Т., Мухачев С.Г., Харина М.В. Предварительная обработка растительного сырья и отходов сельскохозяйственного производства с целью повышения выхода редуцирующих веществ. Вестник Казанского технологического университета. – 2011. – № 9. – С. 264-267.
3. Barakat A., Mayer-Laigle C., Solhy A., Arancon R.A.D., de Vries H., Luque R. Mechanical pretreatments of lignocellulosic biomass: towards facile and environmentally sound technologies for biofuels production. RSC Advances. – 2014. Vol. 4, Issue 89, P. 48109–48127. doi: 10.1039/C4RA07568D
4. Hendriks A.T.W.M., Zeeman G. Pretreatments to enhance the digestibility of lignocellulosic biomass. Bioresource Technology. – 2009. – Vol. 100, Issue 1, P. 10–18. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2008.05.027>
5. Tsegaye B., Balomajumder C., Roy P. Alkali pretreatment of wheat straw followed by microbial hydrolysis for bioethanol production. Environmental Technology. – 2019. – Vol. 40, Issue 9. – P. 1203-1211. doi: 10.1080/09593330.2017.1418911
6. Zheng Q., Zhou T., Wang Y. et al. Pretreatment of wheat straw leads to structural changes and improved enzymatic hydrolysis. Scientific Reports. – 2018. – Vol. 8, Issue 1. doi:10.1038/s41598-018-19517-5
7. Singh R., Shukla A., Tiwari S., Srivastava M. A review on delignification of lignocellulosic biomass for enhancement of ethanol production potential. Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2014. – Issue 32, P. 713–728. doi:10.1016/j.rser.2014.01.051
8. Valdivia M., Galan JL, Laffarga J, Ramos JL. Biofuels 2020: Biorefineries based on lignocellulosic materials. Microbial Biotechnology. – 2016. – Vol.9, Issue 5. – P. 585-94. <https://doi.org/10.1111/1751-7915.12387>
9. Koutinas A.A., Yianoulis P., Gravalos K., Koliopoulos K. A processing scheme for industrial ethanol production from straw. Energy Conversion and Management. – 1981. Vol. 21, Issue 2. – P. 131-135. [https://doi.org/10.1016/0196-8904\(81\)90034-0](https://doi.org/10.1016/0196-8904(81)90034-0)

PILOT HEAT AND MASS EXCHANGE EQUIPMENT FOR COMPLEX PROCESSING OF PLANT WASTE INTO BIOFUEL AND BY-PRODUCTS

Obodovych O.M.¹, Sydorenko V.V.¹, Bulii Yu.V.², Azarov S.P.¹

¹ *Institute of Engineering Thermophysics of National academy of sciences of Ukraine*

UKRAINE, 03057 Kyiv, Marii Kapnist 2a

² *National University of Food Technologies*

UKRAINE, 01601 Kyiv-33, Volodymyrska str. 68

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2022.10>

The article presents pilot heat and mass exchange equipment for complex processing of plant waste from agricultural production into solid (lignin) and liquid (bioethanol) biofuel and by-products. The design and principle of operation of the equipment are described. The results of research on delignification of wheat straw at a pilot plant are presented.

The most significant source of biomass is wood and agricultural crops. The experience of a number of productions, in particular hydrolysis, allows solving the problem of the profitability of processing organic biomass by means of its deep complex processing with obtaining components, the cost of which exceeds the cost of the original organic raw materials, such as fuel.

The main results of the complex processing of organic raw materials are increasingly energy-containing products, namely bioethanol and hydrolyzed lignin, which have energy characteristics comparable to fossil fuels.

One of the stages of bioethanol production is the hydrolysis stage, which consists of the pretreatment of raw materials before hydrolysis and direct hydrolysis (acidic or enzymatic).

Pretreatment is a necessary step, especially for enzymatic hydrolysis, since the presence of lignin and hemicellulose in the raw material prevents the access of hydrolytic enzymes to the surface of cellulose fibers.

The aim of the work was to create innovative energy-efficient, ecological, economically attractive equipment and technologies that will allow improving the process of complex processing of plant waste from agricultural production and the forestry industry into biofuel and by-products.

One of the ways to increase the efficiency of complex processing of lignocellulosic raw materials is the introduction of equipment that allows increasing the degree of transformation of raw materials into main and by-products and is energy efficient. An example of equipment that significantly intensifies heat and mass transfer in liquid multicomponent mixtures is a rotor-pulsation apparatus, which is an effective device in technologies related to mixing, homogenization, dispersion, etc.

The pilot plant consists of a receiving container with a jacket and a recirculation pump, a container for raw materials, a vibrodosimeter, a rotor-pulsation apparatus (further RPA), a stuffing box, a console with a bearing box, a coupling, an electric motor, a water supply system, adjustable and shut-off valves, devices control, power supply, and control systems.

The paper presents research data on delignification of wheat straw in the pilot plant under the following conditions: the content of solid in the alkaline suspension of wheat straw was 10% by weight; processing temperature - 90°C; alkali concentration (NaOH) 4%; rotor rotation speed – 47.75 rev/s; dispersity of wheat straw cut in the range of 100...400 microns, duration of processing - 1 hour.

References 9, figure 6.

1. *Wikipedia website. Biomass*
URL: <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%91%D0%B8%D0%BE%D0%BC%D0%B0%D1%81%D1%81%D0%B0> (in Rus)
2. Nurtdinov R.M., Valeeva R.T., Mukhachev S.G., Kharina M.V. Predvaritelnaia obrabotka rastitelnogo syria i otkhodov selskokhoziaistvennogo proizvodstva s tseliu povysheniia vykhoda redutsiruiushchikh veshchestv [Pretreatment of vegetable raw materials and agricultural waste in order to increase the yield of reducing substances], Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta [Bulletin of Kazan Technological University]. – 2011. - № 9. – P. 264-267 (in Rus)
3. Barakat A., Mayer-Laigle C., Solhy A., Arancon R.A.D., de Vries H., Luque R. Mechanical pretreatments of lignocellulosic biomass: towards facile and environmentally sound technologies for biofuels production. RSC Advances. – 2014. Vol. 4, Issue 89, P. 48109–48127. doi: 10.1039/C4RA07568D
4. Hendriks A.T.W.M., Zeeman G. Pretreatments to enhance the digestibility of lignocellulosic biomass. Bioresource Technology. – 2009. – Vol. 100, Issue 1, P. 10–18. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2008.05.027>
5. Tsegaye B., Balomajumder C., Roy P. Alkali pretreatment of wheat straw followed by microbial hydrolysis for bioethanol production. Environmental Technology. – 2019. – Vol. 40, Issue 9. – P. 1203-1211 doi: 10.1080/09593330.2017.1418911

6. Zheng Q., Zhou T., Wang Y. et al. Pretreatment of wheat straw leads to structural changes and improved enzymatic hydrolysis. *Scientific Reports*. – 2018. – Vol. 8, Issue 1. doi:10.1038/s41598-018-19517-5

7. Singh R., Shukla A., Tiwari S., Srivastava M. A review on delignification of lignocellulosic biomass for enhancement of ethanol production potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2014. – Issue 32, P. 713–728. doi:10.1016/j.rser.2014.01.051

8. Valdivia M, Galan JL, Laffarga J, Ramos JL. Biofuels 2020: Biorefineries based on lignocellulosic materials. *Microbial Biotechnology*. – 2016. – Vol.9, Issue 5. – P. 585-94.

