НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК УКРАИНЫ
ИНСТИТУТ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕПЛОФИЗИКИ
НАН УКРАИНЫ

ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА

МЕЖДУНАРОДНЫЙ НАУЧНО-ПРИКЛАДНОЙ ЖУРНАЛ

Выходит 6 раз в год
Основан в 1979 г.

Том 39, № 4, 2017

Главный редактор – **ДОЛИНСКИЙ А.А.**

Редакционная коллегия:

Авраменко А.А.
Бабак В.П.
Базеев Е.Т.
Басок Б.И. – зам. главного редактора
Буляндра А.Ф.
Гелетуха Г.Г.
Дубовской С.В.
Клименко В.Н.
Круковский П.Г.
Письменный Е.Н.
Пятничко А.И.
Сигал А.И.
Снежкин Ю.Ф.
Фиалко Н.М.
Халатов А.А.
Чайка А.И.
Шморгун В.В. – ответственный секретарь

Редакционный совет:

Алексеенко С.В. (Россия)
Балтренас П.Б. (Литва)
Бончев Г. (Болгария)
Вацлавик Ю. (Польша)
Коверда В.П. (Россия)
Люриг Х. (Германия)
Маджамдар А. (Канада)
Матеи И. (Румыния)
Мизута И. (Япония)
Минг-Шан-Жу (Китай)
Накоряков В.Е. (Россия)
Сайред Н. (Великобритания)
Тоттен Дж. Е. (США)

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ

Долінський А.А., Ободович О.М., Сидоренко В.В.
Вдосконалення технології біологічного очищення стічних вод за рахунок нових тепломасообмінних аераційно-окиснювальних апаратів роторного типу.....5

Халатов А.А., Коваленко А.С.,Резник С.Б.
Особенности организации пленочного охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин.....11

Фиалко Н.М., Динжос Р.В., Шеренковский Ю.В., Меранова Н.О., Навродская Р.А.
Теплопроводность полимерных микро- и нанокомпозитов на основе полиэтилена при различных методах их получения.....21

Халатов А.А., Коваленко Г.В., Мейрис А.Ж.
Теплоотдача при поперечном обтекании воздухом трубы с искусственной асимметрией.....27

Авраменко А.А., Ковецкая Ю.Ю.
Теплообмен и гидродинамика при смешанной конвекции в пористом микроканале.....33

ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Булій Ю.В., Ободович О.М.
Підвищення ефективності процесів масообміну між рідиною і парою в брагоректифікаційних установках.....39

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Фіалко Н.М., Тимченко М.П.
Технології накопичення енергії у складі інтелектуальних систем енергозабезпечення.....44

АТОМНАЯ ЭНЕРГЕТИКА

Авраменко А.А., Дмитренко Н.П., Ковецкая М.М.
Влияние проницаемости шаровой засыпки на теплообмен в активной зоне ядерного реактора с гелиевым теплоносителем 55

КОММУНАЛЬНАЯ И ПРОМЫШЛЕННАЯ ЭНЕРГЕТИКА

Басок Б.И., Базеев Е.Т..
Инновационные технологии для зданий – приоритет повышения энергоэффективности в Украине..... 61

Навродська Р.О., Фіалко Н.М., Гнєдаш Г.О., Сбродова Г.О.

Енергоефективна теплоутилізаційна система для підігрівання тепломережної води та дуттьового повітря котлів комунальної теплоенергетики.....69

ВОЗОБНОВЛЯЕМАЯ ЭНЕРГЕТИКА

Гелетуха Г.Г., Желєзна Т.А., Баштовий А.І.

Створення конкурентного ринку біопалив в Україні. Частина 2.....76

Воробйов Л.Й., Сергієнко Р.В., Бурова З.А., Назаренко О.О.

Моделювання теплових процесів у квазідиференціальному калориметрі.....81

NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES OF UKRAINE
INSTITUTE OF ENGINEERING THERMOPHYSICS

INDUSTRIAL HEAT ENGINEERING

INTERNATIONAL SCIENTIFIC AND APPLIED JOURNAL

Published bimonthly
Founded in 1979

Volume 39, № 4, 2017

Editor in Chief – **A. DOLINSKY**

Editorial Board Members:

A. Avramenko
V. Babak
E. Bazeev
B. Basok – Associated Editor
A. Bulyandra
G. Geletykha
S. Dubovskoi
V. Klimenko
P. Krukovsky
Ye. Pysmennyy
A. Pyatnichko
A. Sigal
Yu. Snezhkin
N. Fialko
A. Khalatov
A. Chaika
V. Shmorgun – Responsible Secretary

Advisory Editorial Board:

S. Alekseenko (Russia)
P. Baltrenas (Lithuania)
G.Bonchev (Bolgariya)
J. Wazlawik (Poland)
V. Coverda (Russia)
H. Lurig (Germany)
A. Mujumdar (Canada)
J. Matei (Romania)
Y. Mizuta (Japan)
Ming-Shan-Zhu (China)
V. Nakoryakov (Russia)
N. Syred (United Kingdom)
G. Totten (USA)

CONTENTS

HEAT AND MASS EXCHANGE PROCESSES

Dolinskyi A.A., Obodovych O.M., Sydorenko V.V.

Improving technology of biological wastewater treatment by new heat and mass transfer, aeration and oxidation equipment of rotor type.....5

Khalatov A.A., Kovalenko A.S., Reznik S.B.

Features of organization of film cooling of high temperature gas turbines blades.....11

Fialko N.M., Dinzhos R.V., Sherenkovskiy Yu.V., Meranova N.O., Navrodskaya R.A.

Heat conductivity of polymeric micro- and nanocomposites based on polyethylene at various methods of their preparation.....21

Khalatov A.A., Kovalenko G.V., Meyris A.J.

Heat transfer at the cross flow of tube with an artificial asymmetry.....27

Avramenko A.O., Kovetska Y.Y.

Heat transfer and hydrodynamics at mixed convection in a porous microchannel.....33

HEAT AND MASS EXCHANGE APPARATUS

Bulii Yu.V., Obodovych O.M.

Improving the effectiveness of mass transfer processes between liquid and vapor in distillation column.....39

HEAT POWER UNITS

N.M. Fialko, M.P. Timchenko

Energy storage technologies within the intellectual energy supply systems.....44

NUCLEAR POWER

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

Effect of permeability of peble bed on heat transfer in the core of nuclear reactor with helium coolant.....55

DISTRICT AND INDUSTRIAL HEAT POWER

Basok B.I., Bazeev E.T.

Priority of increase of energy efficiency in Ukraine.....61

Navrodskaya R.A., Fialko N.M., Gnedash G.A., Sbrodova G.A.

Energy-efficient heat recovery system for heating the backward heating system water and blast air of municipal boilers.....69

RENEWABLE ENERGY SYSTEMS

Geletukha G.G., Zheliezna T.A., Bashtovyi A.I.

Creation of the competitive biofuel market in Ukraine. Part 2.....76

MEASUREMENT, CONTROL, AUTOMATION OF THERMAL PROCESS

Vorobiov L.I., Serhiienko R.V., Burova Z.A., Nazarenko O.A.

Thermal processes modeling in quasi-differential calorimeter.....81

УДК 628.35

ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ БІОЛОГІЧНОГО ОЧИЩЕННЯ СТІЧНИХ ВОД ЗА РАХУНОК НОВИХ ТЕПЛОМАСООБМІННИХ АЕРАЦІЙНО-ОКИСНЮВАЛЬНИХ АПАРАТІВ РОТОРНОГО ТИПУ

Долінський А.А., д.т.н., академік НАН України, Ободович О. М., д.т.н., Сидоренко В. В., к.т.н.

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Желябова, 2а, Київ, 03680, Украина

У статті запропонована схема етапу біологічного очищення стічних вод з використанням в якості аератора і змішувача апарату роторного типу. Представлені експериментальні дані по швидкості розчинення кисню в установці роторного типу, швидкості очищення стічних вод (за показником БПК) в залежності від частоти пульсацій. Представлені порівняльні характеристики очищення побутових стічних вод аераторів різних конструкцій.

В статье предложена схема этапа биологической очистки сточных вод с использованием в качестве аэратора и смесителя аппарата роторного типа. Представлены экспериментальные данные по скорости растворения кислорода в установке роторного типа, скорости очистки сточных вод (по показателю БПК) в зависимости от частоты пульсаций. Представлены сравнительные характеристики очистки бытовых сточных вод аэраторов различных конструкций.

In the article the scheme of a stage of biological wastewater treatment with the use of rotary-type apparatus as an aerator and mixer is proposed. Experimental data on the rate of oxygen dissolution in a rotary-type setup, the rate of wastewater treatment (in terms of biological oxygen demand), depending on the frequency of pulsations are presented. Comparative characteristics of purification of domestic wastewater from aerators of various designs are presented.

Бібл. 3, рис. 5, табл. 2.

Ключові слова: стічні води, біологічне очищення, аерація, частота пульсацій.

В даний час важливою науково-технічною проблемою є екологічний захист природного середовища від забруднення її відходами промислових виробництв та побутовими стоками населених пунктів. Попадання органічних і мінеральних забруднень у водні та грунтові басейни відбувається при скиданні комунальних та промислових стічних вод, що утворюються при реалізації технологічних процесів виробництва і переробки продукції і в процесі життєдіяльності людей. Особливість стічних вод, що скидаються на очисні споруди, полягає в тому, що вони в значній мірі забруднені речовинами органічного і мінерального походження, що знаходяться в дисперсній, колоїдній та розчиненій формах. Стічні води містять в своєму складі широкий спектр органічних вуглець, азот- і фосфоровмісних забруднень, що вимагають застосування різних фізико-хімічних і мікробіологічних способів вилучення їх із стічних вод.

Ефективність очищення стічних вод від забруднень в значній мірі залежить від організації гідравлічних і масообмінних процесів в аераційних спорудженнях (аеротенках), що є основною функціональною ланкою технологічної схеми аеробного біологічного очищення. Основними факторами, що впливають на вибір оптимальних режимів роботи аеротенків, є гідродинамічна схема течії потоків і ефективність процесу насичення рідкого середовища киснем повітря, що подається системами аерації [1].

Метою роботи є розробка нових тепломасообмінних аераційно-окиснювальних апаратів роторного типу, що дозволяють керувати гідродинамікою течії потоків і ефективно проводити процес масопереносу кисню з газової фази в рідку, інтенсифікуючи тим самим технологію очищення стічних вод.

В даний час проблеми забезпечення ефективної та надійної роботи систем аеробного біологічного очищення стічних вод населених пунктів і підприємств промисловості і сільського господарства як і раніше залишаються в центрі уваги науково-дослідних і проектно-конструкторських організацій всіх країн.

Науково-обгрунтовану технологічну оцінку і підбір способів очищення стічних вод для конкретних умов водогосподарських об'єктів слід проводити на базі знань про кінетику процесів очищення і гідродинаміку споруд. Інженерне оформлення сучасних процесів очищення стічних вод в аеротенках – це комплексне технічне рішення, що включає як кінетику, так і гідродинаміку процесів біологічного очищення.

Одними з найпоширеніших забруднень міських і виробничих стоків, що важко вилучаються, є дрібнодисперсні (колоїдні) і розчинені органічні забруднення. Фізико-хімічні методи їх вилучення і деструкції такі, як адсорбція, реагентна обробка, використання окиснювачів, екстракція і ін., поки ще занадто дорогі і малозастосовні для великих витрат стічних вод. Найрезультативнішим є біологічний метод, тому, що біологічне очищення забезпечує деструкцію складних органічних забруднень, що здійснюється безреагентним шляхом в звичайних фізико-хімічних умовах і при мінімальних витратах енергії. Біологічний метод екологічно чистий, тому що вуглець органічних сполук в результаті деструкції окиснюється до вуглекислоти і води, азот – до нітритів і нітратів, а живі клітини аеробних бактерій не тільки нешкідливі, але часто корисні на-

вколишньому середовищу. Біологічне очищення стічних вод здійснюється в спорудах з закріпленою мікрофлорою (біофільтри), з вільно плаваючою мікрофлорою (аеротенки) або зі змішаною мікрофлорою (аеротенки з насадкою, біотенки) [2]. Найбільшого поширення набули аераційні споруди типу аеротенків завдяки своїй універсальності і ефективності в роботі.

На рис.1 представлена найбільш поширена схема очищення стічних вод. Перша стадія – це механічне очищення. Для механічного очищення використовується наступне обладнання: решітки грубого очищення, пісковловлювач і первинний відстійник. Після первинного відстійника, очищена від грубих забруднень вода, надходить в аеротенк, а потім – у вторинний відстійник, де проходить біологічне очищення. Після біологічного очищення вода проходить стадію знезараження і викидається у водойму.

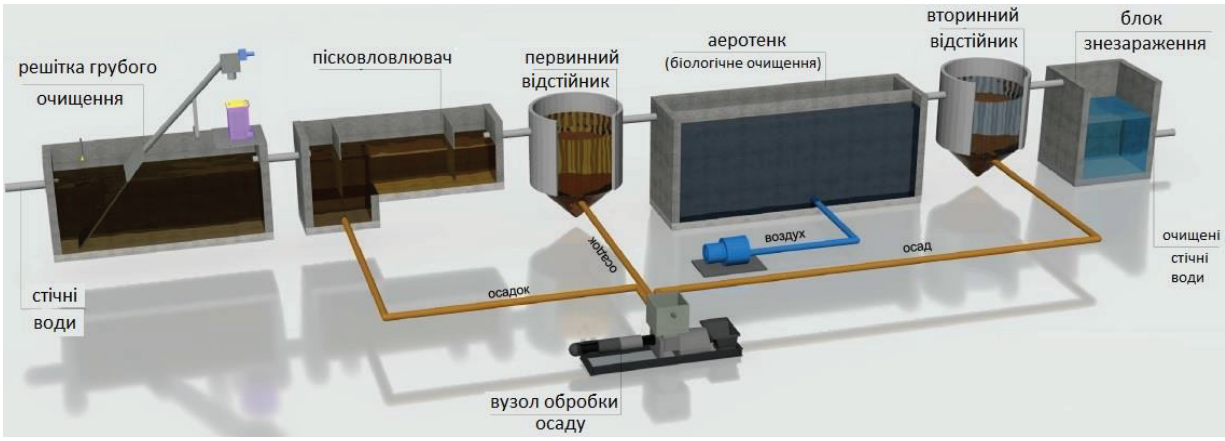


Рис. 1. Схема очищення стічних вод.

У схемі біологічного очищення найбільш важливим і складним вузлом є аеротенк, а точніше його система аерації. Аераційні системи бувають пневматичні, механічні та комбіновані.

Ефективність очищення стічних вод від забруднень в значній мірі залежить від організації гідравлічних і масообмінних процесів в аеротенках, що є основною функціональною ланкою технологічної схеми аеробного біологічного очищення.

Основними факторами, що впливають на вибір оптимальних режимів роботи аеротенків, є гідродинамічна схема руху потоків і ефективність процесу насичення рідини киснем повітря, що подається системою аерації.

За останні роки стічні води, що надходять на очисні споруди, значно перевищують граничнодопустимі концентрації забруднюючих речовин (табл.1). Це ускладнює роботу класичного обладнання, що здійснює біологічне очищення. Тому, необхідно вирішувати практичні завдання по шляху підвищення технічних можливостей існуючих схем біологічного очищення стічних вод.

Табл. 1. Перевищення гранично-допустимої концентрації речовин, що скидаються (ГДК), %

% перевищення	Назва					
	Феноли	Мідь	Цинк	Важки метали	Азотисті з'єднання	Радіонукліди
	200	700	800	900	600	150

В Інституті технічної теплофізики НАНУ розроблено схему біологічного очищення стічних вод із застосуванням нового тепломасообмінного аераційно-окиснювального обладнання роторного типу (рис. 2).

За запропонованою схемою процес очищення води здійснюється наступним чином. Стічні води, що пройшли механічне очищення і первинний відстійник, направляються в аеротенк. Аеротенк забезпечений двома або більше аераторами-окиснювачами роторного типу з дискретно-імпульсним введенням енергії. Дискретно-імпульсний введення енергії дозволяє трансформувати стаціонарну теплову, механічну або інші види енергії в енергетично потужні імпульси, дискретні в часі і просторі. В результаті цього на кордоні розділу фаз виникають ударні хвилі, розвинена міжфазна турбулентність, мікрокавітація, проникаючі мікрострумені і вихори, що призводить до інтенсивного диспергування бульбашок газу і збільшення площі поверхні контакту фаз. Аератор-окиснювач роторного типу призначений для трансформації електричної енергії, що вводиться в фізичні, гідродинамічні, акустичні впливи на суміш води, що очищається, активного мулу і кисню повітря.

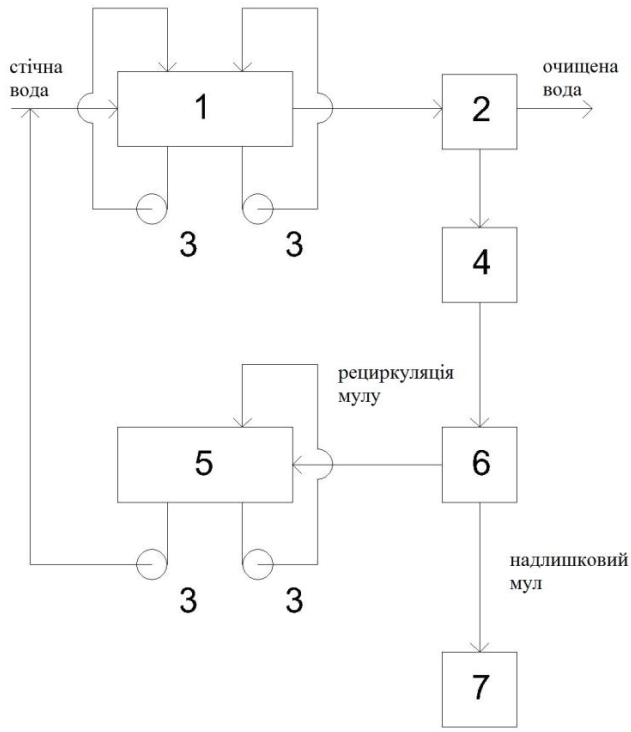


Рис. 2. Запропонована схема біологічного очищення стічних вод, розроблена в ІТТФ НАНУ: 1 – аеротенк; 2 – відстійник; 3 – аератор-окиснювач роторного типу; 4 – збірник мулу; 5 – реаератор; 6 – ущільнювач мулу; 7 – муловий майданчик.

Аератором-окиснювачем є роторно-пульсаційний апарат прохідного типу, який складається з корпусу з встановленими в ньому ротором і статором, виконаних у вигляді коаксиальних циліндрів з перерізами. Кількість перерізів, їх розміри, висота каналів, межциліндровий зазор вибираються в залежності від покладених на нього технологічних задач. Ротор, закріплений на валу електродвигуна, здійснює обертальний рух навколо своєї вісі. Повітря подається за рахунок самовсмоктування у вхідний патрубок, змішується зі стічною водою і активним мулом і газорідка суміш, що утворилась, надходить в порожнину ротора, проходить через канали ротора, канали статора, робочу камеру і виходить з апарату через вихідний патрубок. При обертанні ротора його канали періодично збігаються з каналами статора. Виходячи з каналу статора, рідина збирається в робочій камері і просувається до вихідного патрубка. У період часу, коли канали ротора перекриті стінкою статора, в порожнині ротора тиск зростає, а при поєднанні каналу ротора з каналом статора тиск за короткий проміжок часу скидається і в результаті цього в канал статора поширюється імпульс тиску.

Стічні води, що знаходяться в аеротенках, проходять через аератор-окиснювач роторного типу, в якому відбувається їх насичення і окиснення киснем повітря. Аератор-окиснювач одночасно виконує функції відцентрового насоса. Таким чином, один або кілька аераторів-окиснювачів (в залежності від об'єму аеротенка), працюючи в режимі рециркуляції, не тільки насичують стічні води киснем, а й сприяють підвищенню швидкості масопереносу кисню з газової фази в рідку, а також з рідкої – в тверду. Клітини активного мулу можна вважати умовно твердою фазою.

Після обробки в аеротенках 1 стічна вода направляється у відстійник 2, де активний мул у вигляді пластівців випадає в осад. Осаджений мул зі збірника 2 направляється в збірник 4, а очищена вода з верхньої частини відстійника 2 йде на знезараження. Одна частина мулу зі збірника 4 йде на рециркуляцію, а надлишковий мул надходить в ущільнювач 6, звідки подається на муловий майданчик 7. Рециркуляційний мул надходить в реаератор 5, де за допомогою аератора-окиснювача роторного типу 3 насичується розчиненим киснем, диспергіргується і гомогенізується. Підготовлений таким чином мул подається в трубопровід стічної води і спільно з нею направляється в аеротенк 1.

Розроблена схема дозволяє інтенсифікувати процес біологічного очищення стічних вод і підвищити якість води, що очищується.

Аераційно-окиснювальна установка роторного типу спроектована таким чином, що керуючи механізмами ДІВЕ і змінюючи конструктивні особливості роторного вузла можна регулювати швидкість масопереносу кисню з газової фази в рідку.

При проведенні досліджень брали дегазовану водопровідну воду і обробляли її в аераційно-окиснювальній установці роторного типу з частотою пульсацій потоку 2,0; 2,5; 3,0 кГц. У всіх експериментах

витрата повітря була однаковою і становила 8 м^3/год.

На рис. 3 представлені графіки залежності насичення киснем повітря дегазованої водопровідної води від кількості циклів обробки і частоти пульсацій потоку. За один цикл обробки прийнято час, за який весь обсяг рідини пройде через робочі органи апарату. При проведенні експерименту один цикл дорівнював 500 с.

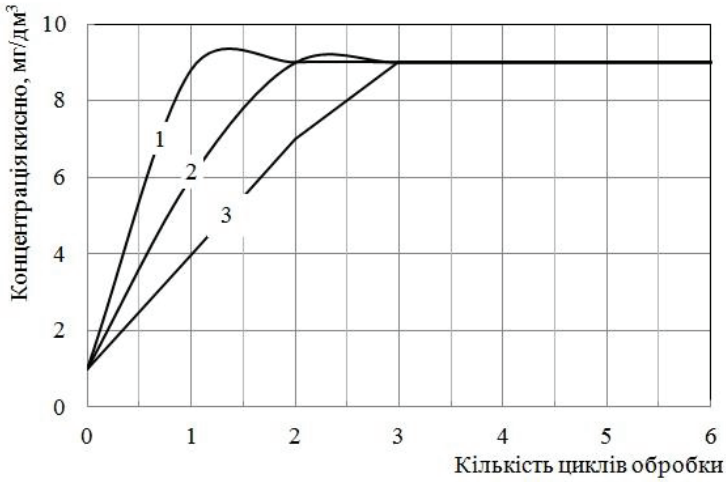


Рис. 3. Залежність насичення киснем повітря дегазованої водопровідної води від кількості циклів обробки і частоти пульсацій 1 – 3,0; 2 – 2,5; 3 – 2,0 кГц.

З рис. 3 видно, що найбільш ефектно проводити аерацію води при частоті пульсацій потоку 3,0 кГц. При такій обробці максимальне насичення води киснем повітря проходить за один цикл, тобто за один прохід через апарат і рециркуляція не потрібна.

Про ефективність роботи запропонованої установки можна судити по швидкості розчинення кисню. Далі показані порівняльні характеристики різних аераційних пристроїв, що використовуються для біологічного очищення стічних вод. Найбільш часто для цієї мети використовуються перфоровані пластмасові аератори, аератори фірми "Екополімер" [3]. У табл. 2 наведено концентрацію розчиненого кисню, яку можна досягти за 500 с аерації в різних аераційних пристроях при однаковій витраті повітря 8 м^3/год.

Табл. 2. Концентрація розчиненого кисню, яку можна отримати за 500 с аерації в різних аераційних пристроях при витраті повітря 8 м^3/год

	Найменування аераційного пристрою					
	Перфорована труба	Сітчатий	Тканинний	Екополімер	RAUBIOXON	Аэрацийо-окиснювальна установка роторного типу
Концентрація кисню, мг/л	5,0	5,3	2,7	6,2	7,7	8,9

Дані таблиці 2 свідчать про те, що найбільш ефективним аераційним пристроєм для розчинення кисню у воді є аераційно-окиснювальний апарат роторного типу. За 500 с аерації, а це один прохід всього об'єму рідини через його робочі органи, концентрація кисню в воді досягає майже максимального значення, близько 9 мг/л. Більш висока швидкість розчинення кисню в аепраційно-окиснювальній установці роторного типу пояснюється тим, що водоповітряна суміш, проходячи через робочі органи апарату, піддається впливу ударних хвиль, міжфазній турбулентності, кавітації, кумулятивних мікроструменів і вихорів, що призводить до інтенсивного дроблення бульбашок повітря, значного збільшення сумарної поверхні контакту фаз і підвищенню об'ємного коефіцієнта масопереносу.

Для доказу ефективності використання аераційно-окиснювальної установки роторного типу в технології біологічного очищення стічних вод були проведені наступні експерименти.

Об'єктом дослідження була вода з первинних відстійників Бортницької станції аерації м.Києва, розбавлена до БПК$_5$ = 170 мгО$_2$/дм^3. Обробку води проводили протягом 10 годин з різною частотою пульсацій потоку. Концентрація активного мулу в усіх випадках була постійною і становила 2 мг/л.

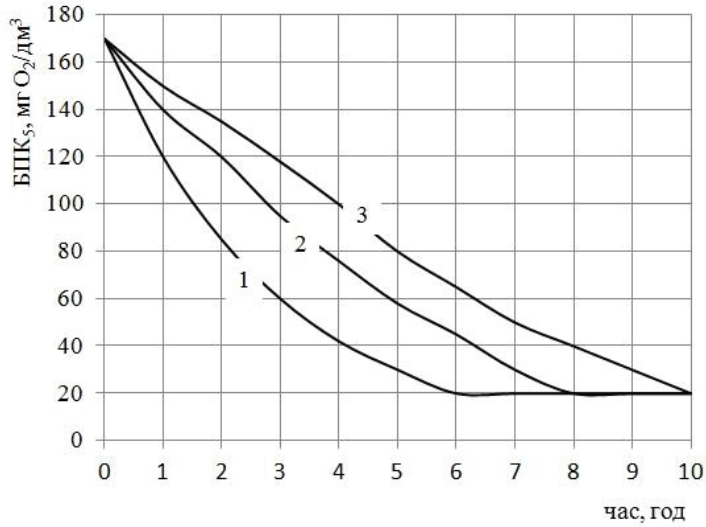


Рис. 4. Залежність зниження БПК стічної води від тривалості обробки в аераційно-окисної установці роторного типу при частоті пульсацій 1 – 3,0; 2 – 2,0; 3 – 1,0 кГц.

Дані з рис. 4 свідчать про те, що при обробці стічної води в аераційно-окиснювальній установці роторного типу протягом 10 годин БПК знижується з 170 до 20 мг/л. Найбільш ефективно обробка проходить при частоті пульсацій 3 кГц. В цьому випадку зниження БПК до 20 мг/л проходить за 5,5 години. Збільшення частоти пульсацій понад 3 кГц не призводить до бажаного результату, так як спостерігається загибель найпростіших, що входять до складу активного мулу. На рис. 5 наведені порівняльні криві зниження БПК в побутових стічних водах, що обробляються із застосуванням різних аераційних систем.

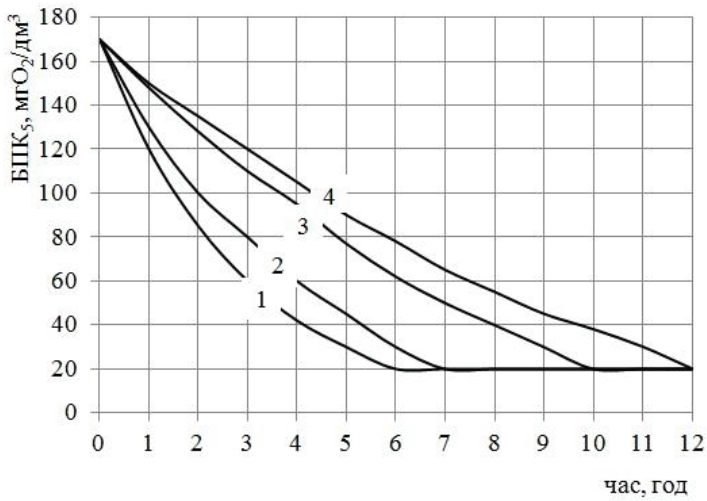


Рис. 5. Залежність зниження БПК побутової стічної води від тривалості обробки і марки аераційного пристрою: 1 – аераційно-окиснювальний апарат роторного типу; 2 – RAUBIOXON; 3 – перфорована труба; 4 – сітчастий.

Криві, наведені на рис. 10, свідчать про те, що найбільш ефективним аераційним пристроєм по зниженню БПК стічних вод є аераційно-окиснювальний апарат роторного типу. При його використанні зниження БПК від 170 до 20 г O_2/л проходить за 5,5 годин. Близьким за швидкістю очищення є апарат RAUBIOXON. Тут час очищення до БПК 20 мг/л становить близько 6,5…7 годин. Решта апаратів і систем аерації, що використовують в промисловості, є менш ефективними. У них тривалість очищення сягає 10…12 годин. Зниження тривалості очищення стічної води в два рази дозволить знизити кількість аеротенків і зменшити площу, що займається очисними спорудами.

Висновки.

В результаті виконаної роботи розроблено новий вид тепломасообмінних аераційно-окиснювальних

апаратів роторного типу, в основу дії яких покладено метод дискретно-імпульсного введення енергії (ДІВЕ). Запропоновані апарати дозволяють керувати гідродинамікою течії потоків і ефективно проводити процес масопереносу кисню повітря з газової фази в рідку, інтенсифікуючи при цьому технологію біологічного очищення стічних вод.

Доведено, що застосування аераційно-окиснювальних апаратів роторного типу, в порівнянні з найбільш поширеними існуючими, дозволяє збільшити швидкість розчинення кисню у воді і, як наслідок, швидкість зниження показника забрудненості стічних вод по БПК майже в два рази.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Баженов В.И.* Комплексная рециркуляционная модель биохимических процессов аэробной биологической очистки: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 03.00.23 "биотехнология" / Баженов Виктор Иванович – Щелково, 2008. – 56 с.

2. *Гудков А.Г.* Биологическая очистка городских сточных вод. Учебное пособие / А.Г. Гудков. – Вологда, ВоГТУ, 2002 – 127 с.

3. *Серпокрылов Н.С.* Снижение энергопотребления систем аэрации сточных вод / Н.С. Серпокрылов, А.С. Смоляниченко. // Вестник ТГАСУ. – 2010. – №3. – С.192–199.

IMPROVING TECHNOLOGY OF BIOLOGICAL WASTEWATER TREATMENT BY NEW HEAT AND MASS TRANSFER, AERATION AND OXIDATION EQUIPMENT OF ROTOR TYPE

Dolinskyi A.A., Obodovych O.M., Sydorenko V.V.

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

Key words: waste water, biological treatment, aeration, frequency of pulsations.

In the article the scheme of a stage of biological wastewater treatment with the use of rotary-type apparatus as an aerator and mixer is proposed. Experimental data on the rate of oxygen dissolution in a rotary-type setup, the rate of wastewater treatment (in terms of biological oxygen demand), depending on the frequency of pulsations are presented. Comparative characteristics of purification of domestic wastewater from aerators of various designs are presented. References 3, figures 5, tables 2.

1. *Bazhenov, V. I.* Kompleksnaya retsirkulyatsionnaya model biohimicheskih protsessov aerobnoy biologicheskoy ochistki [Complex recirculation model of biochemical processes of aerobic biological treatment]. Extended abstract of Doctor's thesis. Schelkovo: 2008. VNITIB [in Russian].

2. *Gudkov A.G.* Biologicheskaya ochistka gorodskih stochnyih vod [Biological treatment of urban wastewater]. Vologda: 2002, VoGTU [in Russian].

3. *Serpokryilov, N.S., Smolyanichenko, A.S.* Snizhenie energopotrebleniya sistem aeratsii stochnyih vod [Reducing the energy consumption of wastewater aeration systems]. Vestnik TGASU, (2010). № 3, P. 192–199. [in Russian].

Получено 15.06.2017
Received 15.06.2017

УДК 621.438.13.662

ОСОБЕННОСТИ ОРГАНИЗАЦИИ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Халатов А.А.[1,2], академик НАН Украины, **Коваленко А.С.**[1], канд. техн. наук, **Резник С.Б.**[3]

[1]*Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, Киев, 03580, Украина*
[2]*НТУУ «Киевский политехнический институт», пр. Победы, 37, Киев, 03056, Украина*
[3]*ГП «Ивченко – Прогресс», ул. Иванова, 2, Запорожье, 69068, Украина*

Розглянуто особливості випуску охолоджувального повітря у міжлопатковий канал високотемпературних газових турбін при плівковому охолодженні. Досліджені можливості його локального розподілу по обводу вхідної крайки перфорованих лопаток. Наведені розрахунки доводять, що істотне збільшення ефективності охолодження може бути досягнуто за рахунок створення каналів малого розміру у стінці лопатки.

Рассмотрены особенности выпуска охлаждающего воздуха в межлопаточный канал высокотемпературных газовых турбин при пленочном охлаждении. Исследованы возможности его локального распределения по обводу входной кромки перфорированных лопаток. Представленные расчеты показывают, что существенное увеличение эффективности охлаждения может быть достигнуто за счет создания каналов малого размера в стенке лопатки.

The features of the release of the cooling air in the interscapular channel high temperature gas turbines at the film cooling are considered. Possibilities of its local distribution on contour of an entrance edge of the perforated blades are investigated. The presented calculations show that the substantial increase in the cooling efficiency can be attained due to channels of small dimension in the blade wall.

Библ. 12, рис. 7.

Ключевые слова: высокотемпературная турбина, охлаждающий воздух, конвективно-пленочное охлаждение, входная кромка лопатки.

Обозначения:

F – площадь;
G – расход;
i – угол атаки;
k – показатель адиабаты;
m – параметр выдува;
R – газовая постоянная;
p – давление;
$\bar{p} = p_i / p_1^*$ – относительное давление;
c – скорость;
$\bar{s} = s_i / s$ – относительная координата поверхности лопатки;
T, t – температура;
$q(\lambda)$ – плотность тока;
α – коэффициент теплоотдачи;
δ_o – толщина динамического пограничного слоя;
η – КПД;
$\theta = T_г^* / T_н^*$ – степень подогрева воздуха в цикле;
$\lambda_{2ад}$ – адиабатная скорость на выходе из решетки;
μ – коэффициент расхода;
π – степень повышения давления рабочего тела в цикле;
$\pi_{охл}$ – степень расширения охладителя в плоской решетке;
ρ – плотность;
$\sigma_{к.сг.}$ – коэффициент восстановления давления в камере сгорания ;
φ – коэффициент скорости.

Нижние индексы:

в – воздух;
вк – вход в компрессор;
г – газ; сечение перед турбиной;
е – энергетический;
л – лопатка;
н – сечение в невозмущенном потоке;
отб – отбор;
охл – охладитель;
с – сжатие;
р – расширение;
т – топливо;
ут – утечки;
i – локальный параметр;
i-1 –параметр выше по потоку;
1 – вход в плоскую решетку;
$\sum$ – суммарный.

Верхние индексы:

• –заторможенный поток.

Сокращения:

ГТД – газотурбинный двигатель;
КПД – коэффициент полезного действия.

Введение

Повышение максимальной температуры цикла газотурбинного двигателя (ГТД), при соответствующем росте давления воздуха за компрессором ведет, как известно [1], к более эффективному использованию теплоты, подводимой к потоку в камере сгорания. С точки зрения тепловой машины это означает увеличение полезной работы цикла и, соответственно, коэффициента полезного действия (КПД) цикла (рис. 1). В результате, несмотря на различный характер дальнейшего использования этой работы, гарантировано улучшаются все удельные параметры ГТД: расход топлива, мощность (тяга)

и вес. Особенно ощутимо увеличение экономичности проявляется, когда полезная работа цикла расходуется главным образом не на создание реактивной тяги, как в одноконтурном или двухконтурном турбореактивном двигателе, а на получение механической работы для последующего применения в различных целях (турбовинтовой двигатель, наземная газотурбинная установка для привода компрессора или электрогенератора).

Однако рост параметров рабочего процесса возможен только в условиях надежной работы элементов газового тракта, в первую очередь лопаток турбины. На практике это обеспечивается как повышением их жаропрочности, так и применением систем охлаждения. При этом, в качестве охладителя в рассматриваемых двигателях используется воздух, отбираемый на выходе из собственного компрессора или промежуточных его ступеней.

Вместе с тем необходимое повышение напорности компрессора, связанное с ростом максимальной температуры цикла, вызывает снижение потенциальных возможностей охладителя из-за падения его хладоресурса. Кроме того у авиационных ГТД наличие скоростного напора на входе также ведет к дополнительному росту температуры охладителя. Поэтому для некоторых из них (например, двухконтурных), в случае необходимости, применяется предварительное охлаждение охладителя воздухом внешнего контура.

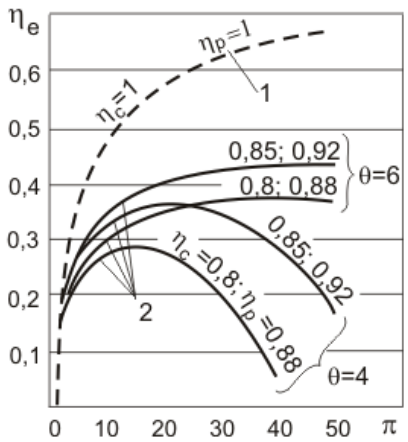


Рис. 1. Влияние параметров цикла p = const и гидравлических потерь в нем на КПД цикла: 1 – идеальный цикл (k = 1,4; $\eta_e = \eta$); 2 – действительный цикл.

Использованный в открытой системе охлаждения воздух участвует в дальнейшем рабочем процессе. Однако его отбор, подмешивание к горячему газу и газодинамические потери при "сбросе" в проточную часть двигателя снижают положительный эффект повышения термодинамических параметров цикла. При этом, учитывая разнообразие применяемых схем охлаждения, этот эффект можно оценить лишь путем сравнения удельных параметров ГТД с охлаждаемыми элементами и виртуального двигателя с такими же параметрами рабочего процесса, но без охлаждения.

Особенности применения конвективно-заградительного охлаждения

Общее количество воздуха, расходуемого на охлаждение турбинных лопаток, определяется, главным образом, эффективностью охлаждения наиболее теплонапряженных участков их профиля. У лопаток с конвективным охлаждением (без выпуска воздуха на профиль в межлопаточный канал) это связано (рис. 2), как известно, с характером развития на их поверхности пограничного слоя [2].

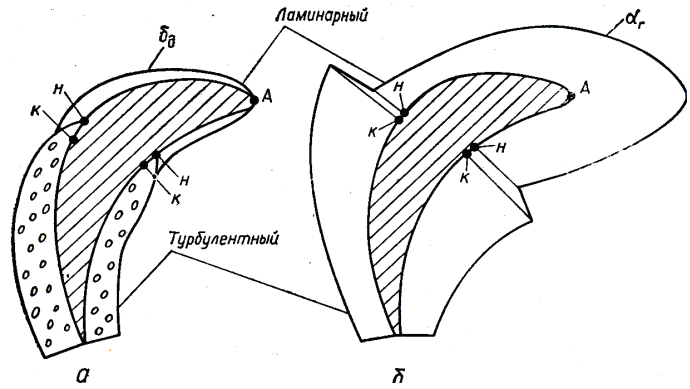


Рис. 2. Схема внешнего обтекания турбинной лопатки с конвективным охлаждением (внутренняя полость не показана): А – точка полного торможения потока; н и к – начало и завершение возникновения турбулентного пограничного слоя; а и б – соответственно схема развития пограничного слоя на профиле и распределение по его периметру локальных коэффициентов теплоотдачи.

При высокой температуре газа перед турбиной внутреннее охлаждение с различными методами интенсификации теплообмена (установка внутренних дефлекторов, струйный обдув стенок лопатки изнутри, местная турбулизация охладителя и т. д.) уже не могут обеспечить, при приемлемом расходе воздуха, необходимый уровень защиты отдельных участков лопатки. В качестве альтернативы, в первую очередь для первой ступени турбины, появились способы, предусматривающие локальный выдув охладителя на поверхность лопатки в наиболее опасных местах ее профиля.

Наибольшее распространение на практике получило так называемое конвективно-пленочное [2] или конвективно-заградительное (комбинированное) [3] охлаждение. Последний термин, на наш взгляд, более достоверно отображает при охлаждении физический смысл происходящих тепловых и газодинамических процессов. При этом способе воздух сначала проходит внутри лопатки по каналам различного поперечного сечения, охлаждая ее при помощи конвекции. Затем, че-

рез отверстия малого размера различной конфигурации (перфорация, щели) он выпускается в межлопаточный канал на поверхность лопатки и, смешиваясь с газом, образует защитную пленку (рис. 3). Такая схема применения охладителя позволяет полностью использовать его хладоресурс за счет максимального учета возможностей и независимой друг от друга интенсификации конвективной и заградительной составляющих данного способа охлаждения.

Анализ функциональных особенностей организации комбинированного охлаждения свидетельствует о множестве конструктивных и режимных факторов, влияющих как на соотношение между составляющими охлаждения, так и на его общую эффективность. При этом, по сравнению с чисто конвективным охлаждением, наблюдается несколько основных принципиальных последствий выпуска воздуха в межлопаточный канал.

Выдув охладителя в любом месте поверхности лопатки, изменяет параметры ее пограничного слоя ниже по потоку, характер течения в нем и, соответственно, условия теплообмена между потоком и лопаткой. В результате классическая картина распределения коэффициента теплоотдачи на поверхности лопатки (рис. 2) трансформируется. Изменяются, а чаще всего возрастают потери кинетической энергии потока: профильные, волновые, концевые, вторичные и веерные, а также появляются потери, связанные со смешением охладителя и газа.

Кроме того, органичное существование конвективной и заградительной составляющих в едином процессе охлаждения требует учитывать влияние параметров охладителя вследствие конвективного теплообмена на охлаждающую и изолирующую возможности его защитной пелены. В результате возникает проблема эффективного распределения хладоресурса между обоими составляющими комбинированного охлаждения.

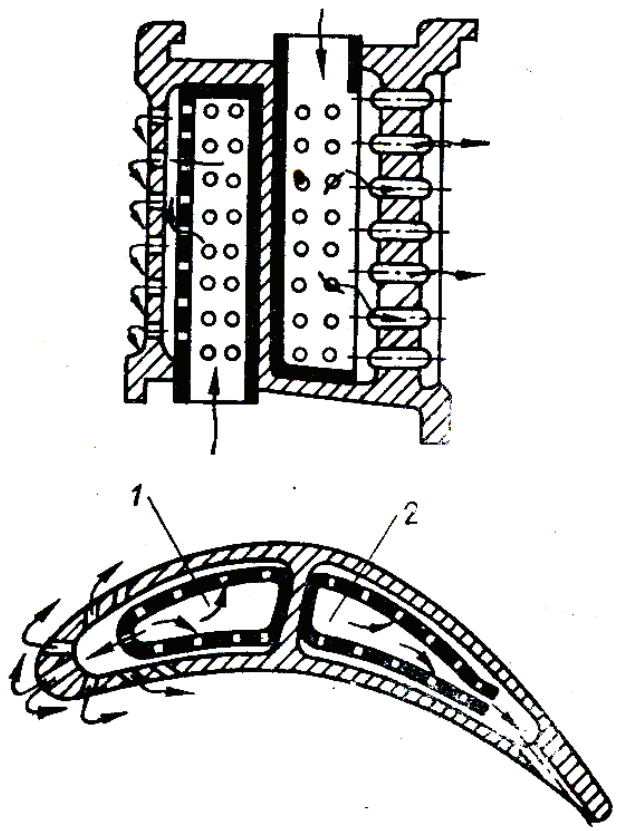


Рис. 3. Схема комбинированного охлаждения сопловой лопатки ГТД TF-39 (температура газа перед турбиной 1640 К, ресурс 15 000 ч.) самолета С-5 (США) [3]: 1 и 2 – дефлекторы.

