

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 37, № 2, 2015

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:

Алексеев С.В. (Россия)

Вацлавик Ю. (Польша)

Коверда В.П. (Россия)

Коновалов В.И. (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)

КОММУНАЛЬНАЯ И ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

Долинський А.А., Басок Б.І., Базєєв Є.Т.

Енергетична стратегія України: розвиток
теплозабезпечення.....3

ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ

Долинский А.А., Фиалко Н.М., Динжос Р.В.,
Навродская Р.А.

Теплофизические свойства полимерных микро-
и нанокмполитов на основе поликарбоната.....12

Новиков В.Г.

Энергетические и турбулентные характеристики
ветрового потока в антропогенной среде.....20

ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Левтеров А.М., Умеренкова К.Р.

Расчетная оценка теплофизических свойств азота,
как рабочего тела поршневого криодвигателя.
Часть III. Вычисление энтальпии и энтропии32

Гнищёв П.А.

Конвективный теплообмен в печах при импульсном
и безимпульсном режимах подачи теплоносителя.....39

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Халатов А.А., Коваленко А.С.

Перспективы снижения выбросов теплоты за
газотурбинными приводами украинской
газотранспортной системы.....48

АТОМНАЯ ЭНЕРГЕТИКА

Халатов А.А., Северин С.Д., Доник Т.В.

Анализ термодинамического цикла ГТУ ядерной
модульной энергетической установки с гелиевым
реактором.....59

ВОЗОБНОВЛЯЕМАЯ ЭНЕРГЕТИКА

Гелетуха Г.Г., Железная Т.А., Кучерук П.П.,
Олейник Е.Н., Трибой А.В.

Биоэнергетика в Украине: современное состояние
и перспективы развития. Часть 1.....68

ИЗМЕРЕНИЕ, КОНТРОЛЬ, АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ

Дмитренко Н.В., Иванов С.О., Снежкін Ю.Ф.,
Декуша Л.В.

Дослідження теплофізичних характеристик пагонів
верби за допомогою установки синхронного
теплого аналізу.....77

NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES OF UKRAINE
INSTITUTE OF ENGINEERING
THERMOPHYSICS

INDUSTRIAL HEAT ENGINEERING

INTERNATIONAL SCIENTIFIC AND
APPLIED JOURNAL

Published bimonthly
Founded in 1979

Volume 37, № 2, 2015

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. Pysmennyi
A. Pyatnichko
A. Sigal
Yu. Snezhkin
N. Fialko
A. Khalatov
A. Chaika
V. Shmorgun – Responsible Secretary

Advisory Editorial Board:

S. Alekseenko (Russia)
J. Wazlawik (Poland)
V. Coverda (Russia)
V. Konovalov (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

DISTRICT AND INDUSTRIAL HEAT POWER

A. Dolinskiy, B. Basok, E. Bazeev

Power strategy of Ukraine: development of locality heating.....3

HEAT AND MASS EXCHANGE PROCESSES

A. Dolinskiy, N. Fialko, R. Dinzhos, R. Navrodska

Thermophysical properties of polymer micro- and nanocomposites based on polycarbonate.....12

V. Novikov

Energy and turbulent wind flow characteristics in the built environment.....20

HEAT AND MASS EXCHANGE APPARATUS

A. Levterov, K. Umerenkova

Calculation assessment of thermal properties of nitrogen as the body work piston cryogenic engine. Part III. The calculation of enthalpy and entropy32

P. Gnatiev

The convective heat transfer in furnaces upon pulsed and unpulsed coolant supply.....39

HEAT POWER UNITS

A. Khalatov, A. Kovalenko

Prospects of reducing emissions of heat behind gas turbine drives of ukrainian gas transportation system.....48

NUCLEAR POWER

A. Khalatov, S. Severin, T. Donyk

Analysis of thermodynamic cycle of gas turbine plant of nuclear modular power installation with helium reactor.....59

RENEWABLE ENERGY SYSTEMS

**G. Geletukha, T. Zheliezna, P. Kucheruk,
Ye. Oliinyk, O. Tryboi**

Bioenergy in Ukraine: state of the art and prospects for development. Part 1.....68

MEASUREMENT, CONTROL, AUTOMATION OF THERMAL PROCESSES

N. Dmytrenko, S. Ivanov, Yu. Snezhkin, L. Dekusha

Research of thermal characteristics of willow shoots by device of synchronous thermal analysis.....77

УДК 658.264

ЕНЕРГЕТИЧНА СТРАТЕГІЯ УКРАЇНИ: РОЗВИТОК ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

(До обговорення проекту енергетичної стратегії України на період до 2035 року)

Долінський А.А., академік НАН України, **Басок Б.І.**, член-кореспондент НАН України,**Базєєв Є.Т.**, канд. техн. наук*Інститут технічної теплофізики НАН України, 03680, м. Київ, вул. Желябова, 2,а*

Проект Енергетичної стратегії України на період до 2035 р. (ЕС-35), розроблений Національним інститутом стратегічних досліджень (НІСД) за ініціативи Міненергоугілля на замовлення Об'єднання енергетичних підприємств «Галузевий резервно-інвестиційний фонд розвитку енергетики» (ОЕП «ГРИФРЕ») та на виконання рішення Ради національної безпеки і оборони України від 28 квітня 2014 року «Про стан забезпечення енергетичної безпеки у зв'язку з ситуацією щодо постачання природного газу в Україну», уведеного в дію Указом Президента України № 448/2014 від 1 травня 2014 року. Мета розробки проекту передбачає актуалізацію положень Енергетичної стратегії України на період до 2030 року, врахування існуючих загроз енергетичній безпеці України та забезпечення виконання міжнародних зобов'язань. У статті наведено дані порівняльного аналізу деяких цільових індикаторів стратегічного розвитку важливої галузі ЕС-35, а саме – системи теплозабезпечення населених пунктів України, отриманих двома незалежними експертними групами: зосередженими в НІСД і в Інституті технічної теплофізики НАН України (ІТТФ НАН України).

Проект Энергетической стратегии Украины на период до 2035 г. (ЕС-35), разработанный Национальным институтом стратегических исследований (НИСИ) по инициативе Минэнергоугля по заказу Объединения энергетических предприятий «Отраслевой резервно-инвестиционный фонд развития энергетики» (ОЭП «ГРИФРЕ») и во исполнение решения Совета национальной безопасности и обороны Украины от 28 апреля 2014 «О состоянии обеспечения энергетической безопасности в связи с ситуацией по поставкам природного газа в Украину», введенного в действие Указом Президента Украины № 448/2014 от 1 мая 2014 года. Цель разработки проекта предполагает актуализацию положений обновленной Энергетической стратегии Украины на период до 2030 года, учета существующих угроз энергетической безопасности Украины и обеспечения выполнения международных обязательств. В статье приведены данные сравнительного анализа некоторых целевых индикаторов стратегического развития важной отрасли ЕС-35, а именно – системы теплообеспечения населенных пунктов Украины, полученных двумя независимыми экспертными группами: сосредоточенными в НИСИ и в Институте технической теплофизики НАН Украины (ИТТФ НАН Украины).

Ukraine Energy strategy project till 2035 (EU-35), developed by the National Institute for Strategic Studies (NISS) initiated Minenergouglya custom combining power plants "Branch reserve-investment fund of energy" (OED "GRIFRE") and pursuant of the national security and defense Council of Ukraine on April 28, 2014 "On the state to ensure energy security in connection with the situation concerning the supply of natural gas to Ukraine", put into effect by the Ukrainian president decree № 448/2014 of 1 May 2014. The aim of the project involves the development of updating provisions of the Ukrainian Energy Strategy until 2030, taking into account existing threats to energy security of Ukraine and meeting its international obligations. The article shows the comparative analysis of some indicators of strategic development target important sector of the EU-35 – namely heating system settlements of Ukraine received two independent expert groups, concentrated in NISS and the Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine (Institute of Engineering Thermophysics, NAS of Ukraine).

Бібл. 6, табл. 2.

Ключові слова: енергетична стратегія, теплозабезпечення, експертні оцінки, цільові індикатори, паливно-енергетичний баланс, технологічні показники.

Одним із предметів фундаментальних досліджень наукових установ енергетичного профілю є проблеми розвитку виробничої сфери паливно-енергетичного комплексу (ПЕК) країни, підвищення ефективності використання енергії,

розширення паливно-енергетичної бази шляхом диверсифікації енергоресурсів (яку можна технологічно реалізувати і економічно виправдати).

Фундаментальні дослідження наукових установ суспільних наук стосовно енергетики по-

в'язані з вирішенням проблем соціально-економічних процесів, розробкою і вдосконаленням законів, нормативно-правових і ринкових відносин, з визначенням цінової та податкової політики, спрямованої, в тому числі, на створення привабливості для інвестиційних проектів.

Результати такого роду фундаментальних досліджень, при яких соціально-економічні аспекти тісно пов'язані з природно-технічними, слугують методичною базою для наукового обґрунтування енергетичної політики країни, а головним завданням наукових установ при цьому є активна участь у розробці відповідних документів державного значення у вигляді доктрин, концепцій, стратегій, програм, а також важливих національних енергетичних проектів.

У розробці науково-обґрунтованої ефективної стратегії свого розвитку, безсумнівно, потребує і своєрідний комплекс в рамках ПЕК та житлово-комунального господарства (ЖКГ) – теплозабезпечення населених пунктів України, що і було відображено постановою КМ України [1]. При цьому теплопостачання розглядається не тільки як складна фізико-технічна виробнича система, але і як комплекс, тісно пов'язаний з іншими галузями економіки, з соціально-економічними складовими енергетики, з прогнозами демографічних трендів і містобудування, інвестиційної та тарифною політикою, екологією.

Прогнозування розвитку теплопостачання проходить в ускладнених умовах. Технологічні та управлінські проблеми теплопостачання вкрай загострилися і стали явними для виробника, споживача тепла, місцевих та державних органів влади. Нецивілізовані економічні відносини початку 90-х років, фізичне і моральне зношення основних виробничих фондів систем теплопостачання, невмотивоване руйнування в ряді місць централізованого теплопостачання, непрозора цінова і тарифна політика і інші негативні прояви загострили наявні загрози та створили нові для надійного теплопостачання країни. Увійшовши в практику такий критерій як комерційна ефективність привів до перегляду відносин «постачальник – споживач тепла», що не завжди відповідало інтересам загальнонаціональної економіки. Стався безпрецедентний підйом світових цін на енергоресурси в період 2003-2009 років,

а потім різке їх падіння до теперішнього часу. У цих умовах ускладнюється власне процес прогнозування стратегічного розвитку ПЕК і його галузі – теплопостачання.

Прогнозування стратегічних перспектив розвитку теплопостачання з урахуванням тісних міжгалузевих зв'язків цього комплексу енергетики з іншими енергоємними секторами економіки і прогнозами їх розвитку покликане виключити або послабити дію факторів-загроз різної природи, створити інноваційний і ефективний комплекс, комфортні умови для проживання та роботи населення, забезпечити енергетичну безпеку країни.

Розвиток ПЕК по сценарним прогнозам всіх національних енергетичних програм і стратегій – Енергетична програма України на період до 2010 року (1996), Енергетична стратегія України на період до 2030 року (2006), Оновлена енергетична стратегія на період до 2030 року (2013 р.) [2] – не забезпечило досягнення основних цільових індикаторів. В даний час розробляється третій варіант проекту Енергетичної стратегії України на період до 2035 року (розробник – НІСД). Істотно відстають від реалій і прогнози російської енергетичної стратегії ЕС-2030, відбувається їх коригування на період до 2035 року.

Для вирішення такого роду проблем важко будувати довгострокові прогнози, тому їх основні показники не залишаються постійними, а змінюються в залежності від численних непередбачуваних обставин, як у поточному, так і в прогнозованому періодах. «Сучасна наука не має засобів впевненого прогнозування розвитку соціально-економічних процесів та виробничих систем (в т.ч. енергетичних) на такий тривалий період, але дозволяє будувати засобами системного аналізу логічно досить узгоджені (несуперечливі) сценарії, хоча і без оцінки повноти їх складу та ймовірності реалізації» [3].

П'ятнадцятирічний досвід періодичної розробки Енергетичної стратегії Росії з використанням створеного в Інституті енергетичних досліджень РАН інструментарію Модельно-Інформаційний Комплекс Енергетичні Перспективи (МІКЕП-МІСЕР), який встановлює і відслідковує прямі і зворотні зв'язки прогнозова-

ного розвитку енергетики та її галузей і покликаного явити собою науково-обґрунтовану методологію прогнозування в тріаді «економіка-енергетика-екологія», дав можливість оцінити достовірність отриманих результатів. Була підтверджена прийнятна реалізованість одержуваних на МІКЕП основних показників і трендів розвитку енергетики. «Але ще не вироблені об'єктивні критерії оцінки якості прогностичних інструментів і тому висновок про їх ефективність залишається значною мірою суб'єктивним. «Досвід використання МІКЕП при формуванні енергетичної політики країни дає підставу для стриманого оптимізму і дозволяє продовжувати сизифів труд з визначення невизначеності майбутнього» [3].

Для Національної стратегії, як регуляторного документа, строго не визначені структура і перелік необхідних розділів, як це передбачено законом України про концепції та державні цільові програми. Зміст, основні положення стратегії – це точка зору фахівців з визначення цілей, пріоритетів, шляхів і механізмів їх досягнення при вирішенні проблем національного значення.

Кінцевою метою розробки Національної стратегії теплопостачання населених пунктів України є визначення прогнозів аргументованих діапазонів значень цільових індикаторів, але, головним чином, формування державної політики для розвитку теплопостачання з виробленням шляхів та механізмів її реалізації в прогнозованому періоді при організації взаємодіючих державних і професійних структур. Необхідна підтримка інноваційних процесів нововведень як власне в комунальній теплоенергетиці, індивідуально-побутовому секторі, так і в суміжних галузях.

Наскільки нам відомо, в Україні поки не реалізований інструментарій рівня МІКЕП для прогнозування соціально-економічних процесів, розвитку енергетичних та інших систем. Використовуються переважно результати фундаментальних наукових досліджень, що проходять апробацію в експертних оцінках і колективно-дискусійних процедурах з залученням широкого кола фахівців, експертів та осіб, що приймають рішення.

Фахівцями Інституту технічної теплофізики НАН України при участі спеціалістів інших інститутів НАН України (Інституту загальної енергетики, Інституту економіки і прогнозування, Інституту газу, Інституту вугільних енерготехнологій, Ради по вивченню продуктивних сил України, Інституту демографії та соціальних досліджень та державного науково-дослідного інституту будівельних конструкцій Мінрегіону України) виконано науково-дослідний проект «Розробка проекту Національної стратегії теплопостачання населених пунктів України» (надалі скорочено – Теплостратегія) [4-6]. Основні показники прогнозного тренду отримані також з використанням евристичних процедур при наявності «об'єктивно розмитих перспектив розвитку тріади «економіка-енергетика-екологія». Були інтегровані знання, досвід і гіпотези провідних спеціалістів академічних інститутів різного профілю для отримання узгоджених узагальнень та висновків.

Вперше прогноз стратегічного розвитку теплозабезпечення населених пунктів України в якості окремого розділу, представлений в проекті Енергетичної стратегії України на період до 2035 р. (ЕС-35). Проект опубліковано 19.01.2015 р. на офіційному веб-сайті Міненерговугілля в рубриці «Громадське обговорення нормативно-правових актів».

Доцільно порівняти деякі прогнозовані показники індикаторів стратегічного розвитку теплопостачання населених пунктів України, наведених в двох незалежних документах (які мають регуляторний характер) – Теплостратегія (ІТТФ НАН України) і ЕС-35 (НІСД).

Самий складний прогноз для теплопостачання пов'язаний з паливно-енергетичним балансом. Він визначається можливими сценаріями споживання тепла і палива населенням та бюджетною сферою, що в свою чергу залежить від очікуваних умов життя населення, питомого теплоспоживання будівель, тенденцій в містобудівній політиці, кліматичного фактору, тісних зв'язків з іншими галузями економіки.

Порівнювання прогнозованих значень станом на 2030 р. деяких індикаторів ЕС-35 із значенням індикаторів Теплостратегії стосовно теплозабезпечення показує, що вони досить близькі (див. табл. 1).

Табл. 1. Порівняння деяких прогнозних індикаторів щодо теплозабезпечення у Теплостратегії і в ЕС-35

Індикатори	Теплостратегія	ЕС-35
Частка біопалива у паливозабезпеченні, %	8...10	9,3
Частка власних паливно-енергетичних ресурсів для власного попиту, %	85...90	> 70
Частка вітчизняного теплоенергетичного устаткування, %	40...50	> (40...60)
Відношення резервної потужності до потужності максимального навантаження, %	13...15	16
Питома витрата палива на виробництво 1 Гкал, кг у.п.	145	150
Питомі річні витрати на опалення, кВт·годин/м ² площі в рік	100...120	80
Витрати в теплових мережах, % від генерації теплоти	10...12	12
Частка відновлюваних джерел енергії у валовому споживанні енергії, %	26,7 (для сфери теплозабезпечення)	18
Частка місцевих альтернативних видів палива в місцевих паливно-енергетичних балансах, % до загального споживання	23,8 (для сфери теплозабезпечення)	18
Використання енергії довкілля, % в балансі	13,5 (для сфери теплозабезпечення)	6,0*

* – з врахуванням частки сфери теплозабезпечення в загальнодержавному паливно-енергетичному балансі

Табл. 2. «Дорожня карта» реалізації стратегій для сфери теплозабезпечення

Теплостратегія
Регуляторні та організаційні цілі:
<i>В сфері законодавства – прийняття законів:</i> • Про річний паливно-енергетичний баланс країни; • Про енергоефективність будівель; • Оновленого Житлового кодексу України; • Про зменшення теплового забруднення довкілля; • Корегування законів «Про теплопостачання», «Про енергозбереження»; • Про об'єднання власників помешкань в багатоквартирних будинках; • Про створення інфраструктури регіональних ринків первинного палива.
<i>Регуляторні документи:</i> • про юридичне відокремлення підприємств генерації теплоти від транспорту теплоти, усунення монополії на теплопостачання; • про енергосервісні компанії; • про перформанс-контракти; • про якість теплової енергії для потреб опалення та гарячого водопостачання.

Економічні цілі:
• Переведення теплозабезпечення з категорії надання послуги в категорію продажу теплоти як товару; • Відмова від принципу оплати за опалення в залежності від обсягу житлової площі і перехід до оплати за реально споживану теплову енергію; • Оплата за гаряче водопостачання лише по результатам обліку споживаної гарячої води належної якості; • Введення зонного (протягом часу доби) тарифу або ціни на гаряче водопостачання; • Економічне заохочення підприємств, що здійснюють господарську діяльність у сфері теплозабезпечення, до підвищення показників якості надання теплових послуг. Встановлення для цих підприємств максимального рівня рентабельності; • Обов'язкове врахування в ціні/тарифі інвестиційної складової для реалізації пріоритетних інвестиційних проектів.
Тарифна політика і її цілі:
• На першому етапі реалізації стратегії при дії існуючої дотаційної політики держави вказані дотації поширювати лише на обсяг гарантованої Житловим кодексом житлової площі на одного мешканця (крім однокімнатних квартир), а надлишок площі оплачувати по комерційній (ринковій) вартості теплових послуг; • На другому етапі реалізації стратегії поступово реалізувати відмову від дотаційних механізмів – державних субвенцій НАК «Нафтогазу України», перехресного субсидіювання, залишивши лише адресне субсидіювання соціально незахищених прошарків населення і то лише в обсягах житлової площі на одного мешканця, яка передбачена Житловим кодексом; • Облік та легітимність всіх додаткових житлових будівель (квартир, дач тощо), їх теплопостачання – по ринковому (комерційному) тарифу; • Теплопостачання всіх нежитлових споруд (бані, теплиці, гаражі тощо) – по ринковому (комерційному) тарифу.
Технологічні цілі:
• Активне залучення в енергобаланс альтернативних скидних енергоресурсів промисловості та біоенергетики; • Використання для теплозабезпечення населених пунктів надлишкової теплової енергії промисловості ; • Обов'язковий облік теплової енергії на всіх ланках ланцюжка: генерація – транспорт – розподіл – кінцеве використання; • Встановлення оптимального співвідношення централізованих та децентралізованих систем теплопостачання. Відновлення централізованих систем гарячого водопостачання; • Впровадження системних підходів до управління сферою теплозабезпечення: 1. Smart Metering – технології «розумного» обліку; 2. Біллінгові системи; 3. Smart Grid технології (технології самодіагностики, аналізу і звіту).
Технічні заходи:
• реалізація п'ятирічних регіональних програм модернізації комунальної теплоенергетики; • створення і реалізація програм підтримки теплозабезпечення індивідуально-побутового сектору.

Забезпечення енергоефективності будівель:

- впровадження в практику будівництва сучасних інженерно-конструктивних систем теплоізоляційної оболонки, інженерного обладнання, виробів та матеріалів;
- введення в дію законодавчих актів, технічних регламентів, державних будівельних норм та національних стандартів з енергоефективності будівель;
- запровадження енергетичної паспортизації та сертифікації будівель;

ЕС-35

- забезпечення практики щорічного прогнозу розвитку систем енергозабезпечення, оцінки потреб та прогнозу введення в експлуатацію потужностей, врахування впливу зміни клімату на рівні й режими енергоспоживання та адаптацію енергетики до таких змін;
- розроблення законодавства та затвердження схем (планів) децентралізації систем енергозабезпечення на місцевому рівні (розроблення місцевих програм децентралізації енергозабезпечення, зокрема затвердження схем тепlopостачання населених пунктів (з розширенням частки відновлювальної енергетики та локальних палив, передусім біомаси та відходів), схем комплексного використання водних і гідроенергетичних ресурсів малих річок України та розміщення на них об'єктів малої гідроенергетики тощо);
- удосконалення законодавства державно-приватного партнерства в частині встановлення вимог досягнення чітко визначених цілей реалізації проєктів в енергетичній сфері узгоджених із цілями Стратегії;
- розроблення програми структурної перебудови енергетики відповідно до оновленої структури національної економіки України та інтеграції енергетичних ринків України та ЄС;
- забезпечення державної підтримки впровадження енергетичних технологій та систем управління (програми підтримки фундаментальних та прикладних наукових досліджень, стимулювання впровадження інноваційних технологій);
- створення системи науково-технічних центрів розвитку технологій, проведення наукових досліджень та розвитку кадрового потенціалу енергетики (гранти, стипендії, фінансування навчання за кордоном);
- затвердження законодавства (до 2016) та забезпечення реформування (до 2018) системи енергетичних субсидій шляхом:
 - поетапного підвищення цін для населення та досягнення економічно обґрунтованого рівня у 2018 р.;
 - забезпечення поступового переходу до запровадження, з 2019 року, системи надання адресної монетарної допомоги з метою компенсації збільшення цін на енергоносії для малозабезпечених категорій споживачів;
- завершення до 2019 року переходу до єдиних принципів ціноутворення всіх категорій споживачів, ліквідація перехресного субсидування;
- ліквідації «витратної» методології формування тарифів в сферах де запровадження конкуренції є обмеженим природними монополістами (системи енергопостачання);
- завершення формування інститутів управління багатоквартирними будинками (передусім об'єднання співвласників багатоквартирних будинків);
- забезпечення повноцінного приладного обліку потоків енергоресурсів та енергії та перехід до розрахунків на основі показів приладного обліку;

- створення власника житла в багатоквартирних будинках (створення ОСББ) як інструменту для реалізації колективних заходів підвищення енергоефективності багатоквартирних будинків;
- забезпечення спільного фінансування державою й ОСББ першого капітального ремонту житлового будинку;
- забезпечення 100% комерційного обліку споживання енергоресурсів у житловій сфері;
- запровадження вимог щодо рівня енергоефективності побутового, офісного та опалювального обладнання, енерговикористання у будівлях;
- встановлення цільових показників зниження енергоспоживання будівель об'єктів бюджетної сфери та запровадження системи енергетичного моніторингу об'єктів бюджетної сфери (на рівні місцевих органів влади та відомчої підпорядкованості відповідно до підпорядкованості головного розпорядника бюджетних коштів);
- завершити встановлення вимірювальних приладів по всій системі теплопостачання, включаючи побудинкові лічильники тепла та проаналізувати можливості просування в бік квартирної обліку;
- забезпечити перехід до тарифів, що відповідають витратам та обсягам споживання, скасування перехресного субсидування;
- оптимізація місцевих систем теплопостачання на основі економічної ефективності, узгодження централізації та децентралізації теплопостачання;
- забезпечити приладний облік теплоспоживання на всьому ланцюжку «виробництво – постачання – споживання (включаючи домогосподарства)»;
- завершення лібералізації внутрішнього ринку теплової енергії, розділення ринку послуг з теплопостачання та тепло генерування;
- запровадження механізму «альтернативної котельні» передбачає визначення економічно обґрунтованого граничного рівня ціни на теплову енергію, що відповідає ціні на теплову енергію від альтернативного джерела теплопостачання при застосуванні найкращих доступних технологій;
- удосконалення законодавства в частині встановлення вимог щодо використання відновлювальної енергетики на місцевому рівні.

Схожість та подібність заходів і механізмів реалізації запропонованих стратегій в сфері теплозабезпечення на початкових етапах виконання відображає інформація табл. 2.

Висновки

1. Важливим є наявність в ЕС-35 окремого розділу «Пріоритети розвитку систем теплопостачання та теплозабезпечення населених пунктів». Одночасно вважаємо за необхідність розробити інший регуляторний документ – «Національну стратегію теплозабезпечення населених пунктів України», як це передбачено Постановою КМ України від 07.05.2008 р. № 456 «Про створення Міжвідомчої робочої групи з розроблення Національної стратегії теплозабезпечення».

2. Порівняльний аналіз прогнозованих показників, визначених двома незалежними експертними групами при розробці двох проєктів

по стратегічному розвитку теплозабезпечення – Теплостратегії та ЕС-35 – показав достатнє узгодження даних, що підсилює ступінь об'єктивності отриманих оцінок по двох стратегіях.

3. Бажано було б доповнити ЕС-35 підрозділом: «Можливі ризики реалізації ЕС-35».

4. В цілому ЕС-35 являє собою документ, який заслуговує на пильну увагу науково-технічної та енергетичної громадськості, загалом внутрішньо несуперечливий і може подаватися до подальшого розгляду та погодження в органах законодавчої або/та виконавчої влади (ВР України, КМ України, РНБО).

ЛІТЕРАТУРА

1. *Постанова Кабінету Міністрів України № 465 від 07.05.2008 «Про створення Міжвідомчої робочої групи з розроблення Національ-*

ної стратегії теплозабезпечення».

2. *Оновлена Енергетична стратегія України на період до 2030 року*. Розпорядження Кабінету Міністрів України № 1071-р від 24.07.2013 «Про схвалення Енергетичної стратегії України на період до 2030 року».

3. *Макаров А.А.* Методы и результаты прогнозирования развития энергетики России // Изв. РАН. Энергетика. – 2010 – №4. – С. 26-40.

4. *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 // Промислова теплотехніка. – 2014. – т.36. – №2. – С. 54-69.

5. *Долінський А.А., Басок Б.І., Базєєв Є.Т.* Цільові орієнтири проекту Національної стратегії теплозабезпечення населених пунктів України. Частина 2. Механізми реалізації, цільові індикатори, моніторинг виконання і очікувані результати // Промислова теплотехніка. – 2014. – т.36. – №3. – С. 45-55.

6. *Патон Б.Є., Долінський А.А., Гесць В.М., Кухарь 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.

POWER STRATEGY OF UKRAINE: DEVELOPMENT OF LOCALITY HEATING

Dolinskiy A.A., Basok B.I., Bazeev E.T.

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

Ukraine Energy strategy project till 2035 (EU-35), developed by the National Institute for Strategic Studies (NISS) initiated Minenergouglya custom combining power plants "Branch reserve-investment fund of energy" (OED "GRIFRE") and pursuant of the national security and defense Council of Ukraine on April 28, 2014 "On the state to ensure energy security in connection with the situation concerning the supply of natural gas to Ukraine", put into effect by the Ukrainian president decree № 448/2014 of 1 May 2014. The aim of the project involves the development of updating provisions of the Ukrainian Energy Strategy until 2030, taking into account existing threats to energy security of Ukraine and meeting its international obligations. The article shows

the comparative analysis of some indicators of strategic development target important sector of the EU-35 – namely heating system settlements of Ukraine received two independent expert groups, concentrated in NISS and the Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine (Institute of Engineering Thermophysics, NAS of Ukraine).
References 6, tables 2.

Key words: energy strategy, heating, expert evaluation, target indicators, energy balance, process indicators.

1. *Postanova kabinetu ministriv Ukraini № 465 vid 07.05.2008* «Pro stvorennya mizhvidomchoi robochoi grupi z rozroblennya nacionalnoi strategii teplozabezpechennya».

2. *Onovlena energetichna strategiya Ukraini na period do 2030 roku. rozporядzhennya kabinetu ministriv Ukraini № 1071-r vid 24.07.2013* «pro shvalennya energetichnoi strategii Ukraini na period do 2030 roku».

3. *Makarov A.A.* Metody i rezultaty prognozirovaniya razvitiya energetiki Rossii // Izv. RAN. energetika. – 2010 – №4. – s. 26-40.

4. *Dolinskij A.A., Basok B.I., Bazeev E.T.* Cilovi orientiri proektu nacionalnoi strategii teplozabezpechennya naselenix punktiv Ukraini. Chastina 1. Vixidni umovi rozrobki strategii, osnovni prioriteti, innovacijnij rozvitok sferi teplozabezpechennya // *Promislova teplotexnika*. – 2014. – t.36. – №2. – s. 54-69.
5. *Dolinskij A.A., Basok B.I., Bazeev E.T.* Cilovi orientiri proektu nacionalnoi strategii teplozabezpechennya naselenix punktiv Ukraini. Chastina 2. Mexanizmi realizacii, cilovi indikatori, monitoring vikonannya i ochikuvani rezultati // *Promislova teplotexnika*. – 2014. – t.36. – №3. – s. 45-55.
6. *Paton B.E., Dolinskij A.A., Geets V.M., Kuxar V.P., Basok B.I., Bazeev E.T., Podolets R.Z.* Prioriteti nacionalnoi strategii teplozabezpechennya naselenih punktiv Ukraini // *Visnik NAN Ukraini*. – 2014. – № 9. – s. 29-47.

Получено 20.02.2015

Received 20.02.2015

УДК 538.9:536.6

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПОЛИМЕРНЫХ МИКРО- И НАНОКОМПОЗИТОВ НА ОСНОВЕ ПОЛИКАРБОНАТА

Долинский А.А.¹, академик НАН Украины, Фялко Н.М.¹, член-корреспондент НАН Украины, Динжос Р.В.², канд. техн. наук, Навродская Р.А.¹, канд. техн. наук

¹ Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, Киев, 03680, Украина

² Николаевский Национальный университет им. В.А.Сухомлинского, ул. Никольская, 24, 540030, Украина

Наведено результати комплексу експериментальних досліджень теплофізичних характеристик створених полімерних мікро- і нанокомпозитів на основі полікарбонату, які містять від 0,2 до 10% вуглецевих нанотрубок та мікрочастинок алюмінію. Представлено матеріали щодо інтерпретації одержаних даних на основі теорії перколяції. Розглянуто можливості застосування пропонувані композитів для виготовлення теплообмінників, орієнтованих на передачу низькопотенційної теплоти та експлуатацію в агресивних середовищах.

Приведены результаты комплекса экспериментальных исследований теплофизических характеристик созданных полимерных микро- и нанокомпозитов на основе поликарбоната, которые содержат от 0,2 до 10% углеродных нанотрубок и микрочастиц алюминия. Представлены материалы по интерпретации полученных данных на основе теории перколяции. Рассмотрены возможности применения предлагаемых композитов для изготовления теплообменников, ориентированных на передачу низькопотенциальной теплоты и эксплуатацию в агрессивных средах.

The results of experimental studies by the performed complex of thermo-physical characteristics of created polymeric micro- and polycarbonate-based nanocomposites, which comprise from 0.2 to 10% carbon nanotubes and microparticles of aluminum are presented. Materials on the interpretation of the data based on the percolation theory are submitted. The possibilities of using of offered composites for the production of heat exchangers, focused on low-grade heat transfer and operating in hostile environments are previewed.

Библ. 12, табл. 3, рис. 3.

Ключевые слова: полимерные микро- и нанокомпозиты, теплофизические свойства, теплообменники.

C_p – удельная массовая теплоемкость, Дж/(кг·К);
 t – температура, °С;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

ρ – плотность, кг/м³;

ω – массовая доля наполнителя, %

УНТ – углеродные нанотрубки.

Введение

Одним из новых направлений создания современного теплоэнергетического оборудования является использование микро- и нанокомпозитов различного назначения. Среди них особо выделяются полимерные композиты, обладающие целым рядом уникальных свойств [1-7].

К перспективным областям применения полимерных микро- и нанокомпозитов относится, в частности, изготовление теплообменных поверхностей, являющихся важными элементами различных теплоэнергетических установок. Использование материалов данного класса призвано обеспечивать повышение долговечности и надежности таких поверхностей, снижение их массогабаритных характеристик и пр.

Настоящая статья посвящена различным аспектам разработки микро- и нанокомпозиционных полимерных материалов, предназначенных для изготовления теплообменных поверхностей. При этом особое внимание уделяется исследованию теплофизических свойств и механизмов структурообразования данных материалов.

Постановка задачи и методика проведения исследований

К материалам для теплообменных поверхностей, как известно, предъявляется ряд требований, касающихся их теплофизических свойств, диапазона рабочих температур, технологических характеристик и пр. Что касается теплофизических свойств, то здесь, в первую очередь, речь идет о коэффициенте теплопроводности мате-

риалов. Значения последнего в целях обеспечения низкого термического сопротивления стенок теплообменников, как правило, не должны быть меньше 20 Вт/м·К.

Требования к диапазону рабочих температур данных материалов, очевидно, диктуются тепловыми режимами эксплуатации теплообменных аппаратов. Для полимерных микро- и нанокомпозигов этот диапазон, ограничивающийся температурой их размягчения, является относительно небольшим. То есть применение указанных материалов должно быть в первую очередь ориентировано на изготовления теплообменников, предназначенных для передачи низкопотенциальной теплоты, рабочая температура поверхностей которых не превышает 200 °С.

В целом ряде ситуаций требования к материалам для теплообменных поверхностей включают также их высокую коррозионную стойкость. Данные требования касаются достаточно широко применяемых теплообменников, эксплуатируемых в условиях воздействия различных агрессивных сред. Кроме того, к важным характеристикам теплообменных аппаратов относятся их массогабаритные показатели.

В рамках настоящей работы ставится задача создания полимерных микро- и нанокомпозигов, отвечающих перечисленным выше основным требованиям к теплообменным аппаратам. При этом рассматриваются возможности разработки таких композигов на основе частично-кристаллического поликарбоната с использованием в качестве наполнителя углеродных нанотрубок (УНТ) и микрочастиц алюминия. Применяемые в ходе исследований углеродные нанотрубки изготавливались методом CVD (англ. Chemical vapor deposition – химическое паровое осаждение). Содержание минеральных примесей в них составляло ~ 0,1%. Удельная площадь поверхности УНТ, определенная адсорбцией N₂, равнялась 190 м²/г. Внешний диаметр УНТ, найденный с помощью метода малоуглового рассеяния рентгеновских лучей, составлял 20 нм, длина – (1...5) мкм, толщина стенок ~ 5 нм [8,9]. 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.

С целью разработки полимерных композигов для изготовления теплообменных поверхностей был проведен комплекс экспериментальных исследований их теплофизических свойств при варьировании массовой доли наполнителя от 0,2 до 10%. Образцы для исследования готовились методом горячего прессования композиции, полученной в результате смешения в магнитной мешалке ее компонентов, находящихся в порошковом состоянии. Коэффициент теплопроводности полимерных композигов определялся с использованием прибора ИТ-λ-400 [10]. Для нахождения удельной массовой теплоемкости композигов применялся метод дифференциальной сканирующей калориметрии на установке Перкина-Элмера DSC-2 с модифицированным программным обеспечением от IFA Gmb Ulm. Плотность исследуемых материалов определялась методом гидростатического взвешивания.

Результаты исследований и их анализ

Характерные результаты экспериментальных исследований поведения коэффициента теплопроводности полимерных композигов на основе поликарбоната в зависимости от массовой доли ω наполнителей (УНТ и алюминия) представлены на рис. 1. Как видно из рис. 1,б), в случае обоих композигов наблюдается тенденция к возрастанию величины коэффициента теплопроводности λ с ростом содержания наполнителей. При этом особо обращает на себя внимание наличие эффектов резкого изменения λ при определенных значениях доли наполнителей ω . Так, для полимерного нанокомпозигов, наполненного углеродными нанотрубками, резкое изменение величины λ имеет место при массовой доле УНТ равной 0,5 и 4%. А для микрокомпозигов, наполненного алюминием, такое резкое изменение отвечает значению $\omega = 1,05$ и 4 %.

