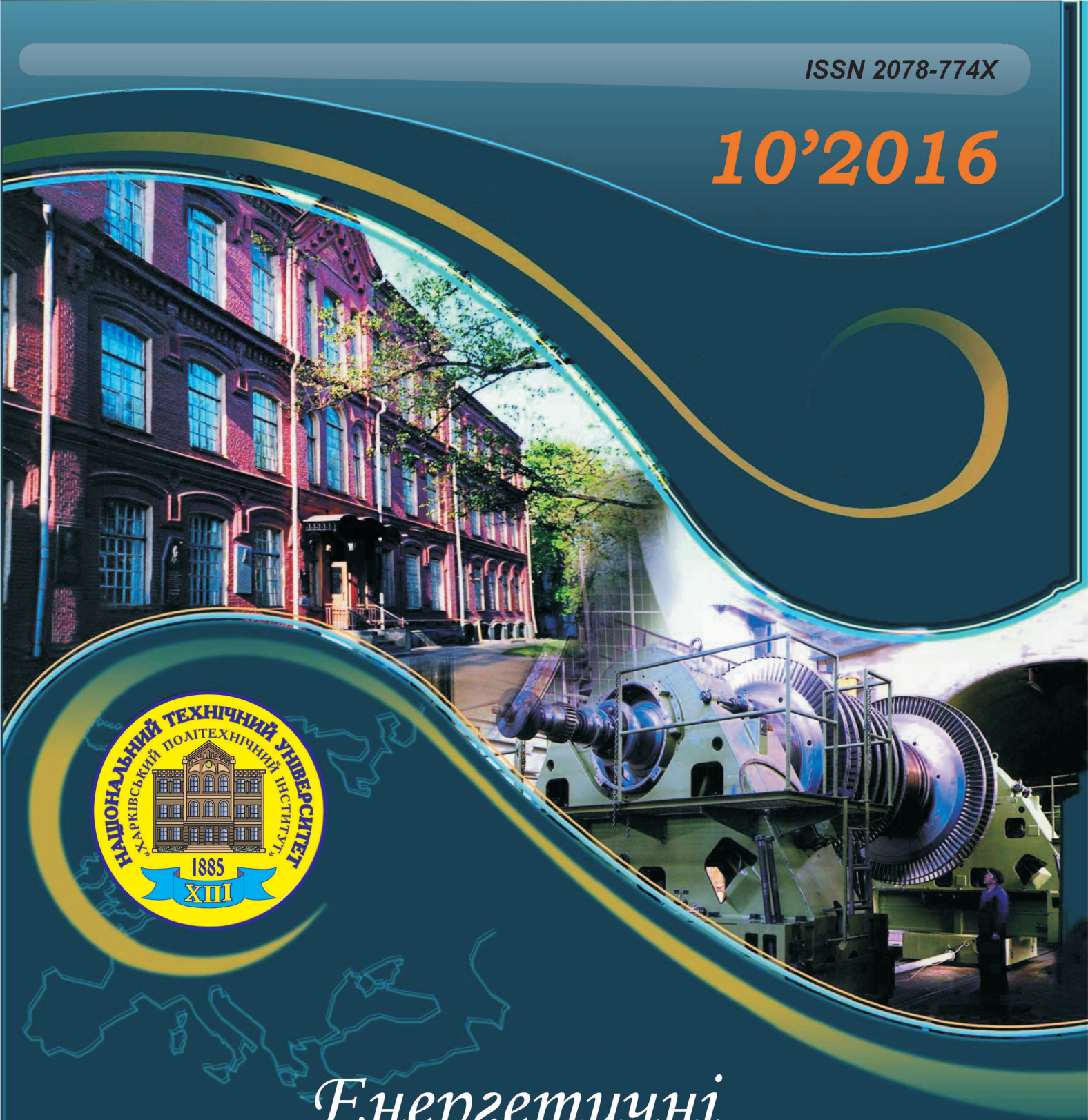
ISSN 2078-774X

10'2016



НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»
1885
XIII

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

№ 10(1182) 2016

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2016

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – 176 с. – ISSN 2078-774X.

Державне видання
Свідоцтво Держкомітета по інформаційній політиці України
КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Збірник виходить українською та російською мовами

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого рішенням Атестаційної колегії МОН України щодо діяльності спеціалізованих вчених рад, від 15 грудня 2015 р. Наказ № 1328 (додаток 8) від 21.12.2015 р.

Видання засновано Національним технічним університетом «ХПІ» в 2001 році

Координаційна рада:
Л. Л. Товажнянський, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ (**голова**);
К. О. Горбунов, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);
А. П. Марченко, д-р техн. наук, проф.; Є. І. Сокол, д-р техн. наук, чл.-кор. НАНУ;
Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;
Ф. Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.; М. Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.;
А. І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;
В. Д. Дмитриєнко, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.;
В. В. Єпіфанов, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;
П. О. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Клепіков, д-р техн. наук, проф.;
С. І. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.; В. І. Кравченко, д-р техн. наук, проф.;
Г. В. Лісачук, д-р техн. наук, проф.; О. К. Морачковський, д-р техн. наук, проф.;
В. І. Ніколаєнко, канд. іст. наук, проф.; П. Г. Перерва, д-р екон. наук, проф.;
В. А. Пуляєв, д-р техн. наук, проф.; М. І. Рищенко, д-р техн. наук, проф.;
В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.; Г. М. Сучков, д-р техн. наук, проф.;
Ю. В. Тимофієв, д-р техн. наук, проф.; М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:
Відповідальний редактор: А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.
Відповідальний секретар: Ю. О. Юдін, канд. техн. наук, проф.
Члени редколегії: А. М. Ганжа, д-р техн. наук, проф.; В. І. Гнесін, д-р техн. наук, проф.;
S. Yershov, д-р техн. наук, проф. (USA); О. В. Ефімов, д-р техн. наук, проф.;
P. Ligrani, д-р техн. наук, проф. (USA); Ю. М. Мацевитий, д-р техн. наук, дійсний чл. НАНУ;
S. Nick, д-р техн. наук, проф. (UK); А. В. Русанов, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ;
R. Rzadkowski, д-р техн. наук, проф. (Poland); М. О. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.;
О. І. Тарасов, д-р техн. наук, проф.; А. П. Усатий, д-р техн. наук, проф.;
А. А. Халатов, д-р техн. наук, проф., дійсний чл. НАНУ; О. Ю. Черноусенко, д-р техн. наук, проф.;
О. Л. Шубенко, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ

*Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», включений у довідник періодичних видань баз даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA), Google Scholar, Index Copernicus.***

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».
Протокол № 1 від 29 січня 2016 р.

© Національний технічний університет «ХПІ», 2016

NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY
“KHARKIV POLYTECHNIC INSTITUTE”

BULLETIN

OF THE NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY “KHARKIV POLYTECHNIC INSTITUTE”

Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment

№ 10(1182) 2016

Collected Works

The publication was founded in 1961

Kharkiv
NTU “KhPI”, 2016

Bulletin of the NTU "KhPI". Collected Works. Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI". – 2016. – No 10(1182). – 176 p. – ISSN 2078-774X.

State edition
Certificate of State Committee of Ukraine for Information Policy
KB No 5256 from July 2, 2001

The collection is published in Ukrainian and Russian.

The Bulletin of the National Technical University "KPI" is put on "The List of Scientific Professional Editions of Ukraine that publish the data of theses for the degree of candidate of sciences and the degree of doctor" approved by the Decision of the Certifying Board of the Ministry of Education and Science of Ukraine as to the Activities of Special Academic Councils of December 2015. Order No1328 (Supplement No8) of 21 December 2015.

Coordinating Board:
L. L. Tovazhnyanskyy, D.Sc., Prof., corresponding member NAS of Ukraine **(chief);**
K. A. Gorbunov, Ph.D., Associate Prof. **(secretary);**
A. P. Marchenko, D.Sc., Prof.; Ye. I. Sokol, D.Sc., Prof., corresponding member NAS of Ukraine;
E. E. Aleksandrov, D.Sc., Prof.; A. V. Boiko, D.Sc., Prof.;
F. F. Gladkiy, D.Sc., Prof.; M. D. Godlevskiy, D.Sc., Prof.;
A. I. Grabchenko, D.Sc., Prof.; V. G. Danko, D.Sc., Prof.;
V. D. Dmitrienko, D.Sc., Prof.; I. F. Domnin, D.Sc., Prof.;
V. V. Epifanov, Ph.D., Prof.; Yu. I. Zaytsev, Ph.D., Prof.;
P. A. Kachanov, D.Sc., Prof.; V. B. Klepikov, D.Sc., Prof.;
S. I. Kondrashov, D.Sc., Prof.; V. I. Kravchenko, D.Sc., Prof.;
G. V. Lisachuk, D.Sc., Prof.; O. K. Morachkovsky, D.Sc., Prof.;
V. I. Nikolaenko, Ph.D., Prof.; P. G. Pererva, D.Sc., Prof.;
V. A. Pulyaev, D.Sc., Prof.; M. I. Rishchenko, D.Sc., Prof.;
V. B. Samorodov, D.Sc., Prof.; G. M. Suchkov, D.Sc., Prof.;
Yu. V. Timofeev, D.Sc., Prof.; M. A. Tkachuk, D.Sc., Prof.

Editorial Board:
Editor: A. V. Boiko, D.Sc., Prof.
Secretary: Yu. A. Yudin, Ph.D., Prof.
Members of the editorial board: A. M. Ganzha, D.Sc., Prof.; V. I. Gnesin, D.Sc., Prof.;
S. Yershov, D.Sc., Prof. (USA); A. V. Yefimov, D.Sc., Prof.;
P. Ligrani, D.Sc., Prof. (USA); Yu. M. Matsevity, D.Sc., Prof., Academician of the NAS of Ukraine;
S. Nick, D.Sc., Prof. (UK); A. V. Rusanov, D.Sc., corresponding member NAS of Ukraine;
R. Rzadkowski, D.Sc., Prof. (Poland); M. O. Tarasenko, Ph.D., Prof.; A. I. Tarasov, D.Sc., Prof.;
A. P. Usaty, D.Sc., Prof.; A. A. Khalatov, D.Sc., Prof., Academician of the NAS of Ukraine;
O. Yu. Chernousenko, D.Sc., Prof.; O. L. Shubenko, D.Sc., Prof., corresponding member NAS of Ukraine

Bulletin of the of the National Technical University "KhPI" series "Power and Heat Engineering Processes and Equipment" included in the directory databases of periodicals ***"Ulrich's Periodicals Directory" (New Jersey, USA), Google Scholar, Index Copernicus.***

Recommended for publication by the Academic Council of NTU "KhPI"
Protocol number 1 of 29 January 2016

© National Technical University "KhPI", 2016

ЗМІСТ

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на вичерпання ресурсу енергетичного обладнання 6

Горбов В. М., Митенкова В. С., Карпов М. А., Федорова О. П. Оценка эффективности утилизации вторичных энергоресурсов в электрохимических энергоустановках транспортных судов 17

Туз В. О., Трокоз Я. Є., Лебедь Н. Л. Тепломасообмін в фільтр-сепараторі паливної системи ГТУ ГПА 25

Ефимов А. В., Гончаренко А. Л. Теплоутилизационная система с термосифонным теплообменным аппаратом в ее составе 30

Чайковська Є. Є. Комплексне моделювання сушильної установки у складі когенераційної системи 38

Хименко А. В. Расчётное и экспериментальное исследование тепловых процессов в твёрдом теплоаккумулирующем материале с высокими теплоаккумулирующими свойствами 44

Ткаченко С. Й., Степанова Н. Д., Бочкова О. Ю. Застосування рівняння енергії для визначення втрат на тертя у вертикальному високов'язкому двофазному потоці 50

Ганжа А. Н., Заец Е. Н., Подкопай В. Н., Марченко Н. А. Анализ эффективности теплообменников-утилизаторов теплоты энерготехнологических комплексов и агрегатов 56

Ячменёв В. А., Николенко В. В. Расчёт температурных полей в составном полубесконечном теле с учётом обобщённого закона Фурье 61

Кухтин Д. И., Ефимов А. В., Потанина Т. В., Гаркуша Т. А. Анализ методов расчёта структурной надёжности схем технологических процессов в энергоблоках АЭС 66

Мезеря А. Ю. Оптимизация режимов работы котлов ТЭС по критерию минимума энергетических потерь 72

Арсирий В. А., Смирнова В. А., Арсирий Е. А. Повышение производительности котлов за счёт снятия ограничений мощности по тяге и дутью 78

Канюк Г. І., Андреєв О. В., Чернюк А. М., Князєва В. М. Аналіз засобів регулювання параметрів насосних агрегатів магістральних нафтопроводів України 85

Смирнов А. В., Середа Р. Н., Борисов Н. А. Газомасляный кожухотрубный теплообменник с безопасным каналом в маслосистеме газотурбинного двигателя газоперекачивающего агрегата 93

Дреус А. Ю. Тепловіддача бурового інструменту в умовах змінного охолодження 99

Лисак О. В. Аналіз конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь твердотільного теплоакумулюючого обігрівача 105

Коробко В. В. Особливості термоакустичних теплових машин систем використання низькотемпературних теплових ресурсів 111

Masoud Hajivand CFD Simulation of Partially Premixed Piloted CH4/AIR Sandia Flame (D) Combustion and Emissinos 118

Субботович В. П., Юдин Ю. А., Юдин А. Ю., Темченко С. А. О результатах аэродинамических расчётов осекольцевых конических диффузоров 131

Костюк О. П. Вплив основних геометричних факторів та способів подачі повітря на гідродинаміку проточного двофазового шару 136

Лисенко К. Є. Дослідження процесів тепло- та масопереносу в криогенно-гравійному фільтрі 142

Антонов А. В. Очистка теплосетевой воды электромембранным методом 148

Никольский В. Е., Лободенко А. В., Решетняк И. Л. Исследования химико-физических свойств воды, обработанной контактным способом нагрева 153

Семёнова Н. В., Ратушный А. В., Кулинич С. П. Энергоэнтропийные принципы развития технической системы «гидрораспределитель» 158

Лобуренко М. В., Папченко А. А., Матвієнко О. А. Аналіз спірального вихрового руху рідин та можливості його використання у гідравлічних системах 163

Зайцев Д. В., Баласанян Г. А., Климчук О. А. Вплив теплової ізоляції на акумулюючи властивості будівель 171

УДК 621.311.22 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01**

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, В. А. ПЕШКО

ВПЛИВ РОБОТИ ЕНЕРГОБЛОКІВ ТЕС В МАНЕВРЕНОМУ РЕЖИМІ НА ВИЧЕРПАННЯ РЕСУРСУ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

АНОТАЦІЯ *Для енергетики України характерною є недостатня кількість маневрених потужностей, тому ОЕС України вимушена залучати пиловугільні блоки, спроектовані для базової роботи, у покриття пікових навантажень та регулюванні в цілому. Проаналізовано сучасний стан енергогенеруючого обладнання України. Досліджено вплив роботи енергоблоків 200–300 МВт у маневреному режимі та розраховано прогнозований залишковий ресурс у режимі нормальної експлуатації та щоденного пуску-зупинці. Розраховано показники швидкості вичерпання ресурсу обладнання і вказано, що в маневреному режимі швидкість старіння обладнання виростає у 3–8 разів. Саме тому, відповідно до поточного стану обладнання, робота у маневреному режимі є не бажаною і потребує розробки спеціальної нормативної бази, оскільки значно зношує наявні основні фонди.*

Ключові слова: *теплові електростанції, енергоблок, Об'єднана Енергетична Система України, пошкоджуваність, залишковий ресурс, прогнозування.*

O. CHERNOUSENKO, V. PESHKO

INFLUENCE OF THE OPERATION OF THE POWER UNITS OF THERMAL POWER PLANTS IN THE MANEUVERING MODE ON THE AGING RATE OF POWER EQUIPMENT

ABSTRACT *A peculiar feature of the power engineering in Ukraine is a shortage of maneuvering powers; therefore the Nuclear Power Plants available in Ukraine have to use pulverized-coal blocks designed for the basic operation to meet peak loads and for the control on the whole. The current state of power generating equipment was analyzed in compliance with the normative documents approved by the Ministry of Power Engineering and Fuel Industry of Ukraine. The influence of the operation of power units of 200–300 MW in the maneuvering mode has been studied and the predicted residual life in the normal operation mode and in the maneuvering mode of daily start-stop has been calculated. The ageing rate indicators have been calculated and it was established that the equipment aging rate in the maneuvering mode increases three to eight times in comparison with that at the normal operation. It was established that the operation in this mode requires the normative substantiation: the key parameters and criteria of operating conditions should be defined, the software for the technical diagnostics should be introduced, and the additional control (examination) of the technical state of power equipment should be arranged and exercised and the obtained results must be processed. The measures should be taken to provide the safe operation and exercise control over the aging of power plants during the reassigned operation life. Due to this fact and taking into consideration the current state of the equipment the operation in the maneuvering mode in undesirable and requires the development of special normative base, because the available key assets are subjected to a considerable wear.*

Key words: *thermal power plants, power unit, Consolidated Power System (CPS) of Ukraine, failure, residual life, and the prediction.*

Вступ

Для забезпечення стабільної роботи електричних станцій в структурі генеруючих потужностей базові енергоблоки повинні складати (50–55) %, напівпікові енергоблоки – (30–35) %, а пікові енергоблоки – 15 %. Потужності гідроелектростанцій (ГЕС) і гідроакумулюючих станцій (ГАЕС), які можуть бути високоманевровими піковими потужностями, складають лише 10,1 % проти 15 % необхідних для сталої роботи енергосистеми. Енергоблоки ТЕС потужністю 100–150 МВт, які можуть ефективно використовуватись як маневрові напівпікові потужності, складають 18 % проти необхідних 30–35 %. Поширеною практикою є використання в маневрових напівпікових режимах, окрім пиловугільних енергоблоків теплових електростанцій (ТЕС) потужністю 100 та 150 МВт, пиловугільних блоків потужністю 200–300 МВт, які для цього не пристосовані. Вони проектувалися для роботи в базових режимах. З аналізу технічних рішень заводів виробників енергетичного обладнання та рішень проектних організацій по пускових схемах блоків від 150 до 300 МВт зрозуміло, що при проектуванні енергоблоків 200–300 МВт не ставилось задачі реалізації режимів пуск-зупинка щоденно.

Ціль роботи

Оцінити вплив роботи котельного та турбінного обладнання енергоблоків потужністю 200–300 МВт у маневреному режимі на ресурсні показники ТЕС, такі як статична та циклічна пошкоджуваність, залишковий ресурс, щорічна швидкість вичерпання ресурсу.

Аналіз стану питання

Маневрений режим роботи (пуск-зупинка) суттєво впливає на роботу корпусів котлів та турбін, які є одним з аварійно небезпечних елементів ТЕС. Так, наприклад, для Криворізької ТЕС за 2014 рік кількість пусків склала 149, що для енер-

© О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, 2016

гоблоків надкритичного тиску недопустимо виходячи з наявності в них товстостінних елементів та особливостей їх прогріву на не розрахункових режимах роботи.

Згідно нормативних документів Мінпаливенерго України [1] парковий ресурс парових турбін К-200-130 і К-300-240 ПАТ ЛМЗ дорівнює 220 тис. год. при кількості пусків 800; парковий ресурс парових турбін К-800-240 ПАТ ЛМЗ дорівнює 150 тис. год. при кількості пусків 400; парковий ресурс парових турбін К-300-240 ПАТ «Турбоатом» дорівнює 200 тис. год. при кількості пусків 600; парковий ресурс парових турбін Т-250/300-240 ПАТ «Турбоатом» дорівнює 220 тис. год. при кількості пусків 800.

Станом на 01.10.2015 року з 57 блоків ТЕС України ТОВ «ДТЕК Енерго» 4 енергоблоки відпрацювали розрахунковий ресурс 100 тис. год.; 38 енергоблоків перевищили парковий ресурс 200–220 тис. год., 15 енергоблоків перевищили подовжений індивідуальний ресурс 300 тис. год. Для подовження терміну їх експлуатації необхідно проводити комплексне дослідження з оцінки залишкового ресурсу. Експертний висновок про подовження терміну експлуатації понад парковий ресурс для кожного енергоблоку необхідно приймати експертній комісії у складі представників підприємств, що генерують електричну енергію, спеціалізованих організацій та органів державного нагляду. До участі в регулюванні частоти електричного струму в енергосистемі можуть залучатися 4 енергоблоки без суттєвих зауважень, але з повним розумінням того, що індивідуальний ресурс цих блоків може знизитися у рази.

Дослідження впливу роботи енергоблоків Кураховської ТЕС в маневреному режимі (пуск-зупинка) на швидкість вичерпання ресурсу енергетичного обладнання

При аналізі впливу режимів щоденних пусків-зупинок на надійність роботи, аварійність та швидкість вичерпання ресурсу вузлів та деталей (турбіни та котли) використані дані по кількості пусків з різних теплових станів (гарячого – ГС (расшифровать), неостиглого – НС-2 та НС-1, холодного – ХС).

Парові турбіни К-200-130 Кураховської ТЕС були введені в експлуатацію протягом 1972–1975 років. Повної статистики пусків турбін з різних теплових станів станція не має. Тому розрахункове число пусків визначалося згідно відсотковому співвідношенню різних типів пусків за період з 01.02.1993 р. до 01.02.2006 р. За цей період, кількість пусків блоку № 5 парової турбіни К-200-130-3 з різних теплових станів склало: 366 пусків після 6–10 годин простою, 60 пусків після 15–20 годин простою, 59 пусків після 30-35 годин простою, 64 пуску після 50–60 годин простою, 151 пуск з холодного стану.

При цьому пуски після 6–10 годин простою прирівнювалося до пусків з неостиглого стану 2 (НС-2), пуски після 15–20 і 30–35 годин простою названі пусками з неостиглого стану 1 (НС-1), а пуски після 50–60 годин простою прирівнювалися до пусків з холодного стану (ХС). Для турбоагрегату № 3 КуТЕС відомі дані для 439 пусків, що становить 42 % від їхньої загальної кількості. Використовуючи наявні дані, решту пусків було згруповано за видами, близьким до НС-2 (383 пуски, 37 %), НС-1 (166 пусків, 16 %) і ХС (487 пусків, 47 %). Аналогічні дані є по всім іншим блокам Кураховської ТЕС ТОВ «Східенерго».

Розрахункові дослідження напружено-деформованого стану роторів турбоустановки К-200-130 проведені найбільш характерних в практиці експлуатації ТЕС режимів роботи. Температура пари і тиск, а також електричні навантаження взяті з діаграм, наданих цехом наладки КуТЕС і приблизно відповідають обраним режимам. Графіки зазначених пусків взяті окремо для циліндрів високого та середнього тиску (ЦВТ і ЦСТ).

Одним з найбільш відповідальних етапів при розрахунку довговічності деталей проектованого енергетичного обладнання, що працює в умовах численних перехідних режимів, є вибір коефіцієнтів запасу. У тих випадках, коли за результатами розрахункової оцінки циклічної міцності елемента турбіни прийняті завищені запаси міцності, може бути проведена оцінка запасів міцності за результатами випробувань металу високотемпературних елементів. Результати експериментального дослідження малоциклової втомлюваності металу ротора і корпусу парової турбіни К-200-130, що відпрацювали свій парковий ресурс 220000 годин, дозволили задати в розрахунках коефіцієнти запасу міцності по числу циклів на рівні $n_N = 3$ і коефіцієнти запасу по приведеній деформації на рівні $n_\varepsilon = 1{,}25$ [2].

Дані за період з 2012 по 2015 роки по блокам КуТЕС (напрацювання, загальна кількість пусків, дата вводу в експлуатацію та ін.) приведені в табл. 1. Розрахунки сумарної прогнозованої та наявної пошкоджуваності (статичної, циклічної), залишкового ресурсу при нормальній експлуатації, швидкості вичерпання ресурсу при нормальній експлуатації, прогнозованої пошкоджуваності (статичної, циклічної) за рік при щодобовому пуску-зупинці, залишкового ресурсу при щодобовому пуску-зупинці, швидкості вичерпання ресурсу при щодобовому пуску-зупинці також наведені в табл. 1. Швидкості вичерпання ресурсу при щодобовому пуску-зупинці для блоків КуТЕС збільшуються в 3–7 разів у порівнянні з нормальною експлуатацією в базових режимах роботи, що призводить до вичерпання ресурсу (табл. 1). Прогнозована пошкоджуваність блоків КуТЕС, що розрахована згідно рекомендацій [2–5], також наближається

до максимальної (рис. 1–2).

Аналізуючи отримані дані, можна зазначити, що прогнозована пошкоджуваність блока № 3 КуТЕС, при нормальній експлуатації становить 0,966, при чому статична прогнозована пошкоджуваність на стаціонарних режимах складає 0,366, а циклічна прогнозована пошкоджуваність на пускових режимах дорівнює 0,616. Якщо розглядати 2016 рік як роботу у маневреному режимі щодобового пуску-зупинки, то прогнозована річна пошкоджуваність на пускових режимах дорівнює 1,039 та перевищує допустиму пошкоджуваність 1,0, тобто енергоблок не може далі експлуатуватися.

Прогнозований залишковий ресурс блоків КуТЕС в режимі нормальної експлуатації та при щодобовому пуску-зупинці (рис. 2), визначений по нормативним документам Міненерговугілля, також суттєво знижується при роботі в маневреному режимі у порівнянні з експлуатацією в базових та напівбазових режимах роботи (період 2012–2015 роки).

Швидкість вичерпання ресурсу турбін КуТЕС при роботі у базовій і напівбазовій частині графіка електричного навантаження лежить у задовільному діапазоні і складає близько 1,48–2,36 %/рік, однак при експлуатації цих турбін у маневреному режимі щодобового пуску – зупинки, швидкість їх зношення зростає в 3–8 разів і становить 7,3–15,87 %/рік.

При оцінці сумарної прогнозованої та наявної пошкоджуваності (статичної, циклічної), залишкового ресурсу та швидкості вичерпання ресурсу при нормальній експлуатації, прогнозованої пошкоджуваності (статичної, циклічної) за рік при щодобовому пуску-зупинці, залишкового ресурсу та швидкості вичерпання ресурсу при щодобовому пуску-зупинці для котлів Кураховської ТЕС (табл. 2 та рис. 3–4) дані по напружено-деформованому і температурному стану були взяті з робіт інших авторів.

З отриманих даних можна зазначити, що як і для турбін, режим щодобового пуску-зупинки є не бажаним для котлів, оскільки прискорює фізичне старіння обладнання в 4–5 разів (8,3–9,66 %/рік). Виходячи з поточних даних, якщо спланувати застосування блоків КуТЕС в маневровому режимі на 2016 рік, то лише за один рік 5 котлів із 7 майже повністю вичерпають свій залишковий ресурс.

Таблиця 1 – Показники пошкоджуваності та залишковий ресурс для турбін Кураховської ТЕС

Кураховська ТЕС		Блок № 3	Блок № 4	Блок № 5	Блок № 6	Блок № 7	Блок № 8	Блок № 9
Рік введення блоку в експлуатацію		1972	1973	1973	1973	1974	1974	1975
Напрацювання блоку на 01.10.15		279723	254623	239615	234531	247278	244695	239208
Кількість пусків блоку на 01.10.15		1424	2352	2862	2655	2186	2381	1691
Пошкодж. за весь час при нормальній експлуатації	статична	0,350	0,318	0,300	0,188	0,309	0,198	0,183
	циклічна	0,616	0,653	0,683	0,433	0,660	0,442	0,426
	сумарна	0,966	0,971	0,983	0,621	0,969	0,640	0,609
Пошкодж. за рік при щодобовому пуску-зупинці	циклічна	0,073	0,122	0,060	0,159	0,122	0,122	0,106
	сумарна	1,039	1,092	1,043	0,779	1,091	0,762	0,715
Швидкість вичерпання ресурсу, %/рік	Норм. експлуатація	2,25	2,31	2,34	1,48	2,36	1,56	1,52
	Щодобовий пуск-зупинка	7,30	12,17	5,98	15,87	12,17	12,17	10,58
Залишковий ресурс, год.	Норм. експлуатація	15626	11388	6044	205412	11430	199123	219552
	Щодобовий пуск-зупинка	4807	2164	2364	19127	2221	25545	31583

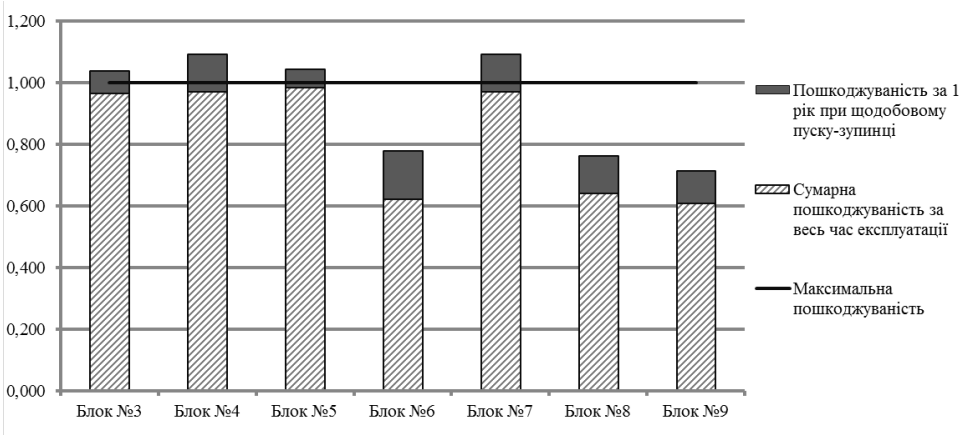


Рис. 1 – Діаграма прогнозованої пошкоджуваності блоків Кураховської ТЕС (турбіна)

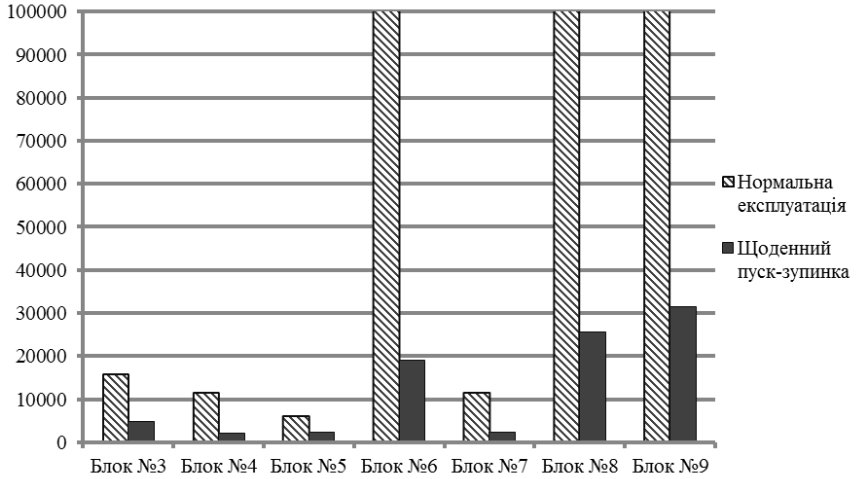


Рис. 2 – Прогнозований залишковий ресурс блоків Кураховської ТЕС (турбіна)

Таблиця 2 – Показники пошкоджуваності та залишковий ресурс для котлів Кураховської ТЕС

Кураховська ТЕС		Блок № 3	Блок № 4	Блок № 5	Блок № 6	Блок № 7	Блок № 8	Блок № 9
Рік введення блоку в експлуатацію		1972	1973	1973	1973	1974	1974	1975
Напрацювання блоку на 01.10.15		279723	254623	239615	234531	247278	244695	239208
Кількість пусків блоку на 01.10.15		1424	2352	2862	2655	2186	2381	1691
Пошкодж. за весь час при нормальній експлуатації	статична	0,400	0,364	0,342	0,335	0,353	0,350	0,342
	циклічна	0,557	0,538	0,524	0,517	0,530	0,528	0,522
	сумарна	0,957	0,902	0,866	0,852	0,883	0,878	0,864
Пошкодж. за рік при щодобовому пуску-зупинці	циклічна	0,083	0,092	0,089	0,097	0,090	0,089	0,089
	сумарна	1,040	0,994	0,955	0,949	0,973	0,967	0,954
Швидкість вичерпання ресурсу, %/рік	Норм. експлуатація	2,22	2,15	2,06	2,03	2,15	2,14	2,16
	Щодобовий пуск-зупинка	8,30	9,24	8,90	9,66	9,01	8,90	8,95
Залишковий ресурс, год.	Норм. експлуатація	21746	46592	61235	66938	54553	56685	62178
	Щодобовий пуск-зупинка	5832	10824	14185	14068	13038	13630	15016

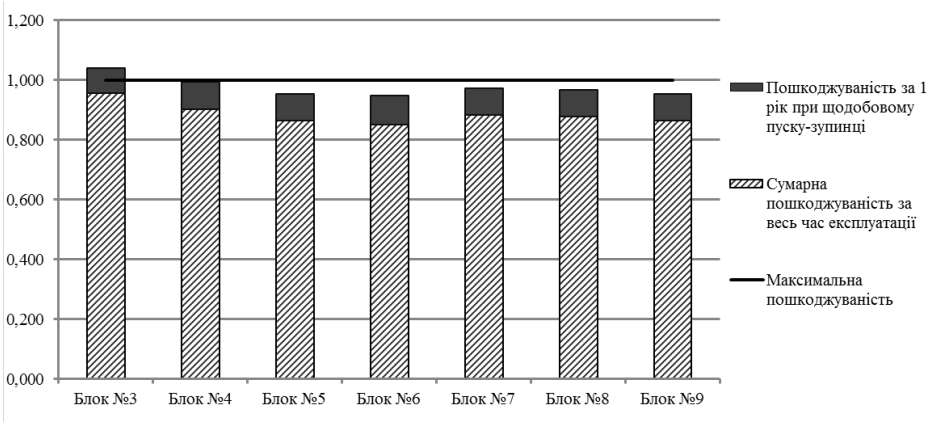


Рис. 3 – Діаграма прогнозованої пошкоджуваності блоків Кураховської ТЕС (котел)

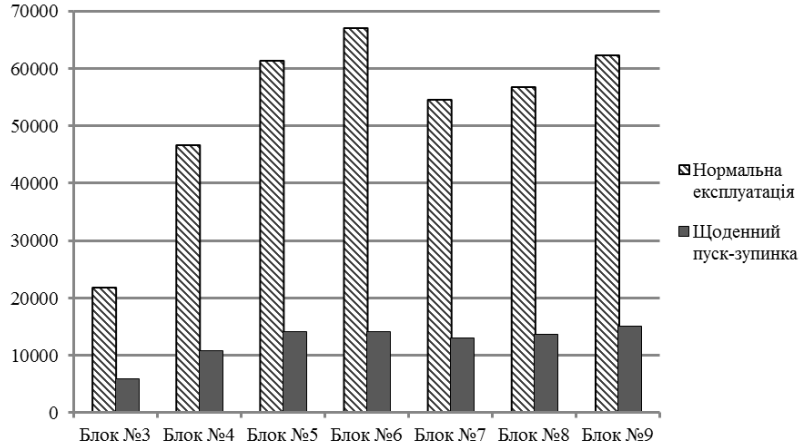


Рис. 4 – Прогнозований залишковий ресурс блоків Кураховської ТЕС (котел)

Дослідження впливу роботи енергоблоків Луганської ТЕС в маневреному режимі (пуск-зупинка) на швидкість вичерпання ресурсу енергетичного обладнання

Парові турбіни потужністю 200 МВт блоків № 9–15 ЛуТЕС були введені в експлуатацію в 1963–1969 роках. Станом на 01.10.2015 року відпрацювали 199661–322672 годин при загальній кількості пусків від 687 до 1896. Повної статистики пусків турбіни з різних станів станція не має. За даними ЛуТЕС для блоку № 11 статистика пусків із різних теплових станів за період з 01.01.2005 р. по 01.01.2008 р. становить 136 пусків після 6–10 годин простою, 54 пусків з неостиглого стану і 53 пуски з холодного стану. Всього за цей період проведено 243 пуски з різних теплових станів. Наближено можна прийняти, що для блоку № 11 частка пусків з НС-2 складає 56 %, з НС-1 – 22 % і з ХС – 22 %. Аналогічні дані є по пускам для інших енергоблоків ЛуТЕС, що дозволяє проводити оцінку залишкового ресурсу (табл. 3 та рис. 5–6). Енергоблок № 12 не розглядається, оскільки його було консервовано.

Чотири із шести блоків Луганської ТЕС, що розглядаються мають сумарну пошкоджуваність близьку до граничного стану 1,0. Пошкоджуваність енрегоблоку № 14 уже складає 1,006, що говорить про неможливість його експлуатації за прийнятих коефіцієнтів запасу міцності по числу циклів $n_N = 3$ і по приведеній деформації $n_\varepsilon = 1{,}25$. Залишковий ресурс п’яти з шести блоків знаходиться на дуже низькому рівні, що свідчить про потребу у негайному дослідженні поточного стану обладнання та проведенню комплексу робіт з продовження ресурсу. Осереднена швидкість з якою енергоблоки Луганської ТЕС щорічно себе зношують лежить на рівні 1,72–2,14 %/рік. Однак при роботі обладнання у режимі щоденного пуску-зупинки, ця швидкість зростає майже в 10 разів і становить 21,99–24,33 %/рік. Це пов’язано з високою чутливістю устаткування до частих пусків із гарячого стану. Для блоку № 13, на якому реалізована подача гарячого пару на передні кінцьові ущільнення ЦВТ і ЦСТ, швидкість зношення турбіни при щоденному пуску-зупинці складає 6,08 %. Що пояснюється меншими тепловими перепадами і відповідно нижчими температурними градієнтами у початкові моменти пуску з холодного стану, через відсутність «охолодження» кінцьових ущільнень.

Таблиця 3 – Показники пошкоджуваності та залишковий ресурс для турбін Луганської ТЕС

Луганська ТЕС		Блок № 9	Блок № 10	Блок № 11	Блок № 12	Блок № 13	Блок № 14	Блок № 15
Рік введення блоку в експлуатацію		1962	1962	1963	—	1967	1968	1968
Напрацювання блоку на 01.10.15		322672	308281	317571	199661	284658	280930	292226
Кількість пусків блоку на 01.10.15		1617	1813	1811	687	1896	1729	1327
Пошкодж. за весь час при нормальній експлуатації	статична	0,403	0,385	0,397	—	0,356	0,198	0,183
	циклічна	0,591	0,554	0,589	—	0,471	0,809	0,783
	сумарна	0,994	0,939	0,986	—	0,827	1,006	0,966
Пошкодж. за рік при щодобовому пуску-зупинці	циклічна	0,220	0,225	0,243	—	0,061	0,228	0,225
	сумарна	1,214	1,164	1,230	—	0,888	1,234	1,191
Швидкість вичерпання ресурсу, %/рік	Норм. експлуатація	1,88	1,77	1,90	—	1,72	2,14	2,05
	Щодобовий пуск-зупинка	21,99	22,53	24,33	—	6,08	22,81	22,53
Залишковий ресурс, год.	Норм. експлуатація	3096	34027	7429	—	104530	-2208	12755
	Щодобовий пуск-зупинка	264	2675	579	—	29604	-23524	1163

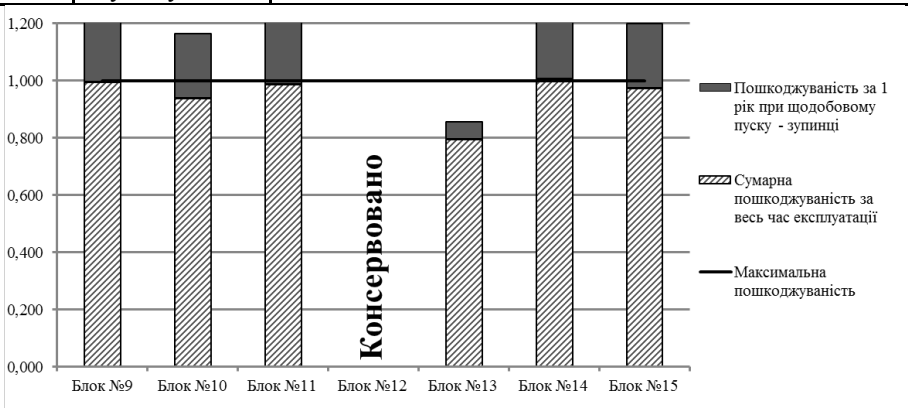


Рис. 5 – Діаграма прогнозованої пошкоджуваності блоків Луганської ТЕС (турбіна)

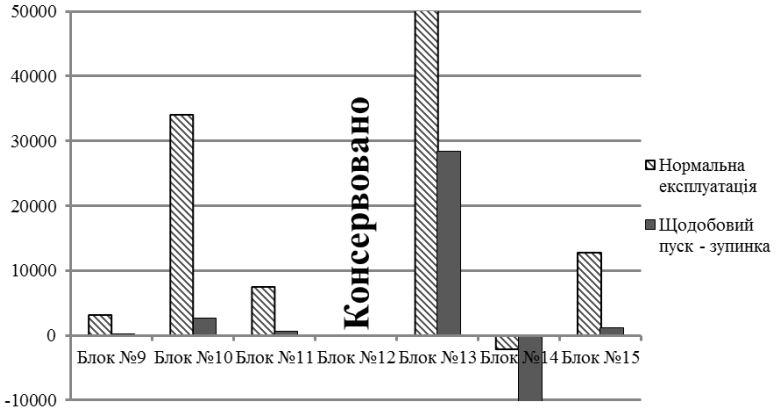


Рис. 6 – Прогнозований залишковий ресурс блоків Луганської ТЕС (турбіна)

У відношенні котельного обладнання (табл. 4 та рис. 7–8) усі енергоблоки Луганської ТЕС викликають занепокоєння і потребують негайного експертного заключення з можливості їх подальшої роботи у режимі нормальної експлуатації. Що стосується роботи в режимі щоденного пуску-зупинки, то його не варто розглядати для котельного обладнання, оскільки в такому випадку залишковий наробіток складає менше 1 року експлуатації. Залишковий ресурс блоку № 14 має від'ємне значення при поточних коефіцієнтах запасу міцності по числу циклів $n_N = 3$ і по приведеній деформації $n_\varepsilon = 1{,}25$.

Таблиця 4 – Показники пошкоджуваності та залишковий ресурс для котлів Луганської ТЕС

Луганська ТЕС		Блок № 9	Блок № 10	Блок № 11	Блок № 12	Блок № 13	Блок № 14	Блок № 15
Рік введення блоку в експлуатацію		1962	1962	1963	—	1967	1968	1968
Напрацювання блоку на 01.10.15		322672	308281	317571	199661	284658	280930	292226
Кількість пусків блоку на 01.10.15		1617	1813	1811	687	1896	1729	1327
Пошкодж. за весь час при нормальній експлуатації	статична	0,403	0,385	0,397	—	0,235	0,351	0,365
	циклічна	0,591	0,554	0,547	—	0,743	0,654	0,608
	сумарна	0,994	0,939	0,944	—	0,978	1,005	0,973
Пошкодж. за рік при щодобовому пуску-зупинці	циклічна	0,126	0,120	0,111	—	0,076	0,118	0,124
	сумарна	1,120	1,059	1,055	—	1,054	1,123	1,097
Швидкість вичерпання ресурсу, %/рік	Норм. експлуатація	1,88	1,77	1,82	—	2,04	2,14	2,07
	Щодобовий пуск-зупинка	12,59	11,97	11,13	—	7,60	11,77	12,37
Залишковий ресурс, год.	Норм. експлуатація	3096	34027	32429	—	8564	-2208	12755
	Щодобовий пуск-зупинка	461	5037	5291	—	2294	-12156	2135

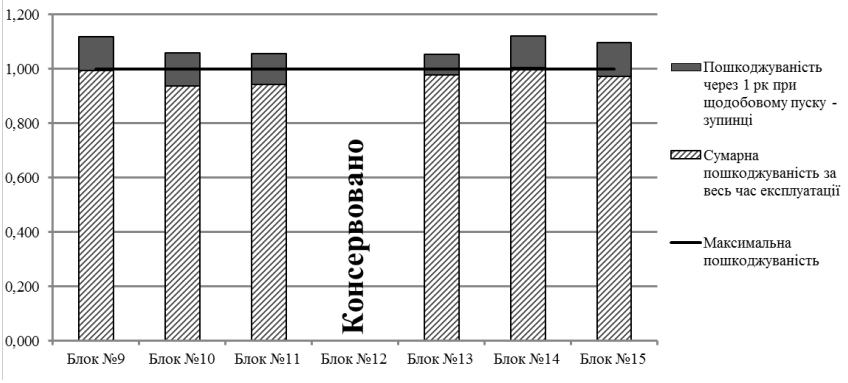


Рис. 7 – Діаграма прогнозованої пошкоджуваності блоків Луганської ТЕС (котел)

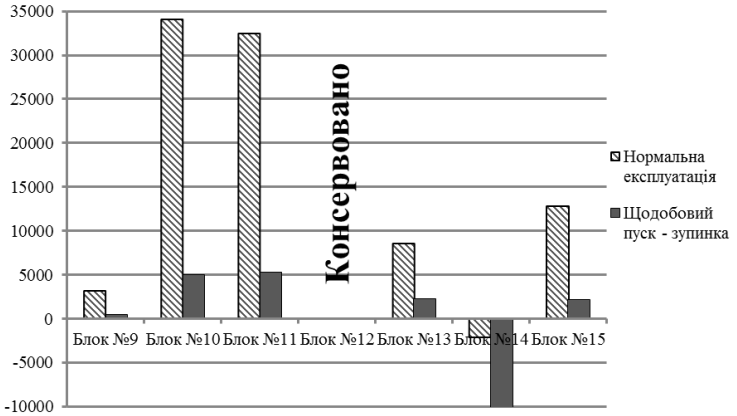


Рис. 8 – Прогнозований залишковий ресурс блоків Луганської ТЕС (котел)

Дослідження впливу роботи енергоблоків Запорізької ТЕС в маневреному режимі (пуск-зупинка) на швидкість вичерпання ресурсу енергетичного обладнання

Дані за період з 2012 по 2015 роки по блокам ЗаТЕС (напрацювання, загальна кількість пусків, дата вводу в експлуатацію та ін.) приведені в табл. 5. Розрахунки сумарної прогнозованої та наявної пошкоджуваності (статичної, циклічної), залишкового ресурсу та швидкості вичерпання ресурсу при нормальній експлуатації, прогнозованої пошкоджуваності (статичної, циклічної) за рік при щодобовому пуску-зупинці, залишкового ресурсу та швидкості вичерпання ресурсу при щодобовому пуску-зупинці наведені також в табл. 5 та

графічно представлені на рис. 9–10. При оцінці ресурсних характеристик по блокам ЗаТЕС дані по напружено-деформованому і температурному стану були взяти з робіт [6–8].

Аналізуючи отримані дані, варто зазначити, що не зважаючи на не досить високий рівень напрацювання (250882–277081 год.) та відносно невелику кількість пусків (533–549), пошкоджуваність усіх чотирьох блоків наближається до максимально-допустимого значення 1,0. Це свідчить про непридатність блоків потужністю 300 МВт до регулювання навантаження у мережі. При експлуатації цих блоків у режимі щоденного пуску-зупинки, їх залишковий ресурс зменшується у 4–5 разів.

Таблиця 5 – Показники пошкоджуваності та залишковий ресурс для енергоблоків 300 МВт Запорізької ТЕС

Запорізька ТЕС		Блок №1	Блок №2	Блок №3	Блок №4
Рік введення блоку в експлуатацію		1972	1972	1972	1973
Напрацювання блоку на 01.10.15		277081	263437	264482	250882
Кількість пусків блоку на 01.10.15		534	533	549	543
Пошкодж. за весь час при нормальній експлуатації	статична	0,462	0,439	0,441	0,418
	циклічна	0,527	0,485	0,540	0,569
	сумарна	0,989	0,924	0,981	0,987
Пошкодж. за рік при щодобовому пуску-зупинці	циклічна	0,103	0,100	0,097	0,094
	сумарна	1,093	1,024	1,077	1,081
Швидкість вичерпання ресурсу, %/рік	Норм. експлуатація	2,30	2,15	2,28	2,35
	Щодобовий пуск-зупинка	10,34	9,97	9,66	9,36
Залишковий ресурс, год.	Норм. експлуатація	5645	41196	9399	5599
	Щодобовий пуск-зупинка	1256	8878	2220	1406

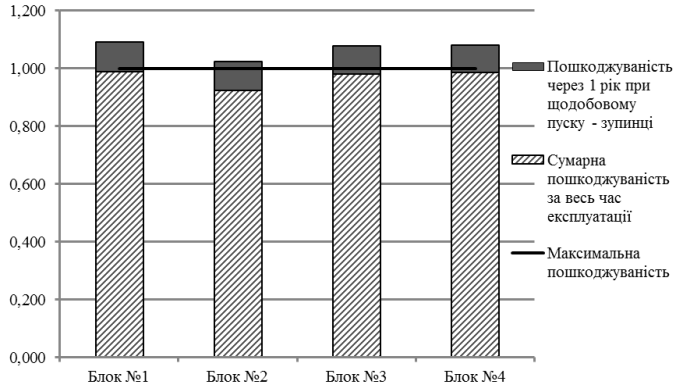


Рис. 9 – Діаграма прогнозованої пошкоджуваності блоків 300 МВт Запорізької ТЕС

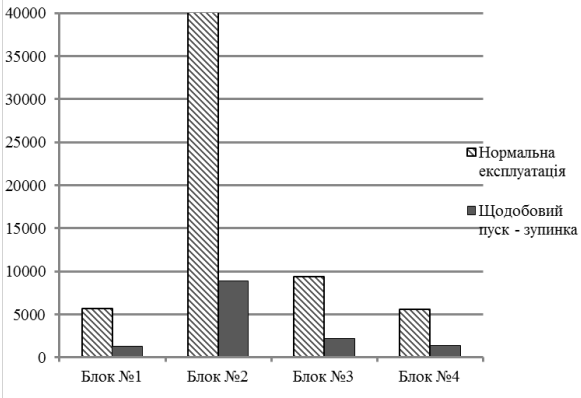


Рис. 10 – Прогнозований залишковий ресурс блоків 300 МВт Запорізької ТЕС

Прогнозований залишковий ресурс ТЕС ДТЕК «ЕНЕРГО» в режимі нормальної експлуатації та в маневреному режимі щодобового пуску-зупинки для енергоблоків 200 МВт (рис. 11) та для енергоблоків 300 МВт (рис. 12) свідчить про швидке вичерпання індивідуального ресурсу енергоблоків ТЕС при роботі в режимі регулювання частоти електричної мережі. Загальний прогнозований рівень залишкового ресурсу для енергоблоків потужністю 200–300 МВт на 2016 рік складає менше 20 тис. год. при щодобовому пуску зупинці (суцільні стовпчики на рис. 11–12), що унеможливлює роботу в маневрених режимах такого типу. Можна розглядати заміну режимів щодобових пусків-зупинок на режими роботи з неостиглого стану НС-1, коли температура металу елементів енергетичного обладнання складає 250 °С з почерговим відімкненням окремих блоків згідно спеціально оптимізованого графіку.

Запропонований режим експлуатації різко скоротить вже продовжений ресурс експлуатації вугільних блоків теплових електричних станцій України, а саме ТЕС ДТЕК «Енерго».

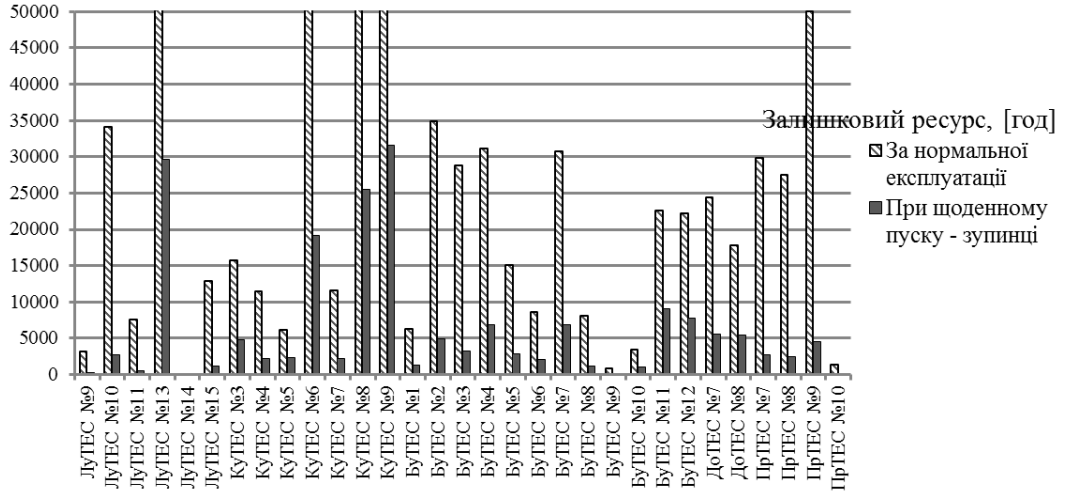


Рис. 11 – Прогнозований залишковий ресурс ТЕС ДТЕК «ЕНЕРГО» в режимі нормальної експлуатації та в маневреному режимі щодобового пуску-зупинки (енергоблоки 200 МВт)

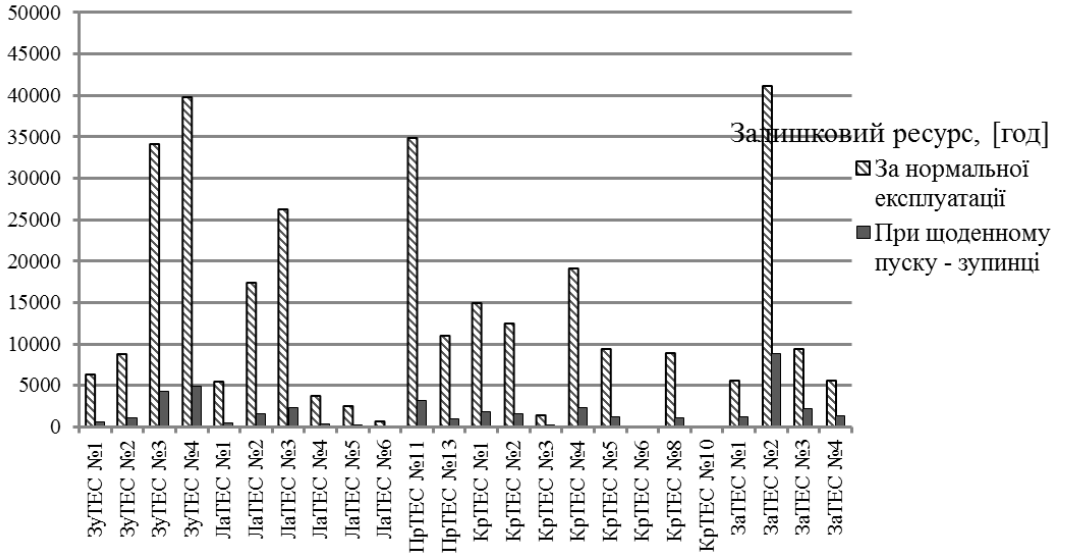


Рис. 12 – Прогнозований залишковий ресурс ТЕС ДТЕК «ЕНЕРГО» в режимі нормальної експлуатації та в маневреному режимі щодобового пуску-зупинки (енергоблоки 300 МВт)

Висновки

Станом на 01.10.2015 р. з 57 блоків ТЕС України ТОВ «ДТЕК Енерго» 4 енергоблоки відпрацювали розрахунковий ресурс 100 тис. год. і працюють у допустимих межах згідно нормативних документів Міненерговугілля України, 38 енергоблоків перевищили парковий ресурс 200–220 тис. год., 15 енергоблоків перевищили подовжений індивідуальний ресурс 300 тис. год. При цьому по показниках маневрування (кількість пусків при нормі 600–800 пусків згідно нормативних

документів) 53 енергоблоки перевищили нормативні показники, а 34 енергоблоки перевищили межу у 2000 пусків, що може призвести до значного зниження ресурсних характеристик та збільшення аварійних зупинок при збільшенні кількості пусків, що характерно для роботи у маневрених режимах щоденного пуску-зупинки. Це свідчить про неможливість залучення більшості енергетичного обладнання ТОВ «ДТЕК Енерго» для регулювання електричного навантаження.

Згідно нормативних документів Міністерства енергетики та вугільної промисловості України подовження терміну експлуатації неможливе без проведення неруйнівного контролю енергетичного обладнання, який повинен відбуватися у капітальному ремонті та особливо стосується елементів, що вичерпали парковий ресурс по двох показниках – загальне напрацювання та загальна кількість пусків за весь період експлуатації. Невиконання нормативних вимог щодо періодичності капітальних ремонтів, заміни у нормативних обсягах елементів основного та допоміжного обладнання, неможливість неруйнівного обстеження стану енергетичного обладнання та оцінки можливості подовження експлуатації, призведе до накопичення фізичного зношування та виходу устаткування з роботи з непередбачуваними наслідками.

Рекомендації

1 При проведенні робіт з оцінки технічного стану й перепризначення терміну експлуатації енергетичного обладнання необхідно виконати: аналіз технічної документації (конструкторської та експлуатаційної документації, документації підприємства-виробника, паспортів енергетичного обладнання); аналіз умов експлуатації та фактичної кількості циклів навантаження з формуванням розрахункових режимів; аналіз результатів контролю стану металу (передексплуатаційного, періодичного та позачергового); аналіз відмов та пошкоджень.

2 Дослідити попереднє встановлення механізмів старіння; встановити визначальні параметри і критерії технічного стану.

3 Вдосконалити або впровадити програми технічного діагностування енергетичного обладнання, забезпечити підготовку та проведення додаткового контролю (обстеження) технічного стану енергетичного обладнання та опрацювання отриманих результатів.

4 Провести розрахунки на міцність енергетичного обладнання, що відпрацювало парковий ресурс згідно нормативних документів та оцінку залишкового ресурсу енергетичного обладнання, що включає встановлення фактично наявних механізмів старіння.

5 Забезпечити обґрунтування перепризначеного терміну експлуатації та нової допустимої кількості циклів навантаження з урахуванням прогнозу зміни параметрів технічного стану й механізмів старіння енергетичного обладнання в понадпроектний період.

6 Розробити заходи щодо забезпечення безпечної експлуатації та управління старінням енергетичного обладнання у період перепризначеного терміну експлуатації, оформлення результатів проведених робіт та їх технічне супроводження при погоджені органами держнагляду.

Список літератури

1 НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій [Текст] : СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. – Офіц. вид. – К.: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. – 76 с. – (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).

2 РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость [Текст]. – М., 1985. – № АЗ–002/7382. – 49 с.

3 РТМ 24.020.16-73. Турбины паровые стационарные. Расчёт температурных полей роторов и цилиндров паровых турбин методом электромоделирования [Текст]. – М., 1973. – № ВК-002/3209. – 104 с.

4 РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса [Текст]. – М., 1996. – 98 с.

5 СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011 Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни [Текст] : методичні вказівки / Міненерговугілля України / **Н. Г. Шульженко**. – Офіц. вид., 2011. – 24 с.

6 **Мацевитый, Ю. М.** Повышение энергоэффективности работы турбоустановок ТЭС и ТЭЦ путём модернизации, реконструкции и совершенствования режимов их эксплуатации [Текст] : моногр. / **Ю. М. Мацевитый, Н. Г. Шульженко, В. Н. Голощапов** [и др.]. – Киев : Научная мысль, 2008. – 366 с. – ISBN 978-9-660-00850-3.

7 **Берлянд, В. И.** Обобщённые результаты исследований циклической прочности паровых турбин мощностью 160, 200 и 300 МВт при переменных режимах работы [Текст] / **В. И. Берлянд, Е. Р. Плоткин** // Теплоэнергетика. – 1992. – № 6. –С. 23–29.

Bibliography (transliterated)

1 (2005), *ND MPE Ukrayiny`. Kontrol` metalu i prodovzhennya terminu ekspluataciyi osnovny`x elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovy`x elektrostancij. – Ty`pova instrukciya. SOU–N MPE 40.17.401:2004 [RD of MFEU. Metal inspection and extending operating life of main components of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants: SOU-N MPE 40.17.401:2004]*, GRIFRE, Ministry of fuel and energy of Ukraine, Kiev, Ukraine.

2 (1985), RTM 108.021.103. *Detali parovyh stacionarnyh turbin. Raschet na malociklovuju ustalost' [Details of stationary steam turbines. Low cycle fatigue calculation]*, Moscow, Russian.

3 (1973), RTM 24.020.16-73. *Turbiny parovye stacionarnye. Raschet temperaturnyh polej rotorov i cilindrov parovyh turbin metodom jelektromodelirovanija [Stationary steam turbines. The calculation of the temperature fields of the rotors and the cylinders of steam turbines by electrical analogy method]*, Moscow, Russian.

4 (1996), RD 34.17.440–96. *Metodicheskie ukazanija o porjadke provedenija rabot pri ocenke individual'nogo resursa parovyh turbin i prodlenii sroka ih jekspluatacii sverh parkovogo resursa [Methodological guidelines to perform works within assessment of individual service life of steam turbines and its extension beyond the fleet service life]*, Moscow, Russian.

5 **Shulzhenko, N. G.** (2011), SOU-N MEV 40.1-21677681-52:2011 *Vy`znachennya rozraxunkovogo resursu ta ocinky` zhy`vuchosti rotoriv ta korpusny`x detalej turbiny`: Metody`chni vkazivky`/ Minenergovugillya Ukrayiny` [Determination of the estimated resource and assessment of survivability of rotors and turbine case details: Guidelines]*, Ministry of Fuel and Energy of Ukraine, Kyiv, Ukraine.

6 **Matsevityi, Yu. M., Shulzhenko, N. G. and Goloschapov, V. N.** (2008), *Povyshenie jenergojeffektivnosti raboty turboustanovok TJeS i TJeC putem modernizacii, rekonstrukcii i sovershenstvovanie rezhimov ih jekspluatacii [Improving the energy efficiency of work of TPP and CHPP turbines by modernization, reconstruction and improvement of their operation modes]*, Nauk. Dumka, Kiev, ISBN 978-9-660-00850-3, Ukraine.

7 **Berliand, V. I.** (1992), ″Obobshhennye rezul'taty issledovanij ciklicheskoj prochnosti parovyh turbin moshhnost'ju 160, 200 i 300 MVt pri peremennyh rezhimah raboty [Generalized results of research of cyclic strength of steam turbines with a capacity of 160, 200 and 300 MW at different operating conditions]″, *Teplojenergetika [Thermal energy]*, no. 6, pp. 23–29.

Відомості про авторів (About authors)

Черноусенко Ольга Юріївна – доктор технічних наук, професор, Національний Технічний Університет України «Київський Політехнічний Інститут», завідуючий кафедри Теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 504-82-92; e–mail: chernousenko20a@gmail.com; cher_olya@2c.kiev.ua; ORCID 0000-0002-1427-8068.

Chernousenko Olga Yuriivna – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Head of the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants; Kyiv.

Пешко Віталій Анатолійович – Національний Технічний Університет України «Київський Політехнічний Інститут», аспірант кафедри Теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 176–54–71; e–mail: vapeshko@gmail.com; ORCID 0000-0003-0610-1403.

Peshko Vitaliy Anatoliyovych – National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Postgraduate Student at the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants; Kyiv.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Черноусенко, О. Ю. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на вичерпання ресурсу енергетичного обладнання [Текст] / **О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 6–16. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.

Please cite this article as:

Chernousenko, O. and Peshko, V. (2016), ″Influence of the Operation of the Power Units of Thermal Power Plants in the Maneuvering Mode on the Aging Rate of Power Equipment″. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 6–16, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Черноусенко, О. Ю. Влияние работы энергоблоков ТЭС в манёвренном режиме на исчерпание ресурса энергетического оборудования [Текст] / **О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 6–16. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.

АННОТАЦИЯ *Для энергетики Украины характерным является недостаток манёвренных мощностей, потому ОЭС Украины вынуждена привлекать пылеугольные блоки, спроектированные для базовой работы, к покрытию пиковых нагрузок и регулированию в целом. Проанализировано текущее состояние энергогенерирующего оборудования Украины. Исследовано влияние работы энергоблоков 200–300 МВт в манёвренном режиме и рассчитан прогнозированный остаточный ресурс в режиме нормальной эксплуатации и ежедневного пуска-останова. Рассчитаны показатели скорости исчерпания ресурса и отмечено, что в манёвренном режиме скорость старения оборудования возрастает в 3–8 раз. Именно поэтому, в соответствии к текущему состоянию оборудования, работа в манёвренном режиме является не желательной и требует разработки специальной нормативной базы, поскольку значительно изнашивает имеющиеся основные фонды.*

Ключевые слова: *тепловые электростанции, энергоблок, Объединённая Энергетическая Система Украины, повреждённость, остаточный ресурс, прогнозирование.*

Надійшла (received) 26.01.2016

УДК 629.122:621.352 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.02**

В. М. ГОРБОВ, В. С. МИТЕНКОВА, М. А. КАРПОВ, О. П. ФЕДОРОВА

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ УТИЛИЗАЦИИ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ В ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКИХ ЭНЕРГОУСТАНОВКАХ ТРАНСПОРТНЫХ СУДОВ

АННОТАЦИЯ *Проведен анализ и выполнена оценка эффективности утилизации вторичных энергоресурсов в судовых электрохимических энергетических установках на базе твёрдотопливных топливных элементов. Получены значения потенциально возможного количества энергетических ресурсов для обеспечения общесудовых потребностей, которые можно получить путем утилизации пара или горячей воды на выходе из топливных элементов. Представлены рекомендации по целесообразности использования различных утилизационных схем в судовых электрохимических установках.*

Ключевые слова: *твердотопливные топливные элементы, электрохимический генератор, электрохимическая энергетическая установка, вторичные энергоресурсы, утилизационная паровая турбина, судовая опреснительная установка, система хозяйственно-бытового водоснабжения, система водяного отопления, теплогенератор, обработка балластных вод.*

V. M. GORBOV, V. S. MITIENKOVA, M. A. KARPOV, O. P. FEDOROVA

ESTIMATION OF WASTE ENERGY UTILIZATION EFFICIENCY IN ELECTROCHEMICAL POWER PLANTS OF TRANSPORT VESSELS

ABSTRACT *Analysis of waste energy utilization efficiency in electrochemical power plants based on proton exchange membrane fuel cells for transport vessels is done in this article. Quantitative estimation of waste heat energy flow in electrochemical power plants from 100 kW to 2000 kW operated on pure hydrogen is the main aim of research. Usage of hot water or saturated (or slightly superheated) steam at outlet from fuel cell as heating agent is considered. Total fuel mass and capacity for one-way trip are estimated for electrochemical power plants operated on pure hydrogen, methanol and liquefied natural gas. Potentially-enable quantity of power resources obtained through utilization of heat power and slightly superheated steam is come out. Analysis of these indexes makes possible justification of rational engineering choices at ships' conceptual design and elaborates recommendations of keeping options for different variants of waste energy utilization in electrochemical power plants based on low-temperature fuel cells.*

Key words: *proton exchange membrane fuel cells, electrochemical generator, electrochemical power plant, waste energy, waste treatment steam turbine, ship desalination plant, domestic water supply system, water heating system, heat generator, ballast water treatment.*

Введение

Электрохимические энергоустановки (ЭХЭУ) на базе топливных элементов (ТЭ) на сегодняшний день применяются не только для стационарных электростанций, но и на транспорте, в том числе и для различных типов судов в качестве основных или вспомогательных источников энергии вместо традиционных дизельных двигателей.

Судовые энергетические установки (СЭУ) на базе топливных элементов для военных кораблей и гражданских судов разрабатываются и производятся в США и ряде европейских стран. Для внедрения водородных топливных элементов на морском транспорте в Европе создан консорциум *FellowSHIP (Fuel Cells for Low Emissions Ships)*. В консорциум *FellowSHIP* входят классификационное общество *Det Norske Veritas (DNV)*, компании *Eidesvik Offshore*, *MTU CFC Solutions*, *Vik-Sandvik* и *Wärtsilä Automation Norway*. Топливные элементы в составе энергетических установок применяются на подводных лодках, рыболовецких судах, паромах, пассажирских судах внутреннего района плавания, судах обслуживания и др. [1–3].

Основными преимуществами применения ТЭ на судах по сравнению с дизельными двигателями являются: экологичность, высокий КПД, компактные размеры и более низкий уровень шума.

К проблемам применения ТЭ можно отнести: медленно растущую инфраструктуру, связанную с бункеровкой водорода в портах; сложность хранения данного топлива в судовых условиях и его более высокую стоимость по сравнению с нефтяными топливами; наличие значительного количества тепловыделений при работе электрохимической установки. Решение последней проблемы требует использования утилизационного оборудования, что, с одной стороны, усложняет состав установки и увеличивает ее стоимость, с другой стороны, позволяет повысить коэффициент использования теплоты СЭУ и получить дополнительную экономию топлива.