Особенности функционирования конвективно-заградительного охлаждения характерны как для сопловых, так и для рабочих лопаток. Однако, вращение рабочего колеса и нестационарность течения на входе в него, существенно усложняют газодинамическую картину взаимодействия охладителя и потока и, естественно, учет влияния выдува на эффективность охлаждения. Безвариантность подвода охладителя только со стороны корневой части рабочей лопатки также усложняет организацию охлаждения ее элементов, особенно входной кромки.

Связь характера обтекания лопатки и расхода выдуваемого охладителя

Обычно характер и глубину рассмотренных выше изменений связывают с относительной массой выпускаемого охладителя, которая для конкретной конструктивной схемы охлаждения определяется локальными параметрами воздуха и газа в области выдува из соотношения

$$\overline{G}_{вi} = \frac{G_{вi}}{G_{гi}} = \frac{F_{вi}}{F_{гi}} \frac{\rho_{вi} c_{вi}}{\rho_{гi} c_{гi}} . \quad (1)$$

При исследовании эффективности комбинированного охлаждения [4, 5] степень влияния охладителя оценивается, как правило, параметром выдува, который можно просто рассчитать по расходным и геометрическим характеристикам системы охлаждения и проточной части межлопаточного канала

$$m_i = \frac{\rho_{вi} c_{iв}}{\rho_{гi} c_{iг}} = \frac{G_{вi} F_{гi}}{G_{гi} F_{вi}} = \overline{G}_{вi} \frac{F_{гi}}{F_{вi}} . \quad (2)$$

Несложно заметить ,что связь между этими двумя параметрами носит неоднозначный характер из-за влияния конструктивного фактора исследуемого объекта. Вследствие этого оценка результатов исследования различных авторов затрудняет их адекватную интерпретацию.

Кроме того, расход основного потока и охладителя в районе выдува обычно рассматриваются в исследованиях независимыми друг от друга величинами. Однако с точки зрения реального термодинамического процесса это методически не совсем корректно.

Условие совместной работы компрессора и турбины ГТД предполагает, что на расчетном режиме работы двигателя расход газа в районе локального выдува охладителя должен учитывать отбор воздуха из компрессора на утечку, различные эксплуатационные нужды и охлаждение всех элементов горячего тракта. Кроме этого сюда необходимо также включить подвод газа вследствие сжигания топлива и охлаждающего воздуха после охлаждения этих элементов выше по потоку

$$G_{гi} = G_{вк} - G_{ут} - G_{отб} - G_{\sum охл} + G_{т} + G_{охл.i-1}. \quad (3)$$

Естественно, обеспечить подачу охладителя через какую-то конкретную перфорацию или же увеличить локальный его расход можно только отобрав воздух из компрессора. Поэтому расход газа через сечение межлопаточного канала в районе локального выдува будет, естественно, меньший, чем воздуха на входе в компрессор В результате реальный относительный расход охладителя, а значит и параметр выдува будут несколько большими, по сравнению с величинами, принимаемыми в расчетах. Однако, это превышение в процентном отношении невелико. Оно соизмеримо с величиной реального относительного расхода охладителя и поэтому, как правило, не учитывается.

Из представленного видно, что оба рассматриваемые параметры для конкретной системы охлаждения лопатки ($F_{вi}$ = const) данного лопаточного аппарата ($F_{гi}$ = const) на выбранном режиме его работы ($c_{гi}$; $\rho_{гi}$ = const) однозначно определяются только скоростью выдува охладителя. Ее изменение влияет как на интенсификацию конвективной составляющей теплообмена в районе выпуска воздуха, так и на потенциальные возможности пленки охладителя или его смеси с газом. При этом с ростом скорости выдува газодинамические явления, связанные с этим, усиливаются, провоцируя выброс охладителя в ядро потока с ослаблением или даже потерей его возможностей. для создания защитной пелены.

Поэтому минимизация газодинамических потерь в условиях требуемой защиты поверхности лопатки напрямую связана как с уменьшением нормальной составляющей скорости выдува воздуха, так и с согласованием ее тангенциальной составляющей со скоростью обтекания газом профиля и представляет собой одну из проблем повышения эффективности конвективно-заградительного охлаждения лопаток. Кардинально она может быть решена лишь при организации пористого охлаждения, причем такого, когда газ пограничного слоя лопатки полностью заменяется охладителем. Однако в силу технологических, конструктивных и эксплуатационных недостатков пористое охлаждение лопаток в серийном производстве применения пока не получило.

Понятно, что скорость выдува охладителя при неизменных, задаваемых системой охлаждения параметрах воздуха внутри лопатки и конкретной конструктивной схеме его выпуска определяется только статическим давлением на поверхности лопатки в области выдува и гидравлическим сопротивлением канала выпуска

$$c_{вi} = \varphi_i \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_{В}^{*} \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_{в}^{\bullet}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} . \quad (4)$$

Известный из практики и литературы [6] характер изменения статического давления газа по обводу профиля лопаток конфузорной решетки (в эксплуатационном диапазоне режимов обтекания) свидетельствует о резком его уменьшении вниз по потоку, особенно на выпуклой поверхности. В случае общего канала-распределителя воздуха (внутренняя полость перфорированной лопатки) это означает, что, при прочих равных условиях, локальная скорость выдува будет следовать изменению статического давления с общей тенденцией к возрастанию. При одинаковой, по обводу профиля, локальной площади выдува устанавливается крайне неравномерный расход охладителя через перфорацию: избыточный для области выходной кромки лопатки и недостаточный для входной. Попытка скорректировать его локальной площадью перфорации не изменяет величину и распределение скоростей выдува по профилю, так как они определяются перепадом давления внутри и снаружи лопатки. На практике эта проблема решается путем разделения внутренней ее полости на несколько

секций с дифференцированием давления подводимого в них охладителя (рис. 3).

Для первой ступени турбины ситуация усугубляется тем, что максимальное давление воздуха на выходе из компрессора больше давления газа на входе в сопловой аппарат всего лишь на (4…7) % [1]. Для рабочего колеса эта разница за счет потерь в сопловом аппарате увеличивается всего лишь на несколько процентов. В этих условиях обеспечение надежного и экономного выдува охладителя через перфорацию входной кромки даже при дискретной подаче охладителя остается проблематичным. Аналогичные сложности возникают при использовании охлаждающего воздуха, отбираемого из промежуточных ступеней компрессора. Кроме того существующая в авиации практика автоматического выключения системы охлаждения при переходе на пониженные режимы работы двигателя ставит проблему оценки влияния такого мероприятия на тепловое состояние лопаток и возможных нежелательных последствиях. Подобные вопросы возникают и при работе на режимах прогрева наземных ГТУ.

Распределение охладителя по перфорации входной кромки

Анализ особенностей распределения охладителя по перфорации лопатки в рассмотренных выше случаях представим на примере ее входной кромки. Для этого на открытой аэродинамической трубе авторами было проведено исследование характера обтекания холодным потоком плоской сопловой решетки, составленной из лопаток серийного двигателя. Локализация выпуска воздуха обеспечивалась выбором координат перфорации на профиле входной кромки, что позволяло привязать параметры потока к месту выдува охладителя (рис. 4)

Для расчетов воспользуемся уравнением неразрывности для обособленного участка системы охлаждения: “вход во внутреннюю полость лопатки – выход из перфорации входной кромки”

$$G_{в\Sigma} = G_{в1} + \ldots + G_{в5}, \qquad (5)$$

где локальный расход охладителя определяется с учетом газодинамической функции

$$G_{вi} = \mu_i m_в F_{вi} \frac{p^*_в}{\sqrt{T^*_в}} q\left(\lambda_в\right)_i. \qquad (6)$$

Считая, что параметры охладителя внутри лопатки и в магистрали подвода остаются неизменными, коэффициенты расхода перфорации и входа во внутреннюю полость лопатки одинаковы, суммарная площадь перфорации равна площади входа, а режим течения на выходе из магистрали подвода близкий к критическому после некоторых преобразований получим:

$$\frac{1}{5}[q(\lambda_в)_1 + \ldots + q(\lambda_в)_5] = 1, \qquad (7)$$

где $q(\lambda_в)_i = f\,(p_i/p^*_в)$.

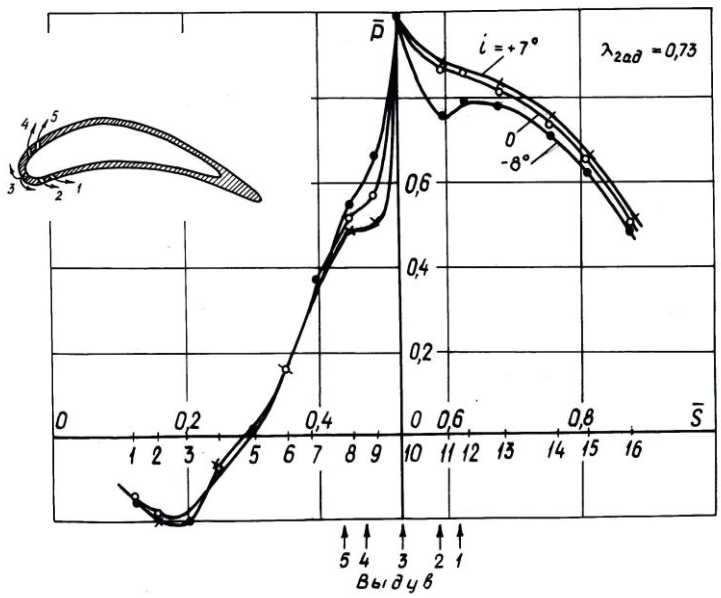


Рис. 4. Влияние угла атаки плоской сопловой решетки на характер обтекания лопатки: 1…5 – условное расположение перфорации входных кромок диаметром 0,6 мм; 1…16 – точки замера статического давления на профиле лопатки.

Расчеты, произведенные на околокритическом режиме работы решетки ($\lambda_{2ад} = 0{,}73$) и нулевом угле атаки при переменном давлении воздуха внутри лопатки показали, что расход охладителя через перфорацию при выдуве из общего канала-ресивера определяется только характером обтекания лопатки. Поэтому распределение охладителя через эту перфорацию происходит пропорционально относительной плотности его тока в районе

выдува. Однако при недостаточной подаче охладителя внутрь лопатки этот принцип не соблюдается. В результате исследования обнаружено, что система охлаждения входной кромки, состоящая из нескольких продольных рядов перфорации, в зависимости от потенциальных возможностей охладителя, может реализовать несколько вариантов своего функционирования (рис. 5).

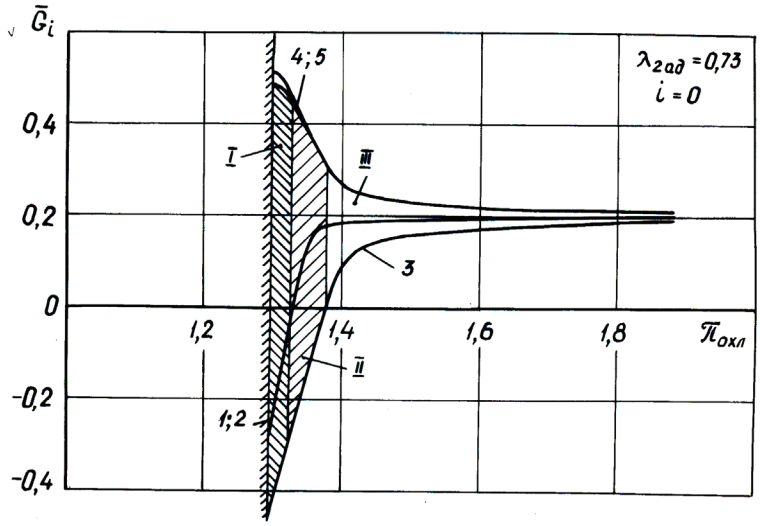


Рис. 5. Влияние давления охлаждающего воздуха внутри сопловой лопатки на распределение локального его расхода через перфорацию (1…5) входной кромки (расположение перфорации на рис. 4): I…III – характерные режимы работы перфорации.

В случае отсутствия охладителя (система охлаждения выключена) внутри лопатки циркулирует горячий газ, попадая туда со стороны лобовой линии натекания на профиль и корытца. Через перфорацию на спинке лопатки он выбрасывается в межлопаточный канал (режим I).

При недостаточной подаче в систему охладителя внутри лопатки циркулирует смесь горячего газа и охладителя. С увеличением давления охладителя доля газа постепенно уменьшается, благодаря последовательному, начиная с последнего по потоку ряда перфорации на корытце, купированию его втекания вовнутрь холодным охладителем (режим II).

Дальнейшее увеличение давления охладителя препятствуют попаданию газа внутрь лопатки вообще, что означает начало нормального функционирования системы охлаждения входной кромки (режим III).

Из представленных материалов нетрудно определить, что режим работы системы охлаждения входной кромки лопатки, соответствующий режиму обтекания исследуемой решетки в условиях реального двигателя. ($\sigma_{к.сг.}$ = 0,95), устанавливается на уровне $\pi_{охл}$ = 1,46. В результате расход охладителя через перфорацию на спинке лопатки оказывается примерно на 24 % больше, чем через перфорацию на ее корытце и на 40 % больше чем через перфорацию на лобовой линии натекания потока на профиль.

Обращает на себя внимание незначительное различие, а то и полное его отсутствие в расходах охладителя через соседние ряды перфорации, что вполне логично объясняется характером обтекания лопаток. Кроме того при достаточном увеличении давления охладителя внутри лопатки с исследуемой перфорацией входных кромок наблюдается практически полное выравнивание локальных расходов охладителя через исследуемую перфорацию независимо от ее расположения.

Анализ выражения для расхода охладителя (6) показывает, что на его величину влияют два независимых друга от друга фактора: газодинамический (параметры охладителя и газа) и конструктивный (площадь перфорации), а также некий комплексный (коэффициент расхода), который зависит от первых двух. На практике это, наряду с возможностью независимого совершенствования обеих составляющих комбинированного охлаждения, дает уникальную возможность гибкого управления локальным расходом охладителя, как по профилю лопатки, так и по ее высоте. Действительно, на конкретном режиме работы лопаточного аппарата большинство составляющих этого выражения, исключая площадь выпуска и коэффициент, зависимый от рода газа, так или иначе, связаны со скоростью выдува. Площадь же выпуска охладителя, при прочих равных условиях, напрямую воздействуя на локальный его расход, не влияет на эту скорость.

Следовательно, параметрами, способствующими снижению локальной скорости выпуска охладителя и, тем самым, повышению эффективности заградительной составляющей исследуемого охлаждения, являются полное его давление и температура внутри канала-распределителя лопатки, а также коэффициент расхода данной перфорации. При фиксированной температуре охладителя единственным фактором влияния на ско-

рость выдува и связанный с ней коэффициент расхода остается давление охладителя перед перфорацией.

Примеры его регулирования давно известны по исследованиям лопаток с пористой поверхностью [3], в которых необходимое давление охладителя обеспечивалось жиклерами в каналах локального его подвода. Впоследствии этот принцип был успешно использован при организации комбинированного охлаждения турбинных лопаток, особенно рабочих [7], когда температура газа перед ними близка к стехиометрической (1800... 2200 К).

Главной особенностью этого направления стало развитие идеи разделения внутренней полости лопатки на несколько секций, что отразилось в размещении индивидуальных каналов-ресиверов внутри ее стенок (рис. 6 и 7). Охладитель поступает в эти каналы, как через их корневую часть, так и через внутренние боковые стенки в спутный или же во встречный поток. Варьирование расходами поступающего в канал и выпускаемого из него охладителя позволяет обеспечивать необходимые условия выдува охлаждающего воздуха на поверхность лопатки. Оставшаяся часть воздуха сбрасывается через торец лопатки или же общую полость на ее периферии в район выходной кромки.

Дополнительный, дискретный подвод охладителя из секции через внутреннюю стенку канала, восполняя убыль охладителя ниже по течению, обеспечивает требуемый уровень перепада давления охладителя вдоль канала на его внешней стенке [7, 8]. Как нетрудно заметить, предложенный характер подачи охладителя во внутристеночный канал и организации течения в нем открывает обнадеживающие перспективы интенсификации конвективной компоненты комбинированного охлаждения , возможно даже большие, чем заградительной составляющей.

Поэтому подавляющая часть исследований, посвященных рассматриваемой модернизации комбинированного охлаждении уделяется в настоящее время вопросам газодинамики и теплообмена при струйном охлаждении стенок узкого канала в сносящем потоке [8, 9, 10, 11, 12].

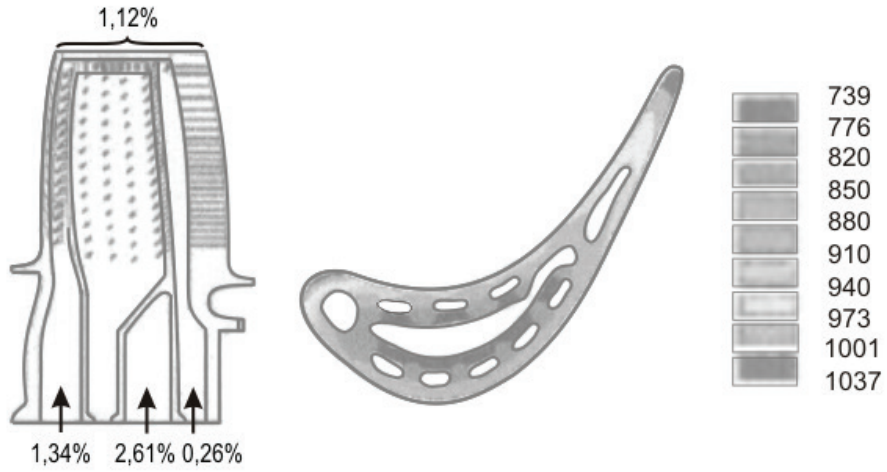


Рис. 6. Распределение охладителя по секциям и температур по сечению лопатки ГП «Івченко-Прогрес» ($T_г^*$ = 1720К) с охлаждаемыми стенками (перфорація не показана) [7]: 1 – область wall-cooled system.

Такая схема распределения охладителя, наряду с решением общей задачи повышения эффективности применяемого конвективно-заградительного охлаждения, обеспечивает также необходимый уровень защиты периферийной части рабочих лопаток, что в условиях одностороннего подвода охладителя, в отличие от сопловых лопаток, представляет собой одно из главных ее преимуществ. Кроме того, возможность управления перепадом давления охладителя на стенке лопатки не только по ее профилю, но и по высоте позволяет при организации охлаждения учитывать влияние радиальной эпюры температуры газа после камеры сгорания, а также вторичных течений, что особенно важно для коротких лопаток.

Расчетные исследования [8] показывают достаточно равномерное распределение температур по поверхности лопатки в области, защищаемой по принципу охлаждаемой стенки (wall-cooled system), заметно отличающееся от входной и особенно выходной кромки, где воспользоваться подобным способом охлаждения не представляется возможным (рис. 6).

Исследования опытных образцов подобных лопаток, изготовленных литьем (толщина стенки 1,5 мм; ширина каналов 4,0 мм, глубина – 0,5 мм), показали [7], что при уровне теплового потока, соответствующем $T_г^*$ = 2000 К, относительная глубина охлаждения (эффективность охлаждения) на входной кромке оказалась равной 0,56, а на выходной – 0, 50. Средняя же по сечению ее величина составила 0,72. При общем расходе охлаждающего воздуха на расчетном режиме около 5,8 % его экономия по сравнению со стандартным конвективно-заградительным охлаждением достигает 15…20 %.

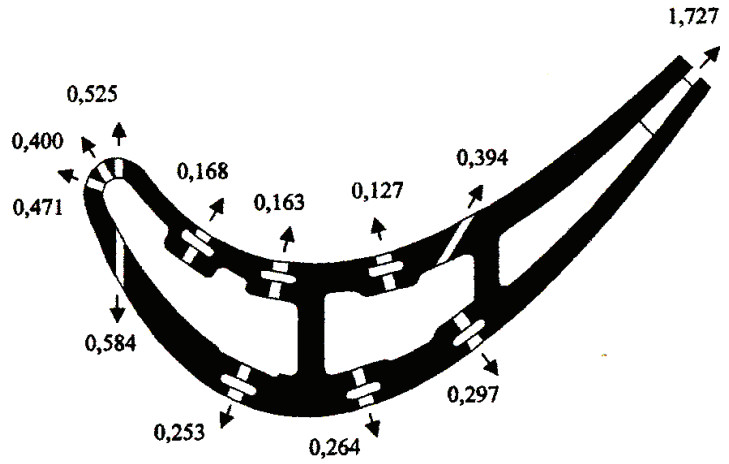


Рис. 7. Распределение относительного расхода воздуха через перфорацию профиля секционной лопатки с охлаждаемыми стенками (wall-cooled system) на расчетном ($T_г^*$ = 2000К) режиме работы.

Выводы

Анализ организации конвективно-заградительного охлаждения лопаток турбины в условиях повышения температуры газа перед ней до уровня близкого к стехиометрической температуре (1800...2200 К) и результаты исследования распределения расхода охладителя через перфорацию входной кромки показали:

– решающим фактором обеспечения надежной тепловой защиты поверхности лопаток с одновременной минимизацией при этом газодинамических потерь является согласование скорости выпуска охладителя, как по величине, так и по направлению, со скоростью потока в районе выдува;

– величина и характер распределения локального расхода охладителя по поверхности лопатки на заданном режиме работы ГТД определяются коэффициентом расхода через канал выпуска охладителя, площадью канала и скоростью выдува;

— работа системы охлаждения при пониженной подаче в нее охладителя или его отсутствии приводит к попаданию горячего газа внутрь лопатки и возможному снижению эксплуатационного ресурса турбинных лопаток (особенно дефлекторного типа);

– изменение локальной площади выпуска охладителя при неизменных режимных параметрах газа и воздуха и гидравлическом сопротивлении канала выпуска не влияет на величину и характер распределения локальных скоростей выдува по поверхности лопатки;

– изменение характера обтекания лопаток на нерасчетных режимах работы ГТД (запуск, останов, переходные режимы) ведет, при прочих равных условиях, к перераспределению по профилю расхода охладителя, выдуваемого в поток через перфорацию из общего канала его подвода;

– регулирование локальной скорости выдува охладителя при организации комбинированного охлаждения поверхностей межлопаточного канала обеспечивается только индивидуализацией подачи охладителя к защищаемым участкам;

– размещение каналов подвода охладителя внутри стенок межлопаточного канала открывает возможности интенсификации охлаждения внутри них, что, в свою очередь, позволяет более эффективно использовать хладоресурс охладителя за счет увеличения конвективной составляющей комбинированного охлаждения.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Теория воздушно-реактивных двигателей.* Под ред. Шляхтенко С.М. – М.: «Машиностроение», 1985. – 568 с.

2. *Венедиктов В.Д.* Газодинамика охлаждаемых турбин. – М.: «Машиностроение», 1990. – 240 с.

3. *Швец И.Т., Дыбан Е.П.* Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. – К.: «Наукова думка», 1974. 488 с.

4. *Goldstein R.J., Eckert E.R.G., Borggraf F.* Effects of hole geometri and density on three-dimensional film cooling // Int. J. Heat and Mass Transfer. 1974. Vol. 17, №. 5. P. 011002-1 – 011002-11.

5. *Colban W.F., Thole K.A., Bogard D.A.* Fim-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface // ASME J.of Turbomachinery. 2011. Vol. 133, №. 1. P. 595 – 607.

6. *Дейч М.Е.* Техническая газодинамика. – М.: «Энергия», 19734. – 392 с.

7. *Научный вклад в создание авиационных двигателей.* В двух книгах. Книга 2/ Колл. авторов; Под общей научной ред.. Скибина В.А и. Солонина В.И. – М.: «Машиностроение», 2000. – 616 с.: ил.

8. *S. Riznyk, A. Artushenko.* Aeroengine high pressure turbine blade cooling system concept // Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, GT 2013,San Antonio, Texas,USA.

9. *Andrew C. Chambers, David R.H. Gillespie, Peter T. Ireland, Geoffrey Dailey.* The effect of initial cross flow on the cooling performance of a narrow impingement channel // Journal of Heat Transfer. – 2005. – Vol. 127, APRIL. – pp 358–364.

10. *Ioannis Ieronymidis, David R.H. Gillespie, Peter T. Ireland, Robert Kingstton.* Detailed heat transfer measurements in a model // Proceedings of GT2006 ASME Paper No.GT2006-91231, Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8 –11, 2006, Barcelona, Spain.

11. *Andrew C. Chambers, David R.H. Gillespie, Peter T. Ireland, Mark Mitchell.* Enhancement of impingement cooling in a high cross flow channel using shaped impingement cooling holes // Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8 –11, 2006, Barcelona, Spain.

12. *Chi Zhang, Quanhong Xu, Mengneng Zhao, Yuzhen Lin and Gaoen Liu.* Effect impingement/effusion hole-area ratio on discharge coefficients of double cooling wall // Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8 –11, 2006, Barcelona, Spain.

FEATURES OF ORGANIZATION OF FILM COOLING OF HIGH TEMPERATURE GAS TURBINES BLADES

Khalatov A.A.[1, 2], Kovalenko A.S.[1], Reznik S.B.[3]

[1]Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, 2a, Zhelyabova str., , Kiev, 03580,Ukraine.

[2]NTUU «Kyiv Politechnic Inztitute», 37, Pobedy av., Kiev, 03056,Ukraine.

[3]SE IVCHENKO-PROGRESS, 2, Ivanova str., Zaporozhye, 69068, Ukraine

The analysis is given of the high-performance gas turbine blade convective-film cooling arrangement of organization of the convective-film cooling of blade apparatus It is shown that one of the factors of the cooling growth efficiency is decrease in the normal component of the coolant speed of blowing-out the coolant. At the constant operating and design parameters of the cooling system the local coolant mass flow rate depends only on the speed of discharged coolant which is determined by the pressure drop inside and outside of the blade. On the example of the blade leading edge cooling it is shown that coolant velocity distribution over the blade profile is extremely nonuniform and at the insufficient coolant feed it is possible the hot gas coming inside the blade. The logic of investigations toward decrease in the local coolant due to speeds pressure control before coming out came to idea of separate sections inside blade cavity and separate channels in its wall. Investigations of the in-wallblade cooling opens promising prospects of the convective cooling augmentation of the combined cooling system that is even greater than the film cooling.

References 12, figures 7.

Key words: high temperature turbine, cooling air, convective-film cooling, front edge of blade.

1. *Theory of aerojet engines.* Edited Shlyakhtenko S. M., M.: «Mashinostroenie», 1985, 568 pp. (Rus,)

2. *Venediktow V.D.* Gas dynamics of cooled turbines. M.: «Mashinostroenie», 1990. 240 pp. (Rus,)

3. *Shvets I.T., Дyban E.P.* Air cooling of gas turbines parts. K., «Naukova dumka», 1974. 488 pp. (Rus,)

4. *Дeiths M.E.* Enginiering gas dinamics. M., «Energia», 19734. 392 pp. (Rus,)

5. *Scientific contribution to creation of aircraft engines.* In two books. Book 2. A group of authors edited by Scibin V.A. and Sjolonin V.I. M., «Mashinostroenie», 2000. 616 pp.: (Rus,)

6. *Goldstein R.J., Eckert E.R.G., Borggraf F.* Effects of hole geometri and density on three-dimensional film cooling. Int. J. Heat and Mass Transfer. 1974. Vol. 17, №. 5. P. 011002-1 – 011002-11.

7. *Colban W.F., Thole K.A., Bogard D.A.* Fim-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface. ASME J.of Turbomachinery. 2011. Vol. 133, №. 1. P. 595 – 607.

8. *S. Riznyk, A. Artushenko.* Aeroengine high pressure turbine blade cooling system concept. Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, GT 2013,San Antonio, Texas,USA.

9. *Andrew C. Chambers, David R.H. Gillespie, Peter T. Ireland, Geoffrey Dailey.* The effect of initial cross flow on the cooling performance of a narrow impingement channel. Journal of Heat Transfer. 2005. Vol. 127, APRIL, pp 358–364.

10. *Ioannis Ieronymidis, David R.H. Gillespie, Peter T. Ireland, Robert Kingstton.* Detailed heat transfer measurements in a model. Proceedings of GT2006 ASME Paper No.GT2006-91231, Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8 –11, 2006, Barcelona, Spain.

11. *Andrew C. Chambers, David R.H. Gillespie, Peter T. Ireland, Mark Mitchell.* Enhancement of impingement cooling in a high cross flow channel using shaped impingement cooling holes. Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8 –11, 2006, Barcelona, Spain.

12. *Chi Zhang, Quanhong Xu, Mengneng Zhao, Yuzhen Lin and Gaoen Liu.* Effect impingement/effusion hole-area ratio on discharge coefficients of double cooling wall. Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8 –11, 2006, Barcelona, Spain.

Получено 24.03.2017
Received 24.03.2017

УДК 538.9:536.6

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПОЛИМЕРНЫХ МИКРО- И НАНОКОМПОЗИТОВ НА ОСНОВЕ ПОЛИЭТИЛЕНА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДАХ ИХ ПОЛУЧЕНИЯ

Фиалко Н.М.[1], член-корреспондент НАН Украины, **Динжос Р.В.**[2], канд. физ.-мат. наук,
Шеренковский Ю.В.[1], канд. техн. наук, **Меранова Н.О.**[1], канд. техн. наук,
Навродская Р.А.[1], канд. техн. наук

[1]*Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2 а, Киев, 03680, Украина*
[2]*Николаевский национальный университет им. В.А.Сухомлинского, ул. Никольская, 24, Николаев, 54030, Украина*

Наведено результати порівняльного аналізу теплопровідних властивостей полімерних мікро- і нанокомпозитів на основі поліетилену, одержаних із застосуванням методів, що базуються на змішуванні компонентів у сухому вигляді або розплаві полімерної матриці. Для поліетилену, наповненого вуглецевими нанотрубками і частками алюмінію, представлено дані щодо впливу методів синтезу композитів на величини перколяційних порогів, концентраційну залежність коефіцієнтів теплопровідності тощо.

Приведены результаты сравнительного анализа теплопроводящих свойств полимерных микро- и нанокомпозитов на основе полиэтилена, полученных с применением методов, базирующихся на смешении компонентов в сухом виде или расплаве полимерной матрицы. Для полиэтилена, наполненного углеродными нанотрубками и частицами алюминия представлены данные влияния методов синтеза композитов на величины перколяционных порогов, концентрационную зависимость коэффициентов теплопроводности и т.д.

The results of a comparative analysis of the heat conductivity properties of polymer micro- and nanocomposites based on polyethylene obtained using methods based on the mixing of components in a dry form or a melt of a polymer matrix are submitted. For polyethylene, filled with carbon nanotubes and aluminum particles, data on the effect of methods of synthesis of composites on the values of percolation thresholds, the concentration dependence of the coefficients of heat conductivity, etc. are presented.

Библ. 15, рис. 4.

Ключевые слова: полимерные микро- и нанокомпозиты, коэффициент теплопроводности, методы синтеза композитов, углеродные нанотрубки.

$\Delta\lambda$ – отличие коэффициентов теплопроводности композитов, которые получены с использованием методов, основанных на смешении компонентов в расплаве полимера и в сухом виде;

λ – коэффициент теплопроводности;

ω – массовая доля наполнителя;

ω_1 и ω_2 – первый и второй порог перколяции;

УНТ – углеродные нанотрубки.

Введение

Полимерные микро- и нанокомпозиты находят все более широкое применение в конструкциях различного оборудования. Это в значительной мере обусловлено тем, что данный класс материалов обладает целым рядом уникальных технологических и физико-механических характеристик [1-8]. Среди таких характеристик особо выделяется широкий спектр теплопроводящих свойств полимерных композитов, от их низкотеплопроводных до высокотеплопроводных модификаций. В настоящей статье большое внимание уделяется исследованию коэффициента теплопроводности полимерных композиционных материалов при различных типах наполнителей, разных величинах их массовых долей и пр.

На теплопроводящие свойства полимерных микро- и нанокомпозитов, как известно, существенное влияние могут оказывать методы их синтеза [9-12]. В этой связи важной является задача установления зависимости данных свойств от метода получения композиционного материала.

Постановка задачи и методика проведения исследований

Настоящая статья посвящена сравнительному анализу теплопроводящих свойств полимерных микро- и нанокомпозитов, полученных с использованием различных методов.

Рассмотрению подлежали следующие методы синтеза полимерных композитов: во-первых, метод, в котором смешение компонентов, находящихся в сухом виде, производится с использованием магнитной мешалки и ультразвукового диспергатора при дальнейшем горячем прессовании полученной композиции (метод *A*); и во-вторых, метод, основанный на смешении компонентов в расплаве полимера с применением дискового экструдера при дальнейшем придании композиту необходимой формы способом горячего прессования (метод *B*).

Эти методы использовались для синтеза композитов на основе частично-кристаллического полиэтилена с применением в качестве наполнителей УНТ или микрочастиц алюминия. Применяемые в ходе исследований

углеродные нанотрубки изготавливались методом CVD (англ. Chemical vapor deposition – химическое парофазное осаждение). Содержание минеральных примесей в них составляло ~ 0,1 %. Удельная площадь поверхности УНТ, определенная адсорбцией N_2, равнялась 190 м²/г. Внешний диаметр УНТ, определенный с помощью метода малоуглового рассеяния рентгеновских лучей, составлял 20 нм, длина – (1…5) мкм, толщина стенок ~ 5 нм [13, 14]. Производитель углеродных трубок – ООО «Спецмаш».

Используемые в качестве наполнителя микрочастицы алюминия были получены из алюминиевых опилок посредством их растирания в шаровой мельнице до образования частиц размером (0,5…1) мкм. Коэффициент теплопроводности полимерных композитов определялся с использованием прибора ИТ-λ-400 [15].

При оценке себестоимости разрабатываемых композитов стоимость их компонентов принимались по данным Лондонской товарной биржи.

Изложение основного материала исследований

Характерные результаты выполненных экспериментальных исследований представлены на рис. 1, 2. Рис. 1 иллюстрирует концентрационные зависимости коэффициента теплопроводности для полимерных микро- и нанокомпозитов, полученных с применением методов *A* и *B*, которые базируются на смешении компонентов в сухом виде и в расплаве полимера соответственно. Как видно, для данных методов существенно отличаются значения коэффициентов теплопроводности композиционных материалов, величины перколяционных порогов, характер зависимости $\lambda = f(\omega)$ и пр.

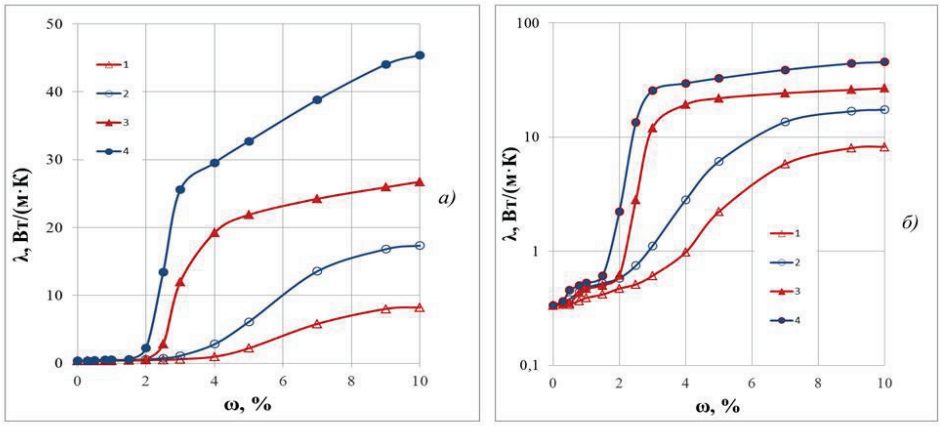


Рис. 1. Зависимость от массовой доли наполнителя коэффициентов теплопроводности полимерных композитов на основе полиэтилена, полученных с использованием методов смешения компонентов в сухом виде (1, 2) и в расплаве полимера (3, 4) при наполнении полимерной матрицы микрочастицами алюминия (1, 3) и УНТ (2, 4): а), б) – линейная и логарифмическая шкала по оси ординат соответственно.

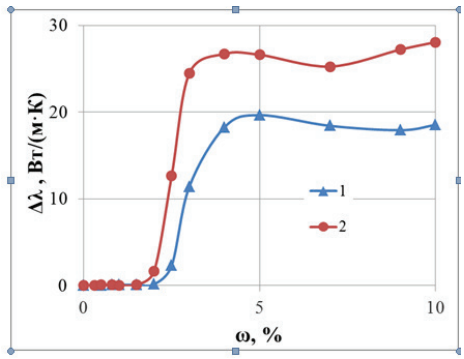


Рис. 2. Отличие коэффициентов теплопроводности композиционных материалов Δλ на основе полиэтилена, отвечающих различным методам их получения при наполнении полимерной матрицы микрочастицами алюминия (1) и углеродными нанотрубками (2).

Что касается отличий $\Delta\lambda$ в значениях коэффициентов теплопроводности рассматриваемых композитов при использовании разных методов их получения, то согласно приведенным данным они могут быть весьма значительными. При этом во всем исследуемом диапазоне изменения ω большие величины λ отвечают композиционным материалам, полученным на основе метода *B*. Представленные результаты свидетельствуют также о том, что указанные отличия в значениях λ существенно зависят от типа наполнителя и его массовой доли ω. Как видно из рис. 2, отличия $\Delta\lambda$ для полиэтилена, наполненного УНТ, оказываются более существенными, чем при его наполнении *Al*. Так, в первом случае максимальные значения $\Delta\lambda$ составляют 28,1 Вт/(м·К), а во втором – лишь 19,7 Вт/(м·К).

Относительно зависимостей величины $\Delta\lambda$ от массовой доли наполнителя, то, как видно из рис. 2, они качественно одинаковы для полиэтилена, наполненного алюминием и УНТ. А именно, при низких значениях ω отличия $\Delta\lambda$ пренебрежимо малы. Далее с увеличением ω они существенно повышаются, достигая локального максимума, и затем несколько снижаются при дальнейшем незначительном росте. То есть расхождение величин λ композитов, отвечающих разным методам их получения, оказываются весьма существенными практически во всем диапазоне изменения массовой доли наполнителя, исключая ее низкие значения.

Важно также подчеркнуть, что методы получения композитов оказывают существенное влияние на максимальные значения их коэффициента теплопроводности, которые могут быть достигнуты в рамках рассматриваемого диапазона изменения массовой доли наполнителя. Как следует из приведенных данных, при использовании метода *B* максимальное значение λ для полиэтилена, наполненного алюминием, превышает соответствующее значение, отвечающее методу *A*, в 3,2 раза. Для полиэтилена, наполненного УНТ, это превышение составляет 2,6 раза.

Представленные экспериментальные данные свидетельствуют о том, что особенности проявления эффектов резкого изменения λ композитов при определенных значениях ω существенно зависят от метода их получения. Как видно из рис. 1*б*, зависимости $\lambda = f(\omega)$ характеризуются наличием двух скачков коэффициентов теплопроводности, которые отвечают величинам ω, называемым перколяционными порогами. Достижению первого из указанных порогов соответствует образование перколяционных кластеров из частиц наполнителя, достижению второго – формирование перколяционной сетки. Данные перколяционные структуры представляют собой высокотеплопроводные среды, в большой мере ответственные за теплопроводящие свойства композитов в целом.

Как видно из рис. 1*б*, для полиэтилена, наполненного как *Al*, так и УНТ, значения перколяционных порогов оказываются меньшими в случае применения метода *B*. При использовании в качестве наполнителя микрочастичек *Al* первый перколяционный порог ω_1 равняется 0,59 % и 0,55 %, а второй ω_2 порог 2,96 % и 1,98 % для методов *A* и *B* соответственно. В случае же применения в качестве наполнителя УНТ первый перколяционный порог отвечает $\omega_1 = 0{,}48$ % , а второй $\omega_2 = 2{,}09$% при сухом методе смешения компонентов (метод *A*) и $\omega_1 = 0{,}33$ % и $\omega_2 = 1{,}55$ % при смешении компонентов в расплаве полимера (метод *B*).

Из данных, приведенных на рис. 1*а*, следует, что методы получения композитов оказывают заметное влияние на характер зависимости $\lambda = f(\omega)$. Во-первых, для композитов, полученных на основе метода *A*, заметный рост коэффициента теплопроводности λ начинается при больших, чем для метода *B* значениях ω, отвечающих второму перколяционному порогу. И далее, с повышением массовой доли наполнителя коэффициенты теплопроводности монотонно возрастают.

При получении же композитов с использованием метода *B* имеет место весьма резкое увеличение λ при $\omega > \omega_2$, которое при некотором значении $\omega = \omega_c$, сменяется существенно менее интенсивным ростом. В случае наполнения полиэтилена микрочастицами алюминия $\omega_c \approx 4$ %, а при наполнении его УНТ $\omega_c \approx 3$ %.

Что касается описанных закономерностей влияния методов получения рассматриваемых полимерных композитов на их теплопроводящие свойства, то они непосредственно связаны со степенью равномерности распределения наполнителя в полимерной матрице. Более высокие значения коэффициентов теплопроводности композитов, полученных с использованием метода *B*, обусловлены большей равномерностью распределения наполнителя в расплаве полимера. Указанная повышенная равномерность служит причиной более эффективного формирования перколяционных структур, являющихся своеобразными высокотеплопроводящими каналами. Данное обстоятельство и определяет увеличение коэффициентов теплопроводности композитов, полученных по методу *B*.

Как уже отмечалось, влияние метода получения композитов на их теплопроводящие свойства оказывается более существенным для полиэтилена, наполненного УНТ, чем при его наполнении микрочастицами алюминия. Это объясняется тем, что формирование перколяционных структур из УНТ ввиду их значительной относительной длины в большей мере зависит от равномерности распределения наполнителя в полимерной матрице. Так что повышение степени равномерности распределения в полимерной матрице УНТ в случае их получения по методу *B* приводит к более эффективному формированию перколяционных кластеров и сеток.

Проведенный сравнительный анализ методов получения полимерных микро- и нанокомпозитов касается сопоставления только их теплопроводящих свойств. Очевидно, в общем случае при выборе того или иного метода могут приниматься во внимание различные критерии эффективности их использования, такие как объемы применения композитов, престижная эффективность («результат любой ценой»), себестоимость их получения и т.д. Что касается себестоимости собственно реализации метода, то она заметно выше для

метода *B* ввиду наличия процесса проплавления полимера. Однако стоимость компонентов композиционного материала при заданном значении λ оказывается большей в случае метода *A* в связи с большей массовой долей дорогостоящего наполнителя (*Al* или УНТ). Таким образом, в общей себестоимости получения полимерных композитов фигурируют два конкурирующих фактора. Первый из них, касающийся себестоимости собственно технологии, и второй – себестоимости компонентов композиционного материала. При доминировании того или иного фактора более предпочтительным оказывается соответствующий метод.

На рис. 3, 4 представлены зависимости себестоимости рассматриваемых композитов от величины коэффициента теплопроводности в линейной и логарифмической координатах. Как видно, в плане меньшей себестоимости композитов метод *A* является более эффективным лишь при низких значениях λ, отвечающих небольшим массовым долям наполнителя.

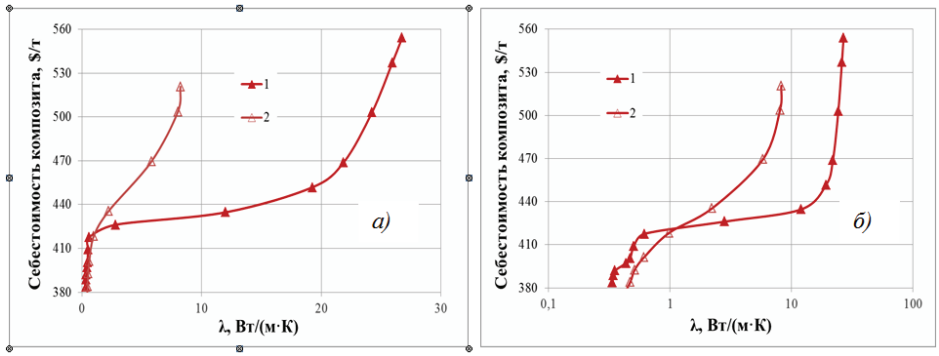


Рис. 3. Себестоимость композиционных материалов на основе полиэтилена, наполненного микрочастицами алюминия, для различных методов получения композитов: метод B (1); метод A (2); а), б) – линейная и логарифмическая шкала по оси абсцисс соответственно.