<https://doi.org/10.1111/1751-7915.12387>

9. Koutinas A.A., Yianoulis P., Gravalos K., Koliopoulos K. A processing scheme for industrial ethanol production from straw. *Energy Conversion and Management*. – 1981. Vol. 21, Issue 2. – P. 131-135.

[https://doi.org/10.1016/0196-8904\(81\)90034-0](https://doi.org/10.1016/0196-8904(81)90034-0)

Отримано 28.10.2022

Received 28.10.2022

УДК 662.636

МОДЕЛЮВАННЯ ГОРІННЯ ПЕЛЕТ У КОТЛАХ ПОТУЖНІСТЮ ДО 25 КВт

Баранюк О.В.¹, канд. техн. наук, **Сірий О.А.²**, канд. техн. наук, **Веремійчук Г.М.³**, аспірантка, **Лисенко О.М.⁴**, канд. техн. наук

¹Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", просп. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна, доцент, aleksandrW@i.ua, <https://orcid.org/0000-0001-6008-6465>

²Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", просп. Перемоги 37, Київ, 03056, Україна, oasiryi@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-5811-9037>

³Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Капніст, 2а, Київ, 03057, Україна, Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", просп. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна, averemiichuk@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-1893-3637>

⁴Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Капніст, 2а, Київ, 03057, Україна, Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", просп. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна, lisenko_oks@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-3981-9796>

<https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2022.11>

В роботі наведено результати розрахунку горіння пелет за допомогою скінчено-елементних CFD-моделей котла і пальника в середовищі програмного комплексу ANSYS-Fluent. При моделюванні складових тензора напруг Рейнольдса, використовувався підхід Буссінеска, для замикання осереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса використовувалась Realizable k-модель турбулентності.

Порівняння результатів чисельного моделювання з власними експериментальними даними показує задовільне співпадіння і підтверджує можливість використання обраної моделі для системи пальник-котел.

Проведені дослідження в подальшому можуть бути використані для підвищення ефективності горіння при спалюванні пелетного біопалива та модернізації пальників котлів малої потужності комунальної та промислової теплоенергетики, соціально-бюджетної сфери, індивідуально-побутового сектора.

The paper presents the results of pellet combustion calculations using finite-element CFD models of the boiler and burner in the ANSYS-Fluent software environment. When modeling the components of the Reynolds stress tensor, the Boussinesq approach was used, and the Realizable k-model of turbulence was used to close the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations.

A comparison of the numerical simulation results with our own experimental data shows a satisfactory match and confirms the possibility of using the selected model for the burner-boiler system.

In the future, the conducted research can be used to increase the combustion efficiency when burning pellet biofuel and to modernize the burners of low-power boilers of communal and industrial heat energy, the social-budgetary sphere, and the individual household sector.

Бібл. 13, рис. 8.

Ключові слова: біопаливо, пелети, горіння, пальник, температура, побутовий котел.

Вступ. Основною метою дослідження є розробка, вдосконалення та впровадження пальників для спалювання пелет сільськогосподарського походження, визначення основних закономірностей процесу їх горіння й дослідження впливу режимних параметрів на розподіл температур в топковій камері котла малої потужності і загальної температури теплоносія.

При спалюванні рослинних пелет існує ряд проблем, головними з яких є досягнення глибокого вигорання палива і запобігання ефектам утворення склоподібної золи [1, 2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз досліджень показує, що для спалювання недеревної біомаси у побутових котлах з низьким рівнем викидів,

високою ефективністю згорання та надійністю в експлуатації, необхідні модифікації традиційної системи спалювання біомаси. Розробка нової/вдосконаленої системи горіння може бути прискорена за допомогою чисельного моделювання. Чисельні методи зазвичай використовуються для дослідження різних підходів і заходів щодо зменшення викидів забруднюючих речовин від систем спалювання біомаси, особливо у великих або промислових котлах [3]. Чисельне моделювання часто є ефективним при аналізі теплопередачі та полів температури димових газів [4]. Важливо зазначити, що не завжди чисельні результати досліджень надійні, щоб гарантувати виконання відповідних стандартів ЄС [5] та директив в процесі експлуатації. Тому для забезпе-

чення достовірності результатів чисельні дослідження поєднуються з експериментальними вимірюваннями. Чисельна частина дослідження стосується моделювання процесу спалювання біомаси, а вхідні дані для моделювання отримують з експериментальних вимірювань. Деяким недоліком маломасштабної технології спалювання біомаси є викиди твердих частинок [6].

Дане дослідження та моделювання проводилось для процесу горіння деревних гранул, рослинних гранул з соломи ріпаку та гранул з бурякового жому. У дослідженні [7] були проаналізовані газоподібні викиди та викиди твердих частинок, що утворюються при спалюванні чистого відпрацьованого кавового осаду та змішаного з сосною тирсою (50/50 % маси) в побутовому котлі на пелетах. Стосовно викидів твердих частинок зроблено висновок, що вони у 3,5 рази вищі порівняно з сумішшю та в 10,3 рази вищі порівняно з гранулами чистої соснової тирси. Для порівняння: типові викиди твердих частинок при спалюванні сертифікованих та несертифікованих деревних пелет коливаються від 21,9 до 110 мг/м³ при 10% O₂ в сухих димових газах [8]. Крім більших викидів забруднюючих речовин, спалювання агропелет супроводжується високим вмістом золи та низькою температурою її плавлення. Так, в роботі [9] показано, що гранули з пшеничної соломи через високий вміст золи та низьку температуру плавлення золи непридатні для побутового застосування. Цей висновок узгоджується з дослідями авторів [10] щодо використання гранул, які складаються з чистої пшеничної соломи. Більш детальну інформацію про загальні проблеми, пов'язані з особливостями горіння біопелет, можна знайти у роботі авторів [11].