Описанная картина изменения коэффициента теплопроводности в зависимости от содержания наполнителей может интерпретироваться в рамках теории перколяции [11,12]. Согласно данной теории при моделировании наполненных полимеров принимаются следующие основные положения:

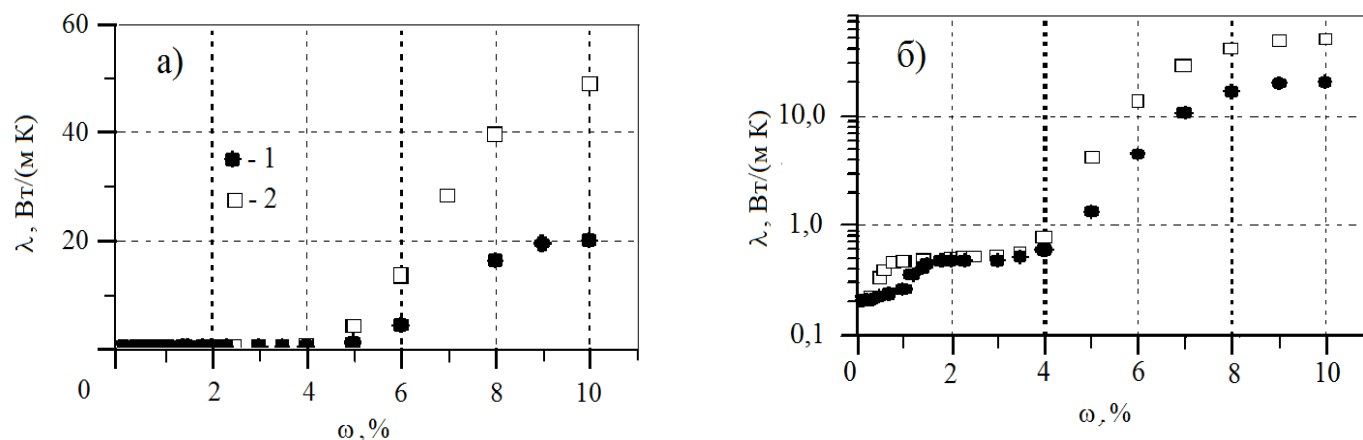


Рис. 1. Зависимость коэффициента теплопроводности полимерных композиционных материалов на основе поликарбоната от наполнителей: (а), (б) – линейная и логарифмическая шкала по оси ординат соответственно.

- наполнители в полимерном композите располагаются определенным образом, что приводит к изменению геометрической структуры полимера;
- нелинейное изменение коэффициента теплопроводности полимерных композитов (резкий скачок) происходит при определенной критической концентрации наполнителя, называемой порогом перколяции;
- порог перколяции и значения коэффициента теплопроводности композитов связаны с размером и формой частиц;
- в композите может образовываться полностью непрерывная фаза из частиц наполнителя (перколяционный кластер).

В соответствии с указанными положениями обнаруженные в эксперименте два скачка коэффициента теплопроводности на кривой $\lambda = f(\omega)$ могут быть объяснены следующим образом. При уровнях концентрации наполнителя, меньших первого порога перколяции ($\omega = 0,5$ для углеродных нанотрубок и $\omega = 1,05$ для алюминия), частички наполнителя сравнительно равномерно распределяются в полимерной матрице при отсутствии контакта между ними (см. рис. 2,а). Ввиду этого коэффициент теплопроводности композитов в данном диапазоне содержания наполнителей изменяется весьма незначительно. По достижении указанного первого порога перколяции частич-

ки наполнителя, контактируя между собой, образуют непрерывный перколяционный кластер (рис. 2,б). И поскольку в рассматриваемой ситуации значения коэффициента теплопроводности наполнителей существенно превышают соответствующие значения для полимерной матрицы, образование такого кластера приводит к резкому возрастанию коэффициента теплопроводности композита в целом. То есть перколяционные кластеры играют роль своеобразных теплопроводящих каналов, ответственных за описанный выше эффект скачкообразного повышения величины λ .

В области концентраций наполнителя, близких к первому порогу перколяции, наряду с указанными непрерывными перколяционными кластерами образуются также агрегаты частичек наполнителя (рис. 2,б). По мере повышения концентрации наполнителей количество таких агрегатов возрастает, так что при приближении ко второму перколяционному порогу они образуют так называемую перколяционную сетку (рис. 2,в). Наличие последней и обуславливает резкое повышение коэффициента теплопроводности полимерного композита.

Из данных, приведенных на рис. 1,а, следует, что применение рассматриваемого наполнителя из углеродных нанотрубок и микронаполнителя из алюминия позволяет получить полимерные композиционные материалы

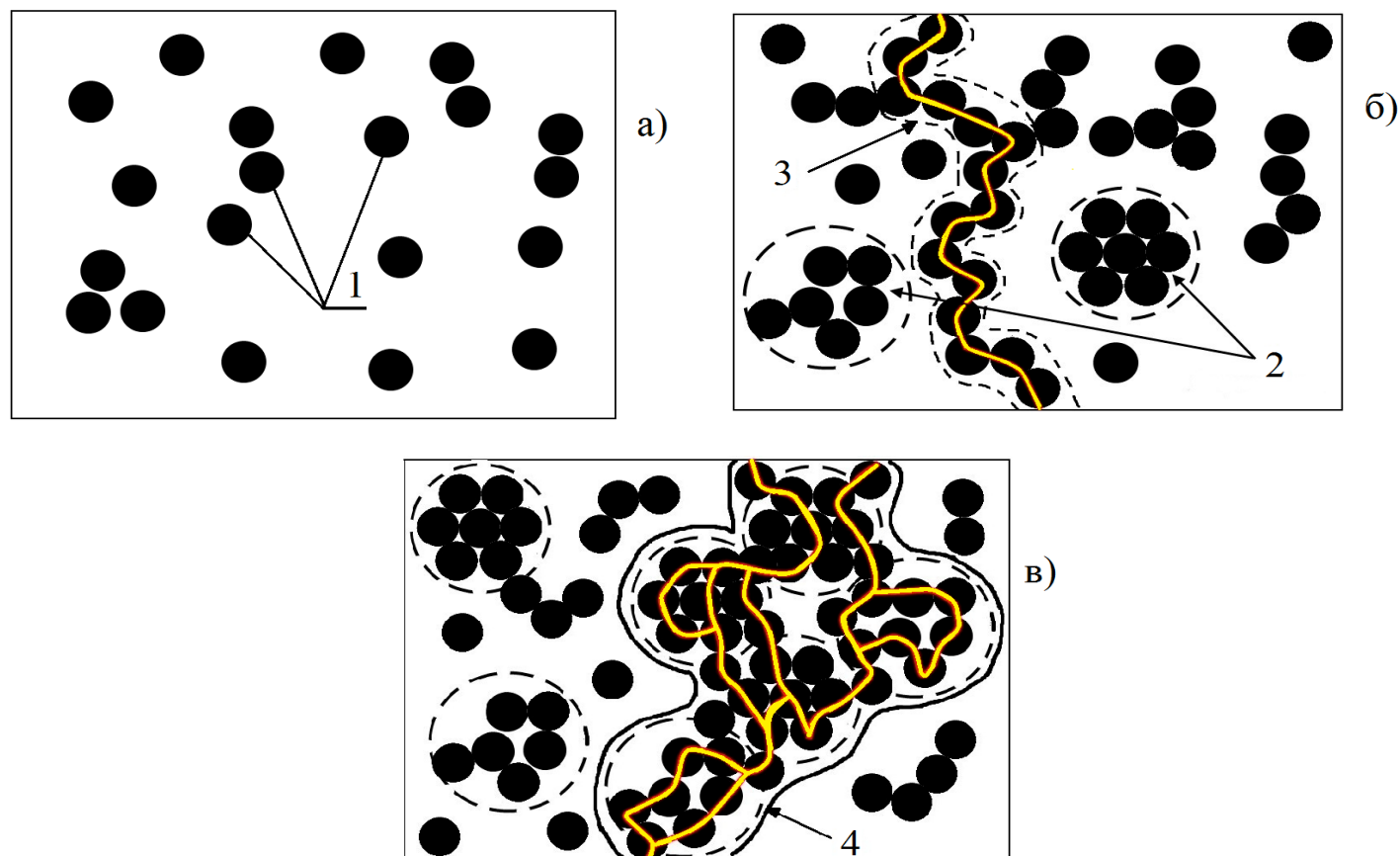


Рис. 2. Схема расположения в полимерной матрице частишек наполнителя при его различной концентрации: а) ниже первого порога перколяции; б), в) вблизи первого и второго порогов перколяции соответственно; 1 – частишки наполнителя; 2 – агрегаты; 3 – непрерывный перколяционный кластер; 4 – непрерывная перколяционная сетка.

с требуемыми для изготовления теплообменных аппаратов значениями коэффициента теплопроводности ($\lambda \geq 20$ Вт/м·К) при относительно небольшом содержании наполнителя. Так, значение $\lambda = 20$ Вт/м·К в случае наполнителя из углеродистых нанотрубок достигается при их содержании равном 6,44 %, а для наполнителя из алюминия – примерно 10 %.

Важно подчеркнуть, что в ситуациях, когда не используются нано- и микронаполнители, соответствующие полимерные композиты должны содержать существенно большее количество наполнителя.

На рис. 3 представлены результаты экспериментальных исследований по определению температурной зависимости удельной теплоемкости получаемых полимерных нано- и микрокомпозитов при различном содержании на-

полнителей. Согласно полученным данным с ростом содержания наполнителей наблюдается некоторое снижение величины теплоемкости во всем рассматриваемом диапазоне температур.

Как видно из рис. 3, кривые $C_p = f(t)$ содержат ярко выраженные максимумы, отвечающие температуре плавления композита. Последняя, согласно представленным данным, не существенно изменяется с ростом содержания наполнителей и составляет примерно 220 °С. Таким образом, созданные полимерные нано- и микрокомпозиты удовлетворяют требованиям к материалам для изготовления теплообменников, предназначенных для передачи низкопотенциальной теплоты.

Таблицы 1, 2 иллюстрируют результаты исследований плотности рассматриваемых по-

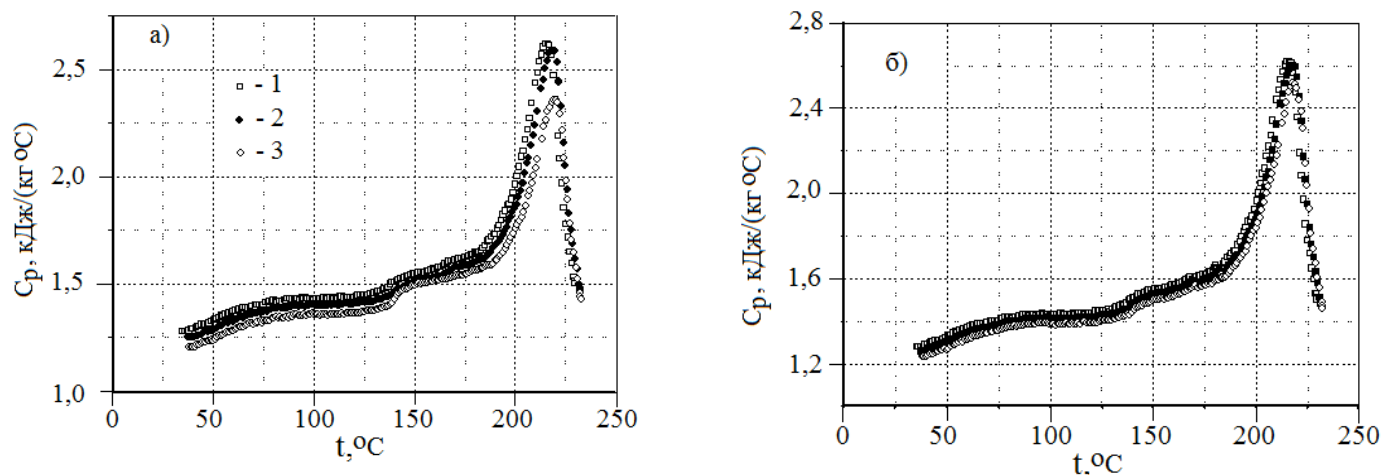


Рис. 3. Температурная зависимость удельной теплоемкости полимерных композиционных материалов на основе поликарбоната, наполненных углеродными нанотрубками (а) и частичками алюминия (б) при различном содержании наполнителей: 1 – 0%; 2 – 4 %; 3 – 10%.

Табл. 1. Значения плотности ρ , (кг/м³) полимерного композита на основе поликарбоната, наполненного алюминием, при его различном содержании ω для разных температур

ω , %	t , °C								
	20 °C	40 °C	80 °C	100 °C	140 °C	180 °C	200 °C	220 °C	240 °C
0	1220	1220	1210	1200	1150	1020	920	870	840
4	1230	1220	1220	1200	1170	1080	1000	890	850
10	1250	1250	1240	1220	1190	1110	1030	920	880

Табл. 2. Значения плотности ρ , (кг/м³) полимерного композита на основе поликарбоната, наполненного углеродными нанотрубками при их различном содержании ω для разных температур

ω , %	t , °C								
	20 °C	40 °C	80 °C	100 °C	140 °C	180 °C	200 °C	220 °C	240 °C
0	1220	1220	1210	1200	1150	1020	920	870	840
4	1220	1210	1210	1190	1160	1050	940	880	850
10	1230	1230	1220	1220	1200	1080	1010	900	870

лимерных композитов в зависимости от температуры. Согласно полученным данным плотность композитов несущественно отличается от плотности полимерной матрицы во всем исследуемом температурном диапазоне. Важно подчеркнуть, что плотность получаемых композитов является весьма низкой и изменяется в пределах 1220...840 кг/м³. Таким образом, материалоемкость теплообменников, изготовленных из рассматриваемых полимерных

микро- и нанокомпозитов, оказывается ниже идентичных по размерам и конфигурации теплообменников из нержавеющей стали в 6...8 раз.

Относительно указанного выше требования к материалам для теплообменников, работающих в условиях воздействия агрессивных сред, в части их повышенной коррозионной стойкости, то созданные микро- и нанокомпозиты вполне удовлетворяют данному требованию.

Это, как очевидно, обусловлено как уникальными антикоррозионными свойствами полимерной матрицы, так и весьма высокой стойкостью к коррозии рассматриваемых наполнителей.

Выводы

1. Выполнен комплекс экспериментальных исследований по разработке полимерных микро- и нанокомпозитов на основе поликарбоната, наполненного микрочастицами алюминия и углеродными нанотрубками. Показана перспективность применения данных композитов для изготовления теплообменных поверхностей различного назначения, ориентированных на передачу теплоты низкого потенциала и эксплуатацию в агрессивных средах. Отмечается, что предлагаемые композиты, обладая близкими теплопроводящими свойствами к традиционным аналогам – коррозионностойким сталям, превосходят их по таким характеристикам, как ресурс соответствующего оборудования, массогабаритные показатели и пр.

2. Получены экспериментальные зависимости коэффициента теплопроводности λ исследуемых композитов от массовой доли ω наполнителя ($0,2 \leq \omega \leq 10\%$). Обнаружен эффект резкого изменения коэффициента теплопроводности материалов при определенных критических значениях содержания наполнителя. Дана интерпретация этого эффекта на основе теории перколяции. При этом скачок λ , отвечающий относительно низкой доле наполнителя, объясняется образованием непрерывного перколяционного кластера из частиц наполнителя, скачок, соответствующий его более высокой доле, – формированием перколяционной сетки таких частиц. Установлена возможность получения микро- и нанокомпозитов с относительно высокими теплоизоляционными свойствами при сравнительно небольшом содержании наполнителей (до 10 %).

3. Для разработанных полимерных композитов на основе поликарбоната исследованы закономерности изменения их удельной теплоемкости от температуры. Показано, что с рос-

том содержания наполнителей наблюдается некоторое снижение величины теплоемкости во всем рассматриваемом диапазоне температур. Установлено также, что температура плавления композитов несущественно зависит от содержания наполнителей и составляет примерно 220 °С. Выполнены исследования по определению температурной зависимости плотности разрабатываемых полимерных композитов. Установлен факт незначительного повышения их плотности с увеличением доли наполнителей.

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 silica-coated multi-walled 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. *Electrical and Thermal Conductivity and Tensile and Flexural Properties of Carbon Nanotube/Polycarbonate Resins* / Julia A. King, Michael D. Via, Jeffrey A. Caspary, Mary M. Jubinski, Ibrahim Miskioglu, Owen P. Mills, Gregg R. Bogucki // Journal of Applied Polymer Science. – 2010. – Vol. 118. – P. 2512-2520.
4. *Electrical and Thermal Conductivity and Tensile and Flexural Properties: Comparison of Carbon Black/Polycarbonate and Carbon Nanotube/Polycarbonate Resins* / Julia A. King, Michael D. Via, Michelle E. King, Ibrahim Miskioglu, Gregg R. Bogucki // Journal of Applied Polymer Science. – 2011. – Vol. 121. – P. 2273-2281.
5. *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.
6. *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.

7. *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.

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

9. Структура многослойных углеродных нанотрубок, полученных каталитическим раз-

ложением 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.

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

11. Zallen R. *Physics of Non-crystal Solid*. – Beijing: Peking University Press, 1988. – 232 p.

12. Stauffer D., Aharony A. *Introduction to percolation theory*. – London: Taylor and Francis, 1994. – 318 p.

THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF POLYMER MICRO- AND NANOCOMPOSITES BASED ON POLYCARBONATE

Dolinskiy A.A.¹, Fialko N.M.¹, Dinzhos R.V.²,
Navrodskaia R.A.¹

¹ Institute of Engineering Thermophysics
of the National Academy of Sciences of Ukraine,
vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680, Ukraine

² Nikolaev National University. named after
V.A. Sukhomlinskiy vul. Nikolska, 24, Nikolaev,
540030, Ukraine

The results of experimental studies by the performed complex of thermophysical characteristics of created polymeric micro- and polycarbonate-

based nanocomposites, which comprise from 0.2 to 10% carbon nanotubes and microparticles of aluminum are presented. The observed effects of sharp change of the thermal conductivity coefficient of materials at certain critical values of the filler content are analysed. Materials on the interpretation of the data based on the percolation theory are submitted. The results of studies of the temperature dependence of the specific heat and density of developed polymer micro and nanocomposites at different filler content are submitted. The possibilities of using of offered composites for the production of heat exchangers, focused on low-grade heat transfer and operating in hostile environments are previewed. References 12, figures 3.

Key words: polymer micro- and nanocomposites, thermal properties, heat exchangers.

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 silica-coated multi-walled 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. *Electrical and Thermal Conductivity and Tensile and Flexural Properties of Carbon Nanotube/Polycarbonate Resins* / Julia A. King, Michael D. Via, Jeffrey A. Caspary, Mary M. Jubinski, Ibrahim Miskioglu, Owen P. Mills, Gregg R. Bogucki // *Journal of Applied Polymer Science.* – 2010. – Vol. 118. – P. 2512-2520.
4. *Electrical and Thermal Conductivity and Tensile and Flexural Properties: Comparison of Carbon Black/Polycarbonate and Carbon Nanotube/Polycarbonate Resins* / Julia A. King, Michael D. Via, Michelle E. King, Ibrahim Miskioglu, Gregg R. Bogucki // *Journal of Applied Polymer Science.* – 2011. – Vol. 121. – P. 2273-2281.
5. *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.
6. *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.
7. *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.
8. *Malezhik A.V., Sementsov Y.I., Yanchenko V.V.* Synthesis of carbon nanotubes by catalytic decomposition method// *Journal of Applied Chemistry.* – 2005. – V.78. – P. 938-943.
9. *The structure of multilayer carbon nanotubes* produced by catalytic decomposition of ethylene on nickel nanoparticles / N.V. Lemesh, E.A. Lysenkov, Y.P. Gomza et al. // *Ukrainian Chemical Journal.* – 2010. – V. 76, №5. – P. 29-36.
10. *Giovanni A.L.* A Steady-State Apparatus to Measure the Thermal Conductivity of Solids // *Int. J. Thermophys.* – 2008. – Vol. 29. – P. 664–677.
11. *Zallen R.* Physics of Non-crystal Solid. – Beijing: Peking University Press, 1988. – 232 p.
12. *Stauffer D., Aharony A.* Introduction to percolation theory. – London: Taylor and Francis, 1994.– 318 p.

Получено 05.02.2015

Received 05.02.2015

УДК 621.311

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ТУРБУЛЕНТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕТРОВОГО ПОТОКА В АНТРОПОГЕННОЙ СРЕДЕ

Новиков В.Г., канд. техн. наук.

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

Наведено результати чисельного моделювання процесів переносу при взаємодії вітрового потоку у приземному шарі атмосфери з будівлями і спорудами, компактно розташованими в межах міської забудови. У цільовій області розраховані тривимірні поля швидкості вітру, питомої потужності вітрового потоку та його турбулентні характеристики з метою визначення місць найбільш доцільного розташування вітрових енергетичних установок для електропостачання експериментального будинку пасивного типу.

Приведены результаты численного моделирования процессов переноса при взаимодействии ветрового потока в приземном слое атмосферы со зданиями и сооружениями, компактно расположенными в пределах городской застройки. В целевой области рассчитаны трехмерные поля скорости ветра, удельной мощности ветрового потока и его турбулентных характеристик с целью определения мест наиболее целесообразного расположения ветровых энергетических установок для электроснабжения экспериментального дома пассивного типа.

Presented the results of numerical modeling of transport processes in the interaction of wind flow in the surface layer of the atmosphere with the buildings and structures located within the compact urban development. In the target area calculated three-dimensional velocity field of wind power density of the wind flow and turbulence characteristics in order to determine the most appropriate places of location of wind power installations for power supply pilot house passive type.

Библ. 19, табл. 1, рис. 8.

Ключевые слова: ветровой поток, пограничный слой атмосферы, CFD-модель, модель турбулентности, трехмерные поля.

K_v – коэффициент скорости;
 P_v – удельная мощность ветрового потока;
 TKE – нормализованная кинетическая энергия турбулентности;
 I_t – интенсивность турбулентности;
 U – локальная скорость ветрового потока;
 U_{in} – скорость ветра на входе в область решения;
 k – кинетическая энергия турбулентности;
 ρ – плотность воздуха;
 C_p – коэффициент мощности ветровой турбины;
 A_t – ометаемая площадь ветроколеса;
 $P_{ср}$ – средняя мощность на выходе ветряной турбины;
 $E_{год}$ – годовая выработка энергии;
 z_f – высота флюгера;

x_i – прямоугольные координаты;
 u_i – составляющие вектора скорости;
 μ – молекулярная вязкость воздуха;
 μ_t – турбулентная вязкость потока;
 ε – диссипации кинетической энергии турбулентности;
 G_k – генератор кинетической энергии турбулентности;
 $C_\mu, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$ – постоянные стандартной k- ε модели турбулентности;
 k_s – песочная шероховатость;
 z_0 – аэродинамическая шероховатость земной поверхности;
 κ – постоянная Кармана;
 u_f – скорость трения.

Анализ известных литературных источников, посвященных исследованиям ветрового потенциала в приземном слое атмосферы как возобновляемого энергетического источника, показал, что в настоящее время развитие ветроэнергетики пошло в двух направлениях. Первое

направление заключается в создании мощных ветровых электрических станций на шельфе или внутри материков вдали от всякого рода построек [1-4], и второе направление заключается в интеграции ветровых энергетических установок в зоны архитектурных застроек вблизи по-

требителей, между зданиями и сооружениями или непосредственно на них [5-10]. Оба направления важны и имеют свои преимущества и недостатки. В частности, мощные ветровые электростанции, расположенные вдали от потребителей, требуют дополнительных капиталовложений для создания инженерных сетей по доставке электроэнергии потребителю, которые обуславливают достаточно большие потери мощности при передаче и распределении энергии [8].

Интеграция ветровых турбин в архитектурные зоны предполагает решение трех основных научно-исследовательских задач [6,8]. Первая задача связана с оценкой энергетического потенциала ветрового потока в архитектурной среде. Вторая – связана с типами ветровых турбин, предназначенных для использования в пределах городских элементов на улицах, мостах, шоссе или в других относительно открытых пространствах. Третья задача состоит в оценке экологической и социально-экономической целесообразности интеграции ветровых турбин в архитектурной среде.

Таким образом, как в случае создания крупных ветровых электростанций, так и в случае установки ветровой турбины в зоне городской застройки перед финансированием ветровых энергетических проектов, инвесторы прежде всего нуждаются в точных оценках ветровых ресурсов, чтобы в свою очередь оценить потенциальную выработку электроэнергии и рассчитать отдачу от своих инвестиций. На современном этапе наиболее точную оценку энергетического потенциала ветра и, соответственно, объемы производства электроэнергии ветровой турбиной можно произвести посредством CFD-моделирования.

В связи с этим, основная цель настоящего исследования заключается в оценке посредством CFD-моделирования энергетического потенциала ветра и турбулентных характеристик ветрового потока в пределах городской застройки для определения наиболее оптимального места расположения ветровой энергетической установки, необходимой для электроснабжения дома пассивного типа. В данном случае целевым объектом исследования являлся комплекс зданий и сооружений ИТТФ НАН Украины, расположенных

по адресу г. Киев, ул. Академика Булаховского, 2.

К настоящему времени сложился определенный алгоритм решения задач оценки энергетического потенциала ветра для нужд ветроэнергетики [11]:

- Получение и обработка ветровой статистики целевого района.
- Оценка характеристик ветрового потока с использованием CFD-моделирования.
- Выбор конструкции и мощности ветровых турбин по данным моделирования.

Физическая постановка задачи

При оценке характеристик ветрового потока с точки зрения его потенциала для ветровых энергетических установок, прежде всего, оценивают скоростные (1,2) и турбулентные (3,4) характеристики ветра [12,13]

– коэффициент скорости

$$K_v = \frac{U - U_{in}}{U_{in}}; \quad (1)$$

– удельная мощность ветрового потока

$$P_v = \frac{\rho U^3}{2}; \quad (2)$$

– нормализованная кинетическая энергия турбулентности

$$TKE = \frac{k}{U_{in}^2}; \quad (3)$$

– интенсивность турбулентности

$$I_t = \frac{\sqrt{2k/3}}{U}, \quad (4)$$

где U – локальная скорость ветрового потока, м/с; U_{in} – скорость ветра на входе в область решения, м/с; k – кинетическая энергия турбулентности м²/с²; ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Скорость ветра необходима для расчета механической мощности на оси ротора ветровой турбины с целью выбора типа и мощности ветроустановки [13]:

$$P = C_p A_t \rho U^3 / 2,$$

при этом годовая выработка энергии $E_{год}$ может быть рассчитана по формуле:

$$E_{\text{год}} = \frac{P_{\text{ср}} \cdot 8760(\text{ч} \cdot \text{год})}{1000},$$

где C_p – коэффициент мощности ветровой турбины; A_t – ометаемая площадь ветроколеса; $P_{\text{ср}}$ – средняя мощность на выходе ветряной турбины.

Локальные значения турбулентных характеристик воздушного потока (3,4) на месте монтажа ветровой турбины не менее важны, чем его скоростные характеристики. Повышенная турбулентность уменьшает возможность эффективного использования энергии ветра. Она также является причиной ускоренного износа ветроагрегатов, и в связи с этим, турбулентность, образующуюся над поверхностью земли, учитывают при расчетах высоты турбинной башни с целью ослабления её влияния.

Оценить приведенные выше величины возможно посредством численного моделирования процессов переноса при взаимодействии ветрового потока в приземном слое атмосферы со зданиями и сооружениями компактно расположенными в пределах городской застройки.

При решении данной задачи предполагается, что воздух – несжимаемая среда, воздушный поток – турбулентный, а воздействие сил Кориолиса пренебрежимо мало по сравнению с силами трения воздуха о подстилающую поверхность. Также, как и при построении большинства моделей динамики воздушных потоков в пределах атмосферного пограничного слоя [14, 15], в настоящей работе принимается нейтральная стратификация атмосферы над рассматриваемой местностью, что позволяет не учитывать теплообмен между воздухом и подстилающей земной поверхностью.

Ветровая статистика

Исходные данные о средней скорости и направлении ветра в районе исследования соответствуют данным метеорологической станции аэропорта «Жуляны», г. Киев. Измерения скорости и направления ветра проводились в течение 2-х лет с интервалом осреднения 3 часа. Дальнейшая обработка указанных данных по-

зволила построить соответствующую розу ветров (рис. 1) и определить среднюю скорость ветра по 8 румбам на высоте флюгера $z_f = 10$ м.

Как видно из приведенных данных (табл. 1) в районе исследования преобладают Западный и Юго-Западный ветер.

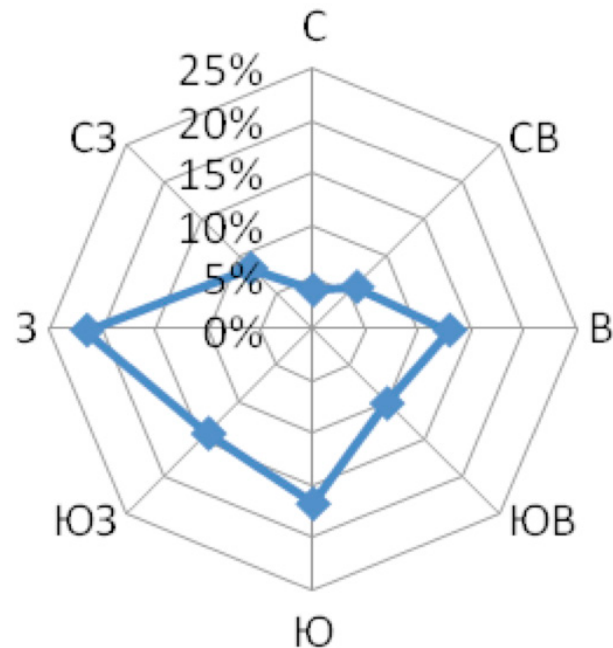


Рис. 1. Роза ветров в районе исследования.

Математическая модель

Воздушные потоки в приземном слое атмосферы традиционно моделируются посредством численного решения системы уравнений переноса импульса турбулентным ветровым потоком, которая замыкается двумя дополнительными уравнениями для кинетической энергии турбулентности (5, а) и диссипации кинетической энергии турбулентности (5, б):

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon, \quad (5, \text{а})$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}, \quad (5, \text{б})$$

где G_k – генератор кинетической энергии турбулентности, μ_t – турбулентная вязкость потока,

Табл. 1. Направление и средняя скорость ветра

Румб	С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ
Роза ветров 2007 – 2008 гг.	4 %	6 %	13 %	10 %	17 %	14 %	21 %	8 %
Средняя скорость ветра, м/сек	3,4	3,9	3,4	3,0	3,4	3,2	5,0	4,7

которая рассчитывается по формуле:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (6)$$

где C_μ , $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, σ_k , σ_ε – постоянные стандартной k - ε модели турбулентности, значения которых были предложены Panofsky & Dutton в 1984 г. для CFD-моделирования ветровых потоков в приземном слое атмосферы над сложной пересеченной местностью [12]:

$$C_\mu = 0,033, C_{1\varepsilon} = 1,176, C_{2\varepsilon} = 1,92, \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1,3. \quad (7)$$

Выбор модели турбулентности обусловлен результатами исследовательских работ [3, 12], в которых была проведена оценка различных моделей турбулентности с точки зрения их пригодности для численного моделирования процессов переноса в воздушном потоке формирующимся в приземном слое атмосферы. Было отмечено, что при достаточно высокой точности стандартная k - ε модель позволяет быстрее получить численное решение по сравнению со многими другими моделями турбулентности, и таким образом находит широкое распространение в инженерных приложениях [3].

Численное моделирование ветрового потока в приземном слое атмосферы

Численное интегрирование системы дифференциальных уравнений, динамики вязкой жидкости реализуется в известных CFD-пакетах, таких как ANSYS Fluent, ANSYSCFX, Star CCM, PHOENICS, Open Form и другие. В последние десятилетия эти пакеты стали широко использоваться для моделирования процессов переноса при движении воздуха в атмосферном пограничном слое.

За время использования средств вычислительной гидродинамики для целей моделирования ветровых потоков над поверхностью

Земли были выработаны определенные алгоритмы построения CFD-моделей и соответствующие требования к ним [5,16], позволяющие достаточно точно моделировать течение воздуха в приземном слое атмосферы.

При построении CFD-модели движения воздуха в приземном слое атмосферы одновременно должны быть выполнены четыре условия [5, 4]:

1. Достаточно высокое разрешение расчетной сетки в вертикальном направлении, вблизи земной поверхности.

2. Горизонтальная однородность ветрового потока в области решения.

3. Расстояние z_p между центрами, прилегающего к поверхности земли первого слоя ячеек и самой поверхностью, должно быть больше, чем высота физической (или геометрической) песочной k_s шероховатости, которая учитывается в CFD-пакетах ($z_p > k_s$).

4. Учет соотношения между физической высотой шероховатости k_s в CFD-пакетах и эффективной (аэродинамической) шероховатостью земной поверхности z_0 , от которой зависит профиль скорости ветра в приземном слое атмосферы.

Область решения и сеточная модель

Область решения CFD-модели по оценке ветрового потенциала в зоне компактно расположенных зданий и сооружений ИТТФ НАН Украины (рис. 2) построена в соответствии с рекомендациями [5]. Так, плоскость входа в область решения должна отстоять от первых целевых сооружений на расстояние 5...6 высот наибольшего здания, плоскость выхода – на 7...9 (до 15) высот, верхняя граница может достигать до 4...5 высот.

Здания и сооружения моделируются прямоугольниками, сохраняющими основные геометрические размеры и конфигурацию зданий:

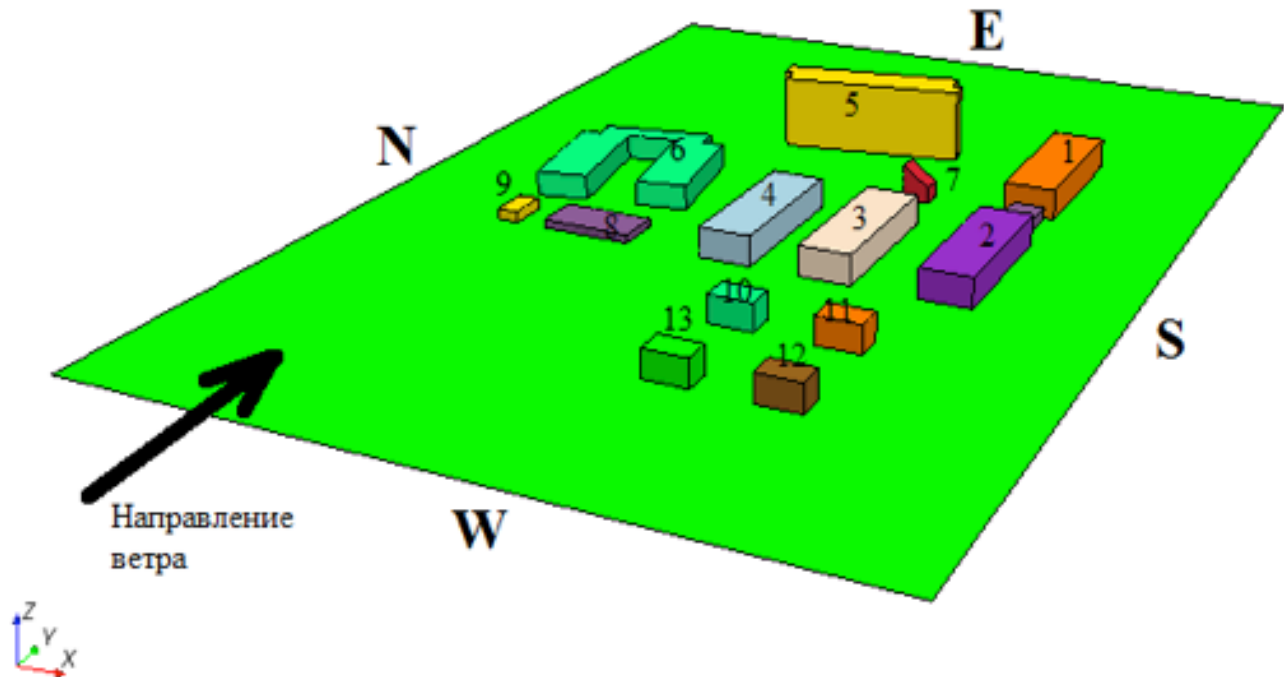


Рис. 2. Геометрическая модель комплекса зданий ИТТФ НАН Украины по ул. Академика Булаховского.

- 1 – 4 лабораторные корпуса (20×60×11 м);
 5 – административный корпус (71×17×29 м).
 6 – опытное производство – здание сложной конфигурации, в плане занимает квадрат 60×60 м, высота здания 9 м, расстояние между цехами 20 м;
 7 – опытный дом пассивного типа (10×8×13 м);
 8 – гараж (35×17×3 м);
 9 – трансформаторная подстанция (8×15×4 м);
 10 – 13 – помещения специального назначения. (11×20×10).

Размеры области решения $x = 295$ м, $y = 420$ м, $z = 70$ м.

При построении сеточной модели учитывалась мощность современных компьютеров и достаточно универсальные сеткопостроители в CFD-пакетах, которые позволяют создавать сеточные модели практически любой сложности с высокой разрешающей способностью. Для целей настоящего моделирования в области решения задачи построена тетраэдральная сетка с призматическим слоем у поверхностей, фрагмент которой приведен на рис. 3. Количество ячеек в сетке составляет величину порядка 6 млн. (5 968 тыс.).

Начальные и граничные условия

Движение воздушного потока в области решения задачи определяются условиями на границах области. Ниже приводятся граничные условия, используемые в настоящей модели.