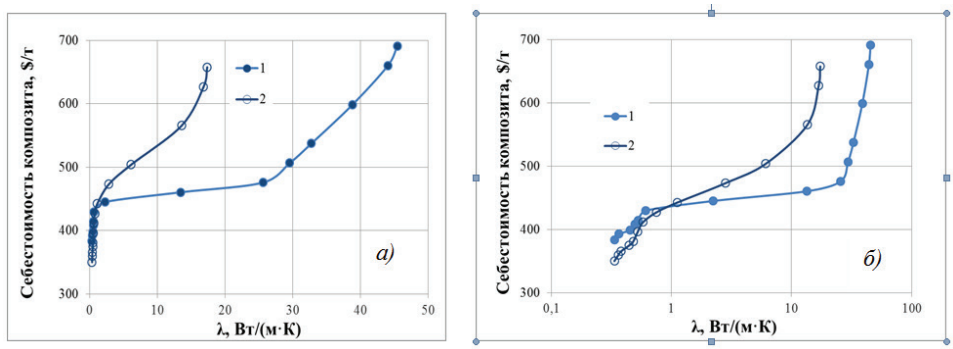


Рис. 4. Себестоимость композиционных материалов на основе полиэтилена, наполненных углеродными нанотрубками, для различных методов получения композитов: метод B (1); метод A; а), б) – линейная и логарифмическая шкала по оси абсцисс соответственно.

Выводы

1. На основе экспериментальных исследований проведен сравнительный анализ характеристик полимерных микро- и нанокомпозиционных материалов на основе полиэтилена в условиях использования двух методов их получения, которые базируются на смешении компонентов в сухом виде (метод *A*) и в расплаве полимерной матрицы (метод *B*).
2. Построены концентрационные зависимости коэффициентов теплопроводности для полиэтилена, наполненного УНТ или микрочастицами алюминия. При этом показано, что:
   - применение метода *B* может обеспечить получение микро- и нанокомпозитов с существенно более высокими теплопроводящими свойствами;
   - при наполнении полиэтилена УНТ эффект повышения его коэффициента теплопроводности, обусловленный применением метода *B*, оказывается более

значительным, чем в случае использования в качестве наполнителя микрочастиц *Al*;

• для метода *A* оба скачка коэффициента теплопроводности рассматриваемых композитов на кривой $\lambda = f(\omega)$ отвечают большим значениям массовой доли наполнителя ω_1 и ω_2.

3. Выполнена оценка себестоимости полимерных композитов, полученных с использованием методов, основанных на смешении компонентов в сухом виде и в расплаве полимерной матрицы. Установлено, что данная себестоимость определяется в большой мере двумя конкурирующими факторами, каждый из которых отражает преимущества одного из методов, а именно, меньшую при фиксированном значении λ стоимость компонентов композита для метода *B*, и более низкую стоимость собственно реализации технологии для метода *A*. Показано, что по себестоимости рассматриваемых композитов метод *B* является предпочтительным во всем диапазоне изменения массовой доли наполнителя, исключая ее весьма низкие значения, где целесообразно использование метода *A*.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Han Z., Fina A.* Thermal conductivity of carbon nanotubes and their polymer nanocomposites: a review// Prog. Polym. Sci. – 2011. – Vol. 36. – P. 914-944.

2. *Improving thermal conductivity* while retaining high electrical resistivity of epoxy composites by incorporating silicacoated multiwalled carbon nanotubes / Wei Cui, Feipeng Du, Jinchao Zhao, Wei Zhang, Yingkui Yang, Xiaolin Xie, Yiu-Wing Mai // Carbon. – 2011. – Vol. 49. – P. 495-500.

3. *A large increase in the thermal conductivity* of carbon nanotube/polymer composites produced by percolation phenomena / Su Yong Kwon, Il Min Kwon, Yong-Gyoo Kim, Sanghyun Lee, Young-Soo Seo // Carbon. – 2013. – Vol. 55. – P. 285-290.

4. *Polyethylene nanofibres with very high thermal* conductivities / Sheng Shen, Asegun Henry, Jonathan Tong, Ruiting Zheng and Gang Chen // Nature nanotechnology. – 2010. – Vol. 5. – P. 251-255.

5. *Carbon nanotube–polymer composites:* Chemistry, processing, mechanical and electrical properties / Zdenko Spitalsky, Dimitrios Tasis, Konstantinos Papagelis, Costas Galiotis // Progress in Polymer Science. – 2010. – Vol. 35. – P. 357-401.

6. *Hernandez-Montelongo J.* Porous silicon-cyclodextrin based polymer composites for drug delivery applications / J. Hernandez-Montelongo, N. Naveas, S. Degoutin, N. Tabary, F. Chai, V. Spampinato, G. Ceccone, F. Rossi, V. Torres-Costa, M. Manso-Silvan, B. Martel. – Carbohydrate Polymers. – 2014. – Vol. 110. – P. 238-252.

7. *Diaz-Bleis D.* Thermal characterization of magnetically aligned carbonyl iron/agar composites / D. Diaz-Bleis, C. Vales-Pinzón, Y. Freile-Pelegrín, J.J. Alvarado-Gil. – Carbohydrate Polymers. – 2014. – Vol. 99. – P. 84-90.

8. *Samanvaya S.* Polymer–Particle Composites: Phase Stability and Applications in Electrochemical Energy Storage / Samanvaya Srivastava, Jennifer L. Schaefer, Zichao Yang, Zhengyuan Tu and Lynden A. Archer. – Advansed Material. – 2014. – Vol. 26. – P. 201-234.

9. *Sathyanarayana S.* Thermoplastic Nanocomposites with Carbon Nanotubes / S. Sathyanarayana, C. Hübner. – Structural Nanocomposites. – 2013. – P. 19-60.

10. *Huang Y. Y.* Dispersion of Carbon Nanotubes: Mixing, Sonication, Stabilization, and Composite Properties / Yan Yan Huang, Eugene M. Terentjev. – Polymers. – 2012. – V. 4.– P. 275-295.

11. *Peng-Cheng Ma.* Dispersion and functionalization of carbon nanotubes for polymerbased nanocomposites: A review / Peng-Cheng Ma, Naveed A. Siddiqui, Gad Marom, Jang-Kyo Kim. – Composites: Part A. – 2010. – V. 41.– P. 1345-1367.

12. *Дінжос Р. В.* Вплив методу введення наповнювача на теплофізичні властивості систем на основі термопластичних полімерів та вуглецевих нанотрубок / Р. В. Дінжос, Е. А. Лисенков, Н. М. Фіалко, В. В. Клепко // Фізична інженерія поверхні. – 2014. – Т.12, №4. – С. 446-453.

13. *Малежик А.В., Семенцов Ю.И., Янченко В.В.* Синтез углеродных нанотрубок методом каталитического разложения // Журнал прикладной химии. – 2005. – Т.78. – С. 938-943.

14. *Структура многослойных углеродных нанотрубок, полученных каталитическим разложением* этилена на наночастицах никеля / Н.В. Лемеш, Э.А. Лысенков, Ю.П. Гомза и др. // Украинский химический журнал. – 2010. – Т. 76, №5. – С. 29-36.

15. *Giovanni A. L.* A Steady-State Apparatus to Measure the Thermal Conductivity of Solids // Int. J. Thermophys. – 2008. – Vol. 29. – P. 664–677.

HEAT CONDUCTIVITY OF POLYMERIC MICRO- AND NANOCOMPOSITES BASED ON POLYETHYLENE AT VARIOUS METHODS OF THEIR PREPARATION

Fialko N.M.[1], Dinzhos R.V.[2], Sherenkovskiy Yu.V.[1], Meranova N.O.[1], Navrodskaya R.A.[1]

[1]Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine,
2a, Zhelyabova str., Kyiv, 03680, Ukraine

[2]Nikolaev National University named after V.A. Sukhomlinskiy, 24, Nikolska str., Mykolaev, 540030, Ukraine

Key words: polymeric micro- and nanocomposites, heat conductivity, methods of synthesis of composites, carbon nanotubes.

The results of a comparative analysis of the heat conductivity properties of polymer micro- and nanocomposites based on polyethylene obtained using methods based on the mixing of components in a dry form or a melt of a polymer matrix are submitted. For polyethylene, filled with carbon nanotubes and aluminum particles, data on the effect of methods of synthesis of composites on the values of percolation thresholds, the concentration dependence of the coefficients of heat conductivity, etc. are presented. Based on the theory of percolation, the dependence of the heat conductivity coefficients of the polymer composites on the methods of their synthesis has been interpreted. The questions of an estimation of the cost price of investigated polymeric composites at use of different methods of their reception are considered.
Reference 15, figures 4.

1. *Han Z., Fina A.* Thermal conductivity of carbon nanotubes and their polymer nanocomposites: a review, Prog. Polym. Sci., 2011, Vol. 36, p. 914-944. (Eng.)

2. *Wei Cui, Feipeng Du, Jinchao Zhao, Wei Zhang, Yingkui Yang, Xiaolin Xie, Yiu-Wing Mai.* Improving thermal conductivity while retaining high electrical resistivity of epoxy composites by incorporating silicacoated multi-walled carbon nanotubes, Carbon, 2011, Vol. 49,– p. 495-500. (Eng.)

3. *Su Yong Kwon, Il Min Kwon, Yong-Gyoo Kim, Sanghyun Lee, Young-Soo Seo.* A large increase in the thermal conductivity of carbon nanotube/polymer composites produced by percolation phenomena, Carbon, 2013, Vol. 55, p. 285-290. (Eng.)

4. *Sheng Shen, Asegun Henry, Jonathan Tong, Ruiting Zheng, Gang Chen.* Polyethylene nanofibres with very high thermal conductivities, Nature nanotechnology, 2010, Vol. 5, p. 251-255. (Eng.)

5. *Spitalsky Zdenko, Tasis Dimitrios, Papagelis Konstantinos, Galiotis Costas.* Carbon nanotube–polymer composites: Chemistry, processing, mechanical and electrical properties, Progress in Polymer Science, 2010, Vol. 35, p. 357-401. (Eng.)

6. *Hernandez-Montelongo J., Naveas N., Degoutin S., Tabary N., Chai F. , Spampinato V., Ceccone G., Rossi* F., *Torres-Costa V., Manso-Silvan M., Martel B.* Porous silicon-cyclodextrin based polymer composites for drug delivery applications, Carbohydrate Polymers, 2014, Vol. 110, p. 238-252. (Eng.)

7. *Diaz-Bleis D., Vales-Pinzón C., Freile-Pelegrín Y., Alvarado-Gil J.J.* Thermal characterization of magnetically aligned carbonyl iron/agar composites, Carbohydrate Polymers, 2014, Vol. 99, p. 84-90. (Eng.)

8. *Samanvaya S., Jennifer L. Schaefer, Zichao Yang, Zhengyuan Tu, Lynden A. Archer.* Polymer–Particle Composites: Phase Stability and Applications in Electrochemical Energy Storage, Advansed Material, 2014, Vol. 26, p. 201-234. (Eng.)

9. *Sathyanarayana S., Hübner C.* Thermoplastic Nanocomposites with Carbon Nanotubes, Structural Nanocomposites, 2013, p. 19-60. (Eng.)

10. *Huang Y. Y., Terentjev E. M.* Dispersion of Carbon Nanotubes: Mixing, Sonication, Stabilization, and Composite Properties, Polymers, 2012, V. 4, p. 275-295. (Eng.)

11. *Peng-Cheng Ma, Naveed A. Siddiqui, Gad Marom, Jang-Kyo Kim*. Dispersion and functionalization of carbon nanotubes for polymer-based nanocomposites: A review, Composites: Part A, 2010, Vol. 41, p. 1345-1367. (Eng.)

12. *Dinzhos R.V., Lysenkov E. A., Fialko N. M., Klepko V. V.* Influence of the method of filling the filler on the thermophysical properties of systems based on thermoplastic polymers and carbon nanotubes, Physical engineering the surface, 2014, Vol.12, №4, p. 446-453. (Ukr.)

13. *Malezhik A.V., Sementsov Yu.I., Yanchenko V.V.* Synthesis of carbon nanotubes by catalytic decomposition, Journal of Applied Chemistry, 2005, Vol.78, p. 938-943. (Rus.)

14. *Lemesh N.V., Lysenkov E.A., Gomza Yu.P. and etc.* Structure of multilayered carbon nanotubes obtained by catalytic decomposition of ethylene on nickel nanoparticles, Ukrainian Chemical Journal, 2010, Vol. 76, №5, p. 29-36. (Rus.)

15. *Giovanni A. L.* A Steady-State Apparatus to Measure the Thermal Conductivity of Solids, Int. J. Thermophys, 2008, Vol. 29, p. 664–677. (Eng.)

Получено 03.10.2017
Received 03.10.2017

УДК 536.24: 541.11

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ ВОЗДУХОМ ТРУБЫ С ИСКУССТВЕННОЙ АСИММЕТРИЕЙ

Халатов А.А., академик НАН Украины, **Коваленко Г.В.,** канд. техн. наук, **Мейрис А.Ж.**

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, Киев, 03680, Украина

Виконано експериментальне дослідження і комп'ютерне моделювання гідродинаміки і тепловіддачі циліндричної труби і труби з інтерцепторами, встановленими по черзі то на правій, то на лівій частині зовнішньої поверхні, при обтіканні їх повітрям.

Показано, що введення штучної тривимірності течії призводить до інтенсифікації тепловіддачі в дослідженому діапазоні швидкостей обтікання.

Выполнено экспериментальное исследование и компьютерное моделирование гидродинамики и теплоотдачи гладкостенной трубы и трубы с интерцепторами, установленными поочередно то на правой, то на левой части наружной поверхности, при обтекании их воздухом.

Показано, что введение искусственной трехмерности течения приводит к интенсификации теплоотдачи в исследованном диапазоне скоростей обтекания.

An experimental research and computer modeling airflow and heat transfer of smooth tube and pipe with interceptors, mounted alternately on the right and on the left side of the outer surface, were performed.

It was shown that the arrangement of an artificial three-dimensional flow leads to an intensification of heat transfer in the investigated range of flow velocities.

Библ. 6, рис. 4.

Ключевые слова: интенсификация теплообмена, теплоотдача и гидравлическое сопротивление, поперечное обтекание трубы, интерцепторы, установленные несимметрично.

A – коэффициент;

Nu_{av} – число Нуссельта среднее по поверхности;

D – диаметр трубы;

Re – число Рейнольдса;

fi – угол от лобовой образующей;

s – длина интерцептора;

h – высота интерцептора;

V – скорость теплоносителя на входе в теплообменную поверхность;

Nu – местное число Нуссельта;

v – коэффициент кинематической вязкости.

Введение

Создание эффективных и компактных теплообменных поверхностей является актуальной задачей в ряде областей техники. Трубчатые теплообменные поверхности показали свою надежность и технологичность, хотя по теплогидравлической эффективности их превосходят пластинчатые и поверхности со сложным формированием стенки.

При поперечном обтекании цилиндра (трубы) в его кормовой части образуется зона отрывных течений, характеризующаяся пониженной теплоотдачей [1, 2]. Одним из путей решения проблемы интенсификации теплообмена является принудительная турбулизация пограничного слоя [3].

В настоящем исследовании основное внимание уделяется организации искусственной трехмерности течения с помощью несимметрично установленных интерцепторов. На потенциальную полезность этого приема указывает сравнение коэффициентов лобового сопротивления цилиндров и шаров в диапазоне чисел Рейнольдса $1000 \le Re \le 20000$. В указанном диапазоне коэффициенты, как для цилиндра, так и для шара изменяются мало. Турбулизация пограничного слоя происходит при числах Рейнольдса $Re \approx 3 \cdot 10^6$, но сами величины коэффициента сопротивления для цилиндра в 2,5 раза больше, чем для шара. Кормовой вихрь за шаром имеет возможность свернуться в плоскости перпендикулярной основному потоку и обеспечить более интенсивное обтекание кормовой части, чем в случае течения около цилиндра. Об этом свидетельствует сравнение уравнений, описывающих теплоотдачу при обтекании воздухом шара (1) [4] и цилиндра (2) [1].

$$Nu_{av} = 0{,}37 \cdot Re^{0,6} \qquad \text{для } 17 \le Re \le 70000 \qquad (1)$$

$$Nu_{av} = 0{,}25 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,38} \cdot (Pr/Pr_w) \qquad \text{для } 1000 \le Re \le 20000 \qquad (2)$$

В исследуемом диапазоне скоростей числа Нуссельта для шара в 1,69 раза больше, чем для цилиндра, а теплогидравлическая эффективность, соответственно, в 4,2 раза.

Формулировка цели работы

Целью настоящей работы является оценка эффективности предлагаемого способа интенсификации теплоотдачи

трубчатой теплообменной поверхности с помощью интерцепторов, размещенных несимметрично на правой и левой (по отношению к направлению набегающего потока) частях трубы.

Анализ результатов работы

Схема размещения (козырьков) интерцепторов показана на рис. 1.

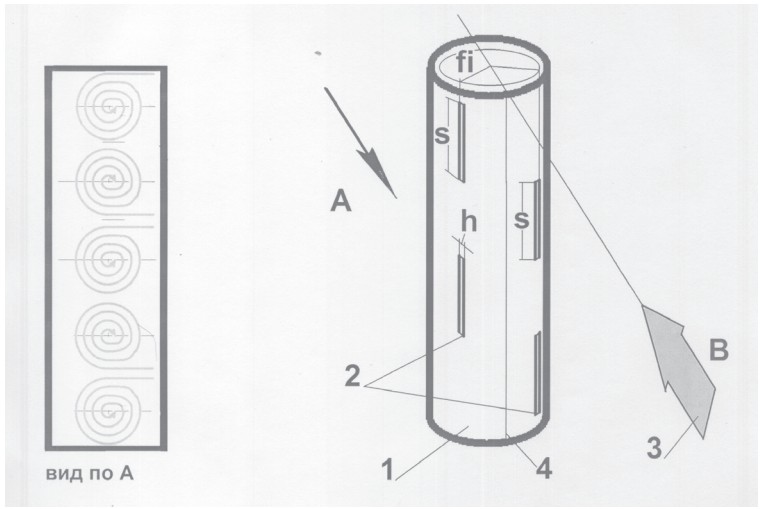


Рис. 1. Схема элемента теплообменной поверхности:
1 – труба; 2 – (козырьки) интерцепторы; 3 – направление потока теплоносителя; 4 – лобовая линия.

Оси труб 1 теплообменной поверхности размещены поперек потока теплоносителя 3. На боковых поверхностях труб имеются продольные козырьки (интерцепторы) 2, ориентированные по отношению к направлению потока под углом, находящемся в диапазоне -10° … +10°, причем козырьки на правой стороне трубы размещены в промежутках между козырьками левой стороны и наоборот. Длина козырьков и промежутков между ними *s* находится в диапазоне 0,5…1,5 диаметра трубы. Козырьки установлены на угловом расстоянии от лобовой линии теплообменной поверхности, величина которой находится в диапазоне 83° …92°, что соответствует месту отрыва ламинарного пограничного слоя. Высота козырьков находится в диапазоне, определяемом выражением (3) для толщины пограничного слоя [4].

$$h = A\times (0{,}7854\cdot D)/(V/\nu)^{0{,}20}, \qquad (3)$$

где коэффициент *A* выбирается в диапазоне 1,18 ... 0,74.

Коэффициенты теплоотдачи от описанной теплообменной трубчатой поверхности при h = 4мм определялись экспериментально в аэродинамической трубе открытого типа [5].

При поперечном обтекании трубчатого элемента теплообменной поверхности возникает отрыв потока. Причем, при обтекании гладкой трубы отрыв локализуется в точке, находящейся на угловом расстоянии fi < 90° от лобовой точки трубы (рис. 1). Результатом отрыва потока является создание системы обособленных вихрей, «дорожка Кармана», которая является одной из основных причин возникновения зоны пониженного давления за трубой, ответственной за гидравлическое сопротивление теплообменной поверхности. Турбулентный пограничный слой характеризуется большей устойчивостью. В результате его отрыв происходит после прохождения потоком максимального поперечного размера трубы и размер зоны пониженного давления за трубой резко уменьшается [3].

В предлагаемой конструкции турбулизирующие козырьки установлены в зоне, где мог бы произойти отрыв ламинарного пограничного слоя, чем обеспечивается обтекание дополнительной части теплообменной поверхности турбулизированным потоком теплоносителя.

Периодичность размещения козырьков то на правой образующей трубы, то на левой, приводит к тому, что турбулизированная струя, шириной *s* заходит дальше на кормовую часть трубы, чем его «соседка» с гладкого участка, лишенного козырька. Это приводит к скручиванию вихрей, которые сходят с трубы в плоскости, перпендикулярной направлению потока, в устойчивые торообразной образования, характеризующиеся малым сопротивлением распространению в неподвижной окружающей среде, в связи с тем, что движение их внешних частиц компенсируется вращением потока внутри торообразного вихря.

Выбор длины козырьков и расстояния s между ними обусловлен тем, что она обеспечивает образование правильных торообразной вихрей, внешний диаметр которых не превышает диаметра (ширины) трубы.

Экспериментальные исследования, проведенные в Институте технической теплофизики НАН Украины с трубами диаметром 20…24 мм в потоке воздуха в диапазоне чисел Рейнольдса 1000...16000, показали, что применение предложенных теплообменных поверхностей увеличивает коэффициент теплоотдачи на 15 …17 % при уменьшении гидравлического сопротивления на 14 %.

Для объяснения причин интенсификации было проведено численное моделирование.

Расчеты проводились для чисел Рейнольдса, соответствующих скоростям во входном сечении в диапазоне 6...15 м/с.

Граничные условия задавалась следующим образом: на входе канала – скорость потока постоянная, температура воздуха – 22°С; на выходе из канала постоянное атмосферное давление; на поверхности исследуемой трубы – граничные условия первого рода – t = 0°С, на верхней, нижней и боковых поверхностях канала – отсутствие теплообмена и симметричные граничные условия.

Расчет прекращался, когда в двух последовательных итерациях отсутствовали изменения в пятом знаке значений основных параметров.

Дискретизации расчетной области проводилась во встроенном редакторе сеток ANSYS ICEM CFD. На поверхности стенки создавались призматические слои, которые позволяют более качественно описывать процессы, происходящие в пограничном слое. Основные параметры дискретизации расчетной области: число призматических слоев – 10, фактор прироста призматических слоев 1,05. Максимальный размер ячейки в исследуемой модели составлял 5 мм. Количество элементов в модели составляло 11,5 млн. Теплофизические свойства воздуха задавались с помощью эмпирических уравнений.

При исследовании тестировались три модели турбулентности: SST модель Ментера и модели напряжений Рейнольдса – SSG и LRR. Лучшее совпадение с экспериментальными данными показала модель турбулентности SSG, которая и была выбрана для исследования течения.

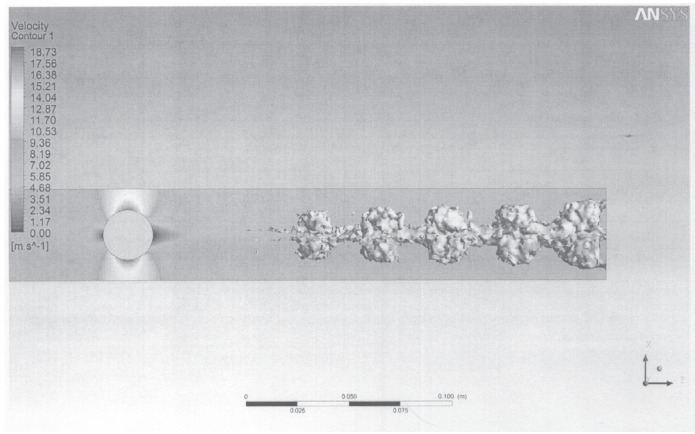


Рис. 2. Вихревые структуры при обтекании гладкой трубы. (Компьютерное моделирование).

При обтекании цилиндра в кормовой его части образуется отрыв пограничного слоя, который является причиной возникновения регулярной последовательности вихрей, называемой «дорожкой Кармана» [3]. Регулярные вихри, наблюдающиеся в диапазоне чисел Рейнольдса $60 > Re \geq 5000$, представляют собой цилиндрические образования с осью, параллельной оси цилиндра. При этом коэффициент сопротивления в указанном диапазоне примерно равен единице.

Результаты компьютерного моделированияобтекания гладкого цилиндра показаны на рис. 2. За кормовой частью трубы находится зона обратных токов с малыми скоростями. Она занимает областьразмером около 120°. Длина и ширина крупных вихревых зон соизмерима с диаметром трубы.

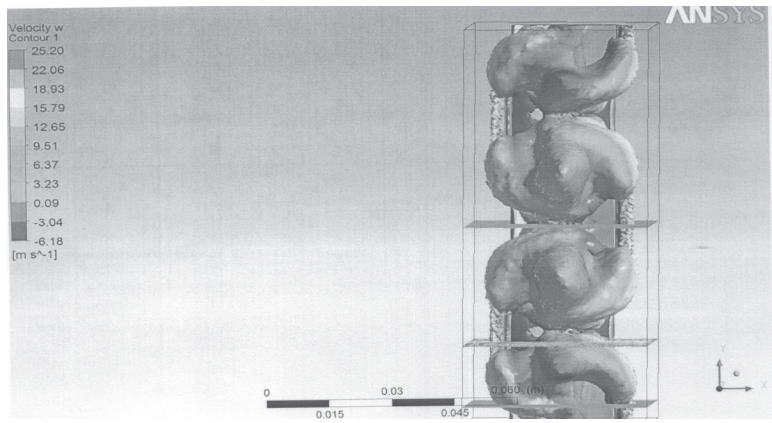


Рис. 3. Вид на вихревые образования за кормовой частью трубы с искусственной асимметрией. (Компьютерное моделирование. Re = 36960).

Теплообменная поверхность с искусственной асимметрией работает следующим образом. Поток теплоносителя натекает на трубчатые элементы теплообменной поверхности и на каждом из них делится около лобовой образующей 4 (рис. 1) на два потока (условно говоря «правый» и «левый»). В результате несимметричного расположения турбулизирующих козырьков (интерцепторов) на расстоянии fi от лобовой образующей один из них (например, «левый») тормозится и турбулизируется козырьком, в то время, когда «правый» поток беспрепятственно распространяется на кормовую часть трубы. В результате один из потоков, опережая другого, формирует за кормовой частью трубы вихрь в плоскости перпендикулярной направлению основного потока. Результаты компьютерного моделирования этого течения показаны на рис. 3.

Направления вращения соседних вихрей за кормовой частью трубы противоположны. Это приводит к появлению двух компонентов скорости, перпендикулярных к оси трубы за каждым козырьком (рис. 3). Наличие таких поперечных течений в области, где за гладкой трубой размещена застойная зона, является основой интенсификации теплообмена в кормовой части трубы. Размер зон пониженного давления в центе каждого из вихрей за кормовой частью трубы зависит от выбранной длины турбулизирующих козырьков и может быть меньше, чем застойная зона за гладкой трубой (начало «дорожки Кармана», которая является одной из основных причин возникновения зоны пониженного давления за трубой, ответственного за гидравлическое сопротивление теплообменной поверхности). Турбулентный пограничный слой характеризуется большей устойчивостью. В результате размер зоны пониженного давления за трубой оказывается меньше, чем за гладкой трубой [3].

На рис. 4 показаны распределения относительных местных коэффициентов теплоотдачи по окружностям гладкой трубы [6] и трубы с искусственной асимметрией (компьютерное моделирование).

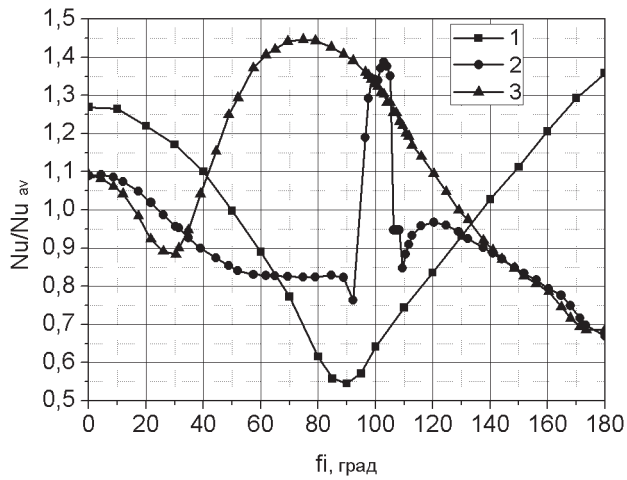


Рис. 4. Изменение местного числа Нуссельта по окружности цилиндров, гладкого и цилиндра с интерцепторами:
1 – гладкий цилиндр, Re = 40000 [3]; 2 – полуцилиндр с интерцептором (Re = 36960);
3 – полуцилиндр без полуцилиндра интерцептора (Re = 36960).

По оси ординат отложены значения местного числа Нуссельта, приведенные к величине средней по окружности. Для гладкой трубы показано распределение теплоотдачи на одном полуцилиндре (кривая 1). Для трубы с интерцептором кривая 2 иллюстрирует теплоотдачу полуцилиндра с козырьком, а кривая 3 соответствует полуцилиндру без козырька. От лобовой точки fi = 0 теплоотдача уменьшается вследствие нарастания толщины пограничного слоя. Минимум у кривой 1 соответствует естественному отрыву пограничного слоя. В месте расположения интерцептора ($fi \approx 90^{o}$) и сразу за ним на кривой 2 наблюдается резкий «всплеск» теплоотдачи. Увеличение теплоотдачи (наиболее значительное) происходит в части потока, повернувшего в область, не загроможденную козырьком. В результате график зависимости числа Нуссельта от угла fi для трубы с интерцептором оказывается более заполненным, чем для гладкой трубы.

Экспериментальные исследования, проведенные в Институте технической теплофизики НАН Украины с трубами диаметром 20…24 мм в потоке воздуха в диапазоне чисел Рейнольдса 1000…16000, показали, что применение теплообменных поверхностей с искусственной асимметрией увеличивает коэффициент теплоотдачи на 15 % при уменьшении гидравлического сопротивления на 14 %.

В диапазоне чисел Рейнольдса $1000 < Re < 16000$ коэффициенты теплоотдачи от пучка труб с интерцепторами превышали коэффициенты теплоотдачи гладких труб на величину от 15 % до 17 % при уменьшении гидравлического сопротивления на 14 %.

Компьютерное моделирование показало, что асимметрия расположения интерцепторов приводит к созданию устойчивой системы тороидальных вихрей вблизи кормовой поверхности трубы.

Выводы

1. Применение интерцепторов на трубчатых теплообменных поверхностях является перспективным способом интенсификации теплоотдачи.

2. Полученная степень увеличения теплоотдачи при смешанном режиме обтекания трубок составила от 15 % до 17 % и это при уменьшении гидравлического сопротивления на 14 %.

3. Изменение структуры течения в гидродинамическом следе трубы привело к увеличению скорости вблизи кормовой поверхности и благоприятному изменению теплогидравлической эффективности всей теплообменной поверхности.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.* Теплопередача. – Москва: «ЭНЕРГИЯ», 1975. – 488 с.

2. *Жукаускас А., Жюгжда И.* Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости. Вильнюс: Мокслас, 1979. – 237 с.

3. *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя. – Москва: Наука, 1969. – 744 с.

4. *Уонг Х.* Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. Пер. с англ. – М.: Атомиздат, 1979. – 216 с.

5. *Коваленко Г.В., Мейрис А.Ж.* Сравнение различных способов интенсификации теплообмена на цилиндрических поверхностях. Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2013 г. 3/12 (63), С. 58 – 60.

6. *Мигай В.К., Фирсова Э.В.* Теплообмен и гидравлическое сопротивление пучков труб. – Ленинград: «НАУКА», 1986. – 195 с.

HEAT TRANSFER AT THE CROSS FLOW OF A TUBE WITH AN ARTIFICIAL ASYMMETRY

Khalatov A.A., Kovalenko G.V., Meyris A.J.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine,
vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680, the Ukraine
E-mail: gkliashkova5@gmail.com

One way of creating compact heat exchangers is the forced turbulence in the boundary layer.
Assessment of the effectiveness of the proposed method of heat transfer augmentation of the by the tubular heat exchange surface by means of spoilers disposed asymmetrically on the right and left (relatively to the free stream direction) half-cylinder of a tube.
The tube axes of heat exchange surface were placed across the heat transfer agent flow. On the external surface of the tubes the longitudinal shields (interceptors) were installed and interceptors on the right side of the tube were installed in the gaps between the interceptors of the left side and vice versa. The length of the interceptors and intervals between them were in the range 0.5 ... 1.5 of the tube diameter. Interceptors were installed at an angular distance 83°…92° from the leading edge of the tube which corresponds to the place of the laminar boundary layer separation point. The height of the interceptors was not exceeded the of the boundary layer thickness. References 6, figures 4.

Heat transfer and fluid dynamics of one row tube bundle with interceptors were determined experimentally in a wind tunnel of the open type.

As found in the range of Reynolds numbers from 1000 to 16000 the heat transfer coefficients from the tube bundle with interceptors exceeded the heat transfer coefficients from the smooth tube from 15 % to 17 % at the pressure drop reduction by 14 %.

Computer simulation has shown that the asymmetry of interceptor arrangement leads to the creation of a stable group of the toroidal vortices near tube back side.
Conclusions:

1. Application of interceptors on the tubular heat exchange surface is a promising technique of heat transfer augmentation.

2. The resulting rate of heat transfer augmentation at the mixed flow regime ranged from 15 % to 17 % at the pressure drop reduction by 14 %.

3. Changing of the flow structure in the hydrodynamic wake of the tube led to the increase in the speed near back side region and a favorable thermal-hydraulic efficiency of the entire heat exchange surface.

1. *Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S.* Teploperedacha [Heat transfer]. Moskva, «ENERGIYa» ["ENERGY"], 1975.488 p. (Rus.)

2. *Zhukauskas A., Zhyugzhda J.* Teplootdacha tsilindra v poperechnompotokezhidkosti[Theheattransferofthecylinder in the cross flow of fluid]. Vilnius: Mokslas [Mokslas], 1979. 237 p. (Rus.)

3. *Shlihting H.* Teoriya pogranichnogo sloya [Boundary - Layer Theory]. Moskva, Nauka, 1969. 744 p. (Rus.)

4. *Wong H.* Osnovnyie formulyi i dannyie po teploobmenu dlya inzhenerov [Basic formulas and data on heat transfer for engineers]. Per. s angl. M., Atomizdat [Atomizdat], 1979. 216 p. (Rus.)

5. *Kovalenko G.V., Meyris A.Zh.* Sravnenie razlichnyih sposobov intensifikatsii teploobmena na tsilindricheskih poverhnostyah [Comparison of different ways of heat exchange intensification on cylindrical surfaces]. Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovyih tehnologiy [Eastern European Journal of Advanced Technologies]. 2013 g. 3/12 (63), P. 58 – 60. (Rus.)

6. *Migay V.K., Firsova E.V.* Teploobmen i gidravlicheskoe soprotivlenie puchkov trub [Heat transfer and hydraulic resistance of tube bundles]. Leningrad: «NAUKA» [SCIENCE], 1986. 195 p. (Rus.)

Получено 30.03.2017
Received 30.03.2017

УДК 532.536

ТЕПЛООБМЕН И ГИДРОДИНАМИКА ПРИ СМЕШАННОЙ КОНВЕКЦИИ В ПОРИСТОМ МИКРОКАНАЛЕ

Авраменко А.А., член-корреспондент НАН Украины, **Ковецкая Ю.Ю.**

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул Желябова 2а, Киев 03057, Украина

Досліджено процеси теплообміну та гідродинаміки при змішаній конвекції в вертикальному мікроканалі, заповненому пористим середовищем. Дана оцінка впливу чисел Кнудсена, Релея, Прандтля і Дарсі на коефіцієнт тепловіддачі.

Исследованы процессы теплообмена и гидродинамики при смешанной конвекции в вертикальном микроканале, заполненном пористой средой. Дана оценка влияния чисел Кнудсена, Рэлея, Прандтля и Дарси на коэффициент теплоотдачи.

The processes of heat transfer and hydrodynamics into mixed convection in a vertical microchannel occupied porous medium were investigated. There is an estimation of the effects of Knudsen numbers, Rayleigh numbers, and Darcy on the heat transfer coefficient.

Библ. 8, рис. 5.

Ключевые слова: естественная и вынужденная конвекция, пористый микроканал.

a – половина ширины канала;
A – градиент температуры на стенке;
c_p – теплоемкость при постоянном давлении;
D_e – гидравлический диаметр;
G – массовый расход;
g – гравитационное ускорение;
K – проницаемость;
L – длина свободного пробега;
p – давление;
q – тепловой поток;
T – температура;
u – осевая составляющая скорости;
x, y – декартовы координаты;
α – коэффициент температуропроводности;
β – коэффициент температурного расширения;
γ – коэффициент вязкого скольжения;
μ – динамическая вязкость;
Π – периметр канала;
ρ – плотность;
ϕ – относительная температура.

Безразмерные параметры:

E – параметр градиента давления;
Kn – число Кнудсена;
M – параметр, учитывающий пористость среды;
Nu – число Нуссельта ;
Pr – число Прандтля;
Ra – число Рэлея;
U – безразмерная осевая скорость;
Y – безразмерная координата;
Θ – безразмерная температура.

Введение

В последние годы ввиду перспективности применения микросистем, внимание многих исследователей направлено на изучение теплообмена при течении жидкости в микроканалах и микропористых средах. Результаты исследования течения в пористых микроканалах находят своё применение в микроэлектронике, энергетике, биомедицине и т.д. [1-3].

В связи с этим много работ посвящено исследованию гидродинамики, теплообмена в пористых микроканалах. В работе [4] обсуждаются актуальные исследования, посвящённые моделированию теплообмена при течении жидкости в микроструктурах с пористой средой.

Проблемы теплопередачи при комбинированной свободной и вынужденной конвекции в каналах изучались в течении многих десятилетий. Различное влияние геометрии и других факторов были исследованы как аналитически, так и численно. В статье [5] представлены результаты исследования смешанной конвекции в вертикально расположенном микроканале с граничными условиями проскользывания. Решения задачи были получены аналитически и с помощью численного подхода, основанного на методе решёток Больцмана (LBM). Получены соотношения, позволяющие оценить влияние чисел Кнудсена, Рэлея и Прандтля на профили скорости и температуры.

При течении в микроканалах эффекты разрежения характеризуются числом Кнудсена (Kn), которое является безразмерным параметром, пропорциональным отношению длины свободного пробега газа (L) к величине поперечного сечения канала (L_{Ref}). Число Кнудсена характеризует влияние проскальзывания среды на твёрдой поверхности (12), (13). Кроме того, число Кнудсена включает в себя коэффициент вязкого трения (14).

Для $Kn \le 10^{-2}$ течение жидкости в канале может быть

описано с помощью системы уравнений Навье-Стокса, с граничными условиями без проскальзывания [6]. Для $10^{-2} \le \mathrm{Kn} \le 10^{-1}$ возникает режим течения со скольжением. Для $10^{-1} \le \mathrm{Kn} \le 10$ имеет место переходной режим, для которого предположение континуума несправедливо. Такое течение может быть смоделировано с помощью метода Монте-Карло [7].

Тепловой поток через поверхность твердого тела в микроканалах генерирует скачок температуры, который можно определить как

$$\Delta T_i \sim L\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0}, \qquad (1)$$

где L пропорциональна l_k и характеризует межфазное тепловое сопротивление. Она известна также как длина Капицы .

В настоящей статье исследуются процессы теплообмена при смешанной конвекции в вертикальном пористом канале, ширина которого $2a$. Движение потока направлено снизу вверх. Рассмотрим особенности процессов теплообмена с проскальзыванием в пористой среде, используя двумерную постановку задачи.

Основные уравнения

Задача описывается модифицированным уравнением Навье-Стокса, Фурье-Кирхгофа и уравнением неразрывности. Уравнение движения отличается от классического тем, что оно содержит член, учитывающий линейное сопротивление Дарси.

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{\mu}{K}u + \rho g\beta\left(T - T_w\right), \qquad (2)$$

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

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0. \qquad (4)$$

На стенках канала задаётся постоянный тепловой поток, что соответствует линейному закону распределения температуры стенки в направлении оси x, т.е., $T_w = Ax$ [5]. Поскольку температура потока также изменяется линейно, то разность температур стенки и потока независима от координаты x.

$$T(x,y) - T_w = T(x,y) - Ax = \phi(y). \qquad (5)$$

Граничные условия проскальзывания на стенке задаются в виде

$$u = \gamma L\frac{\partial u}{\partial y}, \qquad \phi = \frac{\gamma L}{\mathrm{Pr}}\frac{\partial \phi}{\partial y} \quad \text{при } y = -a, \qquad (6)$$

$$u = -\gamma L\frac{\partial u}{\partial y}, \qquad \phi = -\frac{\gamma L}{\mathrm{Pr}}\frac{\partial \phi}{\partial y} \text{при } y = a. \qquad (7)$$

Введем следующие безразмерные параметры;

$$Y = \frac{y}{a}, \qquad U = \frac{u}{E}, \qquad \Theta = \frac{\alpha\phi}{Aa^2E}, \qquad \mathrm{Da} = \frac{K}{a^2}, \; M = (\mathrm{Da})^{-1/2}, \qquad (8)$$

$$E = \left(-\frac{dp}{dx}\right)\frac{a^2}{\mu}, \qquad \mathrm{Ra} = \frac{g\beta\rho a^4 A}{\alpha\mu}, \qquad \mathrm{Pr} = \frac{\mu}{\alpha\rho}. \qquad (9)$$

Далее проведем процедуру обезразмеривания системы уравнений (2), (3). Используя (8) и (9), уравнение (2) и (3) можно переписать в виде:

$$\frac{d^2U}{dY^2} + \mathrm{Ra}\,\Theta - MU = -1, \qquad (10)$$

$$\frac{d^2\Theta}{dY^2} - U = 0. \qquad (11)$$

Преобразуя граничные условия (6) и (7) к безразмерной форме, получим

$$U = \mathrm{Kn}\frac{dU}{dY}, \qquad \Theta = \frac{\mathrm{Kn}}{\mathrm{Pr}}\frac{d\Theta}{dY} \qquad \text{при} \qquad Y = -1, \qquad (12)$$

$$U = -\mathrm{Kn}\frac{dU}{dY}, \qquad \Theta = -\frac{\mathrm{Kn}}{\mathrm{Pr}}\frac{d\Theta}{dY} \qquad \text{при} \qquad Y = 1, \qquad (13)$$

– где $\mathrm{Kn} = \gamma L/a$ – число Кнудсена. (14)

Система уравнений (10) и (11) решается методом исключения. Дважды дифференцируя по Y уравнение (11), получаем

$$\frac{d^4\Theta}{dY^4} - \frac{d^2U}{dY^2} = 0. \qquad (15)$$

С помощью уравнения (10) можно исключить из уравнения (15) скорость. Таким образом

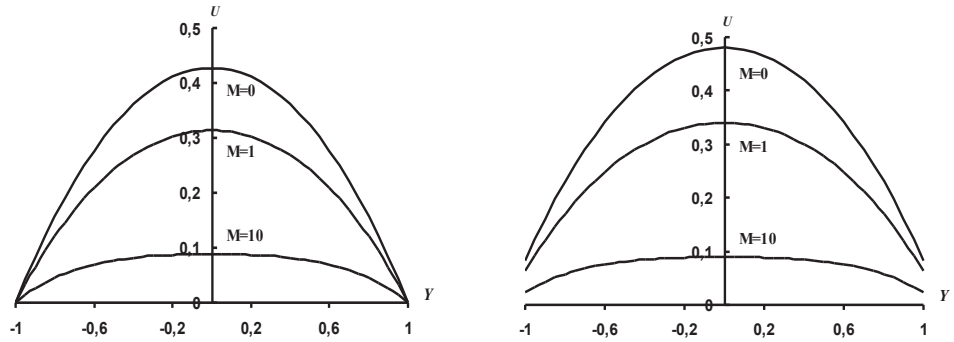
$$\frac{d^4\Theta}{dY^4} + \mathrm{Ra}\,\Theta - M\frac{d^2\Theta}{dY^2} = -1. \qquad (16)$$

Это уравнение можно решить, используя характеристическое алгебраическое уравнение четвертого порядка. Решение для функции $\Theta(Y)$, полученное таким образом, может быть в дальнейшем использовано для получения распределения скоростей $U(Y)$ из уравнения (11). При этом константы интегрирования находятся из условий (12) и (13) (в связи с громоздкостью формулы не приводятся).