Формулювання цілі. Дослідження направлено на вдосконалення існуючих та розробку інноваційних пальників, з метою їх ефективної інтеграції до більшості існуючих котлів, із забезпеченням високої теплової ефективності та дотриманням відповідних екологічних вимог. Методи дослідження: чисельні із застосуванням сучасних комп'ютерних засобів моделювання гідродинаміки, теплообміну і горіння та експериментальні – на діючому устаткуванні системи індивідуального опалення.

Опис методики проведення дослідження. Дослідження спалювання пелет аграрного походження проводилось на експериментальній установці на основі твердопаливного котла з пелетним пальником [12].

З метою дослідження процесів, що відбуваються під час спалювання біомаси в вище згаданому пелетному пальнику, була створена CFD-модель системи котельно-пелетний пальник, яку реалізовано засобами комерційного пакету ANSYS-Fluent (рис. 1).

Скінчено-елементна сітка моделі враховує розвиток прилежового шару на всіх твердотільних поверхнях котла. Область поза прилежовим шаром моделювалась за допомогою нерівномірної тетраедричної сітки (рис. 2).

Після конвертації моделі в Fluent є можливість заощадити об'єм оперативної пам'яті комп'ютера при проведенні розрахунків шляхом об'єднання тетраедричних скінчених елементів в шестигранні. При цьому скошеність (Skewness) не перевищувала 0,8, а співвідношення сторін (AspectRatio) кінцевих елементів не перевищувало 40 (рис. 3).

Методика CFD-моделювання. Відомо, що явища переносу імпульсу і маси в хімічно реагуючих потоках описуються досить складною нелінійною системою рівнянь в часткових похідних. Ця система містить рівняння нерозривності, осереднені по Рейнольдсу рівняння збереження енергії, імпульсу і маси (Нав'є-Стокса), а також рівняння переносу *i*-го компонен-

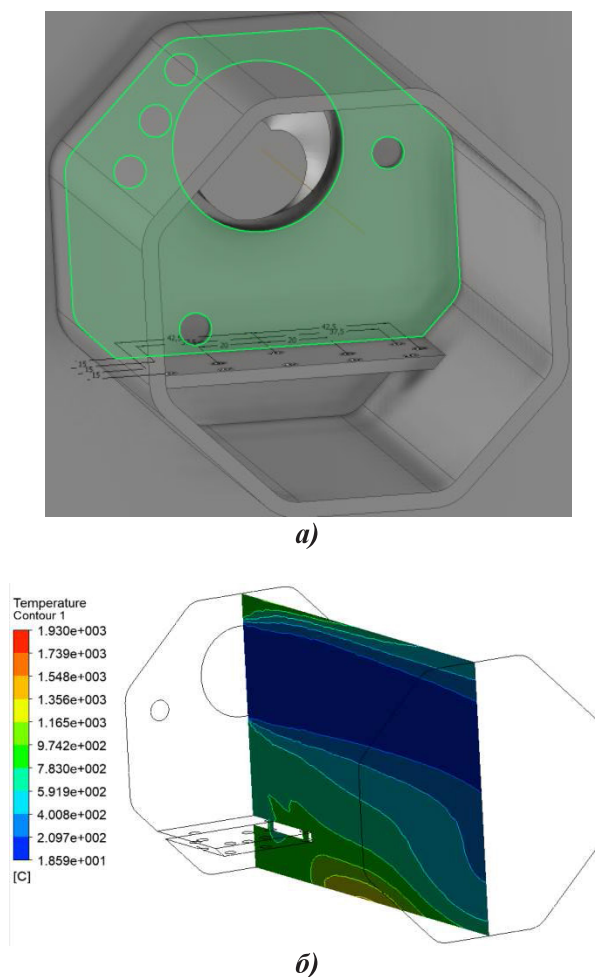


Рис. 1. Геометрична модель пальника (а) та орієнтовний розподіл температур в перерізі пальника (б)

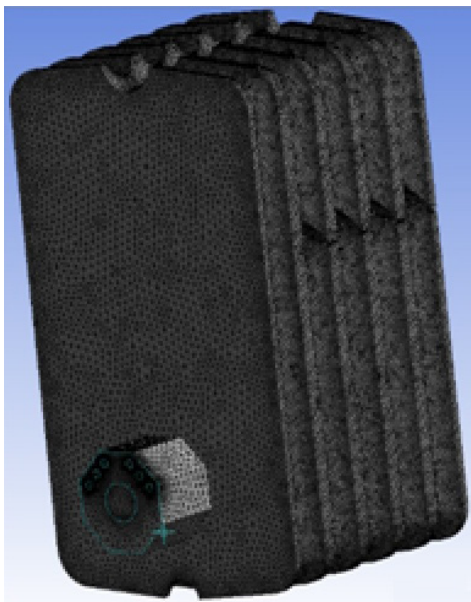


Рис. 2. Тетраедрична розрахункова сітка

та суміші, які розв'язуються чисельними методами в середовищі Ansys-Fluent. Для моделювання складових тензора напруг Рейнольдса підхід Буссінеска, який є найбільш поширеним при чисельному моделюванні.

Для замикавання осереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса використовувалась Realizable k -модель турбулентності, що відрізняється від стандартної k -моделі альтернативним формулюванням виразу для розрахунку турбулентної в'язкості:

$$\mu = \frac{\rho}{\left(A_0 + A_s \frac{U^* k}{\varepsilon}\right)} \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (1)$$

де змінні A_0 , A_s та U^* є функцією градієнту швидкості.

Також Realizable k -модель турбулентності забезпечує позитивність нормальних напруг ($\overline{(u'_i)^2} \geq 0$) і виконання нерівності Шварца: $\overline{(u'_i u'_j)} \leq \overline{(u'_i)^2} \cdot \overline{(u'_j)^2}$. Транспортні рівняння для k та Realizable моделі турбулентності можна знайти в [13].

Використання описаної CFD-моделі обрано тому, що вона розроблена для потоків, що містять струмені (вприскування нагрітого повітря крізь прошарок палива), примежові шари розвиваються під дією сильних несприятливих градієнтів тиску (омивання жаро-профільних труб котла), яке супроводжується відривом потоку, а також для урахування зон із сильною обтічною кривизною.