Анализ последних исследований и публикаций

Современные технологии позволяют создавать на базе ТЭ достаточно мощные энергоустановки. Самая большая в мире на сегодняшний день ЭХЭУ введена в эксплуатацию в *Hwasung City* (Южная Корея). Установка, работающая на водороде, общей мощностью в 59 МВт состоит из 21

© В. М. Горбов, В. С. Митенкова, М. А. Карпов, О. П. Федорова, 2016

электрохимического генератора по 2,8 МВт каждый [4].

В отличие от энергетических установок на базе тепловых двигателей внутреннего и внешнего сгорания «выхлопом» ТЭ являются не уходящие газы, а H_2O (в жидком или газообразном виде) или парогазовая смесь (чаще всего H_2O и CO_2). В зависимости от типа топливных элементов температура «выхлопа» может составлять от 40 °С до 1100 °С [5]. Количество продуктов реакции в ТЭ прямо пропорционально выходной электрической мощности, при достаточном количестве «выхлопа» его целесообразно будет утилизировать.

Перегретый пар в смеси с углекислым газом на выходе из ТЭ можно использовать для нужд самой установки для протекания процесса паровой конверсии углеводородных топлив, которые являются источником синтез-газа. Перед подачей в паровой риформинг парогазовая смесь подается в камеру дожигания. Подобная схема утилизации вторичных энергоресурсов (ВЭР) представлена в работе [6]. Оценка теплового баланса ЭХЭУ на базе твердополимерных ТЭ с учетом влияний входных параметров на температуру продуктов реакции приведена в работе [7–8].

Ряд работ посвящен исследованию эффективности создания когенерационных установок на базе ЭХЭУ, включающих в свой состав каталитическую камеру сгорания для дожигания горючих компонентов парогазовой смеси с последующей подачей их в приводную газовую турбину. Для глубокой утилизации теплоты в подобных схемах дополнительно предусматриваются утилизационные котлы или регенеративные теплообменные аппараты (ТОА) [8–10].

Особенностью утилизационных схем в судовых условиях является то, что в качестве вторичных энергоресурсов для технических и хозяйственно-бытовых нужд нашли применение насыщенный (или слабо перегретый) пар и горячая вода, при этом отсутствует потребность в перегретом паре (кроме паротурбоходов, доля которых в современном мировом флоте незначительна) [10].

Следует отметить, что на сегодняшний день отсутствуют комплексные исследования, посвященные оценке целесообразности и эффективности применения утилизационных схем, традиционных для судовых энергетических установок с тепловыми двигателями, в составе ЭХЭУ, что обуславливает **актуальность** данной работы.

Цель работы

Оценка эффективности использования вторичных энергоресурсов ЭХЭУ для различных вариантов утилизационных схем с учётом специфики судовых потребностей.

Изложение основного материала

Топливные элементы – разновидность электрохимических элементов, существенным преимуществом которых является то, что в отличие от гальванических элементов и аккумуляторов, топливо и окислитель подаются в ТЭ в момент его работы и не входят в состав электродов. Схема обеспечения реагентами ТЭ похожа на схемы топливоснабжения тепловых двигателей, но при этом достигается более высокий КПД за счет прямого преобразования химической энергии топлива в электрическую [11].

Основными продуктами реакции ЭХЭУ на основе топливных элементов в зависимости от рабочей температуры являются горячая вода, водяной пар (насыщенный или перегретый), парогазовая смесь. Наряду с этим, из топливных элементов отводятся непрореагировавшие синтез-газ, водород, воздух или кислород (если окислитель подается в чистом виде), температура которых также зависит от типа топливных элементов. Образовавшиеся энергетические потоки можно использовать для технологических нужд самой электрохимической энергоустановки или утилизировать (полностью или частично).

Если ЭХЭУ установка работает на чистом водороде, «выхлоп» будет состоять только из H_2O, при подаче синтез-газа – из H_2O и CO_2. Второй вариант характерен для использования в качестве источника водорода углеводородных топлив, для судовых условий это – метанол, природный газ или дизельное топливо [11].

Наиболее перспективные варианты утилизации получаемой низко- и высокопотенциальной энергии в судовых условиях:

- газовые смеси, состоящие из непрореагировавших компонентов, можно напрямую или с предварительным дожиганием в каталитических камерах сгорания подавать в приводные газовые турбины компрессоров или в газотурбогенераторы для выработки дополнительного количества электрической энергии;
- парогазовую смесь и перегретый пар можно подавать в риформер топлива, если используется технология паровой конверсии углеводородных топлив;
- насыщенный или слабо перегретый водяной пар можно направлять в паровые приводы судовых насосов (применимо преимущественно на танкерах), утилизационные паровые турбины для привода электрогенераторов или теплообменные аппараты для подогрева тяжёлого топлива либо нагрева рабочей среды в системах парового или водяного отопления;
- горячую воду можно использовать для опреснения морской воды в адиабатных опреснительных установках, для подогрева горячей воды хозяйственно-бытового назначения в водоводяных

теплообменниках или воздуха в системах воздушного отопления, для обработки балластных вод, используя технологию подогрева.

Наиболее перспективными для использования в судовых условиях являются ЭХЭУ на базе твердооксидных топливных элементов (*solid-oxide fuel cells*) или твердотопливных ТЭ (*proton exchange membrane fuel cells*), как обладающие высокой энергетической эффективностью при сравнительно небольших массогабаритных показателях, что особенно важно для судовых условий [12].

Температура продуктов реакции на выходе из твердооксидных топливных элементов составляет (600–1000) °С, твердотопливных низкотемпературных – (60–90) °С, твердотопливных высокотемпературных – (150–250) °С при давлении пара на выходе до 0,5 МПа [5].

В данной статье рассмотрены варианты утилизации ВЭР ЭХЭУ на базе высоко- и низкотемпературных твердотопливных топливных элементов, работающих на водороде и входящих в состав судовой энергетической установки (СЭУ). В зависимости от типа судна и требуемой суммарной установленной мощности СЭУ, топливные элементы могут частично или полностью заменять дизельные двигатели (главные и вспомогательные) в составе пропульсивной установки или судовой электростанции.

Утилизация тепловой энергии ЭХЭУ в виде насыщенного или слабо перегретого пара позволит снизить требуемую тепловую мощность судовых котлов, что приведет к упрощению схем и снижению расхода топлива. В отдельных случаях это позволит отказаться от установки утилизационных и вспомогательных котлов, если вырабатываемой ЭХЭУ тепловой энергии достаточно для покрытия судовых потребностей.

Утилизация тепловой энергии ЭХЭУ в виде горячей воды позволит отказаться от электрических подогревателей, которые широко используются на небольших судах и судах с короткой рейсовой линией для подогрева воды для общесудовых нужд, снизив тем самым расход топлива за счет снижения потребления электрической энергии.

Для оценки целесообразности реализации тех или иных утилизационных схем на начальном этапе необходимо провести количественную и качественную оценку вторичных энергоресурсов (ВЭР). В данном исследовании приведены результаты количественной оценки ВЭР электрохимических энергоустановок с ТЭ мощностью от 100 до 2000 кВт, работающими на чистом водороде с единственным продуктом реакции – H_2O (в жидком состоянии с температурой (60–90) °С или в виде насыщенного или слабо перегретого пара с температурой (150–250) °С).

В соответствии с техническими характеристиками, заявляемыми производителями, при расчетах напряжение одной ячейки ТЭ принималось 0,8 В (при параллельной установке ячеек в батарею мощность и напряжение суммируются), коэффициенты использования водорода и кислорода принимались 0,8 и 0,6 соответственно. Расчет количества, образующегося H_2O проводился на основе стехиометрических коэффициентов химического уравнения, содержание воды в воздухе, подаваемом в ТЭ, не учитывалось, плотность воздуха принималась при температуре 20 °С [5, 11].

Количественная оценка показала, что для ЭХЭУ на базе твердотопливных ТЭ мощностью от 100 до 2000 кВт требуемая подача водорода составляет от 5,9 до 117,5 кг/ч, воздуха – от 220 до 4435 м^3/ч (рис. 1–2). Удельная масса H_2O (в виде воды или пара) на выходе составляет от 42 до 846 кг/ч (рис. 3).

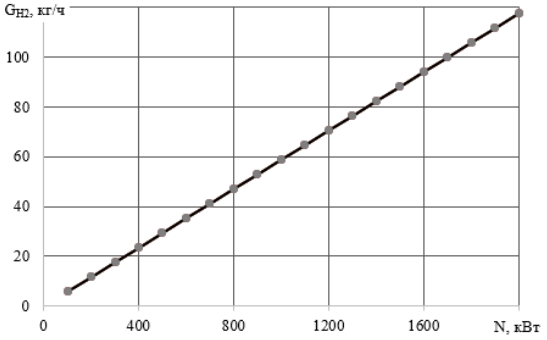


Рис. 1 – Зависимость расхода водорода от мощности ЭХЭУ

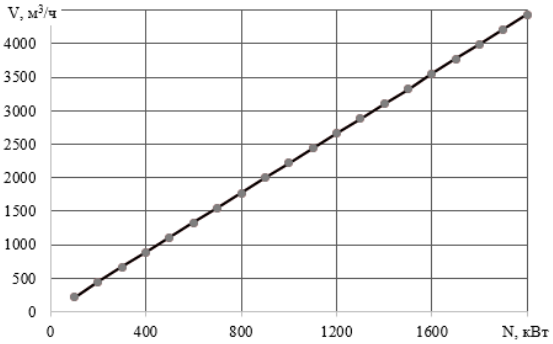


Рис. 2 – Зависимость расхода воздуха от мощности ЭХЭУ

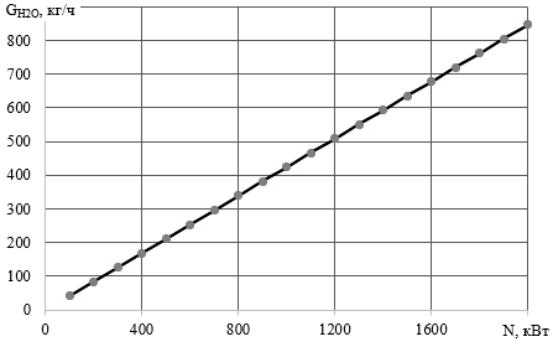


Рис. 3 – Количество образующейся воды/пара в зависимости от мощности ЭХЭУ

Зная подачу водорода можно определить массу и объем запасов топлива. На рис. 4–5 приведена укрупнённая оценка данных параметров (при одинаковой продолжительности рейса). Для сравнения рассматривались варианты работы ЭХЭУ не только на водороде, но и на метаноле и сжиженном природном газе (СПГ). Определение объёма требуемых запасов топлива производилось для разных способов хранения водорода – в сжиженном виде и металлогидридном (хранение в виде соединений H_2 с металлами). Вариант хранения H_2 в сжатом виде под давлением не рассматривался, т.к. полезная масса топлива составляет не более 3 % от массы баллона, что в условиях ограниченного пространства на судах делает нецелесообразным использование его в таком виде.

При использовании водорода в ЭХЭУ масса запасов топлива (без учета массы емкостей для его хранения) в 2 раза меньше, чем масса сжиженного природного газа (при давлении, близком к атмосферному и температуре –162 °С) и в 5,3 раза меньше, чем при использовании метанола в качестве источника H_2 (рис. 4). Сравнение объема запасов топлива на рейс (рис. 5) показало, что данный параметр наименьший при использовании в качестве источника водорода для топливных элементов сжиженного природного газа. Для получения тех же мощностей требуемый объем метанола на 65 % больше, чем СПГ, металлогидридного водорода – в 2,5 раза больше, сжиженного водорода – в 3,5 раза больше. Использование сжатого водорода нецелесообразно, поскольку для получения эквивалентной мощности в ЭХЭУ его требуемый объем в 16 раз выше, чем при применении СПГ, в 4,5 и 6,5 раз больше чем для металлогидридного и сжиженного, соответственно (при одинаковой массе).

На стадии концептуального проектирования СЭУ необходимо учитывать объем пространства на судне, занимаемый топливными емкостями со вспомогательным оборудованием, необходимым, например, для поддержания низких температур в криогенных танках со сжиженными газами.

Температура пара на выходе в ЭХЭУ на базе высокотемпературных твердотопливных топливных элементов достигает 250 °С при давлении до 5 бар [5]. При использовании рабочего тела с такими параметрами в утилизационных турбогенераторах (УТГ) с конечным давлением отработавшего пара 0,01 МПа дополнительно можно получить до 50 кВт электрической энергии (рис. 6), что составляет 2,5 % от электрической мощности ЭХЭУ.

С учетом того, что минимальная мощность серийно производимых паровых микротурбин в большинстве случаев превышает 50 кВт, использовать УТГ целесообразно при возможности получения минимум 75 кВт дополнительной электрической мощности. На такие значения рассчитаны, например, паровые микротурбины компании *Siemens* серии *SST-040*, включающие агрегаты от 75 до 300 кВт.

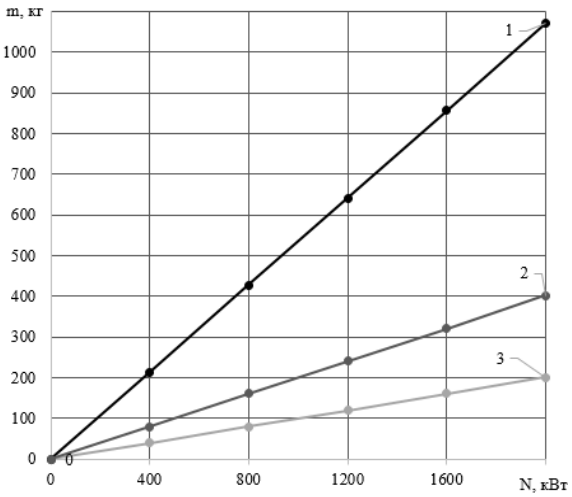


Рис. 4 – Зависимость массы запасов топлива на рейс от мощности ЭХЭУ: 1 – метанол; 2 – СПГ; 3 – водород

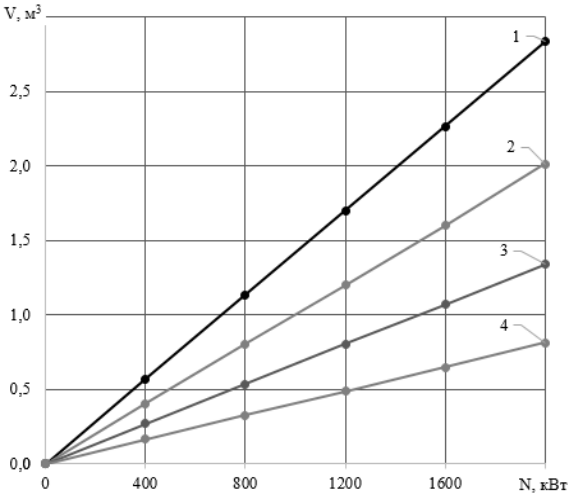


Рис. 5 – Зависимость объема запасов топлива на рейс от мощности ЭХЭУ: 1 – сжиженный водород; 2 – металлогидридный водород; 3 – метанол; 4 – сжиженный природный газ

Включение УТГ усложняет схему СЭУ, что нецелесообразно для судов с короткой рейсовой линией, на которых в большинстве случаев и применяются ТЭ [1–3].

Оценка производительности адиабатных опреснительных установок с давлением 30 кПа оценивалась при температуре теплоносителя (горячей воды после ТЭ) на входе 90 °С согласно методике, изложенной в [13]. Как видно из рис. 7 за счёт утилизации ВЭР в ЭХЭУ мощностью до 2 МВт можно получить до 440 кг пресной воды в сутки. Опреснительные установки обычно предусматриваются на судах с автономностью плавания свыше 5 суток (*I* категория согласно классификации «Санитарных правил и норм для морских судов»). Минимальные нормы водопотребления на судах *I* категории составляют 150 л/сутки (включая воду на питьевые и

хозяйственно-бытовые нужды) [14, 15]. Установка ЭХЭУ на базе твёрдотопливных топливных элементов суммарной мощностью 2 МВт за счёт утилизации ВЭР даст возможность обеспечить суточные потребности в пресной воде только для трёх человек.

При использовании воды после ТЭ в качестве греющей среды в водоводяном теплообменнике можно получить до 11 т/сутки горячей воды (рис. 8), что полностью удовлетворяет суточные потребности в воде для хозяйственно-бытовых нужд на грузовых судах с длинной рейсовой линией или для судов с большим количеством пассажиров при их кратковременном пребывании на борту (паромы), учитывая минимальные нормы потребления горячей воды для судов различных категорий [14, 15].

Также ВЭР высокотемпературных ЭХЭУ на твёрдотопливных топливных элементах можно использовать для подогрева высоковязких нефтяных топлив (вариант судовой энергетической установки, когда главный двигатель – дизельный, а ЭХЭУ входят в состав судовых электростанций вместо одного или нескольких дизель-генераторов). Оценка данного варианта утилизации согласно методике, приведённой в [16], показала, что таким образом можно обеспечить подогрев от 12 до 250 т/сутки тяжёлого топлива (рис. 9). Данный расход соответствует наличию на судне дизельных двигателей суммарной установленной мощностью от 3 до 58 МВт при соответственной мощности ЭХЭУ от 100 до 2000 кВт.

Ещё одним вариантом утилизации ВЭР на судне является использование «выхлопа» ЭХЭУ в качестве греющей среды в теплогенераторах водяной системы отопления на судне. Используя зависимости, приведенные в [17, 18] можно провести укрупненную оценку производительности системы водяного отопления (для транспортных судов со стальными корпусами при температурах наружного воздуха в диапазоне – 15 …– 25 °С) с привязкой к количеству людей, для обогрева которых будет достаточно рассчитанной мощности. Потенциала ВЭР низкотемпературных топливных элементов достаточно, чтобы обеспечить тепловую мощность системы водяного отопления (со средней температурой 70 °С) достаточную для обогрева от 9 до 189 человек при мощности ЭХЭУ от 100 до 2000 кВт (рис. 10).

Перспективным вариантом утилизации теплоты для малых судов со сравнительно небольшим объемом балласта является использование ВЭР для обеззараживания балласта путем нагрева в соответствии с требованиями «Конвенции по контролю и управлению балластными водами и осадками» [19]. Исследования показали, что поддержание температуры забортной воды на уровне 45 °С в течение 4 ч приводит к уничтожению 95 % микроорганизмов [20]. Для эффективного уничтожения кишечной палочки, содержание которой также нормируется конвенцией, необходимо нагревать забортную воду до 80 °С в течение 60 с [21].

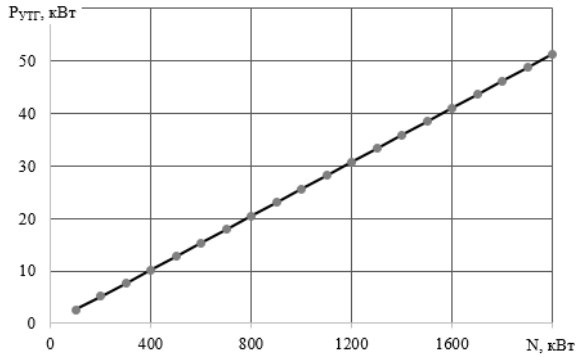


Рис. 6 – Потенциальное количество электроэнергии, которое можно получить в УПТ

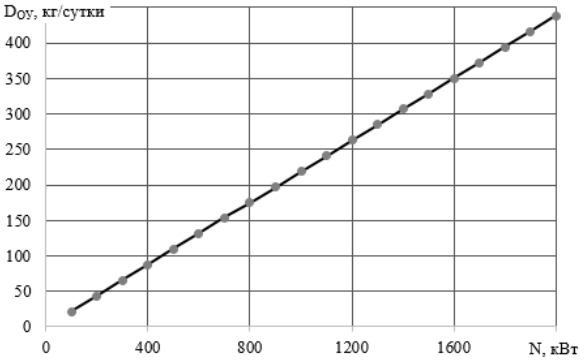


Рис. 7 – Потенциальный суточный объем пресной воды, который можно получить в адиабатных опреснительных установках

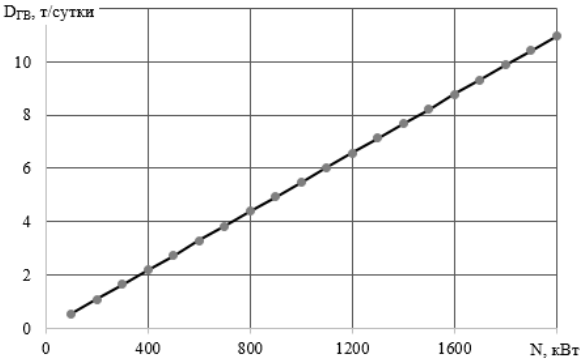


Рис. 8 – Потенциальный объем горячей воды, который можно получить в водоводяных теплообменных аппаратах

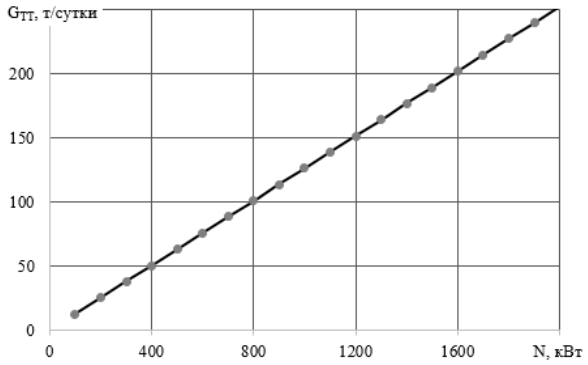


Рис. 9 – Потенциальный объем тяжелого топлива, которое можно подогреть, используя ВЭР ЭХЭУ

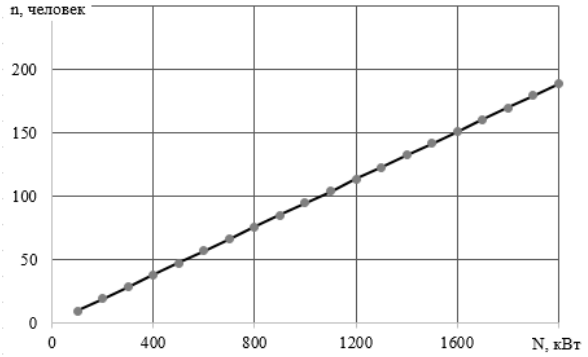


Рис. 10 – Количество людей, комфортные условия для которых может обеспечить система водяного отопления с использованием ВЭР ЭХЭУ в теплогенераторе

Выводы

При применении на судне ЭХЭУ на базе низкотемпературных ТЭ в качестве основного способа утилизации образующейся горячей воды целесообразно выбирать схемы, включающие подогрев горячей воды на хозяйственно-бытовые нужды в водоводяных теплообменных аппаратах или в теплогенераторах в составе водяной системы отопления. Использование воды в качестве теплоносителя в адиабатных опреснительных установках не позволит обеспечить потребности экипажа в пресной воде согласно существующим нормам водопотребления на судах.

Утилизация высокотемпературных ВЭР в виде насыщенного или слабо перегретого пара целесообразна для подогрева тяжелого топлива в комбинированных СЭУ, включающих дизельные двигатели и топливные элементы. Установка УТГ нецелесообразна, т.к. позволяет получить не более 50 кВт дополнительной энергии при использовании ВЭР установки мощностью 2 МВт.

Список литературы

1 **Bård, M. H.** Fuel cell technology for ferries [Electronic resource] / **M. H. Bård** // MARINTEK paper at the IMTA conference Gold Coast, Australia, October 2002. – Mode of access : http://www.sintef.no/globalassets/upload/marintek/pdf-filer/publications/fuel-cell-technology-for-ferries_bmh.pdf. – Заглавие с экрана. – 01.01.2016.

2 Fuel cell ship in the real world [Text] // The Naval Architect. – 2008. – November. – P. 56–57.

3 Viking Lady tests fuel cell power [Text] // Marine Power & Propulsion (a one-year subscription to The Naval Architect). – 2009. – P. 30.

4 **Overton, T.** World's Largest Fuel Cell Plant Opens in South Korea [Electronic resource] / **T. Overton** // POWER Business & Technology for the Global Generation Industry Since 1882. – Дата опубликования 25.02.2014. – Mode of access: http://www.powermag.com/worlds-largest-fuel-cell-plant-opens-in-south-korea/. – Заглавие с экрана. – 01.12.2015.

5 **By EG&G Technical Services, Inc.** Fuel Cell Handbook (Seventh Edition) [Electronic resource] // U. S. Department of Energy Office of Fossil Energy National Energy Technology Laboratory. – November 2004. – Morgantown, West Virginia 26507-0880. – Mode of access : https://www.netl.doe.gov/File%20Library/research/coal/energy%20systems/fuel%20cells/FCHandbook7.pdf. – Заглавие с экрана. – 02.11.2015.

6 **Lee, T. S.** Design and optimization of a combined fuel reforming and solid oxide fuel cell system with anode off-gas recycling [Text] / **Tae Seok Lee, J. N. Chung, Yen-Cho Chen** // Energy Conversion and Management. – 2011. – Vol. 52. – P. 3214–3226. – ISSN ISSN 0196-8904. – doi: http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2011.05.009

7 **LiMing, C.** Process modeling of fuel cell vehicle power system [Text] / **C. LiMing, ZhaoJia LIN, Ma ZiFeng** // Chinese Science Bulletin. – 2009. – Vol. 54, № 6. – P. 972–977. – ISSN 2095-9281 (online).

8 **Chaney, Larry J.** Fuel Cell/Micro-Turbine Combined Cycle [Electronic resource] / **Larry J. Chaney, Mike R. Tharp, Tom W. Wolf** [et al.] // Northern Research and Engineering Corporation. – December 1999. – Mode of access : http://www.osti.gov/scitech/servlets/purl/802823. – Заглавие с экрана. – 02.11.2015. – doi: 10.2172/802823.

9 **Orecchini, F.** Process Simulation of a Neutral Emission Plant Using Chestnut's Coppice Gasification and Molten Carbonate Fuel Cells [Text] / **F. Orecchini, E. Enrico Bocci, A. Di Carlo** // Journal of Fuel Cell Science and Technology. – 2008. – May. – Vol. 5. – P. 1–9.

10 **Артемов, Г. А.** Суднові енергетичні установки [Текст] : навч. посібник / **Г. А. Артемов, В. М. Горбов.** – Миколаїв : УДМТУ, 2002. – 353 с.

11 **Коровин, Н. В.** Топливные элементы и электрохимические энергоустановки [Текст] / **Н. В. Коровин.** – М. : МЭИ, 2005. – 208 с.

12 **Горбов, В. М.** Состояние и перспективы применения топливных элементов на судах [Текст] / **В. М. Горбов, М. А. Карпов** // Суднова енергетика : стан та проблеми : матер. IV Міжнар. наук.-техн. конф. – Миколаїв : НУК, 2009. – С. 40–43.

13 **Коваленко, В. Ф.** Судовые водоопреснительные установки [Текст] / **В. Ф. Коваленко, Г. Я. Лукин.** – Ленинград : Судостроение, 1970. – 304 с.

14 СанПиН 2.5.2-703-98 Санитарные правила и нормы для водного транспорта [Текст]. – М. : ИнтерСЭН, 1999. – 139 с.

15 **Гуськов, М. Г.** Санитарные системы морских судов [Текст] : учеб. пособие / **М. Г. Гуськов** [и др.]. – Ленинград : ЛКИ, 1989. – 112 с.
16 **Копачинский, П. А.** Судовые охладители и подогреватели жидкостей [Текст] / **П. А. Копачинский, В. П. Тараскин.** – Ленинград : Судостроение, 1968. – 245 с.
17 **Макаров, В. Г.** Судовые системы микроклимата. Вентиляция и отопление помещений [Текст] : учеб. пособие / **В. Г. Макаров, Л. С. Ситченко, П. И. Плесевичюс.** – С.-Петербург : ГМТУ, 1993. – 125 с.
18 **Хордас, Г. С.** Расчеты общесудовых систем [Текст] : справ. / **Г. С. Хордас.** – Ленинград : Судостроение, 1983. – 440 с.
19 BWT on Course for Compliance [Text] // The Naval Architect. – 2015. – May. – P. 46–48.
20 **Acomi, N.** Using Heat Treatment of Ballast Water for Killing Marine Microorganisms [Text] / **N. Acomi, S. Ghilă** // Annals of DAAAM for 2012 & Proceedings of the 23rd International DAAAM Symposium. – Vienna, 2012. – Vol. 23, No. 1. – P. 1115–1118.
21 **Yanran Cao** Ballast Water Analysis and Heat Treatment Using Waste Heat Recovery Systems On board Ships [Electronic resource] / **Yanran Cao, Vilmar Æsøy, Anne Stene**. – Colorado : IHS Maritime, 2014. – Mode of access : http://www.scs-europe.net/dlib/2014/ecms14papers/svt_ECMS2014_0058.pdf. – Заглавие с экрана. – 02.11.2015.

Bibliography (transliterated)

1 **Bård, M. H.** (2002), ″Fuel cell technology for ferries″, MARINTEK paper at the IMTA conference Gold Coast, Australia, October 2002, available at: http://www.sintef.no/globalassets/upload/marintek/pdf-filer/publications/fuel-cell-technology-for-ferries_bmh.pdf (Accessed 01 January 2016).
2 (2008), ″Fuel cell ship in the real world″, *The Naval Architect, November*, pp. 56–57.
3 (2009), ″Viking Lady tests fuel cell power″, *Marine Power & Propulsion (a one-year subscription to The Naval Architect*, pp. 30.
4 **Overton, T.** (2014), ″World's Largest Fuel Cell Plant Opens in South Korea″, *POWER Business & Technology for the Global Generation Industry Since 1882, 25 February 2014*, available at: http://www.powermag.com/worlds-largest-fuel-cell-plant-opens-in-south-korea/ (Accessed 01 December 2015.
5 **By EG&G Technical Services, Inc.** (2004), ″Fuel Cell Handbook (Seventh Edition)″, U. S. Department of Energy Office of Fossil Energy National Energy Technology Laboratory, November 2004, Morgantown, West Virginia 26507-0880, available at: https://www.netl.doe.gov/File%20Library/research/coal/energy%20systems/fuel%20cells/FCHandbook7.pdf. – Заглавие с экрана (Accessed 02 November 2015).
6 **Tae Seok Lee, J. N. Chung and Yen-Cho Chen** (2011), ″Design and optimization of a combined fuel reforming and solid oxide fuel cell system with anode off-gas recycling″, *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, pp. 3214–3226, ISSN 0196-8904. – doi: 10.1016/j.enconman.2011.05.009.
7 **LiMing, C., ZhaoJia LIN and Ma ZiFeng** (2009), ″Process modeling of fuel cell vehicle power system″, *Chinese Science Bulletin,* Vol. 54, no. 6, pp. 972–977, o-ISSN 2095-9281.
8 **Chaney, Larry J., Tharp, Mike R. and Wolf, Tom W.** [et al.] (1999), ″Fuel Cell/Micro-Turbine Combined Cycle″, *Northern Research and Engineering Corporation*, December 1999, available at: http://www.osti.gov/scitech/servlets/purl/802823 (Accessed 02 November 2015), doi: 10.2172/802823.
9 **Orecchini, F., Bocci, E. Enrico and Carlo, A. Di** (2008), ″Process Simulation of a Neutral Emission Plant Using Chestnut's Coppice Gasification and Molten Carbonate Fuel Cells″, Journal of Fuel Cell Science and Technology, May, Vol. 5, pp. 1–9.
10 Artemov, G. A. and Gorbov V. M. (2002), Sudnovi energetychni ustanovky [Ship power plants], UDMTU, Nikolaev, Ukraine.
11 Korovin, N. V. (2005), Toplivnye jelementy i jelektrohimicheskie jenergoustanovki [Fuel cells and electrochemical power plants], MJeI, Moscow, Russia.
12 Gorbov, V. M. and Karpov, M. A. (2009), ″Sostojanie i perspektivy primenenija toplivnyh jelementov na sudah [State and prospective of fuel cells usage on ships]″, Sudnova energetyka : stan ta problemy : mater. IV Mizhnar. nauk.-tehn. konf [Marine engineering: state and problems], NUK, Nikolaev, Ukraine.
13 Kovalenko, V. F. and Lukin, G. Ja. (1970), Sudovye vodoopresnitel'nye ustanovki [Marine desalination plant], [Marine desalination plant] Sudostroenie, Leningrad, Russia.
14 (1999), SanPiN 2.5.2-703-98 Sanitarnye pravila i normy dlja vodnogo transporta [Sanitary Rules and Regulations for water transport], InterSJeN, Moscow, Russia.
15 Gus'kov, M. G. et al. (1989), Sanitarnye sistemy morskih sudov, LKI, Leningrad.
16 Kopachinskij, P. A. and Taraskin, V. P. (1968), Sudovye ohladiteli i podogrevateli zhidkostej [Marine coolers and heaters for liquids], Sudostroenie, Leningrad, Russian.
17 Makarov, V. G., Sitchenko, L. S. and Plesevichjus, P. I. (1993), *Sudovye sistemy mikroklimata. Ventiljacija i otoplenie pomeshhenij* [Marine microclimate systems. Ventilation and air conditioning], GMTU, St. Petersburg, Russia.
18 Hordas, G. S. (1983), *Raschety obshhesudovyh sistem* [Ship piping systems design], Sudostroenie, Leningrad, Russia.
19 (2015), ″BWT on Course for Compliance″, The Naval Architect, May, pp. 46–48.
20 **Acomi, N.** and **Ghilă, S.** (2012), ″Using Heat Treatment of Ballast Water for Killing Marine Microorganisms″, *Annals of DAAAM for 2012 & Proceedings of the 23rd International DAAAM Symposium*, *Vienna, 2012*, vol. 23, no. 1, pp. 1115–1118.
21 **Yanran Cao, Vilmar Æsøy, Anne Stene** (2014), *Ballast Water Analysis and Heat Treatment Using Waste Heat Recovery Systems On board Ships,* IHS Maritime, Colorado available at: http://www.scs-europe.net/dlib/2014/ecms14papers/svt_ECMS2014_0058.pdf (Accessed 02 November 2015)

Сведения об авторах (About authors)

Горбов Виктор Михайлович – кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой судовых и стационарных энергетических установок Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: viktor.gorbov@nuos.edu.ua.

Gorbov Viktor – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Professor, Head of the Marine and Stationary Power Plants Department, National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Nikolaev, Ukraine.

Митенкова Вера Сергеевна – кандидат технических наук, доцент кафедры судовых и стационарных энергетических установок Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: vera.mitenkova@gmail.com, ORCID 0000-0001-5486-8559.

Mitienkova Vira – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Associate Professor, the Marine and Stationary Power Plants Department, National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Nikolaev, Ukraine.

Карпов Максим Александрович – старший преподаватель Херсонского филиала Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: karpoff@i.ua.

Karpov Maxim – senior lector, the Ship Machine-building and Power-engineering Department, Kherson's affiliate of National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Kherson, Ukraine.

Федорова Ольга Павловна – магистрант кафедры судовых и стационарных энергетических установок Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина.

Fedorova Olha – master's student, the Marine and Stationary Power Plants Department, National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Nikolaev, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Горбов, В. М. Оценка эффективности утилизации вторичных энергоресурсов в электрохимических энергоустановках транспортных судов [Текст] / **В. М. Горбов, В. С. Митенкова, М. А. Карпов, О. П. Федорова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 17–24. – Бібліогр.: 21 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.02.

Please cite this article as:

Gorbov, V., Mitienkova, M., Karpov, M. and Fedorova, O. (2016), ″Estimation of waste energy utilization efficiency in electrochemical power plants of transport vessels″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 17–24, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.02.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Горбов, В. М. Оцінка ефективності утилізації вторинних енергоресурсів у електрохімічних енергоустановках транспортних суден [Текст] / **В. М. Горбов, В. С. Митенкова, М. А. Карпов, О. П. Федорова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 17–24. – Бібліогр.: 21 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.02.

АНОТАЦІЯ. *Проведено аналіз та виконана оцінка ефективності утилізації вторинних енергоресурсів у суднових електрохімічних енергетичних установках на базі твердопаливних паливних елементів. Отримано значення потенційно можливої кількості енергетичних ресурсів для забезпечення загальносуднових вимог, що можна отримати шляхом утилізації пари або гарячої води на виході з паливних елементів. Представлено рекомендації щодо доцільності використання різних утилізаційних схем в суднових енергетичних установках.*

Ключові слова: *твердопаливні паливні елементи, електрохімічний генератор, електрохімічна енергетична установка, вторинні енергоресурси, утилізаційна парова турбіна, суднова опріснювальна установка, система господарчо-побутового водопостачання, система водяного опалення, теплогенератор, обробка баластних вод.*

Поступила (received) 17.01.2016

УДК 536.24 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.03**

В. О. ТУЗ, Я. Є. ТРОКОЗ, Н. Л. ЛЕБЕДЬ

ТЕПЛОМАСООБМІН В ФІЛЬТР-СЕПАРАТОРІ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ГТУ ГПА

АННОТАЦИЯ *На підставі експериментальних досліджень процесів при випаровуванні рідини в масообмінному елементі отримано емпіричні залежності для розрахунку локальної та середньої масовіддачі на початковій ділянці і ділянці стабілізованого процесу, розроблено фільтр-сепаратор паливного газу, який призначений для одержання гомогенного палива. Випробування дослідного зразка показало, що використання фільтр-сепаратора в системі паливоприготування ГТУ виключає попадання в камеру згорання важких вуглеводневих з'єднань, механічних домішок і сірки.*

Ключові слова: *газотурбінна установка (ГТУ), газоперекачуючий агрегат (ГПА), фільтр-сепаратор, тепломасообмін.*

V. O. TUZ, Ya. Ye. TROKOZ, N. L. LEBED

HEAT-MASS EXCHANGE IN THE SEPARATING FILTER OF FUEL SYSTEM FOR THE GAS TURBINE PLANT OF GAS-COMPRESSOR UNIT

ABSTRACT *The removal of mechanical impurities and drop moisture from the cycle air contributes to an increased reliable operation of the gas turbine plant of gas-compressor unit. Many scientific papers discuss the issues related to the air purification and little attention is paid to the preparation of fuel gas for the combustion. The presence of gas condensate and water drops in the fuel gas results in an increased irregularity of temperature field in the combustion chamber, the deposit formation in the burners, the erosion wear of blade row and the acceleration of erosion processes. A reliable operation of the gas turbine plant of gas-compressor unit requires preventing liquid hydrocarbons and water drops from entering the combustion chamber. A separating filter was developed for gas-compressor units installed in underground gas storages, whose operating conditions differ by an increased content of mechanical particles. The development of this filter is based on the experimental investigations of processes that occur in the heat-exchange element. This unit combines the principles of mechanical purification and heat exchange that allows us to produce fuel gas of appropriate quality. Pilot full-scale tests showed that the use of separating filter for the fuel preparation system of gas turbine plant prevents not only heavy hydrocarbon compounds and mechanical impurities, but also sulfur from getting into the combustion chamber. Thanks to this we manage to get rid of the sulfur corrosion of the equipment, which is caused by liquid hydrocarbon drops that get into the combustion chamber of gas turbine plant.*

Key words: *gas turbine plant, gas-compressor unit, separating filter and the heat-mass exchange.*

Перелік умовних позначень

$\mathrm{Nu}_D = \beta \ell / D$ – дифузійне число Нуссельта;

$\mathrm{Re} = V_г \ell / \nu_г$ – число Рейнольдса для газу;

$\mathrm{Pr}_D = \mu / (\rho D)$ – дифузійне число Прандтля;

$K = r / (\Delta t C_p)$ – число Кутателадзе, критерій фазового переходу.

Вступ

Підвищенню надійності роботи газотурбінної установки газоперекачуючого агрегату (ГТУ ГПА) сприяє очищення циклового повітря і паливного газу від механічних домішок і краплинної вологи. Проблемам очищення повітря присвячені роботи [1, 2], тоді як підготовці паливного газу до спалювання приділяється мало уваги [3].

Наявність в паливному газі газового конденсату і води у вигляді крапель приводить до підвищення нерівномірності температурного поля в камері згорання, утворення нагару на пальникових пристроях, ерозійного зносу лопаткового апарату і прискоренню корозійних процесів.

Виходячи з вищесказаного, витікає, що для надійної роботи ГТУ ГПА необхідно, що б в камеру згорання не попадали рідкі вуглеводні і вода у вигляді крапель.

Існує ряд методів видалення дисперсної фази з газового потоку. До основних методів можна віднести фільтрування з метою видалення крапель рідини і механічних домішок. Другий спосіб – випаровування дисперсної фази для отримання гомогенного потоку.

Мета роботи

Підвищення надійності роботи ГТУ ГПА.

Дослідження процесів в масообмінному елементі фільтр-сепаратора

Аналітичне дослідження процесів тепломасообміну при випаровуванні рідини в масообмінній частині фільтр-сепаратора практично не можливе в зв'язку зі складністю отримання рішення математичної моделі процесу при відповідних граничних умовах. В зв'язку с цим, було виконано комплекс експериментальних досліджень з метою отримання емпіричних залежностей.

© В. О. Туз, Я. Є. Трокоз, Н. Л. Лебедь, 2016

Дослідження масообміну при випаровуванні рідини дозволили виявити зміну інтенсивності по довжині каналу масообмінної частини. А саме, наявність початкової ділянки і ділянки стабілізованого теплообміну. На рис. 1 представлена характерна зміна інтенсивності масовіддачі в залежності від швидкості газу.

Таким чином, дослідження процесів охолодження повітря в умовах вимушеної конвекції при контакті з гравітаційною ізотермічною плівкою рідини показав нелінійний характер зміни інтенсивності тепломасообміну. Максимальна інтенсивність процесів реалізується на початковій тепловій ділянці. Враховуючи особливості процесу випаровування довжина початкової теплової ділянки визначалась в залежності від режимних параметрів контактуючих фаз за умови, що зміна коефіцієнта тепловіддачі на початковій ділянці не перевищуватиме його середнього значення на цій ділянці більш ніж на 1 %. На підставі отриманих результатів були визначені довжини початкових теплових ділянок в залежності від режимних параметрів контактуючих фаз і геометричних характеристик каналу [4].

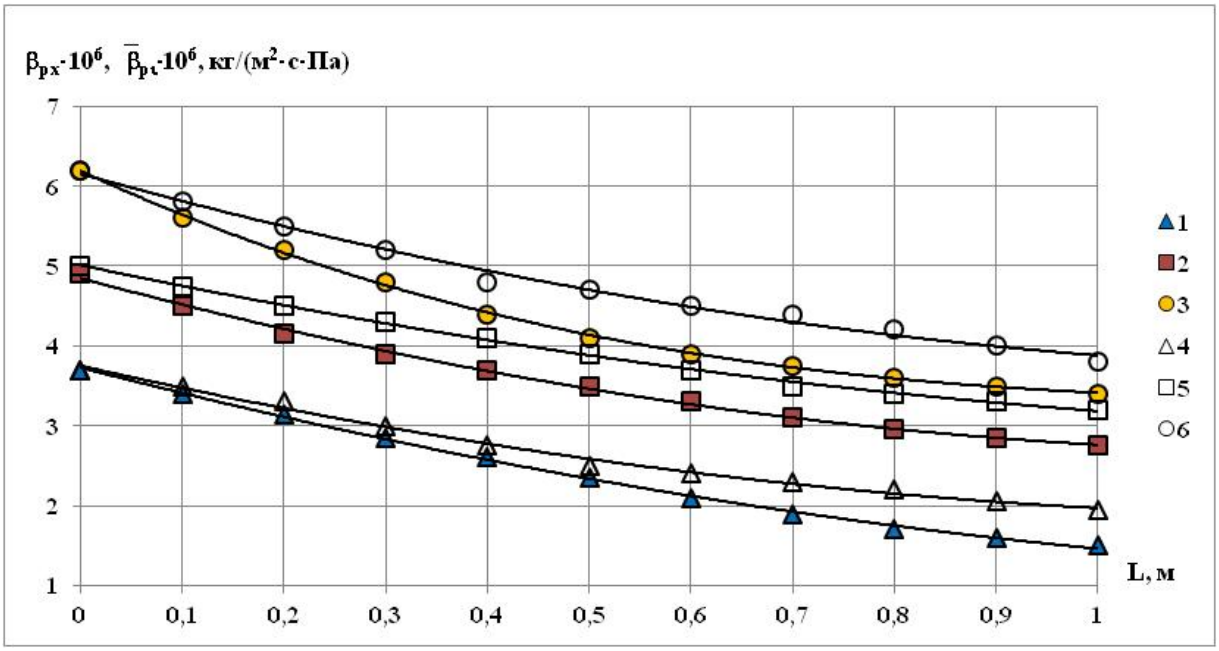


Рис. 1 – Локальний (1, 2, 3) та середній (4, 5, 6) коефіцієнти масовіддачі при охолоджені газу в залежності від його швидкості при постійних температурі на вході та густині зрошення. Температура газу на вході в канал $t'_г$ = 150 °С, густина зрошення Г = 0,0746 кг/(м·с): 1, 4 – швидкість 1,29 м/с; 2, 5 – 2,64 м/с; 3, 6 – 8,94 м/с

При узагальненні експериментальних даних були отримані емпіричні залежності, які дозволяють визначити локальну і середню масовіддачу при ламінарному режимі руху газу на початковій ділянці і ділянки стабілізації процесу:

• Для початкової теплової ділянки:

– локальна масовіддача при ламінарному режимі руху газу

$$\mathrm{Nu}_{Dx} = 0{,}62\,\mathrm{Re}_x^{0,5}\,\mathrm{Pr}_{Dx}^{0,33}\,K_x^{0,25}\left(\frac{x}{d_e}\right); \qquad (1)$$

– середня масовіддача при ламінарному режимі руху газу

$$\mathrm{Nu}_{Dx} = 0{,}78\,\mathrm{Re}_\ell^{0,5}\,\mathrm{Pr}_{D\ell}^{0,33}\,K_\ell^{0,25}\left(\frac{\ell}{d_e}\right). \qquad (2)$$

• Для ділянки стабілізованого процесу:

– середня масовіддача при ламінарному режимі руху газу

$$\overline{\mathrm{Nu}}_D = 0{,}58\,\mathrm{Re}^{0,5}\,\mathrm{Pr}_D^{0,33}\,K^{0,25}. \qquad (3)$$

Практична реалізація результатів дослідження процесів в масообмінному елементі

Для газоперекачуючих агрегатів, що встановлені на сховищах підземного зберігання газу, умови експлуатації яких відрізняються підвищеним вмістом механічних часток, був розроблений фільтр-сепаратор. Фізико-хімічні властивості газового конденсату, який відібрано з сепараторів компресорної станції (КС) Дочірного підприємства «Укртрансгаз», представлено в табл. 1.

Таблиця 1 – Фізико-хімічні властивості газового конденсату

Склад газового конденсату	Діапазон змін
густина	700…800 кг/м^3
в'язкість кінематична	(0,6…1,1)·10^{-6} м^2/с
вміст загальної сірки	до 1,1 %
Склад за фракціями:	
початок кипіння	40…63 °С
10 % об.	50…82 °С
50 % об.	94…133 °С
90 % об.	174…287 °С

Фільтр-сепаратор має фільтр тонкого очищення та масообмінний елемент. Таким чином, в цьому апараті поєднані принципи механічного очищення та масообмін з метою отримання паливного газу необхідної якості. Паливний газ через вхідний патрубок потрапляє у сепараційну камеру фільтр-сепаратора. За рахунок відцентрових сил відбувається сепарація твердих часток, крапель газового конденсату і води. Для запобігання вторинного виносу рідини, стінки фільтра-сепаратора вкриті сіткою із сталі 12Х18Н9Т. Відсепарована рідина за рахунок гравітаційних сил стікає у нижню частину корпусу фільтр-сепаратора по зазору між стінкою та шаром сітки. Далі паливний газ поступає в масообмінну частину фільтр-сепаратора.

Масообмінний елемент виготовлено з гофрованої сітки 2-063-025 12Х18Н9Т ГОСТ 3826-82, яка утворює канали. Краплі газового конденсату і води контактують з поверхнею насадки, утворюючи плівку. При цьому відбувається фракціювання газового конденсату – частина легких фракцій випаровується, а залишок рідини коагулюється в нижній частині елементу і у вигляді великих крапель відривається від торця та попадає в нижню частину корпусу фільтр-сепаратора. Накопичена рідина видаляється за допомогою продувки в збірну ємкість.

Після проходження масообмінного елементу фільтр-сепаратора паливний газ поступає на двоступеневий фільтр тонкого очищення. Внаслідок проходження через шар пористого матеріалу типу *Sinfasan* і лавсанового паперу паливний газ остаточно очищується від механічних часток пилу та іржі. Очищений газ поступає у вихідний патрубок фільтр-сепаратора і далі – на блок стопорних і регулюючих клапанів ГТУ ГПА.

Результати випробування дослідного зразка фільтр-сепаратора

Дослідно-промислове випробування показало, що визначальним параметром, який впливає на роботу апарату, є температура паливного газу на його вході.

При постійній концентрації рідких вуглеводнів, рівній $K = 0{,}08…0{,}09$ кг/нм^3, температурі паливної суміші $T = 448$ К кількість залишку досягла 43 % від загальної кількості газового конденсату, що подається в контактний апарат, а при температурі $T = 594$ К вона складала всього 9 %. В останньому випадку температура паливної суміші і газового конденсату, що випарувався, на виході з апарату складала $T = 507$ К при тиску $P = 0{,}39$ МПа, тобто в ньому випарувалися практично тільки бензинові і гасові фракції, попадання яких в паровій фазі в камеру згорання не знижує надійності роботи ГТУ.

Це підтверджується і аналізом проб залишку, що не випарувався, результати яких приведені в табл. 2. Він є сумішшю важких вуглеводневих фракцій, масла і механічних домішок. Температура початку кипіння фракцій, що входять в цю суміш знаходиться в діапазоні $T = 453…503$ К (залежно від температури відбору проб).

Молекулярна вага залишку, що не випарувався, приблизно в 2 рази вища, ніж у початкового газового конденсату і складає приблизно 250…280. При розгонці по ГОСТ 2777-66 вдалося відігнати при температурі $T = 573$ К (12…42) % досліджуваних проб залишку, що не випарувався. Кінематична в'язкість залишку різко збільшилася в порівнянні з початковим газовим конденсатом і складала при $T = 323$ К (6,4…11,95)·10^{-6} м^2/с залежно від температури відібраної проби, тоді як кінематична в'язкість при $T = 293$ К початкового газового конденсату складала (1,02…1,4)·10^{-6} м^2/с.

Вміст сірки в пробах залишку в 4…5 разів вище, ніж у початковому конденсаті і складає (0,154…0,2) %. Внаслідок цього пара газового конденсату, що поступає до штатних пальників ГТУ, містила сірки всього (0,02…0,025) %. Таким чином, використання фільтр-сепаратора в системі паливоприготування ГТУ виключає попадання в камеру згорання не тільки важких вуглеводневих з'єднань, механічних домішок, але і сірки. Завдяки цьому вдається уникнути сірчастої корозії устаткування, що виникає при попаданні рідких вуглеводнів в краплинному вигляді в камеру згорання ГТУ.

Таблиця 2 – Фракційний склад залишку, важких вуглеводневих фракцій газового конденсату

Температура відбору проб при P = 0,4 МПа	Кількість залишку в % до поданого конденсату	Густина при T = 293 К, кг/м^3	В'язкість кінематична при T = 293 К, ·10^6 м^2/с	В'язкість кінематична при T = 323 К, ·10^6 м^2/с	Вміст сірки %	Теплотворна здатність нижча, робоча, кДж/кг	Молекулярна маса	Фракційний склад, вихід в % об'єму								
								Н.К., К	433 К	453 К	473 К	493 К	513 К	533 К	553 К	573 К
293	—	773	1,4	—	0,067	42608	133,81	328	53,5	62	68	73	78	83	88	91
478	13,2	842	—	6,44	0,16	43165	274,62	453	—	—	3,0	5,0	8,0	11,05	21	42
485	12,7	842	—	6,83	0,155	42981	—	413	0,5	1,0	2,0	4,0	7,0	11,0	19	32
505	4,9	852	—	11,95	0,2	43203	—	493	—	—	—	—	1,0	2,0	5,0	12
507	9,0	837	—	6,32	0,12	43157	—	451	—	—	1,0	3,0	5,0	10,0	19	35
504	3,5	847	—	9,36	0,154	42700	—	513	—	—	—	—	—	2,0	7,0	19
293	—	753	1,02	—	0,041	41028	—	318	70	79	83	87	89	92	96	97

Висновки

1 На підставі одержаних результатів дослідження процесів тепломасообміну в масообмінному елементі фільтр-сепаратора отримані емпіричні залежності для визначення інтенсивності процесу масообміну на початковій ділянці і ділянці стабілізованого процесу.

2 На основі експериментальних досліджень був розроблений фільтр-сепаратор паливного газу призначений для одержання гомогенного палива шляхом видалення твердих часток та фракціювання газового конденсату і води, що знаходяться у природному газі у вигляді крапель, з наступною сепарацією важких вуглеводневих фракцій та механічних домішок.

Список літератури

1 **Пчёлкин, В. В.** Воздухоочистительные устройства – этапы развития. ООО «ВНИИГАЗ» [Текст] / **В. В. Пчёлкин, О. В. Лисицына, С. Н. Подлегаев, Л. А. Прокофьев, Д. И. Сивков** // Газотурбинные технологии. – 2007. – № 4(51). – С. 32–37. – ISSN 2311-2646

2 **Шваб, Ю.** Сравнительный анализ различных систем фильтрации, применяемых на ГТУ в России [Текст] / **Ю. Шваб, А. Богдан** // Газотурбинные технологии. – 2009. – № 5(78). – С. 16–20. – ISSN 2311-2646.

3 **Пчёлкин, В. В.** Качество подготовки газа в технологических процессах компрессорных станций [Текст] / **В. В. Пчёлкин**, С. Н. Подлегаев, Д. И. Сивков, О. В. Лисицына // Газотурбинные технологии. – 2008. – № 3(64). – С. 38–42. – ISSN 2311-2646.

4 **Туз, В. О.** Тепло- і масообмін при охолодженні повітря гравітаційно стікаючою ізотермічною плівкою [Текст] / **В. О. Туз, Н. Л. Лебедь** // Труды XV Международной научно-практической конференции «Современные информационные и электронные технологии». – Політехперіодіка. – Одеса, 2014. – С. 29–30. – ISSN 2308-8060.

Bibliography (transliterated)

1 **Pcholkin, V. V., Lisicyna, O. V., Podlegaev, S. N., Prokofev, L. A. and Sivkov, D. I.** (2007), ″Vozduhoochistitel'nye ustrojstva - jetapy razvitija. OOO "VNIIGAZ" [Air pollution control devices – stages of development of LLC ″VNIIGAZ″]″, *Gazoturbinnye tehnologii [Gas turbine technology]*, no. 4 (51), pp. 32–37. – ISSN 2311-2646.

2 **Schwab, J. and Bogdan, A.** (2009), ″Sravnitel'nyj analiz razlichnyh sistem fil'tracii, primenjaemyh na GTU v Rossii [A comparative analysis of the various filtration systems used in gas turbines in Russia]″, *Gazoturbinnye tehnologii [Gas Hydraulic technology]*, no. 5(78), pp. 16–20. – ISSN 2311-2646.

3 **Pcholkin, V. V., Podlegaev, S. N., Sivkov, D. I. and Lisicyna, O. V.** (2008), ″Kachestvo podgotovki gaza v tehnologicheskih processah kompressornyh stancij [The quality of the gas in the preparation processes of compressor stations]″, *Gazoturbinnye tehnologii [Gas turbine technology]*, no. 3(64), pp. 38–42. – ISSN 2311-2646.

4 **Tuz, V. O. and Lebed, N. L.** (2014), Teplo- i masoobmin pri oholodzhenni povitrja gravitacijno stikajuchoju izotermichnoju plivkoju [Heat and mass exchange during cooling of the air by the gravitationally draining isothermal film]″, Materiali HV *Mizhnarodnoï naukovo-praktichnoï konferenciï "Sovremennye informacionnye i jelektronnye tehnologii″ 26 May 2014, Odessa [Proceedings of the XV International scientific conference "Modern Electronic Clearing and technologies″ 26 May 2014, Odessa]*. – ISSN 2308-8060.

Відомості про авторів (About authors)

Туз Валерій Омелянович – доктор технічних наук, професор, професор кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна; e-mail: valeriituz56@gmail.com.

Tuz Valerii Omelianovych – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Professor at the Department of Nuclear Power Stations and Thermal Physics Engineering, National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine.

Трокоз Ярослав Євгенович – старший науковий співробітник кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна; e-mail: yar_t@ukr.net.

Trokoz Yaroslav Yevhenovych – Senior Research Officer at the Department of Nuclear Power Stations and Thermal Physics Engineering, National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine.

Лебедь Наталія Леонідівна – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна; e-mail: nata.lebeddom@gmail.com.

Lebed Nataliia Leonidivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Associate Professor at the Department of Nuclear Power Stations and Thermal Physics Engineering, National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Туз, В. О. Тепломасообмін в фільтр-сепараторі паливної системи ГТУ ГПА [Текст] / **В. О. Туз, Я. Є. Трокоз, Н. Л. Лебедь** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 25–29. – Бібліогр. : 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.03.

Please cite this article as:

Tuz, V. O, Trokoz, Ya. Ye., Lebed, N. L. (2016), ″Heat-Mass Exchange in the Separating Filter of Fuel System for the Gas Turbine Plant of Gas-Compressor Unit″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 25–29, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.03.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Туз, В. Е. Тепломассобмен в фильтр-сепараторе топливной системы ГТУ ГПА [Текст] / **В. Е. Туз, Я. Е. Трокоз, Н. Л. Лебедь** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С.25–29. – Бібліогр. : 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.03.

АННОТАЦИЯ *На основе экспериментальных исследований процессов при испарении жидкости в массообменном элементе получены эмпирические зависимости для расчета локальной и средней массоотдачи на начальном участке и участке стабилизированного процесса, разработан фильтр-сепаратор топливного газа, который предназначен для получения гомогенного топлива. Испытания опытного образца показало, что использование фильтр-сепаратора в системе топливоприготовления ГТУ исключает попадание в камеру сгорания тяжелых углеводородных соединений, механических примесей и серы.*

Ключевые слова: *газотурбинная установка (ГТУ), газоперекачивающий агрегат (ГПА), фильтр-сепаратор, тепломассообмен.*

Надійшла (received) 14.01.2016

УДК 621.036.7 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.04**

А. В. ЕФИМОВ, А. Л. ГОНЧАРЕНКО

ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННАЯ СИСТЕМА С ТЕРМОСИФОННЫМ ТЕПЛООБМЕННЫМ АППАРАТОМ В ЕЕ СОСТАВЕ

АННОТАЦИЯ *В системе для глубокой утилизации теплоты уходящих газов котельного агрегата небольшой паропроизводительности предложено использовать теплообменный аппарат, поверхность которого сформирована из двухфазных термосифонов и разделена на две ступени: бесконденсационную, в термосифонах которой рабочим телом является вода, и конденсационную, где применяется водоаммиачная смесь. Усовершенствован метод теплового расчета и разработана конструктивная схема теплообменного аппарата. Выполнено сравнение теплоутилизаторов термосифонного и змеевикового типов.*

Ключевые слова: *система глубокой утилизации теплоты, котел, уходящие дымовые газы, конденсация водяного пара, термосифонный теплообменный аппарат, метод теплового расчета, коэффициент полезного действия, расход воды, коэффициент теплопередачи, площадь поверхности теплообмена.*

A. V. YEFIMOV, A. L. GONCHARENKO

HEAT RECOVERY SYSTEM WITH THE EMBEDDED THERMOSIPHON-TYPE HEAT-EXCHANGE APPARATUS

ABSTRACT *It is proposed to use the heat-exchange apparatus whose surface was formed by two-phase siphons of a closed type for the system of deep recovery of the heat of escaping gases of the boiler with the steam capacity of 0.278 kg/s. To protect the gas escape channel from the damage the by-pass was arranged for the portion of combustion gases passing by the heat-exchange apparatus that allows us to raise the temperature of escaping gases above the dew-point temperature. Due to the fact that the heat-exchange apparatus uses the physical heat of gases and also the heat released during the condensation of water steam from the combustion products of natural gas its surface is subdivided in two stages that use different liquids as an intermediate heat carrier for the thermosiphons, in particular the stage without the steam condensation uses water and the stage with the steam condensation uses the water-ammonia mixture. This required some improvement of the known methods of heat calculation for the thermosiphon-type heat exchange apparatus. Computing studies were carried out using the software developed by the authors. The investigation allowed us to establish that in the case of maintenance of the fuel rate at a fixed level the heat recovery system allows us to provide the steam production at a capacity of 0.278 kg/s and also to additionally heat 0,5049 kg/s of the heating system water in the hot water supply system in the range of 10 °C to 65 °C and also to generate the condensate at a capacity of 0.0247 kg/s. The comparison of heat-exchange apparatuses of a thermosiphon type and coil type showed that their structures are comparable with regard to heat engineering and overall indicators.*

Key words: *deep heat recovery system, boiler, escaping combustion gases, water steam condensation, thermosiphon-type heat exchange apparatus, heat computation method, efficiency factor, water rate, heat transfer coefficient, and the heat exchange surface area.*

Постановка проблемы в общем виде

Кризисная ситуация в топливно-энергетическом комплексе Украины, морально и физически устаревший производственный потенциал, и высокая энергоемкость производства теплоты требуют коренной реабилитации коммунальной энергетики, основной целью которой является экономия топливно-энергетических ресурсов, главным образом, природного газа. В соответствии с Энергетической стратегией Украины на период до 2030 года [1] предусмотрено снижение потребления природного газа в сфере теплообеспечения почти на 30 %.

В системе теплоснабжения Украины по состоянию на 2010 год общее количество отопительных котельных составляет более 33 тыс., мощность 86 % которых не превышает 3 Гкал/ч. По данным [2] техническое состояние оборудования более 26 тыс. котельных является критическим, более 22 % всех установленных котлов эксплуатируется свыше 20 лет. Коэффициент полезного действия (КПД) этих котлов ниже 82 %. Температура уходящих газов из котельных агрегатов при номинальной нагрузке составляет около 120–130 °С и более, котлы мощностью менее 0,7 кВт выбрасывают дымовые газы с температурой свыше 200 °С. Потери теплоты с уходящими газами при расчете по низшей теплоте сгорания топлива с температурой газов 150 °С составляют 4–6 %, а при более высокой температуре – 8–10 %.

В соответствии с этим одним из основных путей экономии топлива в промышленной и коммунальной теплоэнергетике является повышение эффективности его использования за счет утилизации теплоты уходящих из котлов газов. По данным [1] выполнение стратегии модернизации коммунальной теплоэнергетики позволит обеспечить ежегодную экономию природного газа в количестве 5 млрд. м^3.

© А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко, 2016

Состояние и актуальность проблемы

В настоящее время с целью повышения эффективности использования природного газа в котельных установках малой и средней теплопроизводительности у нас в стране и за рубежом успешно используются конденсационные технологии глубокой утилизации теплоты уходящих газов [3–8]. Такие технологии дают возможность при умеренных капитальных и эксплуатационных затратах существенно уменьшить потребление газообразного топлива, снизить загрязнение окружающей среды и использовать конденсат для подпитки котлов или систем теплоснабжения.

В работе [7] предложена замкнутая теплоутилизационная система, в состав которой входят: паровой котёл, конденсационный воздухоподогреватель (КВП) и конденсационный теплообменный аппарат (КТА) для нагрева сетевой воды системы горячего водоснабжения.

В коммунальной теплоэнергетике обычно применяется более простая утилизационная система, состоящая из котла и КТА (без КВП) [3, 5, 6]. При этом, для защиты газоотводящего тракта и дымовой трубы от коррозии и их разрушения требуется повышение температуры газов на выходе из системы до величины, превышающей температуру точки росы. Для этого используется часть покидающих котел дымовых газов, байпасируемых мимо КТА. В связи с этим уменьшается количество утилизируемых газов и, соответственно, снижается экономия природного газа. Однако и в этом случае, как будет показано далее, она достаточно высока. Конструкция КТА змеевикового типа при этом остаётся такой же, как и приведённая в работе [7], но с увеличенной площадью поверхности теплообмена (рис. 1).

Особенностью КТА является наличие двух ступеней: так называемая «сухая», в которой используется физическая теплота продуктов сгорания топлива, выделяющаяся при их охлаждении до температуры точки росы, и конденсационная, в которой осуществляется охлаждение продуктов сгорания топлива ниже температуры точки росы с конденсацией водяного пара из них.

Кроме того, теплообменная поверхность КТА сформирована из змеевикового пакета труб с невысокими рёбрами, изготовленных из нержавеющей стали (внутренний диаметр трубы, $d_{\text{ВН}} = 0{,}014$ м; наружный диаметр оребрённой трубы, $D_{\boldsymbol{РБ}} = 0{,}018$ м; диаметр трубы у основания ребра, $d = 0{,}016$ м; высота ребра, $h_{\text{РБ}} = 0{,}0013$ м; толщина ребра, $\delta_{\text{РБ}} = 0{,}0006$ м; шаг расположения рёбер, $S_{\text{РБ}} = 0{,}0015$ м; поперечный шаг расположения труб, $\sigma_1 = 1{,}59$; продольный шаг расположения труб, $\sigma_2 = 1{,}38$; коэффициент оребрения, $\psi_{\text{РБ}} = 2{,}94$; эквивалентный диаметр оребрённой трубы, $d_{\text{Э}} = 0{,}01696$ м).

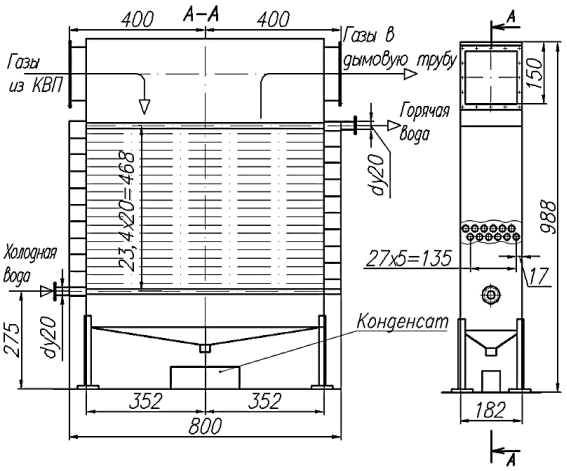


Рис. 1 – Конструктивная схема КТА: 1 – вход газов; 2 – выход газов; 3 – вход воды; 4 – выход воды; 5 – выход конденсата

Постановка задачи

Объектом исследования является вариант теплоутилизационной системы, в состав которой входят паровой котел Е-1,0-09 ГЗ и конденсационный теплообменный аппарат, поверхность которого сформирована из двухфазных термосифонов.

Целью исследования является поиск новых решений по разработке систем глубокой утилизации теплоты уходящих газов котлов небольшой и средней мощности, использующих в качестве топлива природный газ. Для достижения этой цели предлагается разработать термосифонный теплообменный аппарат (ТТА), усовершенствовать метод его теплового расчета с учетом эффекта конденсации водяного пара из продуктов сгорания природного газа и создать его конструктивную схему. Оценку эффективности разработки ТТА следует осуществить путем сравнения ее с конструкцией КТА.

Изложение основного материала

Наиболее рациональным решением поставленной задачи является применение в теплоутилизационной системе теплообменника конденсационного типа, созданного на базе гравитационных двухфазных термосифонов закрытого типа.

Исследованиям теплофизических процессов, протекающих в таких теплообменных аппаратах, разработкам и практическому внедрению их посвящено большое количество работ, например, [9–14]. Основными достоинствами термосифонных теплообменных аппаратов по сравнению с традиционными змеевиковыми конструкциями, как известно, являются: эксплуатационная надёж-

ность в случае возникновения аварийных ситуаций благодаря автономности работы каждого термосифона; отсутствие изгибов труб; отсутствие термических напряжений в связи с консольным креплением термосифонов; более высокие коэффициенты теплопередачи в связи с заменой продольного обтекания поверхности теплообмена теплоносителем на поперечное; более низкие аэродинамические сопротивления.

По аналогии с КТА при разработке ТТА целесообразным представляется разделение его на две ступени: бесконденсационную и конденсационную. В связи с различным уровнем температур дымовых газов, проходящих через эти ступени, это разделение удобно с точки зрения выбора типа промежуточного теплоносителя, находящегося внутри термосифонов, а также его рабочей температуры и давления насыщения. С целью обеспечения возможности сравнения теплотехнических и конструктивных характеристик змеевикового трубчатого КТА и термосифонного теплообменника ТТА материал и параметры пучка труб, а также скорости движения газов принимались одинаковыми. К сожалению, из-за различия в конструкциях теплообменных аппаратов (ТА) сохранить скорости движения воды одинаковыми не удалось. При сопоставлении конструкций КТА и ТТА это было учтено.