В случае $M = 0$ уравнения сводятся к соответствующим решениям, полученным в работе [5].

Результаты и обсуждения

На рисунке 1 показано влияние пористости (параметра M) на профиль скорости в канале, заполненном пористой средой для различных чисел Kn при Ra = 1; Pr = 1.

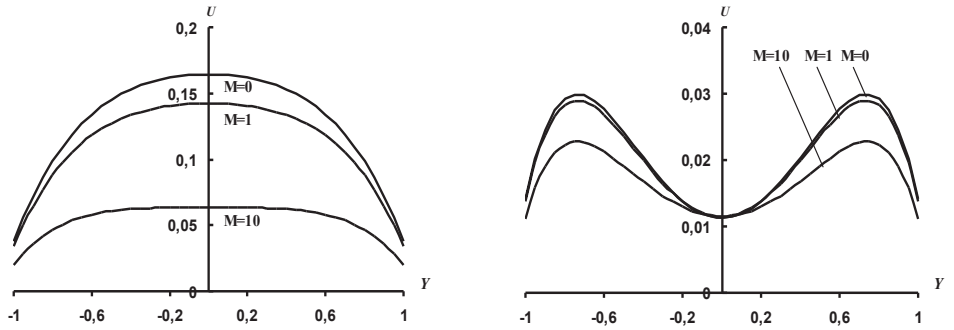


а) *б)*

Рис. 1. Распределение профилей скорости в вертикальном пористом микроканале для различных значений параметра M при: а) Kn = 0; б) Kn = 0,1.

Рисунок 1,а соответствует течению без проскальзывания на стенке (Kn = 0). Увеличение числа Кнудсена влечет за собой увеличение скорости на стенке (рис. 1,б). Из рисунка также видно влияние пористости среды. С увеличением значения параметра *M* скорость потока уменьшается и профиль скорости становится более заполненным. Причина этого заключается в увеличении общего гидравлического сопротивления канала с ростом *M*.

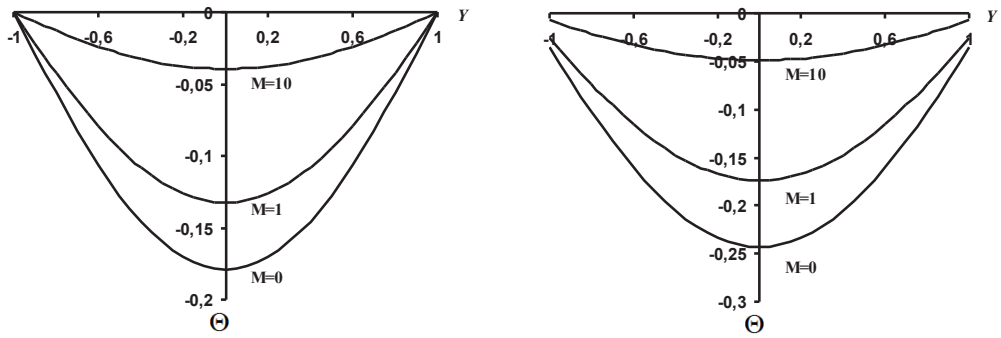
На рис. 2 показано влияние числа Рэлея и пористости на профили скорости при Pr = 1; Kn = 0,1.



а) *б)*

Рис. 2. Распределение профилей скорости в вертикальном микроканале для различных значений параметра M при: а) Ra = 10; б) Ra = 100.

При малых значениях числа Рэлея от 1 (рис. 1,б) до 10 (рис. 2,а) величина проскальзывания на стенке с увеличением *M* уменьшается, также уменьшается скорость потока в центральной области канала. При высоких числах Рэлея характер изменения профиля скорости существенно меняется, принимая *M*-образную форму с минимумом в центре канала. Смещение максимума скорости к стенкам канала (рис. 2,б) связано с уменьшением плотности среды вблизи стенок, преобладающим становится влияние естественной конвекции [8]. С ростом параметра *M* скорость потока возле стенок канала уменьшается.

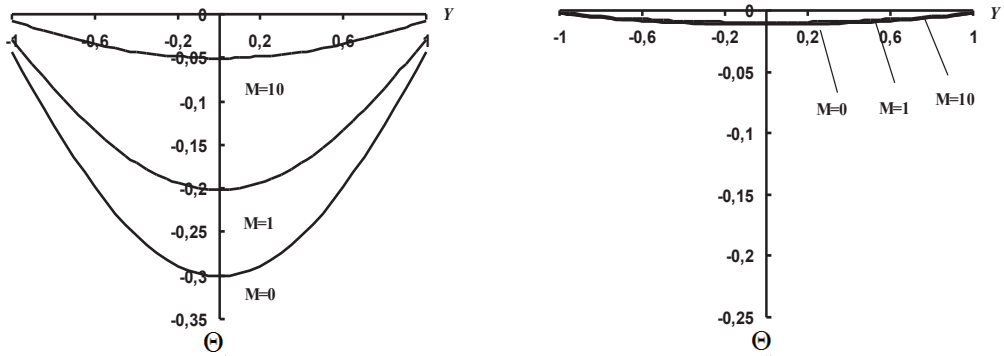


а) *б)*

Рис. 3. Распределение профилей температуры в микроканале для различных значений параметра M при: а) Kn = 0; б) Kn = 0,1.

На рис. 3 представлено влияние числа Кнудсена и параметра *M* на профили температур в канале при Pr = 1 и Ra = 1. С увеличением числа Kn увеличивается скачок температуры на стенке. Увеличение параметра *M* способствует уменьшению этого скачка и увеличению температуры.

На рис. 4 показаны профили температуры для разных значений чисел Релея и параметра *M* при Pr = 1 и Kn = 0,1.



а) *б)*

Рис. 4. Распределение профилей температуры в микроканале для различных значений параметра M при: а) Ra = 10; б) Ra = 100.

При больших числах Рэлея (рис. 4,б) влияние параметра *M* сглаживается, форма профиля температуры стремится к равномерной, а скачок на стенке уменьшается. Это также связано с особенностями течения при естественной конвекции.

Расчёты показали, что величина температурного скачка на стенке также зависит от числа Прандтля. Для более высоких чисел Прандтля скачок температуры на стенке ослабевает, что следует из граничных условий (13). Это ослабление температурного скачка является нелинейным. Для чисел Прандтля Pr > 5 величина температурного скачка остается почти неизменной. Увеличение параметра *M* также увеличивает температуру и делает профиль температуры более заполненным.

Величина безразмерных параметров существенно влияет на коэффициент теплоотдачи. Локальный тепловой поток на стенке можно записать как

$$q_w = \frac{Gc_p}{\Pi}\frac{\partial T}{\partial x}. \qquad (17)$$

Учитывая линейное распределение температуры (1), из уравнения (19) можно получить:

$$\frac{q_w a}{(T_m - T_w)\alpha c_p \rho} = \frac{Au_m a^2}{\alpha(T_m - T_w)}, \qquad (18)$$

где

$$u_m = \frac{1}{2a}\int_{-a}^{a} u dy \qquad (19)$$

$$T_m = \frac{\int_{-a}^{a} T u dy}{\int_{-a}^{a} u dy} \qquad (20)$$

– среднерасходная скорость и температура. Уравнение (20) можно переписать как:

$$\mathrm{Nu} = \frac{4}{\Theta_m}, \qquad (21)$$

где

$$\mathrm{Nu} = \frac{q_w 4a}{(T_m - T_w)\alpha c_p \rho} \qquad (22)$$

– число Нуссельта и

$$\Theta_m = \frac{\int_{-1}^{1} \Theta U dY}{\int_{-1}^{1} U dY}. \qquad (23)$$

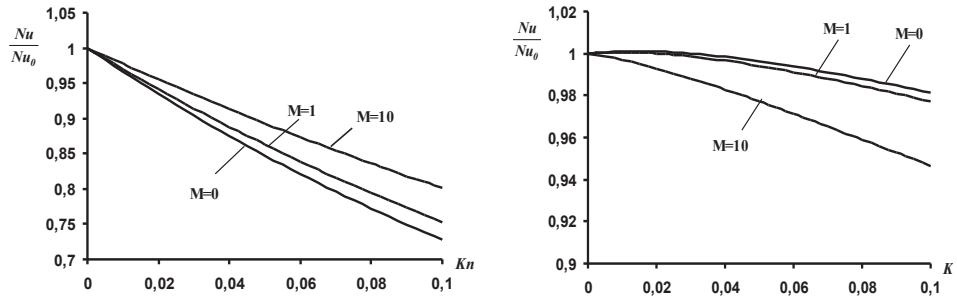
На рис. 5 показано влияние чисел Рэлея, Кнудсена и параметра *M* на относительное число Нуссельта

$$\overline{\mathrm{Nu}} = \frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_0}. \qquad (24)$$

Здесь индекс «0» означает, что число Нуссельта относится к случаю Kn = 0.

Расчёты показали, что при Ra < 5 (рис. 5,а) с увеличением числа Kn относительный коэффициент теплоотдачи падает. Это происходит вследствии увеличения скачка температуры на стенке и ухудшения условий взаимодействия между потоком и стенкой. С ростом пористости этот скачок нивелируется и падение коэффициента теплоотдачи в зависимости от числа Кнудсена менее интенсивное. При числах Ra ≈ 5 влияние пористости на изменение числа Нуссельта не наблюдается. При Ra > 5 происходит инверсия влияния пористости на теплообмен. Как обсуждалось выше, увеличение

числа Ra ослабляет эффект проскальзывания и сопровождается увеличением скорости потока вблизи стенок, что увеличивает теплоотдачу. С ростом *M* эта скорость уменьшается, что приводит к более интенсивному падению относительного числа Нуссельта с ростом Kn (рис. 5,б).



а) ***б)***

Рис. 5. Влияние параметра M и числа Kn на относительное число Нуссельта при Pr = 1: а) Ra = 1; б) Ra = 100 .

Выводы

Рассмотрены процессы теплообмена при смешанной конвекции в вертикальном микроканале, заполненном пористой средой. Показано влияние чисел Кнудсена, Рэлея и пористости на профили скорости, температуры и относительный коэффициент теплоотдачи. Увеличение числа Кнудсена приводит к увеличению скорости на стенке. С увеличением пористости значение скорости потока уменьшается и профиль скорости становится более заполненным. Уменьшение коэффициента теплоотдачи в зависимости от числа Кнудсена менее интенсивное, т.к. уменьшается скачок температуры на стенке. Влияние свободной конвекции на динамику потока становится преобладающим при больших числах Ra и характер профиля скорости меняется, принимая *M*-образную форму с минимумом в центре канала. Профиль температуры близкий к равномерному, а скачок на стенке минимальный. Характер влияния пористости также меняется. С увеличением пористости интенсивность падения числа Нуссельта увеличивается, т к. снижается скорость потока вблизи стенок.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Коновалов Д.А.* Экспериментальные исследования тепломассопереноса в микроканальных теплообменных элементах // Инженерно-физический журнал. – 2016. – Т. 89, №3. – С. 625 – 631.

2. *Власов М.Н., Корсун А.С., Маслов Ю.А., Меринов И.Г., Рачков В.И., Харитонов В.С.* Определение параметров интегральной модели турбулентности применительно к расчёту обтекания стержневых сборок в приближении пористого тела // Теплофизика и аэромеханика. – 2016. – Т.23, №2. – С. 209 – 218.

3. *Jun Jie Liu, Hua Zhang, S. C. Yao, Yubai Li. Porous* Media Modeling of Two-Phase Microchannel Cooling of Electronic Chips With Nonuniform Power Distribution // Journal of Electronic Packaging. – 2014. – V.136, №2. – 021008.

4. *Косой Б.В.* Проблемы моделирования процессов теплообмена в микроструктурах // Наукові праці. – *2015. – Т.1, випуск 47. – С. 116 – 124.*

5. Avramenko A.A., Tyrinov A.I., Shevchuk I.V., Dmitrenko N.P., Kravchuk A.V., Shevchuk V.I. Mixed convection in a vertical flat microchannel // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2017. – №106. – P. 1164 – 1173.

6. S*chaaf S.A., Chambre P.L.* Flow of Rarefied Gases / Princeton University Press, Princeton. – 1961.

7. *Bird G.A*. Molecular Gas Dynamics and the Direct Simulation of Gas Flows / Oxford University Press, Oxford. – 1994.

8. *Nield D.A., Bejan A.* Convection in Porous Media / Springer Science, USA. – 2006. – 640p.

HEAT TRANSFER AND HYDRODYNAMICS AT MIXED CONVECTION IN A POROUS MICROCHANNEL

Avramenko A.O., Kovetska Y.Y.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine,
vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680 Ukraine

The processes of heat transfer and hydrodynamics into mixed convection in a vertical microchannel occupied porous medium were investigated. The influence of the effects of Knudsen numbers, Rayleigh numbers, and Darcy on the profiles of velocity, temperature and relative coefficient of heat transfer was shown. The increase of the Knudsen number leads to an increase of velocity on the wall. With increasing porosity, the flow velocity decreases and the velocity profile becomes more crowded. The decrease of the heat transfer coefficient as a function of the Knudsen number is less intense, since the temperature jump on the wall decreases. The effect of natural convection on the flow dynamics becomes predominant at large Ra and the character of the velocity profile changes, taking an *M*-shape with a minimum at the center of the channel. The temperature profile is close to uniform, and the temperature jump on the wall is minimal. The effect of porosity also changes. As the porosity increases, the intensity of the Nusselt number decreases, since the flow velocity near the walls decreases. References 8, figures 5.

Key words: natural and forced convection, porous microchannel.

1. *Konovalov D.A.* Experimentalnye issledovaniya teplomassoperenosa v mikrokanalnykh teploobmennykh elementakh [Experimental studies of heat and mass transfer in microchannel heat exchange elements], Inzhenerno-fizicheskiy zhurnal [Engineering Physical Journal], 2016, V. 89, № 3, P. 625 – 631. (Rus.)

2. *Vlasov M.N., Korsun A.S., Maslov Yu.A., Merinov I.G., Rachkov V.I., Kharitonov V.S.* Opredelenie parametrov integralnoy modeli turbulentnosti primenitelno k raschetu obtekanija sterzhnevykh sborok v priblizhenii poristogo tela [Determination of the parameters of the integral turbulence model in relation to the calculation of flow around the rod assemblies in the porous body approximation], Teplofizika i aeromekhanika [Thermophysics and aeromechanics], 2016, V. 23, №2, P. 209 – 218. (Rus.)

3. *Jun Jie Liu, Hua Zhang, S. C. Yao, Yubai Li. Porous* Media Modeling of Two-Phase Microchannel Cooling of Electronic Chips With Nonuniform Power Distribution, Journal of Electronic Packaging, 2014, V. 136, №2. – 021008.

4. *Kosoy B.V.* Problemy modelirovaniya protsessov teploobmena v mikrostrukturakh [Problems of modeling of heat transfer processes in microstructures], Naukovi pratsi [Scientific works], 2015, V. 1, I. 47, P. 116 – 124. (Rus.)

5. *Avramenko A.A., Tyrinov A.I., Shevchuk I.V., Dmitrenko N.P., Kravchuk A.V., Shevchuk V.I.* Mixed convection in a vertical flat microchannel, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, №106, P. 1164 – 1173.

6. *Schaaf S.A., Chambre P.L.* Flow of Rarefied Gases, Princeton University Press, Princeton, 1961.

7. *Bird G.A.* Molecular Gas Dynamics and the Direct Simulation of Gas Flows, Oxford University Press, Oxford, 1994.

8. *Nield D.A., Bejan A.* Convection in Porous Media, Springer Science, USA, 2006, 640p.

Получено 18.07.2017
Received 18.07.2017

УДК 663.551

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСІВ МАСООБМІНУ МІЖ РІДИНОЮ І ПАРОЮ В БРАГОРЕКТИФІКАЦІЙНИХ УСТАНОВКАХ

Булій Ю.В.[1], канд. техн. наук, **Ободович О.М.**[2], доктор техн. наук

[1]*Національний університет харчових технологій, вул. Володимирська, 68, Київ, 01601, Україна*
[2]*Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Желябова, 2а, Київ, 03680, Україна*

Запропонована інноваційна технологія ректифікації в режимі роздільного руху фаз при безперервній подачі в ректифікаційну колону пари і рідини. Подовження часу затримки рідини на тарілках до досягнення фазової рівноваги дозволяє підвищити ефективність масообміну, скоротити енерговитрати на 40 % і знизити собівартість обладнання.

Предложена инновационная технология ректификации в режиме раздельного движения фаз при непрерывной подаче в ректификационную колонну пара и жидкости. Увеличение времени задержки жидкости на тарелках до достижения фазового равновесия позволяет повысить эффективность массообмена, сократить расход греющего пара на 40 % и снизить себестоимость оборудования.

An innovative technology of rectification in a mode separate phase movement by continuously feeding in a distillation column vapor and liquid is proposed. The increase in the delay time of the liquid on the plates to achieve phase equilibrium improves the efficiency of mass transfer, to reduce the consumption of heating steam by 40 % and reduce the cost of the equipment..

Бібл. 6, рис. 5.

Ключові слова: контрольовані цикли, ректифікація, фазова рівновага, масообмін, ректифікаційна колона.

Одним із шляхів підвищення ефективності масообміну між рідиною і парою є подовження проміжку часу перебування рідини на тарілках ректифікаційної колони до моменту досягнення рівноважного стану шляхом організації роздільного руху фаз. Найбільш ефективне розділення летких компонентів на ступенях контакту відбувається в циклічному режимі, запропонованому Д. Кенноном в 60-х роках. Його використання дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії контактних пристроїв, покращити фізико-хімічні та органолептичні показники ректифікованого спирту, суттєво знизити собівартість обладнання, скоротити питомі витрати гріючої пари та об'єми спиртовмісних відходів спиртового виробництва.

Заслуговують на увагу наукові роботи, проведені в цьому напрямку на кафедрі процесів і апаратів Київського технологічного інституту харчової промисловості під керівництвом проф. Тарана В.М. Перші масообмінні апарати для здійснення контрольованих циклів затримки та переливу рідини були запропоновані ними у 80-х роках минулого сторіччя.

На рис. 1 показано повздовжній переріз апарата, що включає корпус 1 з ситчастими тарілками 2, над кожною з яких розміщені тарілки 3 з клапанами 4, що з'єднані між собою [1]. Вільний перетин тарілки становив 70…75 %. Клапани 4 зв'язані з тягою 5, яка приводилась в рух приводним механізмом 6. Між приводом і корпусом апарата розташований пристрій 7 для регулювання висоти підйому клапанів 4.

Корпус 1 містить патрубки 8 для подачі пари, 9 для відводу збагачених парів, 10 для вводу рідини та 11 для відведення кубової рідини. Апарат працює при періодичній подачі пари та рідини на тарілку живлення. Пуск апарата здійснюється в рідинний період, коли клапани проміжних тарілок знаходяться у положенні «Закрито». Рідина накопичується на клапанній тарілці 12 в якості рідинної затримки і перебуває на ній визначений термін часу. В кінці рідинного періоду подачу рідини закривають і в кубову частину подають пару (паровий період). Механічний привід 6 піднімає клапани 4, і рідина з тарілки 12 переливається на тарілку 2, на якій підхоплюється струменями пари, швидкість якої в отворах тарілки досягає 10…15 м/с. Після відкриття клапанів 4 рідина після витримки перетікає з проміжної тарілки 2 на нижче розташовану тарілку 3. Таким чином протягом циклу проходить однократна зміна рідинної затримки на всіх тарілках колони.

Результатом подальших наукових досліджень став масообмінний апарат, представлений на рис. 2. Апарат містить корпус 1 з непровальними контактними елементами 2 (ковпачками, клапанами) і переливними пристроями, що складаються з двох коаксіально розміщених перфорованих циліндрів 3 і 4, один з яких (зовнішній 3) нерухомий, а другий (внутрішній 4) рухомий і з'єднаний з приводним механізмом 5 тягою 6. Зовнішній перфорований циліндр 3 разом з корпусом царги 7 утворює кільцевий простір, який розділений по висоті суцільними радіальними перегородками 8, що ділять кільцевий простір на накопичувальну 9 та зливну 10 камери. Для запобігання прориву пари в зливній камері встановлений зворотній клапан 11 [2].

Спосіб відбувається наступним чином. В рідинний період, коли положення рухомого циліндра забезпечує перекриття отворів в нерухомому циліндрі на ділянці накопичувальної камери, в останню надходить рідина із трубопроводу, утворюючи рідинну затримку тарілки. Перфорації в нерухомому та рухомому циліндрах на ділянці зливної камери в цей період співпадають (відкриті). Через заданий термін часу в момент початку

парового періоду спрацьовує привід, і рухомий циліндр переводиться в положення, при якому отвори в циліндрах на ділянці накопичувальної камери суміщаються (відкриваються), і рідина із накопичувальної камери переливається на полотно тарілки в зону барботажу до переливної перегородки, отвори якої в цей період циклу закриті. При цьому положення рухомого циліндру на ділянці зливної камери таке, що отвори в рухомому та нерухомому циліндрах не співпадають. Потік пари проходить крізь клапани, і на тарілці відбувається масообмін.

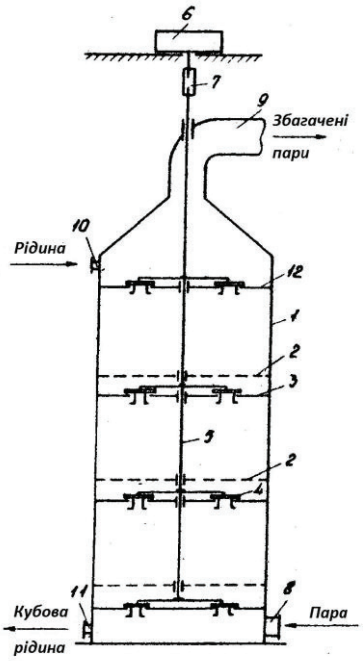


Рис. 1.

Вдосконалена конструкція вищеописаного масообмінного апарату представлена на рис. 3.

Апарат містить корпус 1, тарілки 2 з контактними елементами 3, переливні пристрої, що складаються з жалюзійних пластин 4, поворотних навколо осей та з'єднаних тягами 6 з приводним пристроєм. Пластини 4 разом з корпусом утворюють кільцевий простір, розділений по висоті суцільними радіальними перегородками 8, які ділять кільцевий простір на накопичувану 9 і зливну камери 10. В зливній камері встановлений зворотній клапан 11, а жалюзійні пластини в камерах 9 і 10 розвернені в протилежні сторони [3].

Спосіб відбувається наступним чином. В рідинний період, коли жалюзійні пластини 4 закриті, в накопичувальну камеру 9 тарілки подається рідина із трубопроводу в об'ємі, рівному рідинній затримці. В цей час пара в колону не надходить, контактні елементи герметизують основне полотно тарілки, зворотній клапан 11 і жалюзійні пластини зливної камери знаходяться в положенні «Відкрито». Через деякий термін часу подача рідини перекривається і в апарат подають пару. За сигналом командного пристрою привід переводить жалюзійні пластини 4 в положення «Відкрито», і рідина розтікається по площині тарілки, контактуючи з парою. При цьому жалюзі перегородки на ділянці зливу закриті, що запобігає перетоку рідини з тарілки в зливну камеру. Зворотній клапан 11 перекриває зливний отвір, запобігаючи проходженню пари через зливну камеру. Паровий та рідинний періоди повторюються почергово.

Зазначені масообмінні апарати не знайшли широкого практичного використання. Причиною цього було складність конструктивних рішень щодо реалізації технологічного процесу, відсутність масообміну в період надходження рідини на тарілку або її переливу через необхідність почергової або імпульсної подачі рідинного та парового потоків, а також залежність регулювання об'ємної швидкості переливу рідини від тиску пари.

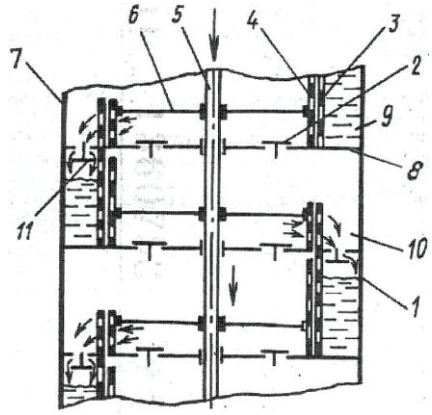


Рис. 2.

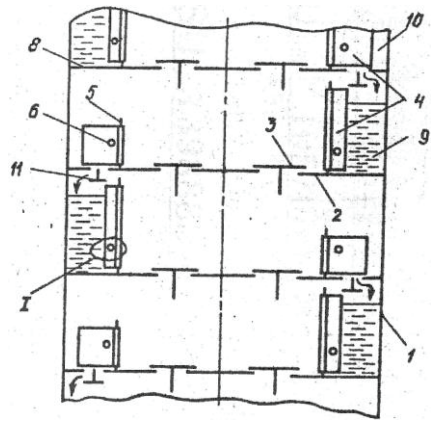


Рис. 3.

Співробітниками ТОВ «Техінсервіс-процес» разом із Інститутом технічної теплофізики НАН України (ІТТФ НАНУ) запропонований енергозберігаючий спосіб масообміну між рідиною і парою, що передбачає здійснення контрольованої у часі затримки рідини на тарілках ректифікаційної колони, оснащеної масообмінними контактними пристроями, дія яких залежить від тиску гріючої пари. Спосіб передбачає перелив рідини через перехідні ємкості в момент припинення подачі гріючої пари [4, 5].

Контактний пристрій складається з тарілки 1, на якій закріплений контактний елемент 2 з відігнутими по дотичній пластинами барботажного вузла 3, обичайки 4 з отворами 10 і 11 під полотном тарілки 1, додаткового (нижнього) полотна тарілки 5, двохстороннього клапана, який рухається в середині обичайки 4 і складається з верхньої 6 та нижньої 7 пластин, з'єднаних дистанційною стійкою 8. Відігнутий нижній край обичайки 4 виконує функцію обмежувача опускання (рис. 4).

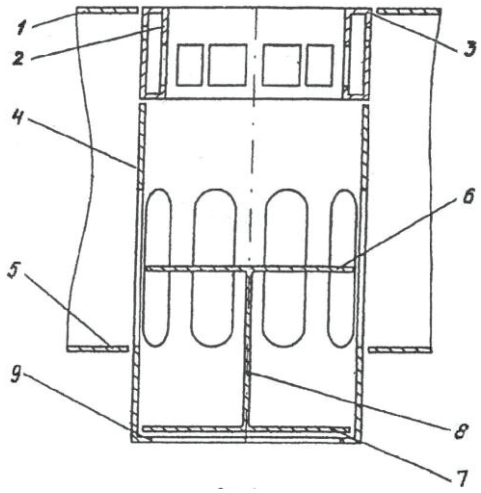


Рис. 4.

В паровий період пара піднімається вверх по колоні (перелив рідини з тарілки на тарілку відсутній), піднімає клапан у верхнє положення таким чином, що верхня пластина 6 закриває отвір контактного елементу 2. Пара проходить через барботажний пристрій 3 і барботує через шар рідини. Після закінчення парового періоду подачу пари припиняють, і двохсторонній клапан падає донизу до тих пір, поки його рух не зупинить обмежувач опускання 9 обичайки 4. Рідина із зони барботажу на полотні тарілки 1 проходить через отвори 11 обичайки 4, попадає в перехідний об'єм. Час затримки подачі пари визначається часом переливу рідини з тарілки 1 у вищевказаний об'єм. В початковий момент подачі пари двохсторонній клапан рухається вверх, а рідина вниз. В отвори обичайки 4 починає надходити пара, що барботує крізь рідину. Із збільшенням отвору швидкість пари падає, і рідина починає переливатися на нижче розташовану тарілку. Наступні паровий та рідинний цикли здійснюються аналогічно.

Експериментальні дослідження ефективності запропонованої технології проводились у виробничих умовах ДП «Ковалівський спиртовий завод» в процесі перегонки спиртової бражки та ДП «Липницький спиртовий завод» в процесі розгонки головної фракції етилового спирту. Для перегонки бражки була виготовлена і змонтована експериментальна колона діаметром 325 мм. Колона мала 10 тарілок, відстань між якими дорівнювала 600 мм; вільний переріз тарілки становив 7 %. Гріюча пара подавалась в колону періодично з затримками 3...4 с. Дослідження процесу розгонки відбувалися в експериментальній колоні діаметром 400 мм, оснащеною 15 тарілками, відстань між якими становила 500 мм. Інтервал робочого циклу дорівнював 40 с.: час перетоку рідини 10 с., час рідинної затримки – 30 с.

В ході досліджень були виявлені переваги та недоліки запропонованого способу. Перевагою способу є скорочення витрати гріючої пари на 40 % в порівнянні з типовими установками та зниження собівартості обладнання. До основних недоліків відносяться: залежність роботи переливних пристроїв від тиску пари, низька пропускна здатність колони по парі та рідині, відсутність масообміну в період переливу рідини, виникнення імпульсу запізнення підняття клапанів по висоті колони та коливання тиску в загальному колекторі пари.

Для підвищення ефективності масообміну шляхом подовження часу контакту пари та рідини на тарілках колони до моменту їх фазової рівноваги співробітниками кафедри біотехнології продуктів бродіння і виноробства НУХТ в співпраці з ТОВ «ТІСЕР» та ІТТФ НАН У була запропонована енергозберігаюча технологія ректифікації в режимі контрольованих циклів затримки рідини на тарілках і синхронного її переливу у два послідовних етапи, що повторюються періодично за заданим алгоритмом без переривання потоків рідини та пари [6].

Метою даної роботи є розробка високоефективного енергозберігаючого обладнання та ресурсозберігаючої технології, що дозволяє інтенсифікувати масообмінні процеси між рідиною та парою в брагоректифікаційних пристроях спиртового виробництва.

Випробовування проводились у виробничих умовах ДП «Чуднівський спиртовий завод». Об'єктом досліджень було обрано розгінну колону, в якій відбуваються процеси вилучення й очистки етилового спирту із фракцій, збагачених леткими органічними домішками, що входять до складу головної фракції етилового спирту, погонів із конденсаторів бражної та спиртової колон, конденсатора сепаратора вуглекислого газу, спиртовловлювачів та сивушного спирту.

Фрагмент експериментальної розгінної колони представлений на рис. 5. Колона діаметром 426 мм, висотою 11300 мм була оснащена 30 ситчастими контактними пристроями з отворами діаметром 2,4 мм. Відстань між тарілками становила 300 мм. Вільний переріз тарілок дорівнював 5,5 %. Колона містить корпус 1, тарілки 5 з контактними елементами 7 та переливними трубами 3, що вставлені в стакани 6. На рухомих тягах 4 і 9 були закріплені клапани 2. Тяги приводились у рух відповідно до програми контролера завдяки дії приводних механізмів (пневмоциліндрів типу DNT 63-50-PPV-A фірми FESTO). Клапани 2 почергово відкривали та закривали переливні отвори парних та непарних за порядком розташування тарілок. Конструкція переливних пристроїв запобігала прориву пари в період переливу рідини. Для щільності клапани піджимались пружинами 8. Всі конструктивні елементи ректифікаційної установки були виконані із нержавіючої харчової сталі марки 12Х18Н10Т.

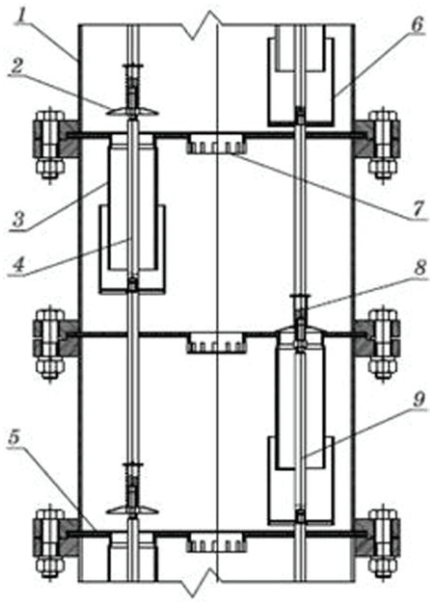


Рис. 5.

Спиртовмісні фракції безперервно подавались на 20-у тарілку живлення. Їх витрати становили 96 дм^3/год. в перерахунку на абсолютний алкоголь (а.а.). На верхню тарілку колони надходила гаряча пом'якшена вода для гідроселекції домішок, в нижню її частину безперервно подавалась гріюча пара. Тиск в кубовій частині колони дорівнював 30 кПа, у верхній її частині 2…5 кПа, температура кубової рідини – 98 °С, в парі над верхньою тарілкою – 85 °С. Температура води на охолодження на вході в конденсатор дорівнювала 15 °С, на виході після дефлегматора – 65 °С. Робочий цикл процесу дорівнював 40 с.: час затримки рідини – 13 с., час її переливу – 7 с. Концентрація етилового спирту в кубовій рідині не перевищувала 8 %. Концентрат домішок відбирали із конденсатора колони в кількості 0,23…0,27 % від а.а. бражки. Очищену від головних та частини проміжних домішок кубову рідину повертали на верхню тарілку бражної колони. Управління рухомими клапанами та роботою пневмоциліндрів, контроль технологічних параметрів (температури, тиску) відбувався за допомогою автоматичних датчиків, сигнал від яких передавався на мікропроцесорний контролер. За критерій оптимізації процесу приймали ступінь вилучення та кратність концентрування домішок. Для їх розрахунку здійснювали хроматографічний аналіз дослідних проб живлення, кубової водно-спиртової рідини та естеросивушного концентрату.

Експериментально доведено, що при використанні інноваційної технології в повній мірі видаляються альдегіди та естери, ступінь вилучення вищих спиртів (верхніх проміжних домішок) та метанолу зростає на 38 %, кратність концентрування головних домішок підвищується на 25 %, вищих спиртів – на 40 %, метанолу – на 37 %. Питомі витрати гріючої пари для вилучення спирту із спиртовмісних фракцій становить 11…13 кг/дал від а.а., що вводиться в колону. При цьому показники ректифікованого спирту відповідають вимогам для високоякісного спирту «Люкс».

Після проведення випробовувань запропонована авторами технологія ректифікації була впроваджена у виробництво і завдяки високій ефективності використовується по теперішній час.

Висновки

Використання інноваційної технології ректифікації в процесі розгонки спиртовмісних фракцій дозволяє підвищити ефективність масообміну між рідиною і парою: ступінь вилучення та кратність концентрування головних домішок спирту підвищуються на 25 %, вищих спиртів сивушного масла і метанолу на 38 %, витрати гріючої пари скорочуються на 40 % в порівнянні з типовими ректифікаційними установками завдяки зменшенню вільного перетину тарілок на 45…50 % та подовженню часу перебування рідини на тарілках розгінної колони до досягнення фазової рівноваги. Час затримки рідини на ступенях контакту визначається експериментально.

Перспективним напрямком роботи є проведення досліджень щодо підвищення експлуатаційних і технологічних характеристик брагоректифікаційних установок різної модифікації при використанні технології керованої ректифікації.

ЛІТЕРАТУРА

1. *А.с. № 185847 СССР, МПК: B01 D 3/30; B01 D 53/18* Массообменный аппарат для процессов в режиме с контролируемыми циклами /А.В.Копыленко и В.М.Таран. – № 3397912/23-26; заявл. 18.02.83; опубл. 30.11.83, Бюл. № 44.

2. *А.с. № 1360753 СССР, МПК: B01 D 3/20, 3/30* Тепломассообменный аппарат / А.В. Копыленко, В.М. Таран и В.А Заднепряный. – № 4120027/31-26; заявл. 14.07.86; опубл.23.12.87, Бюл. № 47.

3. *А.с. № 1360753 СССР, МПК: B01 D3/20, 3/20* Тепломассообменный аппарат / А.В. Копыленко, В.М. Таран и В.А Заднепряный. – № 4091876/31-26; заявл. 15.07.86; опубл.30.05.88, Бюл. № 20.

4. *Пат. 60566* А Україна, МПК (2006), B01D 3/00. Масообмінний контактний пристрій / Малета В.М., Щуцький І.В., Дмитрук А.П., Черняхівський Й.Б. - Заявлено 10.12.02; Опубл. 15.10.03, Бюл. № 10. – 3с.

5. *Пат. 60565* Україна, МПК: B01D 3/00 Спосіб перетікання рідини на тарілках колонних масообмінних апаратів / Малета В.М., Щуцький І.В., Дмитрук А.П., Черняхівський Й.Б. - Заявлено 10.12.02; Опубл. 15.10.03, Бюл. № 10. – 2с.

6. *Пат 89874 C2* Україна, МПК: B01D 3/00 Спосіб переливу рідини по тарілках колонного апарата у процесі масообміну між парою та рідиною / Дмитрук А.П., Черняхівський Й.Б., Дмитрук П.А., Булій Ю.В. – Заявлено 06.06.08; Опубл. 10.03.10, Бюл. № 5. – 4с.

IMPROVING THE EFFECTIVENESS OF MASS TRANSFER PROCESSES BETWEEN LIQUID AND VAPOR IN DISTILLATION COLUMN

Bulii Yu.V.[1], Obodovych O.M.[2]

[1]National University of Food Technology, 68, Volodymyrska str., Ukraine, Kyiv, 01601, Ukraine

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

One of the ways to increase the efficiency of mass exchange between liquid and vapor is to extend the time interval of stay of the liquid on the plates of the rectification column until the equilibrium state is achieved by organizing a separate phase movement. The most effective separation of volatile components on the stages of contact occurs in the cyclic mode proposed by D. Cannon in the 60's. Its use can increase the efficiency of contact devices, improve the physico-chemical and organoleptic characteristics of rectified alcohol, significantly reduce the cost of equipment, reduce the specific costs of heating steam and the volumes of alcohol-containing wastes of alcohol production.

Noteworthy research works carried out in this direction at the Department of Processes and Apparatus in Kiev Technological Institute of Food Industry led by professor V. Taran. Several schemes of mass-exchange devices are presented, their design, principle of operation, advantages and disadvantages are presented.

The aim of this work was the development of highly energy-efficient equipment and energy saving technologies, allowing intensify mass transfer processes between liquid and vapor in distillation devices of alcohol production.

The object of research was the rectification column, in which the processes of extracting and purifying ethyl alcohol from fractions enriched with lethal organic impurities, which are part of the main fraction of ethyl alcohol, intermediate distillates from the condensers of the distillation and rectification columns, the condenser of the carbon dioxide separator, “alcohol traps” and fusel spirit. Using innovative technology during distillation of alcohol-containing fractions helped to increase the degree of extraction and the multiplicity of concentration of the main impurities of alcohol by 25%, higher alcohols of fusel oils and methanol by 38%, reduce the cost of the heating steam at 40% compared to typical distillation units by reducing plates free cross section for 45...50% and prolongation the time interval of stay of the liquid on plates of the accelerating column until the phase equilibrium is reached. Time of delay of a liquid on stages of contact was determined experimentally. Ref. 6, fig. 5.

Key words: controlled cycles, rectification, phase equilibrium, mass transfer, distillation column.

1. *Kopyilenko, A., Taran, V.* (1983) Massoobmennyiy apparat dlya protsessov v rezhime s kontroliruemyimi tsiklami [The mass exchange apparatus for process mode with controlled cycles], Invention patent № 185847 USSR, publ.30.11.83, Vol. № 44.

2. *Kopyilenko, A., Taran, V., Zadnepryanyiy, V.* (1987) Teplomassoobmennyiy apparat [Heat and mass transfer apparatus], Invention patent № 1360753 USSR, publ. 23.12.87, Vol. № 47.

3. *Kopyilenko, A., Taran, V., Zadnepryanyiy, V.* (1988) Teplomassoobmennyiy apparat [Heat and mass transfer apparatus], Invention patent № 1360753 USSR, publ. 30.05.88, Vol. № 20.

4. *Maleta, V., Shchutskyi, I., Dmytruk, A., Cherniakhivskyi, Y.* (2003) Masoobminnyi kontaktnyi prystrii [Mass-exchange contact device], Invention patent № 60566 UA, publ. 15.10.03, Vol. № 10, p. 3.

5. *Maleta, V., Shchutskyi, I., Dmytruk, A., Cherniakhivskyi, Y.* (2003) Sposib peretikannia ridyny na tarilkakh kolonnykh masoobminnykh aparativ [Method for flow-over of liquid on trays of column mass-transfer apparatus], Invention patent № 60565 UA, publ. 15.10.03, Vol. № 10, p. 2.

6. *Dmytruk A., Cherniakhovskyi Y., Dmytruk P., Bulii Yu.* (2010) Sposib perelyvu ridyny po tarilkakh kolonnoho aparata u protsesi masoobminu mizh paroiu ta ridynoiu [Method of liquid overflow on plates of column during mass exchange between vapour and liquid], Invention patent № 89874 C2 UA, publ. 10.03.10, Vol. № 5, p. 4.

Получено 24.07.2017
Received 24.07.2017

УДК 621.31+62-69

ТЕХНОЛОГІЇ НАКОПИЧЕННЯ ЕНЕРГІЇ У СКЛАДІ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ СИСТЕМ ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Фіалко Н.М., член-кореспондент НАН України, **Тимченко М.П.**, канд. техн. наук

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Желябова, 2а, Київ, 03680, Україна

Наводяться результати аналізу основних технологій накопичення енергії (ТНЕ) у перспективних інтелектуальних (на основі *Smart Grid*) системах енергозабезпечення. Представлено дані огляду ряду сучасних проектів цих технологій. Запропоновано декілька класифікацій ТНЕ за такими ознаками, як технологічно-комерційна «зрілість», витрати на впровадження з урахуванням ризиків, ємність накопичувачів, час їхньої реакції тощо.

Приводятся результаты анализа основных технологий накопления энергии (ТНЭ) в перспективных интеллектуальных (на основе *Smart Grid*) системах энергообеспечения. Представлены данные обзора ряда современных проектов этих технологий. Предложено несколько классификаций ТНЭ по таким признакам, как технологически коммерческая «зрелость», затраты на внедрение с учетом рисков, емкость накопителей, время их реакции и т.д.

The outcome of the analysis of the main energy storage technologies (EST) for perspective intelligent (based on Smart Grid) energy supply systems are presented. More than 1600 projects of the EST were reviewed. A number of the EST classifications according to technologically commercial "maturity", costs of implementation, risks, capacity of storage devices, time of their response and discharge, etc. are proposed.

Бібл. 29, табл. 2, рис. 6.

Ключові слова: енергозабезпечення, інтелектуальні мережі, технології накопичення енергії, енергетика з низьким рівнем вуглецю.

N – кількість проектів;
P – потужність

Індекси:

вст – встановлена;
Σ – сумарна

Скорочення:

АБ – акумуляторна батарея;
ВЕС – вітрова електростанція;
ГАЕС – гідроакумуляційна електростанція;
ГВ – гаряче водопостачання;
ЄС – Європейський Союз;
ІСЕЗ – інтелектуальна система енергозабезпечення;
НВДЕ – нетрадиційні та відновлювані джерела енергії;
НДР – науково-дослідна робота;
ОЕС – Об'єднана енергетична система;
ПЕР – первинні енергетичні ресурси;
СЕС – сонячна електростанція;
СнПГ - синтетичний природний газ;
ТНЕ – технології накопичення енергії;
CAES – Compressed Air Energy Storage (накопичувач енергії стисненого повітря);
DoE – Міністерство енергетики США;
ENTSO-E – Electricity Network Transmission System Operators (electricity);
LAES – Liquid Air Energy Storage (накопичувач енергії зрідженого повітря);
P2G – Power to Gas;
P2P – Peer-to-Peer;
SDB-DoE – DoE Global Energy Storage Database;
SMES – Superconducting Magnetic Energy Storage (надпровідниковий магнітний акумулятор енергії);
VPS – Virtual Power Stations (віртуальна електростанція).