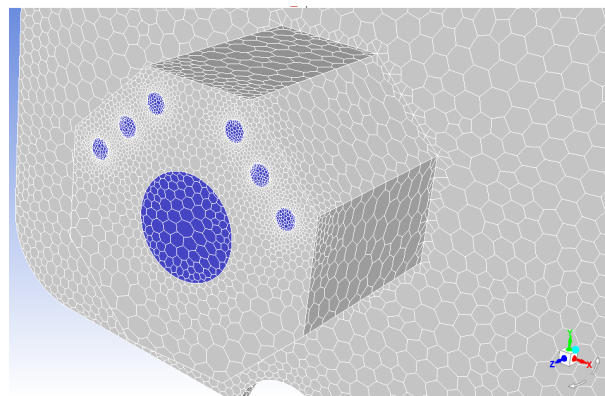


Рис. 3. Розрахункова сітка типу «Polyhedra»

Для моделювання течії в примежовому шарі використані нерівноважні пристінні функції. Їх сильними сторонами є те, що вони призначені враховувати чутливість логарифмічного закону, який постулює розподіл швидкості потоку в примежовому шарі, до градієнта тиску. Тим самим вони адекватно прогнозують виникнення від'ємного градієнта тиску і появу зворотних течій в порівнянні із стандартними пристінними функціями.

$$\frac{\tilde{U} C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{\tau_w / \rho} = \frac{1}{\kappa} \ln \left(E \frac{\rho C_\mu^{1/4} k^{1/2} y}{\mu} \right) \quad (2)$$

де

$$\tilde{U} = U - \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} \left[\frac{y_v}{\rho \kappa^* k^{1/2}} \ln \left(\frac{y}{y_v} \right) + \frac{y - y_v}{\rho \kappa^* k^{1/2}} + \frac{y_v^2}{\mu} \right] \quad (3)$$

де y_v – відстань від непроникної твердої стінки до верхньої межі в'язкого підшару (зазвичай становить $y^+ \approx 5$), а y_n – відстань від непроникної твердої стінки до верхньої межі турбулентного ядра.

Температура в примежовому шарі розраховується наступним чином:

$$T^* = \frac{(T_w - T) \rho C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{q''} \quad (4)$$

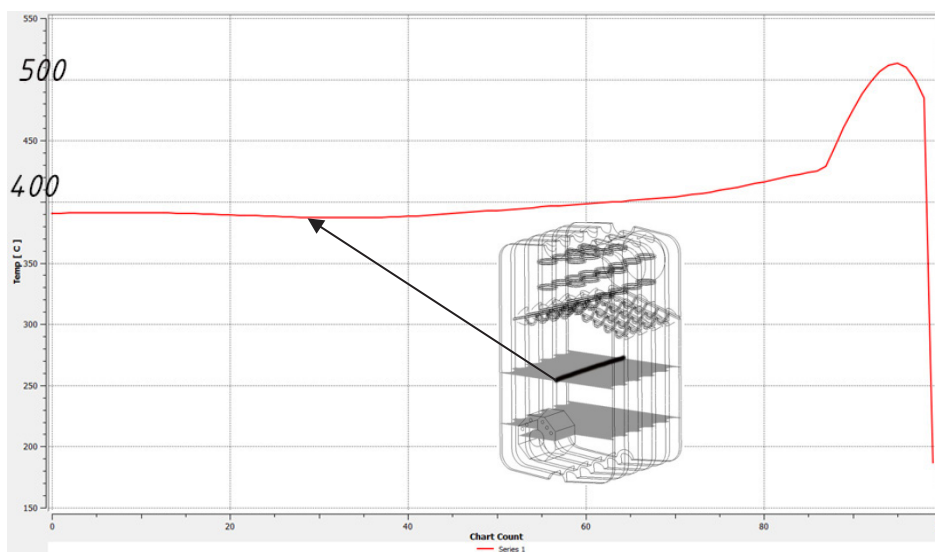
де C_μ згідно використаної Realizable k - ε моделі турбулентності:

$$C_\mu = \frac{1}{\left(A_0 + A_s \frac{U^* k}{\varepsilon}\right)} \quad (5)$$

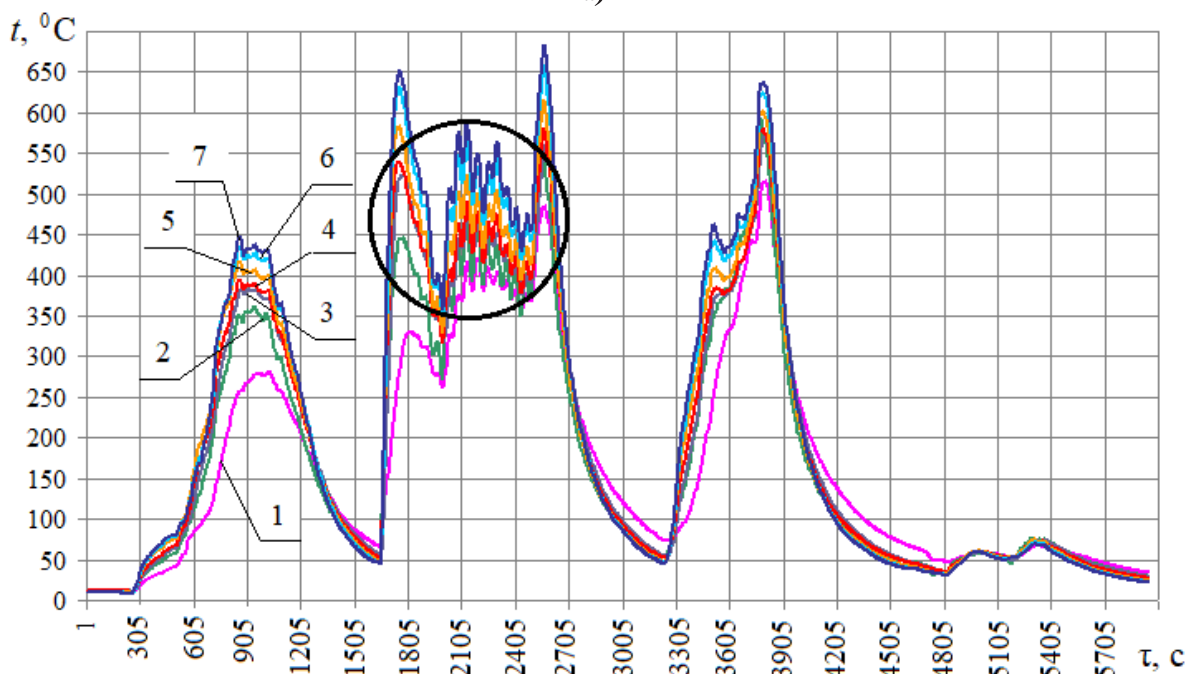
Після завдання гідродинамічних характеристик потоку використана модель горіння без попереднього змішування (non-premixed combustion model). Відправною точкою для її використання є створення PDF таблиці (PDF – probability distribution function – функція розподілу вірогідності). Цей файл містить інформацію про залежність змісту компонентів і температур від

фракційного складу суміші і використовується ANSYS-Fluent для набуття цих значень в процесі розв'язку.