В процессе настоящего исследования выполнялись тепловые расчеты утилизационной системы, бесконденсационной и конденсационной ступеней ТА, а также конструктивные проработки ТТА и КТА. Тепловые расчеты системы и теплоутилизаторов осуществлялись с помощью разработанной нами компьютерной программы.

Тепловой расчёт системы. В результате этого расчета были определены количества теплоты, выделяющиеся в процессах охлаждения дымовых газов до температуры точки росы и конденсации водяного пара из них при более глубоком охлаждении, КПД системы и расход топлива, расходы и температуры теплоносителей и другие теплотехнические параметры. Следует отметить, что количество теплоты, выделяющееся в конденсационной ступени, определялось следующим образом:

$$Q_{\text{К}} = \varphi(Q_1 + Q_2 + Q_3)\,, \qquad (1)$$

где φ – коэффициент сохранения теплоты; Q_1 – количество теплоты, выделяющееся при конденсации водяного пара; Q_2 – количество теплоты, выделяющееся при охлаждении неконденсирующихся газов; Q_3 – количество теплоты, выделяющееся при охлаждении несконденсировавшегося водяного пара. Составляющие уравнения (1) определялись по формулам, приведённым в работе [8].

Тепловой расчёт бесконденсационной ступени ТТА. Расчет осуществлялся в соответствии с известными методами расчета теплообменных аппаратов, разрабатываемых на основе термосифонов и тепловых труб [9–12, 14]. Исходными данными являлись: расход дымовых газов, скорость движения дымовых газов и геометрические параметры оребрённой трубы (такие же, как в КТА). Задаваясь количеством труб, расположенных в одном ряду шахматного пучка, находилась длина испарительной зоны $\ell_{\text{И}}$ термосифона. С целью обеспечения минимальной металлоемкости теплообменного аппарата для определения длины конденсационной зоны термосифона $\ell_{\text{К}}$ в работе [10] рекомендуется использовать оптимальное соотношение $f_{\text{ОПТ}} = H_{\text{З..К}} / H_{\text{З.И}} = \sqrt{\overline{K}_{\text{З.И}} / \overline{K}_{\text{З.К}}}$, где $H_{\text{З..К}}$ и $H_{\text{З..И}}$ – соответственно площади поверхностей зон конденсации и испарения термосифона; $\overline{K}_{\text{З.И}}$ и $\overline{K}_{\text{З.К}}$ – средние коэффициенты теплопередачи в зонах испарения и конденсации. Так как коэффициенты теплопередачи неизвестны, то в первом приближении принималось $f_{\text{ОПТ}} = 4–5$ и тогда $\ell_{\text{К}} = \ell_{\text{И}} f_{\text{ОПТ}}$. В дальнейшем, после определения $\overline{K}_{\text{З.И}}$ и $\overline{K}_{\text{З.К}}$, соотношение $f_{\text{ОПТ}}$ уточнялось. Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к поверхности испарительной части пучка термосифонов находился с помощью компьютерной программы по известной из работы [15] зависимости, применяемой при поперечном обтекании шахматного пучка оребрённых труб.

Следующим этапом расчёта ТТА являлся выбор рабочей жидкости промежуточного теплоносителя. В работе [10] предлагается использовать для этой цели уравнение

$$t_{S.\text{ПР}} = \frac{\sqrt{\overline{K}_{\text{З.К}}}\, k_{\text{З.И}}\, \vartheta_{\text{Г}} + \sqrt{\overline{K}_{\text{З.И}}}\, k_{\text{З.К}}\, t_{\text{ВОД}}}{\sqrt{\overline{K}_{\text{З.К}}}\, k_{\text{З.И}} + \sqrt{\overline{K}_{\text{З.И}}}\, k_{\text{З.К}}}\,, \qquad (2)$$

где $t_{S.\text{ПР}}$ – температура насыщения промежуточного теплоносителя; $k_{\text{З.К}}$ и $k_{\text{З.И}}$ – локальные коэффициенты теплопередачи в конденсационной и испарительной зонах в крайних рядах термосифонов каждой ступени; $\vartheta_{\text{Г}}$ и $t_{\text{ВОД}}$ – температуры газов и воды в тех же рядах.

Необходимо отметить, что этот вариант расчета довольно громоздок, так как он выполняется методом последовательных приближений с предварительным определением локальных и средних коэффициентов теплопередачи, выбора рабочей температуры промежуточного теплоносителя и последующего нахождения средних коэффициентов теплопередачи и корректировки $t_{S.\text{ПР}}$. В работе [12] используется более простой способ выбора рабочей температуры промежуточного теплоносителя, основанный на определении термических сопротивлений стенок термосифона и слоев жидкости с фазовым переходом в зонах кон-

денсации и испарения. Однако он разработан для гладкостенных труб и может быть применен при замене наружного диаметра на эквивалентный диаметр оребрённой трубы. Кроме того, этот способ также требует использования метода последовательных приближений при нахождении коэффициентов теплоотдачи в зонах конденсации и испарения термосифона. Поэтому в настоящем исследовании был принят вариант расчета, предложенный в работе [10].

Коэффициент теплопередачи в зоне испарения термосифонов определялся по формуле

$$\overline{K}_{\text{З.И}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{ГАЗ}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{З.И}}}\frac{H_{\text{З.И}}}{H_{\text{З.И.ВН}}}}, \qquad (3)$$

где $\alpha_{\text{ГАЗ}}$ – коэффициент теплоотдачи от газов к оребрённой поверхности, расчёт которого осуществлялся с использованием известной зависимости для поперечного обтекания шахматного пучка оребрённых труб [15]; $\alpha_{\text{З.И}}$ – коэффициент теплоотдачи в зоне испарения термосифона (при кипении промежуточного теплоносителя); $H_{\text{З.И}} / H_{\text{З.И.ВН}}$ – отношение наружной площади поверхности теплообмена в зоне испарения термосифона к внутренней.

Коэффициент теплоотдачи в зоне испарения термосифона находился как [9]

$$\alpha_{\text{З.И}} = 2{,}35\alpha_{\text{КИП.Б.О}}(p_S / p_{\text{КР}})^{0{,}14}, \qquad (4)$$

где $\alpha_{\text{КИП.Б.О}}$ – коэффициент теплоотдачи при кипении в большом объёме; p_S – давление насыщения промежуточного теплоносителя, определяемое при температуре $t_{S.\text{ПР}}$; $p_{\text{КР}}$ – критическое давление теплоносителя;

Коэффициент теплоотдачи при кипении в большом объёме, Вт/(м^2·К), определялся по формуле

$$\alpha_{\text{КИП.Б.О}} = 0{,}082\frac{\lambda_{\text{Ж}}}{\ell_{\text{Ж}}}\left(\frac{\mu_{\text{Ж}} c_p}{\lambda_{\text{Ж}}}\right)^{-0{,}45}\left(\frac{r\rho_{\text{П}} q_{\text{И}}}{t_{S.\text{ПР}}\lambda_{\text{Ж}}(\rho_{\text{Ж}} - \rho_{\text{П}})g}\right)^{0{,}7}\left(\frac{t_{S.\text{ПР}} c_p \sigma_{\text{Ж}} \rho_{\text{Ж}}}{r^2\rho_{\text{П}}^2 \ell_{\text{Ж}}}\right)^{0{,}33}, \qquad (5)$$

где $\ell_{\text{Ж}} = \left(\frac{\sigma_{\text{Ж}}}{g(\rho_{\text{Ж}} - \rho_{\text{П}})}\right)^{0{,}5}$; $\lambda_{\text{Ж}}$ – коэффициент теплопроводности; $\mu_{\text{Ж}}$ – коэффициент динамической вязкости; c_P – изобарная теплоёмкость; r – теплота фазового перехода; $\rho_{\text{Ж}}$ и $\rho_{\text{П}}$ – плотности жидкости и пара; $q_{\text{И}}$ – плотность теплового потока в зоне подвода теплоты, отнесённая в внутренней поверхности термосифона; g – ускорение свободного падения; $\sigma_{\text{Ж}}$ – поверхностное натяжение.

В уравнении (5) теплофизические свойства промежуточного теплоносителя выбирались при его температуре $t_{S.\text{ПР}}$.

Коэффициент теплопередачи в зоне конденсации термосифонов определялся по формуле

$$\overline{K}_{\text{З.К}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{ВОД}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{З.К}}}\frac{H_{\text{З.К}}}{H_{\text{З.К.ВН}}}}, \qquad (6)$$

где $\alpha_{\text{ВОД}}$ – коэффициент теплоотдачи от оребрённой поверхности к воде, расчёт которого осуществлялся с использованием известной зависимости для поперечного обтекания шахматного пучка оребренных труб [15]; $\alpha_{\text{З.К}}$ – коэффициент теплоотдачи в зоне конденсации термосифона; $H_{\text{З.К}} / H_{\text{З.К.ВН}}$ – отношение наружной площади поверхности теплообмена в зоне конденсации термосифона к внутренней.

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара промежуточного теплоносителя находился по известной зависимости

$$\alpha_{\text{З.К}} = 1{,}116 \cdot 0{,}943 \cdot \sqrt[4]{\frac{g\rho_{\text{Ж}}^2\lambda_{\text{Ж}}^3 r}{\mu_{\text{Ж}}\ell_{\text{К}}(t_{S.\text{ПР}} - t_{\text{СТ.К}})}}, \qquad (7)$$

где $t_{\text{СТ.К}}$ – температура стенки термосифона в зоне конденсации, которая находилась как $t_{\text{СТ.К}} = (\bar{t}_{\text{ВОД}} + t_{S.\text{ПР}})/2$, где $\bar{t}_{\text{ВОД}}$ – средняя температура воды в ступени ТТА.

После определения $\overline{K}_{\text{З.И}}$ и $\overline{K}_{\text{З.К}}$ находилась величина температуры промежуточного теплоносителя с помощью зависимости $t'_{S.\text{ПР}} = \frac{\sqrt{\overline{K}_{\text{З.И}} / \overline{K}_{\text{З.К}}}\,\overline{\vartheta}_{\text{Г}} + \bar{t}_{\text{ВОД}}}{\sqrt{\overline{K}_{\text{З.И}} / \overline{K}_{\text{З.К}}} + 1}$ [10], где $\overline{\vartheta}_{\text{Г}}$ – средняя температура газов в ступени ТТА, и расчёт повторялся до достижения заданной невязки в значениях $t_{S.\text{ПР}}$ и $t'_{S.\text{ПР}}$. В результате расчёта в качестве промежуточного теплоносителя была выбрана вода.

Коэффициент теплопередачи от газов к воде определялся по формуле

$$\overline{K} = \frac{\psi}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{ГАЗ}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{З.И}}}\frac{H_{\text{З.И}}}{H_{\text{З.И.ВН}}}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_{\text{ВОД}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{З.К}}}\frac{H_{\text{З.К}}}{H_{\text{З.К.ВН}}}\right)}, \qquad (8)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности поверхности теплообмена.

При расчёте площади поверхности теплообмена учтено снижение температурного напора $\Delta\bar{t}$ вследствие наличия процессов кипения и конденсации промежуточного теплоносителя, а также

гидростатического эффекта с использованием данных работы [14].

Тепловой расчёт конденсационной ступени ТТА. Он выполнялся по приведенному выше алгоритму за исключением определения коэффициента теплоотдачи от газов к оребренной поверхности, учитывающего совместно протекающие процессы теплообмена и массообмена при конденсации водяного пара из продуктов сгорания топлива, который находился как

$$\alpha_{\text{Г.КОН}} = \left\{ \frac{1}{\beta_{\text{Р}} r \dfrac{p_{\text{П}} - p_{\boldsymbol{ГР}}}{\vartheta_{\text{Г}} - t_{\boldsymbol{ГР}}} + \alpha_{\text{ГАЗ}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{З.К}}} \right\}^{-1}, \quad (9)$$

где $\beta_{\text{Р}}$ – коэффициент массоотдачи водяного пара в газовой фазе, отнесённый к градиенту парциальных давлений; $p_{\text{П}}$ – парциальное давление водяного пара при температуре газов; $p_{\text{ГР}}$ и $t_{\text{ГР}}$ – парциальное давление и температура водяного пара на границе раздела фаз.

Метод определения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{Г,КОН}}$ и параметров водяного пара путем последовательных приближений приведён в работе [8].

В уравнение (3) вместо $\alpha_{\text{ГАЗ}}$ подставлялся коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{Г,КОН}}$.

В качестве промежуточного теплоносителя была выбрана аммиачная вода с массовой концентрацией аммиака, равной 50 %.

Тепловой расчёт конденсационных ступеней ТТА и КТА выполнялся позонно, при этом поверхность теплообмена разделялась на отдельные небольшие участки, в пределах которых параметры тепло- и массообмена принимались постоянными. Конструкция термосифонного теплообменного аппарата приведена на рис. 2. Как видно из рисунка, он является компактным и технологичным.

Результаты расчёта системы: расход пара, D = 0,278 кг/с (1 т/ч); КПД котла, рассчитанный по высшей теплоте сгорания топлива, $\eta_{\text{К}}^{\text{В}}$ = 79,96 %; КПД системы $\eta_{\text{СИСТ}}^{\text{В}}$ = 92,7 %; расход газов на входе ТА, $G_{\text{Г.ВХ}}$ = 0,3296 кг/с; расход газов на выходе ТА, $G_{\text{Г.ВЫХ}}$ = 0,3049 кг/с; выход конденсата, $G_{\text{К}}$ = 0,0247 кг/с; расход нагреваемой воды, $G_{\text{ВОД}}$ = 0,5049 кг/с (1,82 т/ч). Условная экономия топлива составляет 13,8 %, что примерно на 5 % ниже, чем в варианте системы без байпаса [7] (14,4 %).

В **бесконденсационных ступенях** ТТА и КТА при выполнении тепловых расчётов принимались одинаковыми: температура газов на входе,

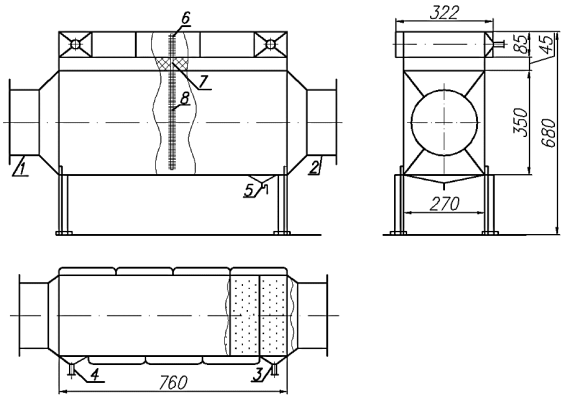


Рис. 2 – Конструктивная схема ТТА:
1 – вход газов; 2 – выход газов; 3 – вход воды;
4 – выход воды; 5 – выход конденсата;
6 – испарительная зона термосифона;
7 – конденсационная зона термосифона;
8 – адиабатная зона термосифона

$\vartheta_{\text{Г1}}$ = 200 °С; температура газов на выходе (температура точки росы), $\vartheta_{\text{Р}}$ = 56 °С; температура воды на входе, $t_{\text{Х.ВОД}}$ = 10 °С; температура воды на выходе, $t_{\text{ВОД}}$ = 40,46 °С; средняя скорость движения газов, $w_{\text{Г}}$ = 12,53 м/с. Аналогично в **конденсационных ступенях** ТТА и КТА одинаковыми являлись: температура газов на входе, $\vartheta_{\text{Р}}$ = 56 °С; температура газов на выходе, $\vartheta_{\text{Г2}}$ = 35 °С; температура воды на входе, $t_{\text{ВОД}}$ = 40,46 °С; температура воды на выходе, $t_{\text{Г.ВОД}}$ = 65 °С; скорость движения газов, $w_{\text{Г}}$ = 9,56 м/с.

В результате расчёта ТТА было установлено, что длина зоны испарения $\ell_{\text{И}}$ составляет 0,334 м, длина зоны конденсации $\ell_{\text{К}}$ – 0,08 м, $f_{\text{ОПТ}}$ = 4,1.

Результаты сравнения основных характеристик ТТА и КТА приведены в табл. 1.

Как следует из данных табл. 1, площадь поверхности в **бесконденсационной ступени** ТТА превышает аналогичный параметр КТА на 12,2 %. Однако при этом скорость движения воды в ней почти в два раза меньше, чем в КТА. Если учесть это в расчёте в ТТА, то, несмотря на увеличение коэффициента теплоотдачи на 35 %, количество рядов термосифонов и, соответственно, площадь поверхности теплообмена остаются без изменений. Более существенное влияние оказывает температурный напор, если его принять таким же как в КТА, то количество рядов уменьшается с 18 до 16 и площадь поверхности в этом случае становится равной 9,77 м^2, то есть она практически соизмерима с площадью поверхности КТА.

Таблица 1 – Результаты расчёта ТТА и КТА

Конструкция теплообменного аппарата			**ТТА**	**КТА**
Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Величина	
Количество труб в одном ряду	z_1	шт.	10	6
Число ходов по газам	$z_{\text{ХОД}}$	шт.	1	2
Бесконденсационная ступень				
Скорость движения воды	$w_{\text{ВОД}}$	м/с	0,282	0,554
Площадь поверхности теплообмена	H	м^2	10,99	9,65
Количество рядов труб	z_2	шт.	18	11
Температурный напор	$\Delta\bar{t}$	°С	48,8	55,24
Конденсационная ступень				
Скорость движения воды	$w_{\text{ВОД}}$	м/с	0,28	0,549
Площадь поверхности теплообмена	H	м^2	8,55	8,78
Количество рядов труб	z_2	шт.	14	10
Температурный напор	$\Delta\bar{t}$	°С	16,3	18,9

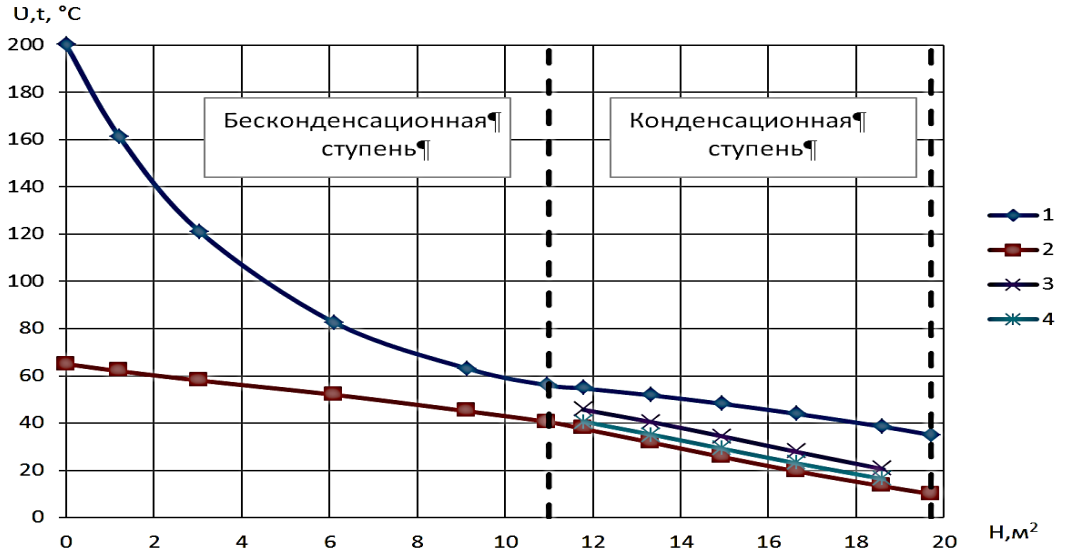


Рис. 3 – Изменение температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена: 1 – температура газов; 2 – температура воды; 3 – температура на границе раздела фаз; 4 – температура стенки

В **конденсационной ступени** ТТА площадь поверхности на 2,6 % меньше, чем в КТА. Учёт повышения скорости движения воды также не приводит к ее изменению. При сохранении температурного напора на уровне $\Delta\bar{t}$ = 18,9 °С площадь поверхности ТТА уменьшается до 7,33 м^2 (меньше аналогичной площади поверхности КТА на 16,5 %).

Несомненный интерес представлял характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена (рис. 3), особенно в конденсационной ступени ТА, так как в этом случае имеет место не только конвективный теплообмен, но и массообмен.

В процессе разработки ТТА выполнялась проверка термосифонов на критическую тепловую нагрузку для первых по ходу газов рядов каждой ступени с помощью уравнения, приведённого в работе [11]

$$q_F^{\text{ПР}} = 0{,}16r\rho_{\text{П}}^{0,5}(\sigma_{\text{Ж}}g(\rho_{\text{Ж}}-\rho_{\text{П}}))^{0,25}\times$$
$$\times(1-\exp(-(d_{\text{ВН}}/\ell_{\text{И}})(\rho_{\text{Ж}}/\rho_{\text{П}})^{0,13}). \qquad (10)$$

Проверка показала, что плотность теплового потока в зоне нагрева термосифонов $q_{\text{И}}$ существенно меньше $q_F^{\text{ПР}}$.

Выводы

Анализ результатов выполненного расчётного исследования подтвердил высокую эффективность предложенной теплоутилизационной системы, ее внедрение в коммунальную теплоэнергетику даёт возможность при проектном расходе топлива обеспечить производство пара на

неизменном уровне (1 т/ч), дополнительно нагреть от 10 °С до 65 °С 1,82 т/ч воды, используемой в системе горячего водоснабжения, а также получить 0,089 т/ч конденсата, вполне пригодного для использования в качестве подпиточной воды.

Предложенный метод теплового расчёта термосифонного теплообменного аппарата позволяет учитывать эффект конденсации водяного пара из дымовых газов, а также разделять поверхность термосифонного теплообменного аппарата на отдельные участки с различными рабочими жидкостями, выбираемыми в зависимости от температурного уровня газов.

Конструкции ТТА и КТА обладают высокими теплотехническими показателями и небольшими габаритными размерами.

Отсутствие эмпирических зависимостей для определения теплофизических свойств аммиачной воды (и других низкотемпературных промежуточных теплоносителей), как для воды, затрудняет создание компьютерной программы расчёта ТТА, что требует проведения дальнейших исследований.

Список литературы

1 Енергетична стратегія України на період до 2030 року [Электронный ресурс]: Розпорядження КМ України від 24.07.2013, №1071. – 158 с. – Режим доступа: http://npgu.net/Strategiya.doc. – Название с экрана. – 25.12.2015.

2 **Долінський, А. А.** Основні положення концепції Національної стратегії теплозабезпечення населених пунктів України [Текст] / **А. А. Долінський, Б. І. Басок, Є. Т. Базеев, Г. П. Кучин** // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 68–77. – ISSN 0204-3602.

3 **Аронов, И. З.** Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа [Текст] / **И. З. Аронов**. – Ленинград Недра (Ленинградское отделение). – 1990. – 280 с.

4 **Sulliven, R. E.** The Timken Company's Canton plant utilizes a condensing heat exchanger to recover boiler stack heat to preheat makeup water [Текст] / **R. E. Sulliven** // II ASHRAE J. – 1985. – V. 27, № 3. – P. 73–75.

5 **Фиалко, Н. М.** Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа [Текст] / **Н. М. Фиалко, Ю. В. Шеренковский, А. И. Степанова, Р. А. Навродская, П. К. Голубинский, М. А. Новаковский** // Промышленная теплотехника. – 2008. – № 3. – С. 68–76.

6 **Гаряев, А. Б.** Совершенствование методов расчета аппаратов и установок для глубокой утилизации теплоты влажных газов, и разработка мер по повышению эффективности ее использования [Текст] : автореф. дис. … д-ра техн. наук: 05.14.04 / **Гаряев Андрей Борисович**. – М. : 2010. – 40 с.

7 **Ефимов, А. В.** Система глубокой утилизации теплоты газов, уходящих из котельных агрегатов [Текст] / **А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко, Л. В. Гончаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 73–80. – Бібліогр. : 12 назв. – ISSN 2078-774X.

8 **Ефимов, А. В.** Совершенствование метода теплового расчёта конденсационного теплоутилизационного аппарата поверхностного типа, устанавливаемого за котельной установкой [Текст] / **А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко, Л. В. Гончаренко** // Енергетика. – Київ : НТУУ «КПІ», 2009. – № 1. – С. 64–73. – ISSN

9 **Безродный, М. К.** Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах [Текст] / **М. К. Безродный, И. Л. Пиоро, Т. О. Костюк**. – Киев : Факт, 2003. – 480 с.

10 **Безродный, М. К.** К оптимизации термосифонных утилизаторов теплоты [Текст] / **М. К. Безродный, С. С. Волков, В. М. Подгорецкий** // Промышленная энергетика. – 1987. – № 4. – С. 46–48.

11 **Пиоро, И. Л.** Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами [Текст] / **И. Л. Пиоро**. – Киев : Наукова думка, 1991. – 244 с.

12 **Васильев, Л. Л.** Теплообменники на тепловых трубах [Текст] / **Л. Л. Васильев**. – Минск : Наука и техника. – 1981. – 143 с.

13 **Jouhara, H.** Experimental investigation of small diameter twophase closed thermosyphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283 [Text] / **H. Jouhara, A. J. Robinson** // Applied Thermal Engineering. – 2010. –V. 30. – P. 201–211.

14 **Гаврилов, А. Ф.** Расчёт воздухоподогревателя с промежуточным теплоносителем [Текст] / **А. Ф. Гаврилов** // Теплоэнергетика. – 1966. − № 8. – С. 92−93.

15 Тепловой расчёт котлов (нормативный метод) [Текст] / Под ред. **С. И. Мочана**. – 3-е изд., перераб. и дополн. – Санкт-Петербург, 1998. – 257 с.

Bibliography (transliterated)

1 (2013), “Energetichna strategija' Ukrai'ny na period do 2030 roku : Rozporjadzhennja KM Ukrai'ny vid 24.07.2013, №1071”, available at: http://npgu.net/Strategiya.doc (Accessed 25 December 2015).

2 **Dolinskiy, A. A.,** et al. (2009), “Osnovni polozhennja koncepcii' Nacional'noi' strategii' teplozabezpechennja naselenyhpunktiv Ukrai'ny [The main provisions of the concept of National strategy of heat supply of settlements of Ukraine]”, *Promyshlennaja teplotehnika*, vol. 31, no. 4, pp. 68–77, ISSN 0204-3602.

3 **Aronov, I. Z.** (1990), *Kontaktnyj nagrev vody produktami sgoranija prirodnogo gaza [Contact heating water by products of combustion of natural gas]*, Nedra (Leningradskoe otdelenie), Leningrad, Russia.

4 **Sulliven, R. E.** (1985), “The Timken Company's Canton plant utilizes a condensing heat exchanger to recover boiler stack heat to preheat makeup water”, *II ASHRAE J*, vol. 27, no. 3, pp. 73–75.

5 **Fialko, N. M.,** et al. (2008), “Jeffektivnost' sistem utilizacii teploty othodjashhih gazov jenergeticheskih ustanovok razlichnogo tipa [The efficiency of heat recovery systems flue gases of power plants of various types]”. *Promyshlennaja teplotehnika*, no. 3, pp. 68–76.

6 **Garjaev, A. B.** (2010), “Sovershenstvovanie metodov rascheta apparatov i ustanovok dlja glubokoj utilizacii teploty vlazhnyh gazov i razrabotka mer po povysheniju jeffektivnosti ee ispol'zovanija [Improving methods of calculating machines and installations for deep wet gas heat recovery and the development of measures to im-

prove the efficiency of its use]", Abstract of D. Sc. dissertation, Moscow, Russia.

7 **Efimov, A. V. and Goncharenko, A. L.** (2010), "Matematicheskaja model' sistemy "kotel–teploutilizator". [Mathematical model of the system "boiler-heat exchanger"]", *Bulletin of NTU "KhPI",* vol. 21, pp. 76–87.

8 **Efimov, A. V., Goncharenko, A. L. and Goncharenko, L. V.** (2009), "Sovershenstvovanie metoda teplovogo rascheta kondensatsionnogo teploutilizacionnogo apparata poverhnostnogo tipa, ustanavlivajemogo za kotelnoi' ustanovkoi' [Improvement in the method of calculating the heat of condensation heat recovery unit of the surface type of the boiler system installed]", *Energetika*, no. 1, pp. 64–73.

9 **Bezrodnyj, M. K., Pioro, I. L. and Kostu'k, T. O.** (2003), *Processy perenosa v dvohfaznyh termosifonnyh sistemah [Transport processes in two-phase thermosiphon systems]*, Fakt, Kiev.

10 **Bezrodnyj, M. K., Volkov, S. S. and Podgoreckiy, V. M.** (1987), "K optimizacii termosifonnyh utilizatorov teploty [By optimizing the thermosiphon heat recovery boilers]", *Promyshlennaja energetika*, no. 4, pp. 46–48.

11 **Pioro, I. L.** (1991), *Effektivnye teploobmenniki s dvuhfaznymi termosifonnami [Efficient heat exchangers with two-phase thermosyphon]*, Naukova dumka, Kiev, Russia.

12 **Vasil'ev, L. L.** (1981), *Teploobmenniki na teplovyh trubah [Heat exchangers in the heat pipes]*, Nauka i tehnika, Minsk, Belarus.

13 **Jouhara, H. and Robinson A. J.** (2010), "Experimental investigation of small diameter twophase closed thermosyphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283", *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 201–211.

14 **Gavrilov, A. F.** (1966), Raschet vozduhopodogrevatelja s promezhutochnym teplonositelem [Calculation of the air heater with intermediate heat carrier]. Teploenergetika, no.8, pp. 92−93.

15 **Mochan, S. I.** (ed.) (1998), *Teplovoj raschet kotlov (normativnyj metod) [Thermal design of boilers (standard method)]*, St. Petersburg, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

Ефимов Александр Вячеславович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры парогенераторостроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина, e-mail: AVEfimov@Kpi.Kharkov.ua, ORCID 0000-0003-3300-7447.

Yefimov Alexander V. – Doctor of Technical Science, Professor, Head of the Department steam generator buildings, National of Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Гончаренко Александр Леонидович – кандидат технических наук, доцент кафедры парогенераторостроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина, e-mail: dalexg@rambler.ru, ORCID 0000-0003-4959-6469.

Goncharenko Alexander L. – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent Department of steam generator buildings, Head of Department National of Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Ефимов, А. В. Теплоутилизационная система с термосифонным теплообменным аппаратом в ее составе [Текст] / **А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 30–37. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.04.

Please cite this article as:

Yefimov, A. and Goncharenko, A. (2016), "Heat Recovery System with the Embedded Thermosiphon-Type Heat-Exchange Apparatus", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 30–37, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.04.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Єфімов, О. В. Теплоутилізаційна система з термосифонним теплообмінним апаратом у її складі [Текст] / **О. В. Єфімов, О. Л. Гончаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 30–37. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.04

АНОТАЦІЯ *В системі для глибокої утилізації теплоти відхідних газів котельних агрегатів невеликої паропродуктивності запропоновано використати теплообмінний апарат, поверхня якого сформована з двофазних термосифонів і розділена на два щабля: безконденсаційний, у термосифонах якого робочим тілом є вода, і конденсаційний, де застосовується водоаміачна суміш. Удосконалено метод теплового розрахунку і розроблена конструкція теплообмінного апарата. Виконано порівняння теплоутилізаторів термосифонного і змійовикового типів.*

Ключові слова: *система глибокої утилізації теплоти, котел, відхідні димові гази, конденсація водяної пари, термосифонний теплообмінний апарат, метод теплового розрахунку, коефіцієнт корисної дії, витрата води, коефіцієнт теплопередачі, площа поверхні теплообміну.*

Поступила (received) 15.01.2016

УДК 621. 31 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.05**

Є. Є. ЧАЙКОВСЬКА

КОМПЛЕКСНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СУШИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ У СКЛАДІ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

АНОТАЦІЯ *Прогнозування зміни вологовмісту повітря в сушильній камері при вимірюванні температури повітря на вході в теплообмінник підігріву повітря дозволяє змінювати витрату повітря, що нагрівається, на основі зміни частоти обертання електродвигуна повітряного вентилятора для забезпечення температурного режиму сушки в сушильній камері. Узгодження температурного та аеродинамічного режимів сушки деревини надає можливість, наприклад, при виробництві 5,8 тис. тонн пелет з деревини в рік здобути грошову економію при використанні пелетного палива до 40 % та знизити собівартість виробництва енергії у складі когенераційної системи в межах 20–30 %.*

Ключові слова: *когенераційна установка, пелетне паливо, сушильна установка, вологовміст.*

E. CHAIKOVSKAYA

COMPLEX MODELLING DRYING PLANT IN THE COMPOSITION OF THE COGENERATION SYSTEM

ABSTRACT *The paper presents the architecture of a cogeneration system, the foundation of which is the dynamic subsystem. It includes a co-generation plant, drying plant, air heating heat exchanger, an air fan. Other units are units of discharge, charge, assessment of functional efficiency, which are consistent with the dynamic interaction subsystem. It is proposed an analytical evaluation of changes in the moisture content of the air in the drying chamber at an air temperature measured at the outlet of the drying chamber. The structural scheme of an complex modeling dryer is developed. Using the cyclic structure set functioning levels of dryer air temperature change at the inlet of the heat exchanger and heating the air leaving the heat exchanger which corresponds to a change of the equilibrium moisture content of wood in the drying chamber. The air flow entering the air-heating heat exchanger which corresponds to the level functioning the dryer is defined. The valid values change in the moisture content of the air in the drying chamber obtained They allow to change the flow rate of air supplied to the air preheating heat exchanger when the air temperature measured at the outlet of the drying chamber. Changing the air blower motor speed for changes in air flow provides thermal drying treatment in the drying chamber. Coordination of temperature and aerodynamic regimes of drying wood allows, for example, the production of 5.8 thousand tons of wood pellets per year to provide 860 apartments measuring 120 m^2 pellet fuel that given the frequency regulation on electric air fan drying materials, provides gain saving money using pellet fuel for heating and hot water to 40 % and reduce the cost of power generation and heat within (20–30) % in in the conditions of the cogeneration system.*

Keywords: *cogeneration plant, pellet fuel, drying plant, the moisture content.*

Вступ

Використання біопалива для виробництва як електричної енергії, так і теплоти є достатньо стимулюючим фактором завдяки реалізації енергії за «зеленим тарифом» [1, 2]. Основною характеристикою пелет, що можуть бути виготовлені з будь-яких відходів деревообробної та сільськогосподарської промисловості, є вміст вологи, що не повинен перевищувати (10–12) %. Сира ж деревина, наприклад, може містити близько 50 % води. Вимірювання температури та вологості повітря як сушильного агенту, вологості деревини, що висушується, мають не завжди достовірне використання у зв'язку із складністю вимірів, що унеможливлює упереджений вплив на зміну параметрів сушки для забезпечення безперервного виробництва пелетного палива. Витрати ж на сушку матеріалу складають до 25 % від загальних витрат. З метою енергозбереження підтримка температурного та аеродинамічного режимів сушки повинна відбуватись в узгодженій взаємодії, що можливо здобути з використанням когенераційних технологій, які мають у своєму складі первинний двигун, електрогенератор, систему утилізації теплоти, систему контролю й управління. Засоби удосконалення сушильних технологій деревини базуються як на інтенсифікації процесів теплообміну в сушильній камері, так і на удосконаленні систем управління процесом сушки. В роботі [3], наприклад, визначено перевагу сушильним установкам з механічною активацією матеріалу, що дозволяє збільшити питому напругу сушки за випарюваною вологістю, але за рахунок додаткових витрат на електричну енергію. В роботі [4] встановлено вплив конструктивних параметрів сушильної камери на якість сушки, але при вимірюванні параметрів сушки в сушильній камері. В роботі [5] визначено вплив режимних параметрів сушки на якість сушки, але без можливості узгодження температурного та аеродинамічного режимів сушіння матеріалу. В роботі [6] видані рекомендації щодо інтенсифікації теплообміну в сушильній камері, але без можливості їх використання в реальних умовах функціонування сушильної установки. Найважливішим показником сушки сировини при виробництві пелетного палива є потужність сушки, що відтворює кількісне відношення вологості сировини до її рівно-

© Є. Є. Чайковська, 2016

важної вологості. Рівноважна вологість деревини – середнє значення між сорбцією та десорбцією деревини, а при використанні сировини щодо виробництва пелетного палива практично дорівнює його стійкої вологості, яка залежить від температури повітря та його відносної вологості. Потужність сушки має бути більшою за одиницю [7]. Для підтримки потужності сушки деревини використовують коштовні експертні діагностичні системи, що базуються на вимірюванні температури повітря та його вологості в сушильній камері при вимірюванні вологості деревини. Складність вимірів при не можливості використання у взаємній єдності може привести до зворотного процесу накопичення вологи сушильним матеріалом чи припинення процесу сушки сировини [8, 9]. Для уникнення негативних явищ сушки необхідно прогнозувати зміну вологості повітря при вимірюванні температури повітря на виході із сушильної камери, що надходить в теплообмінник підігріву, щодо зміни рівня потужності сушки. Цим обґрунтовується актуальність даної роботи.

Мета роботи

Мета роботи – здобути еталонну оцінку зміни вологовмісту повітря в залежності від рівноважної вологості деревини для підтримки температурного та аеродинамічного режимів сушки. Поставлена мета може бути досягнена при виконанні таких задач:

– обґрунтувати необхідність комплексного моделювання динаміки сушильної установки, що включає сушильну камеру, теплообмінник для підігріву повітря та повітряний вентилятор;

– запропонувати архітектуру когенераційної системи, що має у своєму складі основу – динамічну підсистему, яка включає когенераційну установку, сушильну камеру. теплообмінник для підігріву повітря. повітряний вентилятор та блоки розряду, заряду, оцінки функціональної ефективності, що знаходяться в узгодженій взаємодії з динамічною підсистемою;

– виконати математичне моделювання динаміки сушильної установки щодо прогнозування зміни вологовмісту повітря при вимірюванні температури повітря на виході із сушильної камери;

– запропонувати структурну схему для здобуття еталонної інформації на основі комплексного моделювання у складі когенераційної системи;

– виконати комплексне математичне моделювання сушильної установки щодо визначення параметрів теплообміну та поверхні теплообміну теплообмінника підігріву повітря для встановлених рівнів функціонування сушильної установки згідно зміни витрати повітря;

– здобути еталонну оцінку зміни вологовмісту повітря в залежності від рівноважної вологості сировини для підтримки температурного та аеродинамічного режимів сушки;

– оцінити практичну значущість здобутих результатів.

Комплексне моделювання у складі когенераційної системи

На основі методологічного та математичного обґрунтування архітектури технологічних систем [2] запропонована архітектура когенераційної системи, основою якої є інтегрована динамічна підсистема – (когенераційна установка, сушильна камера, теплообмінник для підігріву повітря, повітряний вентилятор) та блоки розряду, заряду, оцінки функціональної ефективності, що знаходяться в узгодженій взаємодії з динамічною підсистемою (рис. 1).

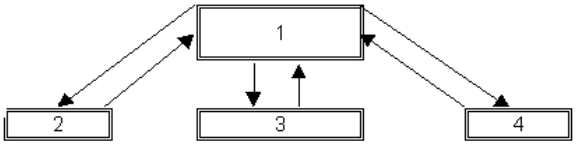


Рис. 1 – Архітектура когенераційної системи: 1 – динамічна підсистема (когенераційна установка, сушильна камера, теплообмінник для підігріву повітря, повітряний вентилятор); 2 – блок розряду; 3 – блок заряду; 4 – блок оцінки функціональної ефективності

Математичне обґрунтування архітектури когенераційної системи:

$$CS = ((D(P(\tau)(x_0(\tau), x_1(\tau), x_2(\tau), f(\tau), K(\tau), y(\tau), d(\tau))), Z(\tau), P(\tau)), R(\tau), (P_i(\tau)(x_1(\tau), f_i(\tau), K_i(\tau), y_i(\tau))),$$

де CS – когенераційна система; D – динамічна підсистема (когенераційна установка, сушильна камера, теплообмінник для підігріву повітря, повітряний вентилятор); P – властивості елементів когенераційної системи; x – впливи; f – параметри, що діагностуються; K – коефіцієнти математичного опису; y – вихідні параметри; d – динамічні параметри; R –логічні відносини в CS; τ – час, с. Індекси: i – число елементів когенераційної системи; 0, 1, 2 – початковий стаціонарний режим, зовнішній, внутрішній характер впливів.

Основою для підтримки температурного та аеродинамічного режимів сушки щодо встановлення зміни витрати повітря при вимірюванні температури повітря на виході із сушильної камери є математична модель динаміки сушильної установки. Система нелінійних диференціальних рівнянь включає рівняння стану як фізичну модель теплообмінника, рівняння енергії передавального середовища – теплоносія, що гріє, від когенераційної

установки, рівняння енергії сприймаючого середовища – повітря, в якому зміна вологовмісту повітря оцінена як у часі, так і вздовж просторової координати осі теплообмінника для підігріву повітря, що співпадає з напрямком потоку руху середовища, та рівняння теплового балансу для стінки теплообмінника. В результаті реалізації математичної моделі отримана передатна функція за каналом: «вологовміст повітря – витрата повітря» [10]:

$$W_{w-G_{в1}} = \frac{K_в(\beta-1)}{L_в K_w \beta\gamma}\left(1-e^{-\gamma 1\xi}\right),$$

де $K_в = \frac{m(\theta_0-\sigma_0)}{G_{в0}}$; $\beta = T_м S + \varepsilon^* + 1$; $T_м = \frac{g_м C_м}{\alpha_{в0} h_{в0}}$;

$$\varepsilon^* = \varepsilon(1-L_s^*);\ \varepsilon = \frac{\alpha_{з0} h_{з0}}{\alpha_{в0} h_{в0}};\ L_s^* = \frac{1}{L_з + 1};$$

$$L_з = \frac{G_з C_з}{\alpha_{з0} h_{з0}};\ \gamma_1 = T_в S;\ T_в = \frac{g_в C_в}{\alpha_{в0} h_{в0}};\ \xi = \frac{z}{L_в};$$

$$L_в = \frac{G_в C_в}{\alpha_{в0} h_{в0}};\ K_w = \frac{\partial i}{\partial w}\Big/\frac{\partial i}{\partial t};\ \gamma = \frac{T_в S}{L_в},$$

де t, σ, θ – температура повітря, температура теплоносія, що гріє, температура стінки теплообмінника, К, відповідно; G – витрата речовини, кг/с; C – питома теплоємність, кДж/(кг·К); i – ентальпія робочого тіла, кДж/кг; w – вологовміст повітря; α – коефіцієнт тепловіддачі, кВт/(м²·К); h – питома поверхня, м²/м; g – питома маса речовини, кг/м; z – координата довжини теплообмінника, м; $T_в$, $T_м$ – постійні часу, що характеризують теплову акумулюючу здатність повітря, метала, с, відповідно; m – показник залежності коефіцієнта тепловіддачі від витрати; S – параметр перетворення Лапласа; $S = \omega j$; ω – частота, 1/с. Індекси: в – внутрішній потік – повітря; м – металева стінка; з – зовнішній потік – теплоносій, що гріє; w – вологовміст повітря; 0, 1 – початкові умови, вхід в теплообмінник, відповідно.

Для використання передатної функції у складі комплексного математичного моделювання динаміки сушильної установки, виділено дійсну частину, $O(\omega)$, що має такий вид

$$O(\omega) = (C_1 L_1 - D_1 M_1)(K_в / K_w).$$

Для одержання коефіцієнтів у складі дійсної частини $O(\omega)$ здобуто такі вирази:

$$C_1 = \frac{A_1 A_2 + B_1 B_2}{A_2^{\,2} + B_2^{\,2}};\ L_1 = 1 - \cos(-\xi T_в \omega);$$

$$D_1 = \frac{A_2 B_1 - A_1 B_2}{A_2^{\,2} + B_2^{\,2}};\ M_1 = 1 - \sin(-\xi T_в \omega),$$

де $A_1 = \varepsilon * - T_в T_м \omega^2$; $A_2 = -T_в T_м \omega^2$;

$$B_1 = T_м \omega;\ B_2 = T_в \omega(\varepsilon + 1).$$

Температура поділяючої стінки θ, що входить до складу коефіцієнта $K_в$

$$\theta = \left[\frac{\alpha_в(\sigma_1+\sigma_2)}{2} + \frac{A(t_1+t_2)}{2}\right]\Big/(\alpha_в + A),$$

де σ_1, σ_2 – температура теплоносія, що гріє, на вході, та на виході з теплообмінника, К, відповідно; t_1, t_2 – температура повітря на виході з сушильної камери та на вході в сушильну камеру, К, відповідно: α – коефіцієнт тепловіддачі, кВт/(м²·К); Індекс: в – внутрішній потік – повітря.

$$A = \frac{1}{\frac{\delta_м}{\lambda_м} + \frac{1}{\alpha_з}},$$

де δ – товщина стінки теплообмінника, м; α – коефіцієнт тепловіддачі, кВт/(м²·К); λ – теплопровідність металу стінки теплообмінника, кВт/(м·К). Індекс: з – зовнішній потік – теплоносій, що гріє.

З використанням інтеграла переходу з частотної області до області часу зміна вологовмісту повітря як за часом, так і вздовж просторової координати осі теплообмінника для підігріву повітря визначена так

$$w(\tau, z) = \frac{1}{2\pi}\int_0^\infty O(\omega)\sin(\tau\omega/\omega)d\omega,$$

де τ – час, с.

Для комплексного моделювання динаміки сушильної установки запропоновано структурну схему з використанням, наприклад, здобутих вихідних даних щодо виробництва 680 кг/добу пелетного палива (рис. 2).

В межах зменшення вологості сировини з 40 % до 12 % встановлено перший, другий, третій рівні функціонування сушильної установки згідно зміні рівноважної вологості повітря в сушильній камері: 20 %, 15 %, 12 %. Завдяки запропонованій структурній схемі (рис. 2) в межах визначеної циклічної структури встановлені наступні рівні зміни температури повітря на вході в теплообмінник та на виході з теплообмінника: перший рівень: (55–85) °С; другий рівень: (52,6–80,8) °С; третій рівень: (51,3–77) °С, та рівні зміни витрати повітря; 1,8 кг/с, 1,68 кг/с, 1,65 кг/с, що відповідають зміні рівноважної вологості повітря 20 %, 15 %, 12 %. Результати комплексного моделювання динаміки сушильної установки представлені в табл. 1–3 та на рис. 3.

Підтримку функціонування сушильної установки у складі когенераційної системи забезпечує повітряний вентилятор для можливості частотного регулювання зміни витрати повітря щодо встановлення температури повітря на вході в сушильну камеру з ціллю підтримки потужності сушки матеріалу.

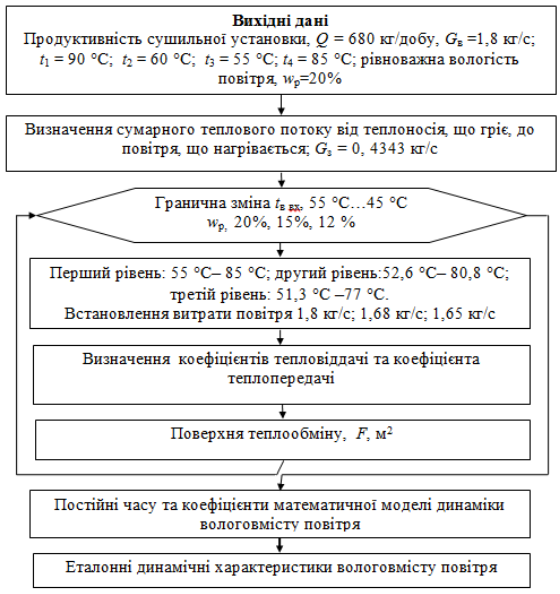


Рис. 2 – Структурна схема комплексного моделювання сушильної установки: $G_{з.}$, $G_{в.}$ – витрата теплоносія, що гріє, повітря, кг/с, відповідно; t_1, t_2 – температура теплоносія, що гріє на вході в теплообмінник та на виході з теплообмінника, К, відповідно; t_3, t_4 – температура повітря на вході в теплообмінник та на виході з теплообмінника, К, відповідно $t_{в\ вх}$ – температура повітря на вході в теплообмінник, К

Таблиця 1 – Параметри теплообміну в теплообміннику підігріву повітря

Рівні функціонування	Параметр		
	$\alpha_з$, Вт/(м²·К)	$\alpha_в$, Вт/(м²·К)	k, Вт/(м²·К)
Перший рівень	3050,67	254,33	233,05
Другий рівень	2912,86	242,84	222,59
Третій рівень	2877,91	239,92	219,94

Примітка: $\alpha_з$ – коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія, що гріє до стінки теплообмінника, Вт/(м²·К); $\alpha_в$ – коефіцієнт тепловіддачі від стінки теплообмінника до повітря, Вт/(м²·К); k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К).

Таблиця 2 – Постійні часу та коефіцієнти математичної моделі динаміки теплообмінника

Рівні функціонування	$T_в$, с	$T_м$, с	ε	ζ
Перший	0,0048	0,6149	14,547	0,146
Другий	0,0050	0,6440	14,547	0,136
Третій	0,0051	0,6518	14,547	0,134

Таблиця 3 –Коефіцієнти математичної моделі динаміки теплообмінника

Рівні функціонування	$L_з$, м	$L_в$, м	$L_з^*$,1/м	K_w
Перший	33,26	483,89	0,029	–0,9646
Другий	32,51	472,99	0,029	–1,2848
Третій	32,32	470,19	0,030	–1,6060

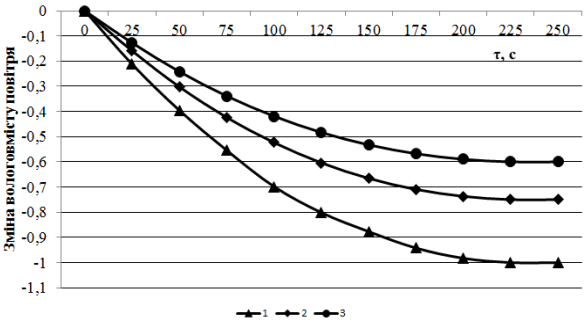


Рис. 3 – Допуски на граничну працездатність сушильної установки для встановлених рівнів функціонування: 1, 2, 3 – еталони підтримки рівноважної вологості повітря 20 %, 15 %, 12 %, відповідно

Обговорення результатів

В результаті проведених досліджень у складі запропонованої когенераційної системи виконано комплексне моделювання сушильної установки, що включає сушильну камеру, теплообмінник для підігріву повітря, повітряний вентилятор. З цією ціллю здобута аналітична оцінка зміни вологовмісту повітря в сушильній камері в зв'язку із недостовірним використанням виміру. Розроблена структурна схема для здобуття еталонної оцінки зміни вологовмісту повітря в сушильній камері при зміні температури повітря на виході із сушильної камери, що вимірюється, для встановлених рівнів функціонування сушильної установки згідно зміні рівноважної вологості повітря. У складі циклічної структури запропонованої структурної схеми встановлено рівні зміни температури повітря на вході в теплообмінник підігріву повітря та виході з теплообмінника та рівні зміні витрати повітря, що відповідають зміні рівноважної вологості повітря в сушильній камері. Визначено параметри теплообміну теплообмінника для підігріву повітря, поверхню теплообміну теплообмінника, що вдовольняють встановленим рівням функціонування сушильної установки. Здобуто еталонну оцінку зміни вологовмісту повітря в залежності від рівноважної вологості деревини щодо зміни частоти обертання електродвигуна повітряного вентилятора для підтримки функціонування сушильної установки. Запланована апробація здобутих результатів в умовах когенераційних систем з використанням виробництва пелетного палива різної потужності.

Висновки

В результаті проведених досліджень встановлено, що:

1) Виробництво пелетного палива потребує розробки комплексного моделювання динаміки сушильної установки, що включає сушильну ка-

меру, теплообмінник для підігріву повітря, повітряний вентилятор для здобуття еталонної оцінки зміни вологовмісту повітря в сушильній камері щодо підтримки температурного та аеродинамічного режимів сушки деревини на основі зміни частоти обертання електродвигуна повітряного вентилятора.

2)Запропонована архітектура когенераційної системи, що має у своєму складі основу – динамічну підсистему, яка включає когенераційну установку, сушильну камеру, теплообмінник для підігріву повітря, повітряний вентилятор та блоки розряду, заряду, оцінки функціональної ефективності, що знаходяться в узгодженій взаємодії з динамічною підсистемою.

3) Виконано математичне моделювання динаміки сушильної установки щодо прогнозування зміни вологовмісту повітря при вимірюванні температури повітря на виході із сушильної камери.

4) Запропонована структурна схема комплексного моделювання динаміки сушильної установки щодо здобуття еталонної оцінки зміни вологовмісту повітря в сушильній камері при зміні температури повітря на виході із сушильної камери, що вимірюється.

5) Встановлено рівні зміни температури повітря на вході в теплообмінник підігріву повітря та на виході з теплообмінника, що відповідають зміні рівноважної вологості повітря; встановлено рівні зміни витрати повітря що підтримують зміну рівноважної вологості повітря.

6) Визначено параметри теплообміну теплообмінника для підігріву повітря, поверхню теплообміну теплообмінника, що вдовольняють встановленим рівням функціонування сушильної установки.

7) Здобута еталонна оцінка зміни вологовмісту повітря в сушильній камері в залежності від рівноважної вологості сировини для підтримки температурного та аеродинамічного режимів сушки.

8) Узгодження температурного та аеродинамічного режимів сушки деревини надає можливість, наприклад, при виробництві 5,8 тис. тонн пелет з деревини в рік здобути грошову економію при використанні пелетного палива до 40 % та знизити собівартість виробництва енергії у складі когенераційної системи в межах (20–30) % [10].

Список літератури

1 **Гелетуха, Г. Г.** Биоэнергетика в Украине: современное состояние и перспективы развития. Часть 2 [Текст] / **Г. Г. Гелетуха, Т. А. Железная, П. П. Кучерук, Е. Н. Олейник, А. В. Трибой** // Промышленная теплотехника. – 2015. – Т. 37, № 3. – С. 65–73. – ISSN ISSN 0204-3602.

2 **Чайковська, Є. Є.** Розробка енергозберігаючої технології функціонування біогазової установки у складі когенераційної системи [Текст] / **Є. Є. Чайковська** // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. –2015. – Т. 3, № 8(75). – С. 47–53. – ISSN ISSN 1729-3774. – doi: 10.15587/1729-4061.2015.442522.

3 **Трошин, А. Г.** Развитие процессов и оборудования для производства топливных брикетов из биомассы [Текст] / **А. Г. Трошин, В. Ф. Моисеев, И. А. Тельнов, С. И. Завинский** // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – № 8/45(3). – С. 36–40. – ISSN ISSN 1729-3774.

4 **Bhattarai, Sujala.** Simulation Study for Pneumatic Conveying Drying of Sawdust for Pellet Production [Text] / **Sujala Bhattarai, Jae-Heun Oh, Seung-Hee Euh, Dae Hyun Kim, Liang Yu** // Drying Technology. – 2014. – Vol. 32. – P. 1142–1156. – ISSN ISSN 0737-3937 – doi: 10.1080/07373937.2014.884575.

5 **Laurila, Jussi.** Compression drying of energy wood [Text] / **Jussi Laurila, Havimo Mikko, Lauhanen Risto** // Fuel Processing Technology. – 2014. – Vol. 124. – P. 286–289. – ISSN ISSN 0378-3820. – doi: 10.1016/j.fuproc.2014.03.016.

6 **Yuping, Liu.** Application of the self-heat recuperation technology for energy saving in biomass drying system [Text] / **Liu Yuping, Aziz Muhammad, Kansha Yasuki, Bhattacharya Sankar, Tsutsumi Atsushi** // Fuel Processing Technology. – 2014. – Vol. 117. – P. 66–74. – ISSN ISSN 0378-3820. – doi: 10.1016/j.fuproc.2013.02.007.

7 **Wang, Hai-tao.** Study of Immune PID Controller for Wood Drying System [Text] / **Hai-tao Wang, He-ming Jia** // 2013 International Conference on Communication Systems and Network Technologies. – 2013. – P. 827–831. – ISSN ISBN 1-4673-5603-9. – doi: 10.1109/csnt.2013.176.

8 **Zhongfu, Tian.** Research on control system of wood drying based on BP Neural Network [Text] / **Tian Zhongfu, Li Yuehua** // Proceedings 2013 International Conference on Mechatronic Sciences, Electric Engineering and Computer (MEC). – 2013. – P. 36–38. – ISBN 4-4799-2564-3. – doi: 10.1109/mec.2013.6885046.

9 **Perre, Patrick.** Drying of Wood: Principles and Practices [Text] / **Patrick Perre, Roger Keey** // Handbook of Industrial Drying. – 2014. – P. 797–846. – ISSN ISBN 978-1-4665-9665-8. – doi: 10.1201/b17208-44.

10 **Чайковська, Є. Є.** Розробка методу підтримки функціонування сушильної установки у складі когенераційної системи [Текст] / **Є. Є. Чайковська** // Технологический аудит и резервы производства. –2015. – № 5/7(25). – С. 62–67. – ISSN ISSN 2312-8372. – doi: 10.15587/2312-8372.2015.51520.

Bibliography (transliterated)

1 **Heletuha, H. H., Gelieznaia, T. A., Kuchtruk, P. P., Olienic, E. N. and Triboi, A. B.** (2015), ″Biojenergetika v Ukraine: sovremennoe sostojanie i perspektivy razvitija. Chast' 2 [Bioenergy in Ukraine: Current State and Prospects for Development. Part 2.]″, *Promyshlennaja teplotehnika [Industrial Heat Engineering]*, no. 3(37), pp. 65–73, ISSN 0204-3602.

2 **Chaikovskaya, E. E.** (2015), ″Rozrobka energozberigajuchoi' tehnologii' funkcionuvannja biogazovoi' ustanovky u skladi ko-generacijnoi' systemy [Development of energy-operation of biogas plant as part of a co-generation system]″, *Vostochno-Evropejskij zhurnal*

peredovyh tehnologij [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies], no. 3/8(75), pp. 47–53, ISSN 1729-3774, doi: 10.15587/1729-4061.2015.442522.

3 **Trohin, A. H., Moisiev, V. F., Telnov, I. A. and Zavinski, S. I.** (2010), ″Razvitie processov i oborudovanija dlja proizvodstva toplivnyh briketov iz biomassy [Development of processes and equipment for the production of fuel pellets from biomass]″, *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies]*, no. 8/45(3), pp. 36–40, ISSN 1729-3774.

4 **Bhattarai Sujala, Jae-Heun Oh, Seung-Hee Euh, Dae Hyun Kim and Liang Yu** (2014), ″Simulation Study for Pneumatic Conveying Drying of Sawdust for Pellet Production″, *Drying Technology*, no. 32, pp. 1142–1156, ISSN 0737-3937, doi: 10.1080/07373937.2014.884575.

5 **Jussi Laurila, Havimo Mikko, Lauhanen Risto** (2014), ″Compression drying of energy wood″, *Fuel Processing Technology*, no. 124, pp. 286–289, ISSN 0378-3820, doi: 10.1016/j.fuproc.2014.03.016.

6 **Liu Yuping, Aziz Muhammad, Kansha Yasuki, Bhattacharya Sankar, Tsutsumi Atsushi** (2014), ″Application of the self-heat recuperation technology for energy saving in biomass drying system″, *Fuel Processing Technology*, no. 117, pp. 66–74, ISSN 0378-3820, doi: 10.1016/j.fuproc.2013.02.007.

7 **Hai-tao Wang, He-ming Jia** (2013), ″Study of Immune PID Controller for Wood Drying System″, *2013 International Conference on Communication Systems and Network Technologies*, pp. 827–831, ISSN 1-4673-5603, doi: 10.1109/csnt.2013.176.

8 **Tian Zhongfu, Li Yuehua** (2013), ″Research on control system of wood drying based on BP Neural Network″, *Proceedings 2013 International Conference on Mechatronic Sciences, Electric Engineering and Computer (MEC)*, no. 36–38, ISBN 4-4799-2564-3, doi: 10.1109/mec.2013.6885046.

9 **Patrick Perre, Roger Keey** (2014), ″Drying of Wood: Principles and Practices Handbook of Industrial Drying″, no. 797–846, ISBN 978-1-4665-9665-8, doi: 10.1201/b17208-44.

10 **Chaikovskaya, E. E.** (2015), ″ Rozrobka metodu pidtrymky funkcionuvannja sushyl'noi' ustanovky u skladi kogeneracijnoi' systemy [Development of methods suppot the operation of the drying plant composed of cogeneration system]″, Tehnologicheskij audit i rezervy proizvodstva [Technological audit and production of reserves], no. 5/7(25), pp. 62–67, ISSN 2312-8372, doi: 10.15587/2312-8372.2015.51520.

Відомості про автора (About author)

Чайковська Євгенія Євстафіївна – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Одеський національний політехнічний університет, доцент кафедри теоретичної, загальної та нетрадиційної енергетики, м. Одеса, Україна; e-mail: eechaikovskaya@gmail.com, ORCID 0000-0002-5663-2707.

Chaikovskaya Eugene – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Researcher, Odessa National Polytechnic University, Associate Professor, Department of Theoretical, general and alternative energy, Odessa, Ukraine; e-mail: eechaikovskaya@gmail.com, ORCID 0000-0002-5663-2707.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Чайковська, Є. Є. Комплексне моделювання сушильної установки у складі когенераційної системи [Текст] / **Є. Є. Чайковська** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 38–43. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.05.

Please cite this article as:

Chaikovskaya, E. (2016), ″Complex Modelling Drying Plant in the Composition of the Cogeneration System″. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 38–43, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.05.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Чайковская, Е. Е. Комплексное моделирование сушильной установки в составе когенерационной системы [Текст] / **Е. Е. Чайковская** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 38–43. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.05

АННОТАЦИЯ *Прогнозирование изменения влагосодержания воздуха в сушильной камере при измерении температуры воздуха на входе в теплообменник подогрева воздуха позволяет изменять расход нагреваемого воздуха на основе изменения частоты вращения электродвигателя воздушного вентилятора для обеспечения температурного режима сушки в сушильной камере. Согласование температурного и аэродинамического режимов сушки древесины дает возможность, например, при производстве 5,8 тыс. тонн пеллет из древесины в год получить денежную экономию при использовании пеллетного топлива до 40 % и снизить себестоимость производства энергии в составе когенерационной системы до (20–30) %.*

Ключевые слова: *когенерационная установка, пеллетное топливо, сушильная установка, влагосодержание.*

Надійшла (received) 22.01.2016

УДК 536.24:697.278 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.06**

А. В. ХИМЕНКО

РАСЧЁТНОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ТВЁРДОМ ТЕПЛОАККУМУЛИРУЮЩЕМ МАТЕРИАЛЕ С ВЫСОКИМИ ТЕПЛОАККУМУЛИРУЮЩИМИ СВОЙСТВАМИ

АННОТАЦИЯ *Выполнено математическое моделирование теплообменных процессов, протекающих в твердых теплоаккумулирующих элементах из шамота в период заряда и отдачи теплоты электротепловым аккумулятором (ЭТА). Изготовлены экспериментальные образцы теплоаккумулирующих элементов и проведена серия экспериментальных исследований. По полученным экспериментальным данным можно судить о характере и динамике нагрева и охлаждения теплоаккумулирующих элементов. Проведен анализ и сравнение результатов численного моделирования с экспериментальными данными. Отмечена хорошая их сходимость.*

Ключевые слова*: электротепловой аккумулятор, электроотопление, теплоаккумулирующий материал, экспериментальное исследование тепловых процессов, численное моделирование теплообменных процессов, распределение температуры, режим заряда и отдачи теплоты.*

A. KHIMENKO

COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF THERMAL PROCESSES IN SOLID HEAT STORAGE MATERIALS WITH HIGH THERMAL STORAGE PROPERTIES

ABSTRACT *A comprehensive calculated and experimental research of thermal processes in the solid heat storage elements of the proposed construction of two channels of circular cross section of chamotte. Adapted mathematical model of heat exchange processes to modes of operation electrothermal storage (ETS). Has been solved the direct conjugate heat conduction problem by finite element method. Reveals the factors which significantly influence the distribution of temperature in the heat storage element during the charge period and the heat output of ETS: natural convection in the air channel of heat storage element in charge of the period, the change of the heated air temperature along the channel height and heat transfer by radiation and convection from the outside ETS surface of the housing ETS. Experimental studies consist in measuring the temperatures at certain points of the heat storage elements and of the ETS using thermocouples chromel-alumel. The purpose of the experiment is to obtain data on the change of temperatures in the heat storage material, heat insulation, heated air in the channels and on the surface of the housing ETS during the period of the charge and the heat output. Obtained values of temperatures allows to judge about the nature and dynamics of heating and cooling the heat storage elements and also allow to check the validity of the obtained results of numerical modeling of heat transfer processes in heat storage elements ETS by comparing them.*

Key words: *electric heat storage, electric heating, heat storage material, experimental research of thermal processes, numerical modeling of heat exchange processes, the distribution of temperature, the charge mode and the heat output.*

Введение

Применение электротепловых аккумуляторов (ЭТА) в качестве систем отопления позволит уменьшить потери электроэнергии в электросетях в ночное время, избавит от перерасхода топлива на ТЭС в связи с переводом электрогенераторов в режимы, отличных от номинальных, что также приводит к снижению КПД энергоустановок. Аккумулирование теплоты происходит за счет потребления электроэнергии в период минимальной нагрузки энергосистемы – ночное время, когда действуют понижающие тарифные коэффициенты на стоимость потребляемой электроэнергии. Это позволяет избежать резкого снижения нагрузки энергосистемы в ночное время, так называемых «провалов». Таким образом, при широком внедрении ЭТА могут выполнять функцию потребителей-регуляторов нагрузки энергосистемы. Для этого необходима оценка эффективности работы таких систем электроотопления, основанная на исследовании теплофизических характеристик и тепловых процессов, протекающих в ЭТА вовремя его работы. Решение данной задачи может быть реализовано с помощью численных методов, а также путем проведения экспериментальных исследований.

В работах [1–4] было выполнено математическое моделирование теплообменных процессов, протекающих в ЭТА в режимах нагрева и отдачи теплоты. Были рассмотрены теплоаккумулирующие элементы с различной формой и размерами воздушных каналов и выбрана более рациональная схема теплоаккумулирующего элемента, которая обеспечивает низкий темп охлаждения, что выражается в более высоком значении температуры в конце периода отдачи теплоты по сравнению со стандартной конструкцией, а также равномерное распределение температуры в теплоаккумулирующем элементе в режиме нагрева и отдачи теплоты. Также были смоделированы различные режимы работы ЭТА с изменением скорости движения воздуха в каналах и различными временными интервалами режимов заряда и отдачи теплоты. Получено и проанализировано распределение температуры при нагреве и охлаждении трех видов

© А. В. Хименко, 2016

твердых теплоаккумулирующих материалов: магнезит, шамот, феолит.

В приведённых работах исследовался подробно только один вид твёрдого теплоаккумулирующего материала – магнезит. При моделировании теплообменных процессов в воздушных каналах теплоаккумулирующих элементов не было учтено влияние естественной конвекции, а также изменение температуры воздуха по высоте канала в течение периода заряда ЭТА.

Необходимо также подтверждение полученных результатов численного моделирования экспериментальными данными о распределении температуры в твердом теплоаккумулирующем материале в течение периода заряда и отдачи теплоты ЭТА.

Цель работы

Математическое моделирование теплообменных процессов в теплоаккумулирующих элементах, а также экспериментальное исследование тепловых процессов, протекающих в рассматриваемом твердом теплоаккумулирующем материале в режиме заряда и отдачи теплоты ЭТА. Сопоставление полученных результатов с данными экспериментальных исследований.

Изложение основного материала

На первом этапе исследования была адаптирована математическая модель теплообменных процессов, протекающих в ЭТА в режиме заряда и отдачи теплоты, для предложенной конструкции теплоаккумулирующего элемента с двумя каналами круглого сечения из шамота. Для увеличения теплопроводящей способности шамота в период заряда ЭТА предложено использовать стальные пластины толщиной 2 мм с высоким значением коэффициента теплопроводности $\lambda_4 = 45{,}2$ Вт/(м^2·°С), установленные между теплоаккумулирующими элементами из шамота. Решена двухмерная прямая сопряжённая задача теплопроводности. Применялся численный метод решения – методом конечных элементов.