Условия на входе в область решения

На входе в область решения (западная граница модели, рис. 2) задавались профиль скорости и параметры турбулентности полностью развитого турбулентного горизонтально однородного ветрового потока, сформулированные Ричардом и Хоксни [17]:

- изменение средней скорости ветра по высоте;

$$U(z) = \frac{u_f}{\kappa} * \ln \left(\frac{z+z_0}{z_0} \right); \quad (8)$$

- значение кинетической энергии турбулентности (КЭТ);

$$k(z) = u_f^2 / \sqrt{C_\mu}; \quad (9)$$

- значение диссипации кинетической энергии турбулентности.

$$\varepsilon(z) = \frac{u_f^3}{\kappa} (z + z_0)^{-1}. \quad (10)$$

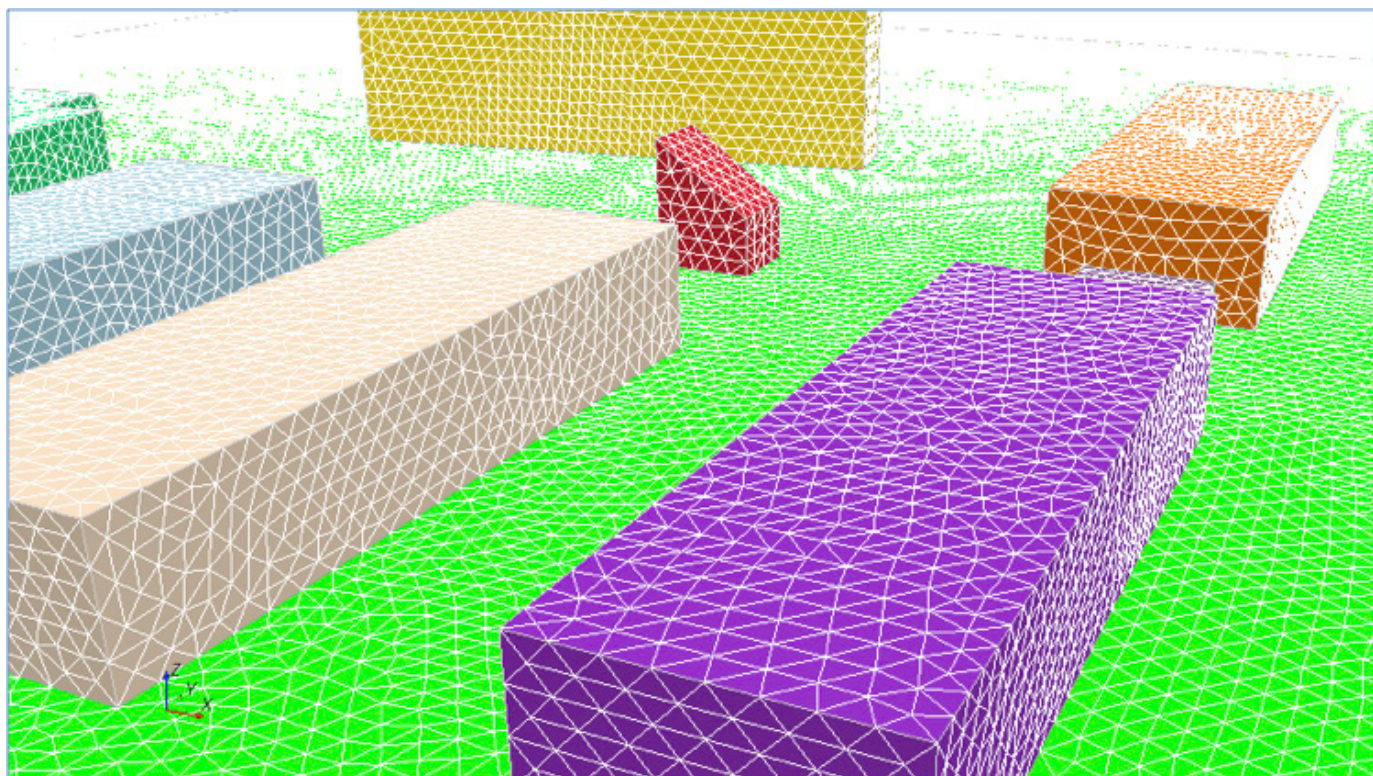


Рис. 3. Фрагмент расчетной сетки модели.

В формулах (8 –10) $\kappa = 0,41$ – постоянная Кармана, u_f – скорость трения; z_0 – так называемый параметр аэродинамической шероховатости, или высота, на которой $U = 0$. Значение z_0 зависит от типа подстилающей поверхности [15].

Верхняя и боковые границы области решения задавались как плоскости симметрии, что позволяет исключить градиенты скорости ветра на этих границах и, соответственно их влияние на целевой участок модели.

Нижняя граница области решения моделировалась как непроницаемая шероховатая стенка. Для поверхности Земли использовалась стандартная функция стенки с модификацией песочной k_s -шероховатостью [18]. Песочная k_s -шероховатость и постоянная шероховатости C_s согласовывались с аэродинамическим коэффициентом шероховатости z_0 в соответствии с известным соотношением [16]

$$k_s = \frac{Ez_0}{C_s}. \quad (11)$$

В настоящей модели выбраны значения $z_0 = 1$ м, $k_s = 1,4$ м и $CS = 7$, $E = 9$. На поверхностях стен зданий и сооружений также использовалась стандартная функция стенки, но с нулевой высотой песочной k_s -шероховатостью.

Условия на выходе из области решения

На выходе из области решения задавалось условие известного атмосферного давления $P = 101325$ Па, а для возвратного течения задавались параметры турбулентности в соответствии с формулами (9,10).

Результаты расчетов

В результате испытания численной модели взаимодействия ветрового потока в приземном слое атмосферы с комплексом зданий и сооружений, относительно компактно расположенных в пределах городской застройки, получены поля скоростей, давлений, энергетические характеристики ветра и другие параметры ветрового потока. Ниже приводятся основные результаты моделирования для западного направления ветра, средняя скорость которого

на высоте флюгера составляет 5 м/с табл. 1. Западное направление ветра выбрано как наиболее вероятное направление согласно ветровой статистики (рис. 1).

На рис. 4 для плоских сечений области решения модели на высоте 10, 20, и 30 метров представлены поля значений безразмерного коэффициента скорости ветра K_v (1), который характеризует относительное увеличение (уменьшение) скорости ветра по сравнению со скоростью невозмущенного потока на входе в область решения.

Как видно из приведенных рисунков, уже на высоте 30 м при западном ветре большая часть целевой области находится в зоне практически невозмущенного ветрового потока, т.е. влияние зданий и сооружений, расположенных на поверхности Земли, минимально. Целевая высота 30 м выбрана не случайно. В соответствии с украинским законодательством, строения не выше 30 м не требуют дополнительных разрешительных документов, и именно такой высоты планируется башня ветровой турбины. В связи с этим результаты энергетических и турбулентных характеристик ветрового потока для целей выбора места монтажа ветровой энергетической установки приводятся именно для этой высоты.

На рис. 5 приведена схема наиболее вероятных мест расположения ветровой турбины.

Учитывая расположение дома пассивного типа рис. 5, целесообразно рассмотреть энергетические и турбулентные характеристики ветра на высоте 30 м вдоль линий А-А, В-В и С-С.

На рис. 6 – 8 приведены графики изменения удельной мощности ветрового потока (2), нормализованной кинетической энергии турбулентности (3) и интенсивности турбулентности вдоль линий А-А, В-В и С-С.

Как свидетельствуют графики на рис. 6 – 8, удельная мощность ветрового потока и его турбулентные характеристики имеют практически одинаковые значения, начиная от входного сечения области решения и до корпуса № 2 по трем указанным на рис. 5 возможным линиям размещения установки. Более того, турбулентные и энергетические характеристики ветра в рассматриваемой области практически совпадают с соответствующими показателями невозмущенного ветрового потока, что является наиболее благоприятным фактором для ветровой энергетической установки. В частности, среднее значение нормализованной кинетической энергии турбулентности невозмущенного потока на высоте 30 м составляет величину $TKE_{cp} = 0,07854$.

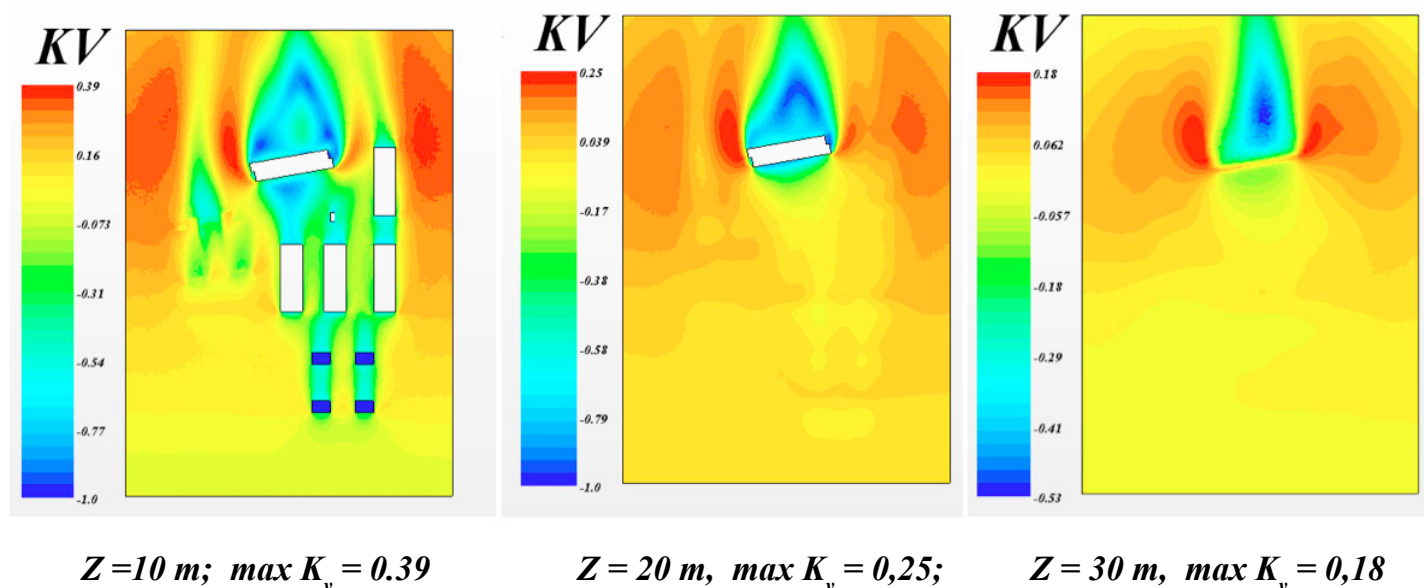


Рис. 4. Поле скоростей.

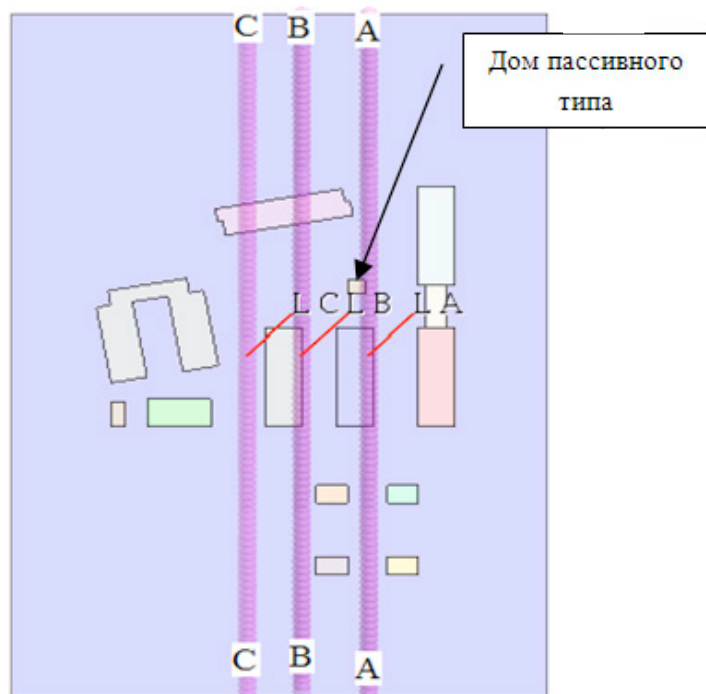


Рис. 5. Схема оценки ветровых показателей.

По мере приближения ветра к корпусу № 5 начинают резко возрастать турбулентные характеристики потока и падать его энергетические показатели. Это еще раз подтверждает отрицательное влияние турбулентности на работу традиционных ветровых турбин и нежелательность их установки в зонах повышенной турбулентности. Если же речь идет о специальных конструкциях ветроагрегатов, предназначенных для интеграции в городскую застройку [19], например с вертикальным расположением ротора турбины, то наиболее удачным местом его размещения будет место в районе северного торца корпуса № 5, на высоте до 20 м, рис. 4.

Заключение и выводы

Ветровые потоки вблизи зданий и сооружений значительно отличаются от общей ветровой обстановки в регионе. Атмосферный слой деформируется, турбулентность ветрового потока увеличивается, появляются отрывы, застойные зоны и т.д. В то же самое время устойчивая работа ветровых турбин требует однородного потока с умеренной турбулентно-

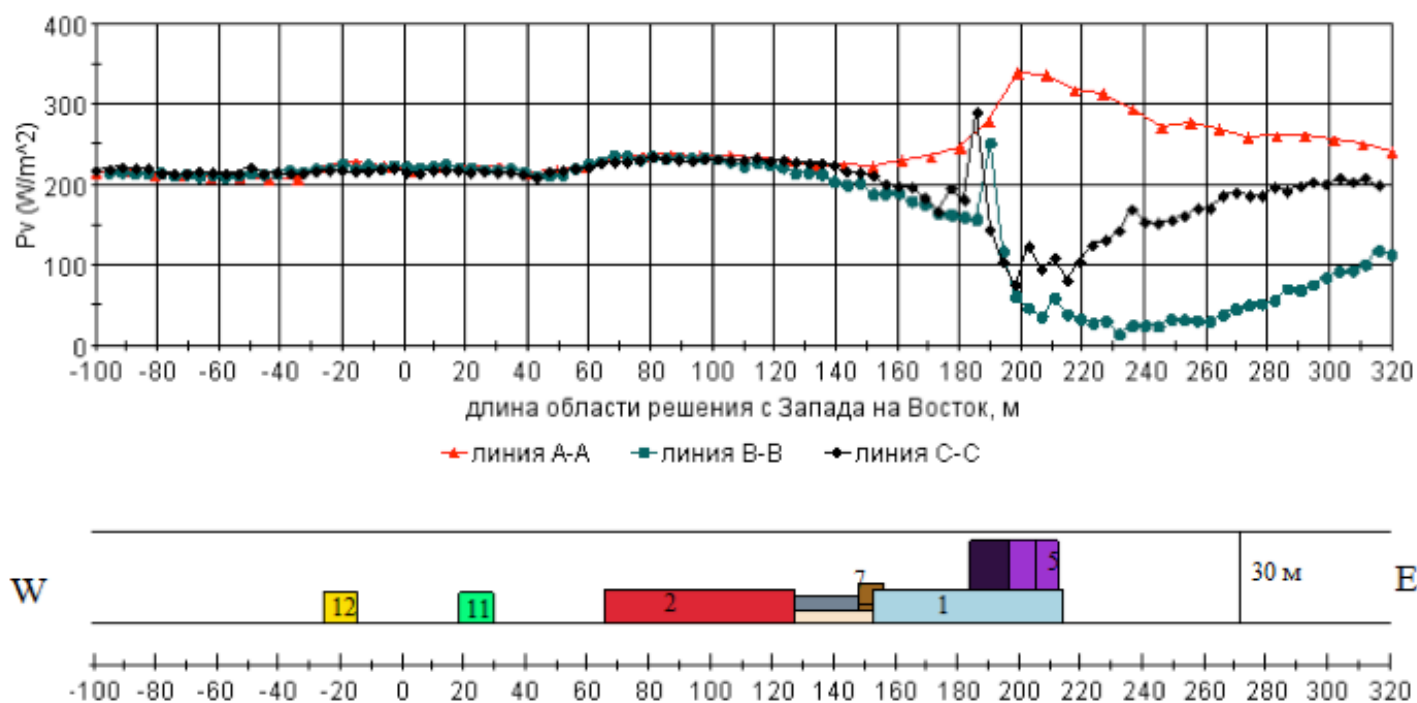


Рис. 6. Удельная мощность ветрового потока.

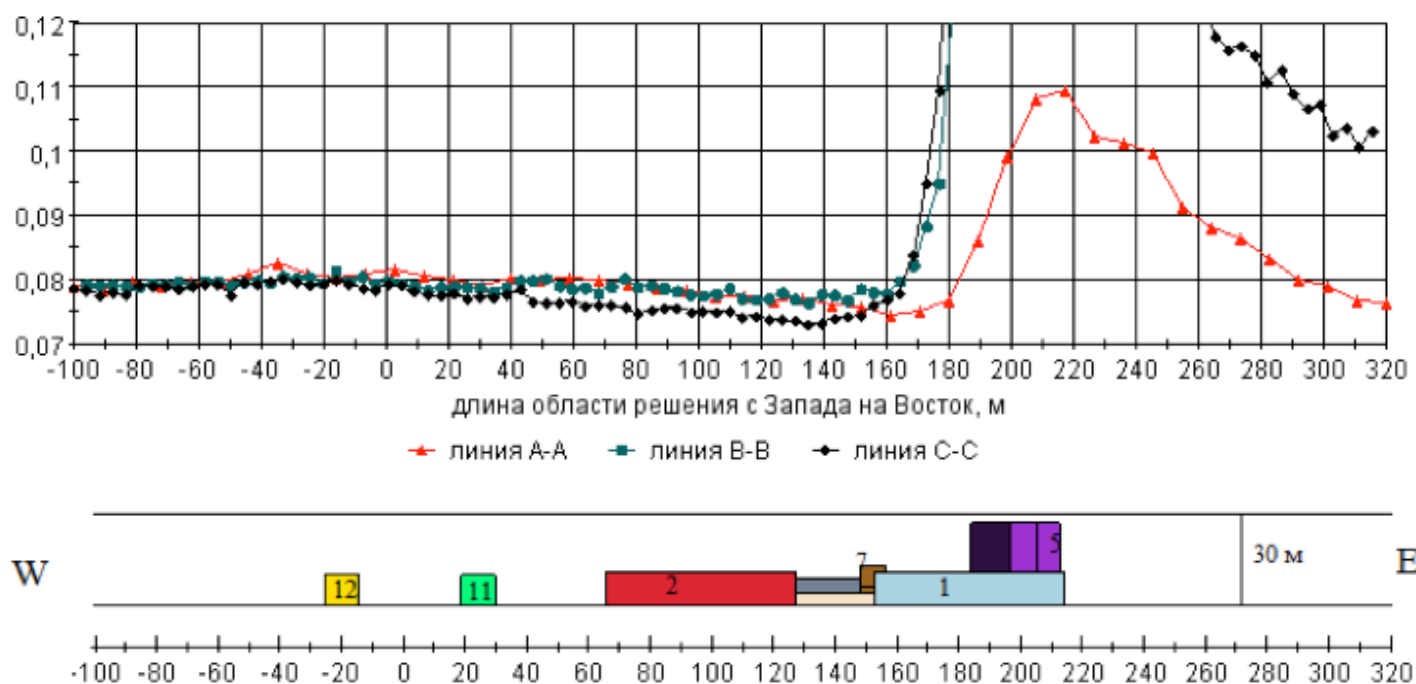


Рис. 7. Нормализованная кинетическая энергия турбулентности.

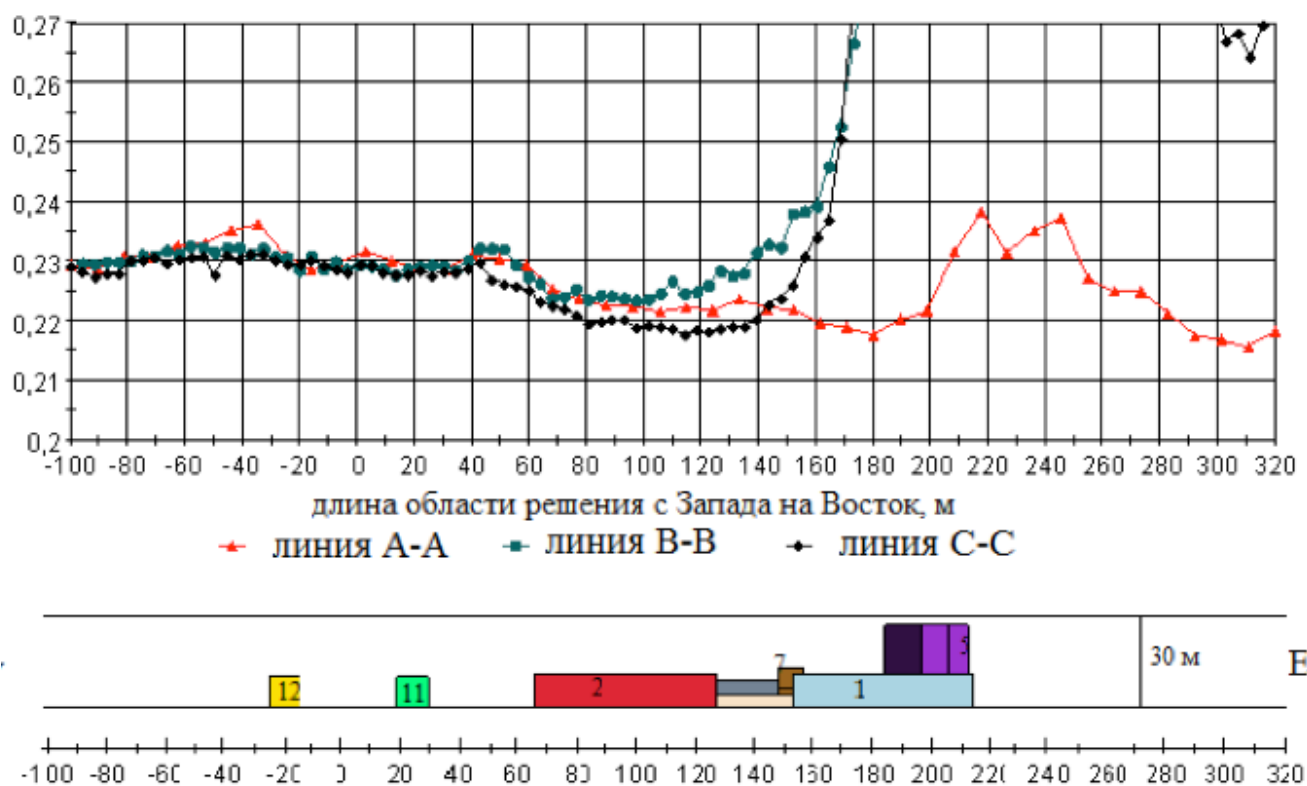


Рис. 8. Интенсивность турбулентности.

стью. Поэтому исследования гидродинамики воздушного потока в локальных застроенных зонах для целей интеграции ветровых установок имеют решающее значение. В связи с этим

была создана CFD-модель процессов переноса при взаимодействии ветрового потока в приземном слое атмосферы с комплексом зданий и сооружений ИТТФ НАН Украины.

В результате численных исследований получены трехмерные поля скоростей, удельной мощности ветра и его турбулентные характеристики в исследуемой области. Эти данные позволили провести анализ ветровых условий в рассматриваемой области и выбрать наиболее удачное место для расположения классической ветровой турбины, по оптимальному соотношению высокой скорости ветра с минимальными характеристиками турбулентности потока – вдоль линий AA, BB, CC до корпуса № 2 рис. 6 – 8.

Численное моделирование ветрового потока в рассматриваемой местности также указало на места возможного расположения ветровых турбин специальных конструкций, рассчитанных для работы в зонах застройки, здания и сооружения которой рассматриваются как концентраторы ветровой энергии. В таких зонах скорость ветра и соответственно его энергия обычно больше соответствующих характеристик невозмущенного строениями ветрового потока. Таких мест два (рис. 4) в районе северного и южного торцов корпуса № 5 – самого высокого здания в рассматриваемой области, на высотах до 30 м, численное моделирование показало самые высокие скорости ветра. Однако в этих же местах наблюдаются наибольшие значения турбулентных характеристик потока и его отрыв от кромок ограждающих здание конструкций именно поэтому ветровые турбины для установки в указанных местах требуют специальной конструкции.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Giorgio Crasto*. Numerical Simulations of the Atmospheric Boundary Layer. http://www.windsim.com/documentation/papers_presentations/thesis/0702_Giorgio_Crasto.pdf.
2. *Roger Garcia Barceley* Mesh sensitivity analysis on wind farms using CFD wind flow models and cfd wake models MONTREAL, AUGUST 28 2012.
3. *Stangroom Paul*. CFD-modeling of wind flow over terrain. Thesis submitted to the University of Nottingham for degree of Doctor of Philosophy, January 2004, 298 p. <http://etheses.nottingham.ac.uk/112/>
4. *Fallo Daniele*. Wind energy resource evaluation in a site of central Italy by CFD simulations Universita Degli Studi di Cagliari Facolta di Ingegneria Corso di Laurea specialistica in Ingegneria Meccanica Anno Accademico 2006-2007. – 129 p.
5. *Franke Jorg, Hellsten Antti, Schlunzen Henke, Carissimo Bertrand*. Best practice guideline for the CFD simulation of flows in the urban environment cost action 732 quality assurance and improvement of microscale meteorological models May 2007 www.cost.esf.org.
6. *Mertens Sander*. Wind Energy in the Built Environment. Published by: Multi-Science 5 Wates Way, Brentwood Essex, CM15 9TB, United Kingdom. 170 p.
7. *Renewables Global Futures Report* (Paris: REN21). REN21. 2013.
8. *Islam Abohela, Neveen Hamza, Steven Dudek*. Urban Wind Turbines Integration in the Built Form and Environment. FORUM Ejournal 10 (June 2011): 23-39 © 2011 by Newcastle University.
9. *Naglaa Ali Megahed*. Welcoming the wind: the potential for urban wind turbines to reshape the built environment. 2nd International Conference on Energy Systems and Technologies 18 – 21 Feb. 2013, Cairo, Egypt.
10. *Urban wind turbines-Guidelines* for small wind turbines in the built environment. www.urbanwind.org.
11. *Басок Б.И.* Численное моделирование ветровых потоков в зоне городской застройки / Б.И. Басок, Б.В. Давыденко, В.Г. Новиков // Відновлювальна енергетика. – 2014. – №2 (37). – С. 46 – 59.
12. *Cabazon D., Sanz J., Beeck J. Van*. Sensitivity analysis on turbulence model for the ABL in complex terrain. http://proceedings.ewea.org/ewec2007/allfiles2/134_Ewec2007_fullpaper.pdf.
13. *Иллюстрированный Справочник по Возобновляемой Энергетике: ЭНЕРГИЯ ВЕТРА*. http://intersolar.ru/downloads/handbook/handbook3_5.pdf.

14. *Cabezón D., Iniesta A., Ferrer E., Martí I.* Comparing linear and non linear wind flow models <http://proceedings.ewea.org/ewec2006/index2.php?page=searchresult&auteur=Cabazon>.

15. *Wieringa J., Davenport A.G., Grimmond B., Oke Tim R.* New revision of Davenport roughness classification. 3rd European & African Conference on Wind Engineering. Eindhoven, Netherlands, July 2001. <http://www.kcl.ac.uk/ip/suegrimmond/publishedpapers/DavenportRoughness2.pdf>.

16. *Blocken Bert, Stathopoulos Ted, Carmeliet Jan.* CFD simulation of the atmospheric boundary layer: wall function problems *Atmospheric Environment* 41(2): 238–252. © Elsevier 2007.

17. *Richards P., Hoxey R.* Appropriate boundary conditions for computational wind engineering models using the $k-\epsilon$ turbulence model. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 46-47/1993, P.145–153.

18. *ANSYS FLUENT Theory Guide.* Release 14.0, November 2011.

19. *Dutton A.G., Halliday J.A., Blanch M.J.* The feasibility of building-mounted wind turbines (BUWTs): Achieving their potential for carbon emission reductions. Final report, 2005, 109 p. http://ukerc.rl.ac.uk/pdf/BUWT_final_v004_full.pdf.

ENERGY AND TURBULENT WIND FLOW CHARACTERISTICS IN THE BUILT ENVIRONMENT

Novikov V.G.

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

Presented the results of numerical modeling of transport processes in the interaction of wind flow in the surface layer of the atmosphere with the buildings and structures located within the compact urban development. In the target area calculated three-dimensional velocity field of wind power density of the wind flow and turbulence characteristics in order to determine the most appropriate places of location of wind power installations for power supply pilot house passive type. References 19, tables 1, figures 8.

Key words: wind flow, the boundary layer of the atmosphere, CFD-model, turbulence model, three-dimensional field.

1. *Giorgio Crasto.* Numerical Simulations of the Atmospheric Boundary Layer. http://www.windsim.com/documentation/papers_presentations/thesis/0702-Giorgio-Crasto.pdf.

2. *Roger Garcia Barcelly Mesh* sensitivity analysis on wind farms using CFD wind flow models and cfd wake models MONTREAL, AUGUST 28, – 2012.

3. *Stangroom Paul.* CFD modeling of wind flow over terrain. Thesis submitted to the University of Nottingham for degree of Doctor of Philosophy, January 2004, 298 p. <http://etheses.nottingham.ac.uk/112/>

4. *Fallo Daniele.* Wind energy resource evaluation in a site of central Italy by CFD simulations Università Degli Studi di Cagliari Facoltà di Ingegneria Corso di Laurea specialistica in

Ingegneria Meccanica Anno Accademico 2006-2007/ – 129 p.

5. Franke Jorg, Hellsten Antti, Schlunzen Heinke, Carissimo Bertrand. Best practice guideline for the CFD simulation of flows in the urban environment cost action 732 quality assurance and improvement of microscale meteorological models May 2007 www.cost.esf.org.

6. Mertens Sander. Wind Energy in the Built Environment. Published by: Multi-Science 5 Wates Way, Brentwood Essex, CM15 9TB, United Kingdom. 170 p.

7. *Renewables Global Futures Report* (Paris: REN21). REN21. 2013.

8. Islam Abohela, Neveen Hamza, Steven Dudek Urban Wind Turbines Integration in the Built Form and Environment. FORUM Ejournal 10 (June 2011): 23 – 39 © 2011 by Newcastle University.

9. Naglaa Ali Megahed *Welcoming the wind: the potential for urban wind turbines to reshape the built environment*. 2nd International Conference on Energy Systems and Technologies 18 – 21 Feb. 2013, Cairo, Egypt.

10. *Urban wind turbines-Guidelines for small wind turbines in the built environment*. www.urbanwind.org

11. Basok B.I. Chislennoe modelirovanie vetrovih potokov v zone gorodskoi zastroiki / B.I. Basok, B.V. Davidenko V.G. Novikov // Vidnovlyuvalna energetika. –2014. – №2 –37. – P. 46 – 59.

12. Cabezón D., Sanz J., Beeck J. Van. Sensitivity analysis on turbulence model for the ABL in

complex terrain. http://proceedings.ewea.org/ewec2007/allfiles2/134_Ewec2007_fullpaper.pdf

13. *Illyustrirovannii Spravochnik po Vozobnovlyayemoy Energetike ENERGIYA VETRA*. http://intersolar.ru/downloads/handbook/handbook_3-5.pdf.

14. Cabezón D., Iniesta A., Ferrer E., Martí I. Comparing linear and non linear wind flow models <http://proceedings.ewea.org/ewec2006/index2.php?page=searchresult&auteur=Cabezon>.

15. Wieringa J., Davenport A.G., Grimmond B., Oke Tim R. New revision of Davenport roughness classification. 3rd European & African Conference on Wind Engineering. Eindhoven, Netherlands, July 2001. <http://www.kcl.ac.uk/ip/suegrimmond/publishedpapers/DavenportRoughness2.pdf>.

16. Blocken Bert, Stathopoulos Ted, Carmeliet Jan. CFD simulation of the atmospheric boundary layer: wall function problems Atmospheric Environment 41(2): 238 – 252. © Elsevier 2007.

17. Richards P., Hoxey R., Appropriate boundary conditions for computational wind engineering models using the $k-\epsilon$ turbulence model. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 46-47/1993, P.145 – 153.

18. *ANSYS FLUENT Theory Guide*. Release 14.0, November 2011.

19. Dutton A.G., Halliday J.A., Blanch M.J. The feasibility of building-mounted wind turbines (BUWTs): Achieving their potential for carbon emission reductions. Final report, 2005, 109 p. http://ukerc.rl.ac.uk/pdf/BUWT_final_v004_full.pdf.

Получено 05.02.2015

Received 05.02.2015

УДК 532+541.11

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АЗОТА, КАК РАБОЧЕГО ТЕЛА ПОРШНЕВОГО КРИОДВИГАТЕЛЯ. ЧАСТЬ III. ВЫЧИСЛЕНИЕ ЭНТАЛЬПИИ И ЭНТРОПИИ

Левтеров А.М., Умеренкова К.Р.

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, ул. Пожарского, 2/10, г. Харьков, 61046

У статті викладено оригінальний метод та результати розрахунку теплофізичних властивостей азоту, що використовується як робоче тіло для транспортних поршневих двигунів.

В статье приведен оригинальный метод и результаты расчета теплофизических свойств азота, используемого в качестве рабочего тела для транспортных поршневых установок.

In article the original method and results of calculation thermo physical properties of the nitrogen used as a working body for transport piston installations is resulted.

Библ. 10, табл. 2, рис. 2.

Ключевые слова: поршневой криодвигатель, азот, теплофизические характеристики, рабочее тело, энтальпия, энтропия, математическая модель.

D – массовая плотность;

$\tilde{D}$ – параметр приведения для массовой плотности;

E – параметр приведения для температуры;

F, f – свободная энергия;

h – удельная энтропия;

I – групповой интеграл;

k – постоянная Больцмана;

M – молярная масса;

N – число частиц;

N_A – число Авогадро;

p – давление;

$\tilde{P}$ – параметр приведения для давления;

$R = R_0/M$ – газовая постоянная;

R_0 – универсальная газовая постоянная;

u – потенциал взаимодействия;

T – температура;

V – объем;

z – фактор сжимаемости;

$\beta = 1/(kT)$;

ϵ, σ – параметры потенциала межмолекулярного взаимодействия;

μ – химический потенциал;

η – параметр упаковки;

$\rho = N/V$ – плотность числа частиц.

Индексы верхние:

* – приведенные величины.

Индексы нижние:

0 – нулевое приближение;

1 – первый порядок теории возмущений;

2 – второй порядок теории возмущений;

st – стандартное;

L – жидкость;

S – насыщенный пар;

V – пар;

ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

РТ – рабочее тело;

ХНАДУ – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет.

Состояние проблемы. Пневматические силовые установки для автомобилей, в которых используется газ высокого давления, стали объектом интенсивных исследований в последние несколько лет и рассматриваются как один из перспективных вариантов для автомобилей малой и средней грузоподъемности. Сюда относятся и криогенные силовые установки, в которых

используются низкотемпературные пневматические двигатели, а рабочим телом для них является жидкий азот или воздух, хранящийся в криостатах на борту автомобиля и подогреваемый до температуры окружающей среды в теплообменниках [1–3]. Отмечено, что сжиженный газ обеспечивает большую работу на единицу массы рабочего тела по сравнению с аналогичным по-

казателем сжатого газа.

Жидкий азот получают на воздухоразделительных установках из атмосферного воздуха, где его запасы практически не ограничены. Кроме того, азот является экологически безопасным и химически инертным газом, что позволяет использовать криогенные силовые установки даже в закрытых помещениях повышенной пожароопасности, в том числе при работе с огнеопасными веществами.

Первые экспериментальные автомобили с криодвигателями, использующимися в авиационной промышленности уже созданы в США и по мнению специалистов имеют прекрасную перспективу в будущем. Представляют также интерес разработки малолитражных автомобилей французской компании Motor Development International. В Украине инженерно-конструкторские работы по разработке высокоэффективного автомобильного пневмодвигателя для криогенной силовой установки ведутся в ХНАДУ [3].

К преимуществам использования криогенных силовых установок в автомобилях относятся:

- пожаробезопасность;
- экологическая чистота;
- возможность рекуперации энергии;
- доступная технология производства;
- доступность и относительно низкая стоимость рабочего тела (сжиженный или сжатый азот, воздух);
- экономическая целесообразность (стоимость 1 км пробега меньше, чем для ДВС) [3, 4];
- возможность массового применения в городах с высокой плотностью населения и автотранспорта [5].

В настоящее время предполагается разрабатывать автомобили с пневматической (криогенной) силовой установкой для использования в густонаселенных районах городов в качестве маршрутных такси, небольших грузовых автомобилей, машин-холодильников, а также специальных машин для обслуживания аэропортов [6], шахт и взрывоопасных производств.

Анализ исследований и публикаций. Проблема создания эффективных методов расчета термодинамических свойств веществ, которые одновременно применимы для газообразного и жидкого состояний, до последнего времени ос-

тавалась нерешенной.

Существовали различного рода прогностические алгоритмы или упрощенные модельные методы, обзор которых приведен в работе [7]. Данные методы расчетов обеспечивали приемлемые результаты для отдельных термодинамических характеристик в ограниченных областях состояний, однако в целом оказывались неудовлетворительными, поскольку для набора свойств погрешности их описания существенно превышали экспериментальные ошибки.