При визначенні PDF-таблиці використовувались рівняння Equilibrium Chemistry (Рівноважна хімія), які мають значно більшу точність. За допомогою цієї моделі є можливість включити ефекти проміжних реакцій і реакцій дисоціації, створюючи більш реалістичні про-



a)



б)

Рис. 4. Порівняння результатів моделювання температур продуктів спалювання деревних пелет (а) з вимірюваними значеннями у топці котла (б): 1-7 – значення температур, що вимірювались термодатчиками №2-№8 відповідно (див. рис. 3)[12]

гнози температури полум'я, ніж загальноприйнята модель Eddy-Dissipation.

Теплогідравлічні особливості течії у «водяній сорочці» CFD-моделі котла. Під час виконання дослідження було проведено моделювання топкової камери автоматичного котла на твердому паливі VIADRUS потужністю 25 кВт. Порівняння результатів вимірювання з отриманими результатами при моделюванні представлені на рис. 4. Результати чисельних досліджень представлені у стаціонарній постановці, витрати палива і окисника для виконання розрахунків обрано з огляду на усталені показники вимірювання температур, що відповідає робочому режиму роботи котла (див. рис. 4 б)). Тобто, порівняння результатів вимірів слід виконувати за температурним графіком у часовому діапазоні 2105...2550 с. Представлені результати відповідають максимальній витраті палива $1,2 \times 10^{-3}$ кг/с

і швидкості подачі повітря на пальник 2 м/с. Слід зазначити, що виміряні температури знаходяться в діапазоні значень 400...550 °С. За результатами розрахунків максимум температур в обраному перетині відповідає 510 °С, а більшість температурного графіку знаходиться в районі ≈ 400 °С, таким чином співставлення результатів дає можливість зробити висновок про задовільне співпадіння даних і підтверджує можливість використання застосованої математичної моделі для дослідження робочого процесу паливкової системи котла.

Результати моделювання теплогідравлічного стану об'єкту приведені на рис. 5. Як видно, топкова камера в об'ємі обмежена «водяною сорочкою». Зверху розташовується теплообмінник, конструкція якого являє собою додаткову секцію гідравлічної системи котла, що складається з оребрених труб. Така секційна

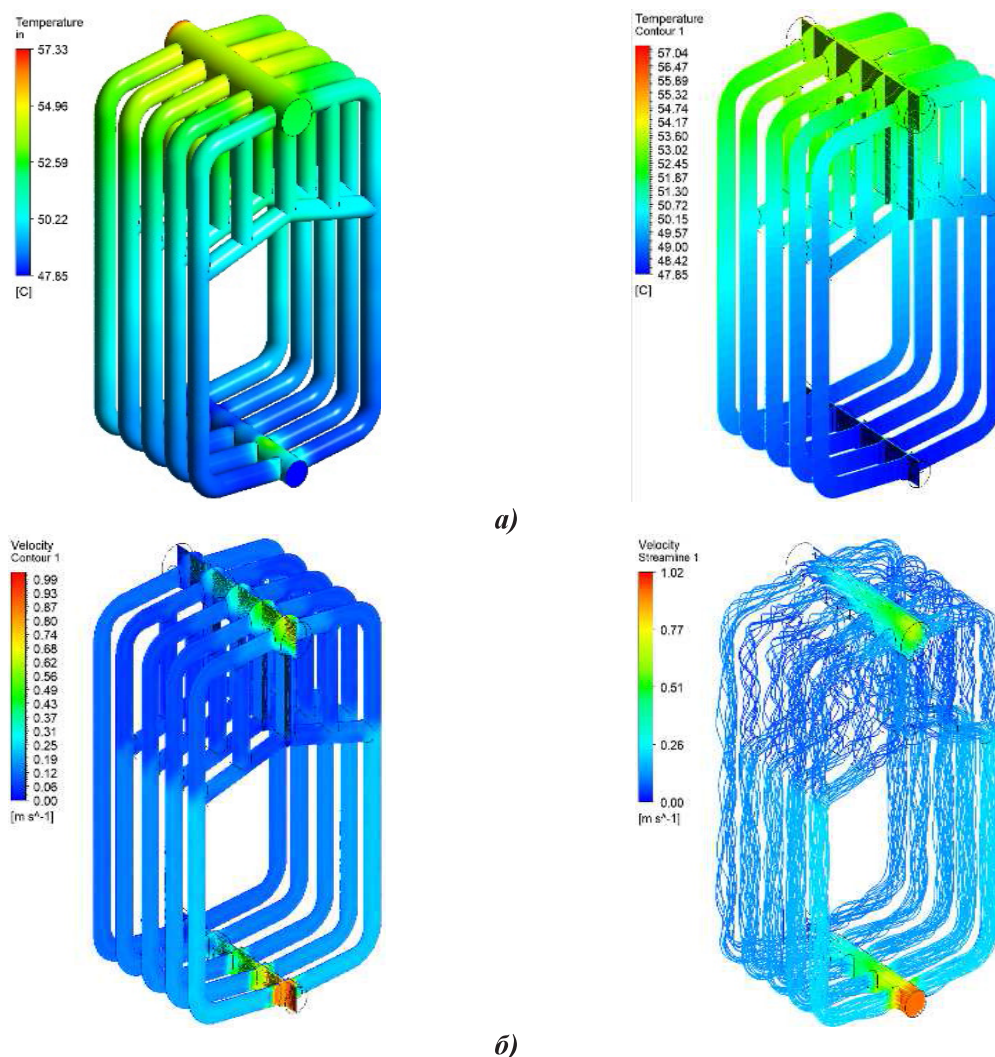


Рис. .5 Температура (а) та швидкість (б) теплоносія

конструкція котла дозволяє набирати необхідну потужність, а збільшення площі теплообміну за рахунок теплообмінника підвищує ефективність утилізації теплоти відхідних газів. Отримані температурні градієнти показують, що температура теплоносія на виході становить 57°C , що відповідає робочому режиму опалювальної системи, а розрахунковий підігрів води у котлі не суперечить паспортним даним і не перевищує 15°C . Швидкість циркуляції обрана з огляду на паспортні характеристики і складає 1 м/с (рис. 5).