Вступ

Завдання переходу на безкарбонову енергетику на базі НВДЕ, основу яких складають джерела з природно зумовленим переривчатим надходженням первинної енергії (сонячні, вітрові установки), потребують впровадження засобів накопичення енергії у масштабі потужностей того ж порядку, що і сама генерація. З огляду на це технології накопичення енергії (ТНЕ) набувають ключового значення при скільки-небудь помітних частках ВЕС, СЕС у енергобалансі країни. При цьому заміщення традиційних (вертикально структурованих) способів генерації і розподілу масштабною децентралізованою генерацією потребує розвитку так званих інтелектуальних (на основі концепції *Smart Grid*) систем енергозабезпечення [1-9]. В Україні керування генерацією здійснюється поки що за командами диспетчерської служби, яка складає баланс потужності енергосистеми згідно з пропозиціями енергогенеруючих компаній та енергозбутових організацій, проводить резервування потужності, складає графіки генерації електроенергії, веде облік виробленої та спожитої

електроенергії, розраховує вартість виробленої енергії[1] та ін. (рис. 1) [10]. Очевидно, що таке регулювання попиту/пропозиції електроенергії, по-перше, не відповідає економічній суті універсальної економічної моделі «попиту/пропозиції», яка описує процес ціноутворення на ринку. По-друге, урівноважування попиту/пропозиції «на добу вперед», що відповідає описаній схемі керування генерацією, є неефективним енергетично і економічно.

Ефективно інтегрувати зростаючі потужності децентралізованої генерації з різнорідними НВДЕ можливо на основі ІСЕЗ. Така інтеграція потребує надання кінцевим споживачам енергії функцій активного споживача. При цьому існуючі енергетичні системи, у тому числі електричні і теплові мережі, об'єднуються в межах інтелектуальних енергетичних систем.

При створенні в Україні ІСЕЗ, що безпосередньо пов'язано з інтеграцією до ЄС, слід враховувати ряд положень. По-перше, інтегруватися (наприклад, ОЕС України до ENTSO-E) доведеться не в сучасні (рис. 1*a*), а в майбутні (з горизонтом від п'яти років) енергетичні інфраструктури ЄС (рис. 1*b*) з домінуючою роллю ІСЕЗ. Сьогодні їх профіль тільки визначається і перед вітчизняним розробником постає завдання передбачити як характер, так і наслідки прийдешніх масштабних змін енергетики Заходу і розвинутого Сходу. При цьому структура енергетики в техніко-технологічному аспекті має бути перебудована. На рис. 1*b* наведена спрощена схема гнучкої енергетичної системи на базі третього покоління *Smart Grid*. Відповідно з даними С.П. Денисюка [6], Smart Grid 3.0 базується не тільки на принципі децентралізованого керування, а ще й на принципі peer-to-peer (P2P), тобто рівноправності у контексті ІСЕЗ споживача і постачальника та інших учасників енергетичного ринку, що дозволить реалізувати так званий роумінг енергії, продаж/закупівлю енергії у будь-якого виробника, а виробнику продавати свою енергію будь-якому споживачу. У такий спосіб реалізується закон економіки про урівноваження «попиту та пропозиції».



Рис. 1. Схеми енергозабезпечення у загальному вигляді:
a) – традиційна схема енергозабезпечення ОЕС України (за [10]) та ENTSO-E, початок 21 століття:
b) одна із вірогідних схем енергозабезпечення ENTSO-E на базі ІСЕЗ Smart Grid 3.0 та множин активних споживачів;
1 – магістральні та розподільчі мережі; 2 – засоби телекомунікації;
3 – інфраструктура, яка реалізує архітектуру ІСЕЗ (за [2-4, 6-8]).

По-друге, при модернізації національної енергосистеми слід виходити із сучасних і перспективних особливостей структури генерації енергії, енергоспоживання і енергетичного балансу саме України, а не інших (нехай і розвинутих) країн.

По-третє, при модернізації енергопостачання (енергопостачання у широкому сенсі – теплопостачання й електропостачання) слід засвоїти закордонний досвід. При цьому на особливу увагу заслуговує аналіз розвитку ТНЕ, як ключової складової ІСЕЗ.

Метою даної роботи є аналіз існуючих (комерційно «зрілих») та перспективних технологій накопичення енергії для потреб компенсації нерівномірності добового графіка навантажень енергетичної системи і розвитку безкарбонової енергетики, в балансі якої велика частка генерації належить нетрадиційним відновлюваним джерелам, що характеризуються переривчатим надходженням первинної енергії та стохастичною поведінкою на тлі добових і сезонних циклів, а також генерацією, розподілом і споживанням енергії в рамках концепції інтелектуальних енергетичних систем.

Основна частина

Стан питання. Характерною рисою сучасної енергетики є зростання частки децентралізованої генерації і, як наслідок, потреба в акумулюванні різних видів енергії (механічної, теплової, електричної, хімічної, електрохімічної, термохімічної, кінетичної, потенційної тощо) та в деяких випадках в її «ітераційній»

[1]Тарифна політика не входить до сфери компетенції диспетчерської структури. Ця обставина є одним із інституціональних бар'єрів при впровадженні в Україні майбутніх ІСЕЗ.

трансформації. В країнах з високою часткою НВДЕ-генерації (наприклад, в Данії, Німеччині, Австрії) формуються окремі галузі високотехнологічних накопичувачів енергії.

У США ємність накопичувальних станцій щорічно подвоюється протягом останніх чотирьох років (рис. 2). За даними DoE (Міністерства енергетики США), світова сумарна потужність накопичувачів енергії досягла приблизно 200 ГВт. У ряді країн ресурс накопичувачів енергії (зокрема, їх потужність та сумарна ємність) є помітною часткою електроенергобалансу.

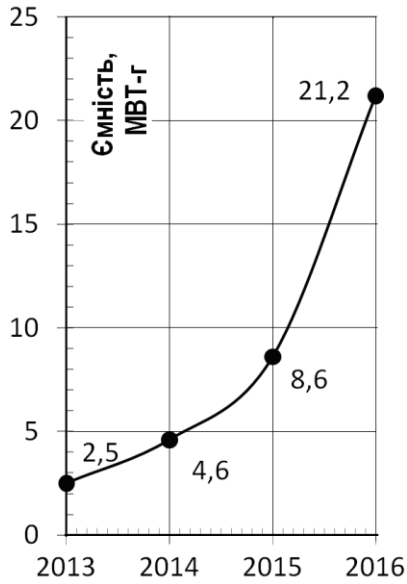


Рис. 2. Динаміка загальної ємності накопичувальних пристроїв у США згідно з [15].

В табл. 1 наведено список найбільш важливих технологій накопичення енергії, упорядкований за ступенем їх поточної технологічно-комерційної готовності («зрілості», доступності) до впровадження. Усі перераховані у таблиці технології перебувають на різних фазах життєвого циклу НДР – на дослідній, впроваджувальній, натурній, демонстраційній, комерційній. Перелік ТНЕ в табл. 1 починається з ГАЕС – найбільш відомих та потужних засобів акумуляції, і закінчується пошуковою технологією термохімічного накопичення[1]. Остання ще не вийшла за рамки поодиноких малопотужних і відносно дешевих лабораторних установок. Стадії розробок усіх інших технологій зберігання енергії, що розглядаються, розташовуються у діапазоні між вказаними технологіями.

Щодо аналізу ТНЕ, то на особливу увагу заслуговує підхід, згідно з яким вказані технології відображаються параметричною кривою в площині двох комплексних параметрів – «комерційно-технологічна зрілість» та «потреба у капітальних витратах, помножених на ри-

Таблиця 1. Основні технології і засоби накопичення енергії за [14-24]

1	ГАЕС
2	Акумуляторні батареї Pb-кислотні
3	"Ямні" накопичувачі
4	Накопичення холодної води
5	Підземні накопичувачі
6	Побутові нагрівачі з накопичувачами ГВ
7	Накопичення енергії стиснутого повітря (CAES)
8	Акумуляторні батареї Na-S
9	Накопичення льоду
10	Маховики низькошвидкісні
11	Розплавлена сіль
12	Акумуляторні батареї на основі Li
13	Акумуляторні батареї проточні
14	Маховики високошвидкісні
15	Іоністори (суперконденсатори)
16	Надпровідниковий магнітний акумулятор (SMES)
17	Адіабатичний накопичувач енергії стисненого повітря (CAES)

зики». Даний підхід було нещодавно запропоновано Б. Декуром, Р. Дебарре [16-17] при систематизації численних технологій одержання, накопичення Гідрогену та його подальшого розподілення і енергетичного споживання. Цей підхід поширився на всі види ТНЕ і застосовується в межах даної роботи.

Технології накопичення енергії: загальна інформація та її джерела.

Створення ТНЕ та їх впровадження є, як вже відмічалося, пріоритетним завданням сучасних енергетичних секторів промисловості. Велику увагу цьому питанню приділяє міністерство енергетики США (DoE), яке підтримує проект «DoE Global Energy Storage Database» (далі SDB-DoE) [15], що є докладним і мабуть єдиним з певного погляду виданням. На серпень 2017 року SDB-DoE містила відомості про 1636 проектів і діючих об'єктів ТНЕ зі встановленою потужністю 193,293 ГВт із 76 країн та Антарктиди. База включає добре структуровані за 107 ознаками дані про кожний проект або об'єкт накопичення енергії. В SDB-DoE розглядаються п'ять основних типів накопичувальних технологій: електрохімічна, електромеханічна, накопичення теплоти, накопичення Гідрогену і гідроакумулювальна електростанція (ГАЕС). Вказана база даних регулярно, але нерівномірно обновлюється.

На рис. 3 згідно з базою даних SDB-DoE показано ранжування за убуванням потенціалу ТНЕ перших

[1] Під технологією термохімічного накопичення тут і далі розуміється технологія використання оборотних хімічних реакцій у таких природних та штучних речовинах, як силікагелі, цеоліти та гібридні матеріали [25].

20 країн із загального списку. За наведеними даними першим трьом країнам списку (КНР, Японія, США) належить майже половина світової ємності акумуляції (43,6 %), а першим 16 країнам (≈ 20 % країн списку) відповідає майже 80 % усього потенціалу акумуляції. Останнє співвідношення відображає принцип (емпіричне правило) Парето, згідно з яким для багатьох явищ ≈ 80 % наслідків спричиняються ≈ 20 % причин.

У табл. 2 наведено оглядові дані щодо характеристик проектів технологій акумуляції тимчасових надлишків енергії на електростанціях, у тому числі VPS – віртуальних електростанцій, згідно з SDB-DoE. В представлених матеріалах враховано накопичувачі основних видів енергії: електричної, теплової, хімічної, гравітаційної, потенційної, кінетичної енергії (у тому числі на основі супермаховиків Гуліа) та енергії стисненого повітря.

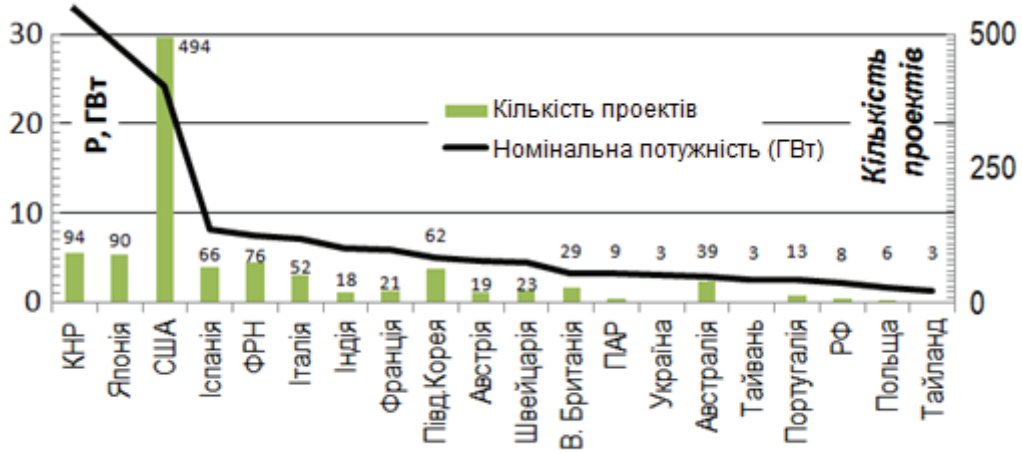


Рис. 3. Ранжування країн за величиною номінальної потужності накопичувальних пристроїв та відомості про кількість проектів з накопичення енергії згідно з SDB-DoE [14].

Таблиця 2. Технології накопичення енергії та встановлена потужність відповідних накопичувачів (за даними SDB-DoE)[1]

Тип або приклад		Кількість проектів N		Встановлена потужність $P_{вст}$,	
		N	N/N_{Σ}, %	$P_{вст}$,МВт	$P_{вст}/P_{\Sigma}$,%
1.	Електрохімічна (Li-іонна, Pb-кислотна, Na-S,…)	993	60,7	3279	1,7
2.	Гідроакумулювальна (на базі ГАЕС)	352	21,5	183800	95,1
3.	Накопичення теплоти (холоду)	206	12,6	3622	1,9
4.	Електромеханічна (стиснене повітря, маховики)	70	4,3	2616	1,3
5.	Накопичення рідкого H_2	13	0,8	18	0,0
6.	Накопичення рідкого повітря	2	0,1	5	0,0
Разом		**N_{Σ}=1636**	**100**	**P_{Σ} =193340**	**100,0**

До недавнього часу вважалося, що в енергетиці найефективнішою технологією накопичення енергії є гідроакумулювальна. У світі левова (95,1 %) частка енергії, що акумулюється, належить ГАЕС. В перспективі ситуація може кардинально змінитися у зв'язку з розвитком децентралізованої генерації на базі НВДЕ і відповідним зростанням децентралізованих засобів накопичування енергії. В період 2013-2016 років

[1] У базі даних наводяться відомості про проекти, які побудовані або будуються. При цьому не враховано бізнес-проекти, число яких стрімко зростає

у США не було побудовано жодної ГАЕС і весь приріст накопичувальної ємності було одержано виключно за рахунок новітніх високотех-нологічних станцій акумулювання. Сьогодні, як можна бачити з табл. 2, бурхливого розвитку набувають технології електрохімічного акумулювання енергії (на базі Li-іонних, Na-S та інших акумуляторів).

Велику увагу аналізу проблеми ТНЕ приділяє відомий центр з вивчення ринку інновацій Блумберга (США) [26-28]. В Євросоюзі останнім часом питаннями розвитку ТНЕ опікується Європейська асоціація накопичення енергії. В середині травня 2017 року асоціація повідомила про початок реалізації проекту «Варіанти трансформації та накопичення» тривалістю 2,5 роки з загальним бюджетом 11,8 млн. євро [29]. Однією з його фокусних точок є пошук інноваційних методів і засобів накопичення енергії та визначення сучасної ролі накопичувачів енергії в системах її передачі.

В даний час майже у кожній європейської країні є центри з розробки та впровадження ТНЕ. В Німеччині – це платформа Agora, у Франції таку функцію виконує Інститут енергії (IE), заснований Schlumberger Business Consulting (SBC) [16-17], тощо.

Класифікації технологій накопичення енергії

Класифікації ТНЕ внаслідок їх складної структури можуть будуватися за багатьма ознаками і запитами. Вдалою, як відомо, вважається систематизація за формалізованими причинно-наслідковими зв'язками. Цьому принципу систематизації відповідає вищезгадане упорядкування сучасного спектру ТНЕ за двома комплексними факторами, запропонованими Б. Декуром і Р. Дебарре.

Перший фактор – фактор «технологічно-комерційної зрілості», виражає готовність розробки до впровадження. Слід зазначити, що вказана «Оцінка рівня готовності» ТНЕ є не тільки показником її технологічної «зрілості», але й рентабельності використання. На рис. 4. по горизонтальній осі основні ТНЕ (в кількості 20) розміщуються згідно зі ступенем їх завершеності й відповідно їх технологічно-комерційної здатності до впровадження. За цим фактором здійснювалося також упорядкування ТНЕ, наведене в табл. 1.

На вертикальній осі рис. 4 відображаються капітальні інвестиційні витрати на впровадження ТНЕ з врахуванням ризиків різної природи. Тобто на цій осі представлено скориговані фактором ризиків приведені капітальні витрати. Саме вказані витрати слугують певним інтегрованим індикатором при дослідженні, розробці, випробуванні, атестуванні та доведенні розробки до впровадження.

Як видно з рис. 4, крива «зрілості» має дзвіноподібну форму, на якій виділяються три зони, позначені римськими цифрами. Зона I (позиції за номерами 13-20, табл. 1) відповідає фазі науково-дослідних робіт та перевірці принципів дії ТНЕ. Вартість технологій, які відповідають першій зоні, визначається витратами на створення лабораторного або експериментального обладнання, моделювання та проведення комплексу досліджень. В цій зоні налічуються вісім ТНЕ, а саме: технології термохімічного накопичення, синтезу природного газу (СнПГ), накопичення Гідрогену як продукту електролізу, адіабатичного накопичення енергії стисненого повітря (CAES), надпровідникового магнітного акумулювання (SMES), технології на базі іоністорів (суперконденсаторів), високошвидкісних маховиків та проточного акумулятора.

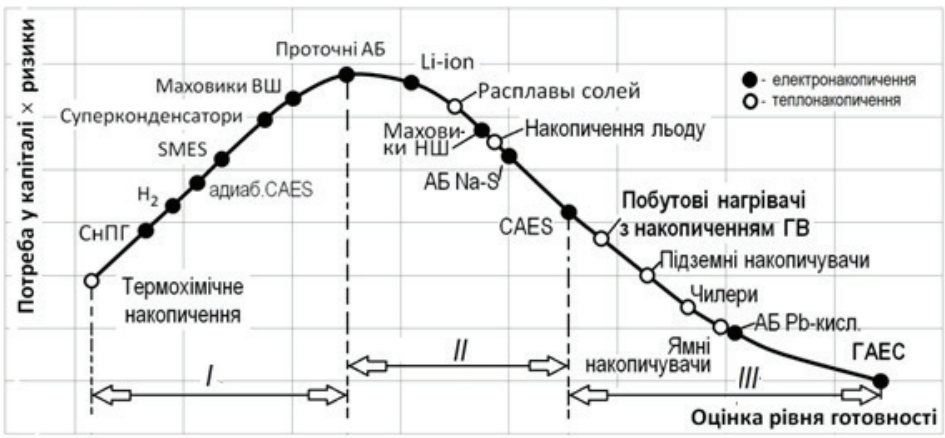


Рис. 4. Крива «зрілості», або розподіл технологій накопичення енергії в площині двох факторів – фактору «комерційно-технологічної зрілості» (вздовж осі «Оцінка рівня готовності») та фактору капітальних витрат і ризиків (вісь ординат), за [16-17, 19-20]:

АБ – акумуляторна батарея; ВШ та НШ – високо- та низькошвидкісні (маховики);

СнПГ – синтетичний природний газ; CAES (Compressed Air Energy Storage) – накопичувач енергії стиснутого повітря;

SMES (Superconducting Magnetic Energy Storage) – надпровідниковий магнітний акумулятор;

I – зона ТНЕ, які знаходяться у фазі НДР і ще не тестовані на предмет практичного використання в реальних умовах;

II – зона ТНЕ, які знаходяться у фазі тестування в демонстраційних та пілотних проектах;

III – зона ТНЕ, які мають комерційне застосування;

○ – ТНЕ з накопиченням теплової енергії; ●– ТНЕ з накопиченням електричної енергії.

Згідно з даними, наведеними на рис. 4, в межах зони I більшому рівню готовності технології відповідають більші потреби у витратах, скориговані фактором ризику. Дійсно, технології з низьким рівнем готовності перебувають на стадії дослідження та лабораторних випробувань, що здійснюються відносно невеликим коштом. Більш високий рівень готовності ТНЕ (область зони I, наближена до максимуму кривої «зрілості» проектів) характеризується значними витратами, які сягають максимуму на межі зон I і II. Це пов'язано з тим, що вартість робіт за такими проектами з їх наближенням до стадії виготовлення натурних та промислових зразків суттєво зростає.

За результатами робіт на цьому етапі (зона I на рис. 4) приймаються рішення щодо подальших планів за проектом. А саме, робиться висновок відносно переведення проекту на стадію промислової апробації в реальних умовах, стадію його удосконалення або консервації. Тобто в решті решт приймаються рішення щодо перспектив комерціалізації проектів.

У цілому технології зони I характеризуються відносно високими ризиками і порівняно невеликою інноваційною привабливістю. При цьому в межах даної зони кількість інноваційних пропозицій зменшується в напрямку від максимуму кривої «зрілості» до мінімального значення готовності проекту на початку даної зони. Так, за даними SDB-DoE, наведеними в табл. 2, в світі налічується 13 проектів щодо технології одержання Гідрогену і лише два проекти щодо одержання синтетичного природного газу. Звертає на себе увагу технологія термохімічного накопичення, що відповідає початку зони I на рис. 4. Перспективи її практичного використання стримуються надто високою вартістю відповідного демонстраційного проекту та невизначеністю майбутньої прибутковості. Слід однак зазначити, що розробка науково-технічних засад даної технології привертає увагу наукової громадськості, про що свідчить значна кількість публікацій [25].

У зоні III (рис. 4) розташовані «зрілі» та відлагоджені ТНЕ. Їх відмінною рисою є те, що вони вже мають широке розповсюдження і сталий комерційний інтерес, тобто характеризуються не тільки технологічною, а ще і «бізнесовою зрілістю». Ризики щодо цих технологій відносно невеликі, питома вартість їх впровадження не перевищує середньогалузевих для енергетики значень, термін окупності є цілком прийнятним, а фінансування проектів – доступним не тільки для державних, але й для інвестиційних фондів.

Зона II за основними ознаками є перехідною між зонами I та III. Її утворюють ТНЕ, які вже перебувають на стадії непоодиноких демонстраційних та пілотних проектів і реалізовані в виробничих умовах. За певних обставин вони можуть приносити відчутний прибуток. Успішні ТНЕ зони II відрізняються тим, що їх питома вартість у часі падає, а відтак, доступність зростає. Відповідно на рис. 4 положення цих технологій зміщується вправо вздовж осі «Оцінка рівня готовності». Яскравим прикладом таких успішних технологій є Li-іонні акумуляторні батареї. Їх застосування у багатьох сферах носить серійний або навіть масовий характер. Так, масовим є використання Li-іонних батарей у інформаційно-технологічному секторі – ноутбуках, стільниковому зв'язку тощо. Наприклад, за першу половину 2017 року телефонів Iphone 6 вироблено вже 10 млн. штук. Їх сумарна постійна потужність впродовж стандартного навантаження, яке тестується протягом 15 хвилин, оцінюється ≈ 280 МВт. Ще одним прикладом застосування Li-іонних батарей є електромобілі. Лінійка електромобілів вже нараховує 5...6 серійних брендів, а на кінець 2016 року їх загальне виробництво досягло 2 млн. При середній ємності автомобільної батареї 50 кВт·год, їх сумарна постійна потужність впродовж 15 хвилин для наявного автопарку відповідає 400 ГВт. Тим не менш спроби створити Li-іонну батарею, прийнятну для енергопотреб домогосподарства, поки що не стали успішними. Обіцяна у 2015 році І. Маском «Гігафабріка», призначена для масового випуску 7-10 кВт·год «Тесла» – подібних акумуляторів для домогосподарств, не тільки не працює, а її будівництво навіть не перейшло до активної фази. Очевидно, ціни на такі батареї при відносно малому терміні їх працездатності, все ще не конкурентні у порівнянні з традиційними засобами енергозабезпечення домогосподарств.

З аналізу даних, наведених на рис. 4, випливає також, що більшу частину розроблюваних технологій становлять технології прямого накопичення електричної енергії – 13 з 20 технологій. Щодо технологій накопичення теплової енергії, то на кривій «технологічної зрілості» їх налічується лише 7. При цьому майже всі технології, пов'язані з накопиченням теплової енергії, відповідають зонам II і III кривої «зрілості», тобто перебувають на стадії практичної реалізації. Переважну ж більшість технологій, що відповідають зоні I даної кривої, тобто пошуковим НДР, становлять розробки електроакумуляторів.

Загальне уявлення про спектр найбільш досліджених ТНЕ надає рис. 5. За принципами накопичення енергії звичайно виділяють п'ять типів технологій, які в свою чергу розподіляються на дві категорії. Першу з них складають технології прямого накопичення електричної енергії з можливістю її подальшого використання. До даної категорії входить два типа технологій: електрохімічна технологія, яка включає класичні та новітні технологій акумулювання енергії електрохімічної природи – свинцово-кислотні, Li-іонні, натрієво-сірчані акумулятори, проточні редокс-акумулятори тощо, та електрична технологія, в якій енергія накопичується безпосередньо в іонисторах (суперконденсаторах), в надпровідникових магнітних акумуляторах SMES та ін.

До другої категорії – непрямого накопичення електричної енергії – відносяться інші три типи ТНЕ – механічні, хімічні та термічні. Тут тимчасові надлишки електричної енергії утилізуються шляхом їх перетворення в інші форми енергії, наприклад, у теплоту, хімічну енергію горючих речовин тощо. В деяких випадках можливе рекурентне одержання електричної енергії (наприклад, в ГАЕС).

В технологіях накопичення енергії механічного

типу «надлишкова» енергія використовується для таких цілей: а) накопичення потенціальної енергії шляхом перекачування води до верхнього басейну ГАЕС; б) стиснення повітря (CAES – Compressed Air Energy Storage), у тому числі в адіабатичному варіанті, або його зрідження (LAES – Liquid Air Energy Storage); в) акумулювання кінетичної енергії при розкрутці супермаховиків.

Щодо ТНЕ хімічного типу, то тут йдеться про такі технології, як накопичення Гідрогену, одержаного при електролізі води, а також синтетичного метану, аміаку, метанолу тощо з їх подальшим паливним або іншим використанням.

Технології накопичення енергії термічного типу характеризуються акумулюванням безпосередньо теплової енергії у явній формі (гаряча вода, високотемпературні рідини, розплави солей тощо) або у прихованому вигляді (теплота фазового переходу, гідратація, розчинення та ін.). До технологій даного типу відносяться технології, що базуються на використанні оборотних хімічних реакцій з яскраво вираженим термічним ефектом.

Як вже зазначалося, згідно з базою даних SDB-DoE в світовій енергетичній практиці нараховується понад 1600 проектів, що стосуються різних типів акумулювання енергії. Вони складають ринок технологій зберігання енергії, який можна упорядкувати на три групи за ємністю і часом реакції. Крім того можна виділити дві області застосування цих технологій (рис. 6).

Акумуляторні батареї, іоністори та маховики утворюють групу короткотермінових накопичувачів енергії. Їх призначення гасити коливання та флуктуації частоти генерації електроенергії.

Групу середньотермінових накопичувачів складають акумуляторні батареї, зокрема, проточні редокс-акумулятори, ГАЕС, а також термохімічні накопичувачі. Вони беруть участь у стабілізації добових циклів енергопостачання. До групи довготривалих відносяться теплові накопичувачі та перетворювачі електроенергії в горючі гази (Гідроген, P2G та ін.). Як приклад теплових накопичувачів даної групи можна навести сезонні акумулятори ямного типу об'ємом до 100 тис. м^3, будівництво яких характерно для Данії, де значною є частка ВЕС.

На завершення слід відзначити, що наведений аналіз та класифікації ТНЕ покликані сприяти орієнтації в їх широкому спектрі та допомагати в обґрунтованому виборі необхідних технічних рішень.

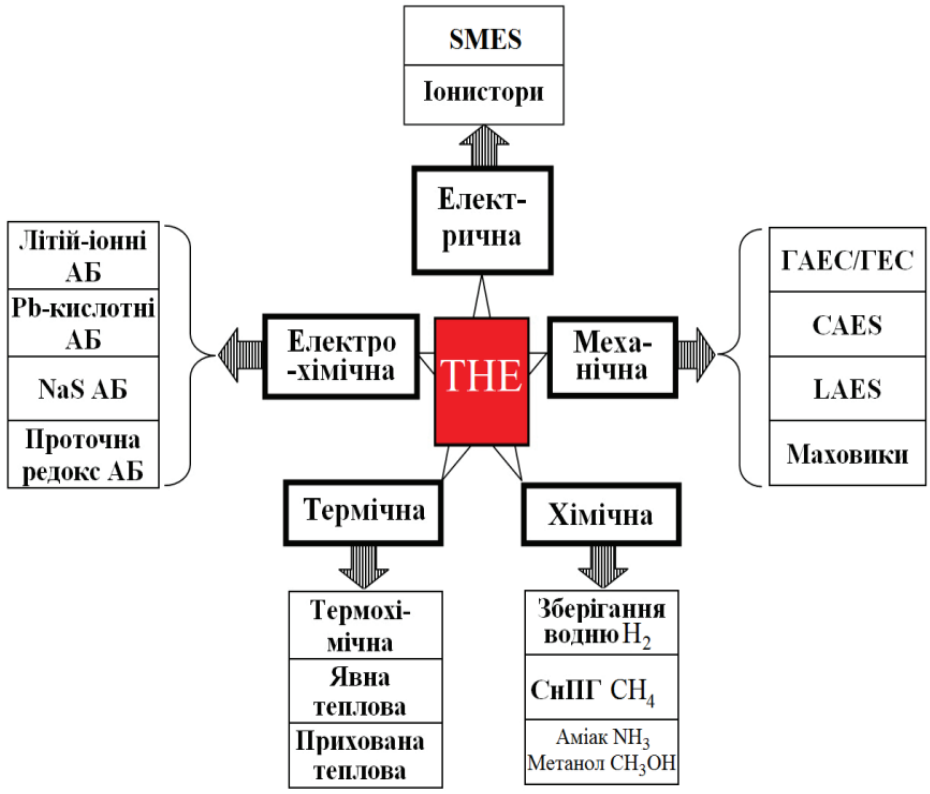


Рис. 5: Основні технології накопичення енергії : АБ – акумуляторна батарея; СнПГ – синтетичний природний газ; CAES (Compressed Air Energy Storage) – накопичувач енергії стиснутого повітря; LAES (Liquid Air Energy Storage) – накопичувач енергії зрідженого повітря; SMES (Superconducting Magnetic Energy storage) – надпровідниковий магнітний акумулятор.



Рис. 6. Часові характеристики та області застосування трьох груп технологій і засобів накопичення енергії.

Висновки

1. Виконаний аналіз технологій накопичення енергії свідчить про те, що даний клас технологій є важливим інструментом розвитку низькокарбонової енергетики на базі НВДЕ та необхідною умовою створення інтелектуальних систем енергозабезпечення.

2. Огляд наявних проектів технологій акумулювання тимчасових надлишків енергії згідно з базою даних SDB-DoE (понад 1600 проектів) показав, що останнім часом найбільш бурхливо розвиваються технології електрохімічного акумулювання (60,7% проектів); стійкий інтерес викликають гідроакумулювальні технології (21,5 % проектів); значна увага приділяється також технологіям накопичення теплоти (12,6 %).

3. Виконано класифікацію технологій накопичення енергії за двома факторами: «технологічно-комерційна зрілість» та інвестиційні витрати на впровадження з урахуванням ризиків різної природи. У вказаних факторах-координатах побудовано так звану криву «зрілості», в якій виділено три основні зони за рівнем готовності технологій. Проведено аналіз характерних особливостей технологій накопичення для кожної зони.

4. Розглянуто спектр традиційних та перспективних технологій накопичення енергії, що поділяються на п’ять типів (електрохімічна, електрична, механічна, хімічна та термічна) з відповідними підтипами. Наведено дані про розподіл розглянутих технологій на дві категорії – прямого та непрямого накопичення електроенергії.

5. Наявні технології накопичення енергії упорядковано у три групи за ємністю та часом реакції: швидкодіючі з тривалістю живлення від часток секунди до кількох десятків хвилин, а також ті, що беруть участь у більш тривалих добових та сезонних циклах енергозабезпечення.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Кириленко О.В., Якименко Ю.І., Жуйков В.Я., Денисюк С.П.* Перетворювачі параметрів електроенергії в Smart системах енергетики // Спец. випуск Праць Ін-ту електродинаміки НАН України (Матеріали І Міжн.ї наук.-техн. конференції «Інтелектуальні енергетичні системи – ІЕС’10») – К.: ІЕД НАНУ, 2010. – С. 17–23.

2. *Стогній Б.С., Кириленко О.В., Денисюк С.П.* Інтелектуальні електричні мережі електроенергетичних систем та їхнє технологічне забезпечення // Техн. електродинаміка. 2010, № 6. – С. 44–50.

3. *Стогній Б.С., Кириленко О.В., Баталов А.Г., Денисюк С.П.* Технологічний базис інтелектуальної об’єднаної енергетичної системи України // Пр. Ін-ту електродинаміки НАН Украї-ни: Зб. наук. пр. Спец. випуск. Ч. 1 – К.: ІЕД НАНУ, 2011.– С. 20–31.

4. *Денисюк С.П.* Формування технологічного базису модернізації розподільних електричних мереж на основі концепції SmartGrid // Енергетика: економіка, технології, екологія, 2012, № 1. – С. 90- 97.

5. *Стогній Б.С., Кириленко О.В., Праховник А.В., Денисюк С.П.* Еволюція інтелектуальних електричних мереж та їхні перспективи в Україні. // Техн. Електродинаміка. – 2012. – № 5. – С. 52–67.

6. *Денисюк С.П.* Технологічні орієнтири реалізації концепції Smart Grid в електроенергетичних системах // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2014.– №1(35). С. 7–21.

7. *Интеллектуальные электроэнергетические системы: элементы и режимы* / Под общ. ред. А. В. Кириленко. К.: ІЕД НАНУкраїни, 2014. – 409 с.

8. *Інтелектуальні електричні мережі: елементи та режими* / За заг. ред. О.В. Кириленко . К.: ІЕД НАН України, 2016. – 400с.

9. *Кириленко О.В., Денисюк С.П., Танкевич С.Є., Базюк Т. М.* Інформаційне та нормативне забезпечення організації мультиагентного керування електроенергетичної системи із активним споживачем // Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія, 2016, № 1. – С. 29-34.

10. *Сотник М.І., Хованський С.О.* Організаційні основи енергозабезпечення підприємств. Суми: Вид-во СумДУ, 2009. - 132 с.

11. *Енергоощадна технологія електро-теплоакумуляційного обігріву* в житлово-комунальному та аграрно-промисловому комплексах України. / Ред. Д.Й. Розинський. Авт.: Д.Й. Розинський, В.Д. Іоргачов, С.Я. Меженний, М.М. Меркулов, В.В. Оксак, М.П. Тимченко, С.М. Тітенко – К.: Видавництво Купріянова О.О. – 2007. – 272 с.

12. *Сучасний стан і основні напрямки застосування електричної енергії для теплопостачання в Україні* / Ред. А.А. Долінський, Д.Й. Розинський. Авт.: А.А. Долінський, М.П. Тимченко, Д.Й. Розинський. – К.: Видавництво Купріянова О.О. – 2009. – 252 с.

13. *Тепловые режимы помещений* при экологически чистом теплоаккумуляционном напольном отоплении /Л.Ф. Черных, Н.М. Фиалко, Д.И. Розинский, В.И. Савенко. − Киев: София-А, 2014. – 416 с.

14. *The DOE Global Energy Storage Database* [електронний ресурс] http://www.energystorageexchange.org

15. *U.S. Energy storage monitor* [електронний ресурс] http://energystorage.org/energy-storage/us-energy-storage-monitor

16. *Decourt B., Debarre R.* Carbon Capture and Storage: Bringing Carbon Capture and Storage to Market. / Series: Leading the energy transition. SBC, Institute Energy, Paris, 2013. – 59 p.

17. *Decourt B, Debarre R.* Electricity Storage: Factbook. Schlumberger Business Consulting Energy Institute, Paris, 2013. – 98 p.

18. *The future role and challenges of Energy Storage. DG ENER Working Paper*//European Commission Directorate-General For Energy/ - 36 p. [електронний ресурс] https://ec.europa.eu/energy/¬sites/ener/files/energy_storage.pdf).

19. *Technology Roadmap:* Energy Storage. International Energy Agency, Paris, 2014. – 64 p.

20. *Розкладка Дорожньої карти "Energy Storage"* [електронний ресурс] https://www.iea.org/me-dia/freepublications/technologyroadmaps/foldout/FOLDOUT_TechnologyRoadmapEnergystorage_2014.pdf

21. *Landry M., Gagnon Y.* Energy Storage: Technology Applications and Policy Options / In: Energy Procedia 2015, 79.- p.315 – 320.

22. *E-storage:* Shifting from cost to value wind and solar applications 2016. World Energy Council, 2016 – 27 p.

23. *World Energy Resources Full report.* World Energy Council, 2016 – 1028 p.

24. *Storing energy:* With special reference to renewable energy sources / Letcher T.M. (Ed.). Amsterdam: Elsevier, 2016 – 590 pp.

25. *Lele F. A.*Thermochemical Heat Storage System for Households, Springer International Publishing AG, 2016 – 225 p.

26. *Liebreich M.* Bloomberg: New Energy Finance Summit, New York, 14 April 2015 [електронний ресурс] https://sitecstatement.files.wordpress.com/2016/02/44-bloomberg-new-energy-finance-april-2015-bloomberg-new-energy-finance-summit.pdf.

27. *Liebreich M.* Bloomberg: New Energy Finance Summit, New York, 5 April 2016 [електронний ресурс] http://www.bbhub.io/bnef/sites/4/2016/04/BNEF-Summit-Keynote-2016.pdf

28. *Liebreich M.* Bloomberg: New Energy Finance Summit, New York, 25 April 2017/ [електронний ресурс] https: https://data.bloomberglp.com/bnef/sites/14/2017/04/2017-04-25-Michael-Liebreich-BNEF Summit-Keynote.pdf.

29. *Прес-реліз 11.05.2017.* Energy Storage to Play a Key Role in the Biggest Project Funded by the Connecting Europe Facility (CEF) Fund 2016 [електронний ресурс] http://energystorage.org/news/esa-news/energy-storage-play-key-role-biggest-project-funded-connecting-europe-facility-cef.

ENERGY STORAGE TECHNOLOGIES WITHIN THE INTELLECTUAL ENERGY SUPPLY SYSTEMS

N.M. Fialko, M.P. Timchenko
Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine,
2a, Zhelyabov str., Kyiv, 03680, Ukraine

The wide variety of available energy storage technologies (EST) in the entire world have been reviewed in terms of technical characteristics, research, application, and deployment. It was showed the EST is urgently required for both the current conventional energy supply (needs of great power plants, centralized distribution network of passive end-customer) and future distributed generation into low-carbon systems on the base of renewable clear energy supply systems which can be realized only within framework of intelligent energy supply systems (IESS).
The outcome of the analysis of the main energy storage technologies for perspective intelligent (based on Smart Grid) energy supply systems are presented. More than 1600 projects of the EST were reviewed. A number of the EST classifications according to technologically commercial "maturity", costs of implementation, risks, capacity of storage devices, time of their response and discharge, etc. are proposed.
There is the great potential and need for EST applications in Ukraine.

References 29, tables 2, figures 6.

Key words: energy supply; intelligent networks; energy storage technologies; low-carbon energy

1. *Kyrylenko O.V., Yakimenko Yu.I., Zhuikov V.J., Denysyuk S.P.* Inventors of parameters of electricity in Smart power systems. Pratsi Institutu Electrodynamiki of NAS of Ukraine. Spets. Vypusk. Kiev: IED NAS (Proceedings of the International scientific conference "Intelligent Energy Systems - IES'10"). Kiev: IED NAS. 2010. P. 17-23. (Ukr)

2. *Stohnij B.S., Kyrylenko O.V., Denysyuk S.P.* Intelligent electrical network power systems and their technological support . Tekhnicheskaia elektrodinamika. 2010. № 6. P. 44-50. (Ukr)

3. *Stohnij B.S., Kyrylenko O.V., Batalov A.G., Denysyuk S.P.* The technological basis of intelligent united power system of Ukraine. Pratsi Institutu Electrodynamiki of NAS of Ukraine. Spets. Vypusk. Kiev: IED NAS. 2011. P. 20-31. (Ukr)

4. *Denysyuk S.P.* Formation of the technological basis of modernization of electrical distribution networks based on the Smart Grid concept. Enerhetyka: ekonomika, texnolohiyi, ekolohiya. 2012. № 1. P. 90- 97. (Ukr)

5. *Stohnij B.S., Kyrylenko O.V., Prakhovnik A.V., Denysyuk S.P.* The evolution of intelligent electrical networks, and their prospects in Ukraine. Tekhnicheskaia elektrodinamika. 2012. № 5. P. 52-67. (Ukr)

6. *Denysyuk S.P.* Technological guidelines for the implementation of the Smart Grid concept in power systems Enerhetyka: ekonomika, texnolohiyi, ekolohiya. 2014. No. 1 (35) . P. 7-21. (Ukr)

7. *Intelligent power systems:* elements and regimes. Ed. A.V. Kyrylenko. Kiev: IED NAS. 2014. 409 p. (Rus)

8. *Intelligent electricity networks:* elements and regimes. Ed. O.V. Kyrylenko. 2016. 400 p. (Ukr).

9. *Kyrylenko O.V., Denysyuk S.P., Tankevych S.E., Bazyuk T.N.* Information and regulatory support organization multiagent control power system with active consumers. Informatsiyni tekhnolohiyi ta komp'yuterna inzheneriya. 2016. No. 1. P. 29-34. (Ukr)

10. *Sotnik M.I., Khovansky S.O.* Organizational fundamentals of the energy supply of enterprises. Sumy: Publishing of the SumState Universcity. 2009. 132 p.