Постановка задачи. Такое состояние проблемы обусловило необходимость развития статистико-механических методов описания свойств молекулярных веществ, в рамках которых используется минимум исходных данных и параметров. Одним из важных условий успешного использования азота в качестве РТ является создание современных инженерных методов расчета его термодинамических свойств. Эти методы расчета должны удовлетворять одновременно таким требованиям, как точность и возможность применения в широком диапазоне давлений и температур, а также доступность использования результатов в режиме текущего времени, т.е. в процессе управления режимами работы двигателя. Проводимые исследования посвящены применению оригинальной модифицированной схемы термодинамической теории возмущений [7] для описания энтальпии и энтропии азота.

Метод и результаты расчета.

Свободная энергия $F = Nf$ системы N частиц, взаимодействующих посредством исходного потенциала $u(r)$, при T и ρ имеет вид

$$\beta f = \beta f_0 + \rho^* (I_1 + I_2/T^*)/T^* + \dots, \quad (1)$$

где $\rho^* = \rho\sigma^3$. Величина f_0 представляет собой удельную (на одну частицу) свободную энергию системы ТС. I_1 и I_2 – групповые интегралы первого и второго порядков теории возмущений [8].

Термодинамические свойства азота получены на базе рассчитанных согласно (1) поверхностностей свободной энергии $f(T, V)$ или $F(T, \rho)$ с использованием стандартных термодинамических соотношений. Начальным этапом расчетов является определение плотности. Плотности жидкой D_L и паровой D_V фаз вещества на линии

насыщения определяются из условий равенства давлений и химических потенциалов фаз:

$$\begin{cases} p(D_L, T) - p(D_V, T) = 0; \\ \mu(D_L, T) - \mu(D_V, T) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

а плотность вещества $D(p, T)$ [кг/м³] в однофазной области в термодинамическом состоянии p [МПа] и T [К] – из уравнения:

$$p(D, T) - p = 0. \quad (3)$$

Приведем выражения для основных свойств.

Давление $p = \tilde{P} T^* \rho^* z$.

Фактор сжимаемости $z = 10^3 p / RTD$

$$z = 1 + 2\eta \frac{2 - \eta}{(1 - \eta)^3} + \chi_1[i + 1]. \quad (4)$$

Свободная энергия $F = RT(\beta f)$

$$\beta f = \beta h_0 - s_0 - 1 - \ln z_N + \eta \frac{4 - 3\eta}{(1 - \eta)^2} + \chi_1[1] + \chi_2[1]. \quad (5)$$

Внутренняя энергия $U = RT(\beta u)$

$$\beta u = \beta h_0 - 1 + \chi_1[k + 1] + \chi_2[j + 1]. \quad (6)$$

Энтальпия $S = Rs$ ($s = \beta u - \beta f$)

$$s = s_0 + \ln z_N - \eta \frac{4 - 3\eta}{(1 - \eta)^2} + \chi_1[k] + \chi_2[j]. \quad (7)$$

Энтальпия $H = RT(\beta h)$ ($\beta h = \beta u + z$)

$$\beta h = \beta h_0 + 2\eta \frac{2 - \eta}{(1 - \eta)^3} + \chi_1[i + k + 2] + \chi_2[j + 1]. \quad (8)$$

Энергия Гиббса $G = RT(\beta \mu)$ ($\mu = f + z/\beta$)

$$\begin{aligned} \beta \mu = \beta h_0 - s_0 - \ln z_N + \eta \frac{8 - 9\eta + 3\eta^2}{(1 - \eta)^3} + \chi_1[i + 2] + \\ + \chi_2[1]. \end{aligned} \quad (9)$$

Здесь $\eta = 0,4177\rho^*$; $\rho^* = D/\tilde{D}$, $T^* = T/E$, $p^* = p/\tilde{P}$, $\tilde{D} = M/(N_A \sigma^3)$, $E = \varepsilon/k$, $\tilde{P} = RE\tilde{D}$. Величины выражены в следующих единицах: R – кДж/(кг·К); p , $\tilde{P}$ – МПа; D , $\tilde{D}$ – кг/м³; T , E – К; F , G – кДж/кг.

Для азота: $E = 97,55$ К, $\sigma = 3,5996 \cdot 10^{-10}$ м [7], $\tilde{D} = 997,38$ кг/м³, $\tilde{P} = 8,877$ МПа, $R = 0,2968$ кДж/(кг·К).

Формы $\chi_1[n]$ и $\chi_2[n]$ определяются согласно выражениям, приведенным в работе [7].

В выражениях (1) – (9) $z_N = 10^3 p_{st} / RTD$ – функция нормировки на стандартное давление $p_{st} = 0,101325$ МПа, а величины h_0 , c_{p0} , s_0 – удельные (приходящиеся на одну молекулу) энтальпия, энтропия и изобарная теплоемкость в идеальном газовом состоянии.

Для определения h_0 , c_{p0} , s_0 использованы выражения Пассата-Даннера [9].

Энтальпия и энтропия азота рассчитаны в однофазной области и вдоль линий кипения и конденсации.

В табл. 1 приведены расчетные значения плотности, энтальпии и энтропии для различных значений давлений и температур. При сравнении с экспериментальными данными [10] к расчетным значениям H добавлена теплота сублимации азота $h_0^0 = 247,6$ кДж/кг при $T = 0$ К, поскольку для идеально-газовой энтальпии, используемой в [10], принята ненулевая константа отсчета.

Отклонения расчетных значений H и S вдоль линий кипения и конденсации от экспериментальных данных [10] ($\delta = (H_{рас}/H_{экс}) - 1$; $\delta = (S_{рас}/S_{экс}) - 1$) и средние значения модулей этих отклонений $\bar{\delta} = \sum_{n=1}^{N_b} |\delta(T_n)| / N_b$ показывают, что приведенные результаты расчетов удовлетворительно согласуются с опытными данными.

Выводы

Анализ полученных результатов показывает возможность успешного применения строгих статистико-механических методов к описанию свойств молекулярных систем в различных фазовых состояниях. При использовании предложенного метода вполне достаточно минимального набора исходных данных (давление, температура). Рассчитанные термодинамические характеристики жидкого и газообразного азота могут быть использованы для разработки перспективных видов экологически чистых и пожаробезопасных транспортных средств с криогенными силовыми установками.

Табл. 1. Сравнение расчетных и экспериментальных значений плотности, энтальпии и энтропии

T , К	D , кг/м ³	D [10], кг/м ³	H , кДж/кг	H [10], кДж/кг	S , кДж/(кг·К)	S [10], кДж/(кг·К)
$p = 0,1$ МПа						
70	838,45	837,86	126,36	110,5	2,757	2,628
80	4,353	4,37	328,76	328,3	5,463	5,457
90	3,833	3,85	339,56	338,8	5,59	5,58
100	3,429	3,44	350,19	349,5	5,703	5,693
110	3,104	3,11	360,76	360,2	5,803	5,795
120	2,837	2,84	371,28	370,8	5,895	5,887
200	1,6882	1,69	454,87	454,5	6,429	6,422
250	1,34885	1,35	506,84	506,7	6,661	6,655
300	1,1234	1,12	558,77	558,8	6,85	6,844
350	0,9626	0,96	610,77	610,9	7,011	7,005
$p = 5$ МПа						
70	849,657	847,64	130,28	114,4	2,73	2,60
80	807,857	806,29	148,1	134,8	2,968	2,873
90	761,098	760,87	167,86	155,1	3,2	3,112
100	710,637	711,62	188,69	175,7	3,42	3,329
110	655,410	654,93	210,28	197,6	3,625	3,538
120	591,739	582,07	233,14	222,6	3,824	3,755
200	93,677	93,42	432,42	429,8	5,184	5,168
250	69,877	69,58	492,15	491,1	5,451	5,442
300	56,587	56,35	548,53	548,2	5,657	5,65
350	47,8325	47,67	603,47	603,6	5,827	5,821
$p = 10$ МПа						
70	860,083	856,49	134,36	118,5	2,705	2,575
80	820,748	818,06	154,63	138,4	2,935	2,841
90	777,58	776,24	170,84	158,2	3,161	3,074
100	732,34	732,53	190,9	178,0	3,372	3,282
110	685,119	685,75	211,25	198,3	3,566	3,476
120	635,141	633,03	231,8	219,8	3,745	3,663
200	207,29	199,54	408,64	405,8	4,886	4,869
250	142,62	140,59	478,13	477,1	5,198	5,188
300	112,91	111,69	539,13	539,1	5,421	5,414
350	94,48	93,7	596,92	597,6	5,599	5,596

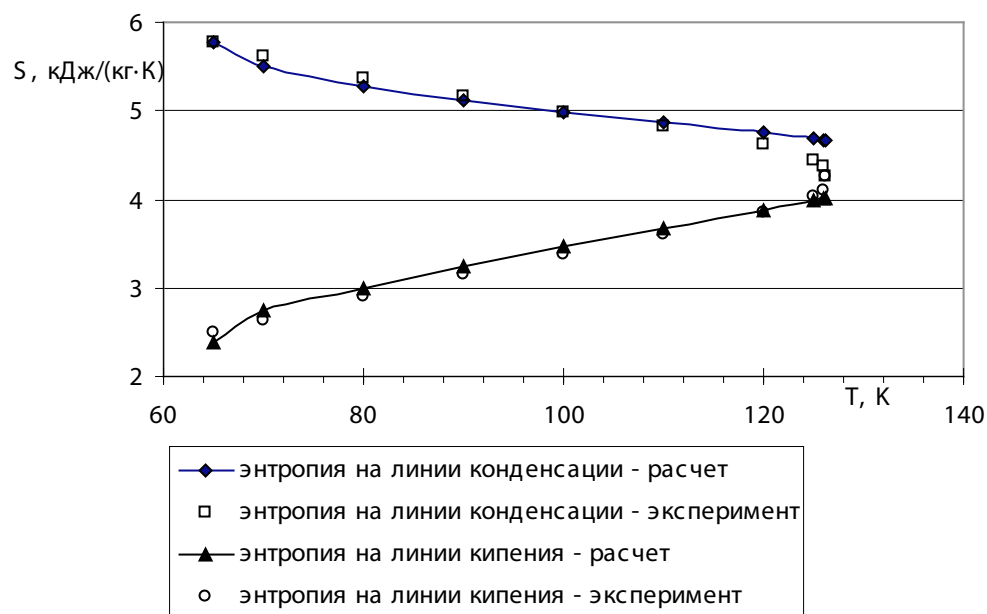


Рис. 1. Энтропия азота на линии кипения и конденсации. Экспериментальные данные [10].

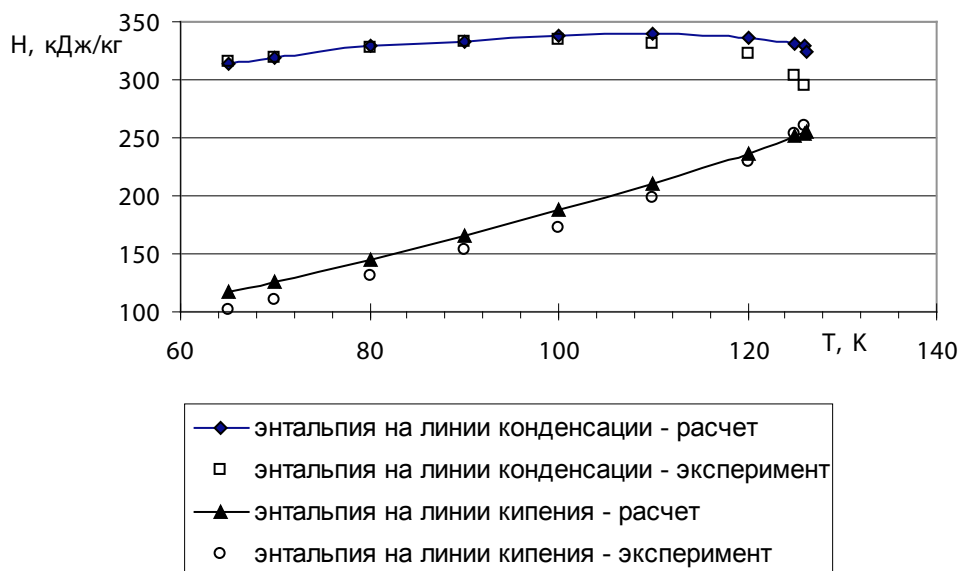


Рис. 2. Энтальпия азота на линии кипения и конденсации. Экспериментальные данные [10].

Табл. 2. Средние значения модулей отклонений $\bar{\delta}$ энтальпии и энтропии азота

	Линия кипения		Линия конденсации	
	H	S	H	S
$\bar{\delta}$	0,078	0,028	0,031	0,028

ЛИТЕРАТУРА

1. *Plummer M.C.* Cryogenic heat engine experiment / M.C. Plummer, C.P. Koehler, D.R. Flanders // Proc. of 1997 Cryogenic Eng. Conf., Portland, July 1997, USA. – P. 7.
2. *Williams J.* Frost-Free Cryogenic Heat Exchanger for Automotive Propulsion / J. Williams, C. Knovlen, A.T. Mattick, A. Hertzberg // Proc. of 33rd AIAA/ASEE Joint Propulsion Conf. @ Exhibit, July 6-9, 1997, Seattle, USA. – P. 18.
3. *Туренко А.Н.* Экологически чистый криогенный транспорт: современное состояние проблемы / А.Н. Туренко, А.И. Пятак, И.Н. Кудрявцев // Вестн. Харьк. автомоб.-дорожн. техн. ун-та. – 2000. – Вып. 12-13. – С. 42–47.
4. *Сухов А.П.* Выхлоп чище воздуха // За рулем. – 2001. – № 2. – С. 40–42.
5. *Бондаренко С.И.* Кριοавтомобиль: будем ездить на азоте? / С.И. Бондаренко, И.Н. Кудрявцев // Автоцентр. – 2000. – № 40. – С. 32–33.
6. *Бондаренко С.И.* Новый вид пожаробезопасного и экологически чистого транспортного средства для аэропортов / С.И. Бондаренко, И.Н. Кудрявцев, А.И. Пятак, И.И. Тимченко, А.П. Кудряш // Пробл. машиностроения. – 2002. – Т. 5. – № 7. – С. 92–95.
7. *Маринин В.С.* Теплофизика альтернативных энергоносителей. – Харьков: Форт. – 1999. – 212 с.
8. *Левтеров А.М.* Расчетная оценка теплофизических свойств азота, как рабочего тела поршневого криодвигателя. Часть I. Математическая модель фазовых равновесий / А.М. Левтеров, К.Р. Умеренкова // Пром. теплотехника. – 2013. – Т. 35, № 4. – С. 90 – 95.
9. *Левтеров А.М.* Расчетная оценка теплофизических свойств азота, как рабочего тела поршневого криодвигателя. Часть II. Вычисление теплосмостности / А.М. Левтеров, К.Р. Умеренкова // Пром. теплотехника. – 2014. – Т. 36, № 2. – С. 93 – 100.
10. *Термодинамические свойства азота* / В.В. Сычев, А.А. Вассерман, А.Д. Козлов. – М.: Издат. стандартов. – 1977. – 720 с.

CALCULATION ASSESSMENT OF THERMAL PROPERTIES OF NITROGEN AS THE BODY WORK PISTON CRYOGENIC ENGINE. PART III. THE CALCULATION OF ENTHALPY AND ENTROPY

A. Levterov, K. Umerenkova

The A. N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, Ukraine, ul. Pozharsky, 2/10, Kharkov, 61046, Ukraine

In article theoretical model for description of the thermodynamic properties of liquid and gaseous nitrogen which used as a working body for transport piston power plants is proposed. Mathematical

model for description of heat capacity is based on the unified statistical mechanical approach within the thermodynamic perturbation theory without invoking of any empirical parameters. The numerical calculations which accomplished for enthalpy and entropy of the molecular nitrogen agree with the available experimental data. Elaborated calculation procedures are used at creation of new kind of ecological and fireproof vehicle.

References 10, tables 2, figure 2.

Key words: reciprocating cryogenic engine, nitrogen, thermal characteristics, working body, enthalpy, entropy, mathematical model.

1. *Plummer M.C.* Cryogenic heat engine experiment / M.C. Plummer, C.P. Koehler, D.R. Flanders

// Proc. of 1997 Cryogenic Eng. Conf., Portland, July 1997, USA. – P. 7.

2. *Williams J.* Frost-Free Cryogenic Heat Exchanger for Automotive Propulsion / J. Williams, C. Knovlen, A.T. Mattick, A. Hertzberg // Proc. of 33rd AIAA/ASEE Joint Propulsion Conf. @ Exhibit, July 6-9, 1997, Seattle, USA. – P.18.

3. *Turenko A.N.* Eco-friendly cryogenic transport: the current state of the problem / A.N. Turenko, A.I. Pjatak, I.N. Kudryavtsev // Vestnik Kharkov Avtomobilno-doroznogo tekhnicheskogo universiteta – 2000. – Issue. 12–13. – P. 42–47. (Rus.).

4. *Suhov A.P.* Vyhlop is cleaner than air // Zarulom. – 2001. – № 2. – P. 40–42. (Rus.).

5. *Bondarenko S.I.* Krioavtomobil: we shall go by nitrogen? / S.I. Bondarenko, I.N. Kudryavtsev // Avto centr. – 2000. – № 40. – P. 32–33. (Rus.).

6. *Bondarenko S.I.* New a kind of a fireproof and non-polluting vehicle for the airports / S.I. Bondarenko, I.N. Kudryavtsev, A.I. Pjatak, I.I. Timchenko,

A.P. Kudrjash // Problem mashinostroeniya. – 2002. – V. 5. – № 7. – P. 92–95. (Rus.).

7. *Marinin V.S.* Thermal physics of alternative energy sources. – Kharkov: Fort. – 1999. – 212 p. (Rus.).

8. *Levterov A.M.* Calculation assessment of thermal properties of nitrogen as the body work piston cryogenic engine. Part I. Mathematical model of phase equilibrium / A.M. Levterov, K.R. Umerenkova // Promyshlennaya teplotekhnika. – 2013. – V. 35, № 4. – P. 90–95. (Rus.).

9. *Levterov A.M.* Astimation of thermophysical properties of nitrogen as the working body for piston cryo-engine. Part II. The calculation of heat capacity / A.M. Levterov, K.R. Umerenkova // Prom. teplotekhnika. – 2014. – V. 36, № 2. – P. 93–100. (Rus.).

10. *Thermodynamic Properties of Nitrogen* / V.V. Sychev, A.A. Wasserman, A.D. Kozlov etc. – M: Izdatelstvo Standartov. – 1977. – 350 p. (Rus.)

Получено 22.12.2014

Received 22.12.2014

УДК 662.9

КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В ПЕЧАХ ПРИ ИМПУЛЬСНОМ И БЕЗИМПУЛЬСНОМ РЕЖИМАХ ПОДАЧИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Гнийтиёв П.А.

Донецкий национальный технический университет, ул. Артема, 58а, Донецк, 83003, Украина

В результаті проведення експериментальних досліджень на фізичній моделі, геометрично подібній типової камерної печі з викатним подом, досліджено конвективний теплообмін при імпульсному та безімпульсному режимах подачі теплоносія. Отримано критеріальні рівняння для обтікання тіл кубічної форми та обґрунтовано факт посилення коефіцієнту конвективної тепловіддачі на 10...15 % при переході на імпульсний режим подачі теплоносія.

В результате проведения экспериментальных исследований на физической модели, подобной типовой камерной печи с выкатным подом, исследован конвективный теплообмен при импульсном и безимпульсном режимах подачи теплоносителя. Получены критеріальні уравнения для обтекания тел кубической формы и обоснован факт усиления коэффициента конвективной теплоотдачи на 10...15 % при переходе на импульсный режим подачи теплоносителя.

As result of experimental studies on the physical model, which is geometrically similar to typical chamber furnace with rolled out hearth, was study of convective heat transfer in a pulsed and unpulsed coolant supply mode. Appropriate criteria equations are obtained for cross flow of cubic bodies and 10...15 % intensification of convective heat transfer coefficient is grounded in case of heat transfer agent supply change from unpulsed to pulsed mode.

Библ. 8, рис. 5, табл. 2.

Ключевые слова: воздушное охлаждение, камерная печь, интенсификация конвективного теплообмена, импульсная подача теплоносителя.

a – коэффициент турбулентности потока;
 b – степень при критерии Re ;
 c – степень при критерии Sh ;
 D – диаметр струи в точке измерения, м;
 d – характерный размер обдуваемых тел, м;
 h – множитель импульсного критеріального уравнения;
 m – исходная масса обдуваемых тел, кг;
 n – количество кубиков, шт.;
 p – количество участвующих граней в теплообмене, шт.;
 q – удельный тепловой поток, Вт/м²;
 $q_{\text{плав}}$ – удельная теплота плавления льда, кДж/кг;
 r – радиус сопла, м;
 S – расстояние от сопла до кубика, м;
 Δt – разница температур тел и воздуха, °C;
 u – комплексный множитель для импульсного критеріального уравнения;
 ur – объем воды в мензурке, м³;
 V – средний секундный расход воздуха через сопло, м³/с;
 w – скорость потока воздуха, м/с;
 X – коэффициент, учитывающий переход формы от куба к шару;

x – комплексный множитель для безимпульсного критеріального уравнения;
 y – расстояние от оси до точки измерения скорости, м;
 z – множитель безимпульсного критеріального уравнения;
 Nu – критерий подобия Нуссельта;
 Pr – критерий подобия Прандтля;
 Re – критерий подобия Рейнольдса;
 Sh – критерий подобия Струхала;
 α – коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м²·K);
 λ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·K);
 ν – кинематическая вязкость воздуха, м²/с;
 ρ – плотность, кг/м³;
 τ – количество секунд между которыми происходит сравнение стока, с;
 ϕ – частота пульсаций потока, Гц.
Верхние и нижние индексы:
 исх – исходная;
 л – лед;
 в – вода;
 0 – относится к характерным размерам сопла;

p – относится к пятну струи;
 $ср$ – средний;
 $луч$ – лучистый;
 i – указатель момента времени с шагом 50 секунд.

Анализ публикаций по теме исследования

В настоящее время существует большое количество технологических процессов, связанных с конвективным теплообменом. Эффективность большей части таких процессов зависит от качественного проведения операций нагрева/охлаждения изделия, в особенности в низкотемпературном диапазоне [1]. Одной из проблем, связанных с расчетом конвективного теплообмена, является отсутствие данных о закономерностях его протекания в конкретных агрегатах [2]. Практически отсутствуют общепринятые методики для теплового расчета многих технологий, в основе которых лежит протекание конвективного теплообмена. Так, например, в литературе диапазон возможного изменения значения коэффициента конвективной теплоотдачи при воздушном обдуве заготовок в металлургических печах определяется как $10...30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, при этом выбор конкретных значений на практике производится на основании опыта исследователя [3].

Из литературы известен ряд критериальных уравнений, описывающих конвективный теплообмен в идеализированных условиях. Например, для определения усредненных по поверхности цилиндра значений коэффициента конвективной теплоотдачи для случая поперечного обтекания используются следующие критериальные уравнения [4]:

$$\text{при } Re < 1000 \quad Nu = 0,56 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr_{ж}^{0,36} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25};$$

$$\text{при } Re \geq 1000 \quad Nu = 0,28 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr_{ж}^{0,36} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}.$$

Стоит отметить, что в реальных агрегатах гидродинамическая картина, как правило, существенно отличается от идеализированных схем. Поэтому в идеальном случае каждой технологической ситуации должно быть сопоставлено свое критериальное уравнение. В данной работе исследование сосредоточено на воздушном обдуве тел кубической формы.

В практическом аспекте возникают проблемы при интенсификации конвективного тепло-

обмена в различных технологических процессах. Например, операция воздушного охлаждения изделий при отжиге стальных листов в колпаковых печах длится $60...90$ часов [5] и на практике имеется необходимость поиска путей ускорения этого процесса. Такого эффекта можно достичь различными способами, один из которых заключается в создании низкочастотного пульсирующего потока охлаждающей среды. Однако в настоящее время способы интенсификации конвективного теплообмена нуждаются в дополнительной теоретической, экспериментальной и технической проработке.

Постановка задачи исследования

Цель данной работы – исследование процесса конвективного теплообмена в печах камерного типа для случаев импульсного и безимпульсного обдува тел кубической формы, а также установление соответствующих критериальных зависимостей.

Изложение основных материалов исследования и результатов

Для проведения экспериментальных исследований процессов конвективного теплообмена создана лабораторная модель камерной печи с двадцатью соплами для истечения воздуха. Модель геометрически подобна камерной печи с выкатным подом, в которой могут реализовываться операции термической обработки изделий: нагрева, выдержки и воздушного охлаждения заготовок. Исследуемые тела представляют собой ледяные кубики с размерами граней 17 мм . Выбор материала исследуемых тел обусловлен отсутствием необходимости измерения температуры поверхностей обрабатываемых тел, поскольку при таком подходе их температура является постоянной (порядка $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$).

Для определения темпа плавления льда под печи выполнен двухуровневым. Первый, верхний уровень, является решетчатым и на нем располагаются заготовки, а второй уровень имеет двойной уклон и предназначен для сбора жид-

кости, образованной в результате оплавления тел. Корпус печи выполнен из теплоизоляционного материала, чтобы минимизировать теплообмен с окружающей средой через стенки. Фотография рабочей камеры установки приведена на рисунке 1.

Данная модель подключена к сети с нагнетателем типа ПН-125-65. По ходу канала расположено устройство для измерения расхода типа РГ-40. Лабораторная модель печи имеет два воздушных коллектора диаметром 45 мм, проложенных вдоль стен, и содержит двадцать сопел диаметром по 5 мм для истечения воздуха. Для удаления воздуха из модели предусмотрено отверстие в своде. В установку загружаются тела и располагаются напротив сопел на специальной решетке.

Для исследования пульсирующего режима подачи охлаждающего воздуха рассмотренная установка оснащена устройством для создания низкочастотных пульсаций в подводящем трубопроводе, представляющим собой заслонку, создающую 87% перекрытие сечения канала при повороте на 90°. Заслонка, в свою очередь, размещена на валу, вращаемом электродвигателем с помощью ременной передачи; при этом имеется возможность изменения частоты вращения. Движение заслонки происходит по гармоническому синусоидальному закону. Заявленный процент перекрытия сечения канала полу-

чен исходя из практических соображений: при внутреннем диаметре разводящего трубопровода 45 мм отступ заслонки по периметру канала выбран на уровне 1,5 мм для исключения заклинивания заслонки и снижения уровня перегрузки нагнетателя за счет отсутствия полного перекрытия канала. Устройство для создания пульсаций способно генерировать частоты в диапазоне от 0,1 до 1,7 Гц. В данной работе была выбрана частота 1,15 Гц. Фотография устройства приведена на рис. 1.

Проведение экспериментов в импульсном и безимпульсном режимах полностью аналогично. При проведении обоих экспериментов средний секундный расход среды составлял 0,012 м³/с. Объем воды фиксировался каждые 15 секунд, общее время проведения эксперимента составило 14 минут.

Изменение во времени объемов стекающей жидкости, образующихся при плавлении кубиков льда, для безимпульсного и импульсного режимов приведено на рис. 2. Из рисунка видно, что на первых минутах темп стока идентичен в двух режимах, но с течением времени импульсный вариант показывает прирост объема и к окончанию экспериментов разница достигает порядка 7 %.

Поскольку в течении исследования форма обдуваемых тел постепенно отклонялась от кубической за счет сглаживания граней, в работе вве-

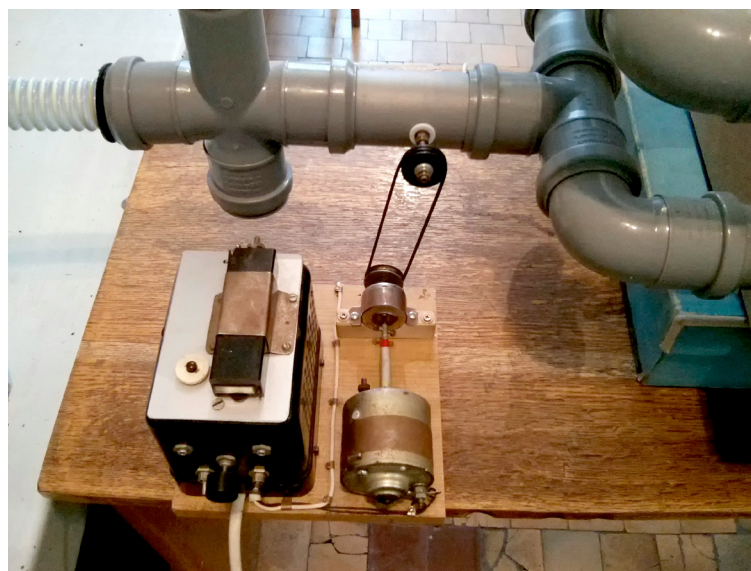


Рис. 1. Фотография рабочей камеры модели печи и устройства для создания пульсаций.

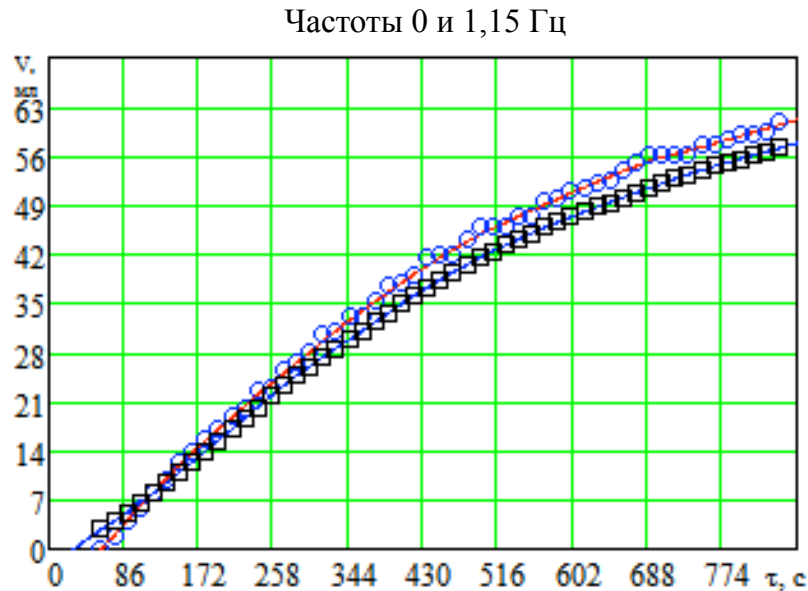


Рис. 2. Темпы стока воды в безимпульсном и в импульсном экспериментах,

○ – экспериментальные значения при импульсной подаче воздуха, мл;

□ – экспериментальные значения в безимпульсном эксперименте, мл.

дено понятие коэффициента, учитывающего переход формы от куба к шару X . При этом $X = 1$ соответствует кубической форме, а $X = 0$ – шарообразной. Для исследованного промежутка времени в обоих экспериментах задано линейное изменение коэффициента X от 1 до 1/15 во времени.

Темп стока воды позволит определить изменение размера тел во времени. Для тела чисто кубической формы:

$$d_{i \text{ куб}} = 3 \sqrt{\frac{m_{\text{исх}} - m_i \cdot \rho_{\text{в}}}{n \cdot \rho_{\text{л}}}}. \quad (1)$$

Для тела шарообразной формы:

$$d_{i \text{ шар}} = 3 \sqrt{\frac{6 \cdot m_{\text{исх}} - m_i \cdot \rho_{\text{в}}}{\pi \cdot n \cdot \rho_{\text{л}}}}. \quad (2)$$

Тогда расчетное значение размера тел для произвольного момента времени определяется как:

$$d_i = X \cdot d_{i \text{ куб}} + (1 - X) \cdot d_{i \text{ шар}}.$$

Имея данные об изменении диаметров тел во времени можно рассчитать тепловой поток, подводимый к поверхности тел по формуле следующего вида:

$$q = [(u_{r_i} - u_{r_k}) \cdot \rho_{\text{в}} \cdot q_{\text{плас}} / \{ n \cdot \tau \cdot \left[X \cdot p \cdot \left[\frac{d_i^{\text{куб}^2} - d_k^{\text{куб}^2}}{\ln[d_i^{\text{куб}^2} / d_k^{\text{куб}^2}]} \right] \right] + (1 - X) \cdot \left(\pi \cdot \left[\frac{d_i^{\text{шар}^2} - d_k^{\text{шар}^2}}{\ln[d_i^{\text{шар}^2} / d_k^{\text{шар}^2}]} \right] \right) \}] - q_{\text{л}} \cdot \Delta t.$$

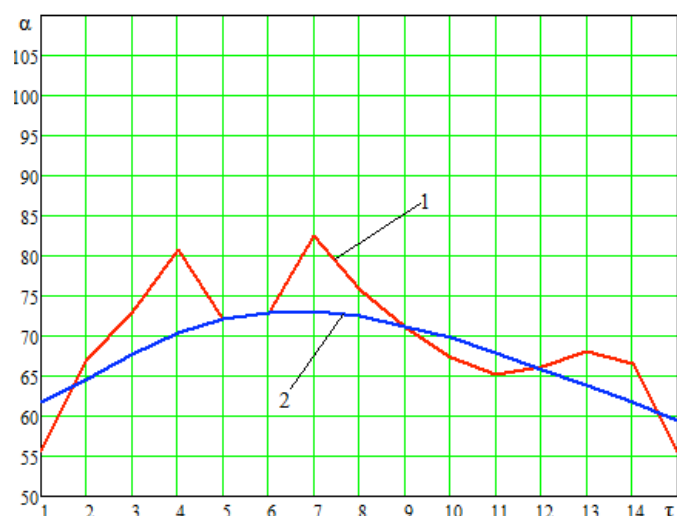
Полученный тепловой поток позволяет рассчитать коэффициент конвективной теплоотдачи для конкретных условий по формуле:

$$\alpha = \frac{q}{\Delta t}.$$

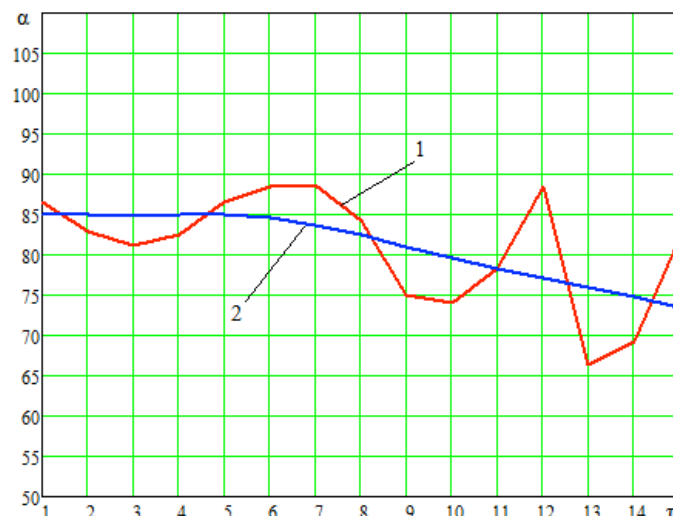
Ниже, на рис. 3, представлены два графика изменения среднего коэффициента конвективной теплоотдачи для двух случаев: безимпульсный, импульсный с частотой 1,15 Гц в зависимости от времени. Для дальнейшей обработки данных выделены 15 временных узлов через каждые 50 секунд.

Стоит отметить, что для последующего использования полученные кривые были регулированы [6].

Среднюю скорость среды у поверхности обдуваемых тел предложено определять как среднее арифметическое от значений скорости в четырех характерных точках, взятых на вертикаль-



безимпульсный вариант



импульсный вариант

Рис. 3. Изменение коэффициента конвективной теплоотдачи во времени для двух экспериментов, где 1 – ломаная, соединяющая вычисленные на основе экспериментальных исследований значения коэффициентов конвективной теплоотдачи; 2 – регуляризированная кривая.

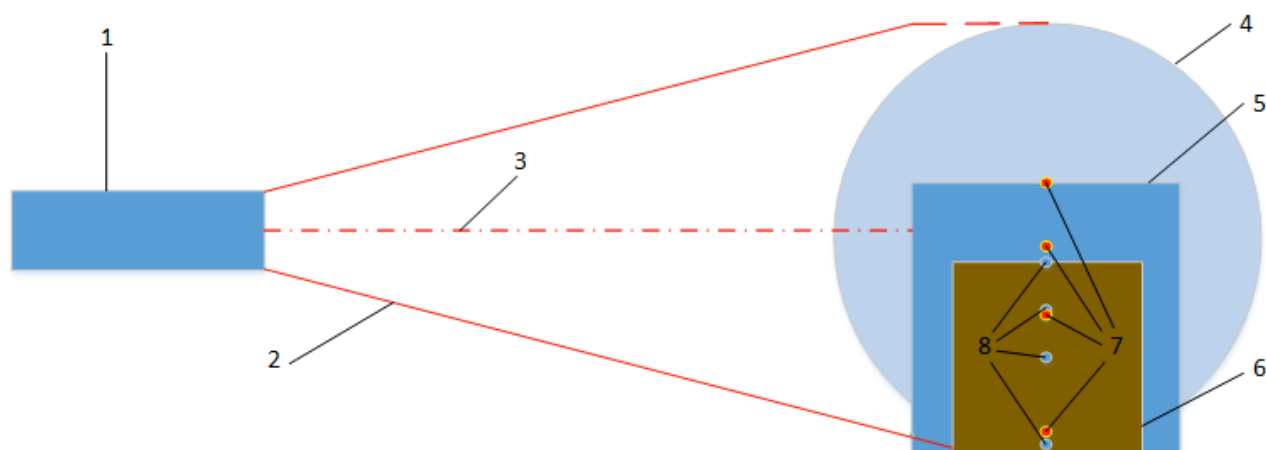


Рис. 4. Графическое представление схемы для определения средней скорости обтекания, где 1 – сопло; 2 – линии, показывающие границы струи; 3 – ось струи; 4 – пятно на границе контакта струи и кубика, развернутое на 90°; 5 – кубик в начальный момент времени; 6 – кубик в конце эксперимента; 7 – точки измерения в начальный момент времени; 8 – точки измерения в конечный момент времени.