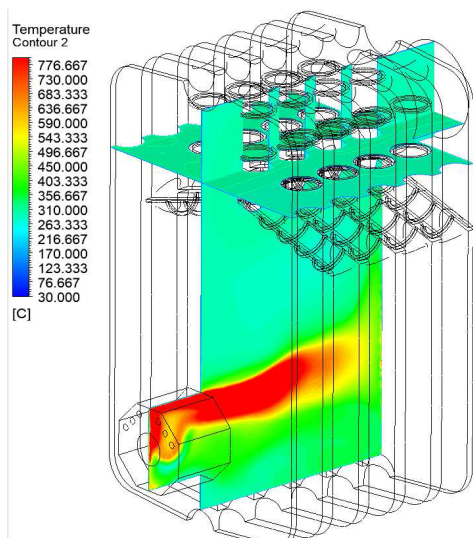


Рис. 6. Поле температур продуктів горіння деревних пелет

Поле температур у топковій камері приведено на рис. 6. Високотемпературна зона за результатами моделювання відповідає дійсній картині розвитку факелу і утворюється примусовим обдуванням підігрітого палива на спеціально обладнаній запальним теном платформі пальника. Значні швидкості подачі окисника на деяких режимах сприяють безпосередньому контакту високонагрітих продуктів спалювання у факелі з фронтовою стінкою топкової камери. За виключенням об'ємної зони існування факелу, температурне поле у розрізі топки достатньо рівномірне з верхньою межею біля 520°C . Слід відмітити досить високі значення температур у зоні виходу продуктів спалювання з топки до димоходу (більше 300°C), але такі рівні температур відповідають результатам вимірювань у точці відбору проб для проведення газового аналізу, де одночасно з проведенням газового аналізу фіксувалася також температура.

Використаний пакет прикладних програм обчислювальної гідродинаміки ANSYS-Fluent має досить широкі можливості стосовно розрахунку та візуального представлення розрахункових параметрів. На рис. 7 приведений розподіл Mean Mixture Fraction, що показує межі, де вуглець і летючі переходять з твердої в газоподібну фазу. Орієнтовно, приведені результати слід інтерпретувати як такі, що моделюють вихід твердих часток. Процес утворення незгорілих летючих твердих частинок є показовим при спалюванні твер-

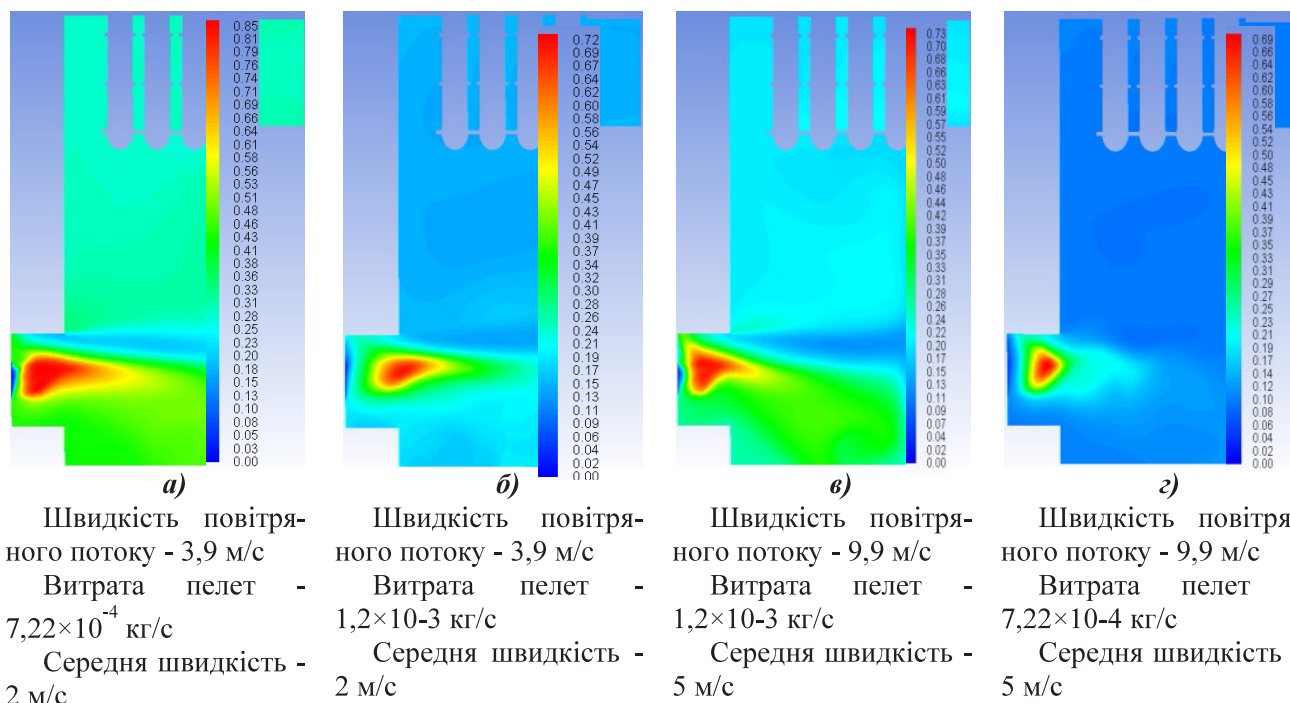


Рис. 7. Розподіл параметру Mean Mixture Fraction у центральному перетині топкової камери