Система дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \rho_1 c_1 \dfrac{\partial T_{\text{М}}}{\partial \tau} = \lambda_1 \left(\dfrac{\partial^2 T_{\text{М}}}{\partial x^2} + \dfrac{\partial^2 T_{\text{М}}}{\partial y^2} \right) \\ \rho_4 c_4 \dfrac{\partial T_{\text{МЕТ}}}{\partial \tau} = \lambda_4 \left(\dfrac{\partial^2 T_{\text{МЕТ}}}{\partial x^2} + \dfrac{\partial^2 T_{\text{МЕТ}}}{\partial y^2} \right) \end{cases}. \quad (1)$$

Краевые условия:

– НУ: при $\tau = 0$, $T_{\text{СК}} = T_{\text{ж1}} = T_{\text{ж}}$;

– на Г1: $\alpha_{\text{К}} \left(T_{\text{СК}} - T_{\text{Ж1}} \right) = -\lambda_1 \dfrac{\partial T_{\text{СК1}}}{\partial x}$;

$\alpha_{\text{К}} = f(\tau)$; $T_{\text{ж1}} = f(\tau)$;

– на Г2: $-\lambda_2 \dfrac{\partial T_{\text{М}}}{\partial x} = q$; $q = \text{const}$;

– на Г3: $-\lambda_3 \dfrac{\partial T_{\text{С1}}}{\partial y} = \alpha_3 \left(T_{\text{С1}} - T_{\text{Ж}} \right) +$

$$+ \varepsilon c_0 \left[\left(\frac{T_{\text{СК}} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{Ж}} + 273}{100} \right)^4 \right];$$

$\alpha_3 = f(\tau)$; $T_{\text{ж}} = \text{const}$;

– на Г4: $-\lambda_1 \dfrac{\partial T_{\text{М}}}{\partial y} = -\lambda_4 \dfrac{\partial T_{\text{МЕТ}}}{\partial y}$;

$T_{\text{М}} (x, y) = T_{\text{МЕТ}} (x, y)$,

где $T_{\text{СК}}$ – температуры стенки воздушного канала, °С; $T_{\text{ж}}$ – температура окружающей среды, °С; $T_{\text{ж1}}$ – температура нагреваемого воздуха, °С; $T_{\text{С1}}$ – температура наружной поверхности теплоизоляции ЭТА, °С; $\alpha_{\text{К}}$, α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки воздушного канала к потоку нагреваемого воздуха и от наружной поверхности тепловой изоляции к потоку окружающего воздуха, соответственно, Вт/(м^2·°С); q – плотность теплового потока от стенок трубчатых электрических нагревателей (ТЭН), Вт/м^2; λ_1, λ_2, λ_3, λ_4 – коэффициент теплопроводности соответственно магнезита, стальной оболочки ТЭН, тепловой изоляции, металлической пластины, Вт/(м·°С); c_1, c_4 – теплоемкость теплоаккумулирующего материала (ТАМ) и металла соответственно, кДж/(кг·°С); ρ_1, ρ_4 – плотность ТАМ и металла соответственно; $T_{\text{М}}$ – температура ТАМ, °С; $T_{\text{МЕТ}}$ – температура металлической пластины, °С; ε – степень черноты теплоаккумулирующего материала (0,228); c_0 – постоянная Стефана-Больцмана, 5,67 Вт/(м^2·К^4).

Теплоаккумулирующий элемент из шамота квадратного сечения размером 0,2×0,2 м. По центру расположены два воздушных канала круглого сечения $d = 0{,}044$ м и ТЭН. Схема теплоаккумулирующего элемента предложенной конструкции с заданными ГУ представлена на рис. 1.

Схема задания граничных условий ГУ представлены на рис. 2.

В результате численного моделирования тепловых процессов в теплоаккумулирующем элементе ЭТА из шамота получено конечное распределение температурных полей в конце периода отдачи теплоты (см. рис. 3).

На втором этапе проведена серия экспериментов по исследованию тепловых процессов в твердых теплоаккумулирующих элементах из шамота.

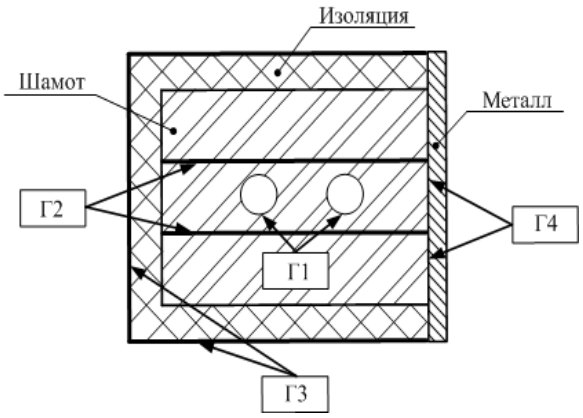


Рис. 1 – Схема элемента предложенной конструкции с заданными ГУ:
а – схема движения воздушного потока по каналам теплоаккумулирующего элемента ЭТА;
б – горизонтальное сечение теплоаккумулирующего элемента с заданными ГУ

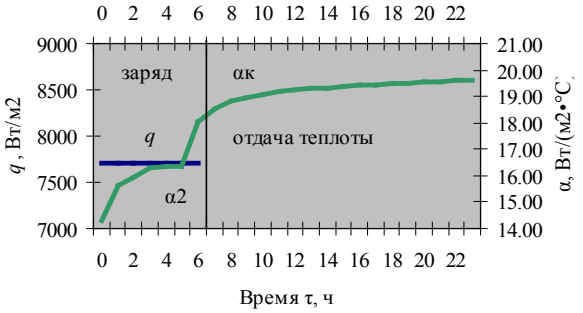


Рис. 2 – Графический вид задания ГУ для теплоаккумулирующего элемента из шамота

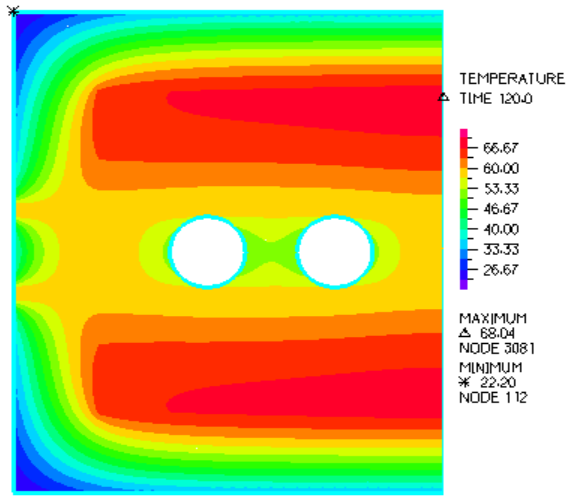
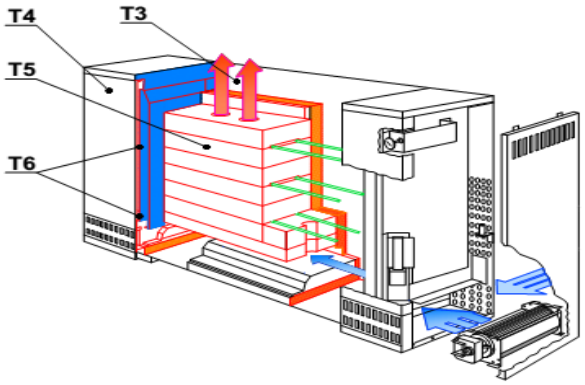
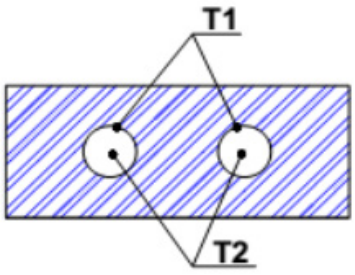


Рис. 3 – Конечное распределение температуры в теплоаккумулирующем элемент с двумя каналами круглого сечения из шамота в конце периода отдачи теплоты

Были изготовлены теплоаккумулирующие элементы из шамота с двумя каналами круглого сечения $d = 0{,}044$ м. Общая масса изготовленных элементов в количестве 28 шт. составляет 58 кг. Масса одного элемента составляет 2–2,1 кг.



а



б

Рис. 4 – Схема экспериментальной установки по исследованию тепловых процессов в твердых теплоаккумулирующих элементах с высокими теплоаккумулирующими свойствами: а – схема ЭТА с теплоаккумулирующими элементами с двумя каналами круглого сечения с указанием мест установки термопар ТХА; б – места установки термопар ТХА в теплоаккумулирующих элементах в нижней и верхней зоне ЭТА;
Т1 – измерение температуры в стенке канала теплоаккумулирующего элемента в нижней и верхней зоне ЭТА; Т2 – измерение температуры нагреваемого воздуха в нижней и верхней зоне ЭТА; Т3 – измерение температуры нагретого воздуха на выходе из ЭТА; Т4 – измерение температуры на поверхности корпуса ЭТА;
Т5 – измерение температуры в толще теплоаккумулирующего элемента ЭТА;
Т6 – измерение температуры в толще тепловой изоляции в нижней и верхней зоне

Экспериментальные исследования заключаются в измерении температур в определенных точках теплоаккумулирующих элементов и самого ЭТА. Цель эксперимента – получить данные о изменении значений температур теплоаккумулирующего материала, тепловой изоляции, нагреваемого воздуха в каналах, а также на поверхности корпуса ЭТА в течение периода заряда и отдачи теплоты. Полученные значения температур позволя-

ют судить о характере и динамике нагрева и охлаждения теплоаккумулирующих элементов, а также позволяют проверить достоверность полученных результатов численного моделирования теплообменных процессов в теплоаккумулирующих элементах ЭТА путем их сопоставления.

В качестве первичных преобразователей температур использовались термопары хромель-алюмель (ТХА) в керамической оболочке с диапазоном измерений от – 50 °С до 1300 °С. В области высоких температур (более 200 °С) термопары ТХА прокладывались в чехле из термостойкой ткани.

В качестве вторичного измерителя температур использовался универсальный контроллер температур УКТ-38.Щ4.ТП 8-ми канальный. Связь между УКТ-38.Щ4.ТП и ПК осуществляется при помощи адаптера интерфейса АС-2 по линия связи «токовая петля» RS-232. Суммарный предел основной приведённой погрешности для двух измерителей составляет 1 %.

Схема экспериментальной установки и схема теплоаккумулирующего элемента с указаниям мест установки ТХА представлены на рис. 4.

На рис. 5 представлены в графическом виде результаты экспериментальных исследований.

Сопоставлены результаты численного моделирования теплообменных процессов в теплоаккумулирующем элементе ЭТА с результатами экспериментальных исследований на примере изменения температуры в стенке канала $T_{СК}$ теплоаккумулирующего элемента в нижней зоне (см. рис. 6).

Обсуждение результатов

Немаловажными факторами, которые существенно влияют на распределение температуры в теплоаккумулирующем элементе в течение периода заряда и отдачи теплоты являются: естественная конвекция в воздушном канале теплоаккумулирующего элемента в период заряда, изменение температуры нагреваемого воздуха по высоте канала, а также теплоотдача путем излучения и естественной конвекции с наружной поверхности корпуса ЭТА. В период работы ЭТА в режиме отдачи теплоты в воздушных каналах ЭТА преобладает турбулентный режим течения жидкости (воздуха) и влияние естественной конвекции незначительно. Соблюдается условие $Gr\,Pr < 8 \cdot 10^5$ [5]. Числа Рейнольдца Re находятся в диапазоне 7000–8500. В [6] при числах Рейнольдца более 5000 и круглых каналах рекомендуется рассчитывать средние коэффициенты теплоотдачи по критериальным уравнениям для турбулентного режима течения. Указанные факторы обязательно необходимо учитывать при исследовании тепловых процессов в теплоаккумулирующем материале ЭТА.

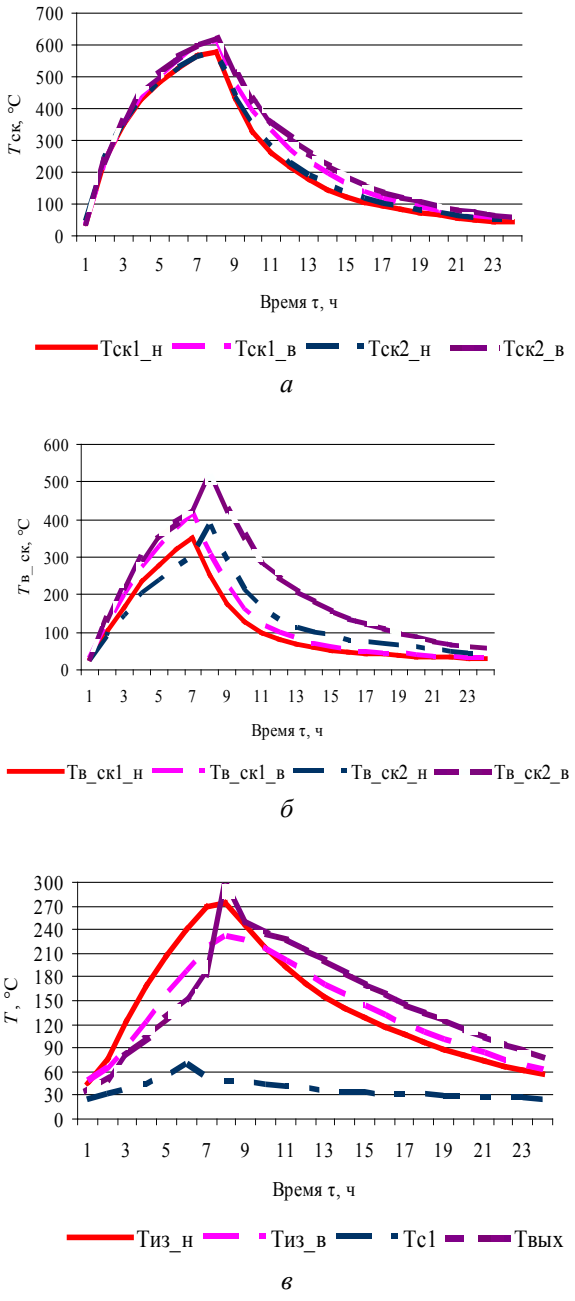


Рис. 5 – Результаты экспериментальных исследований: а – изменение температуры $T_{СК}$ в стенке канала теплоаккумулирующего элемента соответственно в нижней и верхней зоне; б – изменение температуры нагреваемого воздуха в канале $T_{В\,СК}$ в теплоаккумулирующем элементе соответственно в нижней и верхней зоне; в - изменение температуры тепловой изоляции $T_{ИЗ}$ в нижней и верхней зоне, на поверхности корпуса $T_{С1}$ и нагретого воздуха на выходе из ЭТА $T_{ВЫХ}$

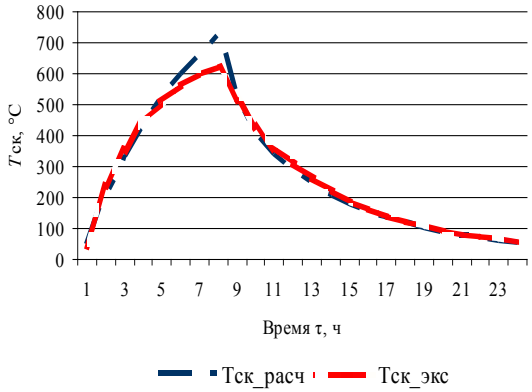


Рис. 6 – Сопоставление результатов численного моделирования теплообменных процессов в теплоаккумулирующем элементе с результатами экспериментальных исследований

Расхождение результатов численного моделирования с экспериментальными данными составляет не более 16 % в последние 2 часа периода заряда ЭТА. В остальное же время наблюдается практически идеальная сходимость экспериментальных данных и данных, полученных в ходе экспериментальных исследований (расхождение не более 1–2 %).

Выводы

Выполнено комплексное расчётное и экспериментальное исследование тепловых процессов в твердых теплоаккумулирующих элементах из шамота. Получено распределение температуры во времени в течение периода заряда и отдачи теплоты ЭТА в контрольных точках теплоаккумулирующего элемента в нижней и верхней зоне по высоте ЭТА, а также температура тепловой изоляции, нагреваемого воздуха в воздушном канале и на выходе из ЭТА. Проанализированы результаты численного моделирования и полученные экспериментальные данные, выявлена довольно хорошая их сходимость.

Список литературы

1 **Хименко, А. В.** Исследование режимов работы электрического теплового аккумулятора [Текст] / **А. В. Хименко, В. А. Тарасова** // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2013. – № 2. – С. 136–139. – ISSN 2078-5364.

2 **Тарасова, В. А.** Выбор рациональных геометрических параметров элемента электрического теплового аккумулятора [Текст] / **В. А. Тарасова, А. В. Хименко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 110–115. – Бібліогр. : 8 назв. – ISSN 2078-774X.

3 **Хименко, А. В.** Эффективность применения теплоаккумулирующих материалов в электрических тепловых аккумуляторах [Текст] / **А. В. Хименко** // Стратегия качества в промышленности и образовании: тезисы доклада IX Международной научно-практической конференции, Болгария, 31 мая–7 июня. – Варна, 2013. – С. 219–223.

4 **Хименко, А. В.** Оценка и анализ тепловых параметров твёрдых теплоаккумулирующих элементов в режиме заряда и отдачи тепла электрического теплового аккумулятора [Текст] / **А. В. Хименко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 156–161. – Бібліогр. : 7 назв. – ISSN 2078-774X.

5 **Исачекно, В. П.** Теплопередача. Учебник для вузов [Текст] / **В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел**. – 3-е изд. перераб. и доп. – М. : Энергия, 1975. – 488 с. ; ил.

6 **Кутателадзе, С. С.** Справочник по теплопередаче [Текст] / **С. С. Кутателадзе, В. М. Боришанский**. – М. : Госэнергоиздат, 1958. – 400 с.

Bibliography (transliterated)

1 **Khimenko, A. V. and Tarasova V. A.** (2013), ″Issledovanie rezhimov raboty jelektricheskogo teplovogo akkumuljatora [Research of the modes of operation of the electric heat storage]″, Integrovani tehnologii' ta energozberezhennja [Integrated technologies and energy saving], no. 2, pp. 136–139, ISSN 2078-5364.

2 **Tarasova V.A. and Khimenko, A.V.** (2013), ″Vybor racional'nyh geometricheskih parametrov jelementa jelektricheskogo teplovogo akkumuljatora [Choice of rational geometrical parameters element of electric thermal storage]″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 13(987), pp. 110–115, ISSN 2078-774X.

3 **Khimenko, A. V.** (2013), ″Jeffektivnost' primenenija teploakkumulirujushhih materialov v jelektricheskih teplovyh akkumuljatorah [Efficiency application of heat storage materials in electrical heat storages]″, Strategija kachestva v promyshlennosti i obrazovanii: tezisy doklada IX Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii, Bolgarija, 31 maja–7 ijunja [Strategy of quality in industry and education: abstracts of the IX International scientific-practical conference, Bulgaria, 31 May–7 June], Varna, pp. 219-223.

4 **Khimenko, A. V.** (2014), ″Ocenka i analiz teplovyh parametrov tverdyh teploakkumulirujushhih jelementov v rezhime zarjada i otdachi tepla jelektricheskogo teplovogo akkumuljatora [The Evaluation and Analysis of the Thermal Parameters of Solid Heat Storage Elements in Charging and Heat Emission Modes of the Electric Thermal Accumulator]″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 13(1056), pp. 156–161, ISSN 2078-774X.

5 **Isachenko, V. P., Osipova, V. A. and Sukomel, A. S.** (1975), Teploperedacha. Uchebnik dlja vuzov [Heat Transfer. Textbook for universities], Jenergija, Moscow, Russian.

6 **Kutateladze, S. S. and Borishansky V. M.** (1958), Spravochnik po teploperedache [Handbook of heat transfer], Gosjenergoizdat, Moscow, Russian.

Сведения об авторе (About author)

Хименко Алексей Викторович – младший научный сотрудник отдела геотермальной энергетики Института возобновляемой энергетики (ИВЭ) НАН Украины, Киев; e-mail: av-kh@yandex.ua; ORCID 0000-0003-2612-969X.

Khimenko Aleksey – junior researcher of geothermal energy department of the Institute renewable energy (IRE) NAS of Ukraine, Kiev; e-mail: av-kh@yandex.ua.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Химеко, А. В. Расчётное и экспериментальное исследование тепловых процессов в твердом теплоаккумулирующем материале с высокими теплоаккумулирующими свойствами [Текст] / **А. В. Хименко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 44–49. – Бібліогр. : 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.06.

Please cite this article as:

Khimenko, A. (2016), ″Computational and experimental research of thermal processes in solid heat storage materials with high thermal storage properties″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10 (1182), pp. 44–49, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.06.

Будь ласка посилайтеся на цю статтю таким чином:

Хіменко, О. В. Розрахункове та експериментальне дослідження теплових процесів в твердому теплоакумулюючому матеріалі з високими теплоакумулюючими властивостями [Текст] / **О. В. Хіменко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 44–49. – Бібліогр. : 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.06.

АНОТАЦІЯ *Виконано математичне моделювання теплообмінних процесів, що протікають в твердих теплоакумулюючих елементах з шамоту в період заряду і віддачі теплоти електротеплового акумулятора (ЕТА). Виготовлені експериментальні зразки теплоакумулюючих елементів і проведена серія експериментальних досліджень. За отриманими експериментальними даними можна судити про характер та динаміку нагріву і охолодження теплоакумулюючих елементів. Проведено аналіз та порівняння результатів чисельного моделювання з експериментальними даними. Відзначено непогану їх збіжність.*

Ключові слова: *електротепловий акумулятор, електроопалення, теплоакумулюючий матеріал, експериментальне дослідження теплових процесів, чисельне моделювання теплообмінних процесів, розподіл температури, режим заряду і віддачі теплоти*

Поступила (received) 03.01.2016

УДК 532.529.5 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.07**

С. Й. ТКАЧЕНКО, Н. Д. СТЕПАНОВА, О. Ю. БОЧКОВА

ЗАСТОСУВАННЯ РІВНЯННЯ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ НА ТЕРТЯ У ВЕРТИКАЛЬНОМУ ВИСОКОВ'ЯЗКОМУ ДВОФАЗНОМУ ПОТОЦІ

АНОТАЦІЯ *Представлено аналіз особливостей застосування рівняння збереження енергії для визначення втрат тиску на тертя при русі двофазного високов'язкого висхідного потоку у вертикальному трубопроводі. Було наведено методику обробки даних експериментальних досліджень по двофазним потокам за допомогою рівняння збереження енергії, а також висвітлено результати узагальнення експериментальних даних у вигляді апроксимуючої залежності для всього діапазону експериментальних точок. Проаналізовано причини розкиду експериментальних точок при умовному поділі усього діапазону точок на три області в залежності від значень критерію Фруда для двофазної суміші. Для обробки експериментального матеріалу було застосовано програму для статистичного аналізу даних, апроксимуючу залежність виведено із використанням методу Квазі-Ньютона. Було співставлено результати узагальнення експериментальних досліджень двофазних високов'язких потоків при використанні рівняння збереження енергії та у випадку застосування рівняння збереження кількості руху (імпульсів). Запропонована методика обробки експериментальних досліджень, а також апроксимуюча залежність для визначення втрат тиску на тертя двофазного високов'язкого потоку може бути рекомендована до застосовування для розрахунку елементів теплотехнологічного обладнання.*

Ключові слова: *двофазні потоки, високов'язкі рідини, рівняння енергії, циркуляція, теплотехнологічні установки, енергоефективність, втрати на тертя, дійсний об'ємний газовміст.*

S. J. TKACHENKO, N. D. STEPANOVA, O. U. BOCHKOVA

USING THE EQUATION OF ENERGY TO DETERMINE THE FRICTION LOSSES IN VERTICAL HIGH-VISCOSITY TWO-PHASE FLOW

ABSTRACT *There have been submitted the analysis of the specific application of the equation of conversation of energy to determine the friction losses of two-phase high-viscosity ascensional flow in a vertical pipe. The method of processing the results of the experimental data using the energy equation were presented, the results of generalization of experimental research in the form of approximating dependence for the entire range of data points have been showed also. Reasons of variation of experimental data points while the conventional division of the whole range of points in three areas depending on the values of the criteria Froude of two-phase high-viscosity flow have been analysed. The program for statistical data ahalysis have been used for processing the results of the experimental data, the approximating dependence have been derived with the application of Quasi-Newton method. There were compared the results f experimental generalization researches of two-phase high-viscosity flows in the case of using the equation of conversation of energy and in the case of using the equation of conversation of momentum (impulse). The technique of experimental research, and approximating dependence for determining pressure loss due to friction two-phase high-flow can be recommended for application to calculate the elements of thermal technological equipment.*

Key words: *two-phase flows, high-viscosity, energy equation, circulation, thermal heating installation, energy efficiency, friction losses, actual volume gas-content.*

Вступ

На сьогодні в більшій мірі досліджена гідродинаміка пароводяних потоків для умов великої енергетики. Наприклад, нормативний метод [1], що складений для котельних агрегатів з тиском більше 1 МПа (10 кГс/см^2) і обігріваємими трубами з внутрішнім діаметром від 10 до 150 мм, узагальнює значний об'єм експериментальних, теоретичних і числових досліджень пароводяних потоків у всій області параметрів роботи котлоагрегатів.

Проте не в повній мірі вирішена проблема стосовно обладнання в теплотехнологічних системах, де рідинна фаза є в'язкою і високов'язкою. Враховуючи те, що в апаратах біо- і теплотехнологічних систем реалізуються двофазні потоками з високов'язкими і в'язкими рідинами, потреба в дослідженні таких потоків є досить актуальною.

Відомо, що втрати тиску у вертикальному двофазному потоці складаються із трьох складових: втрат на тертя, на прискорення і гравітаційних втрат тиску. Відносна величина їх залежить від того, яке із рівнянь – рівняння збереження енергії, кількості руху (імпульсу) або рівняння гомогенного потоку, покладено в основу обробки даних по двофазним вертикальним потокам. Рівняння гомогенного потоку менш точно, ніж два інших, описує експериментальні дані в широкому діапазоні умов.

За умов аналізу інформації по втратам тиску у трубопроводі з двофазними вертикальними потоком виявляється, що більша частина з обробки експериментальних досліджень базується на рівнянні збереження імпульсу. В [2] досліджено і узагальнено закономірності течії високов'язких

© С. Й. Ткаченко, Н. Д. Степанова, О. Ю. Бочкова, 2016

двофазних течій: у вертикальних трубах і кільцевих каналах з еквівалентним діаметром $6{,}1 \le D_{екв} \le 500$ мм при $P = 0{,}055$-$0{,}131$ МПа, в'язкість рідкої фази змінюється в 130 разів.

Аналізуючи складові рівнянь збереження енергії та імпульсів можна прийти до висновку, що: у всіх рівняннях складова втрат на тертя повинна визначатись емпіричним або напівемпіричним шляхом; складова втрат на прискорення потребує емпіричного визначення дійсного об'ємного газовмісту φ; нівелірна складова потребує емпіричного визначення лише у рівнянні збереження імпульсів [3].

Складова, яка обумовлена тертям, у рівнянні енергії є необоротною, отже вона завжди додатна. додатня. Однак всі інші складові в рівняннях збереження енергії та імпульсу можуть мати будь-які знаки.

Частина дотичного напруження на стінці стає від'ємною, в той час як основний потік направлений вверх. Жодне із співвідношень, що базується на рівнянні збереження імпульсу, не дає від'ємного дотичного напруження на стінці. Деякі дослідники стверджують, що при аналізі падіння тиску у вертикальному каналі рівняння збереження енергії має переваги над рівнянням імпульсів, інші вважають навпаки [4].

В даному випадку досліджуються високов'язкі двофазні потоки і, отже, прийнято за доцільне дослідити цю проблему із застосуванням рівняння збереження енергії з метою подальшого вдосконалення математичного моделювання гідродинамічних процесів в теплотехнологічному обладнанні.

Мета роботи

Підвищення енергетичної та екологічної ефективності теплотехнологічних, хіміко-технологічних установок за рахунок удосконалення математичних моделей в'язких і високов'язких двофазних потоків, які реалізуються в елементах цих установок.

Експериментальні дослідження двофазних потоків

За основу досліджень для визначення втрат тиску двофазного високов'язкого потоку із застосуванням рівняння енергії були використані результати [2], де експериментальним шляхом визначено складові втрат тиску на основі рівняння імпульсів, крім того отримані залежності для визначення дійсних параметрів потоку. Дослідження проводились на вертикальній експериментальній установці, де довжина стабілізаційної ділянки $l_{ст} = 1{,}5$ м, довжина експериментальної ділянки $l_{тр} = 2{,}033$ м, внутрішній діаметр труби – $D = 0{,}0327$ м. Експериментальний стенд являє собою контур, де здійснюється природня циркуляція. В контурі є опускна і підйомна ділянки, сепараційний пристрій. Змішування рідини з газом відбувається на нижній ділянці. В процесі проведення досліджень заміряються об'ємні витрати рідини V_1, повітря V_2, температури суміші $t_c = 30$ °C, загальний перепад тиску на експериментальній ділянці ΔP. Досліджуваним потоком є суміш цукрового розчину з концентрацією сухих речовин $CP = 51{,}5$ %, 62 % і 68,7 % та повітря. Для визначення газовмісту φ у вертикальних трубах використовується метод відсічки двофазного потоку швидкозапірними клапанами (час перекриття $\tau = 0{,}015$ с). Після відсічки заміряється об'єм рідини і повітря. Експериментальна ділянка на стенді є знімною. Коли з метою визначення φ відбувалась відсічка потоку, тоді встановлювалась металева трубка. А на час візуального спостереження режимів двофазної течії металева трубка замінювалась на скляну з таким же внутрішнім діаметром.

Методика обробки результатів експериментальних досліджень

Методика обробки експериментальних досліджень із застосуванням рівняння енергії для визначення співвідношень складових перепаду тиску на тертя у двофазному вертикальному потоці наведена нижче у вигляді залежностей (1)–(14).

Рівняння балансу збереження енергії представлено у такому одномірному вигляді [4]

$$-\frac{dP}{dz} = \rho_н \frac{dF}{dz} + \frac{1}{2}\rho_н (\rho_1 W_0)^2 \times \times \frac{d}{dz}\left[\frac{x^3}{\varphi^2 \rho_2^2} + \frac{(1-x)^3}{(1-\varphi)^2 \rho_1^2}\right] + \rho_н g , \quad (1)$$

де dP/dz – градієнт тиску, а три складові в правій частині рівняння – складові градієнту тиску на тертя $\Delta P_{тр.}$; на прискорення $\Delta P_{приск.}$ і нівелірна (вагова) складова градієнту тиску $\Delta P_{ваг.}$; ρ_1 – густина рідинної фази, кг/м^3; ρ_2 – густина газової фази, кг/м^3; g – прискорення вільного падіння, м/с^2; $\rho_г$ – гомогенна густина суміші, що визначається із рівняння, кг/м^3

$$\rho_г = \left[\frac{x}{\rho_2} + \frac{1-x}{\rho_1}\right]^{-1} ; \quad (2)$$

W_0 – швидкість циркуляції двофазного потоку, яка в нашому випадку розраховувалась за формулою, м/с

$$W_0 = W_0' + W_0'' \frac{\rho_2}{\rho_1} , \quad (3)$$

де W_0', W_0'' – приведені швидкості рідкої та газової фаз на початку досліджуваної ділянки, м/с.

Загальні втрати тиску у вертикальному трубопроводі при русі двофазного вертикального потоку визначається із такого рівняння, Па:

$$\Delta P_{\text{заг.}} = \Delta P_{\text{тр.}} + \Delta P_{\text{приск.}} + \Delta P_{\text{ваг.}}. \quad (4)$$

Складова втрат тиску на тертя двофазного потоку визначалась із рівняння (4)

$$\Delta P_{\text{тр.}} = \Delta P_{\text{заг.}} - \Delta P_{\text{приск.}} - \Delta P_{\text{ваг.}}. \quad (5)$$

Загальна складова втрат тиску у вертикальному двофазному висхідному потоці при проведенні досліджень $\Delta P_{\text{заг.}}$ вимірюється безпосередньо на експериментальній ділянці.

Значення втрати тиску на прискорення двофазного потоку шукаємо у рівнянні, Па

$$\Delta P_{\text{приск.}} = \left(\frac{\rho_1 W_0}{2}\right)^2 \rho_{\text{н}} \times \left[\frac{x^3}{\varphi_{\text{вих}}^2 \rho_{2(\text{вих})}^{\ 2}} + \frac{(1-x)^3}{(1-\varphi_{\text{вих}})^2 (\rho_{2(\text{вих})})^2} - \frac{x^3}{\varphi_{\text{вх}}^2 \rho_{1(\text{вх})}} + \frac{(1-x)^3}{(1-\varphi_{\text{вх}})^2 (\rho_{1(\text{вх})})^2}\right], \quad (6)$$

де $\rho_{1(\text{вх})}$, $\rho_{2(\text{вих})}$ – густина рідини на вході в дослідну ділянку і густина повітря на виході з ділянки, кг/м^3; $\varphi_{\text{вх}}$, $\varphi_{\text{вих}}$ – дійсний об'ємний газовміст на вході і виході з експериментальної ділянки труби, який визначався за допомогою такої залежності для в'язких і високов'язких потоків при низьких тисках і вакуумі [5, 6]

$$\varphi = 0{,}5\left[\frac{W_{\text{c}}}{0{,}35\text{Sro}\sqrt{gD} + SrW_0''} + 1\right] - \left[0{,}25\left(\frac{W_{\text{c}}}{0{,}35\text{Sro}\sqrt{gD} + SrW_0''} + 1\right)^2 - \left(\frac{W_0''}{0{,}35\text{Sro}\sqrt{gD} + SrW_0''} + 1\right)\right]^{0{,}5}, \quad (7)$$

де W_{c} – витратна швидкість суміші, м/с.

Параметри ковзання фаз Sr, Sro на вході і на виході з труби визначаються в залежності від значення критерію Галілея, який розраховується за рівнянням

$$\text{Ga} = \frac{gD^3}{\upsilon_1^2}. \quad (8)$$

При $\text{Ga}^{1/3} < 800$ параметр *Sro* визначається з рівняння

$$\text{Sro} = 0{,}123\rho^{0{,}05}\left(\frac{1}{D^*}\right)^{0{,}25}\left(\frac{D^*}{\left(\upsilon_1^2/g\right)^{0{,}6}}\right)^{0{,}25}, \quad (9)$$

де D^* – лінійний розмір експериментальної ділянки, для круглої труби $D^* = D$; $\rho = \rho_1/\rho_2$ – відносна густина.

При значенні $\text{Ga}^{1/3} > 800$ параметр ковзання фаз Sro

$$\text{Sro} = 0{,}65\rho^{0{,}05}\left(\frac{1}{D^*}\right)^{0{,}25}. \quad (10)$$

При $\text{Ga}^{1/3} < 800$ параметр Sr

$$\text{Sr} = 1{,}85\rho^{0{,}05}\left(\frac{1}{D^*}\right)^{-0{,}04}\left(\frac{D^*}{\left(\upsilon_1^2/g\right)^{0{,}6}}\right)^{-0{,}125}. \quad (11)$$

При $\text{Ga}^{1/3} > 800$ параметр *Sr*

$$\text{Sr} = 0{,}8\rho^{0{,}05}\left(\frac{1}{D^*}\right)^{-0{,}04}. \quad (12)$$

Витратний масовий паровміст *x* визначається з рівняння

$$x = \frac{W_0''\rho_2}{W_0''\rho_2 + W_0'\rho_1}. \quad (13)$$

Нівелірна (вагова) складова втрат тиску, Па

$$\Delta P_{\text{ваг.}} = \rho_{\text{н}} g l_{\text{тр}}. \quad (14)$$

При аналізі вищенаведеної методики обробки видно, що загальні втрати тиску на ділянці визначаються безпосередньо приладами на експериментальному стенді, вагова складова втрат визначається розрахунково з врахуванням витратних параметрів і геометричного розміру стенду, втрати на прискорення – із застосуванням витратних (швидкість циркуляції, масовий паровміст, густина рідинної і газової фаз) і дійсних параметрів двофазного потоку (дійсний об'ємний газовміст) [7].

Результати узагальнення експериментальних досліджень із застосуванням рівняння збереження енергії

За основу для досліджень було взято експериментальний матеріал, приведений вище, де дослідна установка максимально наближена до реальних умов, а експериментальна ділянка – до натурної труби, що має місце в теплообмінних апаратах теплотехнологічних і біотехнологічних систем.

Враховуючи те, що експериментальний матеріал відповідає низькому тиску, визначення втрат тиску на тертя у вертикальному двофазному потоці $\Delta P_{\text{тр.}}$ шукаємо у залежності, Па

$$\Delta P_{\text{тр.}} = \Delta P_{\text{о}}\left[1 + \Psi\frac{W_0''}{W_0}\right]. \quad (15)$$

Втрати тиску на тертя у вертикальному однофазному потоці ΔP_0 визначаємо з рівняння

$$\Delta P_0 = \frac{\lambda l_{\text{тр}}}{D}\left(\frac{\rho_1 W_0'}{2}\right)^2, \quad (16)$$

де λ – коефіцієнт тертя у вертикальному висхідному однофазному потоці, що визначається в залежності від режиму руху потоку в трубопроводі.

Експериментальне значення поправки на двофазність Ψ розраховуємо за допомогою залежності

$$\Psi = \left(\frac{\Delta P_{\text{тр.}}}{\Delta P_{\text{о}}} - 1\right) \Big/ \left(\frac{W_0''}{W_0'}\right). \quad (17)$$

Приймаємо, що коефіцієнт поправки на двофазність Ψ описується такими безрозмірними визначаючими параметрами $\Psi = f(\rho_2/\rho_1, \text{Re}_1, \mu_1/\mu_2, \text{Fr}_0, \text{Fr}_c)$.

В процесі обробки даного матеріалу було використано програму для статистичного аналізу даних – *Statistica 7*. В результаті її застосування було використано метод Квазі-Ньютона і отримано апроксимуючу залежність для всього діапазону експериментальних точок з коефіцієнтом детермінації $R^2 = 0{,}976$ у такому вигляді

$$\Psi_{\text{розр.}} = 91{,}6\ \text{Fr}_0^{-0{,}26}\text{Fr}_c^{-0{,}43} \times \times \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{0{,}15} \left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right)^{-0{,}12} \text{Re}_1^{-0{,}08}. \quad (18)$$

де μ_1 – динамічна в'язкість рідинної фази; μ_2 – динамічна в'язкість газової фази.

Критерій Фруда Fr_0 визначається з рівняння

$$\text{Fr}_0 = \frac{W_0^2}{gD}. \quad (19)$$

Критерій Рейнольдса для рідини

$$\text{Re}_1 = \frac{W_0' D}{\upsilon_1}, \quad (20)$$

де υ_1 – кінематична в'язкість рідини, м^2/с.

Критерій Фруда суміші Fr_c визначаємо із залежності

$$\text{Fr}_c = \frac{W_c^2}{gD}. \quad (21)$$

Отже, згідно з формулами (17) і (18) отримано таке рівняння

$$\left(\frac{\Delta P_{\text{тр.}}}{\Delta P_{\text{о}}} - 1\right) \Big/ \left(\frac{W_0''}{W_0'}\right) = 91{,}6\ \text{Fr}_0^{-0{,}26}\text{Fr}_c^{-0{,}43} \times \times \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{0{,}15} \left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right)^{-0{,}12} \text{Re}_1^{-0{,}08}. \quad (22)$$

Узагальнення (18) відповідає значенням безрозмірних параметрів в такому діапазоні: $\text{Fr}_0 = 0{,}05–5{,}4$; $\text{Fr}_c = 9–2900$; $\rho_2/\rho_1 = 0{,}99–1{,}23$; $\mu_1/\mu_2 \le 130$; $\text{Re}_1 = 38–5047$.

Результати узагальнення експериментальних даних в усьому діапазоні за допомогою програми *Statistica 7* з формули (18) представлені на рис. 1 у вигляді (23):

$$\text{Б} \equiv \frac{\Psi_{\text{розр.}}}{\text{Fr}_0^{-0{,}3}\left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{0{,}15}\left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right)^{-0{,}12}\text{Re}_1^{-0{,}08}} = f(\text{Fr}_c). \quad (23)$$

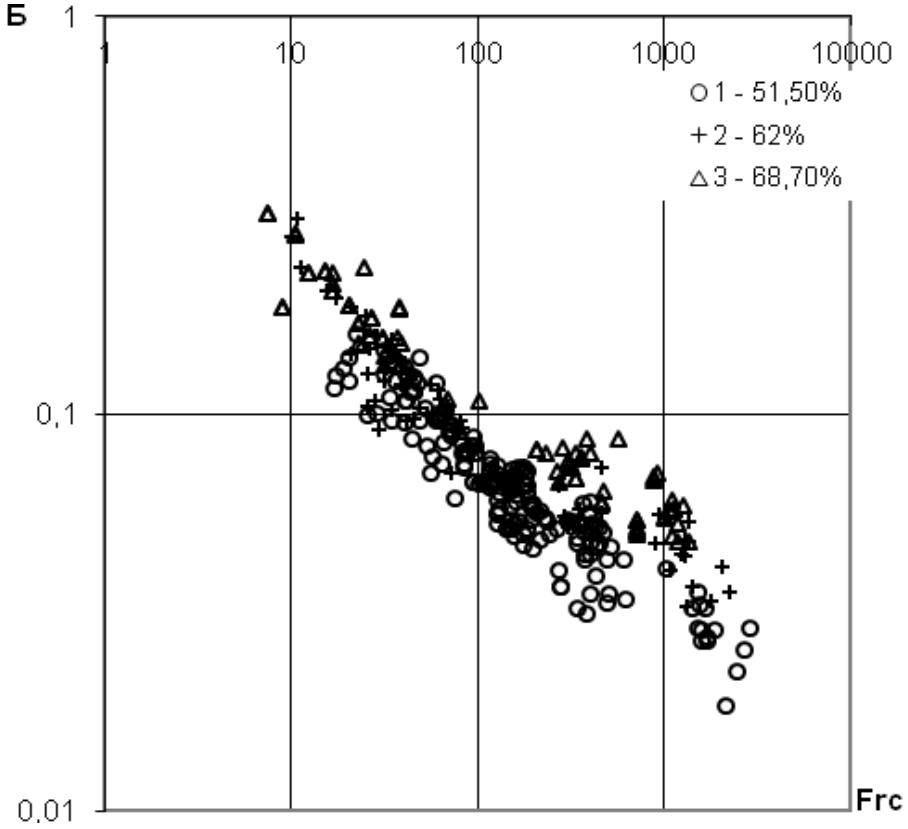


Рис. 1 – Суміш цукровий розчин+повітря: 1-СР=51,5 %, 2-62 %, 3-68,7 %

В результаті аналізу рис. 1 виділено три області: перша область при значеннях критерію Фруда суміші $Fr_c \le 300$ (швидкість суміші $W_c \le 10{,}4$ м/с); друга – при $300 < Fr_c \le 750$ ($10{,}4$ м/с $< W_c \le 15{,}5$ м/с); третя – при $Fr_c > 750$ ($W_c > 15{,}5$ м/с).

В другій області при $300 < Fr_c \le 750$ на дослідній ділянці експериментального стенду реалізується снарядний режим. В цій області зі збільшенням довжини снарядів розвиваються пульсації потоку. В цій же області збільшується розкид експериментальних точок (рис. 1), відповідно величина коефіцієнту детермінації R^2 зменшується, що і показала додаткова статистична обробка експериментальних даних в цій області.

Обробка експериментальних результатів статичними методами при $Fr_c \le 300$ дозволила отримати залежність у вигляді $\Psi = f(\rho_2/\rho_1,\ Re_1,\ \mu_1/\mu_2,\ Fr_c,\ Fr_c)$ з коефіцієнтом детермінації $R^2 = 0{,}982$. Дана область викликає практичний інтерес за умов розробки ерліфтних теплообмінників в системі біогазових установок.

Висновки

Узагальнено експериментальні результати по визначенню втрат тиску на тертя високов'язких вертикальних двофазних потоків з використанням рівняння балансу енергії для умов експлуатації теплотехнологічного обладнання.

Це дозволило виділити три області: перша область при значеннях критерію Фруда суміші $Fr_c \le 300$ (швидкість суміші $W_c \le 10{,}4$ м/с); друга – при $300 < Fr_c \le 750$ ($10{,}4$ м/с $< W_c \le 15{,}5$ м/с); третя – при $Fr_c > 750$ ($W_c > 15{,}5$ м/с). Область експериментальних точок при $Fr_c \le 300$, де снарядний режим знаходиться в стадії зародження, описується залежністю з такими параметрами $\Psi = f(\rho_2/\rho_1,\ Re_1,\ \mu_1/\mu_2,\ Fr_c,\ Fr_c)$, при цьому коефіцієнт детермінації $R^2 = 0{,}982$. В діапазоні $300 < Fr_c \le 750$ довжина повітряних снарядів зростає, що призводить до збільшення розкиду точок і зменшення значення коефіцієнту детермінації за умов статистичного опису процесів.

Узагальнено увесь діапазон експериментальних точок при значеннях критерію Фруда суміші $Fr_c = 9$–2900, отримано залежність з коефіцієнтом детермінації $R^2 = 0{,}976$.

Отримані результати обробки експериментальних даних двофазних високов'язких потоків на основі рівняння збереження енергії можуть застосовуватись для розрахунку при розробці елементів біотехнологічного і теплотехнологічного обладнання, де реалізуються високов'язкі двофазні течії.

Список літератури

1 **Балдина, О. М.** Гидравлический расчёт котельных агрегатов (нормативный метод) [Текст] / **О. М. Балдина, А. В. Локшин, Д. Ф. Петерсон**. – М. : Энергия, 1978. – 256 с.

2 **Ткаченко, С. Й.** Обобщённые методы расчёта теплогидродинамических процессов и применение их для оптимизации выпарных установок [Текст] : автореф. дис. … д-ра техн. наук. : 05.14.04 «Промышленная теплоэнергетика» / **Ткаченко Станислав Иосипович.** – Москва, 1988. – 39 с.

3 **Ткаченко, С. Й.** Самозакипаючі потоки в дренажних каналах теплотехнологічних систем систем [Текст] : монографія / **С. Й. Ткаченко, Н. Д. Степанова**. – Вінниця : Універсум-Вінниця, 2008. – 160 с. – ISBN 978-966-641-274-7.

4 **Баттерворс, Д.** Теплопередача в двухфазном потоке [Текст] : пер. с англ. / **Д. Баттерворс, Г. Хьюитт.** – М. : Энергия, 1980. – 328 с.

5 **Федоткин, И. М.** Теплогидродинамические процессы в выпарных аппаратах [Текст] / **И. М. Федоткин, С. Й. Ткаченко.** – Киев : Техника. – 1975. – 212 с.

6 **Ткаченко, С. Й.** Багатокомпонентний самозакипаючий потік в елементах випарника миттєвого скипання / **С. Й. Ткаченко, Н. Д. Степанова, О. Ю. Бочкова** // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2011. – № 4. – С. 90–93. – ISSN1997-9266.

7 **Shiu, B. R.** Application of Preconditioning Method to Gas Liquid Two-phase Flow Computations / **B. R. Shiu, S. Yamamoto, X. Yuan** // Transaction of the ASME. Journal of Fluids Engineering. – 2004. – Vol. 126, № 10. – P. 606–612.

Bibliography (transliterated)

1 **Baldina, O. M., Lokshin, A. V. and Peterson D. F.** (1978), *Gidravlicheskij raschjot kotel'nyh agregatov (normativnyj metod)* [Hydraulic calculation of boiler units (standard method)], Jenergija [Energy], Moscow, Russia. – 256 p.

2 **Tkachenko, S. J.** (1988), "Obobshhennye metody raschjota teplogidrodinamicheskih processov i primenenie ih dlja optimizacii vyparnyh ustanovok: avtoreferat [Generalized methods for calculating heat hydrodynamic processes and their application to optimize the evaporators]", Abstract of D. Sc. dissertation, Technical thermal power engineering, Moscow energy university, Moscow, Russia.

3 **Tkachenko, S. J. and Stepanova, N. D.** (2008), *Samozakipajuchi potoki v drenazhnih kanalah teplotehnologichnih sistem* [Self-boiling flows in draining pipes of thermal-power technology systems], Universum-Vinnycja, Vinnycja, – ISBN 978-966-641-274-7.

4 **Battervors, D. and H'juitt G.** (1980), *Teploperedacha v dvuhfaznom potoke* [Heat transfer in the two-phase flow], Jenergija, [Energy], Moscow, Russia.

5 **Fedotkin, I. M. and Tkachenko, S. J.** (1975), *Teplogidrodinamicheskie processy v vyparnyh aparatah* [Thermal Hydrodynamic processes in evaporators], Tehnika [Technique], Kyiv, Ukraine.

6 **Tkachenko, S. Y., Stepanova, N. D. and Bochkova, O. Yu.** (2011), "Bahatokomponentnyy samozakypayuchyy potik v elementakh vyparnyka myttyevoho skypannya [Multicomponent self-boiling flow in elements of instant-

boiling evaporators]", *Visnyk VPI* [VPI Announcer], no. 4, pp. 90–93, ISSN 1997-9266.

7 **Shiu, B. R., Yamamot, S. and Yuan, X.** (2004), ″Application of Preconditioning Method to Gas Liquid Two-phase Flow Computations″, *Transaction of the ASME. Journal of Fluids Engineering,* vol. 126, no. 10. pp. 606–612.

Відомості про авторів (About authors)

Ткаченко Станіслав Йосипович – доктор технічних наук, професор, Вінницький Національний Технічний університет, завідувач кафедри теплоенергетика, м. Вінниця; тел.: (063) 502-54-43; e-mail: Stahit@mail.ru.

Tkachenko Stanislav Josipovych – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Vinnica National Technical University, Head at the Department of Thermal Power Engineering, tel.:(063) 502-54-43; e-mail: Stahit@mail.ru

Степанова Наталія Дмитрівна – кандидат технічних наук, доцент, Вінницький національний технічний університет, доцент кафедри теплоенергетика, тел.: (063) 063-49-58 e-mail: Stepanovand@mail.ru.

Stepanova Nataliya Dmytrivna - Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Vinnica National Technical University, Associate Professor at the Department of Thermal Power Engineering, tel.: (063)-063-49-58; e-mail: Stepanovand@mail.ru.

Бочкова Ольга Юріївна – Вінницький Національний Технічний університет, аспірант кафедри теплоенергетика, тел.: (098) 628-58-97; e-mail: Olichkab888@gmail.com.

Bochkova Olga Uriivna – Vinnica National Technical University, post graduate student at the Department of Thermal Power Engineering, tel.: (098)-628-58-97; e-mail: Olichkab888@gmail.com.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Ткаченко, С. Й. Застосування рівняння енергії для визначення втрат на тертя у вертикальному високов'язкому двофазному потоці [Текст] **/ С. Й. Ткаченко, Н. Д. Степанова, О. Ю. Бочкова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10 (1182). – С. 50–55. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.07.

Please cite this article as:

Tkachenko S. J., Stepanova, N. D. and Bochkova, O. U. (2016), "Using the equation of energy to determine the friction losses in vertical high-viscosity two-phase flow", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 50–55, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.07.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Ткаченко, С. И. Использование уравнения энергии для определения потерь на трение в вертикальному высоковязком двухфазном потоке [Текст] / **С. И. Ткаченко, Н. Д. Степанова, О. Ю. Бочкова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 50–55. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.07.

АННОТАЦИЯ *Представлен анализ особенностей применения уравнения сохранения энергии для определения потерь давления на трение при движении двухфазного высоковязкоговосходящего потока в ветикальном трубопроводе. Приведена методика обработки данных експериментальних исследований по двухфазным потокам с помощью уравнения сохранения энергии, а также показаны результаты обобщения экспериментальных данных в виде аппроксимирующей зависимости для всего диапазона экспериментальных точок. Проанализированы причины разброса экспериментальных точек при условном разделении их на три области в зависимости от значений критерия Фруда длдя двухфазной смеси. Для обработки експериментального материала было использовано программу для статистического анализа данных, аппроксимирующую зависимость выведено с применением метода Квази-Ньютона. Было сопоставлено результаты обобщения экспериментальных исследований двухфазных высоковязких потоков при использованиии уравнения сохранения энергии и в случае применения уравнения сохранения количевства движения (импульсов). Предложенная методика обработки экспериментальных исследований, а также аппроксимирующая зависимость для определения потер на трение двухфазного высоковязкого потока может бать рекомендована к применению для расчёта элементов теплотехнологического оборудования.*

Ключевые слова: *двухфазные потоки, высоковязкие жидкости, уравнение энергии, циркуляция, теплотехнологические установки, энергоэффективность, потери на трение, действительное объемное газосодержание.*

Надійшла (received) 10.01.2016

УДК 66.045.1 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.08**

А. Н. ГАНЖА*, *Е. Н. ЗАЕЦ*, *В. Н. ПОДКОПАЙ*, *Н. А. МАРЧЕНКО

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ-УТИЛИЗАТОРОВ ТЕПЛОТЫ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ И АГРЕГАТОВ

АННОТАЦИЯ *Созданы уточнённые математические модели, методики и алгоритмы для расчета и анализа сложных теплообменных аппаратов систем утилизации теплоты энерготехнологических процессов. Они дают возможность определить фактическую работоспособность рекуператоров на различных режимах с учетом факторов эксплуатации. Уточненные методы и средства позволяют повысить эффективность и ресурс рекуператоров, проводить анализ их влияния на работу и технико-экономические показатели системы, уменьшить расходы топливно-энергетических и материальных ресурсов и негативное влияние высокотемпературных энерготехнологических процессов на окружающую среду.*

Ключевые слова: *теплообменные аппараты, утилизация теплоты, энерготехнологические процессы, топливно-энергетические ресурсы, факторы эксплуатации.*

A. GANZHA*, *O. ZAIETS*, *V. PIDKOPAI*, *N. MARCHENKO

ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF HEAT-EXCHANGERS-HEAT RECOVERY UNITS FOR ENERGY TECHNOLOGY SYSTEMS AND UNITS

ABSTRACT *Consideration was given to the influence produced by the distribution of the local intensities of heat exchange on the efficiency of heat exchangers with cross and mixed currents. Mathematical models, methods and algorithms were developed to calculate and analyze complicated heat exchangers designed for the heat recovery. Proposed methods give us an opportunity to define the actual functionality of the recuperators in different modes taking into consideration operation factors. Improved computing methods and tools allow us to extent the life of recuperators, analyze the influences produced on the functionality and engineering-and-economical performances of the system, reduce the consumption of fuel-energy resources and material resources and reduce the negative influence of high-temperature energotechnological processes on the environment. Developed models can be used in the future to solve optimization problems related to the design and improvement of the recuperators-recovery units.*

Key words: *heat-exchangers, recuperator, local intensities of heat exchange, heat recovery systems, high-temperature energy technology processes, operation factors, engineering-and-economical performances, fuel-energy resources.*

Введение

В настоящее время в качестве утилизаторов теплоты энерготехнологических комплексов и агрегатов широко применяются теплообменники различного типа. Аппараты выполняют функции регенерации и рекуперации теплоты отходящих газов доменного производства, подогрева и промежуточного охлаждения воздуха в компрессорах газотурбинных установок и компрессорных станций. Из используемых аппаратов наибольшую долю составляют поверхностные теплообменники с перекрестным током теплоносителей. Такие теплообменники имеют большие габариты, которые соизмеримы с установками, где они используются, а зачастую и – превосходят их. Некоторое теплообменное оборудование ввиду длительного срока эксплуатации полностью либо частично отключается или заглушается, что приводит к существенному перерасходу топливно-энергетических и материальных ресурсов. Поэтому задача комплексного анализа и повышения эффективности вновь разрабатываемых, серийно выпускаемых и действующих теплообменников является актуальной для всей теплоэнергетической и промышленной сферы.

Цель работы

Одним из путей повышения эффективности является интенсификация теплообмена, которую для рассматриваемых теплообменников целесообразно проводить со стороны теплоносителя с меньшим коэффициентом теплоотдачи. Для этого улучшают форму самой поверхности, разрабатывают более совершенное оребрение наружной поверхности труб [1–3 и др.]. Очевидно, что эффективность сложных аппаратов с перекрестным и смешанным током будет зависеть не только от заранее заданной общей интенсивности теплообмена, но и от распределения локальных интенсивностей (в каждой точке поверхности). Это распределение зависит от схемы включения секций, их количества, числа рядов труб в одной секции и их компоновки по ходам, температур теплоносителей и стенок, степени перемешивания и турбулизации каждого теплоносителя по ходу в каждой секции. Поэтому учет распределения локальных тепловых и гидравлических параметров с учетом условий эксплуатации (режимы, загрязнения, износ и пр.) дает возможность более точно определять интенсивность теплообмена в каждой точке и во всем аппарате. С помощью разработанных математической модели, методики и алгоритмов, которые учитывают вышеперечисленные факторы, можно

© А. Н. Ганжа, Е. Н. Заец, В. Н. Подкопай, Н. А. Марченко, 2016

проводить анализ эффективности, надежности и ресурса как вновь проектируемых, так и действующих аппаратов и разработать рекомендации к их повышению.

Изложение основного материала

Теплообменники могут иметь различную компоновку: соединение секций по трубам (рядам труб) и соединение по струям наружного теплоносителя. В пределах одной секции наружный теплоноситель практически полностью не перемешивается. Степень неперемешивания наружного теплоносителя определяется количеством ребер (струй), приходящихся на единицу длины ряда труб. В пределах одной секции внутренний теплоноситель перемешивается частично – только в пределах одного ряда труб. Между секциями один из теплоносителей, как правило, перемешивается. Для расчёта температурного напора в подобных аппаратах традиционно пользуются зависимостями поправочного коэффициента к среднелогарифмическому температурному напору при противотоке $\varepsilon_{\Delta t}$. в виде графиков или номограмм [2, 4 и др.], применять которые в расчетах на ЭВМ неудобно. Некоторые аналитические зависимости для анализа подобных аппаратов приводятся в [2, 4 и др.], однако они справедливы только для некоторых частных случаев компоновки поверхности. Основной недостаток подобных зависимостей – они интегральные (для аппарата вцелом). Вследствие этого фактора интенсивность теплообмена в них входит осредненная и не учитывается ее локальное распределение и некоторые особенности компоновки поверхности. Все это приводит к значительным погрешностям в определении среднего температурного напора и необходимой площади поверхности (до 60–90 %). Это характерно также в случаях, если при расчетах теплообменника или их группы пользуются не методом поправочного коэффициента, а эмпирическими интегральными зависимостями эффективности нагрева или охлаждения в аппарате [5 и др.] (в основном в поверочных расчетах).

Проблемам повышения энергоэффективности доменного производства уделяют внимание многие авторы [6, 7 и др.]. В качестве утилизатора-рекуператора теплоты комплексов доменного производства чаще всего используются трубчатые поверхностные теплообменники-рекуператоры, состоящие из двухходовых секций (см. рис. 1*а*) [6].

В аппаратах, рассматриваемых в своем течении поперек трубного пучка, внешний теплоноситель (газы) практически полностью не перемешивается. Внутренний теплоноситель (воздух) перемешивается только при переходе с одного хода к другому и между последовательными секциями.

На рис. 1*б* представлена обобщённая схема одной секции двухходового теплообменника-утилизатора со смешанной схемой течения теплоносителей и противоточным включением ходов. При последовательном добавлении секций или одного хода из этой схемы можно скомпоновать любое количество ходов по нагреваемому воздуху. Число рядов труб, которые последовательно омывает внешний теплоноситель в каждом ходу, может быть также произвольным.

Для упрощения процедуры определения эффективности теплообменников со сложной смешанной схемой тока и неравномерным (дискретным) распределением параметров теплоотдачи и теплопередачи предложена методика и алгоритм дискретного расчёта [8], где элементами, из которых скомпонован теплообменник (см. рис. 1), есть простые схемы однократного перекрёстного тока с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу. Следует отметить, что большинство традиционных подходов к дискретному расчёту теплообменников предусматривает разбивку поверхности на большое число элементов (конечных разностей), где, как правило, не учитываются особенности движения сред в элементах. Целесообразность разбивки теплообменника с целью уменьшения количества расчётных точек не на конечные разности, а на микротеплообменники, показана в работах [4, 9].

В предлагаемой методике эффективность каждого перекрестноточного элемента из рис. 1 (т.е. микротеплообменника) и температуры теплоносителей на выходе из элементов рассчитываются с учетом известной зависимости эффективности [2, 4] для классической схемы перекрестного течения с полным перемешиванием теплоносителей

$$P_э = \frac{1}{\dfrac{1}{1-e^{-NTU_{2э}}} + \dfrac{R_э}{1-e^{-R_э \cdot NTU_{2э}}} - \dfrac{1}{NTU_{2э}}}; \quad (1)$$

$$t_{н_{2э}} = t_{н_{1э}} + P_э\left(t_{г_{1э}} - t_{н_{1э}}\right) \quad (2)$$

и

$$t_{г_{2э}} = t_{г_{1э}} - P_э R_э\left(t_{г_{1э}} - t_{н_{1э}}\right), \quad (3)$$

где "э"– индекс, обозначающий, что параметры определяются в элементе; "1" – вход среды, "2" – выход среды; "н" и "г" – нагреваемый и греющий теплоносители; R и NTU_2 – отношение расходных теплоемкостей и число единиц переноса теплоты к нагреваемому теплоносителю [3, 4],

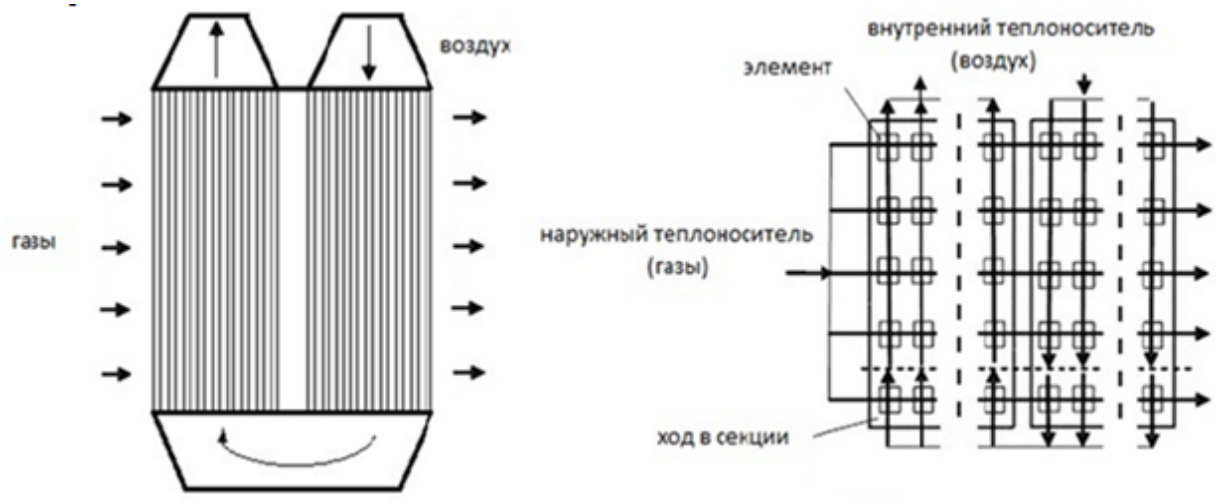
$$R = \frac{W_н}{W_г}, \; NTU_2 = \frac{K \cdot F}{W_н};$$

K и F – коэффициент и площадь теплопередачи; W – расходная теплоёмкость (эквивалент расхода, водяной эквивалент) теплоносителя.

Зависимости для определения локальных температур теплоносителей (средних в элементе)

$$\overline{t_{нэ}} = t_{н_{1э}} + \vartheta_{нэ}\left(t_{г_{1э}} - t_{н_{1э}}\right) \quad (4)$$

и



а *б*

Рис. 1 – Схема одной секции теплоутилизатора а – конструкция; б – расчётная схема

$$\overline{t_{\text{г}_\text{э}}} = t_{\text{г}_{1\text{э}}} - \vartheta_{\text{г}_\text{э}}\left(t_{\text{г}_{1\text{э}}} - t_{\text{н}_{1\text{э}}}\right); \quad (5)$$

$$\vartheta_{\text{н}_\text{э}} = P_\text{э} \cdot \left(\frac{1}{1-e^{-NTU_{2_\text{э}}}} - \frac{1}{NTU_{2_\text{э}}}\right) \quad (6)$$

и

$$\vartheta_{\text{г}_\text{э}} = P_\text{э} \cdot \left(\frac{R_\text{э}}{1-e^{-R_\text{э}\cdot NTU_{2_\text{э}}}} - \frac{1}{NTU_{2_\text{э}}}\right). \quad (7)$$

По этим температурам определяются средние температуры теплоносителей во всем аппарате, чем решается известная проблема с их нахождением, а также – их средней разности.

Для противоточной схемы провести последовательный расчет теплообменника по элементам не представляется возможным. Уточнение происходит одновременно для всех элементов и дополнительно – температур и давлений теплоносителей на входе в каждый элемент и на выходе из всего аппарата, используется интервально-итерационный метод.

На основе предложенной методики была разработана расчетная программа. В целях расчета табличные данные свойств составляющих уходящих газов из [10] были аппроксимированы в виде формул. Теплофизические свойства смеси газов (теплопроводность, динамическая вязкость) определялись по методике из [6]. Программа учитывает наличие загрязнений и отложений на поверхностях и эксплуатационную шероховатость.

С помощью разработанной программы были проведены расчеты традиционного двухходового утилизатора с 16 последовательными рядами труб из стали 20 диаметром 57 мм в каждом ходу. При расчетах использовались экспериментальные данные по замерам температуры газов после регенераторов в период одного цикла дутья (0…6600 с), которая менялась от 104 до 400 °С. При значениях температуры, соответствующих отдельному временному шагу τ рассчитывалась температура уходящих газов из теплообменника, нагретого воздуха и рекуперированная тепловая мощность $Q(\tau)$. Для более точного определения рекуперированной теплоты за весь период дутья с помощью метода наименьших квадратов аппроксимирована зависимость тепловой мощности от времени. Общая рекуперированная теплота определялась как интеграл от аппроксимированной тепловой мощности по всему времени дутья $\tau_\text{д}$.

$$Q_\text{р} = \int_0^{\tau_\text{д}} Q(\tau)d\tau. \quad (8)$$

Результаты расчёта приведены на рис. 2.

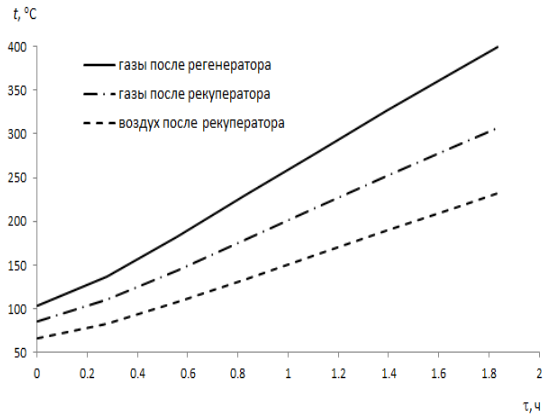


Рис. 2 – Результаты расчёта теплоутилизатора

Данный расчёт относится к режиму работы рекуператора, когда каждая секция включена параллельно и относится отдельно к своему регенератору. В большинстве случаев утилизатор включен в общий газоход после всех регенераторов, которые работают попеременно. В этом случае рекуператор работает относительно в стационарном режиме.

Обсуждение результатов

В результате расчёта рекуператора, соответствующему режиму работы на рис. 2 получено, что воздух подогревается за цикл в среднем с 26 до 144 °С за цикл, рекуперированная (утилизированная) теплота составила 15083 МДж. В режиме, когда рекуператор включён в общий газоход для всех регенераторов средняя температура отходящих газов после регенераторов – 246,2 °С, подогреваемого воздуха – 143 °С, рекуперированная (утилизированная) теплота за цикл – 14944 МДж. При сравнении результатов видно, что они практически совпадают. В первом случае утилизатор работает в нестационарном режиме, что будет вносить определенные погрешности. Однако на уменьшение этих погрешностей влияет длительность цикла и периодичность работы рекуператора (квазистационарный режим).

Экономия смеси доменного и коксового газа составила 3655 м^3/цикл.

Такой же анализ можно провести и для подобного рекуператора-утилизатора, установленного в системе [6], который подогревает газы (топливо), идущие в регенераторы на сжигание.

Выводы

Созданные уточненные математические модели, методики и алгоритмы для расчета и анализа сложных теплообменных аппаратов систем утилизации теплоты дают возможность определить фактическую работоспособность аппаратов на различных режимах с учетом факторов эксплуатации. Предложенные методы позволяют повысить их эффективность и ресурс, проводить анализ их влияния на работу установок и систем, и на их технико-экономические показатели, уменьшить негативное влияние высокотемпературных энерготехнологических процессов на окружающую среду.