ном отрезке, проходящем через ось торцевой со стороны обдува грани (1 – точка с координатой, равной высоте куба; 2 – 3/4 высоты; 3 – 1/2 высоты, 4 – точка пересечения нижней образующей струи с торцевой гранью тела). Графическая интерпретация этого подхода представлена на рис. 4.

При определении $w_{\text{ср}}$ учтено изменение диаметра изделия при вычислении величины S .

Как видно на рисунке, струя с некоторой скоростью истечения раскрывается и покрывает кубик, находящийся на удалении 33 мм от сопла. Для определения скорости на оси струи, в точке, удаленной от сопла на расстояние S

используется формула [7]:

$$w_{ось} = \left(\frac{V_{ср}}{\pi \cdot D_0^2} \right) \cdot \frac{0,96}{(a \cdot S)/r_0 + 0,29}. \quad (3)$$

Следующим шагом является определение скоростей на различном удалении от оси истечения в пределах пятна контакта струи и передней грани кубика. Для этого используется зависимость [7]:

$$w_r = \left[1 - (y/D_{\Pi})^{3/2} \right]^2 \cdot w_{ось}.$$

Диаметр пятна струи вычисляется по формуле:

$$D_{\Pi} = (0,517 \cdot S/D_0 + 1) \cdot D_0.$$

Полученные изменения коэффициентов конвективной теплоотдачи и средней скорости обтекания тел позволяют перейти к вычислению критериев подобия, таких как критерии Рейнольдса, Нуссельта для случая безимпульсной подачи среды и критерия Струхала для случая импульсной подачи среды по следующим формулам:

$$Re_i = \frac{w_{ср} \cdot d_i}{\nu}; \quad Nu_i = \frac{\alpha \cdot d_i}{\lambda_b}; \quad Sh_i = \frac{\varphi \cdot d_i}{w_{ср}}. \quad (4)$$

На основании полученных расчетных данных для безимпульсного режима составлена

таблица 1, в которую вошли значения основных параметров процесса и критерии подобия, взятые через каждые 100 секунд.

Для безимпульсного эксперимента в качестве формы определяемого критериального уравнения принят стандартный для вынужденной конвекции шаблон:

$$Nu = f(Re, Pr) = z \cdot Re^b \cdot Pr^{0,36} \cdot (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}, \quad (5)$$

где искомыми величинами являются множитель z и показатель степени b . Так как множитель $z \cdot Pr^{0,36} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}$ является постоянным в течение всего эксперимента, то для нахождения искомого величин он обозначается через x , после чего производится логарифмирование левой и правой части выражения (5) с последующим представлением зависимости $\ln(Nu) = f \ln(Re)$ в декартовой системе координат. Решение будет получено при помощи аппроксимирования полученной кривой при помощи прямой линии. Искомые значения b и $\ln(x)$ будут найдены как параметры этой прямой (множитель перед аргументом и свободный член) проведенной через массив экспериментальных точек при помощи метода наименьших квадратов (рис. 5). Значения этих коэффициентов составляют 0,65 и -2,339 соответственно. Из полученного значения комплекса x можно найти величину множителя z , которая составляет 0,109.

В конечном итоге получаем критериальное уравнение, описывающее конвективный теп-

Табл. 1. Экспериментально полученные значения характерных физических величин для безимпульсного режима обдува

Интервалы времени	Средняя скорость среды около поверхности тела, м/с	Значение коэффициентов теплоотдачи Вт/(м ² ·К)	Диаметр тел, м	Значения характерных критериев		
				Re	Pr _{ст}	Nu
1	11,59	61,52	0,017	13055	0,703	36,36
3	11,46	67,37	0,016	12197		44,79
5	11,18	71,60	0,015	11081		41,23
7	10,69	72,43	0,014	9854		43,81
9	9,82	70,46	0,013	8361		34,87
11	8,94	67,06	0,012	7058		29,48
13	8,06	62,88	0,011	5867		28,39
15	7,19	58,48	0,01	4795		21,22

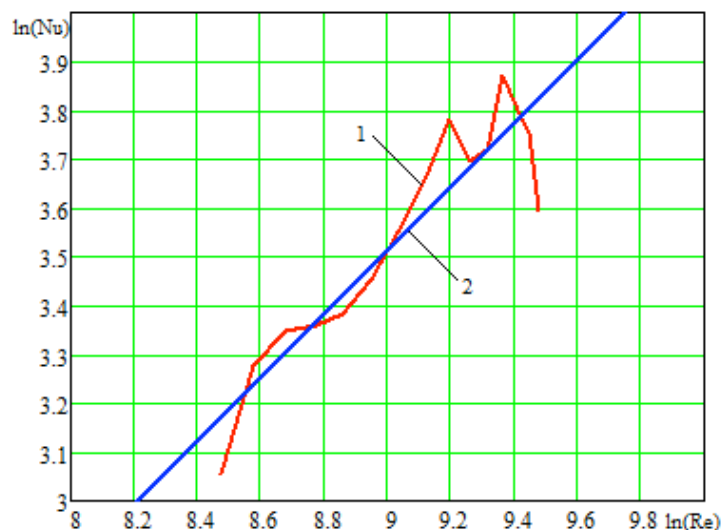


Рис. 5. Решение в логарифмических координатах, 1 – кривая экспериментальных значений логарифмов Nu , Re ; 2 – аппроксимирующая прямая.

лообмен для случая безимпульсного обдува кубических тел:

$$Nu = 0,11 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,36} \cdot (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}.$$

Для качественной оценки аппроксимации воспользуемся формулами для нахождения коэффициентов детерминации R^2 и корреляции r [6]. Указанные показатели составили 0,79 и 0,89 соответственно. Согласно шкале Чеддока [8], нахождение r в интервале $0,7 < r < 0,9$ свидетельствует

о высокой качественной характеристике силы связи между полученными значениями при аппроксимации и данными, полученными в ходе проведения эксперимента и о том, что данную выборку значений справедливо обрабатывать линейной функцией.

Для получения критериального уравнения при импульсной подаче теплоносителя в качестве формы определяемого уравнения принят следующий шаблон, содержащий дополнительный критерий Струхала:

$$Nu = h \cdot Re^b \cdot Pr^{0,36} \cdot (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \cdot Sh^c, \quad (6)$$

который содержит уже три неизвестных величины. К аналогичным неизвестным безимпульсного режима добавлена степень при критерии Струхала.

Аналогично безимпульсному варианту обработки данных на основании полученных расчетных данных для импульсного режима составлена таблица 2, в которую вошли значения через каждые 100 секунд.

В результате логарифмирования выражения (6) получаем:

$$\ln(Nu) = b \cdot \ln(Re) + c \cdot \ln(Sh) + u,$$

где u – комплексный множитель, включающий в себя $h \cdot Pr^{0,36} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}$.

В результате регрессионного анализа получены три искомые величины: u , b , c , которые составляют -0,438; 0,62; 0,226 соответственно. От-

Табл. 2. Экспериментально полученные значения характерных физических величин для импульсного режима обдува

Интервалы времени	Средняя скорость	Значение коэффициентов теплоотдачи Вт/(м ² ·К)	Диаметр тел, м	Значения характерных критериев		
				Re	Nu	Sh
1	12,2	84,99	0,017	13801	56,91	0,0016
3	12,03	84,89	0,016	12659	49,67	0,0015
5	11,67	84,94	0,015	11385	49,12	0,0014
7	10,91	83,75	0,014	9749	46,03	0,0014
9	9,81	81,02	0,014	7995	35,53	0,0014
11	8,74	78,31	0,013	6511	33,91	0,0015
13	7,62	75,98	0,012	5108	25,86	0,0015
15	6,67	73,51	0,011	4048	28,89	0,0016

сюда легко найти величину множителя h , которая равна 0,733.

Аналогично воспользуемся формулами для нахождения коэффициентов детерминации R^2 и корреляции r [6], которые составили 0,94 и 0,97 соответственно. Согласно шкале Чеддока [8], это свидетельствует о высокой качественной характеристике силы связи между полученными значениями при регрессионном анализе и данными, полученными в ходе проведения эксперимента и о том, что данную выборку значений также справедливо обрабатывать линейной функцией.

В таком случае уравнение, описывающее конвективный теплообмен с учетом импульсной подачи теплоносителя для тел кубической формы имеет следующий вид:

$$Nu = 0,73 \cdot Re^{0,62} \cdot Pr^{0,36} \cdot (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{с}})^{0,25} \cdot Sh^{0,23}.$$

Сравнивая коэффициенты теплоотдачи в случае импульсной подачи теплоносителя с безимпульсной можно сделать вывод об увеличении одного на 10...15 % во всем диапазоне времени. Такой эффект усиления достигается за счет срывания воздушного слоя у поверхности кубиков. При стационарном процессе обдува этот слой несколько занижает теплообмен между средой и телом.

Полученные уравнения дают возможность выполнения более точного расчета процессов воздушного обдува, низкотемпературного нагрева, контроля и управления названными процессами, как традиционными, так и при импульсной подачи теплоносителя.

Выводы

Для экспериментальных исследований конвективного теплообмена в условиях безимпульсной и импульсной подачи теплоносителя создана лабораторная модель камерной печи. В результате проведения экспериментов были получены соответствующие массивы данных, которые позволили составить критерийные уравнения, описывающие тепловые процессы при обтекании тел кубической формы. Сравнивая динамику стока жидкости в импульсном и безимпульсном режимах, можно заключить, что переход на импульсную пода-

чу теплоносителя позволяет усилить коэффициент конвективной теплоотдачи на 10...15 %. Полученные уравнения обладают весьма высокой силой связи с экспериментальными данными, что создает перспективу точного определения коэффициентов теплоотдачи от изделий к охлаждающему воздуху и, соответственно, возможность выдачи рекомендаций по количеству требуемого воздуха и расположению дутьевых устройств.

ЛИТЕРАТУРА

1. Губинский В.И. *Металлургические печи: учебн. пособие* / В.И. Губинский. – Днепропетровск: НМетАУ. – 2006. – 85 с.
2. Бирюков А.Б. *Энергоэффективность и качество тепловой обработки материалов в печах: Монография* / А.Б. Бирюков. – Донецк: Ноулидж. – 2012. – 248 с.
3. Гусовский В.Л. *Методики расчета нагревательных и термических печей: учебно-справочное пособие*. / В.Л. Гусовский, А.Е. Лифшиц. – М.: Теплотехник. – 2004. – 400 с.
4. Михеев М.А. *Основы теплопередачи* / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия. – 1973. – 265 с.
5. Пат. 2132884 RU, МПК C21D9/663. Устройство для охлаждения металла в одностопной колпаковой печи / Алиев Эльдар Валяд Оглы; Антипенко А.И.; Бельский А.М. и др.; Акционерное общество "Магнитогорский металлургический комбинат"; Московский государственный институт стали и сплавов. – № 97114770/02; заявл. 02.09.1997; опубл. 10.07.1999.
6. Ткаченко В.Н. *Математическое моделирование, идентификация и управление технологическими процессами тепловой обработки материалов: серия задачи и методы: математика, механика, кибернетика*. – К.: Наукова думка. – 2008. – 244 с.
7. Абрамович Г.Н. *Теория турбулентных струй: репринтное воспроизведение издания 1960 г.* / Г.Н. Абрамович. – М.: ЭКОЛИТ. – 2011. – 720 с.
8. Chaddock, R.E. *Principles and methods of statistics*. Boston: Houghton Mifflin Company. – 1925.

THE CONVECTIVE HEAT TRANSFER IN FURNACES UPON PULSED AND UNPULSED COOLANT SUPPLY

Gnitiev P.A.

Donetsk National Technical University, ul. Artema, 58a, Donetsk, 83003, Ukraine

As result of experimental studies on the physical model, which is geometrically similar to typical chamber furnace with rolled out hearth, was study of convective heat transfer in a pulsed and unpulsed coolant supply mode. Appropriate criteria equations are obtained for cross flow of cubic bodies and 10...15 % intensification of convective heat transfer coefficient is grounded in case of heat transfer agent supply change from unpulsed to pulsed mode.

Ref. 8, fig. 5, tabl. 2.

Key words: air cooling, chamber furnace, intensification of convective heat transfer, pulsed coolant supply.

1. *Gubinskij V.I.* Metallurgicheskie pechi: Uchebn. posobie / V.I. Gubinskij. – Dnepropetrovsk: NMetAU. – 2006. – 85 s.

2. *Biryukov A.B.* Energoeffektivnost i kachestvo teplovoj obrabotki materialov v pechax: monografiya / A.B. Biryukov. – Doneck: Noulidzh. – 2012. – 248 s.

3. *Gusovskij V.L.* Metodiki rascheta nagrevatelnyx i termicheskix pechej: uchebno-spravochnoe posobie. / V.I. Gusovskij, A.E. Lifshic. – M.: Teplotexnik. – 2004. – 400 s.

4. *Mixeev M.A.* Osnovy teploperedachi / M.A. Mixeev, I.M. Mixeeva. – M.: Energiya. – 1973. – 265 s.

5. *Pat. 2132884 RU*, MPK c21d9/663. Ustrojstvo dlya oxlazhdeniya metalla v odnostopnoj kolpakovoj pechi / Aliev Eldar Valjad Ogly; Antipenko A.I.; Belenkij A.M. i dr.; Akcionernoe obshchestvo "Magnitogorskij metallurgicheskij kombinat"; Moskovskij gosudarstvennyj institut stali i splavov. – № 97114770/02; zayavl. 02.09.1997; opubl. 10.07.1999.

6. *Tkachenko V.N.* Matematicheskoe modelirovanie, identifikaciya i upravlenie texnologicheskimi processami teplovoj obrabotki materialov: seriya zadachi i metody: matematika, mexanika, kibernetika. – K.: Naukova Dumka. – 2008. – 244 s.

7. *Abramovich G.N.* Teoriya turbulentnyx struj: reprintnoe vosproizvedenie izdaniya 1960 g. / G.N. Abramovich. – M.: Ekolit. – 2011. – 720 s.

8. *Chaddock, R.E.* Principles and methods of statistics. Boston: Houghton Mifflin Company. – 1925.

Получено 19.01.2015

Received 19.01.2015

УДК 621.313.13.662

ПЕРСПЕКТИВЫ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ ТЕПЛОТЫ ЗА ГАЗОТУРБИННЫМИ ПРИВОДАМИ УКРАИНСКОЙ ГАЗОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ

Халатов А.А., академик НАН Украины, Коваленко А.С., канд. техн. наук

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

Наведено результати аналізу можливостей утилізації теплоти газів, які виходять з газотурбінного приводу газотранспортної системи України.

Приведены результаты анализа возможностей утилизации теплоты газов, выходящих из газотурбинного привода газотранспортной системы Украины.

The results are given analyzing possibilities of waste gas heat utilization after gas turbines of the Ukrainian gas pipeline network.

Библ. 15, рис. 6.

Ключевые слова: газотурбинный привод, выходящие газы, регенерация и утилизация теплоты, теплоноситель.

i – энтальпия;
 G_T – расход топлива;
 G^B – расход воздуха;
 H_u – низшая теплотворная способность топлива;
 L – работа;
 N_e – мощность газотурбинного привода;
 q_r – теплота, подводимая в термодинамическом процессе к 1 кг рабочего тела;
 T – температура рабочего тела;
 $\Delta T^* = T_4^* - T_2^*$ – потенциал воздушной регенерации теплоты в ГТД;
 π_k^* – степень повышения давления воздуха в компрессоре;
 η – КПД;
 η_T – коэффициент выделения тепла.

Нижние индексы:

v – воздух;
 $г$ – газ;
 e – энергетический;
 k – компрессор;
 n – сечение в невозмущенном потоке;
 $пр$ – привод;
 c – сечение на выходе из двигателя;

t – турбина;
 2 – сечение за компрессором;
 3 – сечение перед турбиной;
 4 – сечение за турбиной.

Верхние индексы:

• – заторможенный поток.

Сокращения:

ВТТУ – воздушная теплоутилизирующая турбинная установка;
 ГПА – газоперекачивающий агрегат;
 ГПТУ – газопаровая турбинная установка;
 ГПУ – газопаровая установка;
 ГТД – газотурбинный двигатель;
 ГТП – газотурбинный привод;
 ГТС – газотранспортная система;
 ГТУ – газотурбинная установка;
 КИТ – коэффициент использования теплоты;
 КПД – коэффициент полезного действия;
 КС – компрессорная станция;
 НРТ – низкикипящее рабочее тело;
 ПТД – паротурбинный двигатель;
 САУ – стандартные атмосферные условия;
 ТА – теплообменный аппарат.

Введение

Надежная эксплуатация газотранспортной системы (ГТС) Украины обеспечивается газоперекачивающими агрегатами (ГПА), силовым элементом которых в 82% случаев является газотурбинный привод (ГТП). Общая характери-

стика украинской ГТС и обоснование необходимости улучшения экономичности ее работы были представлены ранее [1]. Там же был подробно рассмотрен один из способов повышения эффективности использования топливного газа – воздушная утилизация теплоты выбрасываемых

в атмосферу продуктов сгорания.

В Украине ГТП представлены как промышленными газотурбинными установками (ГТУ), так и установками, созданными на основе судовых и авиационных технологий. На практике понятия ГТП, ГТУ, газовая турбина (ГТ) часто интерпретируются как однозначные.

Конструктивно и функционально ГТП представляет собой работающий по циклу Брайтона газотурбинный двигатель (ГТД), предназначенный для передачи избыточного крутящего момента на вал компрессора-нагнетателя ГПА. Анализ баланса энергии в открытом цикле ГТД простой схемы [2] показывает, что значительная часть ее (для украинских ГТП – 64...76%) в виде кинетической и тепловой энергии безвозвратно теряется с выходящими газами (рис. 1). Суммарная величина этих потерь определяется разностью полных энтальпий продуктов сгорания за силовой турбиной и атмосферного воздуха. При этом в выпускном патрубке двигателя происходит лишь некоторое уменьшение доли сбрасываемой кинетической энергии в пользу тепловой.

Степень совершенства ГТД, рабочий процесс которого объединяет функции, как тепловой машины, так и движителя, оценивают [3] коэффициентом полезного действия (КПД) цикла. В технической литературе его также называют полным [2] или энергетическим [4] КПД. Он представляет собой отношение работы на валу привода

к количеству теплоты, подведенной к 1 кг рабочего тела:

$$\eta_e = L_{\text{пр}} / q_r \quad (1)$$

Заменяя количество теплоты секундными расходами воздуха и топлива, с учетом теплотворной способности последнего получим [2, 4]:

$$\eta_e = (G_{\text{т}} + G_{\text{в}}) \cdot L_{\text{пр}} / G_{\text{т}} \cdot \text{Hu} = N_e / G_{\text{т}} \cdot \text{Hu} \quad (2)$$

Невозможность утилизации кинетической энергии потока на выходе из ГТД – следствие получения на валу механической работы, а неизбежность отвода теплоты в атмосферу – иллюстрация соблюдения второго закона термодинамики.

Поэтому, уменьшение энтальпии продуктов сгорания перед выбросом их в атмосферу представляется единственным и относительно легкодоступным способом повышения эффективности использования в ГТД топливного газа.

К настоящему времени известно несколько путей уменьшения выбрасываемой тепловой энергии [5-12], реализованных в реальных конструкциях или же предложенных в проектах. Концептуально они различаются методами “изъятия” этой энергии у продуктов сгорания и дальнейшего ее использования. В зависимости от схемы использования отбираемой тепловой энергии различают ее регенерацию и утилизацию. Главную роль при этом играет выбор теплоносителя,

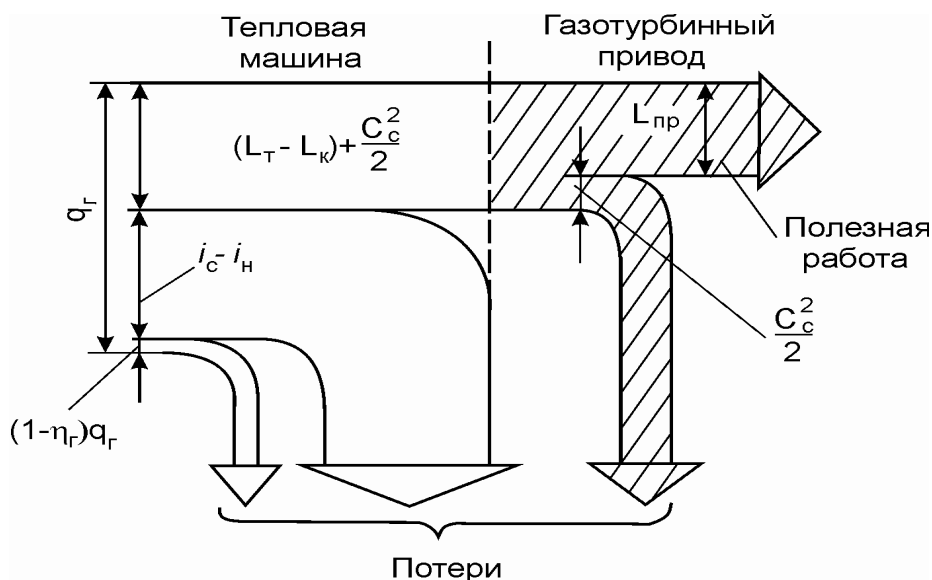


Рис. 1. Энергетический баланс ГТД.

который транспортирует отбираемую теплоту. Именно его свойства определяют возможности последующего преобразования тепловой энергии в другие виды, удобные для практического применения.

В украинской ГТС на компрессорных станциях (КС) достаточно широко (25% парка ГТП) применяется регенерация теплоты выходящих газов с помощью воздуха основного потока. При этом в теплосиловом газовом цикле ГТД сложной схемы воздух после компрессора, проходя через теплообменный аппарат (ТА), расположенный в газовом тракте за силовой турбиной, нагревается в нем и возвращается на вход камеры сгорания (регенеративный цикл двигателей ГТ-750-6, ГТК-10 и ГТНР-10). Отбор теплоты от выходящих газов и возврат ее в цикл ведет к экономии сжигаемого топлива. Однако использование циклового воздуха в качестве теплоносителя у современных ГТД ограничено опережающим ростом его температуры на выходе из компрессора по сравнению с температурой газового потока, который омывает ТА.

В случае же применения для отбора теплоты от выходящих газов воды вместо воздуха возникает гибрид ГТД и паротурбинного двигателя (ПТД) с общей турбиной, в котором реализуется монарный конденсационно-регенеративный цикл (установка «Водолей») [13]. При этом, наряду с воздухом и топливом в камеру сгорания установки подается пар из ТА котла-утилизатора, расположенного за турбиной. В отличие от классической схемы [3] газопаровой турбинной установки (ГПТУ), этот пар и пар, выделяемый в процессе горения, конденсируются в выходном контактном конденсаторе. Затем часть образовавшейся воды через систему подготовки возвращается в котел-утилизатор, а другая часть через внешний охладитель – в конденсатор. Таким образом, внутри открытого цикла ГТД как бы функционирует закрытый цикл ПТД, не требующий расходных запасов воды. Рабочим телом в такой установке со смешением рабочих тел вначале служит атмосферный воздух и вода, а на участке от камеры сгорания до конденсатора – газопаровая смесь. Эффект пароводяной регенерации состоит в использовании теплоты, отобранной у газопаровой смеси за силовой турбиной, для испаре-

ния воды и подогрева пара в ТА котла-утилизатора перед подачей его в камеру сгорания.

Анализ парка украинских ГТП показывает, что достаточно сложное, по конструкции и технологии, использование рабочего тела цикла (воздуха или воды) в качестве теплоносителей в настоящее время по ряду причин ограничено.

Следовательно, вполне логично обратиться к термодинамическим процессам, происходящим вне цикла ГТД, и поэтому непосредственно не влияющим на работу последнего. Это процессы утилизации теплоты выбрасываемых из ГТД продуктов сгорания, температура которых обычно составляет 600...800 К.

Безусловно, в этом случае речь идет уже не о ГТД, с которым ранее отождествлялся ГТП, а о комбинированной установке на базе ГТД, где реализуется несколько циклов с термодинамической связью между ними. На практике чаще всего наблюдается комбинация двух циклов, так называемый бинарный цикл.

В бинарном цикле для утилизации теплоты газов на выходе из основного теплосилового газового цикла используется дополнительное рабочее тело: вода, низкокипящее рабочее тело (НРТ), воздух (теплоутилизационный цикл, теплосиловой паровой или воздушный циклы). Анализ возможностей применения различных теплоносителей в условиях работы ГТС показал существенное эксплуатационное преимущество атмосферного воздуха [1].

Для комбинированных установок такого типа различают энергетический КПД привода, который оценивает степень преобразования теплоты, полученной при сгорании топлива, в механическую работу на выходном валу ГТД и коэффициент использования теплоты (КИТ) всей установки. Последний учитывает дополнительный эффект преобразования выбрасываемой из двигателя в атмосферу теплоты в другие виды энергии, т. е. ее утилизацию.

Анализ литературы не позволяет, хотя бы в первом приближении, определиться с выбором направления малозатратной модернизации ГТП украинской ГТС, обеспечивающей более экономное использование расходного топливного газа. Поэтому целью данного исследования является оценка реальных возможностей и перспектив

использования теплоты выходящих газов в условиях современного состояния и тенденций развития ГТД, эксплуатируемых украинской ГТС.

Для этого необходимо:

1. Провести анализ параметров рабочего процесса ГТД, установленных в ГТС Украины, и оценить эффективность использования подведенной в них теплоты.

2. Определить потенциал тепловой энергии, выбрасываемой с выходящими газами.

3. Обосновать малозатратный для украинской ГТС способ снижения выбросов теплоты в атмосферу.

Эффективность использования топлива в ГТП украинской ГТС

Анализ парка ГТУ украинской ГТС [14] свидетельствует о его разнообразии, как по началу серийного производства и, следовательно, проектирования, так и по технологиям изготовления (рис. 2). Существенной особенностью является

эксплуатация некоторого количества устарелых (50...60 лет) ГТУ.

Начальный этап создания ГТС Украины характеризуется применением промышленных ГТУ простой схемы (4). Ввиду низких параметров рабочего процесса, обусловленных уровнем развития науки и технологии в то время, их энергетический КПД составлял от 24% в СССР (5) до 26...28 % в США (4, 6). Лишь в конце 70-х годов XX в. КПД ГТУ советского производства за счет некоторого повышения параметров рабочего процесса достиг уровня 28...29 % (9, 10). Применение регенеративного цикла позволило увеличить эффективность использования энергии топливного газа по сравнению с ГТУ простого цикла на 3...4 % (1, 2), а к середине 70-х годов – даже на 8% (3). Однако, на рубеже 70-х – 80-х годов в связи с интенсификацией газотранспортного строительства возникла необходимость расширения производства ГТП на основе существующих мощностей авиационного и

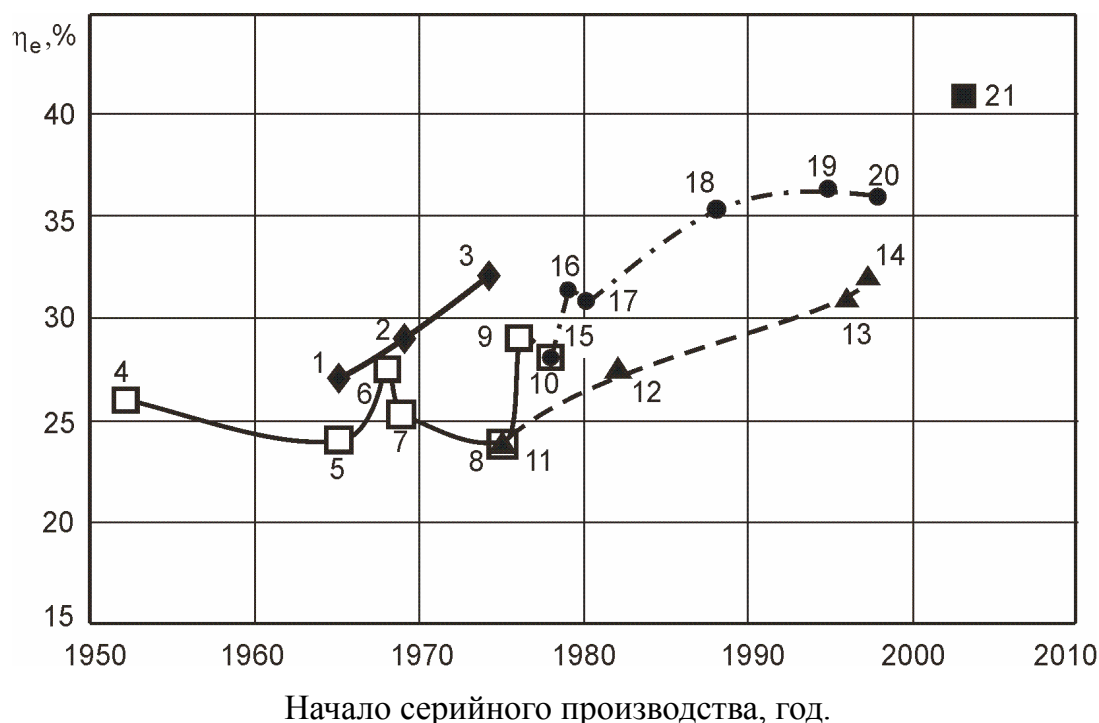


Рис. 2. Зависимость энергетического КПД от типа ГТП и начала его серийного производства: 1 – 3 и 4 – 10 – промышленного типа соответственно с регенерацией (ГТ-750-6; ГТК-10, ГТНР-10) и без нее (MS3002, ГТД-6-750, MS5002, Центавр-3002, ГТН-6, ГТН-16, ГПА25/76); 11 – 14 – авиационного типа (НК-12СТ, НК-16СТ, Д-336-2, Д336-1-8); 15-20 – судового типа (ДР-59Л, ДТ-71П, ДЖ-59Л, ДГ-90, ДН-80Л, ДН-70); 21 – установка монарного цикла – ГПУ-16К «Водолей».

судового двигателестроения (конвертированные ГТД). Использование хорошо освоенных в оборонной промышленности технологий позволило в кратчайший срок (2...3 года) выйти на достаточно высокий уровень эффективности использования подводимой в рабочем процессе теплоты.

Так в установках авиационного типа, он стал соответствовать промышленным ГТУ не только простой схемы (11, 12), но даже и регенеративной (13, 14). Для установок судового исполнения эта тенденция сохраняется (15, 16, 17) и даже усиливается (18, 19, 20). В течение 80-х – 90-х годов XX в. КПД установок судового типа растут эквидистантно авиационным с превышением их на 4...6 %. При этом была достигнута технологическая и эксплуатационная возможность обеспечения длительной и надежной работы ГТУ этих двух типов в системе транспортировки газа.

Одним из решений проблемы экономии топливного газа явилось создание и ввод (2003 г.) в опытно-промышленную эксплуатацию на одной из компрессорных станций (КС) Украины установки монарного цикла «Водолей» (21). Экономичность контактной газопаровой установки КГПУ-16 (ГПУ-16К) «Водолей» составляет по разным источникам 40,4...43 %, что позволяет

снизить расход топливного газа на 1500 м³ в час [15]. Учитывая представленную в рекламном проспекте предприятия «Зоря» – «Машпроект» цену продажи установки \$6,5 млн. и ориентировочные эксплуатационные расходы, можно определить со сроками ее окупаемости.

Здесь и далее рассмотрены наименьшие значения энергетического КПД приводов, представленные в опубликованных источниках. Незначительный разброс этих данных (0,8...1,8 %) обусловлен некоторой последующей модернизацией двигателей или же приведением к номинальным условиям по международному стандарту ИСО 2314 и на результаты данного исследования не влияет.

Проблемы, связанные с применением регенерации теплоты выходящих газов

Рост энергетического КПД ГТУ авиационного и судового типа несомненно является следствием роста параметров рабочего процесса. Это подтверждают результаты исследования, выполненного авторами согласно известной методике [4], но для стандартных атмосферных условий (САУ) и с учетом переменной теплоемкости рабочего тела в процессах сжатия и расширения (рис. 3).

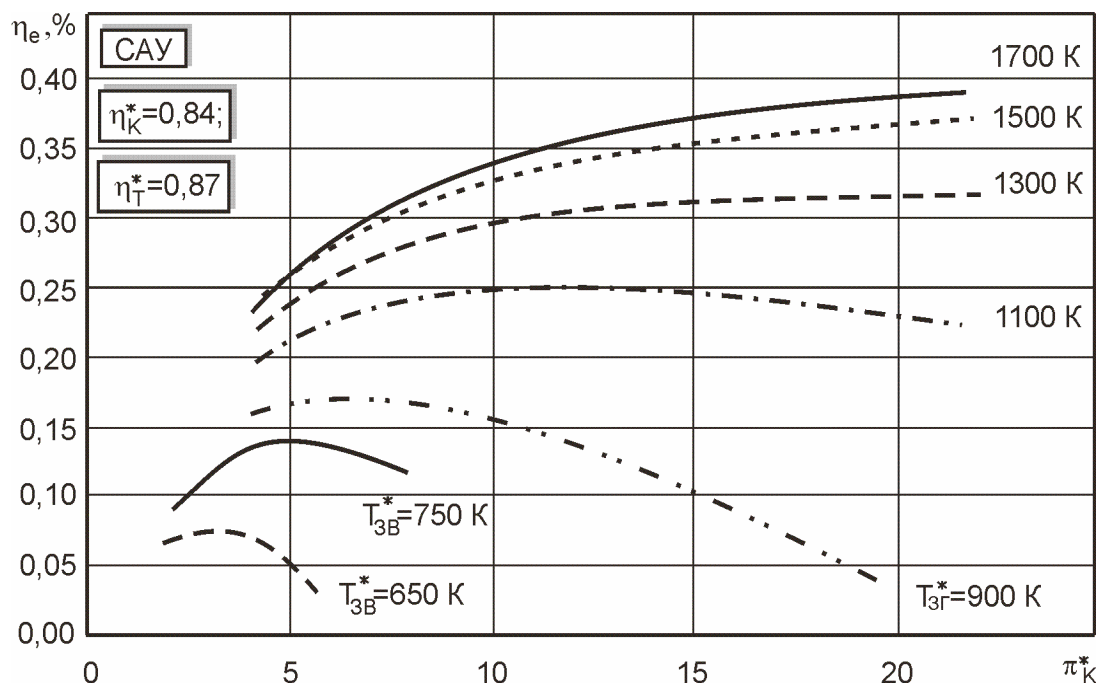


Рис. 3. Влияние параметров цикла ГТД на его энергетический КПД.

Так увеличение максимальной температуры рабочего процесса при любой степени повышения давления в цикле вызывает рост энергетического КПД. Однако, чем больше температура цикла, тем меньше этот рост. В то же время характер изменения КПД при неизменной температуре цикла имеет максимум, четко выраженный при более низких температурах. С ее увеличением он сдвигается в сторону больших степеней повышения давления воздуха и становится более пологим на ниспадающей ветви. При температурах цикла более 1300 К максимум КПД находится за диапазоном достигнутых промышленностью значений степеней повышения давления и поэтому рост последних существенно увеличивает КПД на восходящей ветви. Однако предельный уровень температуры рабочего процесса ограничен свойствами материала элементов горячего тракта и возможностью их охлаждения.

Пологий характер изменения энергетического КПД в районе максимума позволяет в некотором диапазоне температур (1200...1400 К) снизить расчетную степень повышения давления воздуха в компрессоре, что существенно облегчает проектирование ГТД. Для температуры 1300 К

и среднем уровне гидравлических потерь в лопаточных машинах такое снижение составляет 20...25 %.

Однако мощность ГТП при этом снижается из-за падения расхода воздуха через него (пропорционально напорности компрессора) и уменьшения работы свободной турбины (влияние степени расширения газа). Теоретически это означает удаление расчетной степени повышения давления воздуха в цикле как от его оптимального, так и экономического значения. При этом сохранение прежней мощности ГТП возможно лишь за счет повышения расхода воздуха, что сопровождается увеличением тепловой энергии, выбрасываемой в атмосферу.

Таким образом, основной причиной улучшения использования теплоты в рабочем процессе ГТД простой схемы является одновременное увеличение температуры цикла и степени повышения давления воздуха в компрессоре.

Немаловажную роль играет снижение гидравлических потерь в процессах сжатия и расширения. Так увеличение КПД турбины и компрессора приводит к росту энергетического КПД, особенно при низких температурах цикла (рис. 4).