11. *Energy-saving technology of storage* electroheating at housing and communal and agrarian-industrial complexes of Ukraine. Ed. D.J. Rozinsky. Authors: D.Y. Rozinsky, V.D. Ihorachev, S.Ya. Mezhennyi, M.M. Merkulov, V.V. Oksak, M.P. Tymchenko, S.M. Titenko. Kyiv: Publishing house of Kupriyanova O.O. 2007. 272 p. (Rus)

12. *Current state and main directions of application of electric energy* for the heat supply in Ukraine. Ed. A.A. Dolinsky, D.Y. Rozinsky. Authors: A.A. Dolinsky, M.P. Tymchenko, D.J. Rosinsky . Kyiv: Publishing house of Kupriyanova O.O. 2009. 252 p. (Ukr)

13. *Thermal regimes of apartments with ecologically clean* heat storage floor electric heating. L.F. Chernyh, N.M. Fialko, D.I. Rozinsky, V.I. Savenko. Kyiv: Sofia-A. 2014. 416 p. (Rus)

14. *The DOE Global Energy Storage* Database [electronic source] http://www.energystorageexchange.org (Rus)

15. *U.S. Energy storage monitor* [electronic source] http://energystorage.org/energy-storage/us-energy-storage-monitor (Rus)

16. *Decourt B., Debarre R.* Carbon Capture and Storage: Bringing Carbon Capture and Storage to Market. Series: Leading the energy transition. SBC. Institute Energy. Paris. 2013. 59 p. (Rus)

17. *Decourt B, Debarre R.* Electricity Storage: Factbook. Schlumberger Business Consulting Energy Institute. Paris. 2013. 98 p. (Rus)

18. *The future role and challenges of Energy Storage.* DG ENER Working Paper. European Commission Directorate-General For Energy. 36 p. [electronic source] https://ec.europa.eu/energy/¬sites/ener/files/energy_storage.pdf). (Rus)

19. *Technology Roadmap:* Energy Storage. International Energy Agency, Paris, 2014. 64 p. (Rus)

20. *Foldout of the "Roadmap "Energy Storage"* [electronic source] https://www.iea.org/me-dia/free publications/technology roadmaps/foldout/FOLDOUT_ Technology Roadmap Energy storage_2014.pdf (Rus)

21. *Landry M., Gagnon Y.* Energy Storage: Technology Applications and Policy Options. In: Energy Procedia. 2015. 79. P. 315- 320. (Rus)

22. *E-storage:* Shifting from cost to value Wind and solar applications 2016. World Energy Council. 2016. 27 p. (Rus)

23. *World Energy Resources Full report.* World Energy

Council. 2016. 1028 p. (Rus)

24. *Storing energy:* With special reference to renewable energy sources. Letcher T.M. (Ed.). Amsterdam: Elsevier. 2016. 590 p. (Rus)

25. *Lele F. A.* Thermochemical Heat Storage System for Households. Springer International Publishing AG. 2016. 225 p. (Rus)

26. *Liebreich M.* Bloomberg: New Energy Finance Summit. New York. 14 April 2015 [electronic source] https://sitecstatement.files.wordpress.com/2016/02/44-bloomberg-new-energy-finance-april-2015-bloomberg-new-energy-finance-summit.pdf. (Rus)

27. *Liebreich M.* Bloomberg: New Energy Finance Summit, New York, 5 April 2016 [electronic source] http://www.bbhub.io/bnef/sites/4/2016/04/BNEF-Summit-Keynote-2016.pdf (Rus)

28. *Liebreich M.* Bloomberg: New Energy Finance Summit. New York. 25 April 2017. [electronic source] https: https://data.bloomberglp.com/bnef/sites/14/2017/04/2017-04-25-Michael-Liebreich-BNEF Summit-Keynote.pdf. (Rus)

29. *Press release 11.05.2017.* Energy Storage to Play a Key Role in the Biggest Project Funded by the Connecting Europe Facility (CEF) Fund 2016 [electronic source] http://energystorage.org/news/esa-news/energy-storage-play-key-role-biggest-project-funded-connecting-europe-facility-cef. (Rus)

Получено 18.09.2017
Received 18.09.2017

УДК 5621.039.532.21

ВЛИЯНИЕ ПРОНИЦАЕМОСТИ ШАРОВОЙ ЗАСЫПКИ НА ТЕПЛООБМЕН В АКТИВНОЙ ЗОНЕ ЯДЕРНОГО РЕАКТОРА С ГЕЛИЕВЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Авраменко А.А., член-кор. НАН Украины, **Дмитренко Н.П.,** к.т.н., **Ковецкая М.М.,** к.т.н., **Ковецкая Ю.Ю.**

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, Киев, 03680, Украина

Досліджено тепломасообмін в моделі активної зони ядерного реактора з шаровими тепловиділяючими елементами і гелієвим теплоносієм. Проаналізовано вплив проникливості зони кулькової засипки та геометричних параметрів на розподіл температури теплоносія в активній зоні реактора.

Исследован тепломассообмен в модели активной зоны ядерного реактора с шаровыми тепловыделяющими элементами и гелиевым теплоносителем. Проанализировано влияние проницаемости зоны шаровой засыпки и геометрических параметров на распределение температуры теплоносителя в активной зоне реактора.

Heat and mass transfer in a model of the core of a nuclear reactor with spherical fuel elements and a helium coolant was studied. The effect of permeability of the pebble bed zone and geometric parameters on the temperature distribution of the coolant in the reactor core is analyzed.

Библ. 13, рис. 5, табл. 1.

Ключевые слова: ядерные реакторы, теплофизические процессы, макропористая среда, гелиевый теплоноситель.

Введение

Среди инновационных проектов ядерных энергоблоков, разрабатываемых в рамках программы GIF IY (Generation IY International Forum), очень привлекательными для многоцелевого использования являются проекты энергоблоков с высокотемпературными газовыми (гелиевыми) реакторами (ВТГР) [1-4].

Возможности использования ВТГР для электротеплоснабжения и снабжения промышленного производства высокопотенциальной теплотой основываются на:

- высоком уровне безопасности, что позволяет размещать энергоблоки в непосредственной близости от источников потребления теплоты;
- улучшении экологических показателей промышленных производств, использующих для получения высокотемпературного тепла сжигание органического топлива.

Разрабатываются проекты энергоблоков с паровым циклом (температура теплоносителя на выходе из реактора 750 °С), с прямым газотурбинным циклом (температура на выходе 850 °С), для технологических производств (температура на выходе 950 °С). Успешная эксплуатация исследовательских ВТГР, начиная с 60-х годов прошлого столетия в Великобритании, США и Германии, показала их высокую надежность и безопасность, низкое радиационное загрязнения первого контура, способность длительно и стабильно получать температуру гелия на выходе из реактора до 950 °С [5]. Внутренне присущие свойства безопасности исключают возможность расплавления активной зоны реактора при всех возможных аварийных ситуациях, включая полную потерю теплоносителя.

Во многих странах начато или возобновлено проектирование и строительство модульных энергоблоков с ВТГР малой и средней мощности. Некоторые инновационные проекты энергоблоков с ВТГР малой и средней мощности, предусматривающие строительство демонстрационных установок до 2020 г. представлены в табл. 1. Разрабатываются реакторы с призматической активной зоной и стержневыми твэлами и насыпной активной зоной с шаровыми твэлами. В проектах энергоблоков предусматривается использование, как прямого газотурбинного цикла, так и комбинации непрямого газо- и паротурбинного циклов. В США совместно с Россией при поддержке Франции и Японии разрабатывается проект энергоблока с модульным гелиевым реактором GT-MHR (Gas Turbine – Modular Helium Reactor) электрической мощностью 287 МВт для сжигания оружейного плутония [6,7]. Германия имеет успешный опыт эксплуатации ВТГР с температурой теплоносителя на выходе 950 °С. Основной сферой применения ВТГР в Германии предполагается газификация бурого и каменного углей для снижения зависимости от нефти и газа. Исходя из прогнозов развития и потребностей энергорынка, в России выполнен проект прототипной коммерческой реакторной установки МГР с унифицированным модульным гелиевым реактором тепловой мощностью 200 МВт и на его основе серию энергоисточников для [3]:

- производства электроэнергии и теплоснабжения с прямым газотурбинным циклом Брайтона МГР-100ГТ;
- производства электроэнергии и водорода методом высокотемпературного электролиза пара МГР-100 ВЭП;
- производства водорода методом паровой конверсии метана МГР-100ПКМ;
- нефтехимического производства МГР-100НП.

В зависимости от типа производственного процесса и вероятности попадания радиоактивности в продукт технологического производства, загрязнения радиоактивными продуктами оборудования может применяться двух- или трехконтурная схема реакторной установки.

Наибольших успехов в разработке и строительстве демонстрационной установки с гелиевым реактором HTR-PM достигли в Китае. В настоящее время началась загрузка активной зоны реактора шаровыми твэлами на блоке «Shidao Bay-1», запуск энергоблока предполагается в конце 2017 г [8].

Для усиления энергетической независимости Украины и решения проблемы обеспечения энергоресурсами целесообразно добавить в структуру атомной энергетики модульные высокотемпературные газоохлаждаемые реакторы малой и средней мощности. Это позволит создать в Украине производство синтетического углеводородного топлива путем паровой конверсии бурого угля, залежи которого имеются в значительных количествах в Кировоградской, Днепропетровской и Харьковской областях [4]. Внедрение модульных ВТГР целесообразно также с точки зрения создания замещающих мощностей в энергетике и экономии органического топлива в энергоемких технологических процессах промышленных производств.

Таблица 1. Проекты высокотемпературных газовых реакторов [1,4]

Название установки, страна разработчик	Мощность тепл./электр. МВт	Максим. температура. гелия, оС	Тип твэлов	Назначение
GT MHR США, Россия	600/287	850	Блочный	Многоцелевое
GT HTR-300 Япония	600/274	850	Блочный	Демонстрационный блок в 2018 г
HTR-PM Китай	380/160 458/195	750	Шаровой Блочный	Произв. эл. энергии Демонстр. блок в 2017г
PBMR ЮАР	265/110	900	Шаровой	Использование в коммерческих целях
FAPIG-HTGR Япония	220/100	850	Шаровой	Многоцелевой
Modul Германия	200/80	700	Шаровой	Произв. эл. энергии Промышленность
МГР-100 Россия	215/100	850	Блочный	Многоцелевой

Изложение основного материала

Для оценки безопасности ядерных реакторов с насыпной активной зоной проведено исследование процессов теплообмена в модели активной зоны высокотемпературного газоохлаждаемого ядерного реактора с шаровыми твэлами. Исследования проведены с использованием трехмерной математической модели турбулентного течения и теплообмена на основе ренормализационно-группового подхода в описании нестационарных процессов и учета эффектов макропористой среды [9,10].

Рассматривается модель активной зоны ядерного реактора (рис. 1) в виде цилиндрического канала высотой 1,4 м, диаметром 4,6 м. В центральной части канала находится зона с шаровыми твэлами, которая отделена от зоны свободного течения проницаемой стенкой. Зону с шаровыми тепловыделяющими элементами можно рассматривать как макропористую среду и использовать для ее описания модель Дарси – Бринкмана – Форхаймера [11].

Толщина проницаемой стенки мала по сравнению с диаметром зоны шаровой засыпки (2,6 м) и потому в расчетах не учитывается. Течение теплоносителя направлено сверху вниз, как показано на рис. 1. При расчете стационарных режимов задавалось постоянное значение скорости гелия на входе в канал $w = 5$м/с. Плотность теплового потока тепловыделяющих элементов $q = 2$МВт/м^2, давление в активной зоне 4 МПа, температура гелия на входе 300 °С. На внешней стенке канала задается нулевой тепловой поток. Коэффициент проницаемости шаровой засыпки определяется по формуле [12]

$$K = \frac{d^2\varphi^3}{180\left(1-\varphi^2\right)},$$

где d = 0,06 м – диаметр твэла, φ = 0,25 – объемная пористость. Теплофизические характеристики гелия взяты из работы [13].

Исследовалось влияние ширины зазора между зоной шаровой засыпки и стенкой канала на распределение скорости и температуры в активной зоне. На рис. 2, 3 представлены распределения скорости и температуры по длине активной зоны при трех значениях ширины зазора и значении проницаемости шаровой засыпки $K = 3{,}3\cdot10^{-7}$ м^2. Из рисунков видно, что ширина зоны свободного течения существенно влияет на распределение скорости и температуры в активной зоне реактора с шаровыми твэлами. Во всех вариантах наблюдается уменьшение скорости по длине канала в зоне шаровой засыпки и увеличение в зоне свободного течения. В этой зоне максимум профиля скорости смещается в сторону зоны шаровой засыпки (рис. 2). Это связано с тем, что плотность теплоносителя возле тепловыделяющей среды меньше, чем возле внешней стенки канала.

Величина зазора между насыпной зоной и стенкой канала существенно влияет на распределение температуры как в зоне шаровой засыпки, так и в зоне свободного течения. Увеличение ширины зоны свободного течения приводит к увеличению максимальной температуры теплоносителя на выходе зоны засыпки, а также к увеличению неравномерности температуры по сечению активной зоны, что является

нежелательным. При минимальной рассматриваемой ширине зоны свободного течения (рис. 3,в) наблюдается рост температуры внешней стенки канала, что также не желательно. Поэтому для рассматриваемых значений режимных параметров оптимальным, с точки зрения распределения температуры, значением ширины области свободного течения может быть значение 0,7 м (рис. 3,б). Выбор оптимального значения ширины зоны свободного течения очень важен как для получения равномерного профиля температуры теплоносителя по сечению зоны шаровой засыпки и максимального значения температуры на выходе, так и надежного охлаждения внешней стенки канала.

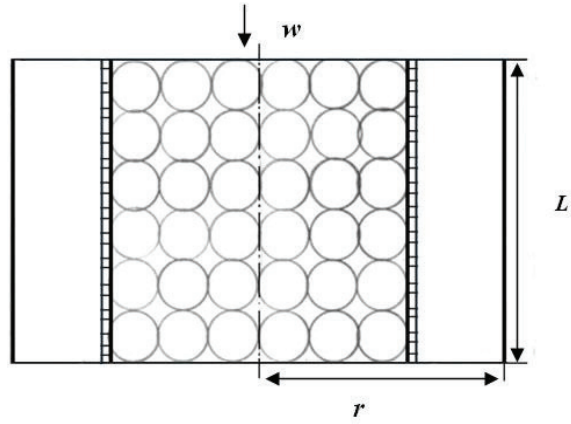


Рис. 1. Модель активной зоны реактора с шаровой засыпкой.

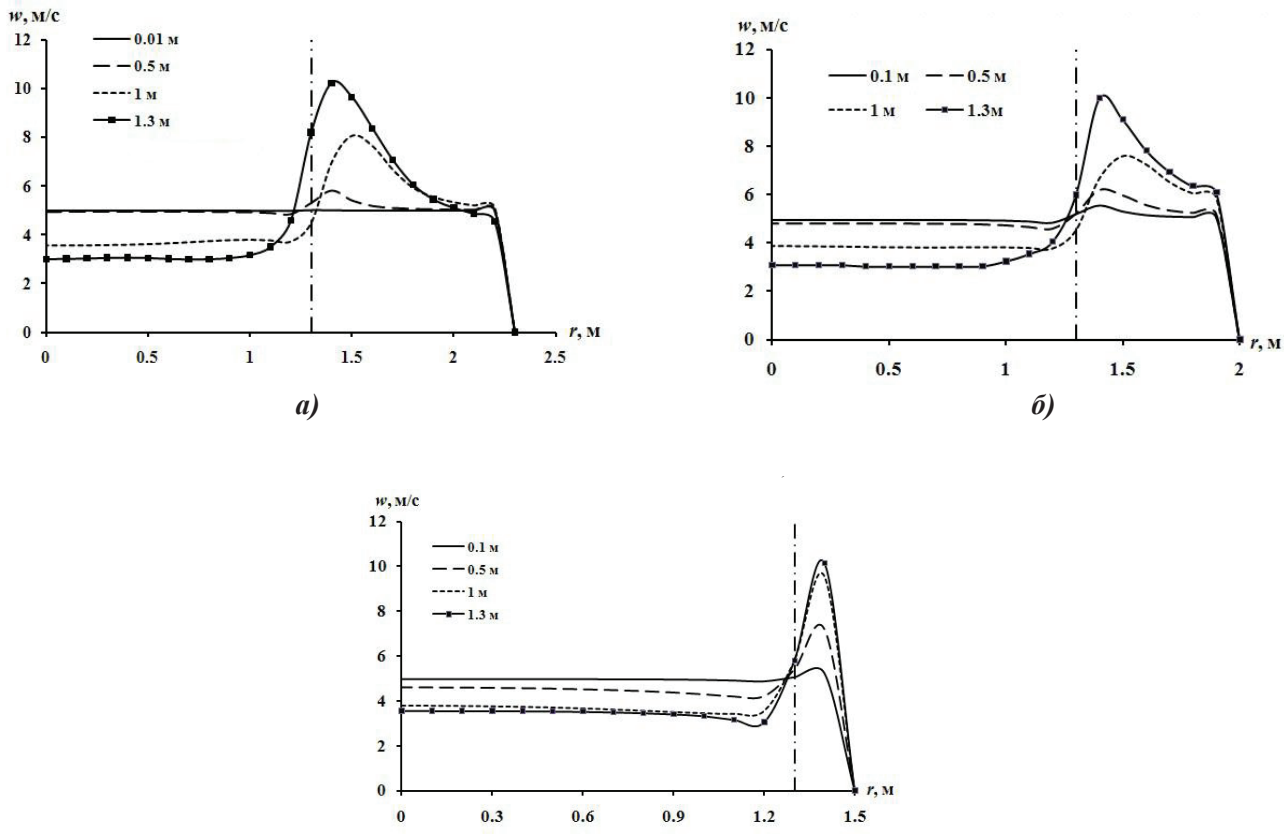
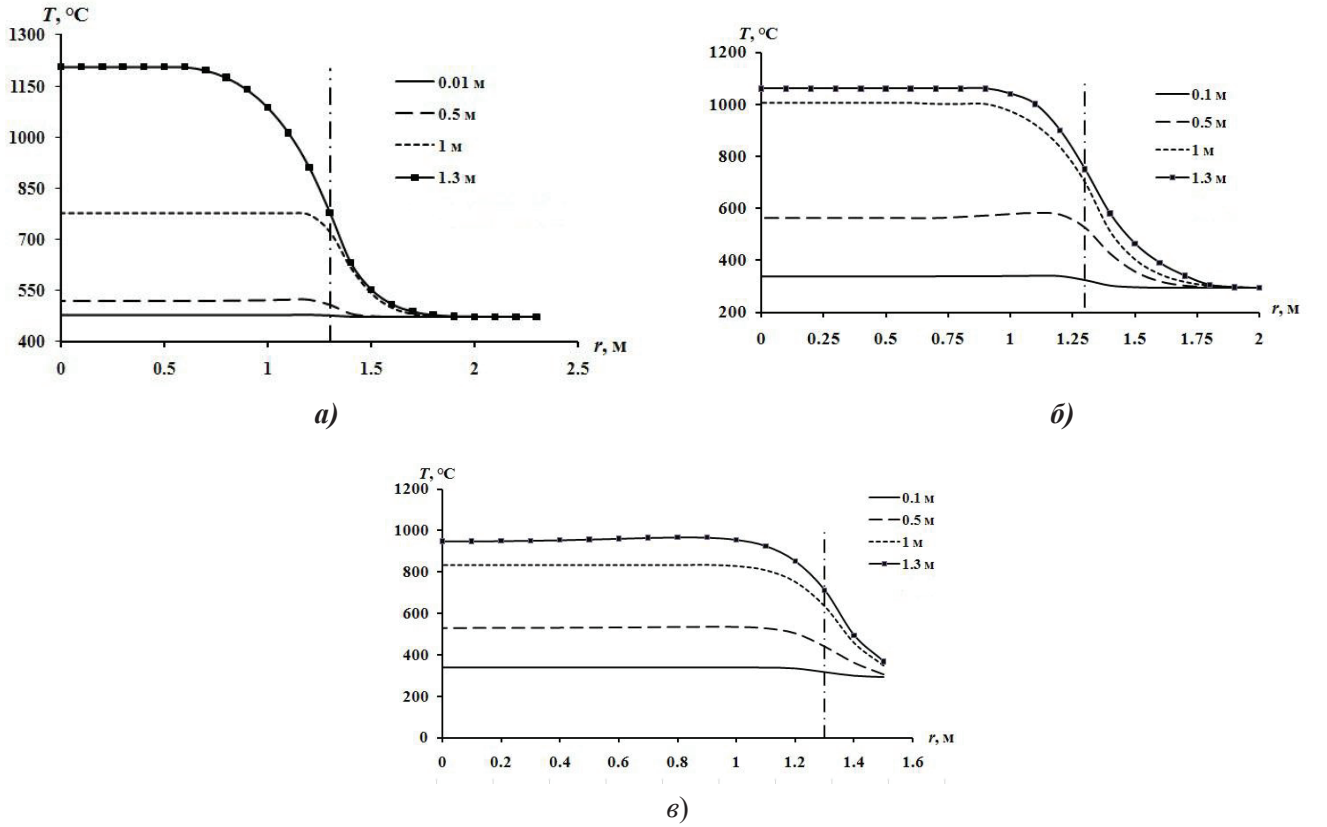


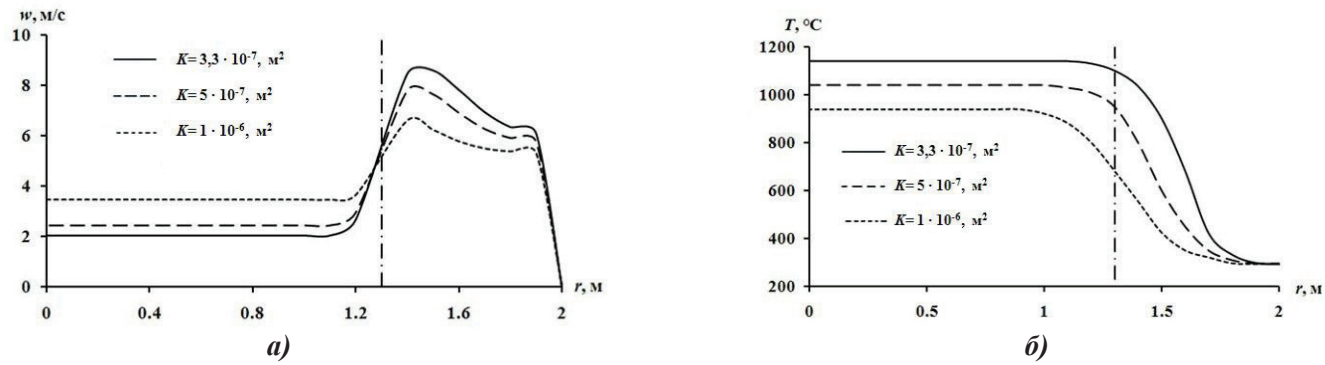
Рис. 2. Распределение скорости теплоносителя по радиусу активной зоны с разным размером внешнего зазора: а) r = 2,3 м; б) r = 2 м; в) r = 1,5 м на расстоянии от входа: 0,01 м; 0,5 м; 1 м; 1,3м.

Исследовано влияние проницаемости шаровой засыпки на распределение скорости и температуры по сечению активной зоны реактора для оптимального варианта ширины зоны свободного течения 0,7 м. На рис. 4 представлено распределение скорости (рис. 4,а) и температуры (рис. 4,б) гелия на выходе из активной зоны реактора при различной проницаемости зоны с шаровой засыпкой.



а) *б)* *в)*

Рис. 3. Распределение температуры по радиусу активной зоны с разным размером внешнего зазора: а) r = 2,3 м; б) r = 2 м; в) r = 1,5 м на расстоянии от входа: 0,1 м; 0,5 м; 1 м; 1,3 м. 1,3м.



а) *б)*

Рис. 4. Распределение скорости (а) и температуры (б) гелия на выходе активной зоны при разной проницаемости среды: K = 3,3·10⁻⁷м²; 5·10⁻⁷м²; 10⁻⁶м².

На рис. 5 показано влияние проницаемости шаровой засыпки на максимальную температуру теплоносителя на выходе из активной зоны для ширины зоны свободного течения 0,7 м. Уменьшение проницаемости приводит к уменьшению скорости течения теплоносителя и следовательно к увеличению его температуры. При $K < 5 \cdot 10^{-7}$ м^2 максимальная температура теплоносителя на выходе активной зоны резко возрастает с уменьшением проницаемости, что может повлиять на безопасность реактора, когда температура теплоносителя достигнет проектного предельно допустимого значения 1200 °С.

Выводы

Для исследования процессов теплообмена в модели активной зоны высокотемпературного газового (гелиевого) ядерного реактора с шаровыми твэлами использована математическая модель в приближении пористого тела. Показана зависимость максимальной температуры гелия на выходе активной зоны от проницаемости зоны шаровой засыпки и ширины зоны свободного течения.

С уменьшением проницаемости зоны шаровой засыпки при $K < 5 \cdot 10^{-7}$ м^2 максимальная температура теплоносителя на выходе активной зоны резко возрастает, что может повлиять на безопасность реактора.

Выбор оптимального значения ширины зоны свободного течения очень важен, как для достижения равномерной температуры гелия по сечению зоны шаровой засыпки и максимальной температуры на выходе, так и надежного охлаждения внешней стенки канала.

Для рассматриваемых значений режимных параметров оптимальной шириной области свободного течения, как для допустимого уровня температуры теплоносителя, так и надежного охлаждения внешней стенки канала, может быть величина 0,7 м.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Денисевич К.Б., Ландау Ю.А., Нейман В.А., Сулейманов В.Н., Шиляев Б.А.* Энергетика: история, настоящее и будущее. Книга 4. Развитие атомной энергетики и объединенных энергосистем. 2012–2013.

2. *Гребенник В.Н., Кухаркин Н.Е., Пономарев-Степной Н.Н.* Высокотемпературные газоохлаждаемые реакторы – инновационное направление развития атомной энергетики .М: Энергоатомиздат. « 2008. « 135с.

3. *Столяревский А.Я., Кодочипов Н.Г., Васяев А.В., Головко В.Ф., Ганин М.Е.* Применение высокотемпературных модульных гелиевых реакторов для теплоснабжения энергоемких производств [электронный ресурс] / Столяревский А.Я., Кодочипов Н.Г., Васяев А.В., Головко В.Ф., Ганин М.Е. // www.rosteplo.ru/Tech_stat/nie_2434.htm

4. *Зеленский В.Ф.* Современное состояние работ по высокотемпературным газоохлаждаемым реакторам (ВТГР) в мире и перспективы их применения в Украине / Зеленский В.Ф., Одейчук Н.П., Яковлев В.К., Гурин В.А. // Вопросы атомной науки и техники. Серия: Физика радиационных повреждения и радиационное материаловедение. « 2009. « №4 – 2(94. – С.247–255.

5. *Преображенская Л.Б.* Конструкции и проекты высокотемпературных реакторов / Преображенская Л.Б // Атомная техника за рубежом. –2010. –№12. – С.3–16.

6. *Pioro I., Kirillov P.* Generation IY Nuclear Reactors as a Basis for Future Electricity Production in the World. [electronic resource] /Pioro I., Kirillov P.// http://www.formatex.info/energymaterialbook/book/. − 2013. − p.818 − 830.

7. *Бронников В.А.* ЯЭУ на основе модуля газовая турбина-реактор с гелиевым (GT-MHR) теплоносителем / Бронников В.А. // Атомная техника за рубежом. − 2003. − №6. − С.20 − 22.

8. *www.atomic-energy.ru/news*/2017/04/10/74629

9. *Avramenko A.A.* Renormalization Group Model of Lage-Scale Turbulence in Porous Media / Avramenko A.A., Kuznetsov A.V // Transport in Porous Media. –2006. – № 63. –P.175–193.

10. *Авраменко А.А., Дмитренко Н.П., Блинов Д.Г.* Ренормализационный анализ нестационарной турбулентности в макропористых средах / Авраменко А.А., Дмитренко Н.П., Блинов Д.Г. // Промышленная теплотехника. – 2010. – т.32, №2. – С.19–30.

11. *Авраменко А.А., Басок Б.И., Дмитренко Н.П., Ковецкая М.М., Тыринов А.И., Давыденко Б.В.* Ренормализационно групповой анализ турбулентности. Виданичо-поліграфічний центр «ЕКСПРЕС». –2013. –300с.

12. *Niedl D.A., Bejan F.* Convection in porous media. – [3nd td.] –New York: Springer. – 2006. –640 p.

13. *Цеберберг Н.В., Попов В.Н., Морозова Н.А.* Термодинамические и теплофизические свойства гелия. –М.: Атомиздат. –1969. –275 с.

EFFECT OF PERMEABILITY OF PEBLE BED ON HEAT TRANSFER IN THE CORE OF NUCLEAR REACTOR WITH HELIUM COOLANT

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

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine,
st. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680 Ukraine

To study the heat transfer processes in the model of core of a high-temperature gas (helium) nuclear reactor with ball fuel elements, a renormalization group model of turbulence is used. This model taking into account the porosity of the medium. The dependence of the maximum helium temperature at the outlet of the core on the permeability of the pebble bed zone and the width of the free flow zone is presented.
In the paper we consider cases with different values of the width of the free-flow zone. This geometric dimension is very important, both to achieve an even distribution of the helium temperature over the cross-section of the pebble bed zone and the maximum exit temperature, and for reliable cooling of the outer wall of the channel. For the considered values of the regime parameters, the optimum width of the free flow region, both for the permissible level of the coolant temperature and for the reliable cooling of the outer wall of the channel, can be 0.7 m. References 13, tables 1, fig. 5.

Key words: nuclear power plant, thermophysical processes, macroporous medium, helium coolant.

1. *Denisevich K.B., Landay Yu.A., Neyman V.A., Cyleimanov V.N., Shilyaev B.A.* Tnergetika: istoria, nastoyaschee i buduyecshee. Kniga 4. Razvitie atomnoy energetiki I obedenyonnuh energosistem. [Energy: history, present and future. Book 4. Development of nuclear power and integrated power systems]. 2012 – 2013. (Rus)

2. *Grebennik K.V., Kuharkin N.E., Ponomarev-Stepnoy N.N.* Vusokotemperaturnue gazoohlagdaemue reaktoru – innivatsionnoe napravlenie razvitia atomnoy energetiki. [High-temperature gas-cooled reactors innovative direction of development of nuclear energy]. M: Energoatomizdat, 2008, 135 p. (Rus)

3. *Stoliarevskiy A. Ya., Kodochipiv N.G., Vasyaev A.V, Golovko D.F., Ganin M.E.* Primenenie vusokotemperaturnuh modulnuh gelievuh reactorov dlya teplosnabgenya energoemkih proizvodstv. [Application of high-temperature modular helium reactors for heat supply of energy-intensive industries], [electronic recourse] : www.rosteplo.ru/Tech_stat/nie_2434.htm (Rus)

4. *Zelenskiy V.F., Odeychuk N.P. Yakoblev V.K., Gurin V.A.* Sovremennoe sostoyanie rabot po vusokotemperaturnum gazoohlagdaemum reactoram (VTGR) v mire i perspektivu ih ispolzovania v Ukraine. Voprosu atomnoy nauki I tehniki. Seriya: Fizika radiatsionnnuh povregdeniy I radiatsionnoe materialovedenie. [Current state of work on high-temperature gas-cooled reactors (HTGR) in the world and prospects for their use in Ukraine]. 2009, №4, 2(94), pp. 247 – 255. (Rus)

5. *Preobrazhenskaya L.B.* Konstruktsii i proektu vusokotemperaturnuh reaktorov. [Designs and projects of high-temperature reactors]. Atomnaya tehnika za rubezhom [Nuclear technology abroad]. 2010, №12, pp. 3– 16. (Rus)

6. *Pioro I., Kirillov P.* Generation IY Nuclear Reactors as a Basis for Future Electricity Production in the World. [electronic resource]: http://www.formatex.info/energymaterialbook/book/. 2013. pp. 818 − 830.

7. *Bronnokov B.A*. YaEU na osnove modulya gazovaya turbine-generator s gelievum (GT-MHR) teplonositelem. [Nuclear power unit based on gas turbine-reactor module with helium (GT-MHR) coolant]. Atomnaya tehnika za rubezhom [Nuclear technology abroad]. 2003, №6, pp. 20−22. (Rus)

8. *www.atomic-energy.ru/news*/2017/04/10/74629

9. *Avramenko A.A., Kuznetsov A.V.* Renormalization Group Model of Lage-Scale Turbulence in Porous Media. Transport in Porous Media. 2006, № 63, pp. 75–193.

10. *Avramenko A.A., Dmitrenko N.P., Blinov. D.G.* Renormalizatsionnuy analiz nestatsionarnoy turbulentnosti v makroporistuh sredah. [Renormalization analysis of nonstationary turbulence in macroporous media]. Promyshlennaya teplotehnika [Industrial Heat Engineering], 2010, T. 32, №2, pp. 19–30. (Rus)

11. *Avramenko A.A., Basok B.I., Dmitrenko N.P., Kovetskaya M.M., Tyrinov A.I., Davudenko B.V.* Renormalizatsionno grupovoy analiz turbulentnosti. [Renormalization-group analysis of turbulence]. Vudavnucho poligrafichnuy tsentr "EKSPRES". 2013. – 300 p. (Rus)

12. *Niedl D.A., Bejan F.* Convection in porous media. [3nd td.] New York: Springer. 2006. 640 p.

13. *Tsederberg N.V., Popov B.N., Morozova H.A.* Termodinamicheskie s teploaszicheskie svoystva gelia. [Thermodynamic and thermophysical properties of helium]. M. Atomizdat. 1969. 275 p. (Rus)

Получено 13.07.2017
Received 13.07.2017

УДК 620:621.09.31.311.661.51.313

ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ ЗДАНИЙ – ПРИОРИТЕТ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ В УКРАИНЕ

Басок Б.И., член-корреспондент НАН Украины, **Базеев Е.Т.,** канд. техн. наук

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, Киев, 03680, Украина

Представлені результати виконаних в ІТТФ НАН України розробок інноваційного обладнання і технологій для підвищення енергоефективності будівель та інженерних систем їх енергозабезпечення.

Представлены результаты выполненных в ИТТФ НАН Украины разработок инновационного оборудования и технологий для повышения энергоэффективности зданий и инженерных систем их энергообеспечения.

Presented are the results development of innovative equipment, engineering services and works on energy efficiency of buildings and engineering systems for their energy supply performed in the Institute of Engineering Thermophysics of National Academy of Sciences of Ukraine.

Библ. 13, рис. 8.

Ключевые слова: энергоэффективность, энергосбережение, теплообеспечение, энергетическая стратегия, энергоемкость, инновационное оборудование.

В последнее время в Украине в законодательном поле и в текущей политике исполнительной власти существенно интенсифицировалась деятельность по повышению энергоэффективности и реальным путям ее реализации в сфере энергетики [1-8]. В частности принята новая Энергетическая стратегии Украины на период до 2035 года: безопасность, энергоэффективность, конкурентноспособность. По сравнению с предыдущими стратегиями 2006 и 2013 гг. в ней существенными блоками представлены материалы по повышению энергоэффективности экономики и пути развития возобновляемой энергетики, включая подраздел повышения энергоэффективности зданий и использование энергии окружающей среды. Также были приняты несколько энергозначимых законов Украины: по энергоэффективности зданий; по созданию фонда энергоэффективности; по тарифу на негазовую теплогенерацию. Закон об альтернативных источниках энергии был дополнен материалами о применении тепловых насосов, а закон о когенерации усилен положениями о высокоэффективных когенерационных технологиях. Разработана концепция реализации долгосрочной государственной политики в сфере теплоснабжения. В соответствии с директивой 2009/28/ЕС о стимулировании использования энергии из возобновляемых источников создана методика расчета количества тепловой энергии, произведенной с помощью тепловых насосов из энергии окружающей среды [7].

Ряд современных материалов по стратегии теплоэнергетики, включая теплообеспечение населенных пунктов Украины разработано в ИТТФ НАН Украины [1-7] и в других институтах НАН Украины [8-11]. Ярким примером такого направления также является проект «Форсайт» НТУУ «КПИ» [12]. По проблематике теплообеспечения населения заметим, что наибольший потенциал повышения энергоэффективности находится в сфере теплоснабжения жилищно-комунального хозяйства (ЖКХ) страны. Сегодняшняя ситуация в теплоснабжении населённых пунктов Украины может быть охарактеризована как близкая к критической. В сфере теплоснабжения плотно переплелись технические, экономические, экологические и социальные проблемы.

Главной целью для коммунальной теплоэнергетики Украины становится выбор стратегически выверенных решений по развитию этой сферы ЖКХ - разработка руководящих документов государственного значения (концепции, стратегии, программы) и формирование на их основе научно-технической политики, создание комплекса нормативно-правовых актов и научно-организационных мероприятий, реализация которых обеспечит энергоэффективное использование энергоресурсов, энергетическую безопасность, устойчивое развитие и эффективное функционирование систем теплообеспечения населённых пунктов Украины.

Изложенные в данной статье материалы продолжают содержание концептуальных подходов и технологий по повышению энергоэффективности, изложенных в [6], и их опытно-промышленной реализацией.

В ИТТФ Украины в последнее время проведены исследования и разработаны предложения инновационного оборудования, инженерных услуг и работ по повышению энергоэффективности зданий и инженерных систем их энергообеспечения, среди них:

1. Пассивный дом типа «ноль - энергии». Фото, рис. 1.

Назначение – создание пассивного дома с минимальным теплопотреблением и его автономное энергообеспечение (электро- и теплохолодообеспечення и горячее водоснабжение) на основе возобновляемых источников энергии.

Технические характеристики (на примере дома ИТТФ):

- общая отапливаемая площадь - 306 кв. м;
- толщина слоя утепления фасадов - до 35 см;
- двойные двухкамерные энергоэффективные окна

типа 4M1i-10-4M1i-10-4M1;

• внешние стены в исполнении с комбинацией различных отечественных строительных материалов;

• отапливаемые приборы - фанкойлы и комбинации теплого пола или теплых стен;

• мощность системы отопления - 2,6 кВт;

• мощность системы горячего водоснабжения - 3,4 кВт;

• теплонасосная система теплоснабжения на основе теплоты грунта;

• годовое потребление тепла (для климата м. Киева) - до 14,8 кВт·часов на 1 кв. м отапливаемой площади (норматив пассивного дома);

• система воздушной тепловой завесы фасадов и крыши здания на основе грунтовых теплообменников;

• номинальная мощность системы электроснабжения - 15 кВт (из них 5 кВт – ветроагрегат и 10 кВт - фотовольтаика)



Рис. 1. Фото пассивного дома.

2. Теплонасосная система климатизации здания.

Фото части системы, рис. 2.

Назначение – создание и поддержание надлежащего теплового и воздушно-влажностного состояния (климатизации) здания.

Технические характеристики:

• средняя удельная мощность отопления - 20 Вт на 1 кв. м;

• использование теплонасосной системы теплоснабжения (с коэффициентом трансформации не менее 3) на основе теплоты грунтового массива вокруг дома;

• отопительные низкотемпературные приборы: теплые водяные полы (в т.ч. капиллярная система) теплообменники в простенке между помещениями; жидкостно-воздушные теплообменники (настенные и напольные) для нагрева и кондиционирования воздуха;

• принудительная приточно-вытяжная вентиляция с рекуперацией теплоты и со вспомогательным догревом воздуха, коэффициент воздухообмена - 0,8 / час;

• резервная система отопления на основе универсального твердотопливного котла, дооснащеного пилетной горелкой;

• тепловая завеса фасадов и крыши здания на основе грунтовых теплообменников.

Преимущества: низкотемпературные эффективные технологии отопления; высокая экологичность; высокая степень энергонезависимости; автоматизированное погодозависимое управление; использование информационных smart-технологий.

3. Система автономного электрообеспечения на основе возобновляемых источников энергии.

Фото отдельных частей системы, рис. 3.

Назначение – для независимого электроснабжения объектов с умеренным электропотреблением. Использует энергию ветра и солнечной инсоляции совместно с системой аккумулирования.

Технические характеристики (на примере использования для дома площадью 300 кв.м):

• общая установленная электрическая мощность -

15 кВт, из них ветроагрегат – 5 кВт, система фотовольтаики - 10 кВт (для климата Киева);

• солнечные электрические коллекторы на кристаллических и полиаморфних элементах (тонкопленочные) - общей площадью 85 кв. м;

• два уровня напряжения: 220 В (трехфазного переменного напряжения) и 12/24 В (постоянного напряжения);

• имеется блок автоматического включения резерва;

• имеется блок учета и оптимального (приоритетного) электропотребления.

Преимущества - автономность электроснабжения; отказ от централизованных электросетей; экологичность; возможность продажи избыточной электроэнергии (например, летом, когда есть мощная инсоляция и отсутствуют потребности в отоплении) по «зеленому» тарифу; использование современных информационных smart-технологий; использование в зданиях типа «0-энергии» (где энергия потребляется в необходимом количестве, но генерируется собственно домом или на придомовой территории).



Рис. 2. Фото части теплонасосной системы теплообеспечения.



Рис. 3. Фото аппаратной части системы автономного электроснабжения.

4. Индивидуальный тепловой пункт с гидравлической стрелкой.

Назначение – для эффективного погодозависимого управления теплопотреблением (отопление, горячее водоснабжение) здания в зависимости от состояния тепловой изоляции ее наружных ограждающих конструкций и климата местности.

Технические характеристики:

• реализация качественного и количественного управления теплоносителем;

• двухступенчатое регулирование теплопотребления;

• возможность задания в контроллере температуры управления на 3...9 ^{O}C большей температуры окружающей среды;

• возможность применения для климата местности с расчетной температурой окружающей среды от -15 ^{O}C до -25 ^{O}C;

• возможность устранения «недотопа» тепловых сетей;

• реализация 6 режимов эффективной эксплуатации системы отопления;

• реализация режима незамерзания теплоносителя при отключениях или при авариях в тепловых сетях.

Преимущество по сравнению с традиционным элеваторным узлом - экономия теплоты от использования достигает 15...18 % за отопительный период.



Рис. 4. Фото части ИТП с гидравлической стрелкой.

5. Индивидуальный тепловой пункт с электрическими котлами.

Назначение - для эффективного погодозависимого управления теплопотреблением (отопление, горячее водоснабжение) здания в зависимости от состояния тепловой изоляции ее наружных ограждающих конструкций и климата местности.

Технические характеристики:

• реализация качественного и количественного управления теплоносителем;

• двухступенчатое регулирование теплопотребления;

• возможность задания потребителем в контроллере любого алгоритма управления теплопотреблением;

• возможность автономного использования вне зависимости от тепловых сетей;

• возможность устранения «недотопов» тепловых сетей;

• реализация режима незамерзания теплоносителя при отключениях или при авариях в тепловых сетях;

• возможность круглогодичного независимого от тепловых сетей горячего водоснабжения на основе использования электроэнергии;

• наличие гидравлической развязки от тепловых сетей за счет использования теплообменника;

• возможность использования льготного ночного тарифа на электроэнергию.

Преимущество по сравнению с традиционным элеваторным узлом - экономия теплоты от использования достигает 20 % за отопительный период.

Фото ИТП с гидравлической стрелкой приведено на рис. 4, а фото ИТП с дополнительными электрокотлами – на рис. 5.

6. Термомодернизация ограждающих конструкций существующих зданий – стен и окон.

Проведена экспериментальная разновариантная термомодернизация стеновых ограждающих конструкций существующего здания, расположенного на территории ИТТФ НАН Украины, с помощью типовых социально доступных теплоизоляционных материалов клеевым способом одинаковой толщины в 10 см. Использованы для утепления: вермикулит-перлитовая

штукатурка, пеногазостекло, плотная базальтовая вата разных типов, пенополистирол разной плотности, экструдированный пенополистирол, пенополиуретан. Создан полигон 10 типовых утеплений фасадных стен из социально доступных теплоизоляционных материалов. При толщине утеплителя в 10 см для административного корпуса института достигнуто уменьшение теплопотерь помещений на 51 %.

Проведена экспериментальная термомодернизация светлопрозрачных ограждающих конструкций существующего здания (рис. 6) с помощью разных конструкций (камерности, толщины, профилей, низкоэмиссионного напыления и других эффектов) энергоэффективных окон. Создан полигон из 20 высокоэффективных окон одинакового периметра и одинаковой геометрии оконного переплета. Достигнуто уменьшение теплопотерь



Рис. 5. Фото части ИТП с электрокотлами.



Рис. 6. Фото разновариантной термомодернизации части корпуса ИТТФ – полигон утепления стеновых конструкций и энергоэффективных окон.

помещений на 58 %.

7. Полигон грунтовых теплообменников.

На территории ИТТФ НАН Украины создан испытательный полигон грунтовых теплообменников, предназначенный для экспериментальных исследований систем закачки, длительного аккумулирования (суточного, более длительного, сезонного) и извлечения тепловой энергии, как сбросной теплоты вторичных энергоресурсов, так и естественной теплоты грунта и/или тепловой энергии инсоляции. На полигоне обустроены различные теплообменники типа грунт-вода, грунт-водо-вода и грунт-воздух различной геометрии и объема, а также глубины залегания как горизонтального, так и скважинного типа (рис. 7).

8. Полигон теплых водяных полов.

Создан полигон различных вариантов эксперимен-

тального обустройства теплого водяного пола низкотемпературной системы теплонасосного отопления зданий (от грунтовых теплообменников), различающийся по типу закрутки и направления движения теплоносителя, геометрии укладки, пространственной ориентации и тепловой мощности (рис. 8). Исследован инновационный теплый водяной пол «сухого» способа монтажа.

Все разработки 1-8 оснащены комплектующими и оборудованием не ниже класса С энергоэффективности и прошли успешную эксплуатацию в экспериментально-промышленных условиях.