Список литературы

1 **Пиир, А. Э.** Итоги экспериментальных и теоретических исследований пучков из биметаллических ребристых труб [Текст] / **А. Э. Пиир, В. Б. Кунтыш** // Тепломассообмен. – ММФ-2004: V Мин. междунар. форум, 24–28 мая 2004 г. : тезисы докл. – Минск, 2004. – Т. 2.– С. 317–318.

2 **Кейс, В. М.** Компактные теплообменники [Текст] / **В. М. Кейс, А. Л. Лондон** ; пер. с англ. В.Я. Сидорова ; под ред. Ю.В. Петровского. – М. : Энергия, 1967. – 223 с.

3 **Galushcak, I. V.** Numerical Investigation of Heat Transfer to a Tube with Pushed Spiral-Tape Finning under a Transverse Flow of Gases [Text] / **I. V. Galushcak, V. Ya.Gorbatenko, A. A. Shevelev** // Thermal Engineering.– 2012. – Vol. 59, N 1. – P. 70–74. – ISSN 0040-6015.

4 Справочник по теплообменникам [Текст] : в 2 т. / [пер. с англ. и под ред. Б. С. Петухова, В. К. Шикова]. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – Т. 1. – 560 с.

5 **Каневец, Г. Е.** Введение в автоматизированное проектирование теплообменного оборудования [Текст] / **Г. Е. Каневец, И. Д. Зайцев, И. И. Головач**. – Киев : Наук. думка, 1985. – 232 с.

6 **Грес, Л. П.** Энергосбережение при нагреве доменного дутья [Текст] : моногр. / **Л. П. Грес**. – Днепропетровск : Пороги, 2004. – 209 с.

7 **Улахович, В. А.** Выплавка чугуна в мощных металлургических печах. [Текст] / **В. А. Улахович.** –М. : Металлургия, 1991. – 172 с.

8 **Ганжа, А. М.** Комп'ютерне моделювання процесів у складних теплообмінних апаратах [Текст] / **А. М. Ганжа, Н. А. Марченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Системній аналіз, управління та інформаційні технології. – Харків : НТУ «ХПІ», 2010. – № 9. – С. 113–120. – ISSN 2079-0023.

9 **Gaddis, E. S.** Exchange Temperature Distribution and Heat in Multi-Pass Shell-and-Tube Exchangers with Baffles [Text] / **E. S. Gaddis, E. U. Schlünder** // Heat Transfer Eng. – 1979. – Vol. 1, No. 1. – P. 43–52.

10 **Казанцев, Е. И.** Промышленные печи: справочное пособие для расчётов и проектирования [Текст] / **Е. И. Казанцев**. – М. : Металлургия, 1975. – 368 с.

Bibliography (transliterated)

1 **Piir, A. Je.** (2004), "The results of experimental and theoretical investigations of the beams bimetallic finned tubes", *Teplomassoobmen – MMF-2004* [Heat and Mass Transfer - IDF 2004], *V Min. mezhdunar. Forum* [V Min. Intern. forum], Minsk, Belarus, 24-28 May 2004, vol. 2, pp. 317–318.

2 **Kejs, V. M. and London, A. L.** (1967), *Kompaktnye teploobmenniki* [Compact Heat exchangers], Translated by Sidorova, V.Ja., in Petrovskogo, Yu.V. (ed.), Jenergija, Moscow, Russia.

3 **Galushcak, I. V., Gorbatenko, V. Ya. and Shevelev, A. A.** (2012), "Numerical Investigation of Heat Transfer tu a Tube with Pushed Spiral-Tape Finning under a Transverse Flow of Gases", *Thermal Engineering*, vol. 59, no. 1, pp. 70–74.

4 Spravochnik po teploobmennikam: v 2 t [Handbook of heat exchangers: in 2 volumes], Translated by Petuhova, B. S., in **Shikova, V. K.** (ed.), Jenergoatomizdat, Moscow, Russia.

5 **Kanevec, G. E., Zajcev, I. D. and Golovach, I. I.** (1985), *Vvedenie v avtomatizirovannoe proektirovanie teploobmennogo oborudovanija* [Introduction to computer-aided design of heat exchange equipment], Nauk. dumka, Kiev, Ukraine.

6 **Gres, L. P.** (2004), *Jenergosberezhenie pri nagreve domennogo dut'ja* [Energy savings in heating blast air], Porogi, Dnepropetrovsk, Ukraine.

7 **Ulahovich, V.A.** (1991), *Vyplavka chuguna v moshhnyh metallurgicheskih pechah* [Smelting iron in high-power metallurgical furnaces], Metallurgija, Moscow, Russia.

8 **Hanzha, A. M. and Marchenko, N. A.** (2010), "Computer modeling of processes in complex heat exchangers", *Vestnyk Natsyonal'noho tekhnycheskoho unyversyteta "Khar'kovskyy polytekhnycheskyy ynstytut" : sb. nauch. trudov : tematycheskyy vыpusk "Systemny analyz, upravlenye y ynformatsyonnыe tekhnolohyy",* no. 9, pp. 113–120.

9 **Gaddis, E. S. and Schlünder, E. U.** (1979), "Exchange Temperature Distribution and Heat in Multi-Pass Shell-and-Tube Exchangers with Baffles", *Heat Transfer Eng.,* vol. 1, no. 1, pp. 43–52.

10 **Kazancev, E. I.** (1975), *Promyshlennye pechi: spravochnoe posobie dlja raschetov i proektirovanija* [Industrial furnaces: a handbook for calculations and design], Metallurgija, Moscow, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

Ганжа Антон Николаевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры теплотехники и энергоэффективных технологий, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: ganzha_371@ukr.net, ORCID ID 0000-0003-3967-2421.

Ganzha Anton – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Thermal Engineering and Energy Efficient Technologies, National of Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Заец Елена Николаевна – аспирант кафедры теплотехники и энергоэффективных технологий, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина, Lena_vusyk@mail.ru ORCID ID 0000-0003-0562-9548.

Zaiets Olena – post-graduate student of the Department of Thermal Engineering and Energy Efficient Technologies, National of Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Подкопай Виктория Николаевна – младший научный сотрудник кафедры теплотехники и энергоэффективных технологий, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина, vtpodk@gmail.com, ORCID ID 0000-0002-0212-1290

Pidkopai Viktoriia – Junior Researcher of the Department of Thermal Engineering and Energy Efficient Technologies, National of Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Марченко Наталья Андреевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры системного анализа и управления, г. Харьков, Украина

Marchenko Natalia – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent of the department of Systems analysis and management, National of Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Ганжа, А. Н. Анализ эффективности теплообменников-утилизаторов теплоты энерготехнологических комплексов и агрегатов [Текст] / **А. Н. Ганжа, Е. Н. Заец, В. Н. Подкопай, Н. А. Марченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 56–60. – Бібліогр. : 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.08.

Please cite this article as:

Ganzha, A., Zaiets, O., Pidkopai, V. and Marchenko, N. (2016), "Analysis of the Efficiency of Heat-Exchangers – Heat Recovery Units for Energy Technology Systems and Units", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 56–60, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.08.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Ганжа, А. М. Аналіз ефективності теплообмінників-утилізаторів теплоти енерготехнологічних комплексів та агрегатів [Текст] / **А. М. Ганжа, О. М. Заєць, В. М. Підкопай, Н. А. Марченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 56–60. – Бібліогр. : 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.08.

АНОТАЦІЯ *Створено уточнені математичні моделі, методики та алгоритми для розрахунку і аналізу складних теплообмінних апаратів систем утилізації теплоти енерготехнологічних процесів. Вони дають можливість визначити фактичну працездатність рекуператорів на різних режимах з урахуванням факторів експлуатації. Уточнені методи і засоби дозволяють підвищити ефективність і ресурс рекуператорів, проводити аналіз їх впливу на роботу і техніко-економічні показники системи, зменшити витрати паливно-енергетичних і матеріальних ресурсів та негативний вплив високотемпературних енерготехнологічних процесів на навколишнє середовище.*

Ключові слова: *теплообмінні апарати, утилізація теплоти, енерготехнологічні процеси, паливно-енергетичні ресурси, фактори експлуатації.*

Поступила (received) 17.01.2016

УДК 536.2 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.09**

В. А. ЯЧМЕНЁВ, В. В. НИКОЛЕНКО

РАСЧЁТ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ В СОСТАВНОМ ПОЛУБЕСКОНЕЧНОМ ТЕЛЕ С УЧЁТОМ ОБОБЩЁННОГО ЗАКОНА ФУРЬЕ

АННОТАЦИЯ *Рассматривается задача расчёта температурных полей в составном полубесконечном теле. В качестве модели принято уравнение теплопроводности с дробной производной, которая учитывает нелокальность тепловых процессов по времени. На границе полосы и полупространства предполагается идеальный тепловой контакт. Задача решена с помощью преобразования Лапласа. На основании тауберовых теорем получено асимптотическое решение для малых времён. Решение записано в виде обобщённых рядов.*
Ключевые слова: *уравнение теплопроводности, дробная производная, идеальный тепловой контакт, прямое и обратное преобразование Лапласа, функции Маинарди.*

V. YACHMENEV, V. NIKOLENKO

CALCULATION OF TEMPERATURE FIELDS FOR THE COMPOUND SEMI-INFINITE SOLID TAKING INTO CONSIDERATION GENERALIZED FOURIER LAW

ABSTRACT *Temperature fields in extended solids and the solids that have symmetry can be described with a high degree of accuracy by one-dimensional heat conduction equation. In this scientific paper the half-space with the layer is simulated using one-dimensional compound bar and consideration is given to the problem of calculation of temperature fields in the compound semi-infinite bar the finite and semi-infinite parts of which have different thermal physical parameters. The heat conduction equation with the fractional derivative in time that takes into account the nonlocality of thermal processes in time is taken as a mathematical model. Lateral surfaces of the compound bar are assumed to be heat isolated and one of the ends of its restricted part maintains the constant temperature. It is assumed that the ideal thermal contact is available at the boundary of bounded and semi-infinite parts of the bar. The solution of initial value-boundary value problem is based on the use of direct and inverse Laplace transformations. The representation of obtained solution in images presents some difficulties. This paper describes the asymptotic analysis of the solution provided that the orders of fractional derivatives in both parts are equal and the variable s of Laplace transformations tends to infinity. In this case the inverse Laplace transformation was obtained using the so-called Mainardi functions. Based on tauberian theorems we can state that the obtained solution can only be used for short times and it is represented as definite integrals of Mainardi functions or generally speaking as generalized power series. In this form it can easily be used for engineering calculations.*
Key words: *heat conduction equation, fractional derivative, ideal thermal contact, direct and inverse Laplace transformation, and the Mainardi function.*

Введение

Высокая температура газа перед турбиной оказывает негативное влияние на её конструктивные элементы. В результате нестационарных процессов нагрева-охлаждения в деталях турбин возникают зоны с большими температурными градиентами, что приводит к появлению больших температурных напряжений и, в конечном счёте, может привести к появлению трещин в лопатках и даже их разрушению.

Для борьбы с этими явлениями ведутся разработки новых материалов, в том числе материалов обладающих сложной внутренней структурой. Под сложной структурой мы понимаем фрактальную структуру или свойство нелокальности, т.е. свойство «памяти».

Известно, например, что покрытие из графена существенно изменяет теплопроводные свойства покрываемого материала.

Внедрение в различных отраслях промышленности новых материалов, в том числе, обладающих фрактальной структурой и эффектами памяти, привело к созданию новых математических моделей для описания процессов теплопроводности в этих материалах.

Учёт фрактальности структуры или нелокальной временной зависимости между тепловым потоком и градиентом температуры приводит к дифференциальному уравнению теплопроводности с дробными производными [1].

При выводе классического уравнения теплопроводности [2]

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a^2 \frac{\partial^2 T}{\partial x^2},$$

где $a^2 = \dfrac{\lambda}{c\rho}$ – коэффициент температуропроводности; λ – коэффициент теплопроводности; ρ – плотность, использовался закон Фурье, который задаётся линейной зависимостью между вектором теплового потока $\overline{q}(t)$ и градиентом температур $\overline{q}(t) = -\lambda \operatorname{grad} T(t)$.

В данной работе мы будем рассматривать дифференциальные уравнения с дробной производной по времени вида

© В. А. Ячменёв, В. В. Николенко, 2016

$$\frac{\partial^\alpha T}{\partial t^\alpha} = a^2 \frac{\partial^2 T}{\partial t^2},$$

которые получены благодаря обобщению закона Фурье, позволяющему учитывать нелокальность тепловых процессов

$$\overline{q}(t) = -\frac{\lambda}{\Gamma(\alpha)} \frac{\partial}{\partial t} \int_0^t (t-\tau)^{\alpha-1} \operatorname{grad} T(t) d\tau,$$

$$0 < \alpha \le 1.$$

При выводе уравнения с дробной производной учтено, что

$$\frac{\partial^\alpha T}{\partial t^\alpha} = \frac{1}{\Gamma(1-\alpha)} \int_0^1 (t-\tau)^{-\alpha} \frac{\partial T(x,\tau)}{\partial \tau} d\tau,$$

$$0 < \alpha < 1$$

и является производной в смысле Капуто, а $\Gamma(z)$ – гамма-функция Эйлера [3].

Цель работы

Рассмотрим систему, состоящую из ограниченного и полубесконечного стержней, имеющих различные теплофизические постоянные и предположим, что боковые поверхности стержней теплоизолированны (рис. 1), а на одном из концов ограниченного стержня поддерживается постоянная температура [3].

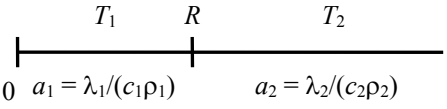


Рис. 1 – Составной стержень и его теплофизические постоянные

Цель работы состоит в определении температурных полей в составном стержне.

Изложение основного материала

Будем считать, что температурное поле описывается уравнениями с дробными по времени производными [4, 5]

$$\frac{\partial^\alpha T_1(x,t)}{\partial t^\alpha} = a_1^2 \frac{\partial^2 T_1(x,t)}{\partial x^2}, \quad (1)$$

$$0 < x < R, \quad 0 < \alpha < 1,$$

$$\frac{\partial^\beta T_2(x,t)}{\partial t^\beta} = a_2^2 \frac{\partial^2 T_2(x,t)}{\partial x^2}, \quad (2)$$

$$R < x < \infty, \quad 0 < \beta < 1$$

с начальными условиями

$$T_1(x,0) = 0, \quad T_2(x,0) = 0, \quad (3)$$

граничными условиями

$$T_1(0,\tau) = T_0 = \text{const}, \quad \lim_{x\to\infty} T_2(x,\tau) = 0, \quad (4)$$

а также условиями идеального теплового контакта при $x = R$

$$T_1(R,\tau) = T_2(R,\tau), \quad (5)$$

$$\lambda_1 \left.\frac{\partial T_1(x,\tau)}{\partial x}\right|_{x=R} = \lambda_2 \left.\frac{\partial T_2(x,\tau)}{\partial x}\right|_{x=R}. \quad (6)$$

Для решения задачи воспользуемся операционным методом и перейдём к изображениям Лапласа. Уравнения (1), (2) с учётом начальных условий приобретают вид

$$\frac{\partial^2 T_1^*(x,s)}{\partial x^2} - \frac{s^\alpha}{a_1^2} T_1^*(x,s) = 0, \quad (7)$$

$$\frac{\partial^2 T_2^*(x,s)}{\partial x^2} - \frac{s^\beta}{a_2^2} T_2^*(x,s) = 0. \quad (8)$$

Здесь также учтено, что

$$L\left\{\frac{\partial^\alpha u(x,t)}{\partial t^\alpha}\right\} = s^\alpha U^*(x,s) - \sum_{i=0}^{n-1} s^{\alpha-i-1} u^{(i)}(x,0),$$

$$n-1 < \alpha \le n.$$

Здесь символом «*» отмечено изображение Лапласа функции $u(x,t)$. Уравнения (7), (8) являются обыкновенными дифференциальными уравнениями относительно изображений $T^*(x,s)$ и их решения имеют вид:

$$T_1^*(x,s) = C_1 \exp\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1} x\right) + C_2 \exp\left(-\frac{s^{\alpha/2}}{a_1} x\right),$$

$$T_2^*(x,s) = D_1 \exp\left(\frac{s^{\beta/2}}{a_2} x\right) + D_2 \exp\left(-\frac{s^{\beta/2}}{a_2} x\right),$$

где C_1, C_2, D_1, D_2 – произвольные постоянные.

Учитывая граничное условие $T_1(0,\tau) = T_0$ и условие на бесконечности, получим

$$C_2 = \frac{T_0}{s} - C_1, \quad D_1 = 0.$$

Далее, удовлетворяя условием идеального теплового контакта (5), (6) приходим к системе линейных алгебраических уравнений относительно неизвестных пока C_1 и D_2

$$\begin{cases} 2\operatorname{sh}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1} R\right) C_1 - \exp\left(-\frac{s^{\beta/2}}{a_2} R\right) D_2 = -\frac{T_0}{s} \exp\left(-\frac{s^{\alpha/2}}{a_1} R\right), \\ \frac{2\lambda_1 s^{\alpha/2}}{a_1} \operatorname{ch}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1} R\right) C_1 + \frac{\lambda_2 s^{\beta/2}}{a_2} \exp\left(-\frac{s^{\beta/2}}{a_2} R\right) D_2 = -\frac{s^{\alpha/2} T_0 \lambda_1}{s a_1} \exp\left(-\frac{s^{\alpha/2}}{a_1} R\right). \end{cases}$$

Решение системы получим с помощью формул Крамера

$$C_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta}, \quad D_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta},$$

где

$$\Delta = \begin{vmatrix} 2\mathrm{sh}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right) & -\exp\left(-\frac{s^{\beta/2}}{a_2}R\right) \\ 2a_2\lambda_1 s^{\alpha/2}\mathrm{ch}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right) & a_1\lambda_2 s^{\beta/2}\exp\left(-\frac{s^{\alpha/2}}{a_2}R\right) \end{vmatrix},$$

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} -\frac{T_0}{s}\exp\left(-\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right) & \exp\left(-\frac{s^{\alpha/2}}{a_2}R\right) \\ \frac{-s^{\alpha/2}T_0\lambda_1 a_2}{s}\exp\left(\frac{-s^{\alpha/2}}{a_1}R\right) & a_1\lambda_2 s^{\beta/2}\left(\frac{-s^{\alpha/2}}{a_2}R\right) \end{vmatrix},$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} 2\mathrm{sh}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right) & -\frac{T_0}{s}\exp\left(-\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right) \\ 2a_2\lambda_1 s^{\alpha/2}\mathrm{ch}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right) & \frac{-s^{\alpha/2}T_0\lambda_1 a_2}{s}\exp\left(\frac{-s^{\alpha/2}}{a_1}R\right) \end{vmatrix}.$$

Решая систему, получим

$$C_2 = \frac{T_0}{s}\left[\lambda_1\left(a_2 s^{\alpha/2} - a_1 s^{\beta/2}\right)\exp\left(-\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right)\right]\left[a_1\lambda_2 s^{\beta/2}\mathrm{sh}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right) + a_2\lambda_1 s^{\alpha/2}\mathrm{ch}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right)\right]^{-1},$$

$$D_2 = \frac{T_0}{s}\left[s^{\alpha/2}\lambda_1\left(a_1\mathrm{sh}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right) + a_2\mathrm{ch}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right)\right)\right]\left[a_1\lambda_2 s^{\beta/2}\mathrm{sh}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right) + a_2\lambda_1 s^{\alpha/2}\mathrm{ch}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right)\right]^{-1}.$$

Отсюда

$$C_2 = \frac{T_0}{s} - \frac{T_0}{s}\left[\lambda_1\left(a_2 s^{\alpha/2} - a_1 s^{\beta/2}\right)\exp\left(-\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right)\right]\left[a_1\lambda_2 s^{\beta/2}\mathrm{sh}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right) + a_2\lambda_1 s^{\alpha/2}\mathrm{ch}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right)\right]^{-1}.$$

Таким образом, решение в изображениях имеет вид

$$T_1^* = \frac{2\lambda_1 T_0}{s}\left(a_2 s^{\alpha/2} - a_1 s^{\beta/2}\right)\exp\left(-\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right)\mathrm{sh}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_2}x\right)\left[a_1\lambda_2 s^{\beta/2}\mathrm{sh}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right) + a_2\lambda_1 s^{\alpha/2}\mathrm{ch}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right)\right]^{-1} + \frac{T_0}{s}\exp\left(-\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}x\right).$$

$$T_2^* = \left(s^{\alpha/2}\lambda_1\left[a_1\mathrm{sh}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right) + a_2\mathrm{ch}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right)\right]\exp\left(-\frac{s^{\beta/2}}{a_2}x\right)\right)\left[a_1\lambda_2 s^{\beta/2}\mathrm{sh}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right) + a_2\lambda_1 s^{\alpha/2}\mathrm{ch}\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right)\right]^{-1}\frac{T_0}{s}.$$

Обращение полученных выражений представляет значительные трудности и требует привлечения численных методов [6, 7].

В этой связи рассмотрим асимптотическое поведение решений при $t \to 0$. Далее воспользуемся тем фактом, что поведение изображения $U^*(x,s)$ на бесконечности ($s \to \infty$) определяет асимптотическое поведение решения $u(x,t)$ вблизи нуля. Любое подобное соотношение между $U^*(x,s)$ и $u(x,t)$ называется тауберовой теоремой. Учитывая сказанное, имеем

$$\mathrm{sh}\left(\frac{R}{a_1}s^{\alpha/2}\right) = \frac{1}{2}\exp\left(\frac{R}{a_1}s^{\alpha/2}\right)\left(1 - \exp\left(-\frac{2R}{a_1}s^{\alpha/2}\right)\right)$$

и, следовательно,

$$\mathrm{sh}\left(\frac{R}{a_1}s^{\alpha/2}\right) \approx \frac{1}{2}\exp\left(\frac{R}{a_1}s^{\alpha/2}\right)$$

при $s \to \infty$.

Аналогичное соотношение справедливо и для гиперболического косинуса.

Таким образом, для больших значений переменной преобразования s имеем приближенные выражения для T_1^* и T_2^*:

$$T_1^* = \frac{T_0}{s}2\lambda_1\left(a_2 s^{\alpha/2} - a_1 s^{\beta/2}\right)\exp\left(-\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}R\right)\exp\left(\frac{s^{\alpha/2}}{a_2}x\right)\left[a_1\lambda_2 s^{\beta/2} + a_2\lambda_1 s^{\alpha/2}\right]^{-1} + \frac{T_0}{s}\exp\left(-\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}x\right), \quad (9)$$

$$0 < x < R.$$

$$T_2^* = \frac{T_0}{s}\lambda_1\left(a_1 + a_2\right)s^{\alpha/2}\exp\left(-\frac{s^{\alpha/2}}{a_2}x\right)\left[a_1\lambda_2 s^{\beta/2} + a_2\lambda_1 s^{\alpha/2}\right]^{-1}, \; R < x < \infty. \quad (10)$$

И, наконец, в частном случае, когда $\alpha = \beta$ выражения (9) и (10) приобретают вид

$$T_1^*(x,s)=\frac{T_0}{s}\exp\left(-\frac{s^{\alpha/2}}{a_1}x\right)+\frac{2T_0\lambda_1(a_2-a_1)}{s(a_1\lambda_2+a_2\lambda_1)}\exp\left(-\frac{(2R-x)s^{\alpha/2}}{a_1}\right),\ 0<x<R, \tag{11}$$

$$T_2^*(x,s)=\frac{T_0}{s}\frac{\lambda_2(a_1+a_2)}{a_1\lambda_2+a_2\lambda_1}\exp\left(-\frac{s^{\alpha/2}}{a_2}x\right),\ R<x<\infty. \tag{12}$$

Чтобы в выражениях (11), (12) перейти к оригиналам, заметим, что

$$L^{-1}\left\{\exp\left(-as^{\gamma}\right)\right\}=\frac{a\gamma}{t^{\gamma+1}}M\left(\gamma;at^{\gamma}\right),$$

где $M(\gamma;z)=\sum_{k=0}^{\infty}\frac{(-1)^k z^k}{k!\Gamma(-\gamma k+1-\gamma)}$,

и, кроме того,

$$L^{-1}\left\{\frac{F(s)}{s}\right\}=\int_0^t f(t)dt.$$

Тогда

$$T_1(x,t)=T_0\int_0^t\frac{\alpha x}{2a_1t^{\alpha/2+1}}M\left(\frac{\alpha}{2};\frac{t^{\alpha/2}}{a_1}x\right)dt+\frac{2T_0\lambda_1(a_2-a_1)}{a_1\lambda_2+a_2\lambda_1}\int_0^t\frac{\alpha}{2a_1}\frac{2R-x}{t^{\alpha/2+1}}M\left(\frac{\alpha}{2};\frac{t^{\alpha/2}}{a_1}(2R-x)\right)dt,$$

$$T_2(x,t)=\frac{T_0\lambda_2(a_1+a_2)}{a_1\lambda_2+a_2\lambda_1}\int_0^t\frac{\alpha x}{2a_2t^{\alpha/2+1}}M\left(\frac{\alpha}{2};\frac{t^{\alpha/2}}{a_2}x\right)dt.$$

Обсуждение результатов

С помощью методов операционного исчисления получено в замкнутом виде решение задачи аномальной теплопроводности, то есть получена возможность вычисления температур как в конечной, так и бесконечной части стержня. Численные результаты могут быть получены без применения сложных вычислительных алгоритмов, что представляется полезным в инженерных расчётах и могут быть применены при исследовании так называемых переходных процессов.

Выводы

В работе получено решение задачи аномальной теплопроводности в системе ограниченного и полуограниченного тел. В общем случае решение получено в изображениях Лапласа, обращение которого требует привлечения численных методов. Однако, в частном случае $\alpha = \beta$ решение для малых величин времени получено в аналитическом виде и представлено в виде степенных рядов или функций Маинарди.

Список литературы

1 **Самко, С. Г.** Интегралы и производные дробного порядка и некоторые их приложения [Текст] / **С. Г. Самко, А. А. Килбас, О. И. Маричев** // Наука и техника. – Минск, 1987. – С. 688.

2 **Лыков, А. В.** Теория теплопроводности [Текст] / А. В. Лыков. – М. : Высшая школа, 1967.

3 **Mainardi, F.** The fundamental solutions for the fractional diffusion wave equation [Text] / **F. Mainardi** // Appl. Math. Lett. – 1996. – № 9. – P. 23–28.

4 **Povstenko, Y.** Time-fractional heat conduction in an infinite medium with a spherical hole under Robin boundary condition [Text] / **Y. Povstenko** // Fract. Calc. Appl. Anal. – 2013. – № 16. – P. 356–369. – ISSN 1311-0454. – doi: 10.2478/s13540-013-0015-x.

5 **Povstenko, Y.** Fractional heat conduction in an infinite medium with a spherical inclusion. Entropy [Text] / **Y. Povstenko** // Fract. Calc. Appl. Anal. – 2013. – № 15. – P. 4122–4133. – ISSN 1311-0454. – doi: 10.2478/s13540-012-0021-4.

6 **Николенко, В. В.** Точное решение начально-краевой задачи для уравнения аномальной диффузии [Текст] / **В. В. Николенко, В. А. Ячменёв** // Труды XVII Международного симпозиума «Методы дискретных особенностей в задачах математической физики» (МДОЗМФ-2015). – Харьков ; Сумы, 2015. – № 1. – С. 185–187. – ISSN 978-966-285-223-3.

7 **Мейланов, Р. П.** Уравнение теплопроводности для сред с фрактальной структурой [Текст] / **Р. П. Мейланов, М. Р. Шабанова** // Современные наукоёмкие технологии. – 2007. – № 8. – С. 84–85.

Bibliography (transliterated)

1 **Samko, S. G., Kilbas A. A., Marichev O. I.** (1987), ″Integraly i proizvodnye drobnogo porjadka i nekotorye ih prilozhenija [Integrals and derivatives of fractional order, and some applications]″, Nauka i tehnika [Science and Technology], P. 688.

2 **Lykov, A. V.** (1967), Teorija teploprovodnosti [The theory of heat conduction], Vysshaja shkola, Moscow, Russia.

3 **Mainardi, F.** (1996), ″The fundamental solutions for the fractional diffusion – wave equation″, Appl. Math. Lett., no. 9, pp. 23–28.

4 **Povstenko, Y.** (2013), ″Time-fractional heat conduction in an infinite medium with a spherical hole under Robin boundary condition″, Fract. Calc. Appl. Anal., no. 16, pp. 356–369, ISSN 1311-0454, doi: 10.2478/s13540-013-0015-x.

5 **Povstenko, Y.** (2013), ″Fractional Heat Conduction in an Infinite Medium with a Spherical Inclusion. Entropy″, Fract. Calc. Appl. Anal., № 15, pp. 4122–4133, ISSN1311-0454, doi: 10.2478/s13540-012-0021-4.

6 **Nikolenko, V. V. and Yachmenev, V. A.** (2015), ″Tochnoe reshenie nachal'no-kraevoj zadachi dlja uravnenija anomal'noj diffuzii [The exact solution of the initial boundary value problem for the anomalous diffusion]″, Trudy HVII Mezhdunarodnogo simpoziuma «Metody diskretnyh osobennostej v zadachah matematicheskoj fiziki» (MDOZMF-2015) (Proceedings of the XVII International Symposium "Discrete singularities methods in mathematical physics" (DSMMPh-2015)расшифровать перевести на англ. язык), no 1, P. 185–187, ISSN 978-966-285-223-3

7 **Majlanov, R. P. and Shabanova, M. R.** (2007), ″Uravnenie teploprovodnosti dlja sred s fraktal'noj strukturoj [The heat equation for fractal structure medium]″, Sovremennye naukojomkie tehnologii [Modern high technologies], no. 8, P. 84–85.

Сведения об авторах (About authors)

Ячменёв Владимир Александрович – кандидат физико-математических наук, доцент, заведующий кафедрой математического анализа и методов оптимизации, Сумской государственный университет, г. Сумы, Украина; e-mail: vladyach@yandex.ru.

Yachmenev Vladimir – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Head of the Department of mathematical analysis and optimization methods, Sumy State University, Sumy, Ukraine.

Николенко Валентина Владимировна – старший преподаватель, кафедры математического анализа и методов оптимизации, Сумской государственный университет, г. Сумы, Украина; e-mail: valentina-nikolen@rambler.ru.

Nikolenko Valentina – lecturer of the Department of mathematical analysis and optimization methods, Sumy State University, Sumy, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Ячменёв, В. А. Расчёт температурных полей в составном полубесконечном теле с учётом обобщённого закона Фурье [Текст] / **В. А. Ячменёв, В. В. Николенко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 61–65. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.09.

Please cite this article as:

Yachmenev, V., Nikolenko, V. (2016), ″Calculation of Temperature Fields in a Composite Semi-infinite Body Taking Into Account the Generalized Fourier Law″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 61–65, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.09.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Ячменьов, В. О. Розрахунок температурних полів в складеному напівнескінченному тілі з урахуванням узагальненого закону Фур'є [Текст] / **В. О. Ячменьов, В. В. Ніколенко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 61–65. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.09.

АНОТАЦІЯ *Розглядається задача розрахунку температурних полів в складеному напівнескінченному тілі. В якості моделі прийнято рівняння теплопровідності з дробовою похідною, яка враховує нелокальність теплових процесів за часом. На кордоні смуги і півпростору передбачається ідеальний тепловий контакт. Задача розв'язана за допомогою перетворень Лапласа. На підставі тауберових теорем отримано асимтотичний розв'язок для малих інтервалів часу. Розв'язок записаний у вигляді узагальнених рядів.*

Ключові слова: *рівняння теплопровідності, дробова похідна, ідеальний тепловий контакт, пряме і обернене перетворення Лапласа, функції Маінарді.*

Поступила (received) 27.01.2016

УДК 621.311.25 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.10**

Д. И. КУХТИН, А. В. ЕФИМОВ, Т. В. ПОТАНИНА, Т. А. ГАРКУША

АНАЛИЗ МЕТОДОВ РАСЧЁТА СТРУКТУРНОЙ НАДЁЖНОСТИ СХЕМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЭНЕРГОБЛОКАХ АЭС

АННОТАЦИЯ *Рассмотрены методы расчёта надежности сложных технических систем, позволяющие определять вероятность безотказной работы оборудования энергоблоков АЭС: метод перебора состояний, методы минимальных путей и минимальных сечений, метод расчета надежности, основанный на разложении относительно «особого» элемента; метод построения «дерева отказов». Проведен сравнительный анализ методов расчета надежности, приведены формулы расчета вероятности безотказной работы элементов логико-структурных схем объектов исследования.*

Ключевые слова: *энергоблок, вероятность безотказной работы, дерево отказов, метод минимальных путей и минимальных сечений, метод перебора состояний.*

D. KUHTIN, A. YEFIMOV, T. POTANINA, T. GARKUSHA

ANALYSIS OF THE COMPUTING METHODS OF STRUCTURAL RELIABILITY OF PROCESS FLOW DIAGRAMS FOR THE POWER GENERATING UNITS OF NUCLEAR POWER PLANTS

ABSTRACT *This paper gives consideration to the methods used for the computation of the reliability of complicated engineering systems that allow us to specify the probability of failure-free operation of the equipment used by the power generating units of NPP, in particular the enumerating technique of states, the methods of minimal ways and minimal cross-sections, the reliability computing method based on the expansion of a relatively "special" elements, and the "fault tree" construction method. The reliability computing method based on the enumerating technique of states is grounded on the logic algebra tool and uses the computing methods of the reliability indices of series, parallel and combined connections in bridge circuits. When implementing the reliability computing method based on minimum ways and cross-sections minimum ways should be determined first. Then minimum cross-sections are determined, i.e. such options of element ways that in case of the failure of one element cause failure of the entire diagram in spite of the functionality of other ways. The reliability computing method based on the expansion of a relatively "special" element provides for the isolation of one ("special") element in the calculable system that is unconditionally faultless (the probability of the operable condition is equal to the unit) or unconditionally fault (the probability of the operable condition is equal to the zero). The analysis of the "fault tree" consists in the determination of such a combination of elements whose simultaneous failure results in the knot of tree, i.e. in the failure of the entire calculable system. In particular cases the set of elements is possible whose failure results in the failure of entire system. The knots of tree are the logic operations of an "AND" or "OR" type (that define the product or the sum of events).*

Key words: *power-generating unit, failure-free operation probability, fault tree, method of minimum ways and minimum cross-sections, and the enumerating technique of states.*

Введение

Вопросам анализа надёжности оборудования энергоблоков АЭС во всем мире, в том числе и в Украине, уделяется повышенное внимание. Для Украины это особенно важно в связи с тем, что большое количество энергоблоков, введенных в эксплуатацию в 70–80-е годы XX столетия, в настоящее время находятся на грани исчерпания первоначально установленного ресурса и требуют целой серии мероприятий, направленных на продление этого ресурса. В результате этого возрастает актуальность научных исследований, связанных с анализом надёжности объектов ядерной энергетики, а также возникает необходимость разработки новых и совершенствования существующих методов анализа статистической информации о функционировании элементов, подсистем и систем энергоблоков АЭС с целью определения параметров, характеризующих их функциональную надежность и работоспособность [1–7].

Цель работы

В настоящей статье рассмотрены вероятностные методы и подходы, которые могут быть применимы для расчета структурной надежности схем технологических процессов в энергоблоках АЭС.

Основная часть

Энергоблок АЭС является сложной технической системой, которая включает в себя десятки технологических и электротехнических систем, сотни единиц разнообразного оборудования, тысячи единиц арматуры и приборов контроля. В связи с этим, для эффективного применения вероятностных методов расчета показателей надежности отдельных систем и оборудования энергоблоков предварительно реализуется принцип декомпозиции, т.е. осуществляется разложение сложной системы на составные компоненты, части или узлы в зависимости от выполняемых ими функций, а за-

© Д. И. Кухтин, А. В. Ефимов, Т. В. Потанина, Т. А. Гаркуша, 2016

тем строятся их логико-структурные (так называемые мостиковые) схемы, состоящие из элементов и цепей (путей). Такие логико-структурные схемы являются, в известной мере, информационно-расчетными аналогами технологических схем функциональных систем и оборудования энергоблоков АЭС, надежность которых определяется. На рис. 1 представлен пример логико-структурной схемы, которая может рассматриваться, как некоторый аналог участка технологической схемы ниток трубопроводов подвода питательной воды к парогенераторам в системе регенерации высокого давления энергоблока двухконтурных АЭС.

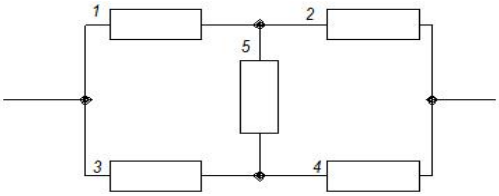


Рис. 1 – Мостиковая схема участка технологической системы подвода питательной воды к парогенераторам АЭС:
элементы «1», «2», «3», «4» – отдельные участки трубопроводов с арматурой; элемент «5» – перемычка между ними

Рассмотрим алгоритмы и эффективность применения различных методов расчета надежности систем и оборудования энергоблоков АЭС по критерию вероятности безотказной работы на основе использования мостиковых схем [8–9].

Метод расчета надежности, основанный на переборе состояний, базируется на аппарате алгебры логики и использует методы расчета показателей надежности последовательных, параллельных и смешанных соединений в мостиковых схемах (рис. 1).

Этот метод предусматривает два этапа процесса расчета надежности:

- выявление множества возможных состояний рассчитываемой системы;
- расчёт вероятностей этих состояний.

На первом этапе определяются состояния, отвечающие работоспособному и неработоспособному состояниям рассчитываемой системы. Каждое из этих состояний характеризуется набором элементов, которые могут находиться, как в рабочем состоянии, так и в состоянии отказа. При независимых отказах вероятность каждого состояния определяется произведением вероятностей нахождения элементов в тех или иных состояниях.

Вероятность работоспособного состояния системы (вероятность ее безотказной работы p и вероятность ее отказа q) определяется следующим образом:

$$p = \sum_{j=1}^{m}\left[\prod_{l_j} p_l \prod_{k_j} q_k\right];\ q = 1 - \sum_{j=1}^{m}\left[\prod_{l_j} p_l \prod_{k_j} q_k\right], \quad (1)$$

где m – общее количество работоспособных состояний, в каждом из которых число исправных элементов равно l_j, а количество вышедших из строя элементов – k_j.

Для анализа всех возможных вариантов состояний рассчитываемой системы составляется таблица, в которую вносятся все возможные варианты состояний элементов (табл. 1). В этой таблице знаком «+» отмечается работоспособное состояние каждого из элементов системы (схемы) и знаком «–» – неработоспособное состояние. В каждом из j состояний системы комбинация работоспособных элементов, помеченных знаком «+» в таблице, обеспечивает с точки зрения технологического процесса подвода питательной воды в парогенератор АЭС (рис. 1), несмотря на отказ остальных элементов.

Таблица 1 – Возможные работоспособные состояния схемы участка системы подвода питательной воды к парогенераторам АЭС

Номер j состояния системы	Состояние элементов	Вероятность p_i состояния системы
1	+ + + + +	$p_1p_2p_3p_4p_5$
2	– + + + +	$q_1p_2p_3p_4p_5$
3	+ – + + +	$p_1q_2p_3p_4p_5$
4	+ + – + +	$p_1p_2q_3p_4p_5$
5	+ + + – +	$p_1p_2p_3q_4p_5$
6	+ + + + –	$p_1p_2p_3p_4q_5$
7	– + – + +	$q_1p_2q_3p_4p_5$
8	– + + – +	$p_1p_2p_3p_4p_5$
9	– + + + -	$q_1p_2p_3p_4q_5$
10	+ – – + +	$p_1q_2q_3p_4p_5$
11	+ – + – +	$p_1q_2p_3q_4p_5$
12	+ – + + -	$p_1q_2p_3p_4q_5$
13	+ + – + –	$p_1p_2q_3p_4q_5$
14	+ + + – –	$p_1p_2p_3q_4q_5$
15	– + – + –	$q_1p_2q_3p_4q_5$
16	+ – + – –	$p_1q_2p_3q_4q_5$

Для упрощения вычислений часто предполагают, что вероятности безотказной работы всех элементов системы одинаковы и для примера, приведённого на рис. 1, соответственно равны $p_i = p, i = \overline{1,5}$, а вероятности их отказов соответственно равны $q_i = q, i = \overline{1,5}$.

После выполнения прямого перебора возможных работоспособных состояний, суммируются значения вероятностей p_j этих состояний, и находится искомая вероятность безотказной рабо-

ты рассчитываемой системы

$$p = p^5 + 5p^4q + 8p^3q^2 + 2p^2q^3 . \quad (2)$$

Определённый интерес представляет метод расчета надежности систем, который базируется на понятии минимальных путей и сечений. В этом методе множество элементов, при нормальной работе которых система работоспособна, а отказ любого из этих элементов приводит к отказу системы, называется минимальным путем. Под минимальным сечением понимается множество элементов, отказ которых приводит к отказу системы, но работоспособное состояние любого из них обеспечивает работоспособное состояние системы при условии работоспособности элементов, не входящих в данное минимальное сечение. Рассчитываемая система может иметь несколько минимальных путей и минимальных сечений. Необходимо отметить, что данный метод не дает точных значений показателей надежности (вероятности безотказной работы), а дает значения «верхней» и «нижней» границ диапазона их изменений. Однако, во многих случаях, особенно для некоторых специфических систем, подобных оценок оказывается достаточно для практических расчетов.

В процессе реализации метода расчета надежности, основанного на минимальных путях и сечениях, сначала определяются минимальные пути. Например, для схемы, представленной на рис. 1, множество возможных путей, составленных из элементов системы, (рис. 2) следующие: *{1-3}, {5-4}, {1-2-4}, {5-2-3}, {1-3-4}, {5-4-3}, {1-5-3}, {1-5-4}, {5-2-4}, {1-2-3}, {1-5-2-4}, {1-5-2-3}, {1-2-3-4}, {5-2-3-4}, {1-3-5-4}, {1-5-2-3-4}*. Из них минимальными являются пути: *1-3, 5-4, 1-2-4, 5-2-3*. Количество минимальных путей равно четырем.

Вероятность безотказной работы соединения элементов, входящих в минимальные пути, даёт «верхнюю» оценку вероятности безотказной работы всей схемы, представленной на рис. 2

$$p_{\text{В}} = 1-(1-p_1p_3)(1-p_5p_4)\times$$
$$\times(1-p_1p_3p_4)(1-p_2p_3p_5) . \quad (3)$$

Затем определяются минимальные сечения, то есть такие варианты путей элементов, которые при отказе всех элементов одного пути дают отказ всей схемы, несмотря на работоспособность остальных путей. Набор минимальных сечений для схемы, показанной на рис. 1, представлен на рис. 3.

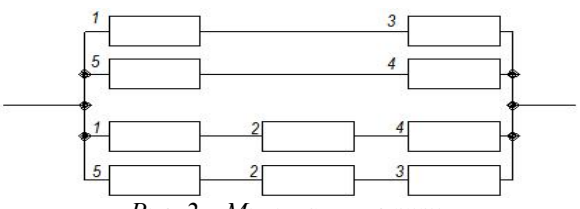


Рис. 2 – Минимальные пути для мостиковой схемы на рис. 1

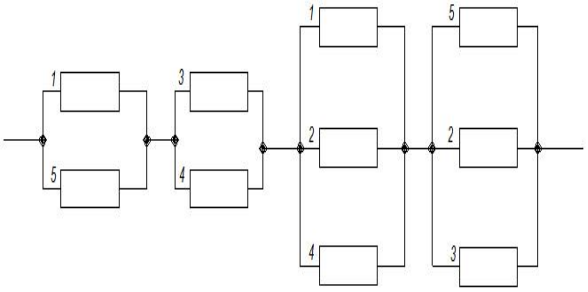


Рис. 3 – Минимальные сечения для мостиковой схемы на рис. 1

Вероятность безотказной работы набора минимальных сечений дает «нижнюю» оценку вероятности безотказной работы всей схемы

$$p_{\text{Н}} = (1-q_1q_5)(1-q_3q_4)\times$$
$$\times(1-q_1q_2q_4)(1-q_2q_3q_5) . \quad (4)$$

Согласно методу минимальных путей и сечений, средняя оценка вероятности безотказной работы рассматриваемого соединения при заданных значениях показателей надежности его элементов находится в пределах $p_{\text{Н}} \le p_{\text{С}} \le p_{\text{В}}$.

Метод расчёта надёжности, основанный на разложении относительно «особого» элемента, предусматривает выделение в рассчитываемой системе одного («особого») элемента, который безусловно исправен (вероятность работоспособного состояния равна единице) или безусловно неисправен (вероятность работоспособного состояния равна нулю). В мостиковой схеме, представленной на рис. 1, таким «особым» элементом может являться перемычка «5».

В случае, когда элемент «5» безусловно исправен, получается схема (рис. 4), для которой вероятность безотказной работы равна

$$p = \left[1-(1-p_1)(1-p_2)\right]\left[1-(1-p_3)(1-p_4)\right]. \quad (5)$$

При вероятности безотказной работы элемента «5», равной p_5, вероятность безотказной работы соединения, представленного на рис. 4, равна

$$p_1 = p_5\left[1-(1-p_1)(1-p_2)\right]\left[1-(1-p_3)(1-p_4)\right]. \quad (6)$$

В случае, когда элемент «5» безусловно неисправен, получается следующая схема (рис. 5), для которой вероятность безотказной работы равна

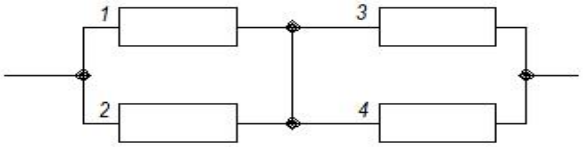


Рис. 4 – Мостиковая схема соединений при безусловно исправном элементе «5» схемы на рис. 1

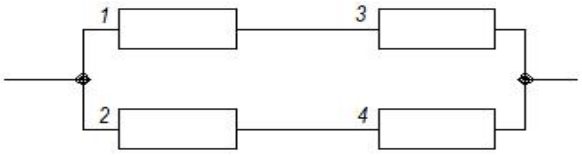


Рис. 5 – Мостиковая схема соединений при безусловно неисправном элементе «5» схемы на рис. 1

$$p = \left[1 - (1 - p_1 p_3)(1 - p_2 p_4)\right], \quad (7)$$

а вероятность нахождения элемента «5» в неисправном состоянии равна $1 - p_5$. Вероятность безотказной работы соединения в этом случае составляет

$$p_{II} = (1 - p_5)\left[1 - (1 - p_1 p_3)(1 - p_2 p_4)\right]. \quad (8)$$

Вероятность безотказной работы рассматриваемой мостиковой схемы является суммой вероятностей двух рассмотренных состояний при выделенном особом элементе

$$p = p_I + p_{II}. \quad (9)$$

Одним из методов расчёта надежности системы элементов является метод построения «дерева отказов». «Дерево отказов» представляет связь событий отказа системы с отказами элементов (рис. 6).

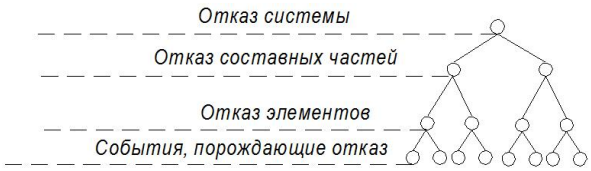


Рис. 6 – Граф «дерева отказов»

Анализ «дерева отказов» заключается в определении такой комбинации элементов, одновременный отказ которых приводит к вершине дерева, то есть к отказу всей рассчитываемой системы. В частных случаях может быть множество элементов, отказ которых приводит к отказу системы. Вершины дерева представляют собой логические операции типа «И» и «ИЛИ» (обозначающие соответственно произведение или сумму событий).

«Дерево отказов» начинается с конечного события, в качестве которого понимается полный отказ системы. На более низком уровне обозначаются события, которые вызывают конечное событие в соответствии с логической операцией, связывающей эти события. На нижнем уровне располагаются события отказов элементов.

Для анализа вероятности безотказной работы в этом методе вводятся понятия сечения и минимального сечения. Под сечением понимается множество элементов, отказ которых приводит к отказу системы, а под минимальным сечением – такое множество, из которого нельзя удалить ни одного элемента, иначе оно перестанет быть сечением. Если анализ «дерева отказов» начинается от конечного события, то при прохождении через вершину «И» увеличивается число элементов в сечении, а при прохождении через вершину «ИЛИ» – количество сечений. Если определено множество минимальных сечений, то вероятность отказа системы определяется как сумма вероятностей отказов соответствующих сечений.

На рис. 7 приведен пример построения «дерева отказов» для описания возникновения аварий в реакторах энергоблоков АЭС.

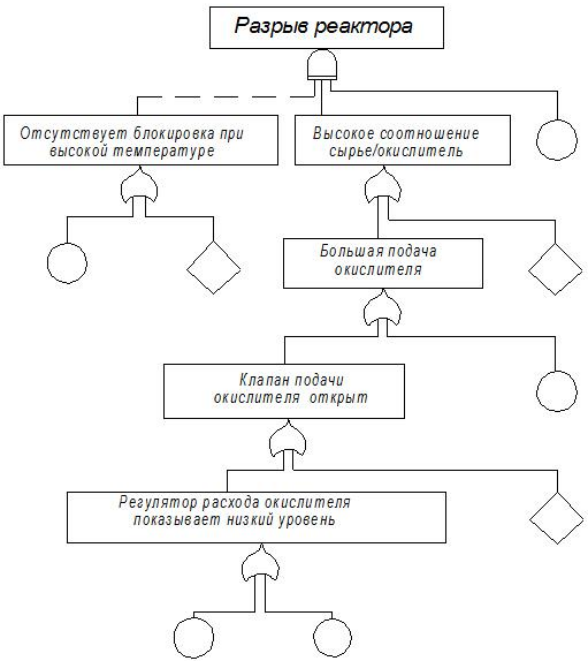


Рис. 7 – «Дерево отказов» для описания возникновения аварий в реакторах энергоблоков АЭС

Выводы

Из проведённого анализа можно сделать вывод, что методы расчета показателей надежности сложных технических систем по критерию вероятности безотказной работы весьма различны и существенно зависят от функционального назначения рассчитываемых систем и имеющейся информации о вероятностях безотказной работы и отказов элементов этих систем. Длительный практический опыт эксплуатации энергоблоков АЭС и данные многочисленных натурных и имитационных экспериментов часто дают возможность оценить вероятности безотказной работы и отказов элементов отдельных систем и подсистем энергоблоков, в том числе и систем, важных для безопасности АЭС. Однако, поскольку для таких сложных энергетических объектов, как энергоблоки АЭС, не всегда удается преобразовать структуры отдельных систем и подсистем к простым логико-структурным схемам, то необходимо дальнейшее совершенствование существующих методов, а также разработка новых методов и про-

граммных средств, которые позволили бы достаточно точно определять надежность того или иного оборудования энергоблоков АЭС и повысить, таким образом, качество эксплуатации энергоблоков.

Список литературы

1 **Кенсицкий, О. Г.** Безопасность, надёжность и эффективность эксплуатации электротехнического и элетроэнергетического оборудования блоков АЭС [Текст] / **О. Г. Кенсицкий, А. А. Ключников, Г. М. Федоренко**. – Чернобыль : Ин-т безопасности АЭС НАН Украины, 2009. – 240 с. – ISBN 978-966-02-5202-8.

2 Загальні положення забезпечення безпеки атомних станцій НП 306.2.141-2008 [Текст] : утверждён и введён в действие приказом Государственного комитета ядерного регулирования Украины от 19.11.2007 № 162. – К. : Державна адміністрація ядерного регулювання України, 2008. – 35 с.

3 ГНД 34.09.453-2003. Розрахунок показників надійності для електростанцій, теплових мереж та енергокомпаній. Методика [Текст]. – К. : ОЕП «ГІФРЕ», 2004. – 43 с.

4 **Кожешкурт, В. И.** Применение ускоренного моделирования для расчета оптимального количества запасных элементов, обеспечивающих требуемую надежность системы [Текст] / **В. И. Кожешкурт, В. Б. Осташевский, Н. Ю. Кузнецов** // Реєстрація, зберігання і обробка даних. – 2008. – Т. 10, № 1. – С. 69–79. – ISSN 1560-9189.

5 **Єфімов, О. В.** Вплив структурних змін в системі регенерації на показники роботи і надійність енергоблоків АЕС потужністю 1000 МВт [Текст] / **О. В. Єфімов, Т. А. Гаркуша** // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2009. – № 1. – С. 24–30. – ISSN 2078-5364.

6 **Фокин, Ю. А.** Развитие метода минимальных путей и сечений для учёта специфики ЭЭС: способы формализации определения основных сечений и алгоритмы учёта нормально отключённых элементов [Текст] / **Ю. А. Фокин, А. В. Мацнев** // Методические вопросы исследования надёжности больших систем энергетики. – Иркутск : ИСЭМ СО РАН, 2011. – Вып. 61. – С. 163–169.

7 **Ромашов, Ю. В.** Оценка показателей долговечности теплообменных труб парогенераторов АЭС с ВВЭР на основе континуальной модели коррозионного растрескивания [Текст] / **Ю. В. Ромашов** // Ядерна та радіаційна безпека. – 2012. – № 3(55). – С. 16–20. – ISSN 2073-6231.

8 **Острейковский, В. А.** Теория надёжности [Текст] : учеб. для вузов / **В. А. Острейковский**. – М. : Высшая школа, 2003. – 63 с. – ISBN 5-06-004053-4.

9 **Китушин, В. Г.** Надёжность энергетических систем [Текст] / **В. Г. Китушин**. – М. : Высшая школа, 1984. – 256 с.

Bibliography (transliterated)

1 **Kensitsky, O., Kolesnikov, A. and Fedorenko, G.** (2009), *Bezopasnost', nadjozhnost' i jeffektivnost' jekspluatacii jelektrotehnicheskogo i jeletrojenergetichеskogo oborudovanija blokov AJeS* [Safety, reliability and efficiency of electrical and power equipment NPP unit operation], In-t bezopasnosti AJeS NAN Ukrainy [Nuclear Power Plant Safety Institute of National Academy of Sciences of Ukraine], Chernobyl, Ukraine.

2 (2008), Zagal'ni polozhennja zabezpechennja bezpeky atomnyh stancij NP 306.2.141-2008 [General safety of nuclear power plants NP 306.2.141-2008], utverzhdjon i vvedjon v dejstvie prikazom Gosudarstvennogo komiteta jadernogo regulirovanija Ukrainy ot 19.11.2007 № 162. [State Administration of Nuclear Regulation of Ukraine], Kyiv, Ukraine.

3 (2004), GND 34.09.453-2003. Rozrahunok pokaznykiv nadijnosti dlja elektrostancij, teplovyh merezh ta energokompanij. Metodyka [MLA 34.09.453-2003. Calculation of reliability for power, heat and energy networks. Methods], OEP "HIFRE", Kyiv, Ukraine.

4 **Kozheshkurt, V., Ostrasevskiy, V. and Kuznetsov, N.** (2008), "Primenenie uskorennogo modelirovanija dlja rascheta optimal'nogo kolichestva zapasnyh jelementov, obespechivajushhih trebuemuju nadezhnost' sistemy [Application of Fast *Simulation to the Evaluation of the Optimal Number of Reserve Components Ensuring the Required System Reliabil*ity]", Rejestracija, zberigannja i obrobka danyh [Data Recording, Storage & Processing], no. 1, pp. 69–79, ISSN 1560-9189.

5 **Efimov, A. and Garkusa, T.** (2009), "Vplyv strukturnyh zmin v systemi regeneracii' na pokaznyky roboty i nadijnist' energoblokiv AES potuzhnistju 1000 MVt [The dependence of efficiency and reliability of nuclear turbosets with capacity of 1000 mv from changing's of schemes of regeneration]", *Integrovani tehnologii' ta energozberezhennja* [Integrated Technologies and Energy Conservation], no. 1, pp. 24–30, ISSN 2078-5364.

6 **Fokin, Y. and Matsiev, A.** (2011), "Razvitie metoda minimal'nyh putej i sechenij dlja uchjota specifiki JeJeS: sposoby formalizacii opredelenija osnovnyh sechenij i algoritmy uchjota normal'no otkljuchjonnyh jelementov [Development of the minimal paths and sections to accommodate the specifics of electric power systems: methods of formalizing the definition of the main sections and accounting algorithms normally disconnected elements]", *Metodicheskie voprosy issledovanija nadjozhnosti bol'shih sistem jenergetiki* [Methodical research questions the reliability of large-scale power systems], issue 61, pp. 163–169.

7 **Romashov, Y.** (2012), "Ocenka pokazatelej dolgovechnosti teploobmennyh trub parogeneratorov AJeS s VVJeR na osnove kontinual'noj modeli korrozionnogo rastreskivanija [Assessment of reliability indices for WWER steam generator heat exchange tubes based on a continuum stress-corrosion cracking model]", *Jaderna ta radiacijna bezpeka* [Nuclear & radiation safety], no. 3(55), pp. 16–20, ISSN 2073-6231.

8 **Ostreykovsky, V.** (2003), *Teorija nadjozhnosti* [Reliability theory], Vysshaja shkola [Higher School], Moscow, Russia, ISBN 5-06-004053-4.

9 **Kitushin, V.** (1984), *Nadjozhnost' jenergeticheskih sistem* [The reliability of energy systems], Vysshaja shkola [Higher School], Moscow, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

Кухтин Дмитрий Игоревич – аспирант кафедры «Парогенераторостроения», Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»; г. Харьков, Украина; тел.: +38 (063) 608-19-03, e-mail: kuhtindc@yandex.ua, ORCID 0000-0002-7088-5452.

Kukhtin Dmitry Igorevich – Postgraduate Student at the Department of Steam generator construction, National Technical University ″Kharkov Polytechnic Institute″, Kharkov, Ukraine.

Ефимов Александр Вячеславович – доктор технических наук, профессор, зав. каф. Парогенераторостроения, г. Харьков; Украина, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»; тел.: +38 (097) 393-52-24, e-mail: AVEfimov@kpi.kharkov.ua.

Yefimov Alexander Vyacheslavovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, The head of the Department of Steam generator construction, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Потанина Татьяна Владимировна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Парогенераторостроения», Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; тел.: +38 (096) 760-07-43, e-mail: potaninatetiana@gmail.com.

Potanina Tatyana Vladimirovna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor; National Technical University «Kharkov Polytechnic Institute», Associate Professor of the Department of Steam generator construction, Kharkov, Ukraine.

Гаркуша Татьяна Анатольевна – научный сотрудник кафедры «Парогенераторостроения», Национальный технический университет, «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина.

Garkusha Tatyana Anatolievna – Researcher at the Department of Steam generator construction, National Technical University «Kharkov Polytechnic Institute», Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Кухтин, Д. И. Анализ методов расчета структурной надежности схем технологических процессов в энергоблоках АЭС [Текст] / **Д. И. Кухтин, А. В. Ефимов, Т. В. Потанина, Т. А. Гаркуша** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 66–71. – Бібліогр. : 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.10.

Please cite this article as:

Kukhtin, D., Yefimov, A., Potanina, T. and Garkusha, T. (2016), ″Analysis of the Computing Methods of Structural Reliability of Process Flow Diagrams for the Power Generating Units of Nuclear Power Plants″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 66–71, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.10.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Кухтін, Д. І. Аналіз методів розрахунку структурної надійності схем технологічних процесів в енергоблоках АЕС [Текст] / **Д. І. Кухтін, О. В. Єфімов, Т. В. Потаніна, Т. А. Гаркуша** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 66–71. – Бібліогр. : 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.10.

АНОТАЦІЯ *Розглянуто методи розрахунку надійності складних технічних систем, які дозволяють визначати ймовірність безвідмовної роботи устаткування енергоблоків АЕС, зокрема: метод перебору станів, методи мінімальних шляхів і мінімальних перетинів; метод розрахунку надійності, заснований на розкладанні відносно «особливого» елемента, метод побудови «дерева відмов». Проведено порівняльний аналіз даних методів, наведено формули розрахунку ймовірності безвідмовної роботи елементів логіко-структурних схем об'єктів дослідження.*

Ключові слова: *енергоблок, ймовірність безвідмовної роботи, дерево відмов, метод перебору станів, методи мінімальних шляхів і мінімальних перетинів.*

Поступила (received) 23.01.2016

УДК 681.513.3 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.11**

А. Ю. МЕЗЕРЯ

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ КОТЛОВ ТЭС ПО КРИТЕРИЮ МИНИМУМА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ

АННОТАЦИЯ *Поставлена задача оптимизации режимов работы котельного оборудования тепловых электростанций по критерию минимума энергетических потерь и намечены пути её решения. Определены основные технологические параметры и внешние возмущения, оказывающие влияние на величину энергетических потерь в прямоточных котлах ТЭС. Составлена математическая модель задачи оптимизации режимов работы котлов по критерию минимума энергетических потерь.*
Ключевые слова: *котёл, тепловая электростанция, оптимизация, энергосбережение, энергосберегающее управление.*

A. MEZERYA

OPTIMIZING THE OPERATING CONDITIONS OF BOILERS OF THERMAL POWER PLANTS USING THE CRITERION OF MINIMUM POWER LOSSES

ABSTRACT *This scientific paper gives the definition of the formal optimization problem of operating conditions for the equipment of thermal power plants using the criterion of minimum power losses and defines the methods of its solution. The main process parameters and external perturbations that influence the value of power losses in the direct flow boilers of thermal power stations have been defined. The mathematical model of the optimization problem of operating conditions for the equipment of thermal power plants using the criterion of minimum power losses has been constructed. The objective function, the vectors of input and output parameters, process limitations and the vector of external perturbation actions have been defined. The mathematical optimization model includes the basic parameters of steam, fuel, air, feed water and escaping gases and also the activating agents that make the combustion process more efficient. It has been shown that the task of the real-world problem of the optimization of operating conditions of the boiler using minimum power losses is to evaluate the parameters of controlled values at which energy losses in the boiler will be minimum (at a fixed value of the unit power) and construct the optimal statistical regulation curves of the boiler in the entire range of its normal operation. The offered optimization method of the operation of steam boilers of power plants allows for the reduction of energy losses in the boiler and for the improvement of technoeconomic indices of its operation.*
Key words: *boiler, thermal power station, optimization, power saving, energy saving control.*

Введение

Основным тепловым оборудованием тепловых электростанций (ТЭС) является паровой котёл (ПК). Технологические параметры работы ПК оказывают значительное влияние на удельный расход топлива и себестоимость вырабатываемой тепловой и электрической энергии, определяя тем самым экономичность работы станции в целом. Удорожание органического топлива и физический износ котельного оборудования приводят к необходимости выявления возможных резервов энергосбережения, их научного обоснования и интеграции энергосберегающих алгоритмов управления котлоагрегатами в существующие автоматизированные системы управления технологическим процессом (АСУ ТП).

В работе [1] изложен научный принцип энергосберегающего управления технологическими объектами и процессами, в котором параметр энергетических потерь является отдельной функцией управления. Максимальная реализация энергосберегающего потенциала оборудования требует комплексного подхода, который включает в себя постановку задачи оптимизации эксплуатационных характеристик по критерию минимума энергетических потерь с соблюдением необходимых технологических ограничений.

Постановка задачи

Задача оптимизации эксплуатационных параметров блоков ТЭС в целом и отдельных его агрегатов сложная, т.к. приходится иметь дело с многопараметрической оптимизацией в условиях неполной информации [2]. Целью энергосберегающего управления паровым котлом в основных стационарных режимах его работы является обеспечение заданных значений параметров пара на выходе из котла при минимальных суммарных потерях энергии.

Задачей данной работы является развитие принципов энергосберегающего управления технологическими объектами с целью снижения потерь и повышения уровня использования технологической информации в АСУ ТП, подсистемах экономического управлениях, на уровне систем автоматического управления (САУ) и регулирования (САР).

Результаты исследования

В качестве критерия оптимальности при создании энергосберегающей АСУ ТП может слу-

© А. Ю. Мезеря, 2016

жить минимум суммарных энергетических потерь при поддержании необходимых параметров на заданном уровне, обусловленном технологическим процессом, показателями надёжности, безопасности и др.

Тогда поиск оптимального энергосберегающего режима можно осуществить в результате решения следующей задачи:

$$\begin{cases} V = \Delta N; \\ \min\limits_{X_{\text{вх}}^{\text{рег}}, R} \Delta N\left(X_{\text{вх}}, Y_{\text{вых}}, R, H, E\right); \\ R\left(X_{\text{вх}}, Y_{\text{вых}}, E\right) \geq 0; \\ H\left(X_{\text{вх}}, Y_{\text{вых}}\right) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где V – функция цели,

$$V = \left\{\Delta N_1 \ldots \Delta N_N\right\} = \left\{\nu_1 \ldots \nu_N\right\}; \quad (2)$$

$Y_{\text{вых}}$ – выходные зависимые оптимизируемые параметры,

$$Y_{\text{вых}} = \left\{y_{\text{вых}\,1} \ldots y_{\text{вых}\,W}\right\}; \quad (3)$$

$X_{\text{вх}}$ – входные зависимые и независимые оптимизируемые параметры (регулируемые),

$$X_{\text{вх}} = \left\{x_{\text{вх}\,1} \ldots x_{\text{вх}\,M}\right\}; \quad (4)$$

E – внешние возмущения,

$$E = \left\{\varepsilon_1 \ldots \varepsilon_U\right\}; \quad (5)$$

R – векторная функция ограничений-неравенств (включает ограничения снизу и сверху на такие зависимые параметры как расход острого пара на турбину, электрическая мощность турбоагрегата и др.),

$$R = \left\{r_1^{\min,\,\max} \ldots r_K^{\min,\,\max}\right\}; \quad (6)$$

H – векторная функция ограничений-равенств, включает уравнения, описывающие технологические связи между элементами схемы, энергетические и материальные балансы элементов технологической схемы,

$$H = \left\{h_1 \ldots h_L\right\} \quad (7)$$

и др.

В основе математической модели лежит допущение, что все переменные, параметры, ограничения и целевая функция модели количественно измеримы. Задача на условный экстремум обычно имеет смысл, когда $K < M$. Именно в этом случае множество допустимых решений может содержать более одной точки.

Из допустимой области исходной задачи выделяется подобласть, являющаяся окрестностью решения задачи. В пределах указанной области генерируются значения оптимизируемых параметров, вычисляются ограничения и значения замеряемых выходных параметров. Выбираются точки, в которых: выполняются ограничения; значения выходных параметров находятся в заданной окрестности решения; энергетические потери минимальны, т.е.

$$\begin{cases} S = \left\{x_{\text{вх}\,1}^{\text{опт}} \ldots x_{\text{вх}\,M}^{\text{опт}}\right\}; \\ V = \min\left(\nu_1 \ldots \nu_N\right); \\ Y_{\text{вых}} = Y_{\text{вых}}(R); \\ E = E. \end{cases} \quad (8)$$

Для решения задачи энергосберегающего управления математическую модель выходных параметров можно представить в виде зависимости

$$\begin{aligned} Y_{\text{вых}} &= X_{\text{вх}} + V + E = \\ &= X_{\text{вх}} A_{(Y\text{вых}-X\text{вх})} + C_{(Y\text{вых}-X\text{вх})} + \\ &+ \left[X_{\text{вх}} A_{(V-X\text{вх})} + E A_{(V-E)}\right], \end{aligned} \quad (9)$$

где $A_{(i-n)}, C_{(i-n)}$ – коэффициенты линеаризации зависимостей соответствующих параметров, полученные в результате эксперимента, статистической обработки или теоретически. Они представляют собой суть взаимосвязей между входными, выходными и внутренними параметрами объекта управления, должны учитывать влияние возмущающих воздействий, старение оборудование и т.д. Параметры, как правило, имеют нелинейную зависимость, но в узком диапазоне изменений, обусловленном жёсткостью ограничений, их можно принять линейными.