Его максимум становится более пологим и

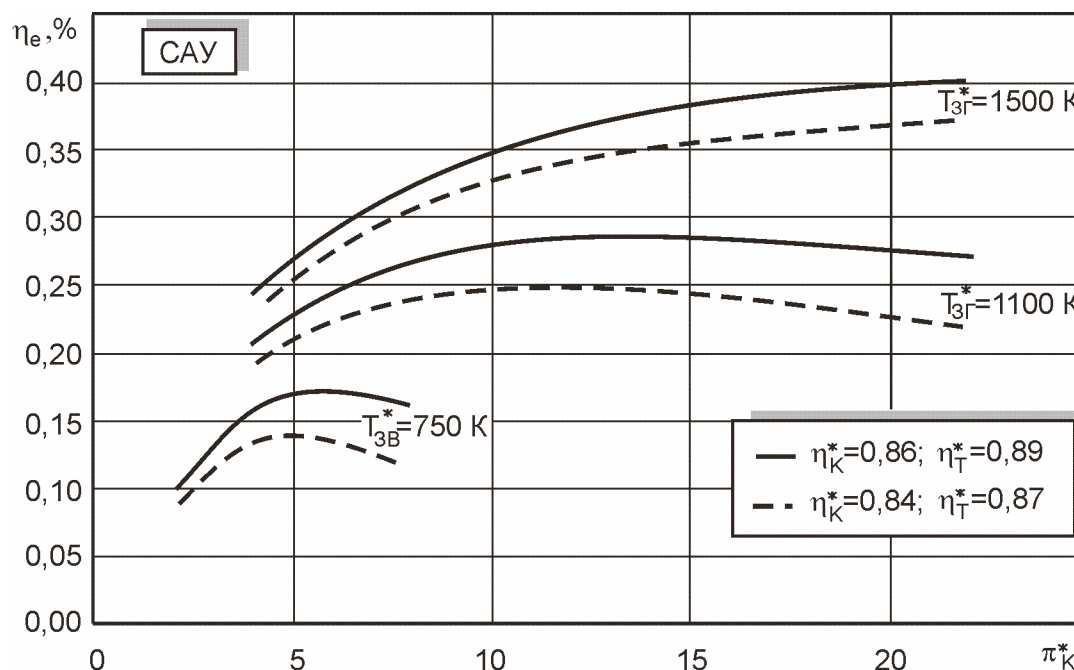


Рис. 4. Влияние гидравлических потерь в компрессоре и турбине ГТП на его энергетический КПД.

сдвигается в сторону больших степеней повышения давления, что заметно проявляется при высокой температуре цикла. В то же время известно [4], что применение открытой системы воздушного охлаждения элементов высокотемпературных турбин снижает их КПД и ведет к сдвигу этого максимума в противоположном направлении.

Успешное освоение высоких параметров рабочего процесса в ГТД простой схемы привело в конце 70-х годов XX в. к утрате возможности применения в них воздушной регенерации теплоты выходящих газов. Для эксплуатируемых в Украине ГТП авиационного и судового типа это наглядно демонстрируется (рис. 5) характером изменения температуры тепловоспринимающего и теплоотдающего теплоносителей. Обращает на себя внимание не только активный рост температуры воздуха за компрессором, но и температуры выходящих газов. Последнее означает, что, несмотря на относительное улучшение использования подводимой теплоты в цикле высокотемпературных ГТД (рост их КПД), энтальпия газов, выбрасываемых в атмосферу, увеличивается, что подчеркивает актуальность рассматриваемой проблемы. Небезынтересно при этом, что характер изменения температуры воздуха за

компрессором ГТД практически соответствует изменению эффективности использования топлива в рабочем процессе ГТД простой схемы (т.е. изменению энергетического КПД) (рис. 2).

Расчеты показывают (рис. 6), что реализация регенеративного цикла возможна лишь при существенном (237...288 К) превышении температуры выходящих газов над тепловоспринимающим воздухом (1, 2, 3). По мере развития газотурбостроения, которое сопровождалось ростом параметров рабочего процесса, этот температурный потенциал постепенно снижался от 266...54 К в ГТУ промышленного типа (4...10) до 44...5 К и даже отрицательных значений для конвертированных установок авиационного (11...14) и судового (15...20) типа.

Приведенные результаты подтверждают несомненную утрату термодинамических возможностей воздушной регенерации теплоты в открытом цикле современных ГТД украинской ГТС и этим объясняется ослабление интереса промышленности к проектированию установок регенеративного типа на базе ГТД простой схемы.

В то же время, длительная эксплуатация в украинской ГТС опытного экземпляра установки ГПУ-16К ("Водолей") подтверждает возможность и эффективность регенерации теплоты вы-

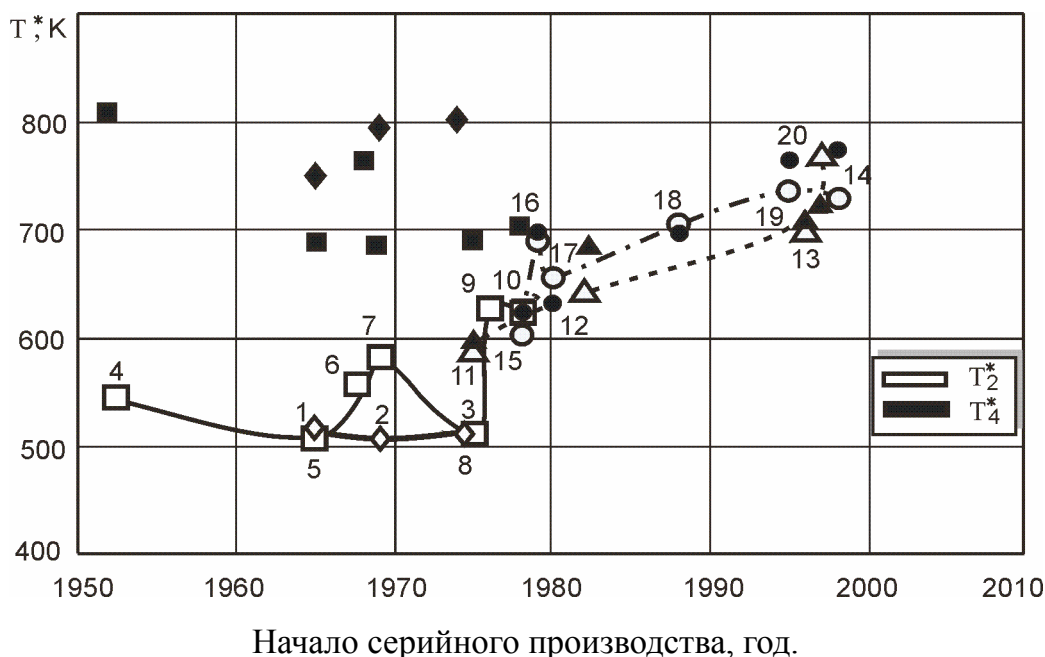


Рис. 5. Зависимость температуры потока за компрессором и турбиной от типа привода и начала его серийного производства. Обозначения – на рис. 2.

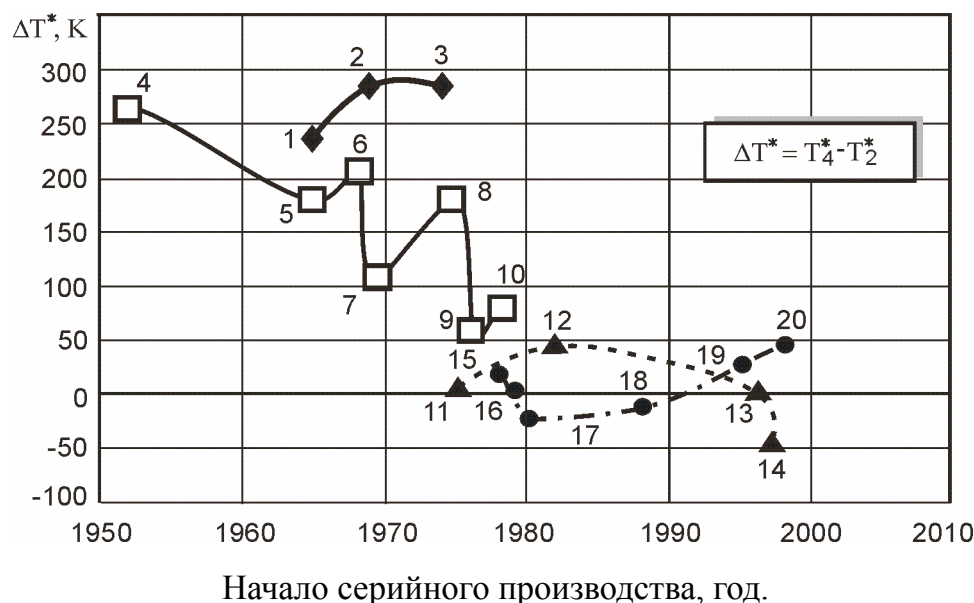


Рис. 6. Зависимость температурного потенциала воздушной регенерации от типа привода и начала его серийного производства: 1 – 3 – промышленного типа с регенерацией; 4 – 10 – промышленного типа без регенерации; 11 – 14 – авиационного типа; 15 – 20 – судового типа. Остальные обозначения – на рис. 2.

ходящих газов с помощью пароводяного рабочего тела. При этом, несмотря на идентичность физических процессов воздушной и пароводяной регенерации, наличие в цикле двух рабочих тел вносит свои особенности.

Исключительно благоприятные для отбора теплоты физические характеристики воды и пара, а также наличие фазового перехода между ними позволяют существенно снизить температуру выбрасываемых газов. Кроме того, применение пара для подвода отобранной теплоты в район камеры сгорания устраняют жесткую зависимость эффективности регенерации от температуры воздуха за компрессором.

Можно отметить несколько факторов, обеспечивающих, при прочих равных условиях, экономию топлива по сравнению с ГТД простой схемы. Согласно выражению (2), это увеличение массы рабочего тела, проходящего через силовую турбину, и ее работы. Последнее возможно, если более высокое значение удельной теплоты пара не обесценится низкой его температурой на входе в камеру сгорания по сравнению с температурой воздуха за компрессором. В противном случае, подмешивание более холодного, чем воздух, пара, при прочих равных

условиях ($T_3^* = \text{const}$), приведет к дополнительному расходу топлива. Это снизит позитивный вклад в экономию топлива не только удельной теплоты пара, но и дополнительного подвода его массы. Следовательно, существует некоторый диапазон температур за турбиной ($T_4^* \leq T_2^*$), где негативное влияние высокой температуры за компрессором компенсируется более высокой, чем у воздуха, удельной теплотой пара и его расходом. В итоге это означает распространение принципа пароводяной регенерации на область высоких параметров рабочего процесса современных ГТД простой схемы с более высоким начальным КПД (рис. 3, 4).

Несмотря на подтвержденный в процессе эксплуатации опытного экземпляра установки ГПУ-16К, способ экономии топливного газа с помощью пароводяной смеси дальнейшего развития по ряду причин не получил. И, вероятно, в первую очередь из-за применения воды в качестве теплоносителя, что сопровождается необходимостью создания дополнительного производства по ее подготовке, химической очистке и использованию. Кроме того, существенный рост капитальных затрат и объективные эксплуатационные трудности, особенно в зимнее время и

в маловодной местности, также пока являются сдерживающими факторами [1].

Таким образом, представленный анализ показывает, что в реальном исполнении потенциальные возможности снижения отвода тепловой энергии с выходящими газами ГТД при использовании воздушной регенерации теплоты цикла практически исчерпаны. Даже в обозримой перспективе, несмотря на все конструктивные и технологические достижения, энергетический КПД газотурбинных двигателей простой и сложной схемы не превысит 40...45 % [3, 4]. Поэтому возникает проблема утилизации выбрасываемой в атмосферу теплоты, которая может быть реализована только в комбинированных установках.

Выбор способа утилизации выбросной теплоты для ГТП

В Украине в настоящее время утилизация теплоты продуктов сгорания ГТД перекачивающих агрегатов не применяется. Тем не менее, в мире существуют установки и их проекты, которые реализуют бинарные циклы с дополнительным силовым воздушным циклом, паровым циклом Ренкина, низкотемпературным (органическим) циклом Ренкина или же теплофикационным циклом, а также предлагаются тригенерационные технологии утилизации теплоты выходящих из ГТД газов.

Анализ особенностей их применения, показывает [1, 13], что одним из практических по организации рабочего процесса, капитальным и эксплуатационным затратам методом утилизации выбросной теплоты является модернизация ГТП путем применения дополнительной воздушной турбинной теплоутилизационной установки (ВТТУ) [11, 12]. Эта установка представляет собой ГТД, в котором подвод теплоты к рабочему телу (атмосферному воздуху) происходит в выхлопном ТА привода. Доступность и экологичность атмосферного воздуха, неисчерпаемость его ресурсов и универсальность использования в различных условиях эксплуатации представляют собой, по сравнению с другими теплоносителями, несомненные достоинства, которые можно реализовать в открытом цикле Брайтона ВТТУ.

По расчетам в таком цикле при оптимальных режимных параметрах можно утилизировать до 17 % выбрасываемой в атмосферу теплоты

(рис. 3, 4), а при дальнейшем совершенствовании метода и больше. При этом положительный эффект от снижения гидравлического сопротивления воздушного тракта ВТТУ и подогрева в нем воздуха проявляется сильнее, чем у ГТД привода. Характеристика КПД ВТТУ в этих условиях протекает “круче”, а его максимум сдвигается в область больших степеней повышения давления (рис. 3, 4)

Таким образом, КИТ комбинированной установки воздушного бинарного цикла с учетом представленного выше КПД утилизации теплоты в ВТТУ может составлять: 41,9 % при энергетическом КПД основного ГТД 30 %, а при КПД 36 % – 47 %. Характерно, что при одном и том же КПД теплоутилизационной установки положительный эффект утилизации при улучшении экономичности основного ГТД проявляется слабее.

Мощность с выходного вала ВТТУ может быть передана на вал генератора электрической энергии или же через редуктор на вал ГТП. В последнем случае КИТ комбинированной установки соответствует ее КПД.

Выводы

Анализ состояния и исследование потенциальных возможностей уменьшения выброса теплоты с выходящими продуктами сгорания ГТП украинской ГТС показал:

- увеличение степени повышения давления при росте максимальной температуры цикла у современных ГТД простой схемы приводит к росту количества теплоты, выбрасываемой в атмосферу, и трудностям в использовании воздуха основного потока для регенерации;
- применение воды для регенерации теплоты в монарном цикле со смешением рабочих тел сопровождается значительными производственными и технологическими проблемами, затрудняющими работу ГТП в системе транспортировки газа;
- утилизация сбросной теплоты для современных ГТП является наиболее эффективным способом получения дополнительной полезной мощности;
- доступным и малозатратным методом использования теплоты выходящих газов у современных ГТД является ее воздушная утилизация

в бинарном цикле комбинированной установки;
– применение воздушной утилизации позволяет существенно (на 14...17 %) уменьшить количество теплоты, выбрасываемой из ГТП, что позволяет для установок на базе современных ГТД простой схемы получить КИТ 42...47 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Халатов А.А., Северин С.Д., Коваленко А.С., Бурлака В.В. Анализ воздушного цикла утилизации теплоты горячих газов за газотурбинными приводами ГТС Украины // Промышленная. теплотехника. – 2014. – Т. 6, №4. – С. 18 – 25.
2. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных двигателей. Ч.2. – М.: «Машиностроение», 1978. – 513 с.
3. Костюк А.Г., Шерстюк А.Н. Газотурбинные установки: Учеб. пособие для вузов. – М.: «Высшая школа», 1979. – 254 с.
4. Курзон А.Г., Маслов Л.А. Силовые турбинные установки. – Л.: «Судостроение», 1991. – 152 с.
5. Low Cost "Air Bottoming Cycle" for Gas Turbines. Gas Turbine World, vol. 21, № 3, 1991, p.61
6. Пятничко В.А., Крушевнич Т.К., Пятничко А.И. Утилизация низкопотенциального тепла для производства электроэнергии с использованием пентана в качестве рабочего тела // Экология и ресурсосбережение. – 2003. – №4. – С. 3-6.
7. Дикий Н.А., Пятничко А.И., Карп И.Н. Производство электрической энергии по газопаровому циклу на комбинированном угольном и газовом топливе // Экология и ресурсосбережение. – 2006. – № 2. – С. 3 – 7.
8. Билека Б.Д. Комбинированные энергохолодильные установки для повышения эффективности работы газотранспортных систем // Промышленная теплотехника. – 2006. – Т. 28, № 2. – С.132 – 138.
9. Любчик Г.М., Реграги А., Литвинова Ю.Р., Репях Ю.Р. Перспективы производства электрической и тепловой энергии на базе газотурбинных и комбинированных установок // Энергетика: экономика, технологии, экология. – 2008. – № 2. – С. 44 – 48.
10. Мовчан С.Н., Бочкарев Ю.В., Соломонюк Д.Н. Этапы развития стационарных и судовых ГТУ с регенерацией теплоты // Газотурбинные технологии. – 2008. – № 8. – С. 8 – 10.
11. Кузнецова С.А., Избаш В.И., Кучеренко О.С. Турботехнологии для энергосбережения на газокomppressorных станциях ГТС Украины // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – №3/3(45). – С. 37 – 40.
12. Romanov V.V., Chobenko V.N., Kuznetsov V.V., Movchan S.N., Kucherenko O.S., Shevtsov A.P. Performances and Application Perspectives of Air heat Recovery Turbine Units // Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, GT 2010, June 14 – 18, 2010, Glasgow, UK.
13. Энергетика: история, настоящее и будущее. Т. 3. Развитие тепловой и атомной энергетики. Под ред. Плачкова И. В. К.: 2008. – 528 с.
14. Методика визначення виробничо-технологічних витрат природного газу на його видобування, транспортування магістральними газопроводами та експлуатацію підземних сховищ. К.: 2008. mpe.kmu.gov.ua/fuel/doccatalog/document?id=134907.
15. Когенерационная газопаротурбинная установка «Водролей-16». Ukrainemade.com/ru/technologies/261.

PROSPECTS OF REDUCING EMISSIONS OF HEAT BEHIND GAS TURBINE DRIVES OF UKRAINIAN GAS TRANSPORTATION SYSTEM

Khalatov A.A., Kovalenko A.S.

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

The state and prospects of using the heat of gases from gas turbine engines of the Ukrainian gas transportation network are analyzed in the paper. The purpose of the study is to assess the possibilities and prospects of reducing the heat of gases emitted to the atmosphere. For this purpose: the parameters of the working process of the engines and the efficiency of using heat supplied to them are analyzed; the possible potential of the thermal energy of exhaust gases and methods of its realization are determined; the least resource method of reducing heat emissions to the atmosphere is justified. The analysis of statistical data and calculations have shown that the heat recovery of exhaust gases of modern engines of gas turbine drives of the Ukraine gas transportation network has exhausted its possibilities. The only way of reducing the heat energy emitted the atmosphere remains only its recovery. The analysis of various methods of waste heat recovery has shown the availability and the operational advantage of air waste heat recovery of exhaust gases through the implementation of a binary cycle. References 15, figures 6.

Key words: gas turbine drive, exhaust gases, heat recovery, waste heat recovery, heat-transfer agent.

1. *Khalatov A.A., Severin S.D., Kovalenko A.S., Burlaka V.V.* The analysis of air cycle of waste heat recovery after industrial gas turbines drive plants for Ukrainian gas transport system // *Promyshlennaja teplotekhnika*. – 2014. – V.36, №4. – P. 18 – 25.

2. *Netschaev Ju.N., Fedorov R.M.* Theory of aviation engines. P.2. – M.: "Mashinostroenie", 1978. – 513 p.

3. *Kurzon A.G., Maslov L.A.* Power turbine installations. – L.: "Sudostroenie", 1991. – 152 p.

4. *Kostiuk A.G., Sherstiuk A.M.* Gas turbine installations: Study guide for institutions of higher

learning. – M.: "Vysshaja shkola", 1979, – 254 p.

5. *Low Cost "Air Bottoming Cycle"* for Gas Turbines. *Gas Turbine World*, V.21, № 3, 1991. – 61 p.

6. *Piatnichko V.A., Krushnevich T.K., Piatnichko A.I.* Utilization of low-grade heat to produce electric power using pentane as working body // *Ekologija i resursosbortzhenie*. – 2003. – №4. – P. 3 – 6.

7. *Diky N.A., Piatnichko A.I., Karp I.N.* Electric power production at gas-steam cycle on combined coal and gas fuel // *Ekologija i resursozhberizhenie*. – 2006. – №2. – P. 3 – 7.

8. *Bileka B.D.* Combined power cooling plants for increasing to efficiency of operation of gas transport systems // *Promyshlennaja teplotekhnika*. – 2006. – V.28, №2. – P. 132 – 138.

9. *Liubchik G.M., Regragi a., Litvinova Ju. R., Rep'jah Ju. R.* Prospects of production of electric and thermal energy production on base of gas turbine and combined plants // *Energetika: ekonomika, tehnologij, ekologija*. – 2008. – №8. – P. 44 – 48.

10. *Movchan S.N., Bochkarev Ju.V., Solomoniuk D.N.* Stages of development of stationary and ship plants with waste heat recovery // *Gasoturbinnije tehnologij*. – 2008. – №8. – P. 8 – 10.

11. *Kuznitsova S.A., Izbash V.I., Kucherenko O.S.* Turbo technology for energy saving at gas compressor stations of gas turbine stations of Ukraine // *Vostochno-evropejsky zhurnal peredovyh tehnology*. – 2010. – №3/3(45). – P. 37 – 40.

12. *V.V. Romanov, V.N. Chobenko, V.V. Kuznetsov, S.N.Movchan, O.S. Kucherenko, A.P. Shevtsov.* Performances and Application Perspectives of Air heat Recovery Turbine Units // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, GT 2010*, June 14 – 18, 2010, Glasgow, UK.

13. *Power engineering: history, present and future.* V. 3. Development of thermal and nuclear power. Edited by Plachkov I.V. K.: 2008. – 528 p.

14. *Procedure of determining production and technological costs of natural gas for its production transportation and operation of underground storage.* – K.: 2008. mpe.kmu.gov.ua/fuel/doccatalog/document?id=134907s.

15. *Cogeneration gas-stream-turbine plant "Vodolei – 16"*. Ukrainemade.com/ru/technologies/261.

Получено 30.12.2014

Received 30.12.2014

УДК 621.039.5; 621.438

АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ГТУ ЯДЕРНОЙ МОДУЛЬНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ С ГЕЛИЕВЫМ РЕАКТОРОМ

Халатов А.А., академик НАН Украины, Северин С.Д., канд. техн. наук, Доник Т.В., канд. техн. наук

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

Приведений анализ термодинамического цикла блока перетворения энергии перспективной модульной ядерной энергетической установки четвертого поколения с высокотемпературным гелиевым реактором с тепловой мощностью 250 МВт. Представлений анализ влияния параметров рабочего процесса газотурбинной установки сложного термодинамического цикла Брайтона на показатели его эффективности.

Приведен анализ термодинамического цикла блока преобразования энергии модульной ядерной энергетической установки четвертого поколения с высокотемпературным гелиевым реактором с тепловой мощностью 250 МВт. Представлен анализ влияния параметров рабочего процесса газотурбинной установки сложного термодинамического цикла Брайтона на показатели его эффективности.

The analysis of energy conversion system thermodynamics cycle for perspective modular fourth-generation nuclear power plant with high temperature helium reactor with thermal capacity 250MW is represented in the article. The analysis of working process parameters influence for gas-turbine power plant of complicated thermodynamics Briton cycle on the indexes of its efficiency is represented.

Библ. 5, табл. 2, рис. 5.

Ключевые слова: модульная ядерная энергетическая установка, высокотемпературный гелиевый реактор, газотурбинная установка, сложный термодинамический цикл Брайтона, термодинамическая эффективность цикла.

G – расход гелия;
 L – работа турбины;
 N – мощность цикла;
 P – давление потока;
 T – температура потока;
 Q – тепловая мощность;
 η – коэффициент полезного действия.

Индексы:

пр – полезная работа;
 р – реактор;
 т – турбина;
 эл – электрический.

Сокращения:

АЭС – атомная электростанция;
 БПЭ – блок преобразования энергии;
 ВТГР – высокотемпературный гелиевый реактор;
 ГТ-МГР – газовая турбина-модульный гелиевый реактор;
 ГТУ – газотурбинная установка;
 КВД – компрессор высокого давления;
 КНД – компрессор низкого давления;
 КПД – коэффициент полезного действия;
 ТА – теплообменный аппарат.

Введение

В настоящее время в Украине около половины электроэнергии производится на тепловых электростанциях с электрической мощностью блоков 200...300 МВт. Практически все блоки этих станций отработали проектный ресурс (100 тыс. часов) и должны быть в ближайшие 10...15 лет выведены из эксплуатации. По экологическим показателям тепловые электростанции Украины оснащены только системой улавливания твердых частиц и не соответствуют международным тре-

бованиям. На смену им создаются электростанции нового поколения, среди которых можно отметить модульные ядерные станции мощностью 100...300 МВт, которые обладают хорошими экологическими показателями, за счет низких вредных выбросов в окружающую среду.

Ядерные станции играют важную роль в энергетике Украины. Они производят около 43 % электроэнергии от общего количества электрической энергии. Основным этапом развития ядерной энергетики в настоящее время является

создание экологически чистых реакторов 4-го поколения повышенной безопасности [1, 2]. В ряде стран ведутся работы по международному проекту «Generation IV» в рамках программы «Ядерные реакторы IV поколения». Высокий уровень безопасности новых реакторов достигается за счет совершенствования активных, введения пассивных защитных и локализирующих систем, а также реализации концепции внутренней безопасности. Для сокращения финансовых рисков и повышения безопасности ядерных реакторов в настоящее время наиболее перспективным направлением представляется разработка малых энергоблоков тепловой мощностью 200...300 МВт, которые могут быть построены как самостоятельно, так и в составе более крупных блоков. Одной из возможных концепций создания ядерных электростанций четвертого поколения является разрабатываемый в настоящее время в разных странах, так называемый, ВТГР, в котором в качестве теплоносителя для реактора и рабочего тела для БПЭ-ГТУ используется гелий [1, 2].

В проекте ВТГР для преобразования тепловой энергии в электрическую используется современная ГТУ, которая включает в себя газовую турбину вертикального типа на электромагнитных подшипниках с использованием высокоэффективного теплообменного оборудования. Эта концепция легла в основу международного проекта «Газовая турбина-модульный гелиевый реактор» – ГТ-МГР [1]. Преобразование энергии нагретого гелия в механическую и далее в электрическую энергию осуществляется при помощи газотурбинной установки, работающей по сложному замкнутому циклу Брайтона с регенерацией теплоты и промежуточным охлаждением рабочего тела в компрессоре.

Принципиальными особенностями ГТ-МГР являются: высокая эффективность производства электроэнергии (КПД до 50 %); повышенная безопасность, обусловленная самозащищенностью и невозможностью плавления активной зоны при тяжелых аварийных ситуациях; капсулирование установки и размещение ее под землей; эффективное использование ядерного топлива и возможность реализации различных вариантов топливного цикла (уран, плутоний, торий); сни-

жение теплового и радиационного воздействия на окружающую среду.

В настоящее время в открытой литературе имеются только данные по исследованию энергетической установки ГТ-МГР мощностью 100 МВт [3], в то время как для Украины наиболее перспективными являются установки мощностью 200...300 МВт. Поэтому данная работа посвящена исследованию модульной ядерной энергетической установки ГТ-МГР мощностью 250 МВт, а именно, термодинамического цикла БПЭ-ГТУ с высокотемпературным гелиевым реактором в режиме выработки электроэнергии и в комбинированном режиме производства электроэнергии и коммунального теплоснабжения. В работе выполнен расчет параметров цикла, показателей мощности и эффективности ГТУ сложного цикла, исследовано влияние степени регенерации теплоты и температурного коэффициента промежуточного охлаждения в компрессоре на эффективность ГТУ.

Схема ГТ-МГР и термодинамический цикл БПЭ-ГТУ

Энергетическая установка ГТ-МГР тепловой мощностью 250 МВт (рис. 1) состоит из связанных воедино двух блоков: модульного гелиевого реактора (МГР) и блока преобразования энергии – газотурбиной установки (БПЭ-ГТУ). В основе концепции МГР лежит использование активной зоны с графитовым замедлителем, ядерным топливом в виде микросфер с многослойными керамическими покрытиями и гелием в качестве теплоносителя. В активной зоне полностью отсутствуют металлоконструкции. Это позволяет достигнуть температуры гелия на выходе из реактора 850...950 °С, что обеспечивает высокую эффективность производства электроэнергии в сложном термодинамическом цикле, а также возможность использовать МГР как источник промышленной высокотемпературной теплоты для нужд производства электроэнергии и коммунального теплоснабжения. Блок преобразования энергии состоит из компрессоров низкого и высокого давления, вертикальной турбины, находящейся на одном валу с компрессорами, регенератора, предварительного и промежуточного теплообменников и генератора переменного тока, приводимого в действие газовой

турбиной.

Энергоустановка эксплуатируется в двух режимах: в режиме производства электроэнергии и в комбинированном режиме производства электроэнергии и коммунального теплоснабжения. При работе установки в комбинированном режиме теплота в теплообменниках 5 и 7 (рис. 1) отводится к теплоносителю в сетевых теплообменниках. В режиме производства только электроэнергии сетевой контур отключен, и сбросное тепло отводится в окружающую среду в градирнях.

Установка работает следующим образом: нагретый гелий из реактора поступает в турбину, где после расширения направляется в регенератор и далее в предварительный теплообменник. После охлаждения в предварительном теплообменнике гелий поступает в КНД, охлаждается в промежуточном теплообменнике, далее поступает в КВД, проходит через регенератор и возвращается в реактор.

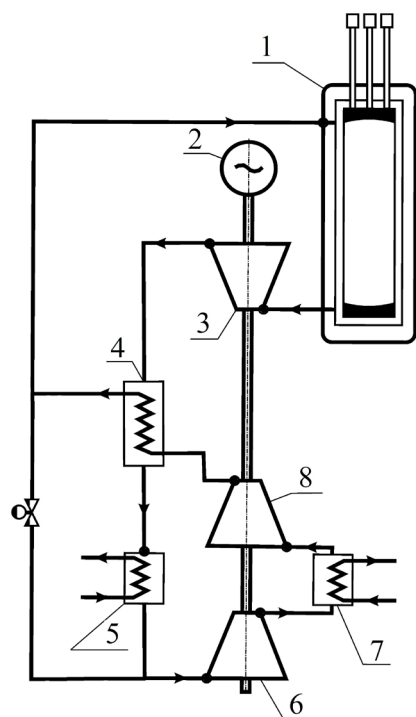


Рис. 1. Схема ГТ-МГР: 1 – реактор; 2 – генератор; 3 – турбина; 4 – регенератор; 5 – предварительный теплообменник; 6 – компрессор низкого давления; 7 – промежуточный теплообменник; 8 – компрессор высокого давления.

Использование в качестве рабочего тела гелия, обладающего высокой изобарной теплоемкостью и высоким значением газовой постоянной, обеспечивает относительно небольшие для атомных станций габариты газовой турбины.

T-S диаграмма термодинамического цикла ГТУ, работающая по замкнутому циклу Брайтона с регенерацией теплоты Q_p и промежуточным охлаждением гелия в компрессоре представлена на рис. 2. Использование сложного цикла для БПЭ ГТ-МГР при всех технологических проблемах, связанных с его практической реализацией, является условием, необходимым для достижения высокой эффективности ГТУ при сравнительно низких значениях максимальной температуры цикла ($T_6 = 850 \dots 900^\circ\text{C}$).

Основной характеристикой термодинамического цикла является его эффективность, которая оценивается электрическим КПД ГТУ, представляющим собой отношение удельной работы цикла к затраченной в цикле удельной теплоте [4]:

$$\eta_{\text{эл}} = N_{\text{эл}} / Q_p, \quad (1)$$

где Q_p – тепловая мощность реактора, Вт, а также коэффициентом полезной работы цикла

$$\eta_{\text{пр}} = N_{\text{эл}} / (L_T G). \quad (2)$$

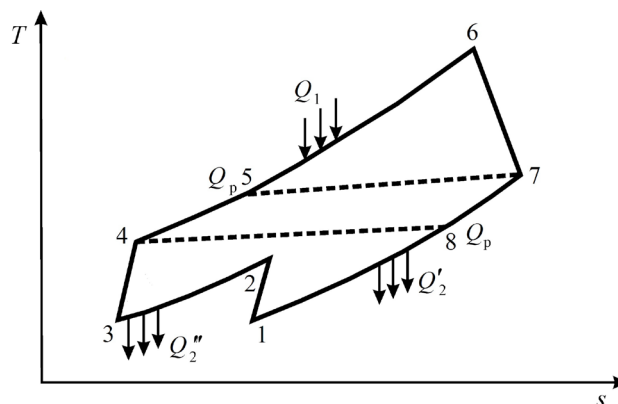


Рис. 2. Сложный цикл ГТУ в T-S диаграмме: 1-2 – сжатие в КНД; 2-3 – отвод теплоты Q_2'' в промежуточном ТА; 3-4 – сжатие в КВД; 4-5 – подвод теплоты Q_p в регенераторе; 5-6 – подвод теплоты Q_1 в гелиевом реакторе; 6-7 – расширение в турбине; 7-8 – отвод теплоты Q_p в регенераторе; 8-1 – отвод теплоты Q_2' в предварительном ТА.

Как указывалось выше, для повышения показателей эффективности ГТУ в цикле предусмотрено промежуточное охлаждение рабочего тела в компрессоре (процесс 2-3), а также подогрев рабочего тела за компрессором за счёт теплоты отработанного гелия (процесс 4-5) в регенераторе.

Охлаждение гелия в предварительном теплообменнике до температуры T_1 , а затем, в промежуточном теплообменнике до температуры T_3 позволяет уменьшить работу сжатия цикла, а, следовательно, увеличить полную удельную работу цикла. При этом чем ниже температура T_3 , то есть, чем глубже промежуточное охлаждение, тем больше прирост удельной работы цикла. Глубина промежуточного охлаждения гелия в компрессоре оценивается температурным коэффициентом промежуточного охлаждения [4]:

$$\tau_k = T_3/T_1. \quad (3)$$

Количество теплоты переданной в регенераторе определяется степенью регенерации, представляющей собой отношение теплоты, полученной гелием, к максимально возможному её количеству в идеальном регенераторе с бесконечно большой площадью поверхности теплообмена:

$$\sigma = (T_5 - T_4)/(T_7 - T_4), \quad (4)$$

где T_5 – действительная температура гелия на выходе из регенератора.

Применение регенерации теплоты в цикле позволяет повысить термическую эффективность ГТУ, однако в реальных циклах ГТУ степень регенерации имеет предельно достижимое значение, зависящее от уровня гидравлических потерь в элементах ГТУ и тепловой эффективности регенератора теплоты. Целесообразная величина степени регенерации зависит от параметров рабочего тела и определяется по минимальным приведенным затратам. Как правило, для реальных ГТУ значение степени регенерации находится в диапазоне $0,7 < \sigma < 0,85$.

Результаты исследований и их анализ

На начальном этапе была создана математическая модель сложного цикла ГТУ, включающая последовательный расчет параметров цикла для

режима выработки электроэнергии и комбинированного режима. Алгоритм расчёта цикла Брайтона с регенерацией теплоты и промежуточным охлаждением воздуха в компрессоре реализован в виде компьютерной программы «Helium v1.2» на алгоритмическом языке Compaq Visual Fortran 6.6. Программа выполнена в графическом интерфейсе под операционную систему Windows и позволяет в интерактивном режиме выполнять анализ цикла гелиевой ГТУ как в режиме выработки электроэнергии, так и в комбинированном режиме работы.

Тестирование математической модели гелиевой ГТУ производилось на основании имеющихся в открытой литературе данных по гелиевому реактору МГР-100 ГТ электрической мощностью 100 МВт [3]. Полученные результаты показали хорошее соответствие с результатами работы [4]. Погрешности по электрической и тепловой мощности установки составили не более 0,5 %, а по расходу гелия в установке 1,3%. Погрешность по электрическому КПД цикла находится в диапазоне 0,87...1,2 %.

Основные исследования проводились для цикла ГТУ модульного гелиевого реактора тепловой мощностью 250 МВт. Начальные данные для расчета цикла ГТУ были выбраны на основании анализа имеющихся в литературе сведений по КПД турбомашин и эффективности теплообменников, соответствующие достигнутому технологическому уровню в современном газотурбостроении (таблица 1). В расчетах использовались следующие значения теплофизических свойств гелия: удельная теплоемкость при постоянном давлении – $c_p = 5195$ Дж/кг·К; удельная теплоемкость при постоянном объеме – $c_v = 3117$ Дж/кг·К; показатель адиабаты – $k = 1,6667$.

В режиме выработки электроэнергии значение степени регенерации принималось равным 0,83, что соответствует технологическим достижениям в области теплообменного оборудования. Для комбинированного режима степень регенерации составляет 0,493, что определяется из условия обеспечения регенеративного цикла при пониженном режиме работы энергетической установки.