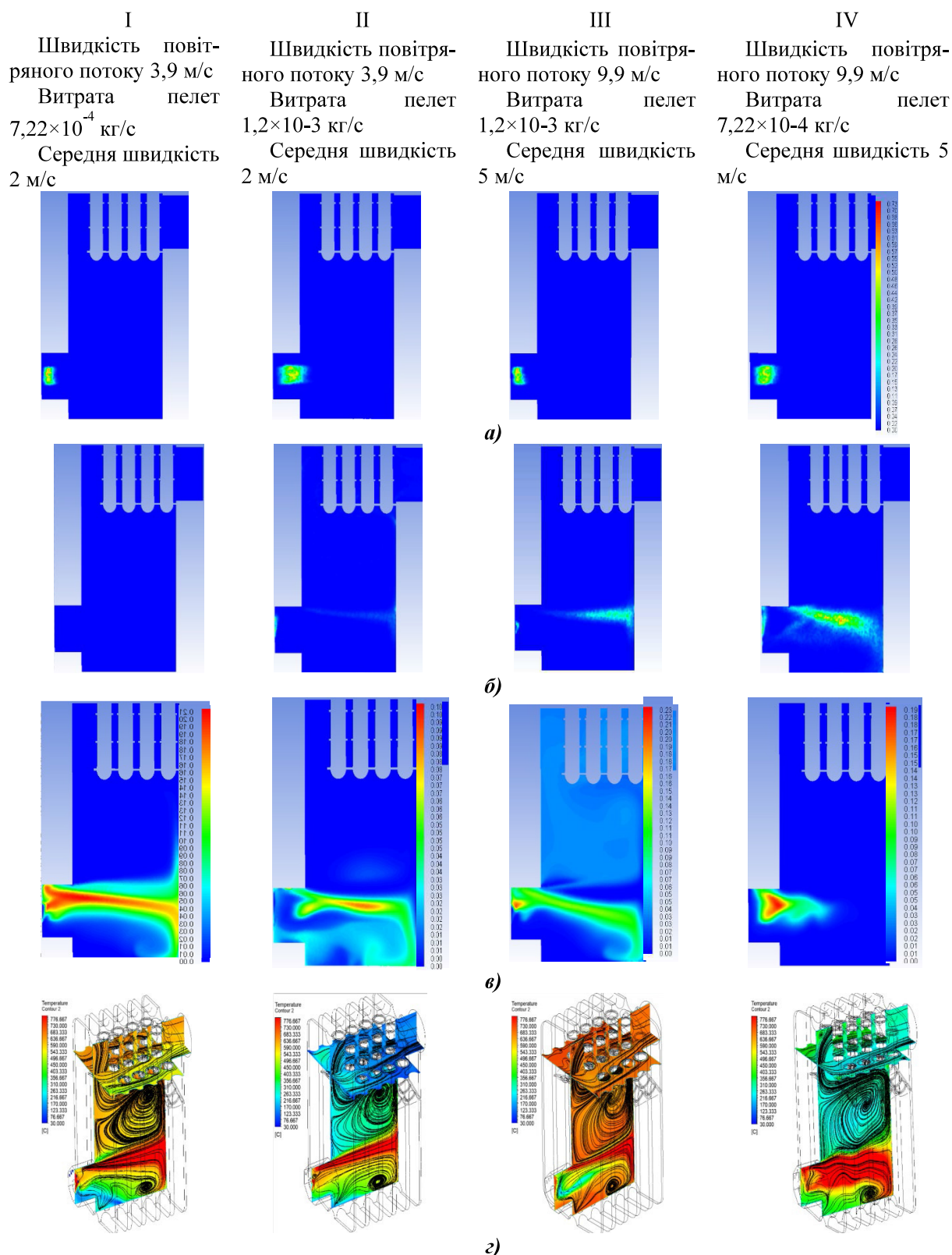


Рис. 8. Розподіл параметрів: вихід летючих (а), ступінь вигорання вуглецю (б), розподіл масової долі компонента реакції CO (в) та температура (г) у центральному перетині топкової камери для різних режимів навантаження установки

дих палив будь-якого походження і потребує контролю при експлуатації твердопаливних котлів. Очевидно, що найбільш інтенсивний процес переходу до газової фази відбувається у пальнику і в області існування факелу, але при зміні режимів горіння процес реагування вуглецю уповільнюється, займаючи при цьому майже весь об'єм топки (рис. 7 а), в)).

На рис. 8 а) представлені результати моделювання параметрів Evaporation/Devolatilization (DPM вихід летючих); 8 б) - DPM Burnout (ступінь вигорання вуглецю); 8 в) - розподіл масової долі компонента реакції CO, та 8 г) - температурні поля з лініями струмів реагуючого потоку у центральному перетині топкової камери при різних режимах горіння.

Розподіл наведених параметрів корелюється з гідродинамічною картиною потоку реагуючої суміші. На всіх представлених режимах видно, що існує розвинений факел реагуючих компонентів палива, який розповсюджується у горизонтальному положенні фактично відбиваючись від фронтальної стінки топки і заповнює продуктами горіння як нижню подову частину, так і її загальний об'єм (рис. 8 г)). При цьому, як показують розрахунки, верхня частина топкової камери до теплообмінника має більш рівномірний температурний розподіл у порівнянні з подовою частиною, де на більшості режимів відбувається охолодження факелу холодним повітрям і проходження реакції окиснення вуглецю сповільнюється (рис. 8 в)). Найбільш інтенсивне згоряння летких речовин у CO відбувається в полум'ї та у каналі пальника. Порівняння з температурними полями на рис. 8 вказує на відповідність зон високої інтенсивності доокиснення CO та зон з температурою $> 550^{\circ}\text{C}$. Однак, турбулентність є ще одним фактором, який визначає остаточну картину швидкостей проходження реакції горіння. Реакції CO з CO_2 ще мають високу інтенсивність на вході в першу частину конвективного теплообмінника у зв'язку з досить високою концентрацією CO, досить високі температури для спалювання CO і підвищений рівень турбулентності, що забезпечується обтіканням оребрених труб. Слід зазначити, що у цих областях швидкість реакції горіння переважно обмежена рівнем турбулентності (рис. 8 б)). Результати також показують, що одна частина повітря для горіння, що виходить з пальника і тече під полум'ям, є надлишковою для процесів горіння (утворюючи там холодні зони, які можуть обмежувати швидкість реакцій горіння, рис. 8 г)).

Висновки. В роботі наведено результати розрахунку горіння пелет за допомогою скінчено-елементних CFD-моделей котла і пальника. Комп'ютерна мо-