Формализация задачи оптимизации по минимуму энергетических потерь в котельном оборудовании энергоблока будет выглядеть следующим образом:

– функция цели

$$V = \begin{pmatrix} q_2 \\ q_3 \\ q_4 \\ q_5 \\ q_6 \\ \Delta E_{\text{г}} \\ \Delta E_{\text{ад}} \\ \Delta N_{\Sigma} \end{pmatrix}; \quad (10)$$

– входные и выходные параметры

$$X_{\text{вх}} = \begin{pmatrix} G_{\text{т}} \\ G_{\text{в}} \\ G_{\text{п.в}} \\ G_{\text{уг}} \\ G_{\text{впр}} \\ G_{\text{аг}} \\ G_{\text{шл}} \\ G_{\text{пп}} \end{pmatrix}, \; Y_{\text{вых}} = \begin{pmatrix} M_{\text{вр}}^{\text{т}} \\ D_{\text{п}} \\ P_{\text{п}} \\ T_{\text{п}} \\ T_{\text{топ}} \\ P_{\text{топ}} \end{pmatrix}; \quad (11)$$

– внешние возмущения

$$E = \begin{pmatrix} K_{\text{т}}^{\text{кол}} \\ K_{\text{т}}^{\text{кач}} \\ T_{\text{ос}} \\ P_{\text{ос}} \end{pmatrix}; \qquad (12)$$

– ограничения на входные и выходные параметры

$$R_{X\text{вх}} = \begin{pmatrix} G_{\text{т}}^{\min} & G_{\text{т}}^{\max} \\ G_{\text{в}}^{\min} & G_{\text{в}}^{\max} \\ G_{\text{п.в}}^{\min} & G_{\text{п.в}}^{\max} \\ G_{\text{уг}}^{\min} & G_{\text{уг}}^{\max} \\ G_{\text{впр}}^{\min} & G_{\text{впр}}^{\max} \\ 0 & G_{\text{аг}}^{\max} \\ G_{\text{шл}}^{\min} & G_{\text{шл}}^{\max} \\ G_{\text{пп}}^{\min} & G_{\text{пп}}^{\max} \end{pmatrix}; R_{Y\text{вых}} = \begin{pmatrix} M_{\text{вр}}^{\min} & M_{\text{вр}}^{\max} \\ D_{\text{п}}^{\min} & D_{\text{п}}^{\max} \\ P_{\text{п}}^{\min} & P_{\text{п}}^{\max} \\ T_{\text{п}}^{\min} & T_{\text{п}}^{\max} \\ T_{\text{топ}}^{\min} & T_{\text{топ}}^{\max} \\ P_{\text{топ}}^{\min} & P_{\text{топ}}^{\max} \end{pmatrix}; \qquad (13)$$

– взаимосвязи между входными параметрами и функцией цели:

$$A_{V-X\text{вх}} = \begin{pmatrix} A_{G\text{т}}^{q2} & A_{G\text{в}}^{q2} & 0 & A_{G\text{уг}}^{q2} & 0 & A_{G\text{аг}}^{q2} & 0 & 0 \\ A_{G\text{т}}^{q3} & A_{G\text{в}}^{q3} & A_{G\text{п.в}}^{q3} & A_{G\text{уг}}^{q3} & A_{G\text{впр}}^{q3} & A_{G\text{аг}}^{q3} & 0 & 0 \\ A_{G\text{т}}^{q4} & A_{G\text{в}}^{q4} & A_{G\text{п.в}}^{q4} & A_{G\text{уг}}^{q4} & A_{G\text{впр}}^{q4} & A_{G\text{аг}}^{q4} & A_{G\text{шл}}^{q4} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A_{G\text{уг}}^{q5} & 0 & 0 & 0 & A_{G\text{пп}}^{q5} \\ A_{G\text{т}}^{q6} & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{G\text{аг}}^{q6} & A_{G\text{шл}}^{q6} & 0 \\ 0 & 0 & A_{G\text{п.в}}^{E\text{г}} & 0 & A_{G\text{впр}}^{E\text{г}} & 0 & A_{G\text{шл}}^{E\text{г}} & A_{G\text{пп}}^{E\text{г}} \\ 0 & A_{G\text{в}}^{E\text{ад}} & 0 & A_{G\text{уг}}^{E\text{ад}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{G\text{т}}^{\Delta N} & A_{G\text{в}}^{\Delta N} & A_{G\text{п.в}}^{\Delta N} & A_{G\text{уг}}^{\Delta N} & A_{G\text{впр}}^{\Delta N} & A_{G\text{аг}}^{\Delta N} & A_{G\text{шл}}^{\Delta N} & A_{G\text{пп}}^{\Delta N} \end{pmatrix}; \qquad (14)$$

– взаимосвязи между входными и выходными параметрами:

$$A_{Y\text{вых}-X\text{вх}} = \begin{pmatrix} A_{G\text{т}}^{M\text{вр}} & 0 & A_{G\text{п.в}}^{M\text{вр}} & 0 & A_{G\text{впр}}^{M\text{вр}} & A_{G\text{аг}}^{M\text{вр}} & 0 & A_{G\text{пп}}^{M\text{вр}} \\ 0 & 0 & A_{G\text{п.в}}^{D\text{п}} & 0 & A_{G\text{впр}}^{D\text{п}} & 0 & 0 & A_{G\text{пп}}^{D\text{п}} \\ A_{G\text{т}}^{P\text{п}} & 0 & A_{G\text{п.в}}^{P\text{п}} & 0 & A_{G\text{впр}}^{P\text{п}} & A_{G\text{аг}}^{P\text{п}} & 0 & A_{G\text{пп}}^{P\text{п}} \\ A_{G\text{т}}^{T\text{п}} & 0 & A_{G\text{п.в}}^{T\text{п}} & 0 & A_{G\text{впр}}^{T\text{п}} & A_{G\text{аг}}^{T\text{п}} & 0 & A_{G\text{пп}}^{T\text{п}} \\ A_{G\text{т}}^{T\text{топ}} & A_{G\text{в}}^{T\text{топ}} & A_{G\text{п.в}}^{T\text{топ}} & A_{G\text{уг}}^{T\text{топ}} & 0 & A_{G\text{аг}}^{T\text{топ}} & A_{G\text{шл}}^{T\text{топ}} & 0 \\ A_{G\text{т}}^{P\text{топ}} & A_{G\text{в}}^{P\text{топ}} & A_{G\text{п.в}}^{P\text{топ}} & A_{G\text{уг}}^{P\text{топ}} & 0 & A_{G\text{аг}}^{P\text{топ}} & A_{G\text{шл}}^{P\text{топ}} & 0 \end{pmatrix}; \qquad (15)$$

– взаимосвязи между функцией цели и внешними возмущениями:

$$A_{V-E} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & A_{T\text{ос}}^{q2} & A_{P\text{ос}}^{q2} \\ A_{\text{кол}}^{q3} & A_{\text{кач}}^{q3} & A_{T\text{в}}^{q3} & 0 \\ A_{\text{кол}}^{q4} & A_{\text{кач}}^{q4} & A_{T\text{в}}^{q4} & 0 \\ 0 & 0 & A_{T\text{ос}}^{q5} & 0 \\ A_{\text{кол}}^{q6} & A_{\text{кач}}^{q6} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_{T\text{ос}}^{E\text{ад}} & A_{P\text{ос}}^{E\text{ад}} \\ A_{\text{кол}}^{\Delta N} & A_{\text{кач}}^{\Delta N} & A_{T\text{ос}}^{\Delta N} & A_{P\text{ос}}^{\Delta N} \end{pmatrix}; \qquad (16)$$

– внутренние взаимосвязи между входными параметрами:

$$H_{X\text{вх}} = \begin{pmatrix} G_{\text{т}} \\ G_{\text{в}} \\ G_{\text{п.в}} \\ G_{\text{уг}} \\ G_{\text{впр}} \\ G_{\text{аг}} \\ G_{\text{шл}} \\ G_{\text{пп}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{G\text{в}}^{G\text{т}} G_{\text{т}} & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{G\text{п.в}}^{G\text{т}} G_{\text{т}} & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{G\text{уг}}^{G\text{т}} G_{\text{т}} & A_{G\text{уг}}^{G\text{в}} G_{\text{в}} & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_{G\text{впр}}^{G\text{п.в}} G_{\text{п.в}} & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ A_{G\text{аг}}^{G\text{т}} G_{\text{т}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ A_{G\text{шл}}^{G\text{т}} G_{\text{т}} & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{G\text{шл}}^{G\text{аг}} G_{\text{аг}} & 1 & 0 \\ A_{G\text{пп}}^{G\text{т}} G_{\text{т}} & 0 & A_{G\text{пп}}^{G\text{п.в}} G_{\text{п.в}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \qquad (17)$$

– внутренние взаимосвязи между выходными параметрами:

$$H_{Y\text{вых}} = \begin{pmatrix} M_{\text{вр}} \\ D_{\text{п}} \\ P_{\text{п}} \\ T_{\text{п}} \\ T_{\text{топ}} \\ P_{\text{топ}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & A_{M\text{вр}}^{D\text{п}} D_{\text{п}} & A_{M\text{вр}}^{P\text{п}} P_{\text{п}} & A_{M\text{вр}}^{T\text{п}} T_{\text{п}} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & A_{D\text{п}}^{P\text{п}} P_{\text{п}} & A_{D\text{п}}^{T\text{п}} T_{\text{п}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & A_{P\text{п}}^{T\text{п}} T_{\text{п}} & A_{P\text{п}}^{T\text{топ}} T_{\text{топ}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & A_{T\text{п}}^{T\text{топ}} T_{\text{топ}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & A_{T\text{топ}}^{P\text{топ}} P_{\text{топ}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (18)$$

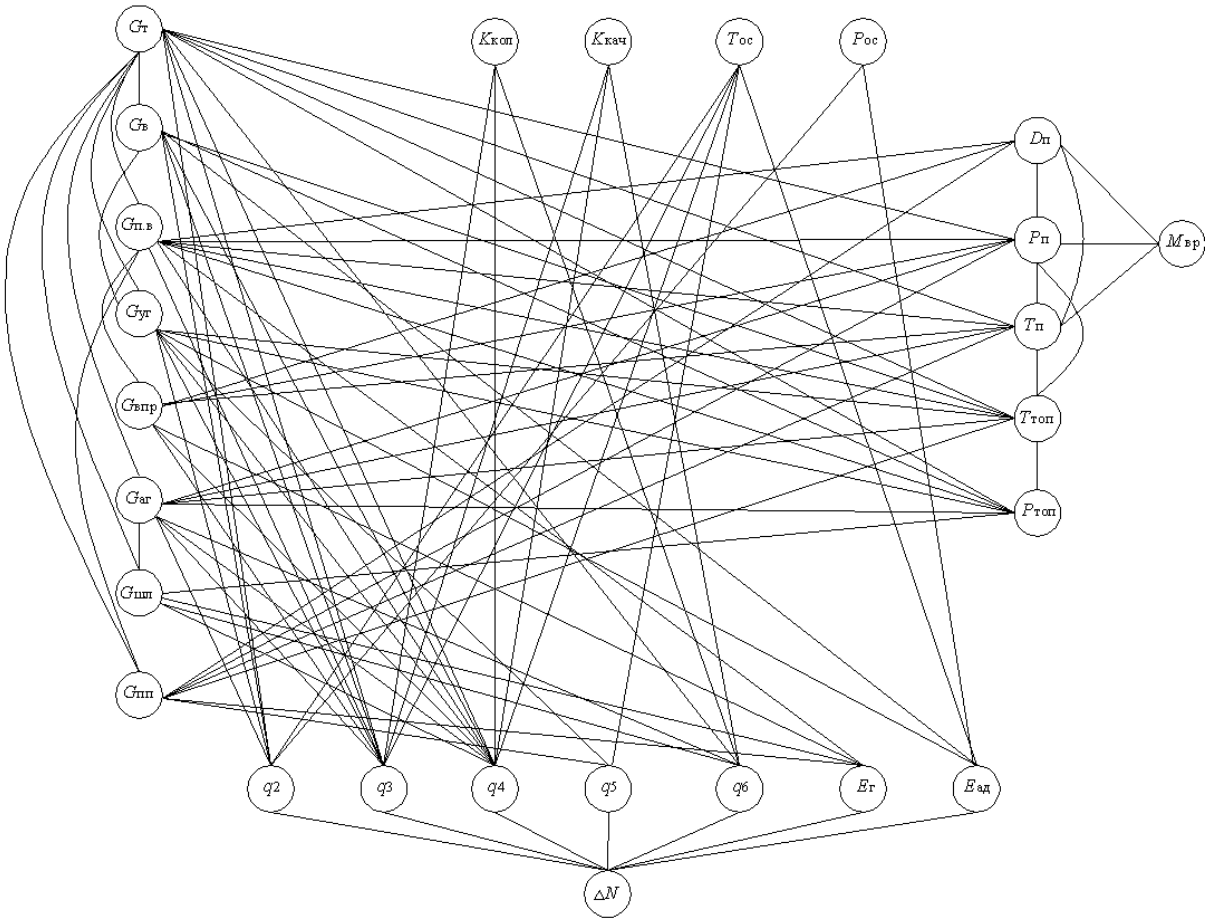


Рис. 1 – Граф взаимосвязей параметров котельного агрегата

Структура и порядок матриц коэффициентов $C_{(i-n)}$ аналогичны соответствующим параметрам матриц коэффициентов $A_{(i-n)}$, и для упрощения изложения не показаны.

Взаимосвязи параметров котла, технологических ограничений и внешних возмущений можно представить в виде графа на рис. 1.

В уравнениях (10)–(18) и на рис. 1: q_2–q_6 – тепловые потери в котле; ΔE, ΔN – потери энергии и мощности; G – массовый расход; D – расход пара; $M_{\text{вр}}^{\text{т}}$ – вращающий момент турбины; P – давление; T – температура; K – коэффициент. Индексы: т – топливо; в – воздух; п.в – питательная вода; уг – уходящие газы; впр – впрыск воды; аг – активатор горения; шл – шлак; пп – промежуточный подогрев; кол – количество; кач – качество; ос – окружающая среда; п – острый пар из котла; топ – топка; г – гидравлический; ад – аэродинамический.

Как отмечалось выше, модель получилась достаточно сложная, и для её практической реализации необходимо разбиение (редуцирование) общего технологического процесса ПК на ряд условно независимых процессов, объединенных общим технологическим циклом или имеющих единую физическую природу. Анализ существующих решений в этом направлении [3] показал, что наиболее адекватной редуцированной моделью будет модель, показанная на рис. 2, в которую дополнительно внесен контур «топливо-активатор» [4].

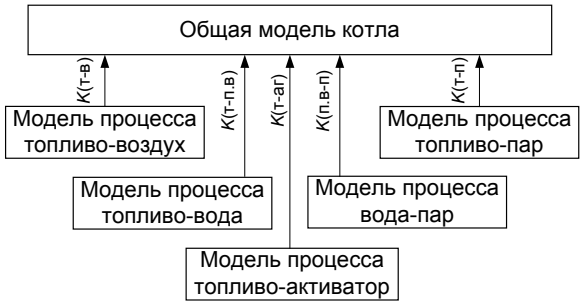


Рис. 2 – Редуцированная модель котла по основным технологическим процессам

Практическая задача оптимизации работы котла по минимуму энергетических потерь будет представлять собой нахождение значений параметров регулируемых величин, при которых потери энергии в котле будут минимальны (при фиксированном значении мощности блока, рис. 3*а*), а также построение статических эксплуатационных регулировочных характеристик котла во всём диапазоне его нормальной работы (рис. 3*б*).

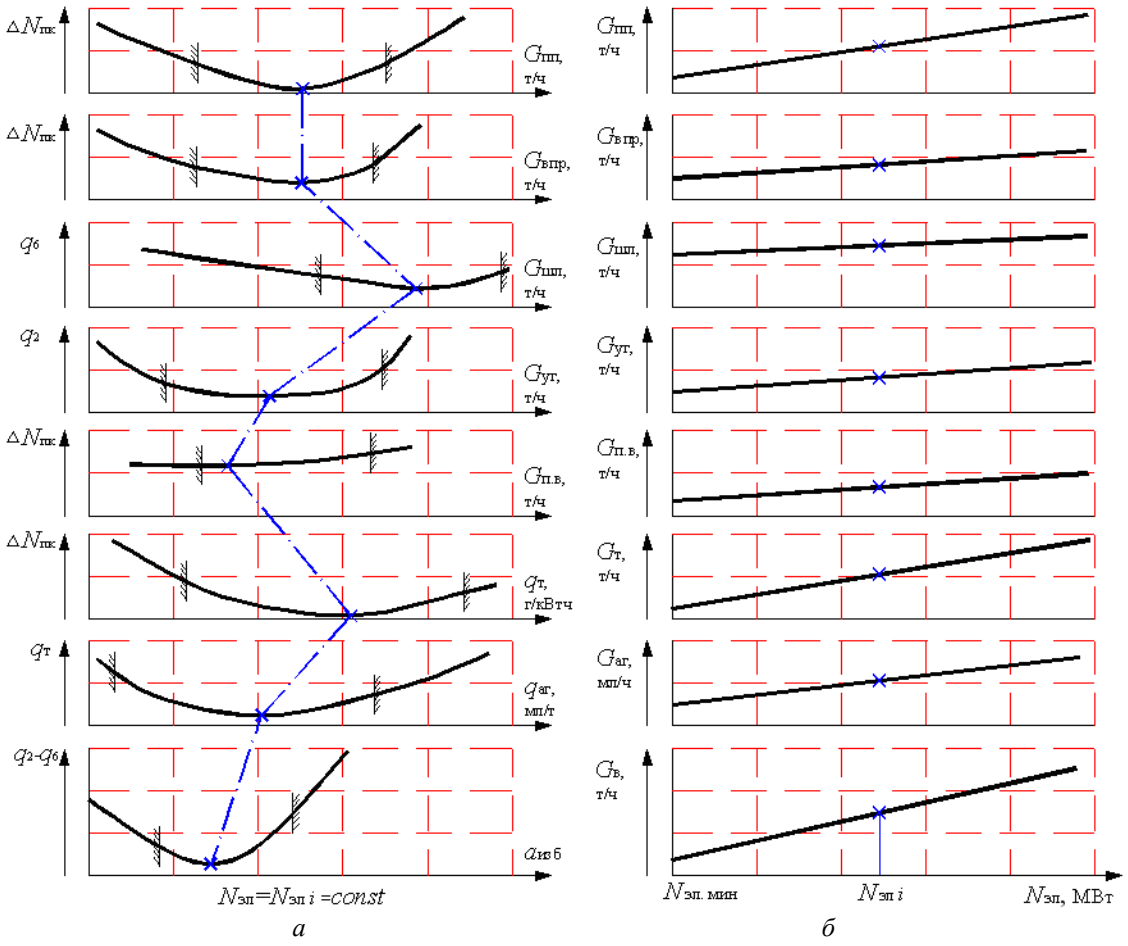


Рис. 3 – Определение оптимальных энергосберегающих режимов работы котла: а – зависимости энергетических потерь от основных параметров регулирования при фиксированной мощности блока и определение набора оптимальных параметров $S = \left\{x_{рег\,1}^{опт} \ldots x_{рег\,M}^{опт}\right\}$*; б – статическая регулировочная характеристика котла, оптимальная по минимуму энергетических потерь*

Выводы

1 Предложен метод оптимизации режимов работы паровых котлов электростанций по критерию минимума энергетических потерь, что позволит снизить потери энергии в котле и улучшить технико-экономические показатели его работы.

2 Поставлена формальная задача оптимизации и получены необходимые уравнения, необходимые для её решения.

Список литературы

1 **Канюк, Г. И.** Общие принципы энергосберегающего управления технологическими объектами [Текст] / **Г. И. Канюк** // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Т. 4, № 3(46). – 2010. – С. 42–44. – ISSN 1729-4061.

2 **Дуэль, М. А.** Развитие систем энергосберегающего автоматизированного управления энергопроизводством ТЭС и АЭС Украины [Текст] / **М. А. Дуэль,**

Г. И. Канюк, А. Ю. Мезеря. –Харьков : Точка. – 2013. – 388 с. – ISBN 978-617-699-066-5.

3 **Дуэль, М. А.** Повышение эффективности энергосбережения при автоматизации энергопрозводства с использованием интегрированной АСУ ТЭС и АЭС [Текст] / **М. А. Дуэль, Г. И. Канюк, А. Ю. Мезеря, И. А. Бабенко**. – Харьков : Типография «Мадрид». – 2014. – 440 с. – ISBN 978-617-7050-41-3.

4 **Вольчин, И. А.** Испытания активаторов горения на котлоагрегате ТП–100 [Текст] / **И. А. Вольчин, А. Ю. Провалов** // Енергетика та електрифікація. – 2012. – № 6(346). – С. 32–42.

Bibliography (transliterated)

1 **Kanyuk, G. I.** (2010), ″Obshhie principy jenergosberegajushhego upravlenija tehnologicheskimi ob#ektami [The general principles of energy-save management technological object]″, *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij [Eastern-European Journal of Eenterprise Technologies]*, vol. 4, no. 3(46), pp. 42–44, ISSN 1729-4061.

2 **Duel, M. A., Kanyuk, G. I. and Mezerya, A. Y.** (2013), *Razvitie sistem jenergosberegajushhego avtomatizirovannogo upravlenija jenergoproizvodstvom TJeS i AJeS Ukrainy [The Development of the systems of energy-save automatic management energy production in TES and AES of Ukraine]*, Tochka [Point publ.], Kharkov, Ukraine, ISBN 978-617-699-066-5.

3 **Duel, M. A., Kanyuk, G. I, Mezerya, A. Y. and Babenko, I. A.** (2014), *Povyshenie jeffektivnosti jenergosberezhenija pri avtomatizacii jenergoprozvodstva s ispol'zovaniem integrirovannoj ASU TJeS i AJeS [Increasing to efficiency of energy-save at automations energy production with use integrated CAD TES and AES]*, Printing house "Madrid", Kharkov, ISBN 978-617-7050-41-3.

4 **Volchin, I. A. and Collapse, A. Yu.** (2012), ″Ispytanija aktivatorov gorenija na kotloagregate TP–100 [Combustion activator test on caldron TP-100]″, *Energetyka ta elektryfikacija [Energetic and electrification]*, no. 6(346), pp. 32–42.

Сведения об авторах (About authors)

Мезеря Андрей Юрьевич – кандидат технических наук, доцент кафедры теплоэнергетики и энергосберегающих технологий, Украинской инженерно-педагогической академии, г. Харьков, Украина; e-mail: mezzer@mail.ru, ORCID 0000-0003-2946-9593.

Mezerya Andrey – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor, Department of Heat-and-Power Engineering and Energy Saving Technologies, Ukrainian Engineering and Pedagogics Academy, Kharkiv, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Мезеря, А. Ю. Оптимизация режимов работы котлов ТЭС по критерию минимума энергетических потерь [Текст] / **А. Ю. Мезеря** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 72–77. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.11.

Please cite this article as:

Mezerya, A. (2016), ″**Optimizing the Operating Conditions of Boilers of Thermal Power Plants Using the Criterion of Minimum Power Losses**″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 72–77, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.11.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Мезеря, А. Ю. Оптимізація режимів роботи котлів ТЕС за критерієм мінімуму енергетичних втрат [Текст] / **А. Ю. Мезеря** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 72–77. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.11.

АНОТАЦІЯ *Поставлено задачу оптимізації режимів роботи котельного устаткування теплових електростанцій за критерієм мінімуму енергетичних втрат та визначені шляхи її рішення. Визначено основні технологічні параметри і зовнішні збурювання, що суттєво впливають на величину енергетичних втрат у прямоточних котлах ТЕС. Складено математичну модель задачі оптимізації режимів роботи котлів за критерієм мінімуму енергетичних втрат.*

Ключові слова: *котел, теплова електростанція, оптимізація, енергозбереження, енергозберігаюче керування.*

Поступила (received) 08.01.2016

УДК 621.311.2:532 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.12**

В. А. АРСИРИЙ, В. А. СМИРНОВА, Е. А. АРСИРИЙ

ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОТЛОВ ЗА СЧЁТ СНЯТИЯ ОГРАНИЧЕНИЙ МОЩНОСТИ ПО ТЯГЕ И ДУТЬЮ

АННОТАЦИЯ *На основе анализа параметров дутьевых трактов и режимов работы вентиляторов предложен вариант снятия ограничений тепловой мощности котельных установок марки КВГМ (котел водогрейный, газомазутный) по дутью за счёт корректировки аэродинамики во входном патрубке вентилятора и вспомогательных элементах дутьевого тракта типа «поворот». Предлагаемый вариант снятия ограничений тепловой мощности является энергосберегающим потому, что позволяет существенно увеличить подачу воздуха в котельную установку с одновременным снижением затрат мощности на привод вентилятора.*
Ключевые слова: *котельные установки, вентиляторы, увеличение мощности, гидравлические сопротивления, визуализация структуры потоков.*

V. ARSIRI, V. SMYRNOVA, E. ARSIRI

INCREASING PRODUCTIVITY OF THE BOILER BY ELIMINATE THE LIMITED CAPACITY OF THE THRUST AND BLOW

ABSTRACT *A new highly informative method of "flow structure visual diagnostic", which allows you to identify the distribution of flow velocities actual values in flow parts. Solving problems experience in flow parts improving showed that today to analyze the efficiency it's uses only the effectiveness measure of the basic elements – pumps or fans, and the hydraulic resistance meanings in the equipment flow parts. To analyze of the flow structure improving results it was developed the effectiveness measure of equipment in general and its individual elements, and it was developed the system effectiveness measure for hydraulic and aerodynamic systems. Visual diagnostics gives us the opportunity to develop a new energy-saving technology, which allows to improve existing equipment, or to design the new one. More than 20 projects have already completed using energy-saving design technology FSTD. In these projects it was solved the problems of equipment productivity increasing, cleaning quality improving, noise or vibration reduction. Besides in all projects it was provided a significant reduction of energy consumption for own needs. Improving equipment blow paths two boilers KVGM-58 (Ilichevsk, Ukraine) has allowed them to increase the heat output of the boiler №3 from 36.2 to 51.93 MW and boiler №4 from 37.8 to 48.28 MW. Besides energy costs for operation of the blow fan are reduced by more than 40%.*
Key words*: Boilers, fans, productivity increasing, hydraulic resistance, visualization of flow structure.*

Введение

Реальная мощность многих котельных установок (КУ) часто не соответствует их паспортным значениям. Эксплуатация котлов, при котором нет возможности обеспечить номинальную мощность, имеет официальный термин «ограничения мощности». Ограничение мощности котлов можно выявить в режимных картах, где указываются параметры работы оборудования КУ от минимальной мощности до максимально возможной. Отопительные котлы водогрейные газо-мазутные (КВГМ) как правило работают с максимально возможной нагрузкой на (15–30) % меньше номинальной производительности.

Цель работы

Для решения проблемы снятия ограничений мощности КУ разработан энергосберегающий вариант повышения мощности котлов за счёт увеличения производительности вентиляторов и дымососов с одновременным снижением затрат энергии на их привод. Для увеличения подачи нагнетателей разрабатываются мероприятия по совершенствованию оборудования аэродинамических систем методом визуальной диагностики структуры потоков. Снижение потерь напора в проточных частях обеспечивают большую подачу вентиляторов при меньших затратах энергии в системе.

Изложение основного материала

Анализ режимных карт КУ показал, что одной из основных причин ограничений их тепловой мощности является недостаточная производительность их тягодутьевых механизмов (ТДМ) – дутьевых вентиляторов либо дымососов. Такая ситуация вызвана не только физическим износом оборудования, но и моральным старением – некорректной методикой проектирования и соответственно рекомендациями по выбору ТДМ. Так, в табл. 1 приведены рекомендации по выбору дутьевых вентиляторов для использования с котлами КВГМ [1].

Один типоразмер вентилятора ВДН-15 с электродвигателем одинаковой мощности $N_{эл.}$ = 75 кВт рекомендован для подачи воздуха в КУ разной производительности: КВГМ-30 (тепловая мощность N_T = 35 МВт) и КУ КВГМ-50 (N_T = 58 МВт). Такая же ситуация с котлами КВГМ-6,5 и КВГМ-10. Таким образом, приведённые рекомендации требуют анализа методики проектирования аэродинамических трактов КУ и

© В. А. Арсирий, В. А. Смирнова, Е. А. Арсирий, 2016

условий выбора ТДМ и оптимизации параметров их работы.

Таблица 1 – Рекомендуемые параметры дутьевых вентиляторов для котлов марки КВГМ

Марка котла	Подача Q, тыс.·м^3/ч	Марка Вент-ра	Мощность N, кВт
КВГМ-6,5	8,7	ВДН-10	10,7
КВГМ-10	13,3	ВДН-10	10,7
КВГМ-20	26,8	ВДН-12,5	40,0
КВГМ-30	40,1	ВДН-15	75,0
КВГМ-50	64,3	ВДН-15	75,0

Методика выбора тягодутьевых механизмов котлов. Существующие методы проектирования аэродинамических трактов котлов и оптимизации параметров работы вентиляторов и систем дают противоречивые результаты выбора тягодутьевых машин [2]. В существующей методике проектирования аэродинамических систем используют три условия выбора ТДМ. *1-е условие* – обеспечение требуемой подачи вентилятора Q^*. *2-е условие* – вентилятор должен развивать такой напор P_V, при котором он будет работать в области максимальных значений КПД $h_\text{В} \geq 0{,}9\, h_\text{max}$. *3-е условие* – затраты электрической мощности $N_\text{эл.}$ на привод вентилятора должны быть минимальными.

Объединяющей идеей проектирования аэродинамической системы и выбора ТДМ является оптимизация всех условий по максимальной величине КПД вентиляторов либо дымососов, так как в расчёте КПД вентилятора учитываются все перечисленные параметры

$$\eta_\text{В} = \frac{P_V Q^*}{N_\text{эл.}}. \qquad (1)$$

Как показал опыт оптимизации параметров работы аэродинамических систем за счёт снижения сопротивлений проточных частей оборудования, такой подход имеет существенные недостатки:

– величина затрат электрической мощности $N_\text{эл.}$ на привод вентилятора учитывается только в качестве составной части значения КПД нагнетателей;

– величина напора P_V является полезным параметром вентилятора, но в аэродинамической системе напор затрачивается на преодоление сопротивлений. Поэтому потери напора в системе нельзя относить к «полезным» параметрам дутьевого тракта в целом [3, 4]. Без величины КПД вентилятора невозможно рассчитать затраты мощности. Но КПД вентилятора недостаточен для оптимизации параметров аэродинамической системы в целом;

– «характеристика сети» $P_\text{сеть} = f(Q)$, которая построена на сводном графике дополнительно рассчитывается как сумма потерь напора во вспомогательных элементах дутьевого тракта (поворотах, тройниках, коллекторах, входных и выходных патрубках) практически никогда не оптимизируется, а считается постоянной и относится к заданным условиям и ограничениям.

Анализ существующих вариантов снятия ограничений тепловой мощности КУ по дутью. В качестве примера устранения ограничений мощности по дутью рассмотрим варианты увеличения тепловой мощности котлов КВГМ-50 в г. Ильичевск Одесской области. Согласно режимным картам котлы № 3 и № 4 обеспечивали тепловую мощность менее 40 МВт. Главной причиной ограничений мощности котла в режимной карте зафиксирована недостаточная подача дутьевого вентилятора.

Для номинальной тепловой мощности котла КВГМ-50 необходим обеспечить подачу дутьевого вентилятора $Q^* \approx 65$ тыс.·м^3/ч. Однако, дутьевые вентиляторы на этих котлах обеспечивали подачу, которая не превышала $Q_0 \approx 45$ тыс.·м^3/ч [5, 6]. Для котлов КВГМ-50 рекомендован дутьевой вентилятор ВДН-15 с частотой вращения $n = 980$ мин$^{-1}$. Поэтому исследования вариантов повышения подачи воздуха в котёл рассмотрим на примере использования именно этого типа вентиляторов, используя сводный график оптимальных параметров вентиляторов типа ВДН [7–9]. Для исследования вариантов реконструкции в рамках существующей методики на графике (рис. 1) построена характеристика сети $P_\text{сеть} = f(Q)$, которую будем считать неизменной.

1-ый вариант – использование вентилятора с большими размерами. Использование ВДН-17 с оборотами $n = 980$ мин$^{-1}$ обеспечит увеличение подачи до $Q \approx 52$ тыс.·м^3/ч, однако это является недостаточным для восстановления номинальной мощности котла.

Для оптимизации изменений в дутьевом тракте можно использовать формулу соотношения затрат мощности подобных вентиляторов при изменении основных параметров [5].

$$N_1 = N_0 \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^3 \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^5 \frac{\rho_1}{\rho_0} \frac{\eta_1}{\eta_0}. \qquad (2)$$

Анализ изменения параметров в формуле пересчёта (2) показал, что мощность, затрачиваемая на электродвигатель вентилятора, увеличивается пропорционально оборотам в 3-й степени, а при увеличении диаметра рабочего колеса вентилятора мощность электродвигателя должна увеличиваться пропорционально 5-й степени. Исходя из приведённого соотношения, можно рекомендовать *2-ой вариант* реконструкции – заменить электродвигатель вентилятора с целью увеличения скорости вращения вентилятора.

Для анализа параметров по 2-ому варианту использованы заводские характеристики вентилятора ВДН-15.

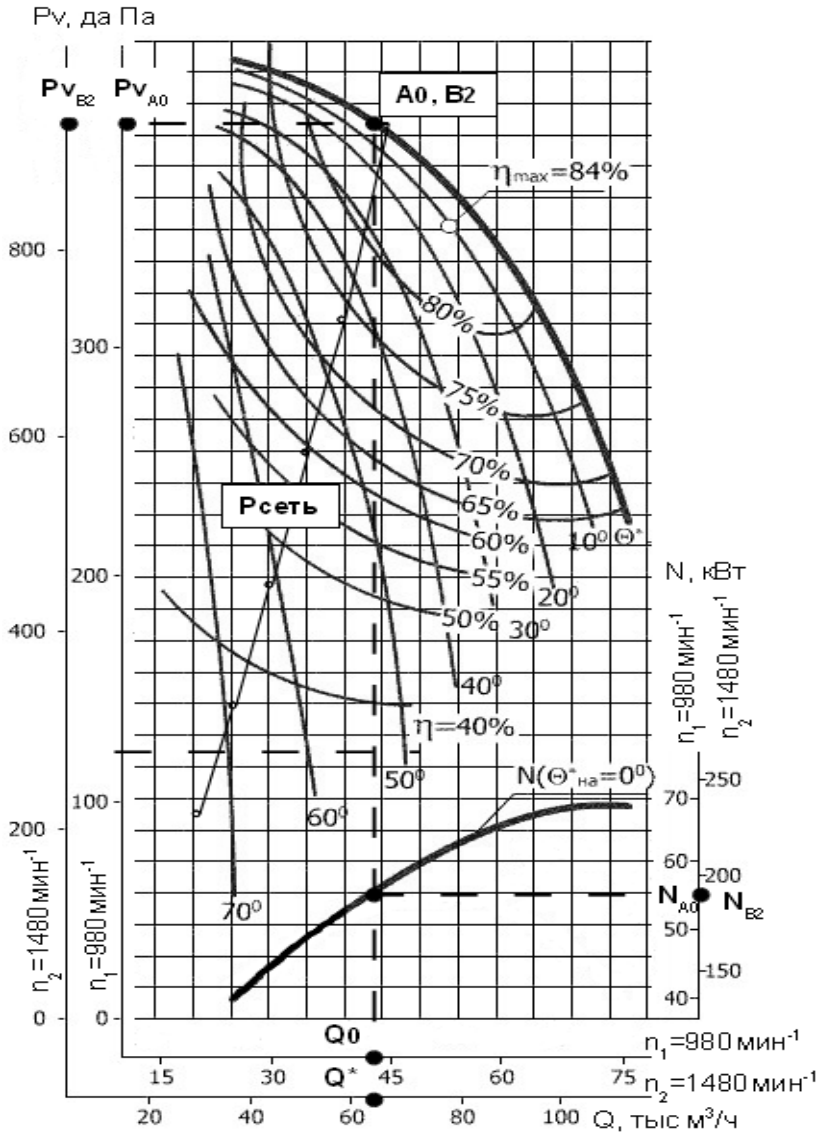


Рис. 1 – Характеристики вентилятора марки ВДН-15

Анализ заводских характеристик вентилятора показал, что повышение скорости вращения от $n_1 = 980$ мин$^{-1}$ до $n_2 = 1480$ мин$^{-1}$ увеличивает подачу от $Q_0 \approx 45$ тыс.·м^3/ч до требуемой величины $Q^* = 65$ тыс.·м^3/ч. КПД вентилятора при номинальной мощности котла будет достаточно высокой $\eta_{\text{вент.B2}} = 0{,}83$. Однако реальные затраты электродвигателя существенно увеличатся $N_{\text{эл. B2}} > 180$ кВт.

Энергосберегающий вариант увеличения подачи воздуха в котёл. Для снятия ограничений мощности котлов КВГМ50 в г. Ильичевск разработан энергосберегающий 3-ий вариант реконструкции, который позволяет существенно увеличить подачу воздуха в котёл с одновременным снижением затрат мощности на привод. В своих работах мы не меняем вентилятор или электродвигатель, а решаем задачу снижения потерь напора в аэродинамической системе.

До проведения реконструкции был сделан анализ схемы дутьевого тракта, который позволил выявить в аэродинамической системе участки с неоправданно высокими аэродинамическими сопротивлениями. Самые большие потери напора создавали горелки типа ротационной газомазутной горелки (РГМГ), поэтому они были заменены на новые «струйно-нишевые горелки», у которых величина сопротивления почти в 2 раза меньше [7, 8]. Замена горелок обеспечила более 50 % снижения потерь напора в дутьевом тракте котла.

Дополнительное снижение аэродинамических сопротивлений в дутьевом тракте было выполнено за счёт коррекции аэродинамики потоков. Для этого разработаны изменения геометрии проточных частей поворотов потока, а также изменения геометрии входного участка вентилятора.

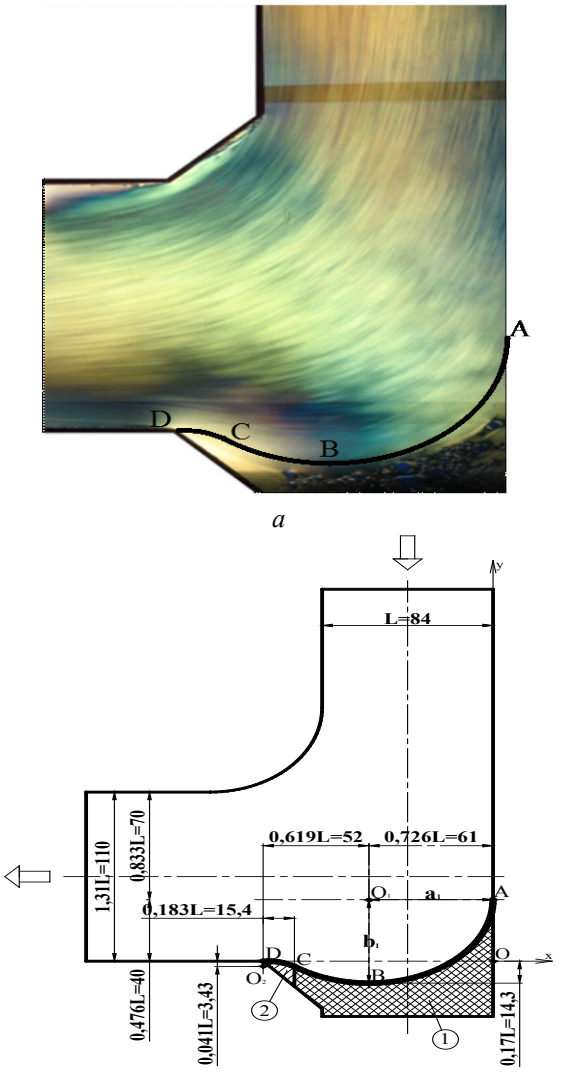
Для корректировки аэродинамики потоков выполнена визуальная диагностика структуры потока с использованием физического моделирования методом визуальной диагностики структуры потоков (МВДСП) [4, 9]. Визуальная диагностика структуры потока во входном патрубке позволила выявить зоны отрыва потока от стенок, которые являются причиной высоких аэродинамических сопротивлений рис. 2*а*.

Для снижения сопротивлений проточной части входного патрубка диссипативные зоны замещаются вставками-лекалами [10, 11]. То есть на основе результатов диагностики разработана геометрия безотрывного течения (рис. 2*б*).

Исследование параметров поворота потока во входном патрубке вентилятора на гидравлическом стенде показали, что после устранения диссипативных зон величина сопротивления входного патрубка при числах Рейнольдса $Re > 10^5$, снижена с $\zeta = 1{,}57$ до $\zeta = 0{,}23$. Таким образом, замещающие диссипативные зоны вставки, существенно улучшают аэродинамические характеристики проточных частей. Анализ изменения показателей дутьевого тракта как аэродинамической сети до реконструкции $P_{\text{сетьА}}$ и после $P_{\text{сетьС}}$ в поле характеристик вентилятора ВДН-15 с оборотами $n = 980$ мин$^{-1}$ показаны на рис. 3.

До проведения реконструкции при полностью открытом направляющем аппарате подача вентилятора составляла $Q_0 = 44$ тыс.·м^3/ч Затраты энергии электродвигателя были $N_{\text{эл.А0}} = 55$ кВт при КПД вентилятора $\eta_{\text{вент АО}} = 0{,}84$. Снижение аэродинамических сопротивлений после проведения реконструкции позволило уменьшить потери напора в аэродинамической сети. Это обеспечило увеличение подачи вентилятора при полностью открытых направляющих аппаратах до $Q_{\text{С}} = Q^* = 65$ тыс.·м^3/ч. Затраты энергии электродвигателя вентилятора при номинальной мощности котла увеличены до $N_{\text{эл.С}} = 68$ кВт.

Третий вариант реконструкции за счёт снижения сопротивлений в дутьевом тракте даёт парадоксальные результаты. Подача увеличена почти в 1,5 раза ($Q^*/Q_0 = 65000/44000 = 1{,}47$), затраты мощности по сравнению со 2 вариантом снижены более чем в 2,5 раза ($N_{\text{эл.В2}}/N_{\text{эл.С}} = 180/68 = 2{,}6$). Однако, главный коэффициент, используемый для оптимизации параметров системы – КПД вентилятора уменьшился от $\eta_{\text{вент.А0}} = 0{,}84$ до величины $\eta_{\text{вент.С}} = 0{,}8$. Не смотря на то, что КПД вентилятора незаменим, так как без него нет возможности рассчитать затраты энергии при измеренных величинах подачи и напора. При проектировании аэродинамических систем необходим системный показатель эффективности.



а

б

Рис. 2 – Корректировка аэродинамики входного патрубка вентилятора:
а – визуальная диагностика структуры потока;
б – геометрия безотрывного течения во входном патрубке вентилятора

Важным результатом реконструкции является то, что при плановом уменьшении тепловой мощности котла до $N_{\text{тепл}} = 40$ МВт, затраты энергии на привод составят $N_{\text{эл.С0}} = 40$ кВт. То есть экономия затрат энергии на дутье после реконструкции при нагрузке котла 40 МВт составит 15 кВт.

Энергосберегающий вариант реконструкция дутьевого тракта котлов КВГМ. Ограничения тепловой мощности котлов КВГМ-50, находящихся в эксплуатации, носят массовый характер. В предыдущих разделах выполнен анализ двух вариантов увеличения подачи дутьевого вентилятора на основе существующих правил проектирования [3], однако они не реализуются, так как замена вентилятора на ВДН-17 потребует больших капитальных затрат.

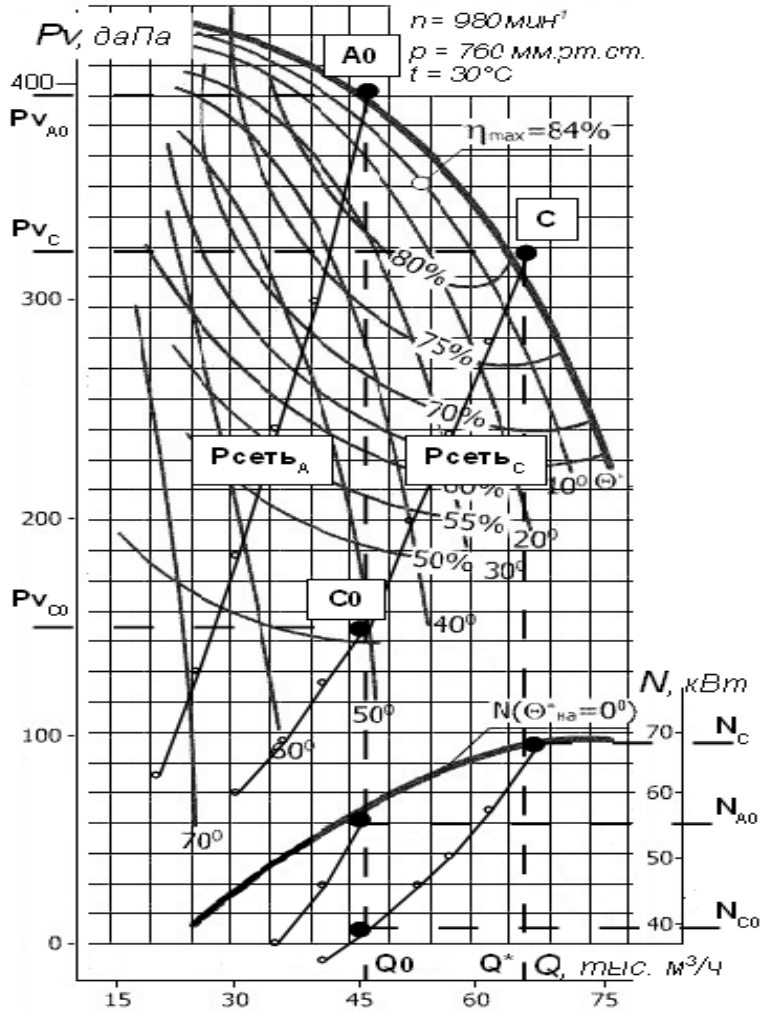


Рис. *3 – Изменение параметров работы дутьевого тракта котла КВГМ-50 до и после реконструкции*

Таблица 2 – Результаты реконструкции воздушного тракта котлов КВГМ-50

Наименование	Обозначение	Размерность	До реконструкции	Увеличение оборотов	Корректировка аэродинамики	
			Точка А0	Точка В2	Точка С0	Точка С
Мощность котла	N_T Q_T	МВт Гкал	40 34,5	58 50	40 34,5	58 50
Подача вент-ра	Q	$10^3 \cdot м^3/ч$	45	65	45	65
Число оборотов	N	$мин^{-1}$	980	1480	980	980
КПД вент-ра	—	%	0,825	0,825	0,47	0,79
Затраты вент-ра	—	кВт	55	180	39	68

Главным результатом реконструкции дутьевого тракта двух котлов КВГМ-58 в г Ильичевск явилось увеличение тепловой мощности на котле № 3 с 36,2 до 51,93 МВт и на котле № 4 с 37,8 до 48,28 МВт при соответствующем увеличении подачи газа за счёт применения новой методики проектирования [12]. Результаты испытаний котлов в котельной г. Ильичевска до и после реконструкции в 1996 г. зафиксированы в режимных картах котлов, а обобщённые данные приведены в табл. 2.

Необходимо отметить, что результаты изменения параметров дутьевого тракта в табл. 2 отличаются, так как в котельной г. Ильичевск установлены вентиляторы ВД-15,5. Поэтому результаты экономии энергии на дутье составили $\Delta N_{эл.} = 47 - 32 = 12$ кВт.

После проведения реконструкции котёл все-таки не обеспечивает номинальную мощность 58 МВт, максимальная мощность котла по режимной карте составила 50 МВт или 87 % от номинальной.

Выводы

Энергосберегающий вариант реконструкции тягодутьевых трактов котлов за счёт снижения сопротивлений проточных частей оборудования позволяет существенно увеличить производительность как тягодутьевых механизмов, так и энергоустановок в целом. При этом затраты энергии на собственные нужды могут быть существенно уменьшены.

Мировой опыт свидетельствует, что реконструкция энергоустановок с целью улучшения параметров работы и продления срока их эксплуатации существенно дешевле строительства новых объектов. Результаты реконструкции котла КВГМ-58 позволяют изменить отношение к проблеме ограничений мощности работающих котлов. То есть большая часть котлов КВГМ, находящихся в эксплуатации имеют существенный резерв увеличения производительности. Причем реконструкция, обеспечивающая снижение сопротивлений проточных частей выгодна тем, что позволяет увеличить подачу вентиляторов с одновременным снижением затрат энергии в аэродинамической системе.

Список литературы

1 **Бузников, У. Ф.** Производственные и отопительные котельные [Текст] / У. Ф. Бузников, К. Ф. Раддатис, Э. Я. Берзиньш. – М. : Энергомашиздат, 1984.

2 ГОСТ 1616-90. Вентиляторы радиальные и осевые Размеры и параметры. – М. : Издательство стандартов, 1990.

3 **Мазуренко, А. С.** Совершенствование аэродинамических трактов парогазовой установки [Текст] / **А. С. Мазуренко, В. А. Арсирий, Е. А. Арсирий, В. И. Кравченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 49–52. – Бібліогр. : 5 назв. – ISSN 2078-774X.

4 **Арсирий, Е. А.** Интеллектуальный анализ при комплексном моделировании для повышения надежности работы энергетического оборудования [Текст] // **Е. А. Арсирий, С. Г. Антощук, В. А. Арсирий, В. И. Кравченко** // Науково-технічний журнал «Радіоелектронні і комп'ютерні системи». – 2012. – Харків : НАКУУ «ХАІ». – № 6(58). – С. 89–95. – ISSN 1814-4225.

5 **Бутенко, А. Г.** Сопротивление труб прямоугольного поперечного сечении [Текст] / **А. Г. Бутенко** // Труды Одесского политехнического университета: Научный и производственно-практический сборник по техническим и естественным наукам. – Одесса, 2003. – № 1(19). – С. 221–223.

6 **Бутенко, А. Г.** Гідравлічний розрахунок комбінованої системи очищення повітря [Текст] // **А. Г. Бутенко, С. Ю. Смык** // Праці Одеського політехнічного університету: Науковий та науково-виробничій збірник. – Одесса, 2011. – Вып. 1(35). – С. 190–194. – ISSN 2076-2429 (print), ISSN 2223-3814 (online).

7 **Абдулин, М. З** Струйно-нишевая система смесеобразования и стабилизации пламени [Текст] : автореф. дис. … канд. техн. наук :05.04.01 Котли, парогенератори та камери сгоряння / **Абдулин Михаил Загретдинович** ; КПИ. – Киев, 1986. 20 с.

8 **Абдулин, М. З** Развитие струйно-нишевой технологии в теплоэнергетике [Текст] / **М. З. Абдулин М. В. Гребинная, А. А. Серый** // Материалы VIII международной научно-практической конференции «Повышение эффективности энергетического оборудования – 2013». – Москва, 2013. – Т. 2. – С. 156–169.

9 **Мазуренко, А. С.** Повышение эффективности турбинных установок за счёт совершенствования проточных частей патрубков [Текст] / **А. С. Мазуренко, В. А. Арсирий** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2005. – № 6. – С. 39–43. – Бібліогр. : 4 назв. – ISSN 2078-774X.

10 **Arsiri, V.** Reduction of noise and vibration of turbo machinery due to improvement of flowing part [Text] / **V. Arsiri** // Symposium on Compressor & Turbine Flow Systems – Theory & Application Areas ″SYMKOM'08″. – 2008. – No. 2008/9. – P. 15–7.

11 **Арсирий, Е. А.** Оценка состояния сложных процессов при реинжиниринге энергетического оборудования [Текст] / **Е. А. Арсирий, С. Г. Антощук, О. Ю. Бабилунга, В. А. Арсирий** // Системи обробки інформації : Зб. наук. пр. – Харк. ун-т Повітр. сил ім. Івана Кожедуба, 2015. – Вып. 2. – С. 139–142. – ISSN 1681-7710.

12 Pat. PST 5.812.423 USA Method of determining working media motion and designing flow structures for same // **Maisotsenko V. S., Arsiri V. A.** – Publ. 22.09.1998.

Bibliography (transliterated)

1 **Buznikov, U. F., Raddatis, K. F. and Berzins, E. Ya.** (1984), *Proizvodstvennye i otopitel'nye kotel'nye [Production and heating plants]*, Jenergomashizdat [Energomashizdat], Moscow, Russian.

2 (1990), GOST 1616-90. *Ventiljatory radial'nye i osevye Razmery i parametry [Radial and axial fans. Dimensions and parameters]*, Izdatel'stvo standartov [Publishing Standards], Moscow, Russian.

3 **Mazurenko, A. S. , Arsiry, V. A., Arsirij, E. A. and Kravchenko V. I.** (2015), ″Sovershenstvovanie ajerodinamicheskih traktov parogazovoj ustanovki [Improving Aerodynamic Channels in the Steam and Gas Combined Cycle Plant]″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 17(1126), pp. 49–52, ISSN 2078-774X.

4 **Arsiriy, E. A., Antoshchuk, S. G., Arsiry, V. A. and Kravchenko, V. I.** (2012), ″Intellektual'nyj analiz pri kompleksnom modelirovanii dlja povyshenija nadezhnosti raboty jenergeticheskogo oborudovanija [Data mining for complex simulation to improve reliability of power equipment]″, *Naukovo-tehnichnyj zhurnal ″Radioelektronni i komp'juterni systemy″ [Naukovo-tehnichny magazine "Radioelektronni i komp'yuterni systemy"]*, no. 6(58), pp. 89–95, ISSN 1814-4225.

5 **Butenko, A. G.** (2003), ″Soprotivlenie trub prjamougol'nogo poperechnogo sechenii [Resistance tubes of rectangular cross-section]″, *Trudy Odesskogo politehnicheskogo universiteta [Bulletin of the Odessa Polytechnic University]*, no. 1(19), pp. 221–223.

6 **Butenko, A. G. and Smyk, S. Yu.** (2011), ″Gidravlichnyj rozrahunok kombinovanoi' systemy ochyshhennja povitrja [Hydraulic calculation of the combined system of air purification]″, *Praci Odes'kogo politehnichnogo*

universytetu [Bulletin of the Odessa Polytechnic University], vol. 1(35), pp. 190–194, ISSN 2076-2429 (print), ISSN 2223-3814 (online)

7 **Abdulin, M. Z.** (1986), ″Strujno-nishevaja sistema smeseobrazovanija i stabilizacii plameni [Jet-niche carburetion system and flame stabilization]″, Abstract of Ph.D. dissertation, Boilers, steam generators and the combustion chamber, KPI, Kiev, Ukraine.

8 **Abdulin, M. Z., Grebinnaya, M. V. and Grey, A. A.** (2013), ″ Razvitie strujno-nishevoj tehnologii v teplojenergetike [Development of jet-niche technology in power]″, *Materialy VIII mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii ″Povyshenie jeffektivnosti jenergeticheskogo oborudovanija – 2013″ [Materials of the VIII International scientific-practical conference "Improving the efficiency of power equipment - 2013"]*, vol. 2, pp. 156–169.

9 **Mazurenko, A. S. and Arsiriy, V. A.** (2005), ″Povyshenie jeffektivnosti turbinnyh ustanovok za schjot sovershenstvovanija protochnyh chastej patrubkov [Improving the efficiency of turbine installations by improving the flow parts of pipes]″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 6, pp. 39–43, ISSN 2078-774X.

10 **Arsiri, V.** (2008), ″Reduction of noise and vibration of turbo machinery due to improvement of flowing part″, *Symposium on Compressor & Turbine Flow Systems – Theory & Application Areas ″SYMKOM'08″*, no. 2008/9, pp. 15–17.

11 **Arsiriy, E. A., Antoshchuk, S. G., Babilunga, O. Y. and Arsiry, V. A.** (2015), ″Ocenka sostojanija slozhnyh processov pri reinzhiniringe jenergeticheskogo oborudovanija [The assessment of the state of complex processes during the reengineering power equipment]″, *Systemy obrobky informacii' [Information processing systems]*, vol. 2, pp. 139–142, ISSN 1681-7710.

12 **Maisotsenko, V. S. and Arsiri, V. A.** (1998), *Method of determining working media motion and designing flow structures for same*, USA, Pat. PST 5.812.423.

Сведения об авторах (About authors)

Арсирий Василий Анатольевич – доктор технических наук, профессор, Одесская Государственная Академия Строительства и Архитектуры, профессор кафедры Кондиционирования воздуха и механики жидкости; г. Одесса, Украина; e-mail: arsiry@te.net.ua.

Arsiri Vasyl – Doctor of Technical Sciences, Professor, chef of Department air conditions and fluid mechanic, Odessa state academy of building and architecture, Odessa, Ukraine; e-mail: arsiry@te.net.ua.

Смирнова Валерия Александровна – Одесская Государственная Академия Строительства и Архитектуры, ассистент кафедры Кондиционирования воздуха и механики жидкости, г. Одесса, Украина; e-mail: valeriya.007@gmail.com.

Smyrnova Valeriya – Assistant of Department air conditions and fluid mechanic, Odessa state academy of building and architecture, Odessa, Ukraine; e-mail: valeriya.007@ gmail.com.

Арсирий Елена Александровна – доктор технических наук, профессор, Одесский Национальный политехнический университет, кафедра Информационных технологий; г. Одесса, Украина; e-mail: arsiry@te.net.ua.

Arsirii Olena – Doctor of Technical Sciences, Professor, Information systems department of Odessa nationality polytechnic university , Odessa, Ukraine; e-mail: arsiry@te.net.ua.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Арсирий, В. А. Повышение производительности котлов за счёт снятия ограничений мощности по тяге и дутью [Текст] / **В. А. Арсирий, В. А. Смирнова, Е. А. Арсирий** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 78–84. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.12.

Please cite this article as:

Arsiri, V., Smyrnova, V. and Arsiri, E. (2016), ″Increasing Productivity of the Boiler by Eliminate the Limited Capacity of the Thrust and Blow″. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 78–84, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.12.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Арсірій, В. А Підвищення продуктивності казана за рахунок зняття обмеження потужності по тяге і дуттю [Текст] / **В. А. Арсірій, В. О. Смірнова, Е. О. Арсірій** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 78–84. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.12

АНОТАЦІЯ *На основі аналізу параметрів дуттьових трактів і режимів роботи вентиляторів запропонований варіант зняття обмежень теплової потужності котельних установок марки КВГМ по дуттю за рахунок коригування аеродинаміки у вхідному патрубку вентилятора і допоміжних елементах дуттьового тракту типу «поворот». Пропонований варіант зняття обмежень теплової потужності є енергозберігаючим тому, що дозволяє істотно збільшити подачу повітря в котельню установку з одночасним зниженням витрат потужності на привід вентилятора.*

Ключові слова: *котельні установки, вентилятори, збільшення потужності, гідравлічні опори, візуалізація структури потоків.*

Поступила (received) 08.01.2016

УДК 621.31:62.03 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.13**

Г. І. КАНЮК, О. В. АНДРЕЄВ, А. М. ЧЕРНЮК, В. М. КНЯЗЄВА

АНАЛІЗ ЗАСОБІВ РЕГУЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ МАГІСТРАЛЬНИХ НАФТОПРОВОДІВ УКРАЇНИ

АНОТАЦІЯ *У роботі виконано аналіз засобів регулювання параметрів насосних агрегатів магістральних нафтопроводів України. Показано, що експлуатація систем магістральних нафтопроводів пов'язана з низкою технічних проблем, які обумовлені з вибором енергоефективного режиму роботи через нерівномірності перекачування нафти за певний проміжок часу. Наявні методи регулювання режимів роботи системи «насосне обладнання – магістральний нафтопровід» мають ряд недоліків, які необхідно враховувати при їх виборі на стадії проектування або в процесі експлуатації для певних умов. Запропоновано перспективний енергоефективний метод регулювання режимів роботи нагнітачів, заснований на мінімізації в реальному масштабі часу витрат потужності на привід і забезпечення максимальних значень ККД.*

Ключові слова: *магістральний насос, нафтопровід, методи регулювання, частотно-регульований привід.*

G. KANYUK, A. ANDREEV, A. CHERNIYK, V. KNYAZEVA

ANALYSIS OF THE TOOLS USED TO CONTROL THE PARAMETERS OF PUMP UNITS INTENDED FOR OIL-TRUNK PIPELINES IN UKRAINE

ABSTRACT *It has been established that oil pipelines never operate in one mode with the maximum efficiency (defined by the project). The pipelines operate in the modes of a different efficiency, which is very often much lower than the potential output and this can be caused by irregular oil deliveries by oil-producing companies, a change in the freight flow, withdrawal for the repair of the portion of oil-transfer units and the removal of faults in the linear part, etc. In this case it is required to control operating conditions in oil transfer systems to maintain the mode specified by the chart of operating practices (COP). This paper analyzes the control tools of the parameters of oil pumps designed for oil-trunk pipelines in Ukraine. It is shown that the operation of the systems of oil – trunk pipelines faces many technological problems related to the choice of energy-efficient operating conditions due to the irregular oil transfer for the specified time period. Available methods of the control of operating conditions for the "pump equipment-oil trunk pipeline" system have many drawbacks that should be taken into account during their selection at the design stage or operation in specific conditions. A promising energy-efficient technique was suggested to control the operating conditions of superchargers, which is based on the minimization of drive power input and the assurance of the maximum values of efficiency factor.*

Key words: *oil-trunk pump, oil pipeline, control technique, and the frequency-controlled drive.*

Актуальність

Україна є одна з найбільших транзитних держав Європи. Значну частину в структурі загального транзиту товарів становить транзитне транспортування нафти. Річний обсяг транзитного транспортування нафти територією нашої країни становив на 2014 рік близько 15 млн. тонн з 16,9 млн. тонн загального її транспортування.

Система магістральних нафтопроводів України включає 19 нафтопроводів діаметром до 1220 мм загальною довжиною близько 4800 км, 51 нафтоперекачувальну станцію (НПС), роботу яких забезпечують 176 насосних агрегатів, одиничною продуктивністю до 12500 м^3/год. Сумарна електрична потужність електроприводів становить близько 360 МВт. Пропускна здатність системи дорівнює 114 млн. т/рік на вході і більше 56 млн. т/рік на виході.

Загальна номінальна ємність 11 резервуарних парків системи магістральних нафтопроводів більше 1000 тис. м^3 [1].

Зниження енергоємності процесу транспортування нафти магістральними нафтопроводами (МНП) при зазначених вище обсягах дозволить отримати значний економічний ефект в рамках галузі і підвищити конкурентоспроможність українських підприємств транзиту нафти.

Основним споживачем енергії нафтотранспортної системи України є електроприводи насосних агрегатів нафтоперекачувальних станцій. В якості електроприводів використовуються переважно асинхронні і синхронні електродвигуни. Енергетичні характеристики роботи електроприводу визначається коефіцієнтом корисної дії електродвигуна. Паспортний коефіцієнт корисної дії (ККД) електропровідних двигунів нафтових магістральних насосів (наприклад серії НМ) знаходиться в межах від 79 до 90 %. Однак ці значення характеризують роботу двигуна в штатному (найбільш енергоефективному) режимі і не враховують значного зниження ККД при зміні режиму роботи насоса.

Аналіз причин відхилень режимів роботи системи магістрального нафтопроводів важливий не тільки з точки зору перевищення допустимих тисків або підтримки мінімально необхідного, але і також з позиції споживання електроенергії, зокрема раціонального її використання.

© Г. І. Канюк, О. В. Андреєв, А. М. Чернюк, В. М. Князєва, 2016

Мета роботи

Аналіз режимів роботи нафтоперекачувальних насосів з регульованим приводом, енерговитрат, що забезпечують зниження, при транспорті нафти.

Огляд існуючого стану

На практиці нафтопроводи ніколи не працюють тільки на одному режимі з максимальною (визначеною проектом) продуктивністю. Робота трубопроводів відбувається на режимах з різною продуктивністю, часто значно менше проектної, що може бути обумовлено нерівномірністю поставок нафти видобувними компаніями, зміною вантажопотоків, виведенням в ремонт частини перекачувальних агрегатів, усуненням дефектів на лінійній частині і т.п. При цьому виникає необхідність в регулюванні режимів роботи НПС з метою підтримання режиму заданого картами технологічних режимів (КТР).

Опис методів регулювання режиму роботи магістрального нафтопроводу наводиться в багатьох працях, пов'язаних з дослідженням і описом систем трубопровідного транспорту.

Зокрема, існує класифікація методів регулювання режиму роботи НПС, способи їх здійснення і аналіз ефективності їх застосування в конкретних умовах експлуатації.

Виходячи з рівняння балансу напорів, для магістральних нафтопроводів, методи регулювання можна розділити на методи, пов'язані зі зміною параметрів НПС:

- зміна кількості працюючих насосів НПС;
- зміна схеми з'єднання насосів на НПС;
- заміна роторів (робочих коліс) насосів;
- зміна діаметра (обточуванням) робочого колеса насосів;
- регулювання зміною частоти обертання валу насоса, і методи, пов'язані зі зміною параметрів магістрального трубопроводу:

– дроселювання;

– перепуск частини рідини у всмоктувальну лінію (байпасування);

– застосування протитурбулентних присадок [3].

Зміна кількості працюючих насосів і зміна схеми з'єднання насосів на НПС. Дані методи є ступінчастими і задають варіанти дискретних змін витрат і тиску. Для варіантів включення магістральні насоси розраховуються робочі режими. Крім цього, необхідно враховувати крутизну гідравлічних характеристик ділянок магістральних нафтопроводів, які працюють при такій схемі регулювання. У роботах А. Г. Колпакова [3] і А. А. Коршака [2] розглянуті випадки, коли використовуються паралельне і послідовне з'єднання двох однакових відцентрових насоса при роботі їх на ділянку нафтопроводу з різними гідравлічними характеристиками. На підставі аналізу зміни подачі, напорів і ККД відцентрових насосів робиться висновок про доцільність послідовного з'єднання насосів при роботі на ділянку нафтопроводу з характеристикою (на трубу меншого діаметру або більшої довжини). Паралельна схема з'єднання відцентрових насосів вигідна при роботі на ділянку з пологої характеристикою (на трубу більшого діаметра або меншої довжини).

Якщо розглядати геодезичні умови траси магістрального нафтопроводу, то для рівнинного розташування магістрального нафтопроводу і НПС найбільш прийнятним, з точки зору енергоефективності, є послідовне з'єднання відцентрових насосів, а на НПС перед ділянкою з великим статичним перепадом слід встановлювати натиск насоси, включені паралельно [4] .Даний метод управління характерний високими втратами електроенергії на перемикання між двома режимами і відносно низьким ККД з огляду на те, що продуктивність насосів. Рівна продуктивності трубопроводу, далека від значення номінальної продуктивності, при якій досягається максимальний ККД насоса.

Заміна і зміна діаметра (обточуванням) робочого колеса насосів. Більшість магістральних відцентрових насосів укомплектовано змінними робочими колесами на 0,5; 0,7 і 1,25 від номінальної подачі, які мають різні гідравлічні характеристики [2]. Такий метод регулювання насосів можна вважати плавним, так як часта зміна коліс насосів практично неможлива [3].

Метод регулювання обточуванням робочих коліс відцентрових насосів полягає в зменшенні (обточуванням) зовнішнього діаметра робочих коліс. Даний метод має великий недолік – не можна повернути колишній діаметр робочого колеса, крім того, обточування не допускається більш ніж на 20 %, при цьому ККД падає не більше ніж на 1–3 % [6].

Дроселювання. Режим роботи НПС дроселюванням, полягає в зміні опору потоку рідини шляхом звуження площі його поперечного перерізу за допомогою регуляторів тиску, встановлених на вузлах регулювання НПС.

Дроселювання здійснюють в напірному трубопроводі, так як дроселювання у всмоктуючому трубопроводі пов'язано з можливістю виникнення кавітації [6].

Даний метод регулювання неекономічний, так як НПС непродуктивно розвиває зайвий натиск, що збільшує вартість транспорту нафти. Втрати при дроселюванні можуть досягати 15–20 % [6] від потужності витраченої електроенергії на привід насосів.

Метод дроселювання застосовують для насосів, що мають пологу напірну характеристику, причому втрати енергії на дроселювання не по-

винні перевищувати 2 % енерговитрат на перекачку [2].

Перепуск частини рідини у всмоктувальну лінію (байпасування). Метод регулювання перепуском складається в перепуску на частини рідини з виходу насоса знову на його вхід. При цьому відбувається зміна характеристики трубопровідної системи, на яку працює насос і змінюється місце розташування робочої точки НПС. Це тягне за собою зміну режиму роботи нафтопроводів – та й додаткові втрати енергії. При цьому продуктивність нафтопроводу завжди тільки знижується.

У практиці експлуатації систем магістральних нафтопроводів даний метод застосовується рідко, і зазвичай прийнятний на головних НПС, де пропуск здійснюється через резервуари [4].

Застосування протитурбулентних присадок. Введення спеціальних протитурбулентних присадок дозволяє зменшити гідравлічний опір магістрального нафтопроводу за рахунок гасіння турбулентних пульсацій. Але при проходженні через відцентрові насоси НПС структура протитурбулентних присадок руйнується.

Регулювання зміною частоти обертання валу насоса. Одним з найбільш ефективних і прогресивних методів регулювання режимів роботи магістральних нафтопроводів є частотне регулювання швидкості обертання робочих коліс нафтових магістральних відцентрових насосів.