Кроме того для исследования систем длительного аккумулирования тепловой энергии разработана система пассивной тепловой воздушной защиты фасадов пассивного дома на основании теплоты грунта; создан центр теплонасосных технологий; проводится многолетний мониторинг солнечной инсоляции и ее влияния на тепловой режим здания [13]; осуществляются метео-



а *б* *в*

Рис. 7. Фото грунтовых теплообменников, а - типа грунт-воздух, б – типа грунт-вода, в – типа регистра.



а *б* *в*



г *д*

Рис. 8. Фото различных вариантов обустройства теплого водяного пола низкотемпературной системы теплонасосного отопления, а, б – горизонтальные грунтовые теплообменники различной геометрии укладки; в – капиллярный настенный пол; г – горизонтальный капилярный пол с раздаточным коллектором; д – вертикальный встроенный теплообменник в простенок между двумя помещениями.

наблюдения локального климата.

Выводы

Развитию экономики и в т.ч. энергетики Украины в направлении повышения энергоэффективности и взвешенного использования возобновляемых энергоресурсов нет альтернативы. При этом трудно переоценить роль составляющей энергоэффективности в структуре энергетических балансов – как основного потенциального экологически чистого энергоресурса. Использование энергетического законодательства ЕС и его имплементация в экономику страны, безусловно адаптированного к национальным особенностям, в частности, необходимости установления компромисса между финансово-промышленными группами (занимающимися генерацией энергии), а также между ними и конечным потребителем энергии, дает шанс уменьшить удельную энергоемкость ВВП, повысить энергетическую независимость и усилить национальную безопасность, так необходимую Украине сегодня и в ближайшее время.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Патон Б.Є., Долінський А.А., Геєць В.М., Кухар, В.П., Басок Б.І., Базєєв Є.Т., Подолець Р.З.* Пріоритети Національної стратегії теплозабезпечення населених пунктів України // Вісник НАН України, - 2014. №9. – С. 29-47.

2. *Патон Б.Є., Долінський А.А., Басок Б.І., Базєєв Є.Т.* Проект державної цільової програми модернізації комунальної теплоенергетики на 2012-2016 роки – інноваційна основа технологічного оновлення систем теплозабезпечення населених пунктів України // Вісник НАН України. – 2012. – № 9. – С. 14 – 28.

3. *Долінський А.А., Басок Б.І., Базєєв Є.Т.* Цільові орієнтири проекту Національної стратегії теплозабезпечення населених пунктів України. Частина 1. Вихідні умови розробки стратегії, основні пріоритети, інноваційний розвиток сфери теплозабезпечення // Пром. теплотехніка, - 2014. - Т.36, №2. - С. 54-69.

4. *Долінський А.А., Басок Б.І., Базєєв Є.Т.* Цільові орієнтири проекту Національної стратегії теплозабезпечення населених пунктів України. Частина 2. Механізм реалізації, цільові індикатори, моніторинг виконання і очікувані результати // Пром. теплотехніка, – 2014. – Т.36, №3. - С. 44-54.

5. *Організаційно–економічні механізми модернізації теплоенергетики України* /під ред. Баска Б.І. - К.: - 2015. - 338 с.

6. *Басок Б.И., Базеев Е.Т.* Повышение энергоэффективности экономики Украины – миссия и основной приоритет развития энергетики. // Пром. теплотехніка, - 2017. - № 2. – С. 46-52.

7. *Басок Б., Дубовской С.* Методологические особенности оценки располагаемой мощности тепловых насосов в Украине. // Насосы и оборудование. – 2017. - № 3 (104). - С. 42-44.

8. *Кулик М.М., Куц Г.О., Білодед В.Д.* Аналіз стану розвитку систем теплопостачання в Україні // Проблеми загальної енергетики. – 2006. - №14. – С. 13-25.

9. *Кулик М.М., Дубовський С.В.* Основні напрями та пріоритетні заходи зі зменшення обсягів використання природного газу в економіці і соціальній сфері України // Проблеми загальної енергетики. – 2009. - №19. – С. 7-15.

10. *Карп И.Н., Никитин Е.Е.* Пути решения проблем коммунальной энергетики // ЖКГ Украины. – 2011. - №6. – С. 16-22.

11. *Геєць В.М.* Розвиток та взаємодія економічної та енергетичної політики в Україні // Вісник НАН України. – 2016. - №2. – С. 46-53.

12. «*Форсайт 2016»* - сценарій соціально-економічного розвитку України до 2020 і 2030 років: анотація / керівник проекту М. З. Згуровський // – Київ: НТУУ "КПІ імені Ігоря Сікорського". Видавництво "Політехніка", 2016. – 20 с.

13. *Басок Б.И., Накорчевский А.И.* Теплофизика влияния солнечного излучения на здания. Киев. Наукова думка. 2016. – 224 с.

INNOVATIVE TECHNOLOGIES FOR BUILDINGS

PRIORITY OF INCREASE OF ENERGY EFFICIENCY IN UKRAINE

Basok B.I., Bazeev E.T.

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

Possible trends in the development of Ukrainian energy for improving the energy efficiency of Ukraine's economy were considered. The role of improving energy efficiency in the structure of energy balances is emphasized as the main potential ecologically clean energy resource. Presented are the results development of innovative equipment, engineering services and works on energy efficiency of buildings and engineering systems for their energy supply performed in the Institute of Engineering Thermophysics of National Academy of Sciences of Ukraine.
References 13, figures 8.

Key words: energy efficiency, energy saving, heat supply, energy strategy, energy intensity, innovative equipment.

1. *Paton B.E., Dolinsky A.A., Geyets VM., Kuhar V.P., Basok B.I., Bazeev E.T., Podolets R.Z.* Priorities of the National Strategy for heating settlements in Ukraine // National Library of Ukraine, 2014, №9, P. 29-47 (Ukr).

2. *Paton B.E., Dolinsky A.A., Basok B.I., Bazeev E.T.* The draft state program of modernization municipal power system for 2012-2016 - an innovative technological basis for updating heating systems settlements of Ukraine // Bulletin of the National Academy of Sciences of Ukraine. 2012. № 9. P. 14 – 28 (Ukr)..

3. *Dolinsky A.A., Basok B.I., Bazeev E.T.* Target benchmarks draft National Strategy for heating settlements in Ukraine. Part 1. Initial conditions development strategy, the main priorities of innovation development sphere supplies // Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering], 2014, V.36, №2. - P. 54-69 (Ukr).

4. *Dolinsky A.A., Basok B.I., Bazeev E.T.* Target benchmarks draft National Strategy for heating settlements in Ukraine. Part 2. Mechanism of realization, target indicators, monitoring the implementation and expected results // Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering], - 2014 - T.36, №3. - P. 44-54 (Ukr).

5. *Organizational and economic mechanisms modernization of thermal power Ukraine* / ed. Basok B.I., K .: - 2015. - 338 p. (Ukr).

6. *Basok B.I., Bazeev E.T.* Increase of energy efficiency of Ukrainian economy - mission and main priority of energy development // Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering], 2017. № 2. P. 46-52. (Ukr).

7. *Basok B., Dubovskoy S. M*ethodological features of estimating the available capacity of heat pumps in Ukraine. // Pumps and equipment. 2017. № 3 (104). P. 42-44. (Ukr).

8. *Kulik M.N., Kuts G.O., Biloded V.D.* Analysis of the Development of heating systems in Ukraine // Problems of Energy. 2006. №14. P. 13-25. (Ukr).

9. *Kulik M.N., Dubovskiy S.V.* The guidelines and priority measures to reduce the volume of natural gas in the economy and social sphere of Ukraine // Problems of Energy. 2009. №19. P. 7-15. (Ukr).

10. *Karp I.N., Nikitin E.E.* Ways to solve the problems of communal energy // ZhKG of Ukraine. 2011. №6. P. 16-22. (Ukr).

11. *Geyets V.M.* Development and economic cooperation and energy policy in Ukraine // Bulletin of the National Academy of Sciences of Ukraine. 2016. №2. P. 46-53. (Ukr).

12. "*Foresight 2016"* - scenario of socio-economic development of Ukraine for 2020 and 2030: Abstract / Project Manager MZZgurovsky // Kyiv: "KPI named Igor Sikorsky." Publishing house "Polytechnic", 2016. 20 c. (Ukr).

13. *Basok B.I., Nakorchevsky A.I.* Thermophysics of the influence of solar radiation on buildings. Kiev. Naukova dumka. 2016. 224 p. (Ukr).

Получено 18.09.2017
Received 18.09.2017

УДК 536.24:621.184.5

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНА ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЙНА СИСТЕМА ДЛЯ ПІДІГРІВАННЯ ТЕПЛОМЕРЕЖНОЇ ВОДИ ТА ДУТТЬОВОГО ПОВІТРЯ КОТЛІВ КОМУНАЛЬНОЇ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ

Навродська Р.О., канд. техн. наук, **Фіалко Н.М.**, член-кор. НАН України,
Гнєдаш Г.О., канд. техн. наук, **Сбродова Г.О.,** канд. фіз.-мат. наук

Інститут технічної теплофізики НАН України,вул. Желябова, 2а, Київ, 03680, Україна

Обґрунтовано застосування теплоутилізаційної системи з комбінованим використанням утилізованої теплоти для котлів комунальної теплоенергетики.

Визначено теплові характеристики системи та рівні підвищення ККД котла при раціональному співвідношенні площ поверхонь теплообміну водо- та повітрогрійного устаткування даної системи для різних регіонів України.

.

Обосновано применение теплоутилизационной системы с комбинированным использованием утилизированной теплоты для котлов коммунальной теплоэнергетики.

Определены тепловые характеристики системы и уровни повышения КПД котла при рациональном соотношении площадей поверхностей теплообмена водо- и воздухогрейного оборудования данной системы для разных регионов Украины.

The application of the heat recovery-system with the combined use of the recycled heat of the municipal boiler plants is substantiated.

The thermal characteristics of the system and the levels of increase in the efficiency of the boiler with a rational ratio of the areas of heat exchange surfaces of water- and air-heating equipment of this system for different regions of Ukraine are determined.

Бібл. 4, табл. 2, рис. 3.

Ключові слова: газоспоживальні котлоагрегати, теплоутилізація відхідних димових газів, нагрівання води та повітря, комбіновані теплоутилізаційні системи, підвищення ККД котла.

F – площа поверхні теплообміну;
G – витрата;
Q – теплопродуктивність;
t, t – температура;
W – річна теплопродуктивність;
$\Delta\eta$ – приріст ККД котла.

Індекси:

вп – водопідігрівач;
к – конденсат;
нс – навколишнє середовище;
оп – опалювальний період;
пп – повітропідігрівач;
рац – раціональне;
max – максимальне.

Природний газ є важливим джерелом енергії в Україні. Враховуючи світові ціни на цей вид палива і тенденцію до їхнього зростання, найактуальнішою проблемою державного рівня стає його ефективне і ощадне використання в енергетичному устаткуванні. Комунальна теплоенергетика є лідером зі споживання природного газу в Україні. Дієвим напрямом енергозбереження в цій галузі є підвищення ефективності використання палива в газоспоживальних котлоагрегатах шляхом утилізації теплоти їхніх відхідних газів [1-3]. Найвища ефективність теплоутилізації досягається при роботі утилізаційної установки з використанням прихованої теплоти конденсації водяної пари, що міститься у димових газах [4]. При найбільш поширеному використанні утилізованої теплоти тільки для нагрівання зворотної води системи теплопостачання конденсаційний режим у даній установці спостерігається нетривалий період, зазвичай в осінньо-весняну пору року, коли навантаження котла є невеликим. Для забезпечення цього режиму впродовж усього опалювального сезону доцільним є комбіноване використання утилізованої теплоти для нагрівання тепломережної води та більш холодного теплоносія. Це реалізується, зокрема, шляхом створення комбінованих теплоутилізаційних систем, в яких після водогрійного теплоутилізатора встановлюється ще один теплообмінник-теплоутилізатор, призначений для нагрівання холодного повітря, що надходить на горіння.

Метою даної роботи є дослідження ефективності комбінованих теплоутилізаційних систем для підігрівання зворотної тепломережної води і дуттьового повітря для газоспоживальних комунальних котлів. Принципову схему відповідної котельної установки наведено на рис. 1.

В комбінованій теплоутилізаційній системі першим за ходом відхідних газів котла 1 є водогазовий теплообмінник 2, в якому підігрівається зворотна тепломережна вода. Після теплообмінника 2 частково охолоджені димові гази надходять до газоповітряного

теплообмінника 3, де відбувається підігрівання холодного повітря, що подається до пальників котла. В такій системі реалізується глибоке охолодження відхідних димових газів котла з конденсацією частини водяної пари, що міститься в цих газах. Для запобігання корозійного руйнування газовідвідного тракту котельної установки, внаслідок подальшого конденсатоутворення в ньому, у схемі передбачено газопідігрівач 4, де охолоджені димові гази підсушуються шляхом підігрівання прямою водою котла. Утворений в теплоутилізаторах 2 та 3 конденсат може бути використаний корисно в котельні або відведений до каналізації через нейтралізатор конденсату, з метою дотримання норм стоків.

В роботі наведено результати розрахункових досліджень теплових і конструкційних характеристик даної теплоутилізаційної системи та проведено аналіз її ефективності. В дослідженнях в залежності від режимів роботи котла і конструкційних параметрів теплоутилізаційного устаткування визначалися такі характеристики всієї системи та окремих її елементів як: теплопродуктивність Q, обсяг утвореного конденсату G та приріст ККД котла ($\Delta\eta$). Розраховувався також річний обсяг виробництва теплової енергії W в теплоутилізаційній установці відповідно до кліматичних умов її експлуатації.

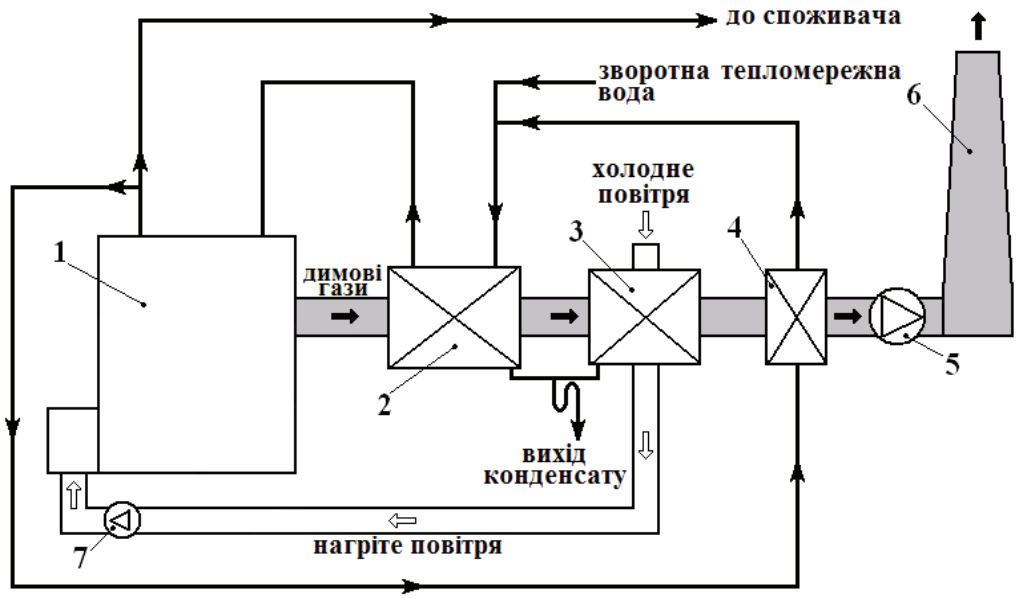


Рис. 1. Принципова схема котельної установки з сумісним використанням теплоутилізаторів для підігрівання тепломережної води та дуттьового повітря:
1 – котел; 2 – водопідігрівач; 3 – повітропідігрівач; 4 – газопідігрівач; 5 – димосос;
6 – димова труба; 7 – вентилятор.

Вихідні дані для виконання розрахункових досліджень наведено у таблиці 1.

Як видно з таблиці, режимні характеристики котлів, розрахункові значення параметрів систем опалення та співвідношення площ поверхонь водо- і повітрогрійних елементів теплоутилізаційної системи $F_{вп}/F_{пп}$ змінювалося в широких межах.

На графіках рис. 2 наведено характерні результати виконаних досліджень, а саме залежності теплопродуктивності Q (а), приросту ККД котла $\Delta\eta$ (б) і обсягу утвореного конденсату $G_к$ (в) від температури навколишнього середовища $t_{нс}$ продовж опалювального сезону при різних співвідношеннях площ теплообміну водо- і повітрогрійного устаткування $F_{вп}/F_{пп}$.

Результати виконаних досліджень свідчать, що сумісне застосування водо- та повітрогрійних теплоутилізаторів забезпечує загальне збільшення теплопродуктивності Q, приросту ККД котла $\Delta\eta$ і обсягу утвореного конденсату $G_к$ протягом усього періоду опалення. За цих умов приріст ККД котла домінуючим чином визначається в осінньо-весняну пору року роботою водогрійного теплоутилізатора, а взимку – повітрогрійного. Це обумовлено реалізацією конденсаційного режиму у зимовий період (при $t_{нс} < 0$ °С) переважно у повітропідігрівачі за рахунок низької температури повітря навколишнього середовища, а в осінньо-весняний період (при $t_{нс} > 0$ °С) – у водопідігрівачі завдяки зменшенню температури зворотної тепломережної води нижче 50 °С.

Особлива увага в роботі приділялась визначенню раціонального значення співвідношення площ водо- та повітрогрійного теплоутилізаторів, оскільки вплив даного показника на теплотехнічні характеристики теплоутилізаційної системи вцілому достатньо вагомий. Вибір раціонального співвідношення площ базувався на визначенні максимального річного виробництва теплової енергії в комбінованій системі.

Таблиця 1. Вихідні дані для теплового і конструкційного розрахунків комбінованої теплоутилізаційної системи з водо- та повітрогрійними теплоутилізаторами

Найменування	Значення						
Параметри котла в різних режимах роботи							
Температура навколишнього середовища, °С	-20	-15	-10	-5	0	5	10
Навантаження, %	100	87	75	62	49	36	24
Теплопродуктивність, МВт	9,7	8,4	7,2	6,0	4,7	3,5	2,3
Витрата відхідних газів, кг/с	5,5	4,8	4,1	3,4	2,7	2,0	1,3
Температура газів на виході, °С	173	164	153	139	121	99	70
Коефіцієнт надлишку повітря	1,30	1,30	1,30	1,30	1,30	1,33	1,33
Вологовміст газів на виході, кг /кг с.г.	0,117	0,117	0,117	0,117	0,117	0,114	0,114
Витрата води, кг/с	17,33						
Витрата повітря, кг/с	4,9	4,3	3,7	3,0	2,4	1,8	1,2
Температура зворотної води, °С	70	65,1	60,0	54,5	48,6	42,3	35,1
ККД без теплоутилізаторів, %	90,77	90,91	91,04	91,18	91,31	91,45	91,58
Параметри системи опалення відповідно до кліматичних зон України							
Розрахункова температура повітря для системи опалення, °С	південний регіон				північний регіон		
	-6 ÷ -16				-16 ÷ 25		
Кількість днів опалювального періоду	126 ÷ 144				158 ÷ 192		
Перепад температур в системі, °С	95 ÷ 70						
Перепад температур теплоносія, °С	115 ÷ 70						
Параметри теплоутилізаційної установки							
Співвідношення площ водогрійного та повітрогрійного теплоутилізаторів, $F_{вп}/F_{пп}$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
Загальна площа водо- та повітрогрійного теплоутилізаторів, м^2	550 ÷ 600										

Як показали дослідження, значення річного обсягу виробництва теплової енергії W теплоутилізаційною установкою суттєво залежить не тільки від співвідношення площ $F_{вп}/F_{пп}$, але і від кліматичних умов експлуатації котельної установки. Проведено розрахунок величини W для 8 міст України, що відповідають різним кліматичним умовам, які визначають розрахункові параметри опалювальних систем. На рис. 3, для прикладу, наведено результати досліджень для 4 характерних міст України.

Наведені на рис. 3 результати наочно демонструють, що шукане раціональне співвідношення площ $(F_{вп}/F_{пп})^{рац}$, якому відповідає максимальне річне вироблення теплової енергії W^{max}, наприклад для Києва та Полтави становить приблизно 0,75. Це означає, що площа поверхні повітрогрійного теплоутилізатора повинна перевищувати площу водогрійного приблизно в 1,3 рази. А для Львова або Херсона, навпаки, площа поверхні водогрійного теплоутилізатора повинна бути більшою площі повітрогрійного приблизно у 1,2 рази.

Враховуючи кліматичні особливості України, на основі аналізу отриманих значень максимального річного вироблення теплової енергії W^{max} для різних обласних міст можна зробити загальний висновок, що для території з відносно холодним кліматом, де середня температура навколишнього середовища за опалювальний період $t_{оп} \leq$ - 1,2°С, доцільним є збільшення площі поверхні теплообміну повітрогрійного устаткування, тобто $(F_{вп}/F_{пп})^{рац} \approx 0{,}75$, а для міст з більш теплим кліматом (при $t_{оп} \approx$ - 1,2°С) – $(F_{вп}/F_{пп})^{рац}$ повинно відповідати значенню близькому до 1,2.

В табл. 2 наведено дані щодо рівнів приросту ККД котла для різних обласних міст України при раціональних значеннях співвідношення площ теплообмінної поверхні $(F_{вп}/F_{пп})^{рац}$ водо- та повітрогрійного устаткування комбінованої теплоутилізаційної системи.

Аналіз отриманих даних показав, що при вказаних раціональних співвідношеннях площ поверхонь

$(F_{вп}/F_{пп})^{рац}$ має місце значний приріст середнього за опалювальний період ККД котла Δη, значення якого суттєво залежить від тривалості опалювального періоду і температур для розрахунку системи опалення.

На основі результатів проведеного комплексу досліджень в ІТТФ НАН України розроблено технічне рішення енергоефективної комбінованої теплоутилізаційної установки для нагрівання зворотної тепломережної води та холодного дуттьового повітря. Теплообмінна поверхня водопідігрівача і газопідігрівача виконана з поперечно-оребрених біметалевих труб (сталева основа і алюмінієве оребрення), а повітропідігрівача – з гофрованих пластин із легованої сталі. Термін окупності витрат на впровадження такої комбінованої системи не перевищує 3 років.

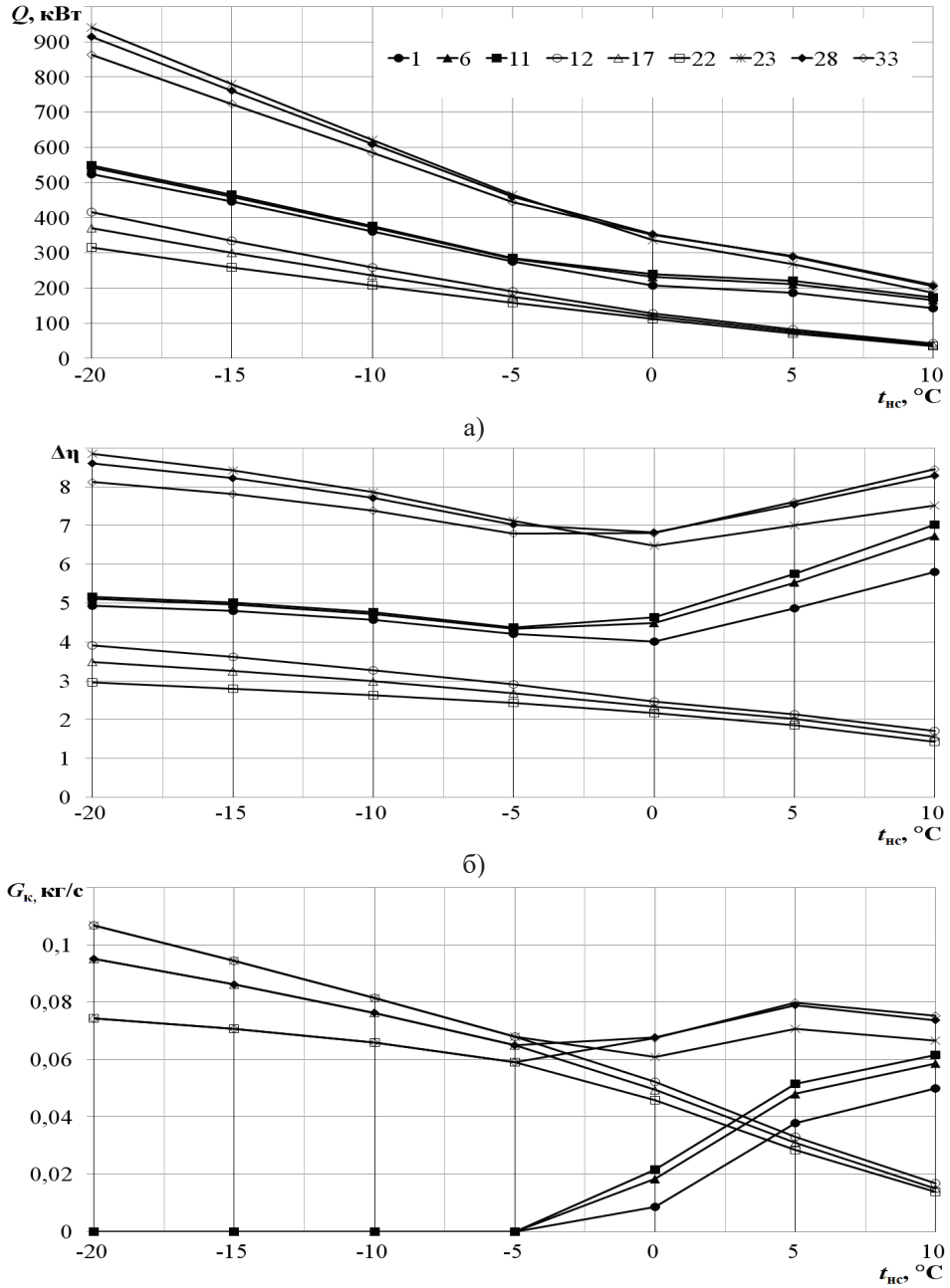


Рис. 2. Теплопродуктивність (а), приріст ККД котла (б) і витрата утвореного конденсату (в) у водопідігрівачі (1-3), повітропідігрівачі (4-6) та відповідні сумарні значення у комбінованій теплоутилізаційній установці (7-9) в залежності від температури навколишнього середовища при різних значеннях співвідношення площ водо- та повітропідігрівачів: 1, 4, 7 – $F_{вп}/F_{пп}$ = 0,5; 2, 5, 8 – 1,0; 3, 6, 9 – 1,5.

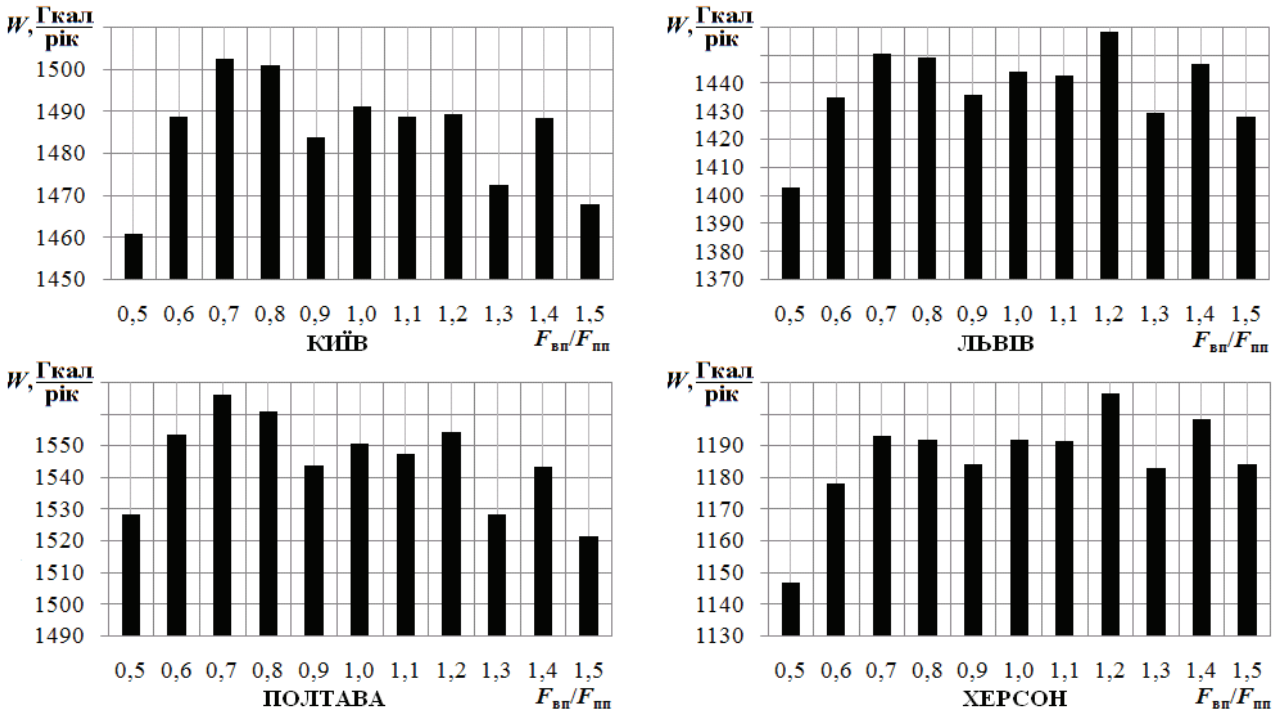


Рис. 3. Залежність річного обсягу вироблення теплової енергії W в комбінованій теплоутилізаційній установці для нагрівання зворотної тепломережної води та дуттьового повітря від співвідношення площ $F_{вп}/F_{пп}$ водо- і повітрогрійного теплоутилізаторів для різних міст України.

Таблиця 2. Характеристики комбінованої теплоутилізаційної системи з раціональним співвідношенням площ $(F_{вп}/F_{пп})^{рац}$ для міст України з різними кліматичними умовами

Параметр	Обласні міста України					
	Київ	**Запоріжжя**	**Львів**	**Полтава**	**Суми**	**Херсон**
Географічний регіон	північ	південь	захід	центр	схід	південь
Розрахункова температура для системи опалення, °С	-21	-23	-20	-22	-24	-18
Кількість діб опалювального періоду	187	175	191	187	195	167
Середня температура навколишнього середовища за опалювальний період $t_{оп}$	-1,2	-0,7	-0,2	-1,9	-2,5	0,6
Раціональне співвідношення площ $(F_{вп}/F_{пп})^{рац}$	0,75	1,2	1,2	0,75	0,75	1,2
Максимальний приріст ККД	9,21	9,32	8,59	9,54	10,6	8,42
Середньорічний приріст ККД	7,27	7,41	7,38	7,32	7,35	7,44

Висновки

1. Для комбінованої теплоутилізаційної системи для підігрівання зворотної тепломережної води і дуттьового повітря встановлено залежності від режиму роботи котла таких характеристик, як: теплопродуктивність, приріст ККД котла і обсяг утвореного конденсату.

2. Визначено закономірності впливу співвідношення площ $F_{вп}/F_{пп}$ поверхонь водо- і повітрогрійного устаткування та кліматичних умов експлуатації комбінованої теплоутилізаційної установки на величину річного виробництва теплової енергії W в цій установці.

3. Показано, що раціональне значення $(F_{вп}/F_{пп})^{рац}$, яке відповідає максимальній величині річної теплопродуктивності W^{max}, суттєво залежить від

кліматичної зони. Встановлено, що $(F_{вп}/F_{пп})^{рац} \approx 1{,}2$ для зон експлуатації теплоутилізаційних установок з середньою температурою навколишнього середовища за опалювальний сезон $t_{оп} \approx -1{,}2$ °С, а для більш холодних регіонів, що характеризуються $t_{оп} \leq -1{,}2$ °С, дане співвідношення становить приблизно 0,75.

4. Застосування комбінованих теплоутилізаційних систем для нагрівання зворотної води системи теплопостачання та дуттьового повітря забезпечує зростання ККД котла на 6 ÷ 11 % при терміні окупності витрат на впровадження до 3 років.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Fialko N. M., Navrodskaya R.A., Gnedash G.A., Presich G.A., Stepanova A.I.* Increasing the efficiency of boiler plants of communal heat energy by combining the heat of the exhaust-gases, International Scientific Journal "Alternative Energy and Ecology", 2014, № 15, P. 126-129. (Rus.)

2. *Shi X., Che D., Agnew B., Gao J.* An investigation of the performance of compact heat exchanger for latent heat recovery from exhaust flue gases, International Journal "Heat Mass Transfer", 2011, №. 54, P. 606-615. (Eng.)

3. *Fialko N. M., Aronov I.Z., Navrodskaya R.A., Presich G.A.* Effectiveness of condensing heat utilizers in heating systems, Industrial Heat Engineering, 2003, V. 25, № 3, P. 36-41. (Rus.)

4. *Dolinskiy A.A., Fialko N.M, Navrodskaya R.A., Gnedash G.A.* Basic principles of heat recovery technologies for boilers of the low thermal power, Industrial Heat Engineering, 2014, V. 36, № 4, P. 27-35. (Rus.)

ENERGY-EFFICIENT HEAT RECOVERY SYSTEM FOR HEATING THE BACKWARD HEATING SYSTEM WATER AND BLAST AIR OF MUNICIPAL BOILERS

Navrodskaya R.A., Fialko N.M., Gnedash G.A., Sbrodova G.A.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine,
vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680, Ukraine

An effective heat-recovery technology with combined use of heat for heating the backward heating system water and blast air of boilers for municipal heat power engineering is proposed. Are analysis of such characteristics of the system as its heat output, an increase in the efficiency of the boiler and the amount of condensate formed. The regularity of the influence of the ratio of heat exchange areas of water- and air-heating equipment, as well as climatic conditions, on the annual heat production in a combined heat recovery system is illustrated. From the condition of the maximum of this annual production, a rational ratio of heat exchange areas of said equipment for the regions of Ukraine with different climates is determined. With a rational ratio of areas for different cities of Ukraine, the values of the maximum and average annual increase in the efficiency of the boiler are given. References 4, tables 2, figures 3.

Key words: gas-fired boiler plants, heat recovery of exhaust-gases, heating of water and air, combined heat recovery systems, increase in coefficient of efficiency.

1. *Fialko N. M., Navrodskaya R.A., Gnedash G.A., Presich G.A., Stepanova A.I.* Increasing the efficiency of boiler plants of communal heat energy by combining the heat of the exhaust-gases, International Scientific Journal "Alternative Energy and Ecology", 2014, № 15, P. 126-129. (Rus.)

2. *Shi X., Che D., Agnew B., Gao J.* An investigation of the performance of compact heat exchanger for latent heat recovery from exhaust flue gases, Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering], 2011, №. 54, P. 606-615. (Eng.)

3. *Fialko N. M., Aronov I.Z., Navrodskaya R.A., Presich G.A.* Effectiveness of condensing heat utilizers in heating systems, Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering], 2003, V. 25, № 3, P. 36-41. (Rus.)

4. *Dolinskiy A.A., Fialko N.M, Navrodskaya R.A., Gnedash G.A.* Basic principles of heat recovery technologies for boilers of the low thermal power, Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering], 2014, V. 36, № 4, P. 27-35. (Rus.)

Получено 18.09.2017
Received 18.09.2017

УДК 620.92

СТВОРЕННЯ КОНКУРЕНТНОГО РИНКУ БІОПАЛИВ В УКРАЇНІ. ЧАСТИНА 2

Гелетуха Г.Г., канд. техн. наук, **Желєзна Т.А.,** канд. техн. наук, **Баштовий А.І.**, канд. техн. наук

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Желябова, 2а, Київ, 03680, Україна

Представлено опис, аналіз роботи та основні результати функціонування литовської біопаливної біржі. Показано її позитивний вплив на розвиток ринку паливної біомаси у Литві. Запропоновано можливі шляхи та моделі створення конкурентного ринку біопалив в Україні.

Представлены описание, анализ работы и основные результаты функционирования литовской биотопливной биржи. Показано ее положительное влияние на развитие рынка топливной биомассы в Литве. Предложены возможные пути и модели создания конкурентного рынка биотоплив в Украине.

Description, analysis and main results of operation of Lithuanian biomass exchange are presented. Positive impact of the biomass exchange on the development of the biofuel market in Lithuania is shown. Possible ways and models for the creation of the competitive biofuel market in Ukraine are suggested.

Бібл. 6, табл. 3, рис. 1.

Ключові слова: біомаса, біопаливо, деревне біопаливо, ринок біопалива, біопаливна біржа.

БМ – біомаса;
ВДЕ – відновлювані джерела енергії;
ТЕЦ – теплоелектроцентраль;
н.е. – нафтовий еквівалент.

Литовська біопаливна біржа та її вплив на місцевий ринок біомаси

Литовська біопаливна біржа Baltpool є першою та єдиною біопаливною біржою в Європі. Розгляд успішного прикладу її роботи представляє значний інтерес для України з точки зору вивчення та запровадження найкращих підходів до організації функціонування біржі.

Ринок біомаси як палива в Литві розвивається протягом більше 15 років. За даними 2015 р., споживання біомаси для енергетичних потреб становило 435 тис. т н.е. В системі централізованого теплопостачання частка біомаси виросла з 1 % у 1997 р. до 61 % у 2015 р. Головним чином, це деревна біомаса, але також використовуються солома, біогаз та тверді побутові відходи. Незважаючи на стійкий ріст обсягів споживання біомаси у централізованому теплопостачанні, вартість теплової енергії також зростала до 2012 року включно (до близько 80 євро/МВт·год без ПДВ). Після 2013 року спостерігається стала тенденція зниження вартості теплової енергії (2016 р. – в середньому 55 євро/МВт·год, що еквівалентно близько 1824 грн./Гкал) [1, 2].

До створення біопаливної біржі ринок паливної біомаси в Литві характеризувався значною різницею у цінах на біомасу (до 25 %), яку купляли регульовані ТЕЦ, розташовані у сусідніх районах. Крім того, на ринку була представлена обмежена кількість постачальників біомаси, особливо крупних. У 2012 р. почала свою роботу литовська біопаливна біржа Baltpool. Перша модель біржі була розрахована на невеликі торгівельні угоди тривалістю у тиждень, які укладалися додатково до існуючих двосторонніх контрактів. У 2013 р. було запроваджено нову торгівельну модель, розраховану на забезпечення довгострокових поставок біомаси. На сьогодні річний товарообіг біржі складає більше 56 млн. євро. Щомісячна кількість операцій становить 300…350 одиниць. На біопаливній біржі зареєстровано більше 260 учасників.

Ліцензування діяльності Baltpool виконується Національною комісією з управління енергетикою та цінами. До правління енергобіржі входить представник Міністерства Енергетики Литовської Республіки. Акціонерами є дві крупні державні енергетичні компанії UAB “EPSO-G” (67 %) і AB “Klaipedos Nafta” (33 %), тому одна з основних задач роботи біржі відображає загальнодержавну ціль – посилення конкуренції на ринку енергоресурсів [1, 3].

Після створення біопаливної біржі ринок біомаси в Литві став набагато прозорішим, а його функціонування – ефективнішим. Завдяки роботі біржі, зниження вартості біомаси у 2015 р. порівняно з 2012 р. склало (в залежності від конкретного району) до 40 %, а різниця у вартості біомаси між сусідніми районами майже зникла. Протягом 2014-2016 рр. середня вартість біомаси на біржі була на 5…15 % нижче ціни, по якій ТЕЦ купляли біомасу напряму у постачальників, тобто поза біржою. Також вирішилася проблема обмеженої кількості постачальників біомаси через можливість залучення нових компаній на ринок. При цьому 96 % постачальників біомаси – це литовські компанії, і тільки 4 % припадає на зарубіжні.

Національна Програма розвитку сектору теплопостачання Литви на період 2015-2021 рр. запровадила зобов’язання для регульованих енергокомпаній купляти тверду біомасу на енергетичній біржі Baltpool: 2014 р. – 10 %, 2015 р. – 50 %, 2016 р. – 100 % загального обсягу споживання. По факту, частка біомаси, придбаної на біржі, збільшилася з 1 % у 2013 р. до 64 % (~240 тис. т н.е.) у 2015 р. та 86 % (~330 тис. т н.е.) у 2016 р. (рис. 1).

Для того, щоб стати учасником біржі, кожна компанія має відповідати ряду вимог, викладених у

Правилах Енергобіржі та ряді інших документів [4]. Тривалість укладених контрактів є різною в залежності від конкретних потреб і може складати тиждень, місяць, квартал, півроку або інший термін (на вимогу). Наразі біржа працює з наступними стандартизованими біопаливами: чотири види деревної тріски, три види деревних гранул, а також фрезерний торф (табл. 1-3) [5]. За потреби можуть бути додані нові види біопалива.

Торгівельні аукціони на біопаливній біржі проводяться щотижнево у другий робочий день тижня. Продавці (постачальники біомаси) та покупці (зазвичай, виробники теплової енергії) спілкуються анонімно. Заявки на продаж/покупку біопалива подаються через Електронну систему торгів [6]. Участь у торгах коштує 0,7 євро/т н.е. Протягом аукціону відбувається пошук відповідності між наявними заявками на продаж та купівлю, і у випадку виконання ряду умов відбувається укладання угоди. Приклади умов відповідності: максимальна відстань транспортування, заявлена продавцем, не перевищує реальної відстані до конкретного покупця; метод визначення обсягу поставленої біомаси, яким користується покупець (вимірювання об'єму або ваги), є прийнятним для продавця.

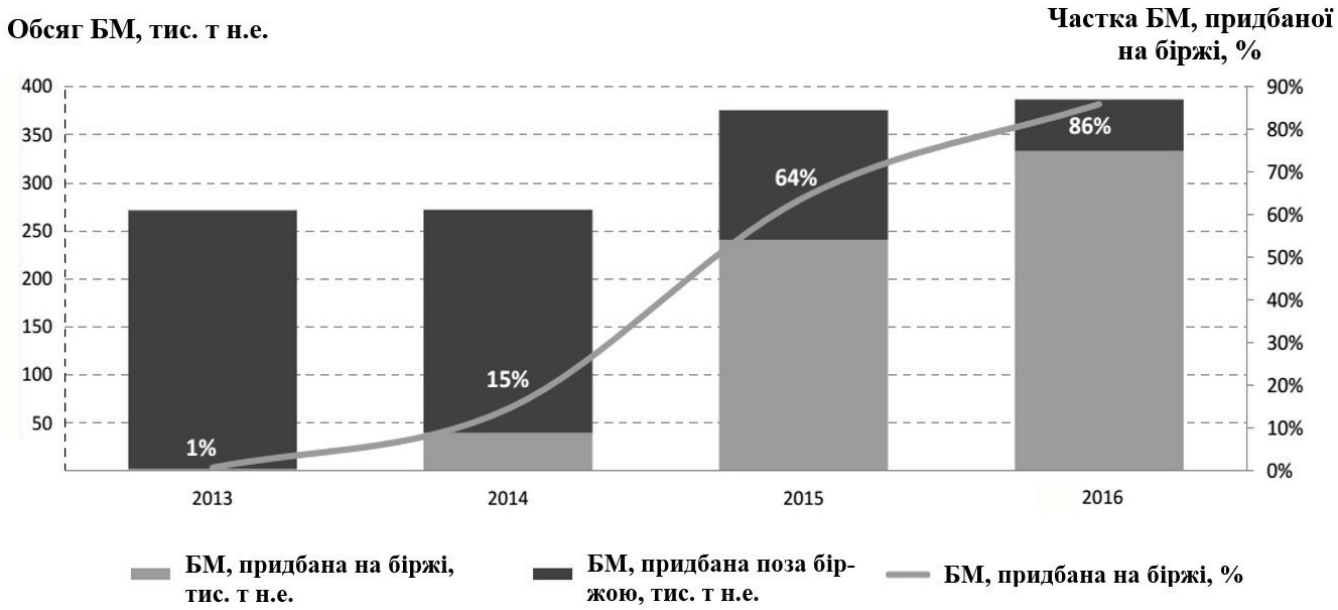


Рис. 1. Динаміка росту обсягів біомаси, придбаної на біопаливній біржі [1].