дель є чутливою до теплофізичних властивостей реагуючих компонентів і кінетики реакцій, проте коректне їх задання дозволить проводити досить точну оцінку аеродинамічної структури потоку в пальниках і топці котла, в яку даний пальник встановлено, а також емісійних характеристик викидів при спалюванні біомаси.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Basok B., Veremiichuk A., Baranyuk O., Siruy O. Simulation of biopellet combustion process in low power boilers. Actual problems of renewable energy, construction and environmental engineering, Kielce. 2021. P. 141-144.
2. Directive 2018/2001/EC of 11 December 2018 on the Promotion of the Use of Energy from Renewable Source.
3. Zhou A, Xu H, Xu M, Yu W, Li Z, Yang W. Numerical investigation of biomass co-combustion with methane for NOx reduction. Energy. 2020. V. 194. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116868>
4. Echi S, Bouabidi A, Driss Z, Abid M. CFD simulation and optimization of industrial boiler. Energy. 2019. V. 169. P. 105-114. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.006>
5. EN 303-5. Heating boilers – Part 5: heating boilers for solid fuels, manually and automatically stoked, nominal heat output of up to 500 kW – Terminology, requirements, testing and marking. 2012.
6. Kraiem N, Lajili M, Limousy L, Said R, Jeguirim M. Energy recovery from Tunisian agri-food wastes: evaluation of combustion performance and emissions characteristics of green pellets prepared from tomato residues and grape marc. Energy. 2016. V. 107. P. 409-418. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.04.037>
7. Limousy L, Jeguirim M, Dutournie P, Kraiem N, Lajili M, Said R. Gaseous products and particulate matter emissions of biomass residential boiler fired with spent coffee grounds pellets. Fuel. 2013. V. 107. P. 323-329. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.10.019>
8. Vicente E, Vicente A, Evtugina M, Tarelho L, Almeida S, Alves C. Emissions from residential combustion of certified and uncertified pellets. Renew Energy. 2020. V. 161. P. 1059-1071. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.07.118>
9. Verma V, Bram S, Delattin F, Laha P, Vandendael I, Hubin A, et al. Agro-pellets for domestic heating boilers: standard laboratory and real life performance. Applied Energy. 2012. V. 90(1). P. 17-23. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.12.079>

10. *Horvat I, Dovic D, Filipovi_c P.* Laboratory testing of domestic hot water boiler while fired with different biomass pellets. In: 13th Conference on sustainable development of energy, water and environment systems. Palermo, Italy: SDEWES; 2018.

11. *Horvat I, Dovic D.* Combustion of agricultural biomass - issues and solutions. Trans FAMENA. 2018. V. 42. P. 75-86. <https://doi.org/10.21278/TOF.42Si107>

12. *Лисенко О.М., Веремійчук Г.М., Сірий О.А.* Дослідження спалювання пелет сільськогосподарського походження у котлах потужністю до 25 кВт. Теплофізика та Теплоенергетика. 2022. Т. 44. №3. С. 99-108. <https://doi.org/10.31472/ttpe.3.2022.0>

13. *Cosic B, Stanic Z, Duic N.* Geographic distribution of economic potential of agricultural and forest biomass residual for energy use: case study Croatia. Energy. 2011. V. 36(4). P. 2017-2028. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.10.009>

SIMULATION OF PELLET COMBUSTION IN BOILERS UP TO 25 kW

Baraniuk O.V.¹, Siryi O.A.¹, Veremiichuk H.M.^{1,2},
Lysenko O.M.^{1,2},

¹ National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky
Kyiv Polytechnic Institute", Politechnichna str., 6, Kyiv,
03056, Ukraine

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

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2022.11>

The research is aimed at improving existing and developing innovative burners, with the aim of their effective integration into most existing boilers, ensuring high thermal efficiency and compliance with relevant environmental requirements.

Research methods: numerical with the use of modern computer modeling tools of hydrodynamics, heat exchange and combustion, and experimental – on the existing equipment of the individual heating system.

Results. The paper presents the results of pellet combustion calculations using finite-element CFD models of the boiler and burner in the ANSYS-Fluent software environment. When modeling the components of the Reynolds stress tensor, the Boussinesq approach was used, and the Realizable k-model of turbulence was used to close the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. A comparison of the numerical simulation results with our own experimental data shows a satisfactory match and confirms the possibility of using the selected model for the burner-boiler system.

In the future, the conducted research can be used to increase the combustion efficiency when burning pellet biofuel and to modernize the burners of low-power boilers of communal and industrial heat energy, the social-budgetary sphere, and an individual household sector.

References 13, figure 8.

Key words: biofuel, pellets, combustion, burner, temperature, domestic boiler.

1. Basok B., Veremiichuk A., Baranyuk O., Siruy O. Simulation of biopellet combustion process in low power boilers. Actual problems of renewable energy, construction and environmental engineering, Kielce. 2021. P. 141-144.

2. Directive 2018/2001/EC of 11 December 2018 on the Promotion of the Use of Energy from Renewable Source.

3. Zhou A, Xu H, Xu M, Yu W, Li Z, Yang W. Numerical investigation of biomass co-combustion with methane for NOx reduction. Energy. 2020. V. 194. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116868>

4. Echi S, Bouabidi A, Driss Z, Abid M. CFD simulation and optimization of industrial boiler. Energy. 2019. V. 169. P. 105-114. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.006>

5. EN 303-5. Heating boilers – Part 5: heating boilers for solid fuels, manually and automatically stoked, nominal heat output of up to 500 kW – Terminology, requirements, testing and marking. 2012.

6. Kraiem N, Lajili M, Limousy L, Said R, Jeguirim M. Energy recovery from Tunisian agri-food wastes: evaluation of combustion performance and emissions characteristics of green pellets prepared from tomato residues and grape marc. Energy. 2016. V. 107. P. 409-418. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.04.037>

7. Limousy L, Jeguirim M, Dutournie P, Kraiem N, Lajili M, Said R. Gaseous products and particulate matter emissions of biomass residential boiler fired with spent coffee grounds pellets. Fuel. 2013. V. 107. P. 323-329. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.10.019>

8. Vicente E, Vicente A, Evtyugina M, Tarelho L, Almeida S, Alves C. Emissions from residential combustion of certified and uncertified pellets. Renew Energy. 2020. V. 161. P. 1059-1071. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.07.118>

9. Verma V, Bram S, Delattin F, Laha P, Vandendael I, Hubin A, et al. Agro-pellets for domestic heating boilers: standard laboratory and real life performance. Applied Energy. 2012. V. 90(1). P. 17-23. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.12.079>

10. Horvat I, Dovic D, Filipovi c P. Laboratory testing of domestic hot water boiler while fired with different bio-mass pellets. In: 13th Conference on sustainable development of energy, water and environment systems. Palermo, Italy: SDEWES; 2018.

11. Horvat I, Dovic D. Combustion og agricultural biomass - issues and solutions. Trans FAMENA. 2018. V. 42. P. 75-86. <https://doi.org/10.21278/TOF.42Si107>

12. Lysenko O.M., Veremiichuk H.M., Siryi O.A. Research of burning of agri-cultural pellets in boilers with capacity up to 25 kW. Thermophysics and Thermal Power Engineering. 2022. V. 44. №3. P. 99-108. <https://doi.org/10.31472/tpe.3.2022.0> (in Ukr.).

13. Cosic B, Stanic Z, Duic N. Geographic distribution of economic potential of agricultural and forest biomass residual for energy use: case study Croatia. Energy. 2011. V. 36(4). P. 2017-2028. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.10.009>

Отримано 08.09.2022

Received 08.09.2022