При регулюванні режиму роботи НПС зміною частоти обертання робочого колеса насосів відбувається зміна *H–Q* характеристик ВН відцентрований насос без зміни ККД. При зміщенні напірної характеристики відцентрового насоса пропорційно зміщується характеристика ККД. Тому цей метод більш економічний, але його реалізація вимагає додаткових капітальних витрат на придбання і монтаж обладнання, за допомогою якого можна змінювати частоту обертання робочого колеса.

Застосування даного методу на НПС систем магістральних нафтопроводів дозволяє полегшити синхронізацію роботи станцій і уникнути гідравлічних ударів в нафтопроводі [2].

Зміна частоти обертання робочого колеса відцентрового насоса можливо здійснити в наступних трьох випадках [2, 3]:

– застосування двигунів зі змінною частотою обертання (газова турбіна);

– установка на валу насосів спеціальних муфт з регульованим коефіцієнт ковзання (гідравлічних, електромагнітних, струмовихровий);

– застосування перетворювачів частоти змінного струму електродвигунів.

В даний час перетворювачі частоти можуть управляти електродвигунами по двох каналах, шляхом зміни частоти і напруги. Напруга може регулюватися двома способами: амплітудо-імпульсною модуляцією (АІМ) напруги в ланці постійного струму і широто-імпульсною модуляцією (ШІМ) випрямленої напруги за допомогою ключів інвентора.

Дослідження в області можливості експлуатації частотно-регульованого приводу (ЧРП) магістральних насосних агрегатів і практика їх застосування дозволяють виділити ряд особливостей і переваг застосування даного типу приводу. Виражаються в наступному:

1. При відсутності ЧРП магістральних насосних агрегатів (МНА) в більшості випадків на НПС регулюють використання методу дроселювання, що має на увазі необхідність установки спеціального вузла дроселюючих заслінок, а при процесі дроселювання частина напору, створюваного МНА, «знищується» цим процесом. Застосування ЧРП дає можливість ліквідації вузла дроселювання і агрегати підлаштовуються під необхідний режим роботи, без створення перевищення тиску для подальшого регулювання. Зміна частоти з ЧРП здійснюється в широкому діапазоні без істотного зниження ККД МНА. Економія витрат при застосуванні ЧРП МНА істотна в порівнянні з дроселюванням.

2 Пуск і зупин МНА, обладнаних ЧРП, відбувається в плавному режимі, при якому відсутній імпульсний характер навантаження на електромережі, МНА, засоби регулювання автоматики (ЗРА) і трубопровідну обв'язку.

3 Плавний вихід на стаціонарний режим перекачування збільшує залишковий ресурс магістрального нафтопроводу.

4 Застосування частото-регульованого приводу в магістральних насосних агрегатах доцільно при великій нерівномірності перекачування нафти по трубопроводу.

Проблема вибору режиму роботи при проектуванні магістрального нафтопроводу входить в основну задачу підбору параметрів і конфігурації самої нафтопровідної системи.

В основі вибору режимів роботи систем магістральних нафтопроводів, крім планованих обсягів перекачування, лежать і норми споживання електроенергії.

Для визначення оптимального поєднання параметрів з технічної і економічної точок зору складають техніко-економічне обґрунтування. Вибір оптимального режиму роботи проводиться на основі оптимізаційної задачі, за критерій оптимальності зазвичай беруться питомі енерговитрати на перекачування одиниці об'єму (маси) продукції.

Основним типом приводу на нафтоперекачувальних станціях є електродвигун, тому потреба станцій, головним чином, полягає в електроенергії. Електроенергія витрачається як безпосередньо на перекачку нафти, так і на власні потреби. В електродвигуни енергія електрики переходить в механічну, що дається по валу на відцентровий насос, де

енергія перетворюється в гідравлічну, передану по трубах.

При аналізі розподілу енергії необхідно розглядати систему магістральних і підпірних насосів, електричний привід до них і систему підвідних сітей, а також гідравлічні втрати енергії в обв'язки і вузлах нафтоперекачувальних станцій і магістрального нафтопроводу.

В даний час, є актуальним питання контролю споживання електроенергії при процесі перекачування.

Карти технологічних режимів складаються для режимів з тим же набором насосного обладнання, в яких продуктивність відрізняється більш ніж на 5 % за рахунок зміни фізичних параметрів нафти. У роботі П. В. Федорова [6] пропонується розширення технологічних карт з включенням в неї тиску на вході і виході вузла –пуску очисних скребків і діагностичних пристроїв, температури нафти на вході і виході НПС, в'язкості і щільності, параметри, пов'язані зі станом роботи обладнання НПС, для проведення аналізу і оцінки ефективності роботи на режимі і технічного стану обладнання.

Виходячи з того, що режим роботи системи магістрального нафтопроводу визначається деяким набором параметрів, які можуть змінюватися в широких діапазонах, можна зробити висновок про те, що існують такі режими роботи, які забезпечують мінімізацію витрат на перекачку одиниці об'єму (маси) нафти, яка утворює мінімально і максимально допустимим характеристикам надійності і безпеки. У зв'язку з цим проводилися дослідження в області оптимізації режимів транспортування.

При роботі магістрального нафтопроводу на дискретних режимах, розраховуються питомі енерговитрати для кожного з режимів. Потім будується графік залежності питомих енерговитрат від продуктивності нафтопроводу, після цього через мініформальні значення питомих енерговитрат при кожних витратах проводиться лінія. Вузлові точки будуть відповідати раціональним режимам експлуатації магістрального нафтопроводу. Даний метод визначення раціонального режиму транспортування не враховує критерій надійності трубопровідної системи, а саме не вчиняються малоциклові навантаження, що виникають при перемиканні режимів.

В частині управління режимами роботи НПС, шляхом зміни робочого колеса вирішується завдання оптимізації. Завдання пошуку оптимального режиму експлуатації системи магістрального нафтопроводу, обладнаного магістральними насосними агрегатами з різними характеристиками за умови регулювання системи, за допомогою обточування робочих коліс насосів, методом послідовного поліпшення планів. Завдання зводиться до вибору оптимальних діаметрів робочих коліс насосів.

У роботі А. П. Туманського [7] розглянуто питання оптимізації технології регулювання режимів транспортування по магістральним нафтопродуктопроводам шляхом використання на насосних станціях магістральних насосних агрегатів з частото-регульованим електроприводом за допомогою методу динамічного програмування.

Різноманітність методів регулювання і варіантів оптимізації режиму роботи системи магістрального нафтопроводу дозволяє зробити висновок про неоднозначність проблеми і варіативності критеріїв вибору режиму.

Основний матеріал

В останні кілька років з'явилася велика кількість публікацій, присвячені методам оптимізації роботи магістральних нафтопроводів з використанням ЧРП магістральних насосів [9–11].

Загальноприйнятим є застосування в якості енергетичного критерію оптимізації мінімуму питомих витрат електроенергії, тобто витрат на перекачку 1 тонн нафти (частіше в вартісному вираженні), за певний період часу.

Енергетичні критерії оптимізації включають в свій склад екстремум цільової функції.

При частотно-регульованому приводі магістральних насосів (ЧРМ МН) алгоритм оптимізації і вид цільової функції ускладнюються, в порівнянні з нерегульованими МН, через необхідність урахування впливу зміни частоти обертання на вигляд цільової функції, а також на ряд технологічних обмежень, таких як: допустимі тиск, напори і обмеження по ККД електродвигуна і МН, на допустимі частоти обертання МН та інші.

Завдання ускладнюється ще й тим, що змінні залежать одна від одної, так як швидкість обертання різних МН технологічної ділянки пов'язані рівнянням балансу напорів, що відображає рівність напору. Розвивається усіма працюючими насосами ділянки і напору, споживаного трубопроводом.

Рівняння балансу напорів технічної ділянки

$$H_n + \sum_{i=1}^{n}\sum_{k=1}^{n_{\text{м}i}} H_{\text{м}ik} = \\ = \sum_{i=1}^{n}\left(h_{\tau i} + h_{\text{м}i} + \Delta h_{\text{др}.i} + \Delta z_i\right) + h_{\text{зал}}, \qquad (1)$$

де H_n – напір, що розвивається підпірними насосами; n – число лінійних ділянок (кількість працюючих НПС); $n_{\text{м}i}$ – число працюючих МН (в тому числі з ЧРП), встановлених на i-тий НПС; $H_{\text{м}ik}$ – напір, що розвивається k-тим МН на i-тий НПС; $h_{\tau i}$ – втрати напору на тертя на i-тій лінійній

ділянці трубопроводу; $h_{\text{мі}}$ – втрати в місцевих опорах *i*-тої лінійної дільниці; $\Delta h_{\text{др}.i}$ – втрати напору на регуляторі тиску *i*-тій НПС; Δz_i – різниця геодезичних відміток на *i*-тій лінійній ділянці; $h_{\text{зал}}$ – залишковий напір в кінці технологічної ділянки.

У рівнянні (4) $h_{\tau i}$ визначаються за формулою Дарсі-Вейсбаха (2) або за узагальненою формулою Лейбензона (3):

$$h_\tau = \lambda \frac{L}{D} \frac{w^z}{zg}, \qquad (2)$$

$$h_\tau = \beta \frac{\nu^m Q^{z-m}}{D^{5-m}}, \qquad (3)$$

де λ – коефіцієнт втрат на тертя, що залежить від режиму течії і відносно шорсткості внутрішньої поверхні трубопроводу, визначається за відомими формулами: Стокса $\lambda = 64/\text{Re}$ – для ламінарного режиму течії; Блазиуса $\lambda = 0{,}3164/\text{Re}^{0{,}25}$ для гідравлічно гладких труб; Альтшуля $\lambda = 0{,}11\left[68/\text{Re} + k_e/D\right]^{0{,}25}$ – універсальна формула турбулентного режиму течії; L і D – довжина і внутрішній діаметр трубопроводу; w – середня швидкість течії; Q – об'ємна продуктивність трубопроводу; $\text{Re} = wD/\nu$ – число Рейнольдса; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості; k_e – еквівалентна шорсткість; β і m – коефіцієнти, що залежать від режиму течії.

В роботі [9] пропонується цільова функція, що враховує викладені підходи і обмеження

$$F(u, y) = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{Q_i \rho g H_i n_{\text{мі}} c t_i}{\eta_i \eta_{\text{пч}} \eta_{\text{едв}}} \right) \to \min, \qquad (4)$$

де u – безліч змінних, що враховує кількість працюючих МН (в тому числі ЧРП); y – безліч змінних, що враховує напори, що розвиваються МН; Q_i – задана продуктивність перекачування; ρ – щільність перекачуваної нафти; H_i – напір насосного агрегату на *i*-тий НПС; c – тариф на електроенергію; t_i – час роботи нафтопроводу в заданому режимі перекачування; η_i – ККД МН, причому $\eta_i = f(H_i)$ – для МН з ЧРП залежать від частоти обертання; $\eta_{\text{пч}}$ – ККД ЧРП; $\eta_{\text{едв}}$ – ККД електродвигуна.

Представляється доцільним до знаходження мінімуму цільової функції розробити карти технологічних режимів (КТР) для заданих продуктивністю трубопроводу, тобто встановити необхідну кількість НПС і працюючих насосних агрегатів. Методики і програми розрахунку на ЕОМ раціональних режимів перекачування для формування КТР розроблені та застосовуються в наш час методики. Автори роботи [9] для пошуку мінімуму цільової функції в такій постановці завдання пропонують використовувати відомий симплекс-метод (метод спрямованого перебору). Рекомендуються і інші методики [10, 11].

Таким чином, оптимізація режиму роботи магістрального нафтопроводу, метою якої є забезпечення заданою продуктивністю перекачування при дотриманні критерію оптимізації, зводиться до розробки алгоритму управління частотами обертання всіх МН з ЧРП, іншими словами до розробки системи енергозберігаючого автоматизованого управління процесом транспортування в цілому.

Авторами розроблена автоматизована система енергозберігаючого управління насосними установками електростанцій [11].

В якості регульованих вхідних ($x_{\text{вх}}$) параметрів система включає положення (переміщення), яка регулює засувки ($x_{\text{рз}}$) і частоту обертання n ротора нагнітача. Ці параметри можуть цілеспрямовано змінюватися виконавчими механізмами автоматизації систем управління (АСУ) відповідно до алгоритмів, які формувались регулятором АСУ.

Вектор вихідних параметрів ($x_{\text{вих}}$) включає значення тиску (P) і подачі (Q), що створюються нагнітачем, корисну і споживану (N) потужності і ККД (η) насоса.

Вектор внутрішніх ($x_{\text{вх}}$) параметрів включає характеристики агрегату і сполученої з ними гідравлічної мережі.

Вектор зовнішніх впливів (ξ) враховує зміни температури рідини і пов'язана з цими зміна її фізичних властивостей (головним чином в'язкості).

В результаті такого підходу авторами роботи [11] побудовані: математична модель управління насосом $x_{\text{вих}} = f_{\text{вих}}\left(x_{\text{рз}}, n, x_{\text{вх}}, \xi\right)$; модель (функція) енергетичних втрат $x_{\text{втр}} = f_{\text{втр}}\left(x_{\text{рз}}, n, x_{\text{вх}}, \xi\right)$; модель (функція) керуючого впливу $x_{\text{вх}} = f_{\text{вх}}\left(x_{\text{вих}}, x_{\text{вх}}, x_{\text{втр}}, \xi\right)$ і модель управління

$$Q_H^z \frac{\rho}{2} \left[\lambda \frac{L}{D} + \sum \zeta_M \frac{}{S^z} + \frac{\xi_{\text{рз}}}{S_{\text{рз}}^z} \right] = \frac{P_H}{\rho g h_{\text{г}} + \left(P_1 - P_0\right)}, \qquad (5)$$

де S – площа перерізу трубопроводу; $S_{\text{рз}}^z$ – площа прохідного перерізу тієї, що регулює засувки, залежить від її переміщення $x_{\text{рз}}$; $h_{\text{г}}$ – геометрична висота підйому рідини; P_1 і P_0 – тиски в напірно-

му і всмоктуючому резервуарах; позначення інших величин , що входять в (4) наведені вище.

Вирішуючи рівняння (5) щодо P_H, маємо

$$P_H = C_1 + Q^2\left(C_2 + \frac{C_3}{S_{\text{рз}} x_{\text{рз}}^2}\right), \qquad (6)$$

де $C_1 = \rho g h_{\text{г}} + \left(P_1 - P_0\right)$;

$$C_2 = \frac{\rho}{2}\left(\lambda\frac{L}{D} + \sum\zeta_M\right)\Big/ S^2\ ,\ C_3 = \frac{\rho}{2}\xi_{\text{рз}}\ .$$

Частоту обертання насоса пропонується визначати так

$$n = C_4\left(C_5 P\right)^{0,75} Q^{0,5}, \qquad (7)$$

де $C_4 = \left(\frac{Hg}{\overline{H}}\right)^{0,75}$; $C_5 = \left(\rho\overline{H}\right)^{-1}$; $\overline{H}$ – коефіцієнт напору.

Рівняння (6) і (7) встановлюють залежності між основними параметрами насосної установки – тиском P, подачею Q параметрами керівників дій - частотою обертання насоса n і положенням регулюючої засувки $x_{\text{рз}}$. Таким чином рівняння (6) і (7) є моделлю рівняння.

В роботі [11] наводиться також функція енергетичних втрат (втрат потужності), що враховує залежність подачі насоса від двох регульованих параметрів – частоти обертання n і положення регулюючої засувки. Враховуються також повний, об'ємний і механічний ККД, які є функціями вихідних параметрів насоса Q і P одного з керуючих дій – частоти обертання.

Висновки

1 Експлуатація систем магістральних нафтопроводів зв'язана з рядом технічних проблем, пов'язаних з вибором енергоефективного режиму роботи через нерівномірності перекачування нафти за певний проміжок часу.

2 Наявні методи регулювання режимів роботи системи «насосне обладнання для магістральний нафтопровід» мають ряд недоліків, які необхідно враховувати при їх виборі на стадії проектування або в процесі експлуатації для певних умов.

3 Вибір режиму роботи системи «насосне обладнання – магістральний нафтопровід» здійснюється за критерієм питомих енерговитрат на одиницю перекачування об'єму (маси) нафти на стадії проектування, з урахуванням капітальних витрат на придбання і монтаж необхідного обладнання.

4 Перспективним методом регулювання вважається метод регулювання частоти обертання робочого колеса відцентрового насоса, за допомогою частотно-регульованого приводу (ЧРП) магістральних насосних агрегатів (МНА). У зв'язку з цим є недостатність розробки питань регулювання часу процесу запуску МНА.

5 Одним з варіантів оптимізації режиму роботи магістрального нафтопроводу, який недостатньо висвітлений в літературі, є максимізація коефіцієнта корисної дії магістрального насосного агрегату.

6 У критерії критерій оптимізації роботи технологічної ділянки нафтопроводу необхідно включити облік зниження витрат на технічне обслуговування і ремонт, пов'язане із застосуванням ЧРП.

Список літератури

1 **Канюк, Г. І.** Аналіз резервів енергозбереження при управлінні насосними агрегатами нафтоперекачувальних станцій України [Текст] / **Г. І. Канюк, А. В. Андрєєв, А. Ю. Мезеря, В. М. Князєва** // Енергозбереження. Енергетика. Енергоаудит. – 2015. – № 9(140). – С. 36–42.

2 **Коршак, А. А.** Проектування і експлуатація газонафтопроводів [Текст] : учеб. для вузів / **А. А. Коршак, А. М. Нечваль**. – СПб : Надра, 2008. – 488 с.

3 **Колпаков, Л. Г.** Експлуатація магістральних насосів [Текст] : навч. посібник / **Л. Г. Колпаков**. – Уфа : УГНТУ, 1988. – 116 с.

4 **Твердохліб, І. Б.** Нафтові магістральні насоси: паралельне або послідовне включення на НПС [Текст] / **І. Б. Твердохліб, Г. В. Візенков, А. І. Бірюков, Л. М. Беккер** // Наука і технології трубопровідного транспорту нафти і нафтопродуктів. – 2011. – № 2. – С. 17–19.

5 **Колпаков, Л. Г.** Відцентрові насоси магістральних нафтопроводів [Текст] / **Л. Г. Колпаков**. – М. : Недра, 1985. – 184 с.

6 **Федоров, П. В.** Удосконалення методів планування технологічних режимів і контролю процесу транспортування нафти магістральними нафтопроводами [Текст] : дис. … канд. техн. наук / **П. В. Федоров.** – Ухта, 2011. – 130 с.

7 **Туманський, А. П.** Оптимізація режимів транспортування вуглеводневих рідин трубопроводами з проміжними насосними станціями , обладнаними частотно-регульованим приводом [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 25.00.19 / **Туманський Олександр Петрович**. – М., 2008. – 137 с.

8 **Беккер, Л. М.** Розрахунок оптимального режиму роботи нафтопроводу, обладнаного частотно-регульованим приводом [Текст] / **Л. М. Беккер, К. Ю. Штукатурів** // Наука і технології трубопровідного транспорту нафти і нафтопродуктів. – 2013. – № 3(11). – Режим доступу: giprotruboprovod transneft.ru/u/artikles_file/273/Bekker_2pdf. – Назва з екрану. – 11.12.2015.

9 **Шабанов, В. А.** Цільові функції і критерії оптимізації перекачування нафти по нафтопроводів при час-

тото-регульованому електроприводі магістральних насосів [Електронний ресурс] / **В. А. Шабанов, О. В. Бондаренко** // Критичною масою наукових журналів Нафтогазова справа. – 2012. – № 4. – Режим доступу: http://www.ogbus.ru/authors/Shabanov/Shabanov_12.pdf. – Назва з екрану. – Назва з екрану. – 11.12.2015.

10 **Шабанов, В. А.** Алгоритми оптимізації частотно-регульованих електроприводів магістральних насосів методом покоординатного спуску [Текст] / **В. А. Шабанов, З. Х. Павлова** // Критичною масою наукових журналів Нафтогазова справа. – 2012. – № 4. – Режим доступу: http://www.ogbus.ru/authors/Shabanov/Shabanov_11.pdf – Назва з екрану. – 11.12.2015.

11 **Канюк, Г. И.** Модель энергосберегающего управления нагнетательными установками тепловых электростанций [Текст] / **Г. И. Канюк, А. Ю. Мезеря, И. П. Лаптинов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 90–97. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Bibliography (transliterated)

1 **Kanyuk, H. I., Andryeyev, A. V., Mezerya, A. Yu. and Knyazyeva, V. M.** (2016), ″Analiz rezerviv enerhosberezhenya pry upravlinni nasosnymy ahrehatamy naftoperekachuval′nykh stantsiy Ukrayiny″, *Energy saving. Power eneering. Energy audit*, no. 9(140), pp. 36-42.

2 **Korshak, A. A., Nechval′, A. M.** (2008), *Planning and exploitation of oil pipeline*, Nadra, St. Petersburg, Russia.

3 **Kolpakov, L .H.** (1988), ,UHNTU *Planning and exploitation of oil*, УГНТУ, Ufa, Russia.

4 **Tverdokhlib, I. B., Vizenkov, H. V., Biryukov, A. I. and Bekker, L. M.** (2011), ″Petroleum main pumps: parallel or successive including on НПС″, *Science and technologies of pipeline transport of oil and oil products,* no. 2, pp. 17–19.

5 **Kolpakov, L. H.** (1985), *Chempumps of main oil pipelines*, Nedra Moscow, Russia.- 1985. – 184 c.

6 **Fedorov, P. V.** (2011), ″Improvement of methods of planning of the technological modes and control of process of transporting of oil by main oil pipelines″, Ph.D. Thesis.

7 **Tumans′kyy, A. P.** (2008), ″Optimization of the modes of transporting of hydrocarbon liquids by pipelines with the intermediate pumping stations, equipped by the frequency-managed occasion″, Ph.D. Thesis,

8 **Bekker, L. M. and Shtukaturiv, K. Yu.** (2013), ″Calculation of the optimal mode of operations of the oil pipeline equipped by the occasion″, *Science and technologies of pipeline transport of oil and oil products*, no. 3(11), available at: giprotruboprovod transneft.ru/u/artikles_file/273/Bekker_2pdf (Accessed 11 December 2015).

9 **Shabanov, V. A. and Bondarenko, O. V.** (2012), ″Objective functions and criteria of optimization of pumping-over of oil for oil pipelines at the частотно-регульованому electromechanic of main pumps″, *By critical mass of scientific magazines Oil and gas business*, no. 4, available at: http://www.ogbus.ru/authors/Shabanov/Shabanov_12.pdf (Accessed 11 December 2015).

10 **Shabanov, V. A., Pavlova, Z. Kh.** (2012), ″Algorithms of optimization of the electromechanics of main pumps by the method of the lowering″, *By critical mass of scientific magazines Oil and gas business*, no. 4, available at: http://www.ogbus.ru/authors/Shabanov/Shabanov_11.pdf (Accessed 11 December 2015).

11 **Kanyuk, G. I., Mezerya, A. Yu. and Laptinov I. P.** (2014), ″A Model of Energy Saving Control Using the Discharge Units of Thermal Power Stations″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 12(1055), pp. 90–97, ISSN 2078-774X.

Відомості про авторів (About authors)

Cherniyk Artem – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Department of Automations of power **Канюк Геннадій Іванович** – доктор технічних наук, професор, декан енергетичного факультету, Українська інженерно-педагогічна академія, вул. Університетська, 16, м. Харків, Україна, 61003; тел. +38 (057) 733-79-14, e-mail: gennadiyy-kanjuk@rambler.ru, ORCID 0000-0003-1399-9039.

Kanyuk Gennady – Doctor of Technical Sciences, Professor, Dean of the Faculty of Energy, Ukrainian Engineering and Pedagogics Academy, Str. University, 16, Kharkov, Ukraine, 61003.

Андреєв Олександр Віталійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Теплоенергетики та енергозберігаючих технологій», Українська інженерно-педагогічна академія, вул. Університетська, 16, м. Харків, Україна, 61003; e-mail: vknjazeva@bk.ru

Andreev Aleksandr – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Department of power engineering and energy saving technologies, Ukrainian Engineering and Pedagogics Academy, Str. University, 16, Kharkov, Ukraine, 61003.

Чернюк Артем Михайлович – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автоматизації енергетичних процесів», Українська інженерно-педагогічна академія, вул. Університетська, 16, м. Харків, Україна, 61003; e-mail: ach2@yandex.ru, ORCID 0000-0003-2046-8754.

Cherniyk Artem – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Department of Automations of power processes Automations of power processes, Ukrainian Engineering and Pedagogics Academy, Str. University, 16, Kharkov, Ukraine, 61003.

Князєва Вікторія Миколаївна – аспірант кафедри «Теплоенергетики та енергозберігаючих технологій», Українська інженерно-педагогічна академія, вул. Університетська, 16, м. Харків, Україна, 61003; тел. +38 (057) 733-78-03, (096) 764-40-15, e-mail: vknjazeva@bk.ru, ORCID 0000-0002-2452-9692.

Knyazeva Viktoriya – Graduate student of power engineering and energy saving technologies, Ukrainian Engineering and Pedagogics Academy, Str. University, 16, Kharkov, Ukraine, 61003.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Канюк, Г. І. Аналіз засобів регулювання параметрів насосних агрегатів магістральних нафтопроводів України [Текст] / **Г. І. Канюк, О. В. Андреєв, А. М. Чернюк, В. М. Князєва** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 85–92. – Бібліогр. : 11 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.13.

Please cite this article as:

Kanyuk, G., Andreev, A., Cherniyk, A. and Knyazeva, V. (2016), ″Analysis of the Tools Used to Control the Parameters of Pump Units Intended for Oil-Trunk Pipelines in Ukraine″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 85–92, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.13.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Канюк, Г. І. Аналіз засобів регулювання параметрів насосних агрегатів магістральних нафтопроводів України [Текст] / **Г. І. Канюк, О. В. Андреєв, А. М. Чернюк, В. М. Князєва** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 85–92. – Бібліогр. : 11 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.13

АННОТАЦИЯ *В работе выполнен анализ средств регулирования параметров насосных агрегатов магистральных нефтепроводов Украины. Показано, что эксплуатация систем магистральных нефтепроводов сопряжена с рядом технических проблем, обусловленных выбором энергоэффективного режима работы по причине неравномерности перекачки нефти за определённый промежуток времени. Имеющиеся методы регулирования режимов работы системы «насосное оборудование – магистральный нефтепровод» имеют ряд недостатков, которые необходимо учитывать при их выборе на стадии проектирования или в процессе эксплуатации для определённых условий. Предложен перспективный энергоэффективный метод регулирования режимов работы нагнетателей, основанный на минимизации в реальном масштабе времени затрат мощности на привод и обеспечении максимальных значений КПД.*

Ключевые слова: *магистральный насос, нефтепровод, методы регулирования, частотно-регулируемый привод.*

Надійшла (received) 21.01.2016

УДК 621.57 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.14**

А. В. СМИРНОВ, Р. Н. СЕРЕДА, Н. А. БОРИСОВ

ГАЗОМАСЛЯНЫЙ КОЖУХОТРУБНЫЙ ТЕПЛООБМЕННИК С БЕЗОПАСНЫМ КАНАЛОМ В МАСЛОСИСТЕМЕ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

АННОТАЦИЯ *Рассмотрено два варианта подогрева топливного газа газотурбинного двигателя ГПА с использованием подогревателя топливного газа огневого типа и кожухотрубного газомасляного теплообменника с безопасным каналом. Представлена методика исследования и выполнен экономический анализ рассмотренных схемных вариантов по подогреву топливного газа. Экономически обосновано применение кожухотрубного газомасляного теплообменника с безопасным каналом в маслосистеме газотурбинного двигателя ГПА.*
Ключевые слова: *газоперекачивающий агрегат, газотурбинный двигатель, кожухотрубный газомасляный теплообменник, биметаллическая ребристая труба, безопасный канал, подогрев топливного газа, приведенные затраты, экономический эффект.*

A. SMIRNOV, R. SEREDA, N. BORISOV

GAS-OIL SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGER WITH THE SAFE CHANNEL IN THE OIL SYSTEM OF GAS TURBINE ENGINE FOR THE GAS-COMPRESSOR UNIT

ABSTRACT *To design the equipment for chemical and petrochemical industry, power units, etc. economic indexes are selected as the efficiency criterion especially in conditions of severe competition on the market. The economic indexes are the most informative, because these take into consideration the sphere of production and the sphere of operation. The purpose of this scientific paper is to determine the economic efficiency of the use of gas-oil shell-and-tube heat exchanger with the safe channel in the oil system of gas turbine engine for the gas-compressor unit. Two options of the heating of fuel gas of the gas turbine engine for the gas-compressor unit have been analyzed. The first option uses the fuel gas heater of a flame type and the second option uses the gas-oil shell-and-tube heat exchanger with the safe channel. The investigation was carried out by way of the solution of equation system that includes the equations of thermal balance, heat transfer and the objective function - reduced costs. This investigation allowed us to economically substantiate the use of gas-oil shell-and-tube heat exchanger with the safe channel to heat the fuel gas using the oil heat of the lubricating system of gas turbine engine. It is shown that the use of gas-oil shell-and-tube heat exchanger with the safe channel allows us to reduce power and fuel gas costs and as a result reduce the total amount of operating costs. The saving rate due to the use of gas-oil shell-and-tube heat exchanger with the safe channel for the oil system of the gas turbine engine of gas-compressor unit is about 593 thousand UAH a year.*
Key words*: gas-compressor unit, gas turbine engine, shell-and-tube heat exchanger, bimetal riffled tube, safe channel, fuel gas heating, reduced costs and the saving rate.*

Введение

Газотурбинные двигатели (ГТД) являются одним из основных элементов современных газоперекачивающих агрегатов (ГПА) магистральных газопроводов, к которым в настоящее время предъявляются высокие требования по экономичности и эксплуатационной надежности.

Теплообменное оборудование является одним из основных элементов современных ГТД, которое обеспечивает нагрев и охлаждение технологических потоков, в частности системы смазки, при работе которой выделяется значительное количество тепла. Выделяемое тепло отводится от подшипников с помощью масла, которое в последующем требует охлаждения и, как следствие, может использоваться в качестве рабочего тела в теплообменниках-утилизаторах. К числу таких теплообменников принадлежат кожухотрубные газомасляные теплообменники (ГМТ), в которых рабочими средами являются топливный газ и масло.

Последнее обстоятельство предъявляет повышенные требования к безопасной работе такого оборудования, в частности – исключение утечек, смешивание рабочих сред и быстрое реагирование в случае наступления аварийной ситуации. Быстрое реагирование обеспечивается применением биметаллических труб с безопасным каналом (БК), который соединен с автоматической системой аварийного останова.

Кожухотрубный ГМТ в безопасном исполнении состоит из биметаллических труб, (двух труб соосно вставленных одна в другую) с безопасным каналом, по которому в случае разгерметизации топливный газ поступает в полость, образованную между двумя трубными решётками, и далее – в систему аварийного останова. Безопасный канал может быть выполнен в форме спиральной или продольной канавки на наружной поверхности внутренней трубы или внутренней поверхности наружной трубы. Наружная труба может быть как гладкой, так и ребристой. В ГМТ обычно масло движется по межтрубному пространству, а газ – по трубам [1–5].

Внедрение нового технологического оборудования в маслосистеме газотурбинного двигателя ГПА приводит к дополнительным материальным и

финансовым вложениям. Поэтому целесообразность применения кожухотрубного ГМТ с безопасным каналом требует технико-экономического обоснования.

Цель работы

Определение экономической эффективности применения газомасляного кожухотрубного теплообменника с безопасным каналом в маслосистеме газотурбинного двигателя ГПА.

Методика исследования

При исследовании производилось решение системы уравнений (1)–(4), представляющих собой уравнения теплового баланса, теплопередачи и целевой функции, в качестве которой выбраны приведённые затраты [6–9]:

$$Q = G_{\text{м}} C_{\text{рм}} \left(T_{\text{нм}} - T_{\text{км}}\right), \quad (1)$$

$$Q = G_{\text{г}} C_{\text{рг}} \left(T_{\text{кг}} - T_{\text{нг}}\right), \quad (2)$$

$$Q = kF\Delta T_{\text{лог}}, \quad (3)$$

$$\text{З} = C + E_{\text{н}}\text{К}, \quad (4)$$

где Q – тепловой поток, Вт; З – приведённые затраты, грн./год; C – эксплуатационные расходы, грн./год; К – капитальные затраты, грн.; $E_{\text{н}} = 1/T$ – нормативный коэффициент окупаемости капитальных затрат; T – срок окупаемости капитальных затрат, год; $G_{\text{м}}, G_{\text{г}}$ – расход масла и газа через теплообменник, кг/с; $C_{\text{рм}}, C_{\text{рг}}$ – теплоёмкость масла и газа, Дж/(кг·К); $T_{\text{нм}}, T_{\text{км}}, T_{\text{нг}}, T_{\text{кг}}$ – начальные и конечные температуры масла и газа, °С; F – площадь поверхности теплообмена, м^2; $\Delta T_{\text{лог}}$ – средняя логарифмическая разность температур, °С.

В общем случае:

$$\text{К} = f\left(V_1^{\text{к}}, V_1^{\text{к}}, \ldots V_i^{\text{к}}\right), \quad (5)$$

$$C = f\left(V_1^{\text{р}}, V_1^{\text{р}}, \ldots V_i^{\text{р}}\right), \quad (6)$$

где $V_1^{\text{к}}, V_1^{\text{к}}, \ldots V_i^{\text{к}}$ – конструктивные характеристики ГМТ – количество труб, шаг ребра, высота ребра, продольный шаг трубного пучка, поперечный шаг пучка и т.д., грн.; $V_1^{\text{р}}, V_1^{\text{р}}, \ldots V_i^{\text{р}}$ – режимные характеристики ГМТ – расходы теплоносителей, стоимость энергии на перемещение теплоносителей, затраты на обслуживание, ремонт и др., грн./год.

Приведённые затраты З являются нормативным критерием при оценке эффективности новой техника и учитывают как сферу производства так и сферу эксплуатации объекта [10–11].

Поиск оптимального решения производился путем полного перебора вариантов по узлам сетки, образованной конструктивными и режимными характеристиками ГМТ. Конструктивные характеристики ГМТ выбирались исходя из выпускаемой номенклатуры завода изготовителя – ПАО «Сумское НПО».

В качестве базового варианта для сравнения была выбрана схема газоперекачивающего агрегата ГПА Ц-16/76-1,44М1 с газотурбинным двигателем.

Схемы базового и исследуемого вариантов приведены на рис. 1–2.

В базовом варианте топливный газ отбирается из магистрали (после сепарации) и изначально подогревается в подогревателе огневого типа, за счет сжигания части газа на горелках аппарата. Далее газ поступает в блок редуцирования, где его давление понижается до требуемого для подачи в камеру сгорания ГТД. Понижение давления приводит к понижению температуры, поэтому дальнейшее повышение температуры газа осуществляется в кожухотрубном теплообменном аппарате, за счет отбора части газа из нагнетающей линии ГПА, перед аппаратом воздушного охлаждения.

Топливный газ в исследуемом варианте подогревается в кожухотрубном ГМТ с безопасным каналом, который устанавливается в замкнутом контуре системы смазки ГТД. Подогрев топливного газа происходит за счет отбора теплоты от масла, нагретого при работе ГТД.

На ПАО «Сумское НПО» изготовлен опытный образец кожухотрубного ГМТ с БК, который в дальнейшем прошел испытания на экспериментальном стенде. Конструкция кожухотрубного ГМТ с безопасным каналом применяемого для подогрева газа, представлена на рис. 3–4.

Исследуемый вариант имеет ряд преимуществ:

- для подогрева газа используется источник с большим тепловым потенциалом (масло), позволяющий подогреть газ до более высокой температуры;
- отсутствует необходимость подогрева топливного газа (сжигания газа на горелках) перед блоком редуцирования;
- уменьшается тепловая нагрузка на маслоохладители системы смазки ГТД;
- уменьшается количество технологического оборудования, которое участвует в подогреве газа, следовательно, упрощается конструкция топливной системы ГТД;
- дополнительная экономия топливного газа и повышение КПД установки [12];
- не требует дополнительного обслуживающего персонала.

Параметры работы топливной и масляной системы ГТД ДГ-90Л2.1 представлены в табл. 1.

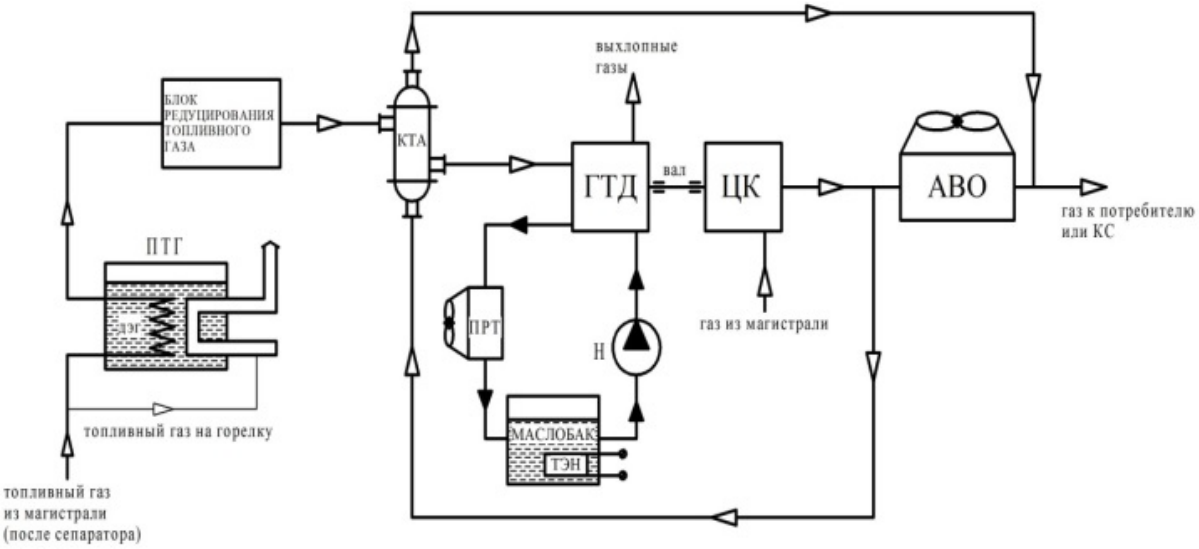


Рис. 1 – Базовый вариант с огневым подогревом топливного газа:
ПТГ – огневой подогреватель топливного газа,
КТА – кожухотрубный теплообменник,
ЦК – центробежный компрессор,
ПРТ – пластинчато-ребристый маслоохладитель,
Н – насос, АВО – аппарат воздушного охлаждения газа

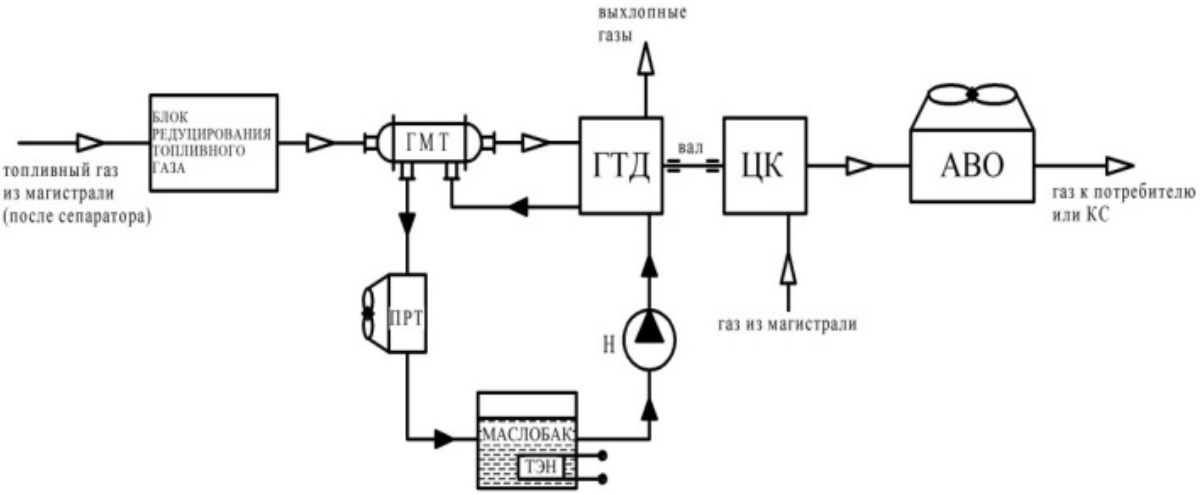


Рис. 2 – Вариант с применением ГМТ для подогрева топливного газа

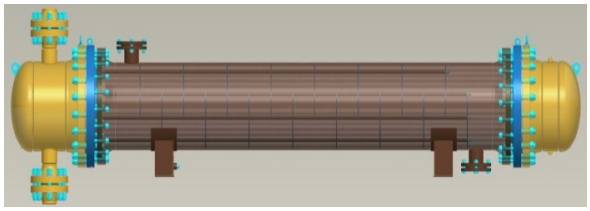


Рис. 3 – Общий вид ГМТ

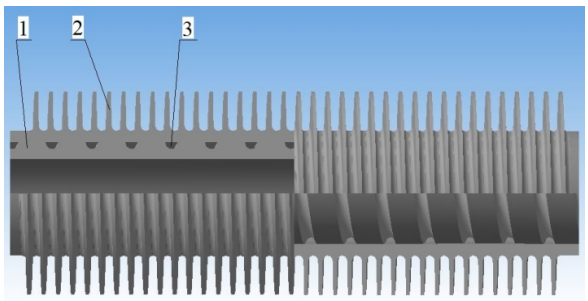


Рис. 4 – Теплообменная поверхность ГМТ – биметаллическая ребристая труба с БК:
1 – внутренняя труба; 2 – наружная ребристая труб;
3 – спиральный БК

Таблица 1 – Параметры работы ГТД ДГ-90Л2.1

Параметр	Единица измерения	Величина
Топливная система		
Топливный газ	—	природный газ
Расход топливного газа	кг/час	3085
Температура топливного газа на входе	°С	20–80
Давление топливного газа на входе	кгс/см^2	30
Маслосистема		
Тип масла	—	ТП-22С
Расход масла	кг/час	11000
Температура масла на входе	°С	45
Тепловой поток от масла	кВт	400

Результаты исследования

На рис. 5 представлена зависимость эксплуатационных и капитальных затрат от температуры топливного газа на входе в ГТД. Показано, что увеличение температуры топливного газа на входе в ГТД приводит к снижению эксплуатационных расходов и росту капитальных затрат. При существующей цене на топливный газ капитальные затраты, которые являются единоразовыми вложениями, окупятся за счет ежегодной экономии эксплуатационных расходов.

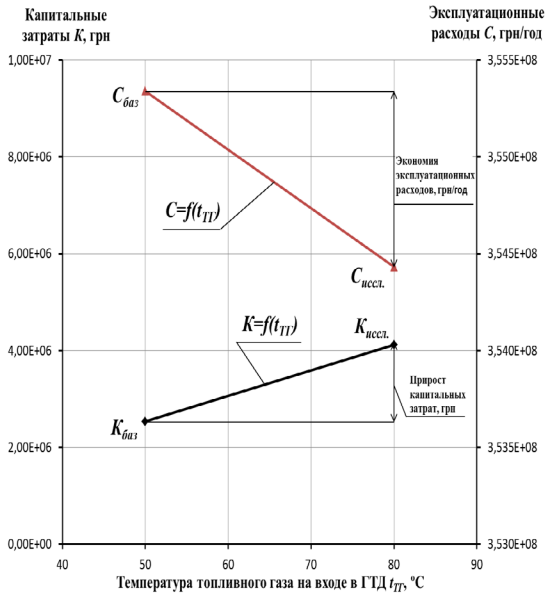


Рис. 5 – График зависимости эксплуатационных и капитальных затрат от температуры топливного газа на входе в ГТД

Таблица 2 – Результаты сравнительного анализа вариантов подогрева топливного газа

Параметр	Ед. изм-я	Вариант	
		базовый	*исследуемый*
1	2	3	4
Расход топливного газа	нм^3/час	8232	8212,72
Температура топливного газа на входе в ГТД	**°С**	**50**	**80**
Мощность эл. двигателей ПРТ системы смазки ГТД	кВт	30	22
Количество секций ПРТ системы смазки ГТД	шт.	10	8
Время работы ГТД	час	6000	
Стоимость электроэнергии	грн./кВт·час	1,56	
Стоимость топливного газа	грн./нм^3	7,188	
Срок окупаемости капитальных вложений	лет	5	
Экономия топливного газа	нм^3/год	—	115 680
Затраты на электроэнергию	грн./год	310 000	235 000
Затраты на топливный газ	грн./год	355 030 000	354 198 000
Эксплуатационные расходы	грн./год	355 340 000	354 433 000
Капитальные затраты на ПТГ	грн.	1 120 000	—
Капитальные затраты на КТА «Газ-Газ»	грн.	482 000	—
Капитальные затраты на ГМТ	грн.	—	3 370 000
Капитальные затраты на ПРТ	грн.	936 000	750 000
Суммарные капитальные затраты	грн.	2 538 000	4 120 000
Приведенные затраты	**грн./год**	**355 850 000**	**355 257 000**
Экономический эффект	**грн./год**	**—**	**593 000**

В табл. 2 приведены результаты сравнительного анализа подогрева топливного газа с использованием подогревателя топливного газа (ПТГ) и кожухотрубного газомасляного теплообменника (ГМТ). Показано, что применение кожу-

хотрубного ГМТ с БК в качестве подогревателя топливного газа позволяет экономить 115 680 нм^3 топливного газа в год, что обеспечивает получение экономического эффекта в размере 593 тыс. гривен в год.

Выводы

Обосновано применение кожухотрубного ГМТ с БК в маслосистеме газотурбинного двигателя ГПА на основе проведенного технико-экономического анализа.

Экономический эффект от применения кожухотрубного ГМТ с БК в маслосистеме газотурбинного двигателя ГПА составляет 593 тыс. гривен в год.

Список литературы

1 **Бодунов, Д. П.** Безопасное решение теплообмена для систем предварительного подогрева топлива на тепловых и электрических станциях [Текст] / **Д. П. Бодунов ; ООО «ГЕА Машимпэкс»** // Газотурбинные технологии. – 2013. – № 6. – С. 18–19. – ISSN 2311-2646.

2 **Yokell, Stanley.** Double-Tubesheet Heat-Exchanger Design Stops Shell-Tube Leakage [Text] / **Stanley Yokell** // Chemican Engineering. – 1973. – May 14. – P. 133–136.

3 Пат. 92934 Российская Федерация, МПК F 17 D 1/08, F 28 F 1/10, B 01 D 45/18. Агрегатный блок подготовки топливного газа / **Кузнецов Л. Г., Кузнецов Ю. Л., Ефремов А. А., Бураков А. В., Абрамов А. И.** ; Заявители и патентообладатели Санкт-Петербург ОАО «Компрессор». – № 2009146946/22 ; заявл. 18.12.09.

4 **Gardner, K. A.** Thermal contact resistance in finned tubing [Text] / **K. A. Gardner, T. C. Carnavos** // Trans. Am. Soc. Mech. Engrs., J. Heat Transfer. – 1960. – vol. 82C. – P. 279–293.

5 Пат. 117599 Российская Федерация, МПК F 28 F 1/08. Трубный пучок с буферными полостями кожухотрубного газомасляного теплообменника / **Белоусов Ю. В., Верещагин Н. Н., Пчелинцев В. Д., Голубцов С. В.** заявитель ; Общество с ограниченной ответственность «Газхолодтехника» ; патентообладатель Москва. – №2012106636/06 ; заявл. 24.02.12 ; опубл. 27.06.12, Бюл. № 18.

6 **Каневец, Г. Е.** Обобщенные методы расчета теплообменников [Текст] / **Г. Е. Каневец**. – Киев : Наук. думка, 1979. – 271 с.

7 **Исаченко, В. П.** Теплопередача [Текст] : Учебник для вузов / **В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел**. – 4-е изд., прераб. и доп. – М. : Энергоиздат, 1981. – 416 с.

8 **Пермяков, В. А.** Теплообменники вязких жидкостей, применяемые на электростанциях [Текст] / **В. А. Пермяков, Е. С. Левин, Г. В. Дивова**. – Ленинград : Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1983 – 176 с.

9 **Зинявичюс, Ф. В.** Теплоотдача и сопротивление оребрённых труб в потоке вязкой жидкости [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.14.05 / **Зинявичус Феликсас Вацловович**. – Каунас, 1984 – 210 с.

10 **Попырин, А. С.** Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок / **А. С. Попырин**. – М. : Энергия, 1979. – 416 с.

11 **Голубков, О. Г.** Повышение эффективности маслоохладителей газоперекачивающих агрегатов магистральных газопроводов [Текст] : автореферат дисс. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук : спец. 05.14.04 «Промышленная теплоэнергетика» / **О. Г. Голубков**. – Харьков, 1984. – 17 с.

12 Triesch, F. Rekuperative Brennstoffvorwärmung – Erhöhte Wirtschaftlichkeit von Gasturbinen // BWK. Das Energie-Fachmagazin. – 2001. – vol. 53. – no. 10. – P. 60–62.

Bibliography (transliterated)

1 **Bodunov, D. P.** (2013), ″Bezopasnoe reshenie teploobmena dlja sistem predvaritel'nogo podogreva topliva na teplovyh i jelektricheskih stancijah [Safe solution of heat exchange for systems of the preheating fuel at thermal and power plants]″, *Gas Turbo Technology*, no. 6, pp. 18–19, ISSN 2311-2646.

2 **Yokell, Stanley.** (1973), ″Double-Tubesheet Heat-Exchanger Design Stops Shell-Tube Leakage″, Chemican Engineering, May 14, pp. 133–136.

3 **Kuznecov, L. G., Kuznecov, Ju. L., Efremov, A. A., Burakov, A. V. and Abramov, A. I.**, OAO "Kompressor" (2009), *Agregatnyj blok podgotovki toplivnogo gaza* [Fuel gas treatment service module], St. Petersburg, Russian, Pat. 92934.

4 **Gardner, K. A. and Carnavos T. C.** (1960) ″Thermal contact resistance in finned tubing″. *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs., J. Heat Transfer*, 82C, pp. 279–293.

5 **Belousov, Ju. V., Vereshhagin, N. N., Pchelincev, V. D. and Golubcov, S. V.** ; Obshhestvo s ogranichennoj otvetstvennost' "Gazholodtehnika" (2012), *Trubnyj puchok s bufernymi polostjami kozhuhotrubnogo gazomasljanogo teploobmennika* [Tube bundle with buffer cavities of shell-and-tube gas and oil heat exchanger], Moscow, Russian, Pat. 117599.

6 **Kanevec, G. E.** (1979), *Obobshhennye metody rascheta teploobmennikov* [Generalized methods of heat exchangers calculation], Nauk. dumka, Kiev, Ukraine.

7 **Isachenko, V. P., Osipova V. A. and Sukomel A. S.** (1981), *Teploperedacha* [Heat transfer], Jenergoizdat, Moscow, SSSR.

8 **Permjakov, V. A., Levin, E. S. and Divova, G. V.** (1983), *Teploobmenniki vjazkih zhidkostej, primenjaemye na jelektrostancijah* [Viscous liquids heat exchangers used in power plants], Jenergoatomizdat, Leningr. otd-nie, Leningrad, SSSR.

9 **Zinjavichjus, F. V.** (1984), ″Teplootdacha i soprotivlenie orebrennyh trub v potoke vjazkoj zhidkosti [Heat transfer and resistance of finned tubes in a viscous fluid flow]″, Abstract of Ph.D. dissertation, Kaunas.

10 **Popyrin, A. S.** (1979), *Matematicheskoe modelirovanie i optimizacija teplojenergeticheskih ustanovok* [Mathematical modeling and optimization of thermal power plants], Jenergija, Moscow, Russian.

11 **Golubkov, O. G.** (1984), ″Povyshenie jeffektivnosti masloohladitelej gazoperekachivajushhih agregatov magistral'nyh gazoprovodov [Improving the efficiency of gas compressor units oil coolers of main gas pipelines]″, Abstract of Ph.D. dissertation, Promyshlennaja teplojenergetika, Kharkiv, Ukraine.

12 **Triesch, F.** (2001), ″Rekuperative Brennstoffvorwärmung – Erhöhte Wirtschaftlichkeit von Gasturbinen″, *BWK. Das Energie-Fachmagazin*, vol. 53, no. 10, pp. 60–62.

Сведения об авторах (About authors)

Смирнов Андрей Витальевич – кандидат технических наук, генеральный конструктор – начальник СКБ, ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина; e-mail: smirnov_a@frunze.com.ua.

Smirnov Andrey – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), General designer - head of special design bureau, PJSC «Sumy NPO», Sumy, Ukraine; e-mail: smirnov_a@frunze.com.ua.

Середа Роман Николаевич – начальник отдела теплообменного оборудования, ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина; e-mail: sereda_r@frunze.com.ua.

Sereda Roman – Head of department of heat-exchange equipment, PJSC «Sumy NPO», Sumy, Ukraine; e-mail: sereda_r@frunze.com.ua.

Борисов Николай Анатольевич – аспирант, кафедра технической теплофизики (ТТФ), Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина; e-mail: borisov.nikolai.85@yandex.ua.

Borisov Nikolai – Postgraduate student, Department of Engineering Thermophysics, Sumy State University, Sumy, Ukraine; e-mail: borisov.nikolai.85@yandex.ua.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Смирнов, А. В. Газомасляный кожухотрубный теплообменник с безопасным каналом в маслосистеме газотурбинного двигателя газоперекачивающего агрегата [Текст] / **А. В. Смирнов, Р. Н. Середа, Н. А. Борисов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 93–98. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.14.

Please cite this article as:

Smirnov, A., Sereda, R. and Borisov, N. (2016), ″Gaseous Oil Shell-and-Tube Heat Exchanger with the Safe Channel in the Oil System of Gas Turbine Engine for the Gas-Compressor Unit″. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment,* no. 10(1182), pp. 93–98, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.14

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Смірнов, А. В. Газомасляний кожухотрубний теплообмінник з безпечним каналом в маслосистемі газотурбінного двигуна газоперекачувального агрегату [Текст] / **А. В. Смірнов, Р. М. Середа, М. А. Борисов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 93–98. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.14

АНОТАЦІЯ *Розглянуто два варіанти підігріву паливного газу газотурбінного двигуна ГПА з використанням підігрівача паливного газу вогневого типу і кожухотрубного газомасляного теплообмінника з безпечним каналом. Представлена методика дослідження та виконаний економічний аналіз розглянутих схемних варіантів з підігріву паливного газу. Економічно обґрунтовано застосування кожухотрубного газомасляного теплообмінника з безпечним каналом в маслосистемі газотурбінного двигуна ГПА.*

Ключові слова: *газоперекачувальний агрегат, газотурбінний двигун, кожухотрубний газомасляний теплообмінник, біметалева ребриста труба, безпечний канал, підігрів паливного газу, приведені витрати, економічний ефект.*

Поступила (received) 10.01.2016

УДК 532.542.4:622.013 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.15**

А. Ю. ДРЕУС

ТЕПЛОВІДДАЧА БУРОВОГО ІНСТРУМЕНТУ В УМОВАХ ЗМІННОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

АНОТАЦІЯ *Предметом дослідження є процеси теплообміну на вибою бурової свердловини при бурінні алмазними коронками. Розглянуто імпульсний режим охолодження, який має місце в нових високоефективних технологіях буріння зі змінною подачею бурового розчину. Методами дослідження є математичне моделювання та обчислювальний експеримент. В роботі представлено результати моделювання гідродинамічних полів на вибою свердловини під час буріння. Запропоновано методику визначення коефіцієнтів тепловіддачі в умовах змінного охолодження. На основі даних по розподілу швидкості розраховані середні коефіцієнти тепловіддачі бурової коронки для різних варіантів змінного режиму охолодження. Результати роботи представляють інтерес для визначення температурного режиму бурового інструменту і визначення енерго- та ресурсозберігаючих режимів буріння з імпульсною промивкою.*

Ключові слова: *тепловіддача, буріння, змінне охолодження, математичне моделювання.*

A. Yu. DREUS

HEAT TRANSFER OF DRILLING TOOL UNDER VARIABLE COOLING

ABSTRACT *The subject of research is the heat transfer process on the working face of the drilling borehole using diamond core bits. This problem is very important for development of new high-technology drilling where variable supply of mud is used. The aim of this article is defining the variable heat transfer coefficients on the drill tool surface. Methods of research are mathematical modeling and computational experiment. Historical review of publications and modern works related at this problem are conducted, and actuality of presented work is justified. The fluid dynamics of drill mud on the working face of borehole is needed for solving thermal problem. Thus, results of 3D modelling of fluid dynamics are presented as well. The outcome of modelling shows that heat transfer coefficient is changed into one direction only. The expressions for defining heat transfer coefficients as function from time were proposed, taking to account a mode of cooling. Based on the calculation of the average mud velocity field, heat transfer coefficients for core bit were defined. Obtained results of interest to determine the temperature regime of drilling tools and determination and energy saving mode with pulse drilling flushing.*

Key words*: heat transfer, drilling, variable cooling, mathematical modelling.*

Вступ

Буріння свердловин є основним та найбільш достовірним способом пошуку та розвідки твердих корисних копалин, а також необхідним для видобутку води, нафти і газу, проведення інженерних робіт та інших прикладних цілей.

Виробничий цикл буріння складається з низки технологічних операцій, серед яких найбільш енергоємним є безпосередньо процес руйнування гірської породи. Зазначимо, що коефіцієнт корисної дії процесу буріння незначний. По даним, що наведені в огляді [1] від 85 до 98 % енергії, що підводиться до інструменту, витрачається на теплоутворення, причому, при бурінні алмазними коронками в теплоту переходить (90–95) % енергії, що підводиться. Решта енергії витрачається на остаточні зміни в інструменті, і лише (0,5–3) % витрачається на руйнування породи.

Останнім часом багатьма дослідниками як в Україні, так і за кордоном, пропонуються нові технології буріння, в яких використовується змінний режим подачі бурового розчину в свердловину [2 – 6]. Як свідчать результати експериментальних випробувань, такій спосіб промивки свердловини дозволяє підвищити техніко-економічні показники буріння. Проте, з огляду на те, що буровий розчин виконує функцію охолодження інструменту, змінний режим його подачі може призвести до перегріву коронки та швидкої втрати ресурсу. Таким чином, виникає потреба в визначенні параметрів імпульсної подачі розчину, які дозволять зберегти допустимий температурний режим бурової коронки. Ця задача пов’язана з необхідністю вивчення теплообмінних процесів на вибою свердловини під час буріння, зокрема тепловіддачі.

Мета роботи

Метою представленої роботи є визначення фізичних умов на вибою свердловини при бурінні та визначення коефіцієнтів тепловіддачі при змінних умовах охолодження інструменту.

Викладення основного матеріалу

Вперше проблема визначення температурних режимів інструменту привернула увагу дослідників у зв’язку з початком використанням для промивки свердловин середовищ з низькою теплоємністю: стислого повітря, піни, парогазових сумішей та ін. [7]. В подальшому, вивчення теплових процесів на вибій свердловини при бурінні були пов’язанні з потребами практичних задач таких, як буріння на великих глибинах в умовах підвищених температур, буріння твердих порід,

© А. Ю. Дреус, 2016

введення в практику форсованих режимів з підвищеними навантаженням на інструмент та ін. Детальний аналіз таких досліджень виконаний в роботах [8, 9], де представлено як результати відомих експериментальних досліджень, так й математичні моделі процесів нагріву та охолодження бурового інструменту.

Визначення теплового стану на вибою передбачає знання коефіцієнтів тепловіддачі від інструмента до бурового розчину. При цьому, не зважаючи на відносно невеликі геометричні розміри бурових коронок, в більшості робіт відзначається, що умови теплообміну не можна вважати однаковими по всій поверхні, що контактує з розчином. Як експериментальні, так і теоретичні дослідження, наприклад [10], свідчать, що температура швидко падає по висоті коронки. Для коректного прогнозування температурного режиму потрібно враховувати геометричні особливості коронки і, відповідно, різні умови теплообміну вздовж бічної поверхні.

Питання визначення коефіцієнтів тепловіддачі при бурінні в спеціальній літературі вивчено недостатньо. В монографії [11] представлено кілька критеріальних рівнянь, що рекомендовано для розрахунків температурних режимів процесу буріння. В роботі [12] запропоновано методику визначення тепловіддачі та представлено критеріальне рівняння, яке доцільно використовувати при моделюванні теплообміну коронки. Але діапазон визначальних параметрів та умови, для яких отримано дане рівняння, суттєво обмежують область його застосування. Також необхідно зазначити, що абсолютна більшість робіт в цьому напрямку виконана для усталеного режиму охолодження, коли витрати бурового розчину не змінюються з часом.

Інтенсивність теплообміну також залежить від гідродинамічних процесів на вибою свердловини. Вочевидь, що картина течії на вибою достатньо складна, і для її вивчення можливості експериментального дослідження є обмеженими. Альтернативним підходом до розгляду гідродинаміки потоку при обтіканні бурової коронки є математичне моделювання з використанням сучасних *CFD* технологій.

В роботах [13, 14] за допомогою комп'ютерного моделювання отримано картину течії бурового розчину на вибою при бурінні алмазними шарошечними долотами. Проте, ці результати не можуть бути використані для дослідження бурових коронок внаслідок суттєвих відмінностей конструкцій. Гідродинаміка потоку, а також теплові і механічні поля в тілі твердосплавної бурової коронки вивчалися методами математичного моделювання в роботі [15]. Дослідження проводились для умов сталої подачі бурового розчину. На основі результатів обчислювальних експериментів автори пропонують картину фізичних процесів на вибою, але представлені фізична та математична моделі потребують додаткового обґрунтування.

Математична модель теплових процесів в буровій коронці в умовах змінного охолодження запропонована в роботі [16]. Задачу розглянуто у відносно простій одновимірній постановці, а охолодження моделюється за допомогою введення стоків теплоти, що представляють кусково-неперервну функцію від часу. Для проведення досліджень з використанням вказаної моделі, необхідно також додатково визначити коефіцієнти тепловіддачі вздовж поверхні інструменту.

Бурова коронка складається із корпусу та твердосплавної матриці, яка армована буровими алмазами або твердосплавними вставками. Матриця розділена на сектори каналами, по яким рухається потік бурового розчину виконуючі охолоджуючу функцію та очищення вибою від шламу. Кількість промивальних каналів та їх розміри можуть бути різними для різних коронок. Розглянемо стандартну бурову коронку 01А3 діаметром 76 мм з чотирьома промивальними каналами висотою $h = 4 \cdot 10^{-3}$ м і шириною $b = 8 \cdot 10^{-3}$ м. Загальний вигляд коронки представлено на рис. 1.

Під час буріння коронка знаходиться під навантаженням і обертається на поверхні вибою, руйнуючі гірську породу. При цьому вона омивається турбулентним потоком бурового розчину. Моделювання процесів гідродинаміки виконувалось з використанням стандартної моделі турбулентності [17] за допомогою *CFD* інструментів. Картина гідродинамічних ліній струму при обтіканні коронки, що бурить гірську породу, представлено на рис. 2.

Як видно із результатів моделювання на рис. 2, картина течії на вибою має складний характер. Обертання коронки сприяє інтенсивному омиванню бічних внутрішньої та зовнішньої поверхонь коронки буровою рідиною. Таким чином, можна вважати, що основні зміни умов теплообміну перебігають лише в напрямку вгору від вибою. Це свідчить про коректність підходу що був запропонований в [16].

Слідуючи відомим підходам з моделювання процесів нагрівання алмазних бурових коронок [8], виділимо три основні ділянки по висоті коронки, де умови теплообміну суттєво різняться. Це область промивальних каналів, бічна поверхня матриці коронки і бічна поверхня корпусу коронки.

Рис. 1 – Загальний вигляд коронки: 1 – корпус; 2 – матриця; 3 – промивальні канали

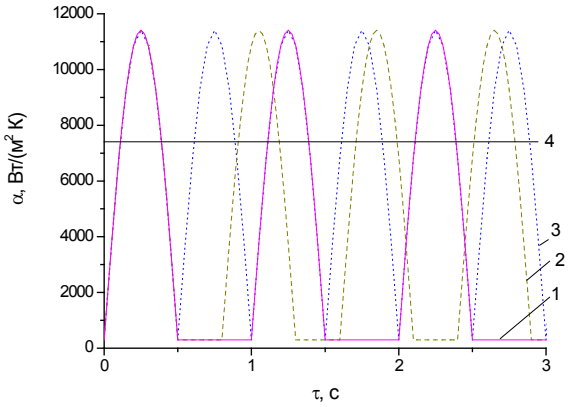


Рис. 3 – Характер зміни коефіцієнтів тепловіддачі з часом для промивальних каналів: 1 – переривиста симетрична промивка; 2 – переривиста несиметрична промивка; 3 – реверсна промивка; 4 – середнє за імпульс значення

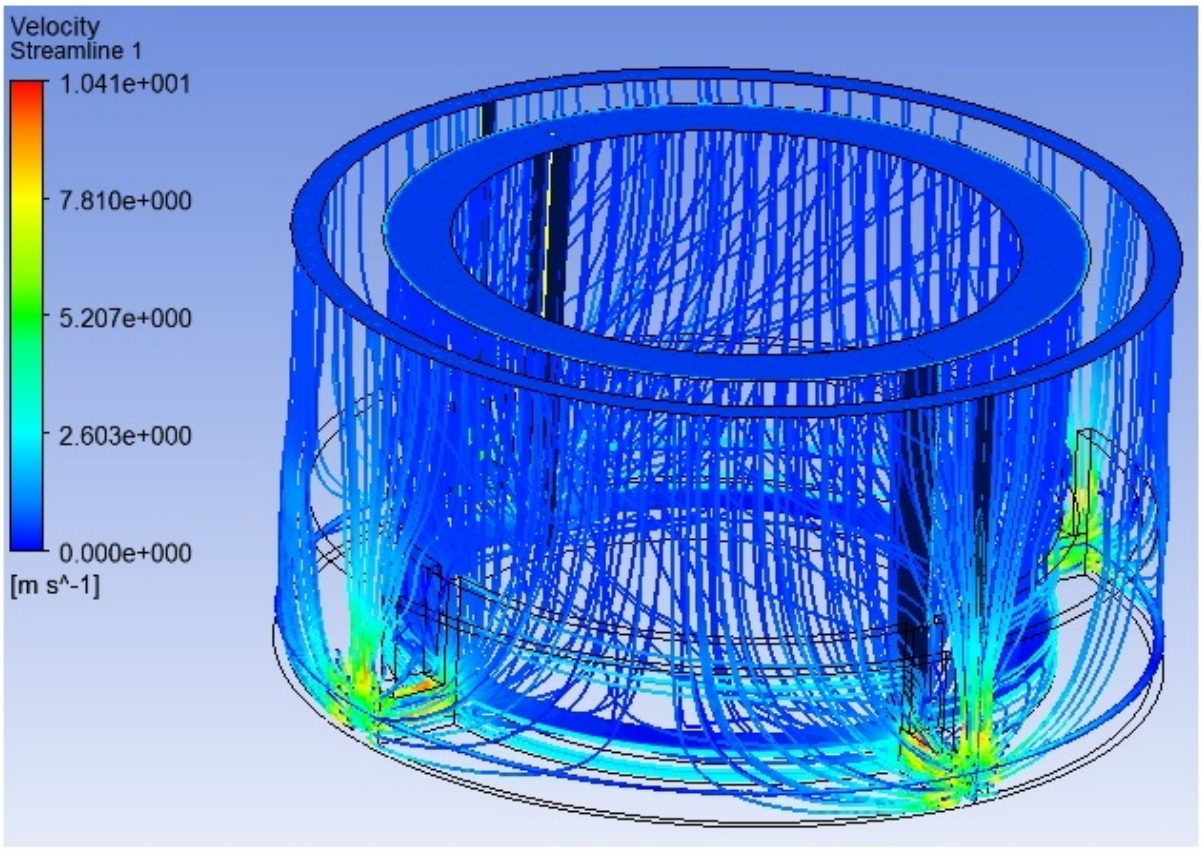


Рис. 2 – Лінії струму бурового розчину при обтіканні алмазної коронки

В межах цих ділянок можемо вважати, що коефіцієнти тепловіддачі не змінюються та є функцію лише часу. В разі постійних умов охолодження, а саме при сталій витраті бурового розчину, коефіцієнти тепловіддачі можуть бути визначені за критеріальними рівняннями, що наведені в роботі [11]. Для випадку змінних умов охолодження співвідношення визначаються в залежності від способу організації промивки свердловини.