Результаты расчётов циклов для двух рассмотренных режимов работы ГТУ представлены в

Табл. 1. Исходные данные для расчета цикла ГТУ

№ п.п.	Параметр	Режим выработки электроэнергии	Комбинированный режим
1	Тепловая мощность реактора, МВт	250	250
2	Температура гелия на входе в реактор, °С	560	500
3	Температура гелия на выходе из реактора, 0°С	850	800
4	Давление гелия на входе в реактор, МПа	5,0	5,0
5	Температура гелия на выходе из турбины, °С	585	595
6	КПД турбины	0,93	0,93
7	КПД компрессора низкого давления	0,875	0,875
8	КПД компрессора высокого давления	0,85	0,85
9	Коэффициент эффективности регенератора	0,85	0,8
10	Коэффициент эффективности предварительного теплообменника	0,85	0,815
11	Коэффициент эффективности промежуточного теплообменника	0,85	0,815
12	Относительные потери давления в горячей магистрали регенератора, %	3,0	3,0
13	Относительные потери давления в холодной магистрали регенератора, %	3,0	1,5
14	Относительные потери давления в горячей магистрали предварительного теплообменника, %	3,0	3,0
15	Относительные потери давления в горячей магистрали промежуточного теплообменника, %	3,0	3,0
16	Относительные потери давления в контуре охлаждения реактора, %	5,0	5,0
17	Температурный коэффициент промежуточного охлаждения в компрессоре	1,0	1,048
18	КПД электрогенератора	0,987	0,987
19	Степень регенерации цикла	0,83	0,493

таблице 2, а рассчитанные термодинамические диаграммы циклов показаны на рис. 3.

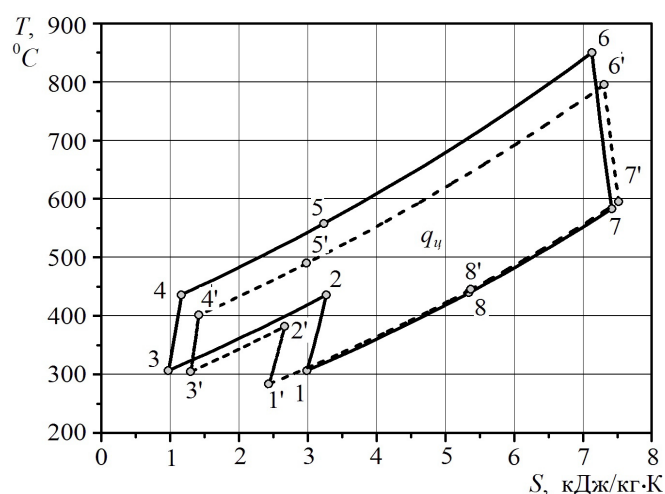
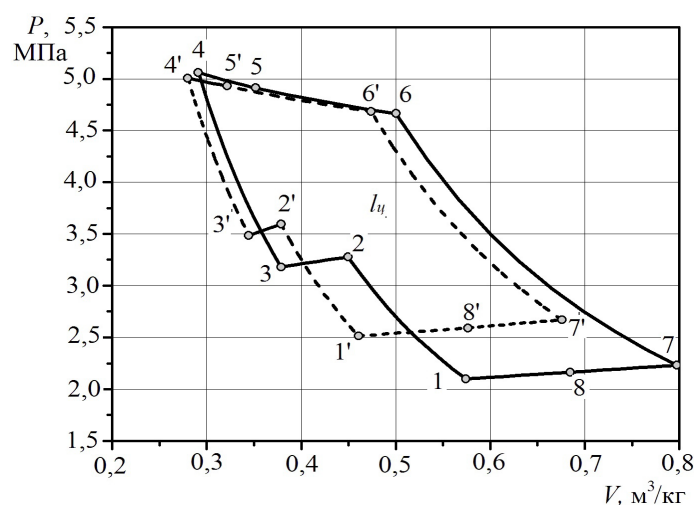
Как следует из полученных результатов, при тепловой мощности реактора 250 МВт, в режиме выработки электроэнергии полезная электрическая мощность установки составляет 115,73 МВт, а электрический КПД – 46,3 %. Потребные мощности теплообменного оборудования БПЭ-ГТУ составляют: регенератор – 123,7 МВт; предварительный теплообменник – 132,74 МВт; промежуточный теплообменник – 111,18 МВт. В комбинированном режиме полезная электриче-

ская мощность составляет только 69,66 МВт с электрическим КПД равным 27,86 %, полезная тепловая мощность составляет 182,13 МВт, потребные мощности регенератора, предварительного и промежуточного теплообменников равны 123,7 МВт, 132,74 МВт и 65,99 МВт соответственно.

Для современного теплообменного оборудования достигнутые значения степени регенерации и температурного коэффициента промежуточного охлаждения в компрессоре составляют 0,83 и 1,0, соответственно.

Табл. 2. Результаты расчета цикла ГТУ

№ п.п.	Параметр	Режим выработки электроэнергии	Комбинированный режим
1	Потребный расход гелия, кг/с	165,94	160,41
2	Суммарная степень повышения давления в компрессоре	2,397	2,018
3	Степень повышения давления в КНД	1,557	1,465
4	Степень повышения давления в КВД	1,539	1,427
5	Степень понижения давления в турбине	2,078	1,78
6	Работа турбины, кДж	1376,675	1064,975
7	Работа цикла, кДж	706,62	439,97
8	Потребная мощность регенератора, МВт	123,7	123,7
9	Потребная мощность предварительного теплообменника, МВт	132,74	132,74
10	Потребная мощность промежуточного теплообменника, МВт	111,18	65,99
11	Полезная электрическая мощность ГТУ, МВт	115,73	69,66
12	Полезная тепловая мощность ГТУ, МВт	-	182,13
13	Внутренний КПД цикла, %	46,9	28,2
14	Электрический КПД цикла, %	46,3	27,9
15	Кэффицент полезной работы цикла	50,7	30,5
16	Эксергетический КПД цикла	69,7	51,98



**Рис. 3. P - V и T - S диаграммы цикла ГТУ с тепловой мощностью реактора 250 МВт:
сплошная линия – режим выработки электроэнергии;
пунктирная линия – комбинированный режим.**

Однако достижение этих значений является технологически сложным и экономически затратным. В связи с этим в работе исследовано влияние степени регенерации теплоты и температурного коэффициента промежуточного охлаждения в компрессоре на показатели эффективности ГТУ в режиме выработки электроэнергии.

На рис. 4 представлено влияние степени регенерации теплоты на величину электрического КПД ГТУ и коэффициента полезной работы цикла. Расчеты проводились при значении температурного коэффициента промежуточного охлаждения в компрессоре $\tau_k = 1,0$.

Из рисунка видно, что уменьшение степени регенерации теплоты от заданного значения 0,83 до 0,7 приводит к снижению электрической мощности на 10 %. В то же время увеличение степени регенерации выше 0,83 приводит к значительному росту потребной площади поверхности и массы теплообмена в регенераторе [4, 5]. Таким образом, значение степени регенерации $\sigma = 0,83$ является достаточно обоснованным для получения высоких значений КПД. Из рисунка также следует, что электрический КПД ГТУ в среднем на 10% меньше, чем коэффициент полезной работы цикла, поскольку часть полной работы турбины используется для привода двухкаскадного компрессора ГТУ.

На рис. 5 представлены зависимости электрического КПД и КПД полезной работы ГТУ от температурного коэффициента промежуточного охлаждения гелия в компрессоре ($\sigma = 0,83$). Из представленных данных следует, что для достижения высокого значения КПД цикла (46,3 %) температурный коэффициент промежуточного охлаждения в компрессоре должен соответствовать значению 1,0.

Результаты расчета показывают, что высокая эффективность цикла ГТУ может быть достигнута только при условии предельно высоких значений КПД всех элементов ГТУ: компрессора, газовой турбины, а также используемого в ее составе высокотемпературного теплообменного оборудования.

Выводы

1. В работе выполнено исследование сложного термодинамического цикла БПЭ-ГТУ высокотемпературного гелиевого реактора мощ-

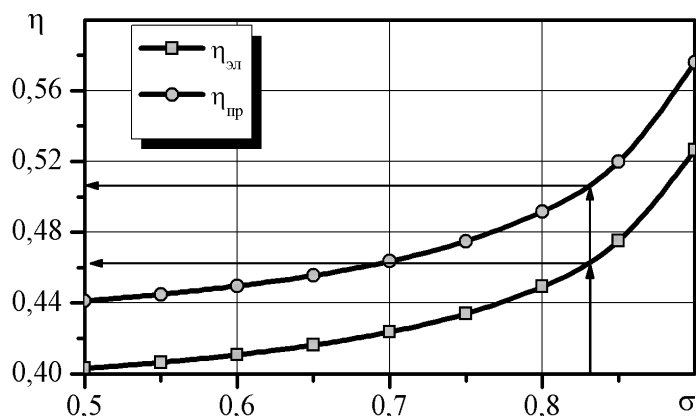


Рис. 4. Зависимость КПД ГТУ от степени регенерации теплоты в цикле для режима выработки электроэнергии ($\tau_k = 1,0$).

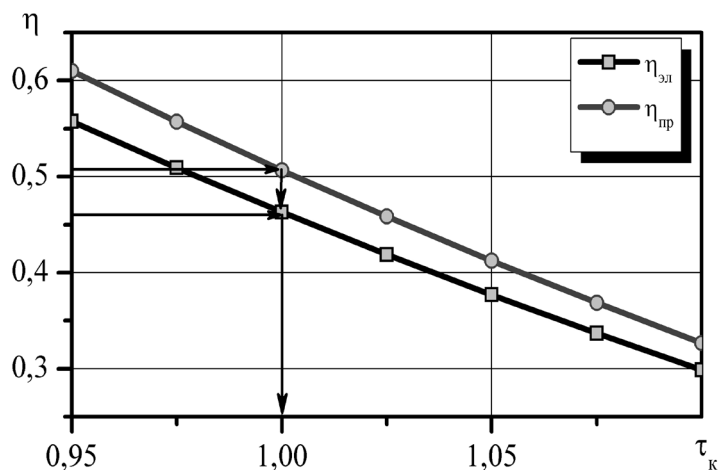


Рис. 5. Зависимость КПД ГТУ от температурного коэффициента промежуточного охлаждения в компрессоре ($\sigma = 0,83$).

ностью 250 МВт при его работе в режиме выработки электроэнергии и в комбинированном режиме – с выработкой электрической и тепловой энергии для коммунального теплоснабжения.

2. Разработана математическая и компьютерная модель сложного цикла ГТУ с регенерацией теплоты и промежуточным охлаждением гелия в компрессоре. Тестирование математической выполнено с использованием имеющихся в литературе данных для МГР-100ГТ электрической мощностью 100 МВт.

3. Выполнены расчёты параметров цикла, показателей мощности и эффективности ГТУ сложного цикла для двух режимов работы – выработки электроэнергии и комбинированного режима. Показано, что при работе в режиме выработки электроэнергии полезная электрическая мощность установки составила 115,73 МВт с электрическим КПД 46,3 %. В комбинированном режиме мощность составляет 69,66 МВт с электрическим КПД 27,86 %. При этом полезная тепловая мощность установки для использования в коммунальном теплоснабжении составила 182,13 МВт.

4. Определены потребные мощности теплообменного оборудования БПЭ-ГТУ высокотемпературного гелиевого реактора мощностью 250 МВт: в режиме выработки электроэнергии – потребная мощность регенератора составляет 123,7 МВт, предварительного теплообменника – 132,74 МВт, промежуточного теплообменника – 111,18 МВт; в комбинированном режиме – 123,7 МВт, 132,74 МВт и 65,99 МВт соответственно.

5. Показано, что высокое значение КПД ГТУ сложного цикла достигается при степени регенерации теплоты в цикле не ниже 0,83, значении температурного коэффициента промежуточного охлаждения в компрессоре $\tau_k = 1,0$ и при условии обеспечения предельно высоких значений КПД

всех элементов ГТУ, а также используемого высокотемпературного теплообменного оборудования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Zgliczynski, J. B., Silady, F. A., Neylan, A. J. The Gas Turbine-Modular Helium Reactor (GT-MHR) High Efficiency, Cost Competitive, Nuclear Energy for the Next Century – GA-A21610. General Atomics. – 1994.
2. LaBar M. P., Shenoy A. S., Simon W. A., Campbell E. M. «Status of the GT-MHR for Electricity Production» World Nuclear Association Annual Symposium 3-5 September 2003 – London, 15 p.
3. Столяревский А.Я., Кодочигов Н.Г., Васяев А.В., Головкин В.Ф., Ганин М.Е. Применение высокотемпературных модульных гелиевых реакторов для теплоснабжения энергоёмких производств. – «Новости теплоснабжения» № 2, 2011.
4. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г., Богов И.А. и др. Стационарные газотурбинные установки // Под ред. Л.В. Арсеньева, В.Г. Тырышкина – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1989. – 543 с.
5. Чичиндаев А.В. Оптимизация компактных пластинчато-ребристых теплообменников. Часть I. Теоретические основы: Учебное пособие. – Новосибирск: Издательство НГТУ, 2003. – 400 с.

ANALYSIS OF THERMODYNAMIC CYCLE OF GAS TURBINE PLANT OF NUCLEAR MODULAR POWER INSTALLATION WITH HELIUM REACTOR

Khalatov A.A., Severin S.D., Donyk T.V.

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

In this paper the perspective modular nuclear power plant of the fourth generation having capacity 250 MW, which consists of two units connected together: a modular high-temperature helium reactor and energy conversion unit – gas turbine plant of the direct cycle. The analysis of the thermodynamic cycle of gas turbine plant (GTP) with the high temperature helium reactor in electric power generation mode and in the combined mode of electricity production and municipal heat supply was given. A mathematical model of a complex cycle of the gas turbine plant (GTP) was developed, testing the model on the basis of the data available in the open press on the helium reactor having the electric power 100 MW was made. Basic studies to calculate the cycle of the GTP with thermal capacity of the reactor 250 MW were conducted. The calculations of the cycle parameters, capacity and efficiency indices of the GTP of complex cycle for two modes of its operation were conducted. It was shown that at the thermal capacity of the reactor 250 MW in operation of the electric power generation mode the useful electric power of the plant is 115.73 MW with the electric efficiency 46.3 %, in the combined mode is 69.66 MW with the electric efficiency 27.86 %. The useful thermal capacity of the plant for the use in the central heating will be 182.13 MW. The analysis of the influence of parameters of the

working process of the GTP on the its efficiency indices has shown that high value of the efficiency of the GTP (46.3 %) is achieved at the heat regeneration degree in the cycle not less than 0.83 and the value of the temperature coefficient of the intermediate cooling in the compressor about $\tau_k = 1,0$ and on condition of providing with extremely high values of the efficiency of all elements of the GTP, and the high temperature heat transfer equipment used as well.

References 5, tables 2, fig. 5.

Key words: gas cooled nuclear power plant, high temperature helium reactor, gas turbine plant of the complex thermodynamic Bratton cycle, cycle thermodynamics efficiency.

1. Zgliczynski, J.B., Silady, F.A., Neylan, A.J. The Gas Turbine-Modular Helium Reactor (GT-MHR) High Efficiency, Cost Competitive, Nuclear Energy for the Next Century – GA-A21610. General Atomics. – 1994.

2. M.P. LaBar, A.S. Shenoy, W.A. Simon and E.M. Campbell «Status of the GT-MHR for Electricity Production» World Nuclear Association Annual Symposium 3-5 September 2003 – London, 15 p.

3. Stolyarevskiy A.Ya., Kodochigov N.G., Vasyaev A.V., Golovko V.F., Ganin M.E. The use of high-Modular Helium Reactor for heating energy-intensive production. – «Novosti teplosnabzheniya» №2, 2011.

4. Arsenev L.V., Tyiryishkin V.G., Bogov I.A. i dr. Stationary gas turbine plants // Pod red. L.V. Arseneva, V.G. Tyiryishkina – L.: Mashinostroenie, Leningradskoe otdeleniye, 1989. – 543 s.

5. Chichindaev A.V. Optimization of compact plate-fin heat exchangers. Chast I. Teoreticheskie osnovy: Uchebnoe posobie. – Novosibirsk: Izdatelstvo NGTU, 2003. – 400 p.

Получено 15.12.2014
Received 15.12.2014

УДК 620.92

БИОЭНЕРГЕТИКА В УКРАИНЕ: СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ. ЧАСТЬ 1

Гелетуха Г.Г., канд. тех. наук, Железная Т.А., канд. тех. наук, Кучерук П.П., Олейник Е.Н., Трибой А.В.

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

Розглянуто поточний стан та прогноз розвитку біоенергетики в ЄС. Виконано оцінку потенціалу біомаси, доступної для виробництва енергії в Україні. Проаналізовано динаміку зміни потенціалу біомаси по роках.

Рассмотрено современное состояние и прогноз развития биоэнергетики в ЕС. Выполнена оценка потенциала биомассы, доступной для производства энергии в Украине. Проанализирована динамика изменения потенциала биомассы по годам.

The paper covers state of the art and outlook for bioenergy development in the EU. Potential of biomass available for energy production in Ukraine is assessed. Dynamics of the biomass potential over years is analyzed.

Библ. 14, табл. 5, рис. 4.

Ключевые слова: биомасса, биотопливо, биогаз, биоэнергетика, потенциал биомассы, энергетические культуры.

АПК – агропромышленный комплекс;
БМ – биомасса;
ВИЭ – возобновляемые источники энергии;
ВКЭ – валовое конечное энергопотребление;
ТБО – твердые бытовые отходы;

н.э. – нефтяной эквивалент;
с/х – сельское хозяйство;
сух. т – тонн сухого вещества.

Нижние индексы:

э – электрический.

Развитие биоэнергетики в мире

Возобновляемая энергетика – сектор энергетики, динамично развивающийся в мире. На сегодня доля ВИЭ в общей поставке первичной энергии в мире составляет около 13 %, в том числе биомассы – 10 %, что соответствует более 1300 млн. т н.э./год [1].

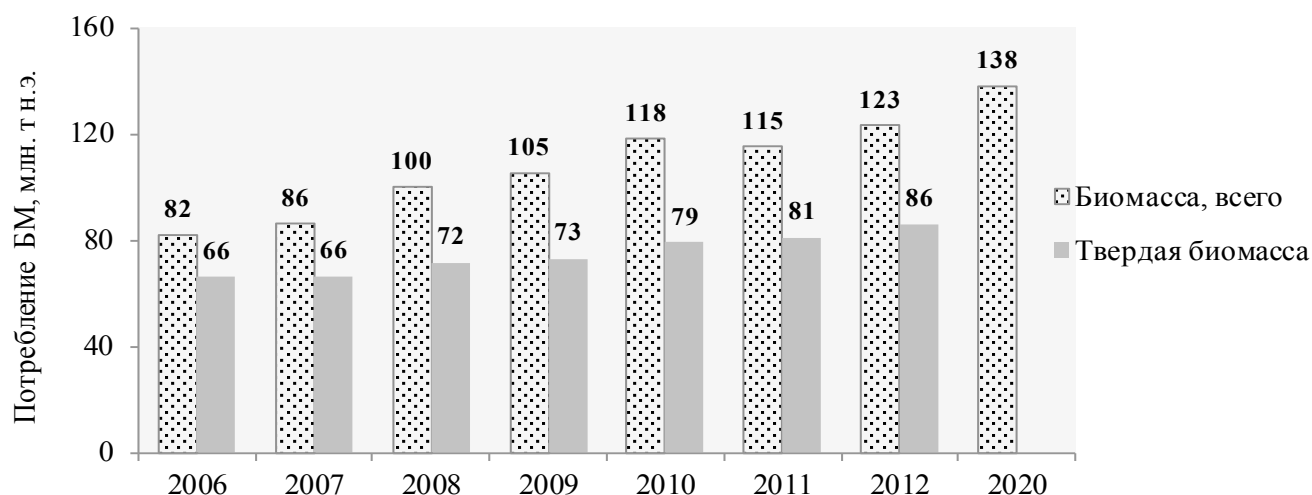
Европейский Союз успешно движется к достижению цели 2020 года по возобновляемой энергетике – 20 % энергии из ВИЭ в валовом конечном энергопотреблении. За последние 10 лет этот показатель вырос с 8 % до 14 %. Три страны (Швеция, Болгария и Эстония) уже выполнили свои национальные цели 2020 года.

На сегодня объемы потребления биомассы для производства энергии в Европейском Союзе составляют более 120 млн. т н.э./год, а к 2020 году валовое конечное потребление биомассы должно вырасти до 138 млн. т н.э./год (рис. 1). Основным видом используемой биомассы является твердая

биомасса. Ее доля в общем объеме потребления неизменно составляет около 70 %.

Вклад биомассы в валовое конечное энергопотребление ЕС уже превысил 8 %, а к 2020 году должен вырасти до 14 % (табл. 1). В отдельных странах-лидерах уровень развития биоэнергетики значительно выше среднеевропейского. Так, в Финляндии доля биомассы в конечном энергопотреблении составляет 28 %, в Латвии – более 27 %, в Швеции и Эстонии – около 26 % (для сравнения – в Украине 1,78 %). Австрия и Эстония на сегодня уже практически выполнили свои обязательства 2020 года по вкладу биомассы в валовое конечное энергопотребление (табл. 2).

Наибольшие успехи достигнуты в секторе тепловой энергии – биомасса обеспечивает почти 16 % общего объема генерации, что соответствует третьему месту после природного газа (43 %) и угля (28,5 %) (рис. 2). При этом из биомассы производится более 95 % всей возобнов-



2020 г. – цель ЕС по валовому конечному потреблению биомассы согласно Национальным планам действий по возобновляемой энергетике

Рис. 1. Динамика общего потребления биомассы для производства энергии в ЕС [2-6].

Табл. 1. Фактическая и прогнозная доля ВИЭ и биомассы в энергобалансе ЕС [3, 6, 7]

Показатели	2011-2012 гг., %	2020 г., % (прогноз)
Доля ВИЭ в валовом конечном энергопотреблении	14,1	20
Доля биомассы в валовом конечном энергопотреблении	8,4	14
Доля ВИЭ в валовом производстве тепловой энергии	16,5	20
Доля биомассы в валовом производстве тепловой энергии	15,8	18...19
Доля ВИЭ в валовом производстве электроэнергии	23,5	34
Доля биомассы в валовом производстве электроэнергии	4,0	7
Доля ВИЭ в транспортном секторе	5,1	10
Доля биомассы в транспортном секторе	5,0	~10 %

ляемой тепловой энергии. В ряде стран доля производства тепловой энергии из биомассы гораздо выше среднеевропейской: Швеция – 60 %, Австрия – 31 %, Финляндия – 27 %, Дания – 25 %.

Анализ структуры производства электроэнергии в ЕС показывает, что объем «зеленой» электроэнергии устойчиво растет – с около 300 ТВт·ч (12,5 % общего объема производства) в 1990 г. до более 700 ТВт·ч (23,5 %) в 2012 г. При этом объемы генерации электроэнергии из нефтепродуктов снижаются, из природного газа – растут с некоторой стабилизацией в последние годы, а использование угля и атомной энергии в целом

остается примерно на одинаковом уровне.

Вклад биомассы в секторе электроэнергетики Европейского Союза более скромный – 4 % общего объема генерации и 19 % от всех ВИЭ (рис. 3). В отдельных странах этот вклад существенно выше: в Финляндии из биомассы вырабатывается 15,3 % общего объема электроэнергии, в Дании – 12,4 %, в Швеции – 7,7 %, в Австрии – 6,9 %.

Основным видом биомассы для производства электроэнергии в ЕС является древесина – установленная мощность оборудования, работающего на ней, составляет почти 17 ГВт_э. Также

Табл. 2. Фактический и прогнозный вклад биомассы в ВКЭ в странах ЕС [3]

Страны ЕС	ВКЭ, 2011 г. тыс. т н.э.	Вклад БМ в ВКЭ, 2011 г.		Вклад БМ в ВКЭ, 2020 г. (цель)	
		тыс. т н.э.	% от ВКЭ	тыс. т н.э.	% от ВКЭ
ЕС-28	1103260	92599	8,39	138312	12,54
Бельгия	38886	1639	4,21	3772	9,70
Болгария	9287	962	10,36	1344	14,47
Чешская Республика	24634	2193	8,90	3671	14,90
Дания	14679	2769	18,86	3665	24,97
Германия	207093	16240	7,84	20908	10,10
Эстония	2843	730	25,68	726	25,54
Ирландия	10800	321	2,97	1054	9,76
Греция	18835	1163	6,17	1947	10,34
Испания	86532	5898	6,82	9311	10,76
Франция	148065	12043	8,13	21431	14,47
Хорватия	6181	445	7,20	нет данных	нет данных
Италия	122312	6838	5,59	9765	7,98
Кипр	1896	41	2,16	80	4,22
Латвия	3982	1099	27,60	1543	38,75
Литва	4696	916	19,51	1295	27,58
Люксембург	4276	93	2,17	328	7,67
Венгрия	16276	1332	8,18	2069	12,71
Мальта	446	1	0,22	14	3,14
Нидерланды	50663	1581	3,12	3143	6,20
Австрия	27328	4566	16,71	4540	16,61
Польша	64689	5883	9,09	8214	12,70
Португалия	17350	2706	15,60	3101	17,87
Румыния	22576	3620	16,03	4365	19,33
Словения	4951	558	11,27	776	15,67
Словакия	10795	774	7,17	1022	9,47
Финляндия	25179	7076	28,10	8280	32,88
Швеция	32168	8539	26,55	11583	36,01
Великобритания	132023	3021	2,29	10368	7,85

в больших объемах используется биогаз (7191 МВт_э) и бытовые отходы (6158 МВт_э). Электроэнергия из жидких биотоплив (1102 МВт_э) производится только в отдельных странах, например, в Италии и Германии.

Потенциал биомассы в Украине

Украина имеет большой потенциал биомассы, доступной для производства энергии, что является хорошей предпосылкой для динамичного развития сектора биоэнергетики. Экономич-

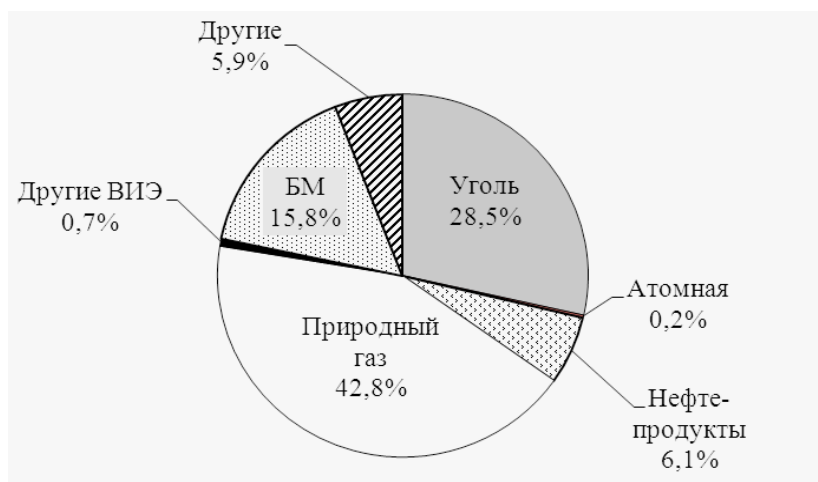


Рис. 2. Структура производства тепловой энергии в ЕС, 2011 г. [6].

чески целесообразный энергетический потенциал биомассы в стране составляет порядка 20... 25 млн. т у.т./год. Основными составляющими потенциала являются отходы сельскохозяйственного производства (солома, стебли кукурузы, стебли подсолнечника и т.п.) – более 11 млн. т у.т./год (по данным 2013 г.) и энергетические культуры – около 10 млн. т у.т./год (табл. 3).

При этом сельскохозяйственные отходы являются реальной частью потенциала биомассы, а данные по энергетическим культурам отражают объем биомассы, который можно получить при выращивании этих культур на свободных землях в Украине. Следует отметить, что этот процесс активно развивается несколько последних лет. Оценка потенциала является консервативной и включает основные виды биомассы, имеющие значительное влияние на объем потенциала. На практике источников биомассы намного больше – отходы зерноочистки элеваторов, ботва сахарной свеклы, биомасса камыша и другие.

Площадь незадействованных сельскохозяйственных земель в Украине составляет 3...4 млн. га, по данным 2012 года – 3,5 млн. га (табл. 4). Несколько возможных сценариев выращивания энергетических культур на этих землях представлены в таблице 5. Сценарии отличаются между собой площадью земель, выделенных под выращивание энергетических культур – 1 млн. га, 2 млн. га и 3 млн. га. Для всех сценариев выбраны 4 наиболее перспективные культуры – ива, мискантус, тополь, кукуруза и следующее

распределение общей площади: ива – 25 %, мискантус – 15 %, тополь – 10 %, кукуруза – 50 %. Предложенный перечень культур является одним из возможных вариантов, выбранным для данной оценки потенциала биомассы. На практике, исходя из конкретных условий, могут выращиваться и другие культуры, например, сахарное сорго.

Величина энергетического потенциала биомассы в Украине колеблется по годам и зависит главным образом от урожайности основных сельскохозяйственных культур. В 2013 г. был собран рекордный за последние 20 лет урожай зерновых и зернобобовых культур (63 млн. т), поэтому экономический потенциал биомассы также достиг своего максимального значения – почти 28 млн. т у.т. (рис. 4). Напротив, 2003 год был одним из самых неурожайных по зерновым культурам (20 млн. т), и потенциал биомассы упал до 18,5 млн. т у.т.

При оценке потенциала чрезвычайно важным является вопрос, какую долю отходов/остатков сельскохозяйственного производства можно использовать на энергетические нужды без негативного влияния на плодородие почв. Эксперты Биоэнергетической ассоциации Украины, выполнив соответствующее исследование, пришли к выводу, что в среднем для Украины можно прогнозировать использование до 30 % теоретического потенциала соломы зерновых культур и до 40 % теоретического

Табл. 3. Энергетический потенциал биомассы в Украине, 2013 г.

Вид биомассы	Теоретический потенциал, млн. т	Доля, доступная для получения энергии, %	Экономический потенциал, млн. т у.т.
Солома зерновых культур	30,6	30	4,54
Солома рапса	4,2	40	0,84
Отходы производства кукурузы на зерно (стебли, стержни початков)	40,2	40	4,39
Отходы производства подсолнечника (стебли, корзинки)	21,0	40	1,72
Вторичные отходы с/х (шелуха, жом)	6,9	75	1,13
Древесная биомасса (дрова, порубочные остатки, отходы деревообработки)	4,2	90	1,77
Биодизель (из рапса)	-	-	0,47
Биоэтанол (из кукурузы и сахарной свеклы)	-	-	0,99
Биогаз из отходов и побочной продукции АПК	1,6 млрд. м ³ метана (CH ₄)	50	0,97
Биогаз с полигонов ТБО	0,6 млрд. м ³ CH ₄	34	0,26
Биогаз из сточных вод (промышленных и коммунальных)	1,0 млрд. м ³ CH ₄	23	0,27
Энергетические культуры**: - ива, тополь, мискантус - кукуруза (биогаз)	11,5 3,3 млрд. м ³ CH ₄	90* 90*	6,28 3,68
Торф	-	-	0,40
Всего	-	-	27,71

* Учитываются потери при сборе урожая.

** Согласно сценарию II (табл. 5).

Табл. 4. Структура сельскохозяйственных земель в Украине, 2012 г. [8]

Категория земель	Площадь, млн. га
Сельскохозяйственные угодья, в том числе:	41,5
пахотные земли (I)	32,5
сенокосы	2,4
пастбища	5,5
Посевная площадь (II), в том числе:	27,8
зерновые и зернобобовые культуры	15,4
технические культуры	7,8
картофель и овощебахчевые культуры	2,0
кормовые культуры	2,5
Площадь чистых паров (III)	1,2
Незадействованные пахотные земли (I – II – III) (оценка авторов)	3,5

Табл. 5. Возможные сценарии выращивания энергетических культур в Украине

Показатели	Сценарии		
	I	II	III
Площадь под энергетическими культурами (всего), млн. га	1	2	3
<i>Структура площадей по культурам, млн. га:</i>			
- ива	0,25	0,5	0,75
- мискантус	0,15	0,3	0,45
- тополь	0,1	0,2	0,30
- кукуруза (на биогаз)	0,5	1,0	1,5
Экономический потенциал энергетических культур (всего), млн. т у.т./год	4,98	9,95	14,93
<i>Структура потенциала по культурам, млн. т у.т./год:</i>			
- ива	1,66	3,32	4,98
- мискантус	0,94	1,88	2,82
- тополь	0,54	1,08	1,62
- кукуруза (на биогаз)	1,84	3,68	5,51
<i>Показатели, используемые в сценариях</i>			
Распределение общей площади под энергокультурами, %			
- ива	25		
- мискантус	15		
- тополь	10		
- кукуруза (на биогаз)	50		
Урожайность*, сух. т/га в год:			
- ива	12 [9]		
- мискантус	12 [10]		
- тополь	9,5 [11]		
- кукуруза на биогаз (свежая масса)	30 [12]		
Теплота сгорания (сухой массы), МДж/кг:			
- ива	18		
- мискантус	17		
- тополь	18,5		
- кукуруза на биогаз	выход CH_4 : 100 м³/т силоса* содержание CH_4 в биогазе: 55 %		

* Консервативный подход.

потенциала отходов производства кукурузы на зерно и подсолнечника [13, 14]. На уровне конкретного сельскохозяйственного предприятия или фермерского хозяйства этот вопрос

должен решаться индивидуально, принимая во внимание существующие неэнергетические направления применения соломы и других растительных отходов (например, использование в

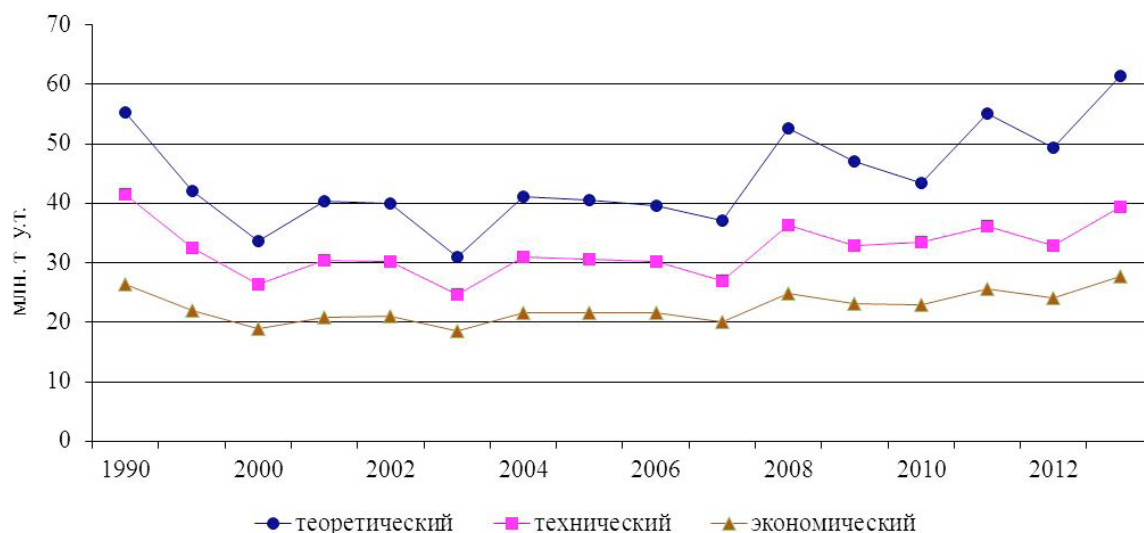


Рис. 4. Динамика энергетического потенциала биомассы в Украине.

качестве органического удобрения, подстилки и корма для скота).

Выводы

Возобновляемая энергетика – сектор энергетики, динамично развивающийся в мире. На сегодня доля ВИЭ в общей поставке первичной энергии в мире составляет около 13 %, в том числе биомассы – 10 %, что соответствует более 1300 млн. т н.э./год.

Европейский Союз успешно движется к достижению цели 2020 года по возобновляемой энергетике – 20 % энергии из ВИЭ в валовом конечном энергопотреблении. За последние 10 лет этот показатель вырос с 8 % до 14 %. Вклад биомассы в валовое конечное энергопотребление ЕС уже превысил 8 %, а к 2020 году должен вырасти до 14 %. Наибольшие успехи достигнуты в секторе тепловой энергии – биомасса обеспечивает почти 16 % общего объема генерации, что соответствует третьему месту после природного газа и угля. Вклад биомассы в секторе электроэнергии ЕС более скромный – 4 % общего объема генерации и 19 % от всех ВИЭ.

Украина имеет большой потенциал биомассы, доступной для производства энергии, что является хорошей предпосылкой для динамичного развития сектора биоэнергетики. Экономически целесообразный энергетичес-

кий потенциал биомассы в стране составляет порядка 20...25 млн. т у.т./год. Основными составляющими потенциала являются отходы сельскохозяйственного производства (солома, стебли кукурузы, стебли подсолнечника и т.п.) – более 11 млн. т у.т./год (по данным 2013 г.) и энергетические культуры – около 10 млн. т у.т./год.

Для Украины биоэнергетика является одним из стратегических направлений развития сектора возобновляемых источников энергии, учитывая высокую зависимость страны от импортных энергоносителей, в первую очередь, природного газа, и большой потенциал биомассы, доступной для производства энергии. К сожалению, темпы развития биоэнергетики в Украине до сих пор существенно отстают от европейских. На сегодняшний день доля биомассы в общей поставке первичной энергии в стране составляет лишь 1,2 %, а в валовом конечном энергопотреблении (по оценке авторов) – 1,78 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Key World Energy Statistics*. Publication of the International Energy Agency, 2013.
2. *Annual Statistical Report on the contribution of biomass to the energy system in the EU27*. Prepared by AEBIOM, 2011.
3. *European Bioenergy Outlook*. Report by

AEBIOM, 2013.

4. *Solid Biomass Barometer*. Report by Eur Observ'ER, December 2013.

5. *Solid Biomass Barometer*. Report by Eur Observ'ER, December 2012.