На біржі виконується автоматичне коригування та ранжування вартості біомаси, отриманої від різних постачальників, в залежності від відстані її транспортування. Це забезпечується використанням інтегрованої GPS-системи. Також у 2016 році запроваджено новий онлайн інструмент для планування графіку постачання біомаси, що підвищило ефективність функціонування біржі.

На біопаливній біржі Литви застосовується система управління ризиками та відстежується відповідність якості поставленої біомаси прийнятим технічним умовам. Це мінімізує частку біомаси неналежної якості та відсоток контрактів, що оспорюються.

По заявкам на купівлю/продаж біопалива та по укладеним контрактам учасники біржі мають надати оператору біржі засоби забезпечення виконання своїх зобов'язань. Такими засобами можуть бути кошти, що переводяться на депозитний банківський рахунок оператора або банківська гарантія першої вимоги, яка повинна бути дійсною протягом двох місяців після закінчення зазначеного в дорученні учасника або в укладеній угоді терміну доставки конкретного виду біопалива. Невикористані кошти забезпечення повертаються учаснику після подачі оператору біржі прохання про повернення коштів через Електронну систему торгів.

Оператор біржі Baltpool регулярно проводить фінансову та технічну перевірку постійних учасників біржі, за результатами якої вони розподіляються на категорії ризику. Для кожної категорії існують свої вимоги щодо засобів забезпечення виконання зобов'язань. Для учасників біржі із категорії високого ризику застосовуються певні обмеження по обсягу та тривалості угод, що укладаються. У разі, якщо покупці або продавці не виконують взяті на себе зобов'язання, у встановлених регламентом випадках призначаються штрафи. Крім того, на користь постраждалої сторони можуть бути використані кошти забезпечення, надані оператору.

Переваги запровадження біопаливної біржі для різних гравців сектору біоенергетики та ринку в цілому можна підсумувати наступним чином. Для продавців: легкий доступ до ринку, чітко визначені правила, що є однаковими для всіх. Для покупців найбільш ефективний підхід до встановлення ціни на біомасу, коротка та легка процедура покупки біомаси, систематичний контроль фінансової та технічної спроможності контрагентів. Для ринку біопалива: залучення додатко-

вих учасників процесу купівлі/продажу, стимулювання ринкової конкуренції, стандартизація відповідних процесів та продуктів, посилення прозорості ринку та сталості сектору біоенергетики, гнучкість до нових потреб ринку, зменшення адміністративних витрат завдяки електронній системі торгів.

Наразі у керівництва Baltpool існують плани по розповсюдженню діяльності біржі на інші країни Європи. Це буде відбуватися як шляхом створення аналогічних бірж в інших країнах, так і шляхом залучення європейських постачальників біопалива до Baltpool. На сьогодні вже є успішний досвід співпраці з латвійськими компаніями, що продають біомасу на литовській біржі.

Пропозиції по моделі запровадження конкурентного ринку біопалив в Україні

Для запровадження та розвитку конкурентного ринку паливної біомаси в Україні вважаємо за необхідне створити біржу біопалива. Пропонуємо взяти за основу організаційну структуру литовської біопаливної біржі Baltpool з певними змінами, що витікають із місцевих особливостей України.

Основні характеристики запропонованої біржі біопалива в Україні:

- На біржі виконуються операції купівлі/продажу деревного палива (гранули, брикети, тріска, дрова) та біомаси аграрного походження (тюкована солома, стебла кукурудзи та соняшника, гранули, брикети).
- Всі види біопалива на біржі повинні відповідати мінімальним стандартам якості, які мають бути розроблені та доведені до відома учасників біржі.
- Розрахунок за поставлене біопаливо виконується не за об'єм або масу, а за МВт·год, тобто в залежності від його теплотворної здатності.
- Біржа біопалива функціонує у всіх областях України через її філіали, у кожній області передбачається створення одного філіалу. Спочатку планується започаткування роботи «пілотної» біржі в одній з областей на 6 місяців, потім з урахуванням результатів її роботи буде створено філіали біопаливної біржі у всіх областях України.
- В торгах мають право брати участь державні та приватні компанії, в тому числі іноземні. Пріоритетність доступу компаній до торгів: 1) підприємства з області, де відбуваються торги, 2) підприємства з інших областей України, 3) іноземні компанії.

Біопаливна біржа може бути створена одним з наступних шляхів:

- заснування нової електронної торгівельної платформи;
- вдосконалення існуючої системи аукціонів з продажу необробленої деревини шляхом включення біопалив до переліку продукції, що реалізується, а також допущення до торгів суб'єктів господарювання, що займаються виробництвом теплової та/або електричної енергії з біомаси;
- організація нової системи аукціонів;
- використання електронного торгівельного майданчика ProZorro.

Питання вибору найбільш оптимальної моделі запровадження біопаливної біржі вимагає додаткових досліджень, а також консультацій і обговорень із профільними експертами та зацікавленими сторонами

Табл. 1. Технічна специфікація деревної тріски на біопаливній біржі Baltpool [5]

Показники	Код продукту			
	SM1	SM1W	SM2	SM3
Вологість на робочу масу, %	20...45	35...55	35...55	35...60
Зольність на суху масу, %	≤ 2	≤ 2	≤ 3	≤ 5
Допустимий вміст дрібної фракції (< 3,15 мм), %	< 2	< 5	< 10	< 25
Мінімальний вміст основної фракції (3,15...63 мм), %	80	80	70	60
Допустимий вміст крупної фракції (> 100 мм, максимальний переріз 6 см^2), % по масі	< 10	< 10	< 10	< 10
Максимально допустима довжина фракції, мм	< 150	< 150	< 150	< 220
Вміст хлору, % на суху масу	< 0,02	< 0,02	< 0,02	< 0,03
Допустимі види сировини*	1	1; 2.1; 2.2	1; 2; 3; 4.1	Всі види (1-4)
Допустимі домішки сировини	–	–	Сухе листя, сухі голки	Листя, голки (у т.ч. сухі)

* 1 – стовбурова деревина, 2 – відходи лісопильні, 2.1 – обапіл, 2.2 – обрізки, 3 – цільні (необрізані) дерева, 4 – відходи рубок, 4.1 – надземна частина пня.

Табл. 2. Технічна специфікація деревних гранул на біопаливній біржі Baltpool [5]

Показники	Код продукту		
	MG1	MG2	MG3
Поперечний переріз, мм	6±1 або 8±1	6±1 або 8±1	6±1 або 8±1
Довжина*, мм	3,15…40	3,15…40	3,15…40
Вологість, % на робочу масу	≤ 10	≤ 10	≤ 10
Зольність, % на суху масу	≤ 0,7	≤ 1,2	≤ 2,0
Стійкість до механічного руйнування, % непошкоджених гранул на робочу масу	≥ 98,0	≥ 97,5	≥ 97,5
Вміст дрібної фракції (< 3,15 мм), % на робочу масу	< 1,0	< 1,0	< 1,0
Вміст азоту, % на суху масу	≤ 0,3	≤ 0,5	≤ 1,0
Вміст сірки, % на суху масу	≤ 0,04	≤ 0,05	≤ 0,05
Вміст хлору, % на суху масу	≤ 0,02	≤ 0,02	≤ 0,03
Температура плавлення золи, °С	≥ 1200	≥ 1100	≥ 1100
Затверджений Європейською пелетною радою стандарт, що встановлює аналогічні межі якісних показників	ENplus A1	ENplus A2	ENplus B

* До 1 % гранул можуть мати довжину 40…45 мм

Табл. 3. Технічна специфікація торфу на біопаливній біржі Baltpool [5]

Показники	Код продукту
	KD (нерозфасований фрезерний торф)
Розмір фракції, мм	0…63
Вологість, % на робочу масу	≤ 50
Зольність, % на робочу масу	≤ 8
Вміст хлору, % на робочу масу	≤ 0,03
Вміст сірки, % на робочу масу	≤ 0,3

. *Висновки*

Розвиненість ринку біопалив суттєво впливає на загальні темпи розвитку сектору біоенергетики в Україні і можливість виконання цілей Національного плану дій з відновлюваної енергетики на період до 2020 року, а саме – досягнення 11 % ВДЕ у валовому кінцевому споживанні енергії у 2020 році. Для запровадження та розвитку конкурентного ринку паливної біомаси в Україні вважаємо за необхідне створити біржу біопалива. Пропонуємо взяти за основу організаційну структуру литовської біопаливної біржі Baltpool з певними змінами, що враховують місцеві особливості в Україні.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Andrius Smaliukas.* Biomass Exchange contribution to the market development: Lithuanian experience. Presentation at the 12th Int. Conf. on Biomass for Energy, 20-21 September, Kyiv, Ukraine

2. *Vidmantas Macevicius.* Lithuanian district heating sector: present situation and future of the Lithuanian energy market. Presentation as of 29.09.2015.

http://www.lsta.lt/files/events/2015-09-29_Danijos%20ambasados%20renginys/01_Energetikos%20ministerija,%20V.%20Macevicius.pdf

3. *Laura Zalaite.* An invitation to create unified, competitive and efficient biomass market. Presentation as of 19.04.2016.

http://docplayer.net/27383834-An-invitation-to-create-unified-competitive-and-efficient-biomass-market-laura-zalaite-baltpool-ceo-and-member-of-the-board-19-th-of-april-2016.html

4. *Baltpool Energy Exchange Documents* http://www.baltpool.lt/en/energy-exchange-documents/

5. *Baltpool Energy Exchange Products* http://www.baltpool.lt/en/products/

6. *Baltpool Energy Exchange Trading* https://e.baltpool.lt/?lang=en

CREATION OF THE COMPETITIVE BIOFUEL MARKET IN UKRAINE. PART 2

Geletukha G.G., Zheliezna T.A., Bashtovyi A.I.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680, Ukraine

Description, analysis and main results of operation of Lithuanian biomass exchange are presented. Positive impact of the biomass exchange on the development of the biofuel market in Lithuania is shown. The Biomass Exchange increased the market transparency and efficiency in Lithuania, the price difference between neighboring municipalities almost disappeared. Possible ways and models for the creation of the competitive biofuel market in Ukraine are suggested. To create and develop the competitive biofuel market in Ukraine we consider it necessary to establish the biofuel exchange. We propose to take the organizational structure of Lithuanian biomass exchange Baltpool as a basis with some changes that will take into account the local peculiarities. The proposed biofuel exchange will deal with the trading of wood fuel (pellets, briquettes, wood chips, and fuelwood) and biomass of agricultural origin (baled straw, maize and sunflower stalks, pellets, and briquettes). All types of the traded biofuel should meet the minimal quality standards, which must be developed and notified to the exchange participants. The supplied biofuel is supposed to be paid by MWh that is depending on its heating value (no payment by volume or mass). The biofuel exchange can be created by one of the following ways: establishing a new electronic trade platform; improving the existing auctions for the sale of unprocessed wood by including biofuels in the list of traded products and allowing producers of heat and/or power from biomass to participate in the trading; creating a new auction system; using the electronic trade platform ProZorro.
References 6, tables 3, figure 1.

Key words: biomass, biofuel, wood biofuel, biofuel market, biomass exchange.

1. *Andrius Smaliukas.* Biomass Exchange contribution to the market development: Lithuanian experience. Presentation at the 12th Int. Conf. on Biomass for Energy, 20-21 September, Kyiv, Ukraine

2. *Vidmantas Macevicius.* Lithuanian district heating sector: present situation and future of the Lithuanian energy market. Presentation as of 29.09.2015. http://www.lsta.lt/files/events/2015-09-29_Danijos%20ambasados%20renginys/01_Energetikos%20ministerija,%20V.%20Macevicius.pdf

3. *Laura Zalaite.* An invitation to create unified, competitive and efficient biomass market. Presentation as of 19.04.2016. http://docplayer.net/27383834-An-invitation-to-create-unified-competitive-and-efficient-biomass-market-laura-zalaite-baltpool-ceo-and-member-of-the-board-19-th-of-april-2016.html

4. *Baltpool Energy Exchange Documents* http://www.baltpool.lt/en/energy-exchange-documents/

5. *Baltpool Energy Exchange Products* http://www.baltpool.lt/en/products/

6. *Baltpool Energy Exchange Trading* https://e.baltpool.lt/?lang=en

Получено 19.04.2017
Received 19.04.2017

УДК 536.62

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ У КВАЗІДИФЕРЕНЦІАЛЬНОМУ КАЛОРИМЕТРІ

Воробйов Л.Й.[1], канд. техн. наук, **Сергієнко Р.В.**[1], канд. техн. наук, **Бурова З.А.**[2], канд. техн. наук, **Назаренко О.О.**[1]

[1]*Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Желябова, 2а, Київ, 03680, Україна*

[2]*Національний університет біоресурсів і природокористування України, вул. Героїв Оборони, 15, Київ, 03041, Україна*

Запропоновано модель квазідиференціальної калориметричної системи, побудовану за методом електротеплової аналогії. За допомогою моделі досліджено динаміку зміни середніх температур і теплових потоків в елементах системи, вплив температурних збурень і розкиду технологічних параметрів на похибку вимірювання.

Предложена модель квазидифференциальной калориметрической системы, построенная по методу электротепловой аналогии. С помощью модели исследована динамика изменения средних температур и тепловых потоков в элементах системы, влияние температурных возмущений и разброса технологических параметров на погрешность измерения.

The model of the quasi-differential calorimetric system based on the electrothermal analogy method is proposed. Using the model, the dynamics of average temperatures and heat flow changes in the system elements, the temperature perturbations and the technological parameters spread influences on the measurement error are researched.

Бібл. 11, рис. 3.

Ключові слова: теплота згоряння, тепловий потік, квазідиференціальна калориметрична система, електротеплова аналогія, похибка вимірювання.

C – теплова ємність елементу;

g – ваговий коефіцієнт;

i, j – номери рядка та стовпця матриці;

K – коефіцієнт підсилення;

M – масштабний коефіцієнт;

R_T – тепловий опір;

s – оператор перетворення Лапласа;

T – температура, елемент матриці температур;

W – теплова потужність, елемент матриці контурних потоків;

Z – елемент матриці опорів;

Δ – визначник матриці;

$\Delta_{i,j}$ – алгебраїчне доповнення елементів рядка і та стовпця j матриці.

Вступ

Ефективність роботи енергетичного обладнання значною мірою залежить від якості використаного палива. У свою чергу, якість палива визначають за його теплотою згоряння (теплотворною здатністю). З розвитком біоенергетики та використанням в енергетичних цілях нових видів палива та продуктів діяльності промислових підприємств (відходи деревообробної, харчової промисловості тощо) надважливим стає оперативний контроль їх характеристик. Для визначення теплоти згорання палива і хімічних речовин традиційно використовують ентальпійні водяні бомбові калориметри, проте в останні роки для таких вимірювань набувають поширення калориметри теплового потоку або кондуктивні калориметри, які мають вагомі переваги порівняно з традиційними водяними, зокрема, не вимагають кондиціювання і точного зважування води, легко автоматизуються та не потребують спеціальних приміщень для експлуатації [1, 2]. У той же час калориметри теплового потоку за своїми метрологічними характеристиками і швидкодією дещо поступаються традиційним ентальпійним калориметрам. Тому актуальною є задача поліпшення метрологічних та експлуатаційних характеристик калориметрів теплового потоку.

Огляд літератури та постановка проблеми

Провідні фірми світу виробляють широку гаму калориметрів теплоти згорання, для яких характерні висока точність вимірювань (відтворюваність на рівні 0,05...0,3 %) та високий рівень автоматизації підготовки проби і вимірювань [1, 3 – 5]. В ІТТФ для потреб підприємств України вже 20 років розробляють, виготовляють та обслуговують ізопериболічні калориметри серії КТС [1, 2], побудовані на базі термоелектричних перетворювачів теплового потоку.

В кондуктивному калориметрі комірку з реакційною посудиною − калориметричною бомбою – оточено чутливою калориметричною оболонкою, вмонтованою в масивний термостатований блок. Оболонку з'єднано з вимірювально-обчислювальною системою, яка вимірює та опрацьовує сигнали первинних перетворювачів теплового потоку і температури. Теплота, що виникає в результаті згоряння зразка, проходить крізь калориметричну чутливу оболонку, в результаті чого оболонка генерує сигнал, що надходить до вимірювально-

обчислювальної системи, де здійснюється його вимірювання та інтегрування.

Зменшення впливу зовнішніх збурень та інших факторів та, відповідно, похибок вимірювань можна досягти застосуванням диференціальної схеми калориметричних вимірювань [6], однак це гарантовано призводить до збільшення масогабаритних характеристик приладів. Для вирішення цього протиріччя запропоновано метод квазідиференціальної калориметрії та розглянуто його застосування при реалізації приладу вимірювання теплоти згорання [7 – 10]. Такий прилад має дві комірки – основну робочу необхідних розмірів для розміщення калориметричної бомби та компенсаційну комірку значно меншого розміру. Для вирівнювання динамічних характеристик комірок і чутливих елементів в калориметричний прилад введено ланку корекції сигналу чутливого елемента компенсаційної комірки із заданою передавальною функцією, а також суматор сигналів. У загальному випадку ланка корекції може комплексно впливати на амплітудно-частотну характеристику ланцюга, проте, в деяких випадках зручно роздільно регулювати амплітудні та частотно-часові характеристики. Наприклад, застосування чутливого елемента компенсаційної комірки з такими ж питомими характеристиками, як і робочої, та розміщення в компенсаційній комірці спеціального імітатора реакційної посудини дозволяє зробити подібними частотно-часові характеристики сигналів чутливих елементів комірок. У цьому випадку в якості коригуючої ланки може бути застосований широкосмуговий підсилювач з регульованим коефіцієнтом посилення.

Відомо [6], що теплоту згоряння в кондуктивному калориметрі можна визначати двома способами: інтегральним і балістичним. У першому випадку теплота згоряння пропорційна інтегральному значенню теплового потоку з калориметричної комірки за проміжок часу від підпалу проби палива до відновлення стаціонарного режиму, а в другому – є функцією максимального значення теплового потоку після підпалу. За базовий обрано інтегральний спосіб вимірювання теплоти згоряння.

До початку вимірювань в тепловому блоці калориметра має встановитися стаціонарний режим, тобто необхідно стабілізувати температури всіх внутрішніх елементів. Динаміка процесів зміни температур і теплових потоків в тепловому блоці визначає найважливіші експлуатаційні та метрологічні характеристики калориметру. При проектуванні квазідиференціального калориметру необхідно визначити співвідношення параметрів робочої комірки та комірки порівняння, які забезпечать компенсацію зовнішніх збурень. Тому для дослідження теплових процесів необхідно розробити модель приладу, яка відображає істотну термічну неоднорідність калориметричних комірок та дослідити вплив параметрів і особливостей конструкції калориметричної системи на її характеристики.

Модель квазідиференціального калориметра

Розглянемо спрощену модель теплового блоку квазідиференціального кондуктивного бомбового калориметра та еквівалентну їй математичну модель, побудовану за принципом електротеплової аналогії, де основні елементи конструкції представлено у вигляді тіл із зосередженими параметрами.

Тепловий блок приладу (рис. 1) має циліндричну чутливу теплометричну оболонку 6, у внутрішньому просторі якої розміщено калориметричну комірку 5. Ззовні теплометричну оболонку оточено теплорозсіювальним корпусом 7. До комірки поміщено реакційну посудину – калориметричну бомбу, що містить стакан 3 з кришкою 1 і ущільненням 2. В нижній частині корпусу співвісно змонтовано компенсаційну комірку 10, оточену власною калориметричною оболонкою 9, яка має такий самий діаметр, конструкцію та щільність термоелементів, що й основна оболонка.

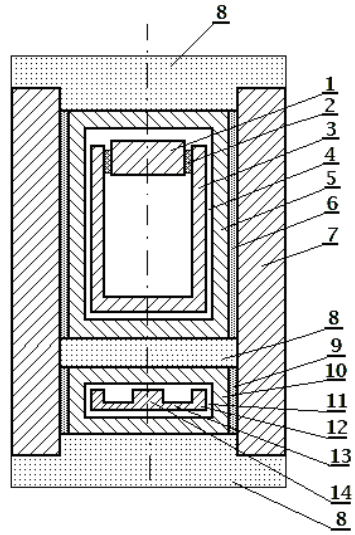


Рис. 1. Спрощена модель теплового блоку квазідиференціального калориметра.

Компенсаційна комірка містить складений імітатор реакційної посудини з елементами 12, 13, 14 та має питому теплоємність на одиницю площі поверхні оболонки ідентичну основній. Між стаканом бомби і робочою коміркою є повітряний зазор 4, а між імітатором і компенсаційною коміркою – зазор 11, а сам корпус захищено торцевою теплоізоляцією 8.

Аналітичний розв'язок нестаціонарної задачі теплопровідності для описаної моделі отримати практично неможливо. У той же час, представлена модель складається переважно з двох типів конструктивних елементів, одні з яких мають малий термічний опір і високу теплоємність, а інші високий опір і незначну теплоємність. Така система досить добре моделюється як система з зосередженими параметрами.

У схемі заміщення (рис. 2) кожен з циліндричних шарів представлений у вигляді пасивного чотириполюсника (Т-подібного RC-фільтру), в якому електричні опори між входом і виходом є аналогами термічного опору відповідного шару, а електрична ємність – аналог повної теплоємності. Електричними аналогами теплового потоку і температури є, відповідно, струм і напруга. Тому джерела теплової енергії в схемі заміщення представлені джерелами струму *W* або напруги *T*. Індекси в позначеннях опорів і ємностей в еквівалентній схемі заміщення теплового блоку калориметру відповідають номерам елементів моделі теплового блоку з рис. 1. Теплоємності ущільнення, повітряного прошарку і теплометричної оболонки порівняно з теплоємністю інших вузлів незначні, тому не показані на еквівалентній схемі.

Джерело струму W1 є електричним аналогом потужності, що виділяється при спалюванні проби палива. Він представлений у вигляді двох частин з ваговими коефіцієнтами g1 і g3 (g1 + g3 = 1) для обліку розподілу енергії згоряння проби між кришкою 1 і стаканом бомби 3. Вагові коефіцієнти g1 і g3 пропорційні площам внутрішніх поверхонь кришки 1 і бомби 3 і, відповідно, дорівнюють: g1 = 0,12; g3 = 0,88.

Джерела W2 і ТСТ відповідають тепловому режиму поверхні корпусу калориметра в режимах початкового розігріву і термостабілізації, відповідно. Джерело ТПОВ імітує температуру повітря, що обдуває корпус 7. Ключі К1 і К2 комутують джерела енергії відповідно до заданих режимів роботи калориметра. Для моделювання перетворення та опрацювання сигналів до еквівалентної схеми додатково введені ланки А1 та А2, які моделюють перетворення різниці температури на поверхнях теплометричної оболонки 6 робочої комірки та теплометричної оболонки 9 комірки порівняння, підсилювач А3 та аналоговий суматор з прямим та інверсним входами А4.

$|Z|$ – матриця зображень опорів схеми, в якій по діагоналі розташовані повні контурні опори, а інші елементи є взаємними опорами суміжних гілок контурів. Елементи Z_{ij} рядка і та стовпця j матриці зображень опорів визначають за формулами (інші елементи матриці $|Z|$ дорівнюють 0.)

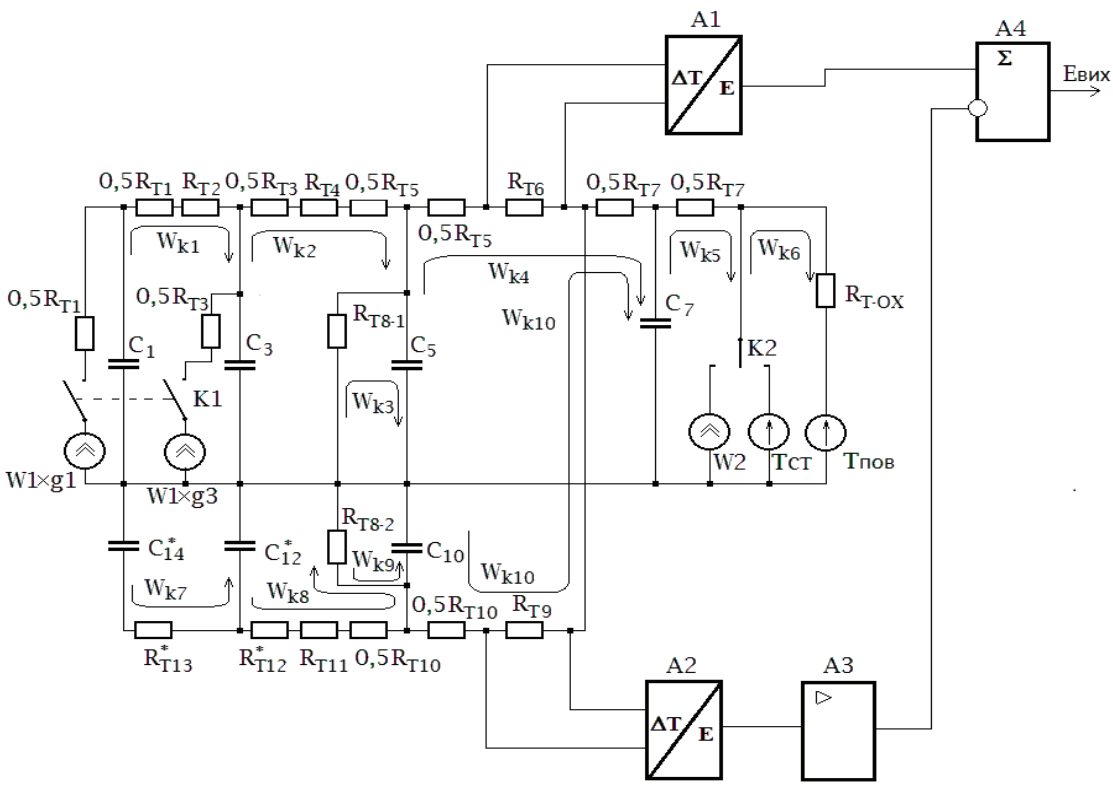


Рис. 2. Еквівалентна схема заміщення методом електротеплової аналогії.

$$|Z|\times|W|=|T| \tag{1}$$

де $|W|$ і $|T|$ – матриці-стовпці зображень контурних теплових потоків і температур,

$$|W|=\begin{vmatrix} W_{k1}(s)\\ W_{k2}(s)\\ W_{k3}(s)\\ W_{k4}(s)\\ W_{k5}(s)\\ W_{k6}(s)\\ W_{k7}(s)\\ W_{k8}(s)\\ W_{k9}(s)\\ W_{k10}(s)\end{vmatrix} \qquad |T|=\begin{vmatrix} [T_{C1}-T_{C3}+W1(s)\cdot(g1/C_1-g3/C_3)]/s\\ [T_{C3}+W1(s)\cdot g3/C_3]/s\\ -T_{C5}/s\\ (T_{C5}-T_{C7})/s\\ T_{C7}/s-T_{CT}(s)\\ T_{CT}(s)-T_{ПОВ}(s)\\ (T_{C14}-T_{C12})/\mathrm{s}\\ T_{C12}/s\\ -T_{C10}/s\\ (T_{C10}-T_{C7})/s\end{vmatrix}$$

Розв'язок системи рівнянь (1) відносно теплового потоку має вигляд:

$$W_{ki}=\sum_{j=1}^{10}T_{jj}(s)\cdot\frac{\Delta_{ij}}{\Delta}, \tag{2}$$

де Δ – визначник матриці опорів;
Δ_{ij} – алгебраїчне доповнення елементів рядка *i* та стовпця *j* цієї матриці.

$$Z_{11}=1/(sC_1)+1/(sC_3)+R_{T1}/2+R_{T2} \qquad Z_{12}=Z_{21}=-1/(sC_3)$$
$$Z_{22}=1/(sC_3)+R_{T3}/2+R_{T5}/2+R_{T8-1}+R_{T4} \qquad Z_{23}=Z_{32}=-R_{T8-1}$$
$$Z_{33}=1/(sC_5)+R_{T8-1} \qquad Z_{34}=Z_{43}=-1/(sC_5)$$
$$Z_{44}=1/(sC_5)+1/(sC_7)+R_{T5}/2+R_{T7}/2+R_{T6} \qquad Z_{45}=Z_{54}=-1/(sC_7)$$
$$Z_{55}=1/(sC_7)+R_{T7}/2 \qquad Z_{78}=Z_{87}=-1/(sC_{12})$$
$$Z_{66}=R_{T-\mathrm{OX}} \qquad Z_{89}=Z_{98}=-R_{T8-2}$$
$$Z_{77}=1/(sC_{12})+1/(sC_{14})+R_{T13} \qquad Z_{9,10}=Z_{10,9}=-1/(sC_{10})$$
$$Z_{88}=1/(sC_{12})+R_{T10}/2+R_{T8-2}+R_{T11}+R_{T12} \qquad Z_{4,10}=Z_{10,4}=R_{T7}/2+1/(sC_7)$$
$$Z_{99}=1/(sC_{10})+R_{T8-2} \qquad Z_{5,10}=Z_{10,5}=-1/(sC_7)$$
$$Z_{10,10}=1/(sC_{10})+1/(sC_7)+R_{T10}/2+R_{T7}/2+R_{T9}$$

В окремому випадку, коли початкові температури всіх елементів дорівнюють заданій температурі термостатування корпусу, розв'язок для теплового потоку $W_{k4}(s)$, що протікає крізь теплометричну оболонку, має вигляд:

$$W_{k4}(s)=\frac{W1(s)}{\Delta}\cdot\left[\left(\frac{g1}{sC_1}-\frac{g3}{sC_3}\right)\cdot\Delta_{41}+\frac{g3}{sC_3}\cdot\Delta_{42}\right]$$

Для найкращої компенсації зовнішніх збурень динамічні характеристики компенсаційної комірки та імітатора реакційної посудини (бомби) повинні бути подібними, тобто стала часу контуру 7 повинна відповідати сталій контуру 1, контуру 8 – відповідно, контуру 2, контуру 10 – контуру 4. При проектуванні квазідиференціального калориметра встановлюється масштабний коефіцієнт *M*, який дорівнює відношенню висоти робочої комірки до висоти компенсаційної комірки. Оскільки діаметри комірок однакові, справедливим є співвідношення:

$$R_{T9}=M\times R_{T6};\ R_{T10}=M\times R_{T5};\ C_{10}=C_5/M. \tag{3}$$

З умови подібності динамічних характеристик контурів витікають наступні співвідношення:

$$C^*_{12} = C_3/M;\ C^*_{14} = C_1/M;\ R^*_{T13} = M \times (R_{T1}/2 + R_{T2});$$

$$R_{T10}/2 + R_{T8-2} + R_{T11} + R^*_{T12} = M \times (R_{T3}/2 + R_{T5}/2 + R_{T8-1} + R_{T4}). \quad (4)$$

Для виконання цих співвідношень підбирають значення параметрів налагодження R^*_{T12}; R^*_{T13}; C^*_{12}; C^*_{14}. Конструкція калориметра повинна передбачати можливість експериментального підбирання параметрів відповідних компонентів при реальному налаштуванні для компенсації можливого розкиду характеристик деяких технологічно важковідтворюваних елементів, наприклад зазорів 4 і 11.

Результати моделювання

Аналітичне дослідження рівнянь (1) та (2) є достатньо складним, оскільки характеристичне рівняння системи, яке отримують з визначника матриці опорів Δ, має 10-й порядок. Для їх розв'язку ефективним є використання програмних пакетів для розрахунку процесів в електричних колах, наприклад, програми схемотехнічного моделювання «Micro-Cup».

За допомогою даної програми проведено моделювання динаміки теплових процесів в калориметрі. Характеристики елементів робочої комірки та всієї калориметричної системи розраховано за наведеними вище формулами, характеристики компенсаційної комірки та імітатора калориметричної бомби розраховані за формулами (3) та (4) із застосуванням масштабного коефіцієнта M = 10. За допомогою моделі досліджено вплив конструктивних параметрів та низки режимних факторів на динамічні характеристики приладу та складові похибки вимірювання.

Процес моделювання проводився за наступних умов:

1) температура корпусу не стабільна, а змінюється за гармонійним законом з періодом 200 с, що приблизно відповідає періоду власних коливань системи термостабілізації, водночас амплітуда коливань складає 0,5 К, що приблизно у 100 разів перевищує реальний рівень коливань температури корпусу;

2) у певний момент часу імітується згоряння проби палива у бомбі – прямокутний імпульс від джерела $W1$ – тривалістю 20 с, потужністю 5000 Вт, тобто із загальною енергією 10 кДж, що близька до нижньої межі діапазону вимірювань приладу.

Збільшену амплітуду коливань температури корпусу встановлено для можливості візуальної демонстрації у масштабі графіків впливу нестабільності температури корпусу на спотворення форми сигналів і похибку вимірювання. Коефіцієнт підсилення чисельно дорівнює масштабному коефіцієнту $K_П = M = 10$.

Порівняння графіків рис. 3 демонструє ефективність застосування квазідиференціальної схеми калориметричних вимірювань – у випадку коректного вибору параметрів компенсаційної комірки та імітатора вплив збурень температури корпусу практично компенсується. На практиці у реальній калориметричній системі повної компенсації досягнути дуже складно.

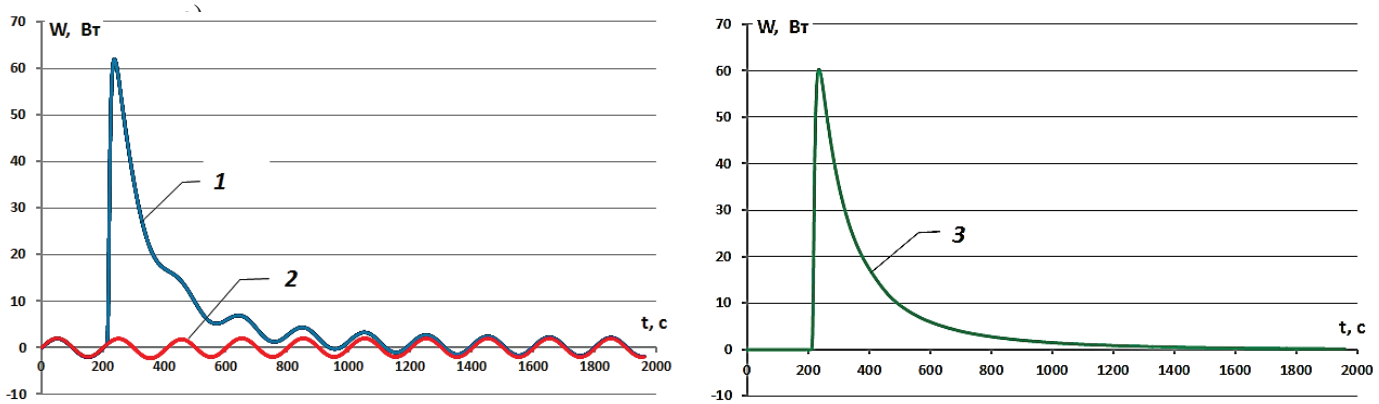


Рис. 3. Графіки теплового потоку: 1 – крізь основну калориметричну оболонку (контурний струм W_{k4}); 2 – крізь компенсаційну оболонку (контурний струм $W_{k10} \times K_П$); 3 – скоригований тепловий потік.

Також проведено моделювання системи при відмінності параметрів компенсаційної комірки та імітатора на ± 10 % від номінальних та досліджено величину похибки визначення енергії, що виникає внаслідок коливань температури корпусу. Значення похибки залежить як від параметрів конструкції калориметричної системи, так і від амплітуди, періоду і фази коливань. За сталої амплітуди коливань найменші похибки спостерігаються у випадку, коли час інтегрування є кратним цілому числу періодів коливань, а найбільша похибка спостерігаються, якщо час інтегрування складає чверть періоду коливань.

За результатами моделювання отримано важливі кількісні оцінки режимних параметрів та характеристик.

Зокрема за номінальних значень параметрів конструкції калориметру максимальний тепловий потік крізь перетворювач сягає 50 Вт при енергії згоряння проби 8 кДж та 220 Вт при енергії згоряння проби 35 кДж, а максимально можлива різниця температури між калориметричною коміркою та корпусом (на перетворювачі теплового потоку) під час вимірювань не перевищує 12 К.

Суттєвий вплив на максимальне значення теплового потоку при спалюванні проби має величина зазору між калориметричною бомбою та коміркою, яка у свою чергу залежить від технологічного розкиду діаметрів бомби і комірки. Максимальне значення теплового потоку при зазорі у 0,3 мм приблизно на 25 % менше, ніж при номінальному значенні зазору 0,1 мм.

Як вказано вище, похибка вимірювань, що виникає внаслідок нестабільності температури корпусу, залежить від характерного закону зміни цієї температури, але може бути практично повністю компенсована за умови ідеального вибору параметрів компенсаційної комірки та імітатора. Оскільки запропонована модель не абсолютно адекватна реальній калориметричній системі, та ідеальний вибір параметрів неможливий, досліджено випадок відмінності параметрів компенсаційної комірки та імітатора на ± 10 % від розрахункових (ідеалізованих). У разі одночасної зміни всіх параметрів в один бік (збільшення або зменшення) максимальне значення складової похибки вимірювання при застосуванні квазідиференціальної схеми по відношенню до складової похибки однокоміркової структури зменшується у 6…8 разів при лінійному зростанні температури корпусу і у 3…5 разів при гармонічних коливаннях температури з періодом 200…280 с.

Висновки

1. Запропоновано модель квазідиференціальної калориметричної системи, яка побудована за методом електротеплової аналогії, причому основні елементи конструкції системи представлені у вигляді тіл із зосередженими параметрами.

2. Досліджено динаміку зміни середніх температур і теплових потоків в елементах калориметричної системи, вплив температурних збурень і розкиду технологічних параметрів на похибку вимірювання, зокрема максимальний тепловий потік крізь перетворювач сягає 220 Вт при енергії згоряння проби 35 кДж, а максимальне значення складової похибки вимірювання при застосуванні квазідиференціальної схеми зменшується у 3…8 разів порівняно зі складовою похибки однокоміркової системи.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Л.И. Воробьёв, Т.Г. Грищенко, Л.В. Декуша.* Бомбовые калориметры для определения теплоты сгорания топлива // Инженерно-физический журнал. – 1997. – Т. 70, № 5. – С. 828–839.

2. *Л.И. Воробьев, Л.Н. Грабов, Л.В. Декуша, О.А. Назаренко, А.И. Шматок.* Определение теплотворной способности биотопливных смесей // Промышленная теплотехника. – 2011. – Т. 33, № 4. – С. 87–93.

3. *Корчагина Е.Н.* Современное состояние и тенденции развития калориметрии сжигания // Измерительная техника – 1998. – №11. – С.49-54.

4. *Е.Н. Корчагина, Е.В. Ермакова, В.И. Беляков.* Сравнительный анализ технических и метрологических характеристик бомбовых калориметров, применяемых в России // Измерительная техника. – 2011. – № 2. – С. 51–57.

5. *Максимук Ю.В., Фесько В.В., Васаренко И.В., Дубовик В.Г.* Метрологическое обеспечение измерений теплоты сгорания твердых и жидких топлив // Приборы и методы измерений. – № 2 (9), 2014. – С. 67–74.

6. *Кальве Э., Прат А.* Микрокалориметрия. Применение в физической химии и биологии. – М.: Изд-во иностранной литературы, 1963. – 478 с.

7. *Л.И. Воробьев, Л.В. Декуша, О.А. Назаренко, Т.Г. Грищенко.* Применение метода квазидифференциальной калориметрии при реализации прибора для измерения теплоты сгорания // Промышленная теплотехника. – 2017. – №1. – С. 71–75.

8. *Грищенко Т.Г., Декуша Л.В., Бурова З.А., Назаренко О.О., Воробйов Л.Й.* Патент України на винахід № 101716. Калориметр теплового потоку / заявник і власник патенту ІТТФ НАНУ; опубліковано: 25.04.2013.

9. *Декуша Л., Воробйов Л., Грищенко Т., Бурова З., Назаренко О., Мазуренко О.* Квазідиференційний калориметр теплового потоку для визначення теплоти згоряння // Метрологія та прилади. – 2011. – № 5. – С. 27–31.

10. *Бурова З.А., Воробйов Л.Й., Назаренко О.О.* Підвищення точності вимірювань теплоти згоряння палива // Научные труды SWorld. – 2016. – Т. 1. № 3 (44). – С. 93–97.

11. *Бессонов Л.А.* Теоретические основы электротехники. – М.: Высшая школа, 1973. – 750 с.

THERMAL PROCESSES MODELING IN QUASI-DIFFERENTIAL CALORIMETER

Vorobiov L.I.[1], Serhiienko R.V.[1], Burova Z.A.[2], Nazarenko O.A.[1]

[1]Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, Zhelyabova str., 2a, Kyiv, 03680, Ukraine

[2]National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Heroyiv Oborony str., 15, Kyiv, 03041, Ukraine

A model of the quasi-differential calorimetric system based on the electrothermal analogy method is proposed, where the construction system basic elements are presented as objects with the lumped parameters. The dynamics of average temperatures and heat flow changes in the calorimetric system elements, the temperature perturbations and the technological parameters spread influences on the measurement error are researched. With the quasi-differential system application the combustion heat measurement error component value is reduced by 3...8 times in comparison with the one-cell calorimetric system error. References 11, figures 3.

Key words: combustion heat, heat flow, quasi-differential calorimetric system, electrothermal analogy, measurement error.

1. *L.I. Vorobiov, T.G. Grischenko, L.V. Dekusha.* Bomb calorimetry for determine the combustion heat of fuel // Journal of Engineering Physics. 1997. V. 70, № 5. P. 828–839. (Rus.)

2. *L.I. Vorobev, L.N. Grabov, L.V. Dekusha, O.A. Nazarenko, A.I. Shmatok.* Determination of the thermal capacity of biofuel mixtures. Promyishlennaya teplotehnika. 2011. T. 33, № 4. P. 87–93. (Rus.)

3. *Korchagina E.N.* Current state and development trends of combustion calorimetry. Izmeritelnaya tehnika. 1998. №11. P.49–54. (Rus.)

4. *E.N. Korchagina, E.V. Ermakova, V.I. Belyakov.* Comparative analysis of the technical and metrological characteristics of the bomb calorimeters used in Russia. Izmeritelnaya tehnika. 2011. №2, P. 51–57. (Rus.)

5. *Maksimuk Yu.V., Fesko V.V., Vasarenko I.V., Dubovik V.G.* Metrological assurance of solid and liquid fuels combustion heat measurements. Priboryi i metodyi izmereniy. 2014. № 2 (9). P.67–74. (Rus.)

6. *E. Calvet, H.* Prat Microcalorimetrie: Applications Physico-Chimiques et Biologiques. Paris: Masson, 1956 – 395 p. (Fr.)

7. *L.I. Vorobev, L.V. Dekusha, O.A. Nazarenko, T.G. Grischenko.* Application of the method of quasi-differential calorimetry in the implementation of a device for measuring the heat of combustion // Promyishlennaya teplotehnika. 2017. №1. P. 71–75. (Rus.)

8. *Grischenko T.G., Dekusha L.V., Burova Z.A., Nazarenko O.O., Vorobiov L.Y.* Patent of Ukraine № 101716. Heat flow calorimeter, 25.04.2013. (Ukr.)

9. *Dekusha L., Vorobiov L., Grischenko T., Burova Z., Nazarenko O., Mazurenko O.* Quasi-differential heat flow calorimeter to determine the heat of combustion // Metrologiya ta priladi. 2011. № 5. P. 27–31. (Ukr.)

10. *Burova Z.A., Vorobiov L.I., Nazarenko O.O.* Combustion heat fuel measurements accuracy increasing // SWorldjournal. 2016. V. 1. № 3 (44). P. 93–97. (Ukr.)

11. *Bessonov L.A.* Theoretical foundations of electrical engineering. M.: Visshaia shkola. 1973. 750 p. (Rus.)

Получено 28.09.2017
Received 28.09.2017