6. *EU Energy in Figures*. Publication of the European Commission, 2013.

7. *Renewable Energy Road Map*. Renewable energies in the 21st century: building a more sustainable future. COM (2006) 848 final, Brussels, 10.01.2007.

8. *Статистический ежегодник Украины за 2012 год*. Публикация Государственной службы статистики Украины под ред. Осауленко А.Г., Киев, 2013, – 551 с.

9. *Svitlana Trybush. Willow for Energy: Myths and Reality*. Proc. of 8th International Conference on Biomass for Energy, 25-26 September 2012, Kyiv, Ukraine.

10. *Блюм Я.Б., Гелетуха Г.Г., Григорюк И.П. и др.* Новейшие технологии биоэнергоконверсии. – К: «Аграр Медиа Груп», 2010. – 326 с.

11. *Я.Д. Фучило, М.В. Сбитна, О.Я. Фучило, В.Н. Литвин.* Опыт и перспективы выращивания тополя (POPULUS SP.L.) в южной степи Украины // Научные труды Лесной академии наук Украины: сборник научных трудов. – 2009. Вып. 7. – С. 66 – 69.

12. *Гелетуха Г.Г., Кучерук П.П., Матвеев Ю.Б. и др.* Развитие биогазовых технологий в Украине и Германии: нормативно-правовое поле, состояние и перспективы. Киев-Гюльцов: FNR, 2013, –71 с.

13. *Гелетуха Г.Г., Железная Т.А., Трибой А.В.* Перспективы использования отходов сельского хозяйства для производства энергии в Украине. Часть 1 // Промышленная теплотехника. – 2014. – Т. 36, № 4. – С. 36-42.

14. *Гелетуха Г.Г., Железная Т.А., Трибой А.В.* Перспективы использования отходов сельского хозяйства для производства энергии в Украине. Часть 2 // Промышленная теплотехника. – 2014. – Т. 36, № 5. – С. 73-80.

BIOENERGY IN UKRAINE: STATE OF THE ART AND PROSPECTS FOR DEVELOPMENT. PART 1

Geletukha G.G., Zheliezna T.A., Kucheruk P.P., Oliinyk Ye. N., Tryboi O.V.

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

The paper covers state of the art and outlook for bioenergy development in the EU. The contribution of biomass to the final energy con-

sumption as well as to heat and power sectors of the EU countries is analyzed. It is shown that application of bioenergy technologies is most successful in heat production while contribution of biomass to power production is more modest. Potential of biomass available for energy production in Ukraine is assessed. Dynamics of the biomass potential over years is analyzed. Main parts of the bioenergy potential are primary and secondary agricultural residues and energy crops. The agricultural residues are a real part of the biomass potential, and the presented data on energy crops show how much biomass can be obtained by growing energy crops on unused ag-

gricultural land in Ukraine. The paper proposes three possible scenarios for raising energy crops in Ukraine.

References 14, tables 5, figures 4.

Key words: biomass, biofuel, biogas, bioenergy, potential of biomass, energy crops.

1. *Key World Energy Statistics*. Publication of the International Energy Agency, 2013.
2. *Annual Statistical Report* on the contribution of biomass to the energy system in the EU27. Prepared by AEBIOM, 2011.
3. *European Bioenergy Outlook*. Report by AEBIOM, 2013.
4. *Solid Biomass Barometer*. Report by Eur Observ'ER, December 2013.
5. *Solid Biomass Barometer*. Report by Eur Observ'ER, December 2012.
6. *EU Energy in Figures*. Publication of the European Commission, 2013.
7. *Renewable Energy Road Map*. Renewable energies in the 21st century: building a more sustainable future. COM (2006) 848 final, Brussels, 10.01.2007.
8. *Statistical Yearbook of Ukraine for 2012*. Publication by the State Statistics Service of Ukraine edited by A.G. Osaulenko, Kyiv. – 2013, – 551 p. (Ukr.)

9. *Svitlana Trybush*. Willow for Energy: Myths and Reality. Proc. of 8th International Conference on Biomass for Energy, 25-26 September 2012, Kyiv, Ukraine.

10. *Blium Ya.B., Geletukha G.G., Grygoriuk I.P. at al.* Modern technologies for bioenergy conversion. – K: «AgrarMe-diaGroup», 2010. – 326 p.

11. *Ya.D. Fuchylo, M.V. Sbytina, O.Ya. Fuchylo, V.M. Litvin*. Experience and prospects for growing poplar (POPULUS L.) in southern steppe of Ukraine // Proceedings of the Forest Academy of Sciences of Ukraine. – 2009. Issue 7, P. 66 – 69.

12. *Geletukha G.G., Kucheruk P.P., Matveev Yu.B. at al.* Development of biogas technologies in Ukraine and Germany: regulatory and legal framework, status and prospects. Kyiv-Gülsow: FNR, 2013, 71 p. (Rus.)

13. *Geletukha G.G., Zheliezna T.A., Tryboi O.V.* Prospects for the use of agricultural residues for energy production in Ukraine. Part 1 // *Pro-myshlennaya teplotekhnika*. – 2014. – V. 36, № 4. – P. 36-42. (Rus.)

14. *Geletukha G.G., Zheliezna T.A., Tryboi O.V.* Prospects for the use of agricultural residues for energy production in Ukraine. Part 2 // *Pro-myshlennaya teplotekhnika*. – 2014. – V. 36, № 5. – P. 73-80. (Rus.)

Получено 12.06.2014

Received 12.06.2014

УДК 536.6

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАГОНІВ ВЕРБИ ЗА ДОПОМОГОЮ УСТАНОВКИ СИНХРОННОГО ТЕПЛОВОГО АНАЛІЗУ

Дмитренко Н.В., Іванов С.О., Снежкін Ю.Ф., член-кореспондент НАН України, Декуша Л.В.,
канд. техн. наук

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

У статті представлені принципи роботи приладу ДМКИ-01 та результати визначення за його допомогою питомої теплоємності та питомої теплоти випаровування вологи з деревовидних тканин однорічних пагонів верби.

В статье представлены принцип работы прибора ДМКИ-01 и результаты определения с его помощью удельной теплоемкости и удельной теплоты испарения влаги из древесных тканей однолетних побегов вербы.

The article presents the operation principle of the device DMKI-01 and results of determination of heat capacity and specific heat of evaporation from the tree tissues of oneyear shoots of willow.

Бібл. 13, рис. 4.

Ключові слова: пагони верби, установка теплового аналізу, теплота випаровування, теплоємність.

c – питома теплоємність, кДж/(кг·К);

m – маса, кг;

q – тепловий потік, кДж/с;

r – питома теплота випаровування, кДж/кг;

T – температура, °С;

τ – час, с;

ПТП – перетворювачі теплового потоку.

В умовах недостатності вуглеводневого палива на теренах України все більшого значення набуває використання біомаси в якості відновлювального паливного ресурсу. Як основне джерело відновлювального палива сьогодні розглядаються відходи сільськогосподарських робіт, лісозаготівельних робіт, деревообробки та пагони таких дерев як верба, тополь, вільха, які швидко ростуть на «енергетичних плантаціях» [1].

Задля найбільш ефективного використання пагонів енергетичних дерев – в якості основи чи компоненту паливних брикетів – деревину треба подрібнювати до трісок 2...5 мм та підсушувати, бо теплотворна здатність деревини при зневодненні від 50...60 до 10...20 % відносних зростає вдвічі. Для розрахунку енерговитрат та ефективності процесу сушіння вологої деревини потрібно знати такі її теплофізичні характеристики як питома теплоємність та питома теплота випаровування з неї вологи. В залежності від походження, умов заготівлі та зберігання вихідна вологість

пагонів деревини може варіюватися в значних межах, що значно впливає на їх теплофізичні характеристики.

Теплоємність зрілої деревини є досить вивченою характеристикою. Але теплоємність молодих пагонів деревини досі не була потрібна, і тому не вивчалась. Витрати теплоти на випаровування вологи, взагалі, розраховувалися за даними сорбції-десорбції води деревиною, в припущенні видалення лише вільної води до моменту досягнення деревиною гігроскопічної вологості. Тобто пряме експериментальне визначення питомої теплоємності молодих пагонів деревини та питомої теплоти випаровування з них вологи є актуальною, досі не вирішеною задачею.

Спеціально для досліджень таких характеристик вологих матеріалів в ІТТФ НАН України було розроблено установку синхронного теплового аналізу – диференціальний мікрокалориметр випаровування ДМКИ-01 [2, 3], – яка суміщає можливості диференціальної мікрокалориметрії та термогравиметрії. Вона доз-

воляє визначати питому теплоту випаровування вологи з таких речовин як харчові, рослинні, фармацевтичні, лакофарбові матеріали, розчини та розчинники. Через конструктивні особливості вона може бути використана також для виміру теплоємності цих матеріалів.

Калориметричний комплекс на базі установки ДМКИ-01 (рис. 1) функціонально об'єднує тепловий блок з вмонтованою калориметричною платформою 3, аналітичні терези 10, блок електронного регулювання 14, систему продувки повітря пневмонасосом 12 та персональний комп'ютер зі спеціально розробленим програмним забезпеченням 15. Калориметрична платформа 3 за допомогою коаксіальної стойки 5 в робочому положенні спирається на платформу аналітичних терезів 10, які призначено для визначення маси зразка під час досліду. Калориметрична платформа 3 і коаксіальна стойка 5 механічно не пов'язані з іншими елементами конструкції. Але рухливі та нерухливі елементи теплового блока пов'язані електрично: м'якими мідними провідниками діаметром 0,03 мм. Така конструкція забезпечує мінімізацію впливу електричних ланцюгів калориметричної платформи на терези. Робоча камера теплового блока 4 сформована термостатованими кожухами 1 і 2, які мають автономне незалежне регулювання температури. Термостатовані кожухи змонтовані на столі 11 з опорами, які дозволяють регулювати його за рівнеміром. Розташований на поверхні стола аретир 9 призначено для фіксації калориметричної платформи на терезах. Систему продувки повітря забезпечено датчиками визначення його відносної вологості та коефіцієнту повітрообміну в робочій камері. На вході в робочу камеру теплового блока розташовано датчик вологості, а за сепаратором – датчик витрати повітря. Окремо розташований електронний блок 14 призначено для завдання та підтримки температурного режиму всередині теплового блока і перетворення виміряного сигналу в цифрову форму. Сигнали від перетворювачів температур, перетворювачів теплового потоку і аналітичних терезів через електронний блок по-

ступають на персональний комп'ютер 15 зі спеціально розробленим програмним забезпеченням.

Базова конструкція установки ДМКИ-01 [2] передбачає монтаж всередині теплового блока калориметричної платформи з комірками у вигляді плоских чашок з висотою бортика 5 мм і з плоскими перетворювачами теплового потоку (ПТП), змонтованими під їх денцем (рис. 2, а). Однак така конструкція комірок не дозволяє проводити досліди з крупнодисперсними сипкими матеріалами через високий термічний опір таких об'єктів. Для вирішення цієї проблеми було спроектовано та створено додаткову калориметричну платформу з циліндричними комірками глибиною 36 мм і розташуванням ПТП вздовж периметру стінок комірок (рис. 2, б). Обидві калориметричні платформи є змінними блоками в наявній конструкції калориметра. Оскільки вимір величини теплових потоків, які виникають під час досліду, провадиться методом диференціальної теплотрії, зразок розташовують в робочій комірці, а друга комірka є коміркою порівняння.

Для визначення питомої теплоти випаровування вологи, яка залежить від температури сушки і вологості матеріалу, в ДМКИ-01 застосовується метод синхронного теплового аналізу. Метод засновано на одночасному вимірі кількості теплоти, яку витрачено на випаровування вологи з матеріалу в процесі ізо-термічної сушки, і відповідного зменшення маси зразка. Поточні значення теплоти випаровування вологи з матеріалу в момент сушки τ_i визначаються за формулою:

$$r_i = \frac{\int_{\tau_{i-1}}^{\tau_{i+1}} q(\tau) d\tau}{m_{i-1} - m_{i+1}}.$$

Для визначення поточних значень теплоти випаровування води з деревовидних тканин однорічних пагонів верби плакучої жовтошкірої під час ізо-термічної сушки всередині теплового блока ДМКИ-01 була використана платформа з плоскими комірками. Пагони вер-

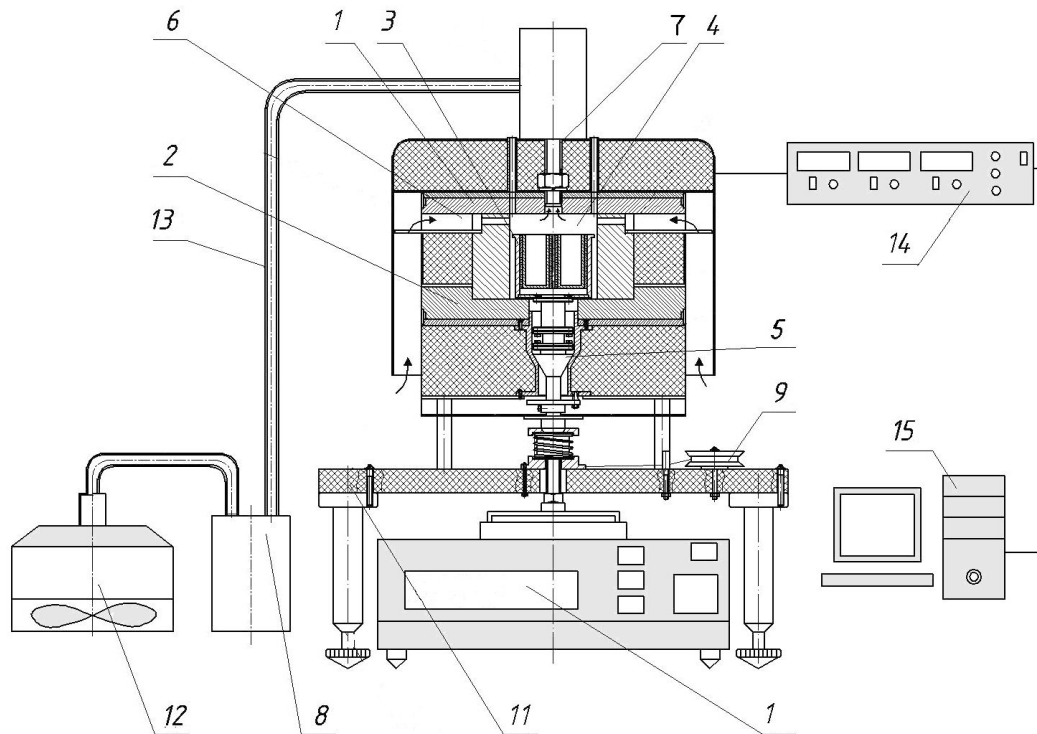


Рис. 1. Принципова схема установки ДМКИ-01: 1, 2 – верхній і нижній термостатовані кожухи теплового блока; 3 – калориметрична платформа з глибокими комірками; 4 – робоча камера; 5 – коаксіальна стойка; 6 – радіальні канавки для току повітря; 7 – фланець з трубою для відведення вологого повітря; 8 – сепаратор; 9 – аретир; 10 – аналітичні терези; 11 – стіл з опорами, які регулюються; 12 – пневмонасос; 13 – гнучка трубка; 14 – електронний блок; 15 – ПК з програмним забезпеченням.

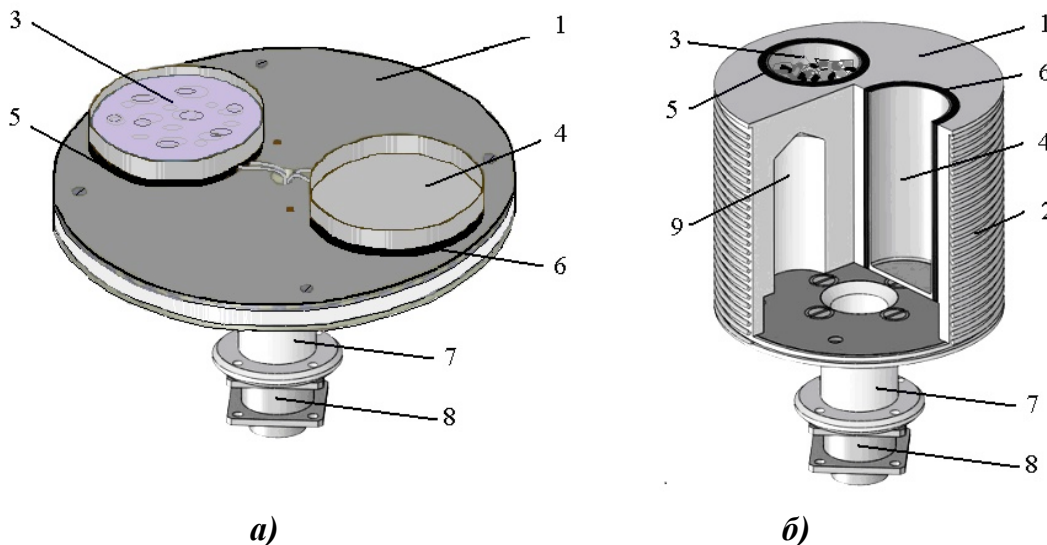


Рис. 2. Змінні калориметричні платформи з плоскими (а) і глибокими (б) комірками: 1 – корпус, який вирівнює температуру; 2 – основний нагрівач; 3 – робоча комірka зі зразком; 4 – контрольна комірka; 5 – ПТП робочої комірki; 6 – ПТП контрольної комірki; 7 – фланець; 8 – вивідний роз'єм; 9 – порожнина для полегшення платформи.

би перед дослідом були подрібнені впоперек на кружальця товщиною 2 мм, які виклали на дно пласкої комірки калориметричної платформи, зображеної на рисунку 2, а.

Результати дослідів при різних температурах сушки, вологості повітря 11 г/кг та швидкості його продувки 0,8 см/с наведено на рисунку 3. Результати представлено в координатах залежності питомої теплоти випаровування води зі зразка r , які приведено до табличних [4] значень теплоти випаровування чистої води при даній температурі $r_{\text{таб}}$, від абсолютної вологості зразка

Як бачимо з рис. 3, приведена питома теплота випаровування води з деревовидних тканин пагонів верби для температур сушки 60, 80 і 100 °С практично співпадає в межах відносної похибки приладу ($\sim 1\%$). Крім того, прямий безпосередній вимір теплоти випаровування вологи з деревовидних тканин пагонів верби за допомогою установки ДМКИ-01 показав, що перевищення вимірних значень над табличними значеннями теплоти випаровування чистої води починається вже на ранніх етапах сушки і к моменту видалення гігроскопічної вологи (24,8 % абсолютних [5] або 19,9 % відносних) досягає 2 %. Цей результат трохи відрізняється від традиційних уявлень щодо залежності теплоти випаровування вологи з рослинних тканин від їх вологості. Також він свідчить про видалення зв'язаної вологи при сушінні деревовидних тканин пагонів верби одночасно з видаленням вільної, що цілком відповідає результатам з визначення зміни стану води в пагонах верби під час сушіння, які наведено в [5]. Ймовірно присутність в волозі деякої кількості розчинних речовин, перш за все солей мінералів, які транспортуються через пагони до листя, обумовлює цей результат. Адже відомо, що перерозподіл вологи та зменшення кількості зв'язаної води, наприклад, в розчинах цукрів починаються разом з початком концентрування розчинів [6]. Видалення ж зв'язаної вологи потребує більших витрат енергії, ніж видалення вільної. Схоже підвищення теплоти випаровування задовго до початку видалення гігроскопічної вологи

для паренхімних тканин картоплі може досягати 6 % [7], а для паренхімних тканин яблука – 12 % [8].

Вимір за допомогою установки ДМКИ-01 другої теплофізичної характеристики – теплоємності – базується, також, на використанні диференціальної схеми виміру теплових потоків, які виникають в двох різних комірках теплового блоку (вимірювальної та порівняння) при їх нагріванні. Визначення теплоємності пагонів верби проводили за стандартизованою методикою [9] методом покрокового сканування. Температурний діапазон вимірювання теплоємності було розподілено на інтервали. Під час ступінчастого підвищення температури на 10 °С на кожному з інтервалів було визначено кількість теплоти, яку витратили на нагрів зразку на 10 °С. Температурою віднесення теплоємності вважали середнє значення температури поміж ступенями. Питому теплоємність матеріалу зразка при температурі середини температурної ступені визначали за формулою:

$$c = \frac{\int_{\tau_{\text{поч}}}^{\tau_{\text{кін}}} q(\tau) d\tau}{m(T_{\text{кін}} - T_{\text{поч}})}.$$

Пагони верби, які було використано для дослідів, попередньо подрібнювали впоперек до скалок довжиною 4...5 мм. Для досягнення необхідного спектру вологості подрібнені пагони підсушували в потоці повітря температурою 60 °С та швидкістю 3 м/с. Підготовлені таким чином зразки розміщували в робочу комірку калориметричної платформи, зображеної на рисунку 2, б. Задля запобігання випару води з вологого зразка під час дослідів робочу комірку закривали ізолюючою мембраною, комірку порівняння – також, щоб не порушувати умов диференціальної схеми виміру.

Результати визначення теплоємності деревовидних тканин пагонів верби плакучої жовтошкірої в залежності від температури при різних вологості та в залежності від вологості

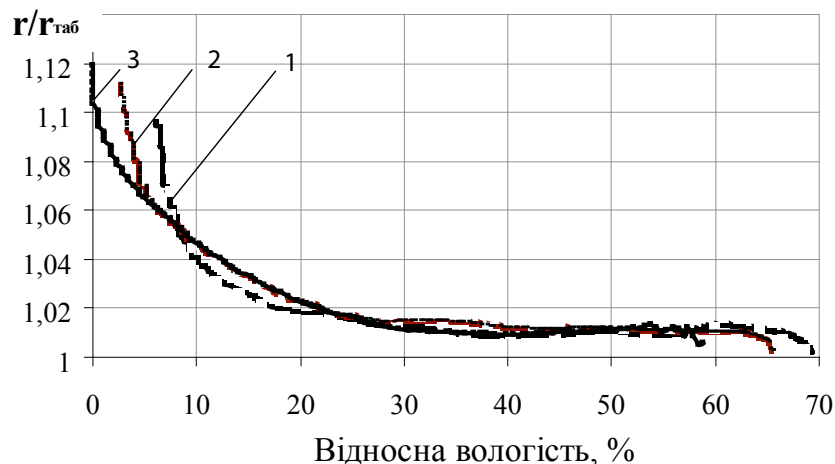
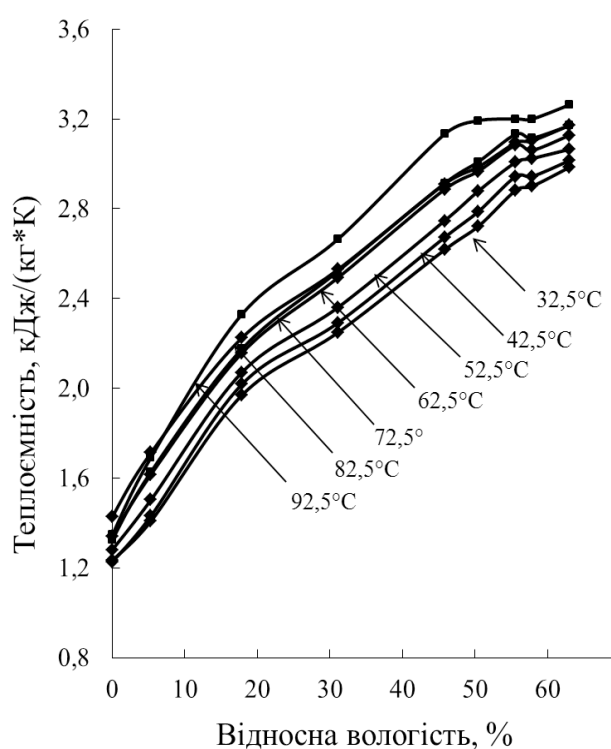
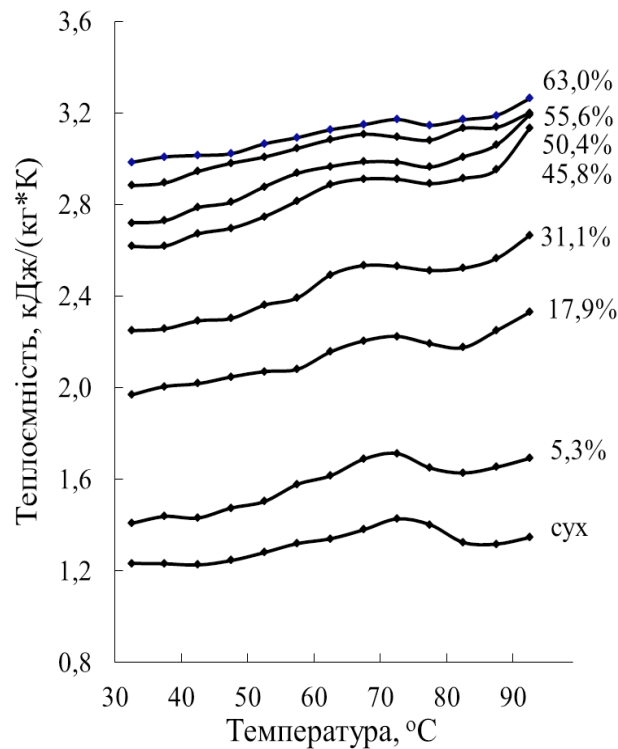


Рис. 3. Залежність приведеної питомої теплоти випаровування води з деревовидних тканин пагонів верби від їх відносної вологості при температурах сушки 60 (1), 80 (2), 100 (3) °С.



а)



б)

Рис. 4. Залежність питомої теплоємності деревовидних тканин пагонів верби від відносної вологості при різній температурі (а) та від температури при різній відносній вологості (б).

при різній температурі наведено на рисунку 4.

Як бачимо з рисунка 4, а, питома теплоємність деревовидних тканин пагонів верби в діапазоні температур от 32,5 до 92,5 °С і

відносної вологості від 18 до 50 % практично лінійно залежить як від температури, так і від вологості тканин. Але в області як малої (< 18 %), так і великої (> 50 %) відносної во-

логості тканин ми спостерігаємо відсутність прямої пропорційності. В області низької вологості рослинних тканин схоже відхилення від лінійності (порушення закону адитивності теплоємності) було виявлено нами раніше при дослідженні теплоємності паренхімних тканин яблука [10] та картоплі [7] і пов'язано з фазовим переходом тканин низької вологості з твердого стану в еластичний через пластифікуючу дію малої кількості води на біополімери [11]. Відхилення залежності теплоємності від лінійності та деяке її збільшення при зміні вологості від 55 до 50 % ми пов'язали з перерозподілом води всередині деревовидних тканин пагонів верби в бік деякого збільшення відносної кількості зв'язаної води, теплоємність якої більша ніж вільної, через значне звуження пор при збіганні тканин в цьому діапазоні вологості. Цей ефект було зафіксовано нами раніше при дослідженні зміни стану води всередині деревовидних молодих пагонів енергетичних тканин дерев під час зневоднення [5].

Непропорційне збільшення теплоємності вологих пагонів верби при нагріві вище 92,5 °C (рис. 4, б) ми пов'язали з ефектом пароутворення всередині пор при даній температурі. Адже згідно останніх досліджень процес перетворення води з рідини в пар в порах деревини при нормальному атмосферному тиску починається при температурі $91,2 \pm 1,4$ °C [12].

Невеличкий ендотермічний ефект, площа піку якого зменшується при наростанні вологості пагонів, а максимум пересувається в область більш низьких температур, первісно є ознакою сухої речовини пагонів верби. Ймовірно він обумовлений плавленням танінів, бо саме в діапазоні 50...80 °C провадиться екстракція дубильних речовин з кори верби [13]. Подальша поведінка цього піку пов'язана з кооперативною дією води та сухої речовини пагонів: усередненням положення узагальненого максимуму фазового переходу вологої речовини та зміщенням його в бік переважаючого компоненту суміші [11].

Висновки

В Інституті технічної теплофізики НАН України було розроблено установку синхронного теплового аналізу ДМКИ-01, яка дозволяє визначати теплоємність та теплоту випаровування вологи з вологих матеріалів в діапазоні температур 30...100 °C. Її було використано для визначення теплоємності та теплоти випаровування води з деревовидних тканин однорічних пагонів верби.

Результати з визначення теплоти випаровування води з пагонів верби засвідчили деяке її збільшення порівняно з теплою випаровування чистої води задовго до досягнення ними максимально можливої гігроскопічної вологості завдяки видаленню зв'язаної води при сушінні пагонів одночасно з видаленням вільної.

Результати з визначення теплоємності засвідчили її непропорційне збільшення: при низькій вологості тканин – через перехід з твердого стану в еластичний під пластифікуючою дією води; при вологості 50...55 % – через збільшення відносної кількості зв'язаної води при збіганні пор; при нагріві вище 92,5 °C – через пароутворення всередині пор.

ЛІТЕРАТУРА

1. Олійник Е., Жовнір М., Дрозд К., Єловікова Т. Енергетичні плантації. Чи можна зменшити залежність України від імпортованих енергоносіїв? // Зелена енергетика. – 2007. – №3. – С. 6-9.
2. Патент України № 84075 МПК G01 N25/26, G01 N25/28. Калориметричний пристрій для визначення питомої теплоти випаровування вологи і органічних рідин з матеріалів / Снежкін Ю.Ф., Декуша Л.В., Дубовікова Н.С., Грищенко Т.Г., Воробйов Л.Й., Боряк Л.А. – Заявка № а200613266; заявл. 15.12.06; видано 10.09.08; опубл. 10.09.08; Бюл. №17. – 10 с.
3. Дубовікова Н.С., Снежкін Ю.Ф., Декуша Л.В., Воробйов Л.И. Теплотетрический прибор синхронного термического анализа для определения удельной теплоты испарения // Промышленная теплотехника. – 2013. – Т.35, №2 – С. 87-95.

4. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. – М.: МЭИ, 1999. – 168 с.

5. Михайлик В.А., Снежкин Ю.Ф., Дмитренко Н.В. Связанная вода в древесине / IV Минский международный форум по тепло- и массообмену, 10-13 сентября 2012 года, Минск: Тезисы докладов и сообщений в 2 т. – Минск: Институт тепло- и массообмена им. А.В.Лыкова, 2012. – Т.1, часть 2. – С. 550–553.

6. Михайлик В.А. Экспериментальное исследование гидратации сахарозы // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2006. – Вип. 28, Т. 2. – С. 370–373.

7. Дмитренко Н.В., Иванов С.О., Декуша Л.В., Снежкін Ю.Ф. Дослідження впливу попередньої гіротермічної обробки на теплові характеристики та ефективність процесу сушіння паренхімних тканин картоплі // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2014. – Вип. 45, Т.2. – С. 162-166.

8. Дмитренко Н.В., Дубовікова Н.С., Снежкін Ю.Ф., Михайлик В.А., Декуша Л.В., Воробйов Л.І. Вивчення впливу стану води в харчових рослинних матеріалах на теплоту випаровування // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2011. – Вип. 40, Т.2. – С. 71-75.

9. ДСТУ ISO 11357-4:2010. Пластмаси. Диференціальна сканувальна калориметрія. Част. 4. Визначення питомої теплоємності. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 8 с.

10. Михайлик В.А., Дмитренко Н.В., Снежкин Ю.Ф. Изменение удельной теплоемкости паренхимных тканей яблок при обезвоживании // Инженерно-физический журнал. – 2014. – Т.87, №1. – С. 45-50.

11. Бернштейн В.А., Егоров В.М. Дифференциальная сканирующая калориметрия в физикохимии полимеров. – Ленинград: Химия, 1990. – 256 с.

12. Камалова Н.С., Евсикова Н.Ю., Лисицын В.И. Физические процессы в порах древесины во внешнем электрическом поле / Проблемы ресурсо- и энергосберегающих технологий в промышленности и АПК (ПРЭТ-2014) : Междунар. науч.-техн. конф., 23-26 сентября 2014, Иваново, Россия : Труды конф. в 2 т. – Иваново: ИГХТУ, 2014. – Т.1. – С.294-296.

13. Гордон Л.В., Лекторский Д.Н. Современная лесохимия. – М.: Государственное Лесное техническое издательство, 1935. – 142 с.

RESEARCH OF THERMAL CHARACTERISTICS OF WILLOW SHOOTS BY DEVICE OF SYNCHRONOUS THERMAL ANALYSIS

Dmytrenko N.V., Ivanov S.O., Snezhkin Yu.F., Dekusha L.V.

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

To calculate the efficiency of drying of freshly cut willow shoots for use as a biofuel, it is necessary to know their heat capacity and heat of vaporization of them moisture. To investigate these characteristics the device ДМКИ-01 is designed. In the device method of synchronous thermal analysis is implemented – synchronous measurement of the mass of the sample and entered into (or withdrawn) heat, and heat measurement is carried out according to the scheme of a differential calorimeter. The results of determining the heat of evaporation of water from willow

shoots showed some increase compared to the heat of vaporization of pure water. The results of determination of the specific heat showed its disproportionate increase: at low humidity of fabrics – due to the transition from solid to elastic state under the plasticizing effect of water; at a humidity of 50 ... 55 % – due to the growth of the relative amount of bound water in compression of pores; when heated above 92,5 °C – by the formation of steam within the pores.

Key words: willow shoots, the device of thermal analysis, heat of vaporization, heat capacity.

1. *Oliinyk E., Zhovnir M., Drozd K., Yelovikova T.* The energy plantations. Is it possible to reduce Ukraine's dependence on imported of energy? // *Zelena enerhetyka*. – 2007. – N3. – P. 6-9. (Ukr.)

2. *Patent of Ukraine № 84075 IPC G01 N25/26, G01 N25/28.* Calorimetric device to determine the specific heat of evaporation of moisture and organic liquids from materials / *Snizhkin Yu. F., Dekusha L.V., Dubovikova N.S., Hryshchenko T.H., Vorobiov L.Y., Boriak L.A.* – application № a200613266; appl. 15.12.06; issued 10.09.08; publ. 10.09.08; Bull. N7. – 10 p. (Ukr.)

3. *Dubovikova N.S., Snezhkin Yu. F., Dekusha L.V., Vorobiov L.Y.* Teplometric device of synchronous thermal analysis to determine the specific heat of vaporization // *Promyshlennaya teplo tekhnika*. – 2013. – V.35, N2 – P. 87-95. (Rus.)

4. *Aleksandrov A.A., Hrihorev B.A.* Tables of thermophysical properties of water and steam: Handbook. – Moskva: MAI, 1999. – 168 p. (Rus.)

5. *Mykhailyk V.A., Snezhkin Yu. F., Dmytrenko N.V.* Bound water in the wood / IV Minskii Mezhdunarodnyi forum po teplo- i massoobmenu, 10-13 Sentyabrya 2012, Minsk: Abstracts and reports in 2 v. – Minsk: Institut teplo- i massoobmena imeni A.V. Lykova, 2012. – V. 1, part 2. – P. 550–553. (Rus.)

6. *Mykhailyk V.A.* Experimental investigation of the hydration of sucrose // *Naukovi pratsi*

Odeskoi natsionalnoi akademii kharchovykh tekhnolohii. – 2006. – Iss. 28, v. 2. – P. 370–373. (Rus.)

7. *Dmytrenko N.V., Ivanov S.O., Dekusha L.V., Snezhkin Yu.F.* The influence of the previous hihrothermal treatment on thermal performance and efficiency of the drying process of parenchymal tissue of potato // *Naukovi pratsi Odeskoi natsionalnoi akademii kharchovykh tekhnolohii*. – 2014. – Iss. 45, v.2. – P. 162-166. (Ukr.)

8. *Dmytrenko N.V., Dubovikova N.S., Snezhkin Yu. F., Mykhailyk V.A., Dekusha L.V., Vorobiov L.Y.* Investigation of the influence of water in the food and plant materials on heat of vaporization // *Naukovi pratsi Odeskoi natsionalnoi akademii kharchovykh tekhnolohii*. – 2011. – Iss. 40, v.2. – P. 71-75. (Ukr.)

9. *DSTU ISO 11357-4:2010.* Plastics. Differential scanning calorimetry. Part 4. Determination of the specific heat. – Kyiv.: Derzhspozhyvstnsndart Ukrainy, 2011. – 8 p. (Ukr.)

10. *Mykhailyk V.A., Dmytrenko N.V., Snezhkin Yu. F.* Change in the specific heat of parenchymal tissue of apples with dehydration // *Inzhenernofizicheskii zhurnal*. – 2014. – V.87, N1. – P. 45-50. (Rus.)

11. *Bernshtein V.A., Ehorov V.M.* Differential scanning calorimetry in the physical chemistry of polymers. – Leninhrad: Khimiya, 1990. – 256 p. (Rus.)

12. *Kamalova N.S., Evsikova N.Yu., Lisitsyn V.I.* Physical processes in the wood pores in the electric field / *Problemy resurso- i anerhosberehayushchikh tekhnolohii v promyshlennosti i APK (PRAT-2014): Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya, 23-26 sentyabrya 2014, Ivanovo, Rossiia* : Works in 2 volumes. – Ivanovo: IHKhTU, 2014. – V.1. – P. 294-296. (Rus.)

13. *Hordon L.V., Lektorskii D.N.* Modern wood chemistry. – Moskva: Hosudarstvennoe Lesnoe tekhnicheskoe izdatelstvo, 1935. – 142 p. (Rus.)

Получено 02.02.2015

Received 02.02.2015