Класифікація імпульсної промивки, технічні засоби й деталі організації технологічного процесу

представлені в [6]. Розглянемо способи завдання функції тепловіддачі для різних варіантів організації змінної промивки.

Переривиста симетрична промивка. В цьому способі буровий розчин подається окремими імпульсами протягом часу $\delta\tau_1$, які розділяються паузами в подачі $\delta\tau_2$. Якщо інтервал паузи дорівнює інтервалу подачі $\delta\tau_1 = \delta\tau_2$, то такий спосіб промивки буде симетричним. В цьому випадку функцію тепловіддачі можна задати у вигляді

$$\alpha(\tau) = \alpha_{\min} + \frac{\alpha_0}{2}\left(\left|\sin\left(\frac{2\pi\tau}{\delta\tau_1}\right)\right| + \sin\left(\frac{2\pi\tau}{\delta\tau_1}\right)\right), \quad (1)$$

де $\alpha_{\min}$ – мінімальне значення коефіцієнту тепловіддачі, що відповідає режиму без подачі розчину; α_0 – значення тепловіддачі, що відповідає режиму безперервної подачі; τ – час.

Переривиста несиметрична промивка. Окрім вказаного способу завдання функції тепловіддачі, на практиці використовується несиметрична промивка, коли $\delta\tau_1 \neq \delta\tau_2$. Для цього випадку функцію тепловіддачі можна представити

$$\alpha(\tau) = \begin{cases} \alpha_{\min} + \alpha_0 \sin\left(\dfrac{2\pi\tau^*}{\delta\tau_1}\right), & \tau \in (\delta\tau_1)_n \\ \alpha_{\min}, & \tau \in (\delta\tau_2)_n \end{cases}, \quad (2)$$

де τ^* – час, що відлічується від початку інтервалу подачі рідини; *n* – означає, що розглядається *n*-ий інтервал.

Реверсивна промивка. В цьому режимі буровий розчин подається безперервно, але імпульсами з протилежним напрямом потоку. В даному випадку $\delta\tau_2 = 0$, функцію тепловіддачі можна задати простим співвідношенням

$$\alpha(\tau) = \alpha_{\min} + \alpha_0\left|\sin\left(\frac{2\pi\tau}{\delta\tau_1}\right)\right|. \quad (3)$$

На практиці використовують також середній за період пульсації коефіцієнт тепловіддачі [18]. Для пульсуючого потоку осереднене значення коефіцієнту тепловіддачі може бути визначене як

$$\overline{\alpha} = \frac{1}{\delta\tau_1}\int_0^{\delta\tau_1}\alpha(\tau)\,d\tau, \quad (4)$$

де функція $\alpha(\tau)$ визначається виразами (1)–(3) відповідно.

Результати моделювання гідродинаміки бурового розчину на вибою при бурінні і критеріальні рівняння [11] дозволили розрахувати коефіцієнти тепловіддачі для різних варіантів промивки. На рис. 3 представлено графік зміни коефіцієнтів тепловіддачі з часом для ділянки, де процеси теплообміну перебігають найінтенсивніше – зона промивочних каналів. Для режиму симетричної промивки водою $\delta\tau_1 = 0{,}5$ с, для несиметричної промивки $\delta\tau_1 = 0{,}5$ с, $\delta\tau_2 = 0{,}3$ с, для реверсної промивки $\delta\tau_1 = 0{,}5$.

Висновки

В роботі виконаний аналіз фізичної картини обтікання бурової коронки на вибою свердловини, та встановлено, що середні коефіцієнти тепловіддачі коефіцієнти середні тепловіддачі на поверхні коронки є функцією часу. Запропоновані аналітичні вирази та проведено розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі бурової коронки, які враховують технологічні особливості режимів імпульсної промивки. Результати комп'ютерного моделювання процесів гідродинаміки бурового розчину на вибою при бурінні підтверджують коректність раніше запропонованої моделі розрахунку теплових режимів коронки на основі одновимірної моделі.

Список літератури

1 **Кожевников, А. А.** Термомеханическое разрушение горных пород при разведочном бурении с генерирование тепловой энергии [Текст] / **А. А. Кожевников, П. П. Вырвинский** // Техника и технология геологоразведочных работ, организация производства: Обзор ВНИИ ЭМС. – М., 1985. – 36 с.

2 **Фассахов, Р. Х.** Энергосбережение в гидроимпульсном воздействии на призабойную зону нефтяного пласта [Текст] / **Р. Х. Фассахов, И. К. Файзуллин, Я. М. Сахапов, А. М. Бадретдинов, Д. А. Елдашев, Д. В. Прощекальников, А. И. Гурьянова** // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2005. – № 9–10. – С. 56–60.

3 **Тунгусов, С. А.** Повышение производительности бурения скважин за сет применения импульсной промывки [Текст] / **С. А. Тунгусов** // Разведка и охрана недр. – 2009. – № 8. – С. 42–47.

4 Patent No. 6,053,261 U.S. Flow pulsing method and apparatus for the increase of the rate of drilling [Text] / **Walter, Bruno H.** – 25 Apr. 2000.

5 **Liu, Yong.** Experimental study of flow field structure of interrupted pulsed water jet and breakage of hard rock [Text] / **Yong Liu** // International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences. – 2015. – No. 78. – P. 253–261. – ISSN. 1365-1609. – doi: 10.1016/j.ijrmms.2015.06.005.

6 **Kozhevnikov, A.** Impulse technologies of borehole drilling – technologies of XXI century [Text] / **A. Kozhevnikov** // Progressive technologies of coal, coalbed methane, and ores mining. – 2014. – Tay-

lor&Fransic Group UK. – P. 175–181. – ISBN. 978-1-138-02699-5.

7 **Кудряшов, Б. Б.** Нагрев и охлаждение алмазных коронок при бурении [Текст] / **Б. Б. Кудряшов, Ю. А Оношко** // Методика и техника разведки : Сб. науч. тр. ВИТР. – 1964. – № 46. – С. 3–13.

8 **Кожевников, А. А.** Тепловой фактор при бурении скважин [Текст] / **А. А. Кожевников, С. В. Гошовский, А. Ю. Дреус, И. И. Мартыненко**. – Киев : УкрГГРИ, 2008 – 166 с. – ISBN 978-966-7896-51-5.

9 **Дреус, А. Ю.** Проблема определения контактной температуры при бурении скважин. Обзор [Текст] / **А. Ю. Дреус, А. О. Кожевников, А. К. Судаков, А. О. Еремин** // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Сер.: Гірничо-геологічна. – 2014. – Вип. 2(21). – С. 10–19. – ISSN 2073-9575.

10 **Щербань, А. Н.** Прогноз и регулирование теплового режима при бурении глубоких скважин [Текст] / **А. Н. Щербань, В. П. Черняк**. – М. : Недра, 1974. – 246 с.

11 Забойные факторы алмазного бурения геологоразведочных скважин [Текст] / **А. А. Кожевников, С. В. Гошовский, И. И. Мартыненко** [и др.]. – Днепропетровск : ЧП «Лира ЛТД», 2006. – 264 с. – ISBN 966-385-045-X.

12 **Дреус, А. Ю.** Экспериментальное исследование теплоотдачи вращающегося стержня при торцевом нагреве [Текст] / **А. Ю. Дреус** // Промышленная теплотехника – 2010. – Т. 32, № 3. – С. 18–24. – ISSN 0204-3602.

13 **Hong-Mei Huang** Numerical simulation and experimental checking for downhole flow field of a real PDC bit [Text] / **Hong-Mei Huang, Shiyou Daxue Xueban, Ziran Kexue Ban** // Journal of the University of Petroleum. – China : Natural Science Edition, 2005. – No. 29.3. – P. 49-52.

14 **Jian Zhao** Numerical Simulation of the Bottom Hole Flow Field of Particle Impact Drilling [Text] / **Jian Zhao, Yiji Xu, Jianhua Ren, Deju Hou** // Advances in Petroleum Exploration and Development. – 2014. – No. 8(2). – P. 18–23. – ISSN 1925-542X. – doi: 10.3968/5955.

15 **Каракозов, А. А.** Создание однослойных алмазных коронок, оснащённых синтетическими монокристаллами [Текст] / **А. А. Каракозов, М. С. Попова, С. Н. Парфенюк, Р. К. Богданов, А. П. Закора** // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Сер.: Гірничо-геологічна. – 2013. – № 2. – С. 245–252. – ISSN. 2073-9575.

16 **Кожевников, А. А.** Тепловое поле алмазной коронки при бурении с нестационарным режимом промывки скважины [Текст] / **А. А. Кожевников, С. В. Гошовский, А. Ю. Дреус, И. И. Мартыненко** // Доповіді Національної академії наук України. – 2007. – № 2. – С. 62–67.

17 **Launder, B. E.** Lectures in Mathematical Models of Turbulence [Text] / **B. E. Launder, D. B. Spalding**. – London : Academic Press, 1972. – 169 p.

18 **Накорчевский, А. И.** Гидродинамика и тепломассоперенос в гетерогенных системах и пульсирующих потоках [Текст] / **А. И. Накорчевский, Б. И. Басок**. – Киев : Наукова думка, 2001. – 346 с.

Bibliography (transliterated)

1 **Kozhevnikov, A. A. and Vyirvinskiy, P. P.** (1985), ″Termomehanicheskoe razrushenie gornyih porod pri razvedochnom burenii s generirovanie teplovoy energii (это название статьи в транслитерации, его не убирать) [Thermomechanical destruction of rocks during exploration drilling with the generation of thermal energy″, *Tehnika i tehnologiya geologorazvedochnyih rabot, organizatsiya proizvodstva: Obzor VNII EMS* [Technique and technology of geological exploration, production management: Overview of EMC Research Institute], Moscow, Russia.

2 **Fassahov, R. H., Faizulin, I. K., Sahapov, Ya. M., Badretdinov, A. M., Eldashev, D.A.,** Proschekalnikov, D. V., Guryanova, A. I. (2005), ″Energosberezhenie v gidroimpulsnom vozdeystvii na prizaboynuyu zonu neftyanogo plasta [Hydro Energy efficiency in pulsed action on oil bottomhole formation]″, *Izvestiya vyisshih uchebnyih zavedeniy. Problemy energetiki* [Proceedings of the higher educational institutions. Energy Problems.], No. 9–10, pp. 56–60.

3 **Tungusov, S. A.** (2009), ″Povyishenie proizvoditelnosti bureniya skvazhin za set primeneniya impulsnoy promyivki [Increased productivity of drilling through the use of a pulsed washing]″, *Razvedka i ohrana nedr* [Exploration and conservation of mineral resources], No. 8, pp. 42–47.

4 **Walter, Bruno H.** (2000), ″Flow pulsing method and apparatus for the increase of the rate of drilling″. U.S. Patent 6,053,261.

5 **Liu, Yong** (2015), ″Experimental study of flow field structure of interrupted pulsed water jet and breakage of hard rock″, *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*, no. 78, pp. 253–261, ISSN. 1365-1609 – doi: 10.1016/j.ijrmms.2015.06.005.

6 **Kozhevnikov, A.** (2014), *″Impulse technologies of borehole drilling – technologies of XXI century″, Progressive technologies of coal, coalbed methane, and ores mining,* Taylor&Fransic Group UK, pp. 175–181, ISBN. 978-1-138-02699-5.

7 **Kudryashov, B. B. and Onoshko, Yu. A.** (1964), ″Nagrev i ohlazhdenie almaznyih koronok pri burenii [Heating and cooling of diamond bits for drilling]″, *Metodika i tehnika razvedki . Sb. nauchn. tr. VITR* [Methods and intelligence equipment: Coll. scientific.works WITE], no. 46, pp. 3–13.

8 **Kozhevnikov, A. A., Goshovskiy, S. V., Dreus, A. Yu. and Martyinenko, I. I.** (2008), *Teplovoy faktor pri burenii skvazhin* [The thermal factor in drilling wells], UkrGGRI, Kiev, Ukraine.

9 **Dreus A. Yu., Kozhevnikov, A. O., Sudakov, A. K. and Eremin, A. O.** (2014), ″Problema opredeleniya kontaktnoy temperaturyi pri burenii skvazhin. Obzor [The problem of determining the contact temperature in borehole drilling wells. Owerwiew]″, *Naukovi pratsi Donetskogo natsionalnogo tehnichnogo unIversitetu. Ser.: Girnicho-geologichna* [Scientific papers of Donetsk National Technical University. Series: Mining and Geology], no. 2(21), pp. 10–19, – ISSN 2073-9575.

10 **Scherban, A. N. and Chernyak, V. P.** (1974), *Prognoz i regulirovanie teplovogo rezhima pri burenii glubokih skvazhin* [Prediction and control of the thermal regime in the drilling of deep wells], Nedra, Moscow, Russia.

11 **Kozhevnikov, A. A., Goshovskiy, S. V. and Martyinenko, I. I.** et al. (2006), *Zaboynyie faktoryi almaznogo bureniya geologorazvedochnyih skvazhin* [Downhole factors of the diamond drilling exploration wells], Lira LTD, Dnipropetrovsk, Ukraine.

12 **Dreus, A. Yu.** (2010), ″Eksperimentalnoe issledovanie teplootdachi vraschayuschegosya sterzhnya pri tortsevom nagreve [Experimental study of heat transfer of a rotating rod under face heating]″, *Promyishlennaya teplotehnika* [Industrial heat engineering], vol. 32, no. 3, pp. 18–24, ISSN 0204-3602.

13 **Hong-Mei Huang, Shiyou Daxue Xueban and Ziran Kexue Ban** (2005), ″Numerical simulation and experimental checking for downhole flow field of a real PDC bit, *Journal of the University of Petroleum, China: Natural Science Edition,* no. 29.3, pp. 49–52.

14 **Jian Zhao, Yiji Xu, Jianhua Ren, Deju Hou** (2014), ″Numerical Simulation of the Bottom Hole Flow Field of Particle Impact Drilling″, *Advances in Petroleum Exploration and Development*, no. 8(2), pp. 18-23, ISSN 1925-542X, doi: 10.3968/5955.

15 **Karakozov, A. A. Popova, M. S., Parfenyuk, S. N., Bogdanov, R. K. and Zakora, A. P.** (2013), ″Sozdanie odnosloynyih almaznyih koronok, osnaschonnyih sinteticheskimi monokristallami [Development of single-layer diamond core bits equipped with synthetic monocrystals]″, *Naukovi pratsi Donetskogo natsionalnogo tehnichnogo universitetu. Ser.: Girnicho-geologichna* [Scientific papers of Donetsk National Technical University. Series: Mining and Geology], no. 2, pp. 245–252, ISSN 2073-9575.

16 **Kozhevnikov, A. A., Goshovskiy, S. V., Dreus, A. Yu. and Martyinenko, I. I.** (2007), ″Teplovoe pole almaznoy koronki pri burenii s nestatsionarnyim rezhimom promyivki skvazhinyi [Thermal field of diamond core bit in drilling wells under non-stationary mode of washing]″, *Dopovidi Natsionalnoyi Akademiyi Nauk Ukrainy* [Reports of the National Academy of Sciences of Ukraine], no. 2, pp. 62–67.

17 **Launder, B. E. and Spalding D. B.** (1972), *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*, Academic Press, London, UK.

18 **Nakorchevskiy, A. I. and Basok, B. I.** (2001), *Gidrodinamika i teplomassoperenos v geterogennyih sistemah i pulsiruyuschih potokah* [Hydrodynamics and heat and mass transfer in heterogeneous systems and pulsating flows], Naukova dumka, Kiev, Ukraine.

Відомості про авторів (About authors)

Дреус Андрій Юлійович – кандидат технічних наук, доцент, Дніпропетровський національний університет ім. Олеся Гончара, доцент кафедри аерогідромеханіки та енергомасопереносу, м. Дніпропетровськ, Україна; e-mail: dreus.a@dnu.dp.ua.

Dreus Andrii Yuliyowiz – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Oles Honchar Dnipropetrovsk National University, Associate Professor at the Department of Fluid Mechanics and Energy and Mass Transfer; Dnipropetrovsk, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Дреус, А. Ю. Тепловіддача бурового інструменту в умовах змінного охолодження [Текст] / **А. Ю. Дреус** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 99–104. – Бібліогр. : 18 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.15.

Please cite this article as:

Dreus, A. Yu. (2016), ″Heat Transfer of Drilling Tool Under Variable Cooling″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 99–104, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.15.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Дреус, А. Ю. Теплоотдача бурового инструмента в условиях переменного охлаждения [Текст] / **А. Ю. Дреус** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 99–104. – Бібліогр. : 18 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.15

АННОТАЦИЯ *Предметом исследования являются процессы теплообмена на забое бурящейся скважины при бурении алмазными коронками. Рассмотрен импульсный режим охлаждения, который имеет место в новых высокоэффективных технологиях бурения с переменной подачей бурового раствора. Методами исследования являются математическое моделирование и вычислительный эксперимент. В работе представлены результаты моделирования гидродинамических полей на забое при бурении. Предложена методика определения коэффициентов теплоотдачи в условиях переменного охлаждения. На основе данных по распределению скорости рассчитаны средние коэффициенты теплоотдачи буровой коронки для различных вариантов переменного режима охлаждения. Результаты работы представляют интерес для определения температурного режима бурового инструмента и определения энерго- и ресурсосберегающих режимов бурения с импульсной промывкой.*

Ключевые слова: *теплоотдача, бурение, переменное охлаждения, математическое моделирование.*

Надійшла (received) 18.01.2016

УДК 697.278 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.16**

О. В. ЛИСАК

АНАЛІЗ КОНВЕКТИВНОЇ ТЕПЛОВІДДАЧІ ВІД ЗОВНІШНІХ ПОВЕРХОНЬ ТВЕРДОТІЛЬНОГО ТЕПЛОАКУМУЛЮЮЧОГО ОБІГРІВАЧА

АНОТАЦІЯ *В статті розглянуто теплообмін між повітрям при 20 °С та зовнішніми поверхнями твердотільного теплоакумулюючого обігрівача за двох температур: 40 та 60 °С. Аналіз проведено за умов, що всі поверхні приладу контактують з повітрям (прилад розміщено на підставці) та має місце вільна конвекція. Отримані дані співставлено з характеристиками існуючих моделей приладів та визначено частку конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь в загальній тепловіддачі від приладу. Необхідність таких досліджень обумовлена тим, що дана складова тепловіддачі від приладу не піддається регулюванню і, як наслідок, за незначної потреби в теплоспоживанні обслуговуваного приміщення прилад може його перегрівати.*

Ключові слова: *акумуляційні системи опалення, теплоакумулюючі електропечі, теплонакопичувач, теплообмін, твердотільний теплоакумулюючий обігрівач.*

O. LYSAK

ANALYSIS OF CONVECTIVE HEAT TRANSFER FROM STORAGE HEATER EXTERNAL SURFACES

ABSTRACT *The aim of the article is to specify the parameters of the convective heat transfer between the outer surfaces of a static storage heater (a storage heater that has airways but it doesn't have any fan) and the surrounding air. The article shows the heat transfer between the air at 20 °C (room temperature) and the outer surfaces of static storage heaters at two temperatures of 40 and 60 °C. The analysis is performed under the condition that all the surfaces of the device contact with the outside air (the device is placed on the feet) and natural convection occurs. In the analysis the influence of the device feet is neglected and its design is simplified to a rectangular block. The findings are compared with the characteristics of the existing models of storage heaters and used to determine the share of the outer surface convective heat transfer from the total heat output of the device. The factors that lead to the change of the convective heat transfer from the outer surfaces are analyzed. For storage heaters shown in the article with an output in the range from 800 to 3200 W the share of the convective heat transfer from the outer surfaces (1) at 60 °C is respectively 58 % and 31 % and (2) at 40 °C from 25 % to 13 %. The share of the convective heat transfer from the outer surfaces decreases during the growth of the device output, and consequently – the increase of its outer surface area. The share of the convective heat transfer from the outer surfaces increases due to the rise of the outer surface temperature. Also the convective heat transfer from only vertical outer surfaces is compared with the convective heat transfer from all outer surfaces. They are also compared at different outer surface temperatures for the same storage heater type.*

Key words: *storage heating, electric storage heating, storage heaters, heat transfer.*

Вступ

Сьогодні в Україні актуальним є вивчення електричних акумуляційних опалювальних приладів [1], відомих під різними назвами: теплонакопичувачі, твердотільні теплоакумулюючі обігрівачі та теплоакумулюючі електропечі (ТАЕП). Принцип роботи даних приладів наступний: теплова енергія акумулюється в твердому матеріалі (наприклад, феоліті чи магнезиті) за рахунок його нагрівання електричними нагрівачами в час дії дешевого тарифу на електроенергію [2]. Нагрітий матеріал віддає теплоту на протязі всієї доби.

На сьогоднішній день при створенні ТАЕП мають місце сталі рішення щодо використання тих чи інших матеріалів, прийнятних габаритів та особливостей конструкції, які залежать від сфери застосування, тому при дослідженні таких приладів варто звернути увагу на ті параметри, які пов'язані з якістю підтримання теплового режиму в приміщенні, а саме запобігають його перегріву чи переохолодженню [3].

В існуючих математичних моделях роботи ТАЕП основний акцент ставиться або на дослідження теплообміну у його внутрішніх каналах, або ж на вивченні впливу розподілу температур в теплоакумулюючому матеріалі на тепловіддачу від внутрішніх конвективних каналів приладу. Оскільки теплообмін відбувається через всі поверхні ТАЕП, існує необхідність оцінити те, яку долю від загальної тепловіддачі приладу може становити конвективна тепловіддача його зовнішніх поверхонь. Отримання узагальнених залежностей та вивчення характеру зміни теплообміну між зовнішніми поверхнями та оточуючим повітрям має удосконалити принцип конструювання даних приладів.

Мета роботи

Метою цієї роботи є визначення характеру конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь ТАЕП статичного типу (рис. 1). Конструкція такого типу передбачає тепловіддачу як від внутрішніх повітряних каналів так і від зовнішніх по-

© О. В. Лисак, 2016

верхонь приладу. Тепловіддача від внутрішніх повітряних каналів регулюється, а від зовнішніх поверхонь – ні. Сам прилад розміщується на підставці.

Дана робота продовжує та розширює вивчення конвективного теплообміну ТАЕП, представлене в статті [4], присвяченій математичному обгрунтуванню моделі тепловіддачі від фронтальної зовнішньої пластини ТАЕП.

Постановка задачі

Для визначення конвективного теплообміну з зовнішніх поверхонь ТАЕП необхідно обрати математичну модель. В цій роботі прийнята математична модель з [5], яка додатково порівнюється з моделюванням, представленим в [4].

1 Створення фізико-математичної моделі конвективного теплообміну на зовнішніх поверхнях ТАЕП

Виходячи з того, що форма більшості стандартних моделей ТАЕП геометрично подібна до паралелепіпеду, для аналізу використаємо залежності теплоообміну даної фігури. За цього підходу було знехтувано наявністю щілин для проходження повітря на нижній та верхній горизонтальних пластинах ТАЕП. Розміри приладів приймаємо на основі даних виробника подібних приладів [6] з певними допусками. Характеристики приладів заносимо в табл. 1.

Таблиця 1 – Геометричні характеристики приладів

N	Ширина b, мм	Глибина c, мм	Висота h, мм	Висота без підставки H, мм*
1	315	165	730	660
2	430			
3	545			
4	660			
5	770			
6	890			
7	995			

* Висота підставки прийнята 70 мм.

Розрахунок за запропонованої геометричної конфігурації приладу виконаємо згідно методики з [5], а також знехтуємо тим, що прилад, як правило, розташовується поблизу стіни – будемо вважати, що біля всіх його поверхонь має місце виключно вільна конвекція.

Для розрахунку теплообміну необхідно спочатку визначити характерний геометричний розмір за прийнятної форми тіла L, м:

$$L = \frac{L_H L_V}{L_H + L_V}, \qquad (1)$$

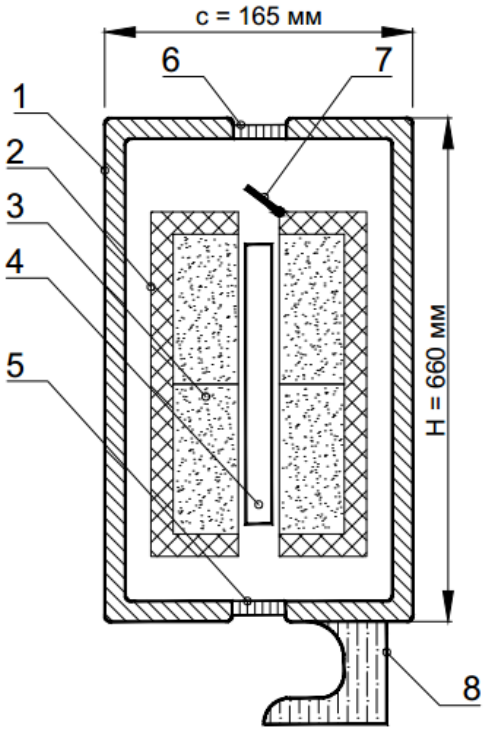


Рис. 1 – Принципова схема статичного ТАЕП [4]: 1 – зовнішня оболонка (кожух); 2 – теплоізоляційний прошарок; 3 – теплоакумулюючий матеріал; 4 – електричний нагрівач; 5 – решітка для входу повітря; 6 – решітка для виходу повітря; 7 – регулюючий клапан; 8 – підставка

де L_H – це довший з двох горизонтальних розмірів, а L_V – це вертикальний розмір. Таким чином в якості параметра L_H приймаємо значення ширини приладу, оскільки для всіх наведених випадків ширина є більшою за глибину. Характерний вертикальний розмір дорівнюватиме висоті приладу без підставки, а саме $L_V = H = 660$ мм.

Також визначимо площу поверхні теплообміну F, м^2:

$$F = 2\left(bc + bH + cH\right). \qquad (2)$$

Розраховані значення L та F наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Характерний геометричний розмір та площа поверхні моделей

N	L, мм	F, м^2	N	L, мм	F, м^2
1	213	0,7376	5	355	1,4883
2	260	0,9273	6	379	1,6863
3	299	1,1171	7	397	1,8596
4	330	1,3068			

Для подальших розрахунків задаємось параметрами повітря. Температуру оточуючого повітря приймаємо $t_a = 20$ °С, а температуру зовнішньої поверхні ТАЕП t_s розглянемо за двох варіан-

тів: за *I* варіанту $t_s = 40$ °С та за *II* варіанту $t_s = 60$ °С.

Розрахункові параметри повітря визначаємо за середньої температури:

$$t_f = \frac{t_s + t_a}{2}. \quad (3)$$

За температури t_f приймаємо наступні характеристики повітря: кінематичну в'язкість ν, м²/с, коефіцієнт теплопровідності λ, Вт/(м·К), значення числа Прандтля Pr. Також розраховуємо значення температурного коефіцієнту об'ємного розширення теплоносія β, К$^{-1}$, яке згідно методики [5] визначається як

$$\beta = \frac{1}{t_f + 273}. \quad (4)$$

Характеристики повітря за визначених температур узяті з [7]. Отримані дані представлені в табл. 3.

Відповідно до наведених раніше даних знайдемо значення числа Грасгофа Gr, числа Релея Ra, числа Нуссельта Nu та значення середнього коефіцієнту конвективної тепловіддачі від зовнішньої поверхні тіла $\overline{\alpha}$ Вт/(м²·К):

$$\mathrm{Gr} = \frac{\beta L^3 g\left(t_s - t_a\right)}{\nu^2}, \quad (5)$$

$$\mathrm{Ra} = \mathrm{Gr}\,\mathrm{Pr}, \quad (6)$$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}55\left(\mathrm{Ra}\right)^{\frac{1}{4}}, \quad \left(10^4 < \mathrm{Ra} < 10^9\right), \quad (7)$$

$$\overline{\alpha} = \frac{\mathrm{Nu}\,\lambda}{L}. \quad (8)$$

2 Визначення частки конвективної тепловіддачі зовнішніх поверхонь

Визначимо яку частку від загальної тепловіддачі ТАЕП складатиме конвективна тепловіддача зовнішніх поверхонь приладу.

Тепловіддачу приладів приймаємо однаковою на протязі всього періоду роботи приладу та за повного використання спожитої теплоти. Також вважаємо, що теплова потужність приладу залишається постійною незалежно від заданої температури його поверхні: якщо зменшується тепловіддача від його зовнішньої поверхні, то вона компенсується збільшенням тепловіддачі від його внутрішніх каналів. Оскільки в характеристиках приладів наведено лише їх споживання електроенергії за вказаний період нагріву теплоакумулюючого матеріалу (зарядки), виконаємо перерахунок спожитої потужності $Q_{\text{спож}}^{8\text{ год}}$, Вт, за умови зарядки на протязі 8 год, узятої з [6], в тепловіддачу від приладу $Q_{\text{теп}}$, Вт:

Використовуючи формули (5)–(8) заповнимо табл. 4.

Таблиця 3 – Характеристики повітря

Параметр	Варіант	
	I	*II*
t_s, °С	40	60
t_a, °С	20	20
t_f, °С	30	40
$\nu\cdot10^{-6}$, м²/с	16,00	16,96
λ, Вт/(м·К)	0,0267	0,0276
Pr	0,701	0,699
$\beta\cdot10^{-3}$, К$^{-1}$	3,300	3,195

Таблиця 4 – Розрахунок значень середнього коефіцієнту конвективного теплообміну на зовнішній поверхні ТАЕП

Варіант	*N*	Gr·10⁷	Ra·10⁷	Nu	$\overline{\alpha}$, Вт/(м²·К)
I	1	2,452	1,719	35,415	4,43
	2	4,465	3,130	41,137	4,22
	3	6,728	4,716	45,579	4,08
	4	9,090	6,372	49,140	3,98
	5	11,353	7,958	51,948	3,90
	6	13,766	9,650	54,513	3,84
	7	15,802	11,077	56,425	3,80
II	1	4,226	2,954	40,546	5,25
	2	7,693	5,377	47,098	4,99
	3	11,593	8,103	52,183	4,82
	4	15,663	10,948	56,260	4,71
	5	19,563	13,674	59,476	4,62
	6	23,721	16,581	62,412	4,55
	7	27,230	19,033	64,601	4,49

Таблиця 5 – Теплоспоживання моделей приладів

N	$Q_{\text{спож}}^{8\text{ год}}$, Вт	*N*	$Q_{\text{спож}}^{8\text{ год}}$, Вт	*N*	$Q_{\text{спож}}^{8\text{ год}}$, Вт	*N*	$Q_{\text{спож}}^{8\text{ год}}$, Вт
1	800	3	1600	5	2400	7	3200
2	1200	4	2000	6	2800		

$$Q_{\text{теп}} = Q_{\text{спож}}^{8\text{ год}} \frac{8\text{ год}}{24\text{ год}}. \quad (9)$$

Значення $Q_{\text{спож}}^{8\text{ год}}$ представлено в табл. 5.

Конвективну тепловіддачу від усіх поверхонь Q_F, Вт, визначимо як:

$$Q_F = \overline{\alpha} F\left(t_s - t_a\right). \quad (10)$$

Також по методиці, представленій в [4], розрахуємо за нехтування теплообміном від горизонтальних поверхонь середні коефіцієнти тепловіддачі від вертикальних поверхонь $\overline{\alpha}_V$ та конвективну тепловіддачу від них Q_V, Вт. Ці дані не характеризують частку конвективної тепловіддачі вертикальних поверхонь в конвективній тепловіддачі усіх поверхонь, а лише демонструють потенціал

застосування спрощених методів оцінки тепловіддачі.

Середній коефіцієнт конвективної тепловіддачі від вертикальних поверхонь $\overline{\alpha}_V$ визначимо по методу *Churchill and Chu*. За вказаних умов та методу розрахунку з [4] за *I* варіанту ($t_s = 40$ °C) $\overline{\alpha}_V = 4{,}07$ Вт/(м^2·К) та за *II* варіанту ($t_s = 60$ °C) $\overline{\alpha}_V = 5{,}02$ Вт/(м^2·К).

Конвективну тепловіддачу Q_V, Вт, від вертикальних поверхонь визначимо по формулі

$$Q_V = \overline{\alpha}_V F_V \left(t_s - t_a\right), \qquad (11)$$

де F_V – площа вертикальних поверхонь, м^2

$$F_V = 2H\left(b + c\right). \qquad (12)$$

Значення F_V наведено в табл. 6.

Визначимо $Q_{\text{теп}}$, Q_F та Q_V й порівняємо між собою їх значення:

$$\Delta^F_{\text{теп}} = \left(Q_F / Q_{\text{теп}}\right)\cdot 100\,\%, \qquad (13)$$

$$\Delta^V_{\text{теп}} = \left(Q_V / Q_{\text{теп}}\right)\cdot 100\,\%, \qquad (14)$$

$$\Delta^V_F = \left(Q_V / Q_F\right)\cdot 100\,\%. \qquad (15)$$

Отримані значення занесемо в табл. 7.

Таблиця 6 – Розрахунок вертикальної площі поверхні

N	*F*, м^2	*N*	*F*, м^2	*N*	*F*, м^2	*N*	*F*, м^2
1	0,634	3	0,937	5	1,234	7	1,531
2	0,785	4	1,089	6	1,393		

Таблиця 7 – Значення тепловіддачі та їх співвідношення

Варіант	*N*	$Q_{\text{теп}}$, Вт	Q_F, Вт	Q_V, Вт	$\Delta^F_{\text{теп}}$, %	$\Delta^V_{\text{теп}}$, %	Δ^V_F, %
I	1	267	65,4	51,6	24,5	19,4	78,9
	2	400	78,2	64,0	19,6	16,0	81,8
	3	533	91,1	76,4	17,1	14,3	83,9
	4	667	103,9	88,7	15,6	13,3	85,4
	5	800	116,2	100,6	14,5	12,6	86,6
	6	933	129,5	113,5	13,9	12,2	87,6
	7	1067	141,2	124,8	13,2	11,7	88,4
II	1	267	154,8	127,3	58,1	47,7	82,2
	2	400	185,2	157,8	46,3	39,4	85,2
	3	533	215,6	188,3	40,4	35,3	87,3
	4	667	246,0	218,7	36,9	32,8	88,9
	5	800	275,0	247,9	34,4	31,0	90,2
	6	933	306,6	279,7	32,8	30,0	91,2
	7	1067	334,2	307,6	31,3	28,8	92,0

Як можна побачити по значенням Δ^V_F з табл. 7, виокремлення для оцінки конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь ТАЕП лише конвективної тепловіддачі від вертикальних поверхонь є порівняно точним тільки за відносно високої температури поверхні ТАЕП та більшої площі його поверхні. Якщо враховувати лише складову конвективної тепловіддачі від вертикальних поверхонь, то значення конвективної тепловіддачі за вказаних умов будуть нижчими за значення конвективної тепловіддачі від усіх поверхонь на (8…21) %.

Що стосується частки конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь в загальній тепловіддачі від приладів $\Delta^F_{\text{теп}}$ (як і частки конвективної тепловіддачі при врахуванні лише вертикальних поверхонь $\Delta^F_{\text{теп}}$), то як показано в табл. 7, їхня частка зростає з підвищенням температури поверхні та спадає зі збільшенням площі поверхні теплообміну.

Співвідношення між конвективною тепловіддачею від зовнішніх поверхонь одного й того самого приладу за зміни температури на його поверхні за наведених в даній роботі умов залежить виключно від характеристик повітря. Нижче наведено формули для порівняння конвективної тепловіддачі від усіх поверхонь і тільки вертикальних поверхонь однієї і тієї моделі приладу за різних значень температури на поверхні приладу.

Співвідношення конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь за різних температур, але однакових геометричних характеристик приладу згідно наведеної в цій роботі методики становитиме

$$\frac{Q_{F1}}{Q_{F2}} = \frac{\overline{\alpha}_1 F\left(t_{s1} - t_{a1}\right)}{\overline{\alpha}_2 F\left(t_{s2} - t_{a2}\right)}. \qquad (16)$$

Отримане рівняння трансформуємо за допомогою рівнянь (5)–(8). Оскільки площі в рівнянні (16) співпадають, скоротимо їх та підставимо формулу (8) в (16):

$$\frac{Q_{F1}}{Q_{F2}} = \frac{\dfrac{\mathrm{Nu}_1\lambda_1}{L}\left(t_{s1} - t_{a1}\right)}{\dfrac{\mathrm{Nu}_2\lambda_2}{L}\left(t_{s2} - t_{a2}\right)}. \qquad (17)$$

В отриманому рівнянні скорочуємо спільний параметр *L* та підставимо формулу (7) в (17):

$$\frac{Q_{F1}}{Q_{F2}} = \frac{0{,}55\left(\mathrm{Ra}_1\right)^{1/4}\lambda_1\left(t_{s1} - t_{a1}\right)}{0{,}55\left(\mathrm{Ra}_2\right)^{1/4}\lambda_2\left(t_{s2} - t_{a2}\right)}. \qquad (18)$$

Скоротимо 0,55 та підставимо рівняння (6) та (5) в (18):

$$\frac{Q_{F1}}{Q_{F2}} = \frac{\left(\dfrac{\beta_1 L^3 g\left(t_{s1} - t_{a1}\right)}{\nu_1^2}\mathrm{Pr}_1\right)^{1/4}\lambda_1\left(t_{s1} - t_{a1}\right)}{\left(\dfrac{\beta_2 L^3 g\left(t_{s2} - t_{a2}\right)}{\nu_2^2}\mathrm{Pr}_2\right)^{1/4}\lambda_2\left(t_{s2} - t_{a2}\right)}. \qquad (19)$$

Скорочуємо рівняння на спільні значення параметрів *L* і *g*, та об'єднуємо $\left(t_{s1} - t_{a1}\right)$. В результаті остаточно отримуємо:

$$\frac{Q_{F1}}{Q_{F2}}=\left(\frac{\beta_1\,\mathrm{Pr}_1}{\beta_2\,\mathrm{Pr}_2}\right)^{\frac{1}{4}}\left(\frac{\nu_2}{\nu_1}\right)^{\frac{1}{2}}\frac{\lambda_1}{\lambda_2}\left(\frac{t_{s1}-t_{a1}}{t_{s2}-t_{a2}}\right)^{\frac{5}{4}}. \quad (20)$$

Для випадку з врахуванням лише вертикальної складової конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь співвідношення для однакових моделей приладу матиме вигляд

$$\frac{Q_{V1}}{Q_{V2}}=\frac{\overline{\alpha}_{V1}\left(t_{s1}-t_{a1}\right)}{\overline{\alpha}_{V2}\left(t_{s2}-t_{a2}\right)}. \quad (21)$$

Таким чином, зі зростанням температури поверхні ТАЕП з 40 до 60 °С конвективна тепловіддача від усієї поверхні згідно формули (20) зросте в 2,37 рази, а якщо розглядати лише вертикальну складову конвективної тепловіддачі згідно формули (21) – в 2,46 рази. Тобто аналіз лише по вертикальній складовій показує, що зростання конвективної тепловіддачі по ній відбувається інтенсивніше, ніж в середньому по поверхні. Але розбіжність між цими даними складає 4 % і може бути пояснена різними методиками моделювання тепловіддачі.

Висновок

1 Нехтування внеском в конвективну тепловіддачу від горизонтальних поверхонь може призводити для приладів деякого типорозміру до помітних похибок – найбільша розрахункова розбіжність складала 21 %.

2 Відносна частка конвектиної тепловіддачі від зовнішньої поверхні зростає зі зменшенням площі зовнішньої поверхні приладу, а відповідно – і його потужності. Тому, для приладів меншої потужності і габаритів варто підтримувати нижчу температуру на їх поверхні, на кшталт використання більш товстого прошарку теплоізоляції, ніж це було б допустимо для приладів більших розмірів.

3 Зниження температури на поверхні приладу з 60 до 40 °С дозволяє значно зменшити складову конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь, яка не піддається регулюванню. Таким чином значно покращуються умови для якісної роботи систем автоматизації ТАЕП на час незначних потреб споживача в теплі.

4 Проведений аналіз стосувався лише моделювання процесу тепловіддачі за повного використання акумульованої приладом теплоти. В подальшому варто проаналізувати ступінь регулювання тепловіддачі приладу за умови її неповного використання. Цей процес можливо розглянути за двох режимів роботи. В першому прилад накопичує максимально можливу кількість теплової енергії під час зарядки. І тоді повне вичерпання накопиченої ТАЕП теплоти можливе лише за його роботи в максимально несприятливих умовах, які закладено в розрахунок при виборі потужності ТАЕП. Як правило, цей період є нетривалим і в інший час повної витрати акумульованої енергії не відбувається. В другому режимі ТАЕП споживає лише стільки енергії, скільки йому буде необхідно для забезпечення теплового режиму приміщення згідно програми погодного регулювання – тобто за обставин, коли накопичення енергії приладом є меншим (з метою економії) за максимальне можливе і програмою передбачається її повне вичерпання на час початку нового циклу накопичення.

5 Іншим кроком для подальшого вивчення ТАЕП має стати комплексна оцінка одночасної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь і внутрішніх конвективних каналів.

Список літератури

1 **Белименко, С. С.** Совершенствование конструктивных и режимных параметров твердотельных электротеплоаккумуляторов : автореф. дис. … канд. техн. наук : 05.14.06 / **Сергей Сергеевич Белименко**; Национальная металлургическая академия Украины. – Днепропетровск, 2015. – 21 с.

2 **Малкін, Е. С.** Теплоакумулюючі електропечі. Термінологія і класифікація [Текст] / **Е. С. Малкін, О. В. Лисак** // Промислова електроенергетика та електротехніка (Промелектро). – 2014. – № 3. – С. 69–74. – ISSN 2409-2924.

3 **Лысак, Олег**. Выбор теплоаккумурилующих электропечей при внедрении в Украине [Текст] / **Олег Лысак, Эдуард Малкин** // Budownictwo o zoptymalizowanym potencjale energetycznym. – Częstochowa (Poland) : Politechnika Częstochowska, 2015. – № 1 – С. 117–125. – ISSN 2299-8535.

4 **Лисак, О. В.** Аналіз конвективної тепловіддачі від фронтальної поверхні теплоакумулюючої електропечі [Текст] / **О. В. Лисак** // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну : «Технічні серії». – 2015. – № 5(90). – С. 15–23. – ISSN 1813-6796.

5 **Thirumaleshwar, M.** Fundamentals of Heat and Mass Transfer, second impression edn. [Text] / **M. Thirumaleshwar**. – New Delhi : Dorling Kindersley, 2009. – 766 c. – ISBN 978-81-7758-519-3.

6 ADS STATIC STORAGE HEATERS : TECHNICAL DATA SHEET [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.elnur-global.com/dl-files/elnures/ft/en/f_ads_en.pdf. – Назва з екрану. – 10.01.2016 р.

7 **Михеев, М. А.** Основы теплопередачи [Текст] / **М. А. Михеев, И. М. Михеева**. – 2-е изд., стер. – Москва : Энергия, 1977. – 343 с.

Bibliography (transliterated)

1 **Belimenko, S. S.** (2015), ″Sovershenstvovanie konstruktivnyh i rezhimnyh parametrov tverdotel'nyh jelektroteploakkumuljatorov [Improvement constructive and regime parametres solid electric thermal batteries]″, Abstract of Ph.D. dissertation, 05.14.06, National Metallurgical Academy of Ukraine, Dnepropetrovsk, Ukraine.

2 **Malkin, E. S. and Lysak, O. V.** (2014), ″Teploakumuljujuchi elektropechi. Terminologija i klasyfikacija [Storage heaters. The terminology and the classification]″, *Promyslova elektroenergetyka ta elektrotehnika*

(Promelektro) [*Industrial power and electrical engineering],* no. 3, pp. 69–74, ISSN 2409-2924.

3 **Lysak, O. and Malkin, E.** (2015), ″Vybor teploakkumurilujushhih jelektropechej pri vnedrenii v Ukraine [Selection of storage heaters for implementation in Ukraine]″, *Construction of optimized energy potential*, no. 1, pp. 117–125, Politechnika Częstochowska, Częstochowa, Poland, ISSN 2299-8535.

4 **Lysak, O.** (2015), ″Analiz konvektyvnoi' teploviddachi vid frontal'noi' poverhni teploakumuljujuchoi' elektropechi [Analysis of convective heat transfer from storage heater front panels]″, *Bulletin of the Kiev National University Technologies and Design : Technical Science Series*, no. 5(90), pp. 15–23, ISSN 1813-6796.

5 **Thirumaleshwar, M.** (2009), *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, second impression edn.*, Dorling Kindersley, New Delhi, India, ISBN 978-81-7758-519-3.

6 ″ADS STATIC STORAGE HEATERS : TECHNICAL DATA SHEET″. available at: http://www.elnur-global.com/dl-files/elnures/ft/en/f_ads_en.pdf (Accessed 10 January 2016).

7 **Mikheev, M. A. and Mikheeva, I. M.** (1977), *Osnovy teploperedachi [Fundamentals of Heat Transfer]*, Energia, Moscow, Russian.

Відомості про авторів (About authors)

Лисак Олег Віталійович – інженер, відділ геотермальної енергетики, Інститут відновлюваної енергетики НАН України, м. Київ, Україна; e-mail: oleg.v.lysak@gmail.com, ORCID 0000-0002-4934-0685.

Oleg Lysak – Engineer, Geothermal department, Institute of Renewable Energy at National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine; e-mail: oleg.v.lysak@gmail.com.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Лисак, О. В. Аналіз конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь твердотільного теплоакумулюючого обігрівача [Текст] / **О. В. Лисак** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 105–110. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.16.

Please cite this article as:

Lysak, O. (2016), ″Analysis of convective heat transfer from storage heater external surfaces″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 105–110, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.16.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Лысак, О. В. Анализ конвективной теплоотдачи от внешних поверхностей твердотельного теплоаккумулирующего обогревателя [Текст] / **О. В. Лысак** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 105–110. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.16.

АННОТАЦИЯ *В статье рассмотрен теплообмен между воздухом при 20 °С и внешними поверхностями твердотельного теплоаккумулирующего обогревателя при двух температурах: 40 и 60 °С. Анализ проведён при условии, что все поверхности прибора контактируют с воздухом (прибор размещён на подставке) и имеет место свободная конвекция. Полученные данные сопоставлены с характеристиками существующих моделей приборов и определена доля конвективной теплоотдачи от внешних поверхностей в общей теплоотдаче от прибора. Необходимость таких исследований обусловлена тем, что данная составляющая теплоотдачи не поддаётся регулированию и, как следствие, при незначительной потребности обслуживаемого помещения в тепле прибор может его перегревать.*

Ключевые слова: *аккумуляционные системы отопления, теплоаккумулирующие электропечи, теплонакопители, теплообмен, твердотельный теплоаккумулирующий обогреватель.*

Надійшла (received) 18.01.2016

УДК 532. 536-12. 536.2. 621 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.17**

В. В. КОРОБКО

ОСОБЛИВОСТІ ТЕРМОАКУСТИЧНИХ ТЕПЛОВИХ МАШИН СИСТЕМ ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ТЕПЛОВИХ РЕСУРСІВ

АНОТАЦІЯ *Розглянути питання розробки ефективних систем використання низькотемпературних теплових ресурсів з застосуванням термоакустичних теплових машин. Проведено аналіз наявних теоретичних моделей термоакустичних апаратів, виявлені фактори, які суттєво впливають на ефективність як термоакустичних апаратів так і систем на їх основі. Розглянуті результати експериментальних досліджень робочих процесів в термоакустичних апаратах. Показаний вплив характеристик теплообмінників на ефективність термоакустичних систем. Визначені найбільш доцільні напрямки подальших робот.*
Ключові слова: *теплова машина, термоакустика, термодинаміка, математичні моделі, теплообмін.*

V. KOROBKO

FEATURES THERMOACOUSTIC THERMAL MACHINES USING LOW-TEMPERATURE THERMAL ENERGY SOURCE

ABSTRACT *Technological systems based on thermoacoustic heat machines (TAHM) are promising for use with low temperature heat sources – waste and renewable. TAHM differs from the mechanical machines because absence of moving parts, ecological safety and high reliability. These TAHM are able to operate from external power sources. It is shown that currently there is no universal theory. These machines are less common and the main disadvantage is their low power. The aim of work is to define the elements of TAHM of low-temperature utilization systems that are currently in need of improvement. Methods for solving – analysis of modern mathematical models and experimental data for generalizing approach synthesis. Results – it is shown that the thermoacoustic theory of Rott-Swift allows you to calculate the possible acoustic power and thermal heat capacity of TA machine, but has significant limitations. Finite Time Thermodynamic model of thermo-acoustic engine takes into account the impact of external sources of thermal energy and heat exchangers design features on the TATM characteristics. This model makes it possible to optimize the parameters of TATM by power or efficiency. By combining different models several issues concerning the TA systems design can be solved, also could be designed the requirements for the design of TATM heat exchangers. Conclusions - for the design of such systems it is necessary to conduct additional studies for the development of special heat transfer surfaces and for providing the uniform temperature field.*
Key words: *heat engine, thermoacoustics, thermodynamics, mathematical model, heat transfer.*

Вступ

Питання підвищення ефективності використання теплової енергії є важливою задачею. Вдосконалення теплових двигунів, технологічних процесів та систем енергозаощадження зумовило стійку тенденцію до зменшення як об'ємів, так і температурного рівня наявних скидних теплових ресурсів. В деяких випадках, маємо ситуацію, коли традиційні технології енергозбереження стають малоефективними або економічно недоцільними. Тому, розробка та впровадження нових інноваційних підходів для використання низькотемпературної скидної теплової енергії стає наявною задачею. Одним із перспективних напрямів що до утилізації низькотемпературних (НТ) вторинних енергоресурсів (ВЕР) є застосування систем на базі термоакустичних теплових машин (ТАТМ). Ці апарати дозволяють створювати ефективні технічні рішення для використання низькотемпературних вторинних та відновлювальних теплових енергоресурсів [1–3].

ТАТМ суттєво відрізняються від механічних машин відсутністю рухомих частин та шкідливих робочих речовин. Завдяки цьому ТАТМ притаманні висока надійність, відносна мала вартість, нейтральність до довкілля. ТАТМ бувають двох типів – двигуни (ТАД) та теплові насоси (ТАТН), або термоакустичні рефрижератори.

За конструкцією будь яка ТАТМ складається з однакових вузлів – резонатору, теплообмінників, навантаження. Резонатор виконує роль об'єднуючого конструктивного елементу, одночасно його довжина визначає робочу частоту ТАТМ. В порожнині резонатору розташовані теплообмінники – нагрівач, охолоджувач та пориста матриця між ними.

В якості корисного навантаження для ТАД можуть використовуватись п'єзоперетворювачі, лінійні генератори, двонаправлені імпульсні турбіни, або ТАТМ зворотної дії – ТАР. Існують приклади застосування ТАТМ в аерокосмічній галузі, нафтохімії, енергозбереженні, та відновлювальній енергетиці.

За своєю конструкцією, принципом дії та якостями ТАТМ суттєво відрізняються від механічних машин. Так в ТАТМ відсутні рухомі вузли, в них не використовуються шкідливі для довкілля речовини, це забезпечує їх високу надійність, екологічність та відносно малу вартість. ТАД здатні працювати від будь яких зовнішніх джерел теплової енергії, в тому разі низькотемпературних та криогенних. В ТАТМ можна реалізувати термодинамічні цикли Брайтону та Стірлінгу.

© В. В. Коробко, 2016

Низька енергонасиченість ТАТМ, малий досвід їх практичного використання та складність безпосереднього отримання механічної енергії перешкоджають широкому впровадженню цих апаратів.

Мета роботи

Метою роботи є проведення аналізу теоретичних моделей термоакустики, наявної експериментальної інформації та відомих конструктивних рішень, встановити чинникі, які суттєво впливають на робочі характеристики ТАТМ систем використання низькотемпературних джерел теплової енергії, та визначення найбільш доцільних напрямів подальших досліджень.

Викладення основного матеріалу

Розглянемо задачу розробки установки для використання НТ ВЕР з використанням ТАТМ. Принципова схема такої установки наведена на рис. 1 [4]. Її основні структурні елементи це – ТАД та його корисне навантаження, два зовнішні контури теплоносіїв. Ці контури забезпечують енергообмін між джерелом теплової енергії, довкіллям та ТАД. ТАТМ мають розглядатися саме в такий постановці, як складова частина технологічної схеми, яка призначена працювати використовуючи наявні зовнішні джерела енергії.

На етапі проектування необхідно обрати робочий цикл ТАД – Брайтону або Стірлінгу, робочу частоту, матеріал матриці, робоче тіло, тип навантаження та інші характеристики.

В якості проміжних теплоносіїв можуть застосуватись спеціальні термічні рідини або вода. За подібною схемою побудована дослідно-промислова термоакустична установка фірми *ASTER* (рис. 1).

В даній роботі тип ТАД, параметри робочого тіла, тип навантаження не важливі, оскільки основну увагу буде зосереджено на більш загальних питаннях, а саме – моделюванню процесів енергообміну та енергоперетворення в системі «теплообмінники – матриця –джерела енергії».

Лінійна теоретична модель термоакустики

Робота ТАТМ основана на термоакустичному ефекті – взаємному перетворенні різних форм енергії – теплоти в механічну енергію хвиль тиску (акустичних хвиль). В ТАТМ акустичні коливання в газовому середовищі – це єдиний механізм, що забезпечує робочий процес.

Відомо, що при взаємодії акустичних хвиль з твердою поверхньою – в даному випадку пористою проникною матрицею (рис. 2) – їх механічна енергія витрачається, формуючи повздовжній температурний градієнт. В цьому випадку ТАТМ працює як рефрижератор. Можливий і зворотній процес, коли в матриці вже присутній достатній повздовжній градієнт (1) температур, більший за критичний (2), в порожнині резонатора виникають акустичні хвилі, і оскільки маємо резонансну систему, то ці акустичні пульсації сягають значної інтенсивності [1–3]. Цей градієнт формується в матриці за допомогою теплообмінників-нагрівача та охолоджувача (рис. 1, 2).

$$\nabla T_m = \frac{dT_m(x)}{dx} \approx \left(T_h - T_c\right), \qquad (1)$$

$$\nabla T_{crit} = \frac{p_1 \omega}{\rho_m c_p u_1}, \qquad (2)$$

де ρ_m – щільність середовища; ω – кутова швидкість акустичної хвилі; p_1 – акустичний тиск в резонаторі; T_m – температура в матриці, що залежить тільки від повздовжньої координати.

У випадку, коли $\nabla T / \nabla T_{crit} > 1$, маємо ТАД, а в разі $\nabla T / \nabla T_{crit} < 1$, ТАТМ працює як рефрижератор.

Сучасну теорію термоакустики створив N. Rott [1], в подальшому G. W. Swift [2], розвинув її, розглядаючи матрицю, як елемент ТАТМ.

Модель *Rott-Swift* (*MRS*) була побудована для ідеалізованої матриці-пакета паралельних пластин, при цьому до розгляду брався окремий елементарний канал, як показано на рис. 2. При створені лінійної моделі були зроблені суттєві спрощуючи припущення.

Фундаментальні засади ТАТМ запроваджує «хвильове термоакустичне рівняння» або рівняння Ротта, яке пов'язує акустичний тиск, з повздовжнім градієнтом температури та геометрією матриці

$$\left[1 + \frac{(\gamma - 1)}{(1 + \varepsilon_s)} f_k\right] p_1 + \frac{c^2}{\omega} \rho_m \frac{d}{dx}\left[\frac{(1 - f_\nu)}{\rho_m} \frac{dp_1}{dx}\right] + \beta \frac{c^2}{\omega} \frac{f_k - f_\nu}{(\sigma - 1)(1 + \varepsilon_s)} \frac{dT_m}{dx} \frac{dp_1}{dx} = 0, \qquad (3)$$

де γ – показник адіабати; c – швидкість звуку; σ – стала Прандтля; ε_s – фактор, що враховує теплофізичні властивості газу та матриці; f_k та f_ν – термоакустичні функції Ротта [1, 2].

Акустичну потужність, яку продукує або поглинає елемент матриці, можна винайти за допомогою рівняння (4). Перші дві складові цього рівняння характеризують в'язкісні та терморелаксаційні дисипативні процеси, які виникають при взаємодії акустичної хвилі з твердою поверхнею і завжди є витратними компонентами. Третя складова характеризує саме механізм термоакустичних перетворень теплоти в енергію акустичної хвилі або зворотно.

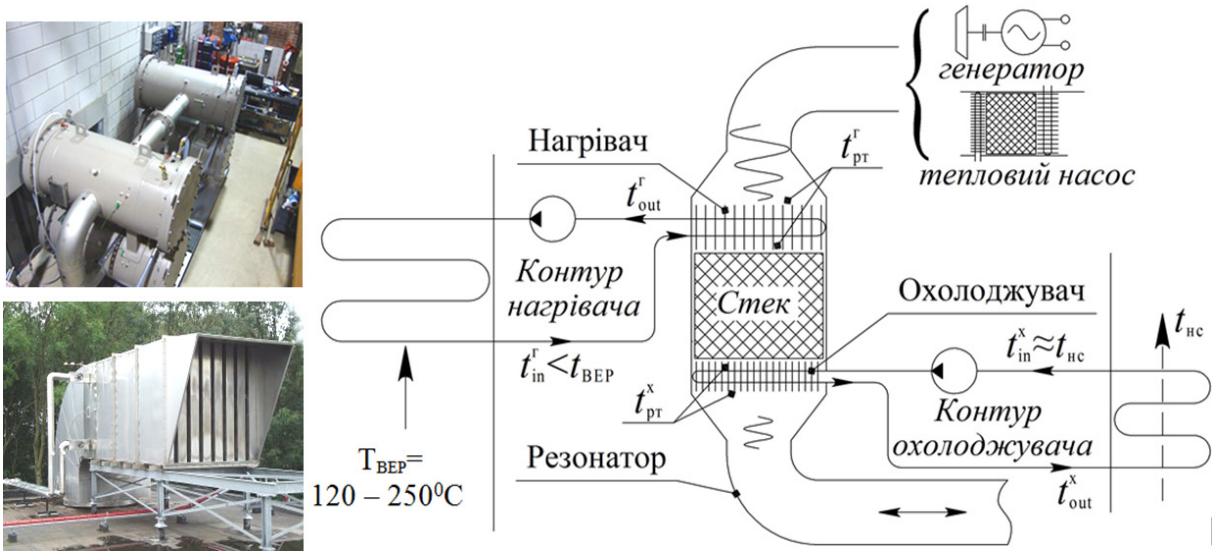
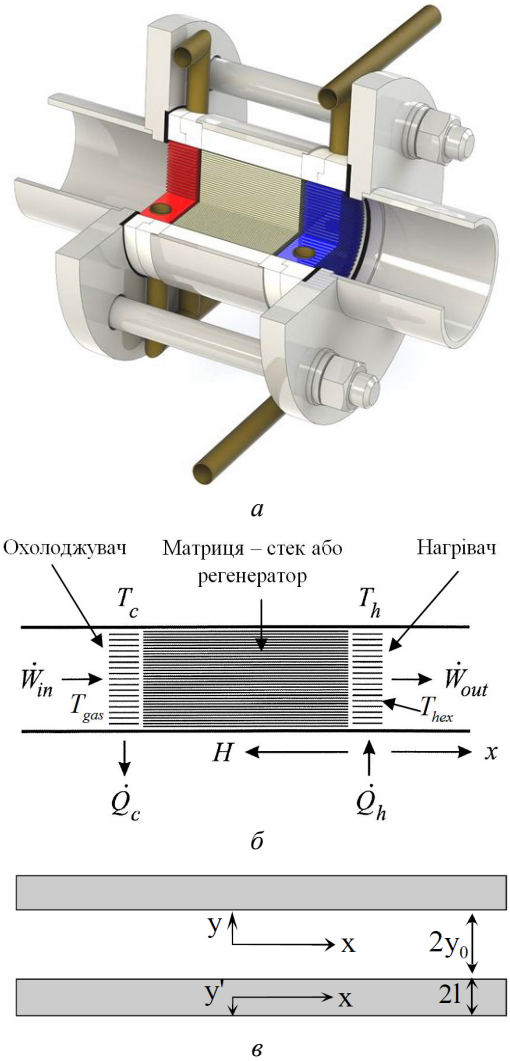


Рис. 1 – Зовнішній вигляд та принципова схема системи утилізації ВЕР з ТАТМ



а

б

в

Рис. 2 – Модуль термоакустичних перетворень та його складові елементи:
а – конструкція; б – принципова схема блоку теплообмінників ТАТМ; в – елемент матриці

$$\frac{d\dot{W}_2}{dx} = -\frac{1}{2}\omega A_g\left[\rho_m \frac{\mathrm{Im}(-f_\nu)}{|1+f_\nu|^2}|\langle u_1\rangle|^2 + \frac{(\gamma-1)\mathrm{Im}(-f_k)}{\rho_m c^2|1+\varepsilon_s|^2}|p_1|^2\right] +$$

$$+\frac{c^2}{\omega}\rho_m \frac{d}{dx}\left[\frac{(1-f_\nu)}{\rho_m}\frac{dp_1}{dx}\right] + \frac{1}{2}\omega A_g \times$$

$$\times\left[\frac{\beta}{\omega(1-\sigma)(1+\varepsilon_s)}\frac{dT_m}{dx}\mathrm{Re}\left(\frac{f_k - f_\nu}{1+f_\nu^2}\right)p_1\langle u_1^2\rangle\right]. \qquad (4)$$

Втрати акустичної енергії на внутрішніх поверхнях резонаторів, теплообмінників та інших вузлів можна визначити як

$$d\dot{E}_{diss} = \frac{\omega}{8}\frac{p_s^2}{\rho c^2}\left[\delta_k \frac{(\gamma-1)}{(1+\varepsilon_s)}\left(1+\frac{2r}{L}\right)+\delta_\nu\right]dS\,. \qquad (5)$$

На поточний момент, ця лінійна *MRS* є загальновизнаною. На її основі розроблені програмні пакети для моделювання характеристик ТАТМ та проведення проектних розрахунків.

Однак, ця модель має певні обмеження, деякі з них безпосередньо пов'язані з темою наявного дослідження, а саме:

- всі викладки та припущення зроблені для елементарного каналу матриці, при цьому вважається, що всі канали матриці є однаковими як за розмірами, так і за теплофізичними умовами;
- всі теплофізичні параметри залежать лише від повздовжньої координати;
- модель побудована для умов акустичних хвиль у вигляді гармонійних коливань з плоским фронтом хвилі;
- повздовжній градієнт температури в матриці ТАД вважається заданою величиною;
- теплообмінники, як окремі елементи в наявній моделі *RS*, не розглядаються;
- модель не враховує особливостей взаємодії робочого тіла з теплообмінниками ТАТМ.

Отже, *MRS* достатньо коректно відображає комплекс теплофізичних процесів, які мають місце в матрицях та резонаторах ТАТМ при наявності акустичної хвилі. Безпосередньо на механізми обміну енергією з зовнішніми джерелами енергії ця модель не поширюється.

Враховуючи ці обставини можна стверджувати, що для випадку НТ ТАТМ саме ці фактори мають бути взяті до уваги.

Феноменологічна модель ТАТМ

У зв'язку з цим, продуктивним здається підхід, запропонований в [5], в якому за допомогою апарату оптимізаційної термодинаміки, або «*Finite Time Thermodynamic*» (*FTT*) була побудована феноменологічна модель ТАТМ. Такий підхід дозволяє врахувати особливості процесів обміну енергією між зовнішніми джерелами, теплообмінниками та робочим тілом ТАТМ (рис. 3).

Особливість *FTT* моделі полягає в запровадженні узагальненого закону енергообміну, який базується на урахуванні параметрів джерел енергії, потужності теплової машини, періоду робочого циклу, у даному випадку частоти звукової хвилі.

Пульсації тиску, та пов'язані з ними зміни температури та коливний рух робочого середовища суттєвим образом впливають на процеси теплообміну між робочим тілом та теплообмінниками в ТАТМ. В теплообмінниках ТАТМ мають місце складні процеси різної природи [5–7]. В зв'язку з цим, узагальнений феноменологічний закон задано у вигляді

$$Q \propto \Delta\left(T_H^n - T_L^n\right),$$

де $n = n_1 + in_2$ – комплексний показник, що враховує влив частоти робочого циклу ТАТМ на процеси теплообміну. Уявна частина цього показника n_2 – відображає релаксаційну складову процесу теплообміну.

Згідно першого закону термодинаміки в ТАТМ, має виконуватись умова

$$T_H > T_{H0} > T_{L0} > T_L . \qquad (6)$$

Оскільки в порожнині резонатору маємо потужні акустичні хвилі, то відповідно до цього там присутні як пульсації тиску, так і пульсації температури. Миттєві значення температури робочого тіла в ТАД задаємо у вигляді

$$T_{HC} = T_{H0} + T_1 e^{i\omega t}, \qquad (7)$$

$$T_{LC} = T_{L0} + T_2 e^{i\omega t}, \qquad (8)$$

де T_1 і T_2 – величини першого порядку, пов'язані з коливанням температури в залежності від акустичного тиску та частоти акустичної хвилі.

Відповідно до цього, миттєві теплові потоки між теплообмінниками ТАД та робочим тілом визначаємо як

$$\dot{Q}'_{HC} = \alpha F_H \left(T_H^n - T_{HC}^n\right), \qquad (9)$$

$$\dot{Q}'_{HC} = \beta F_C \left(T_{LC}^n - T_L^n\right), \qquad (10)$$

де α і β – коефіцієнти тепловіддачі на зовнішніх поверхнях теплообмінників – F_H та F_C.

Перейдемо до усереднених за часом величин, тоді можемо записати, що

$$\dot{Q}_{HC} = \alpha F_H \left(T_H^n - T_{H0}^n\right), \qquad (11)$$

$$\dot{Q}_{LC} = \beta F_L \left(T_{L0}^n - T_L^n\right). \qquad (12)$$

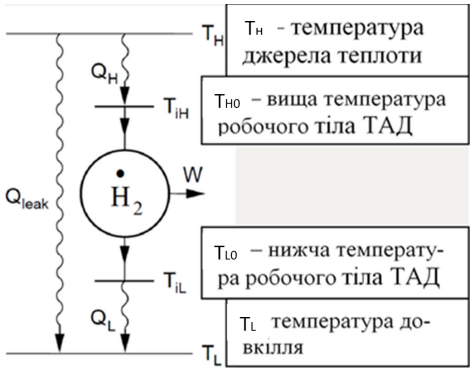
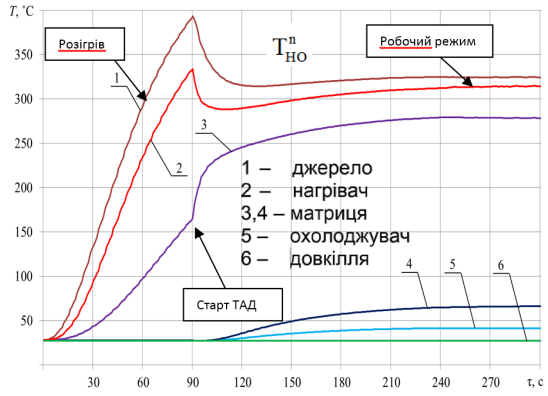
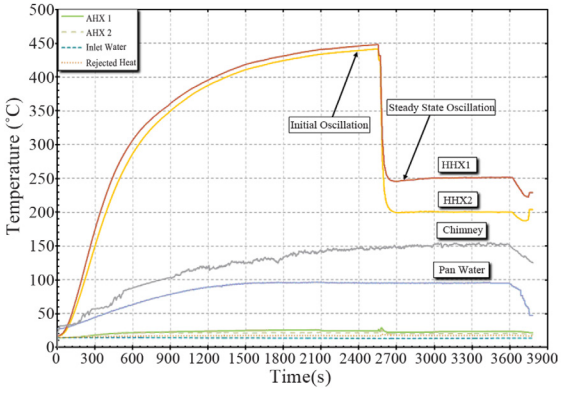


Рис. 3 – Модуль термоакустичних перетворень та потоки енергії в ТАТМ



а



б

Рис. 4 – Типовий вигляд температурних трендів основних елементів ТАД:
а – дослідній зразок ТАД [7];
б – ТАД проект SCORE

В *FTT* моделі враховуються прямі перетоки теплоти між джерелом енергії, робочим тілом та довкіллям, які пов'язані з конструкцією теплової машини. Ці втрати задаються як постійна величина – q.

Тоді повні потоки теплоти становлять

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{HC} + \dot{q}\,, \qquad (13)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_{LC} + \dot{q}\,. \qquad (14)$$

Вплив незворотних процесів різної природи, що мають місце в матриці ТАД, враховується з допомогою коефіцієнта внутрішньої незворотності – $\varphi \geq 1$.

Такий узагальнюючий підхід дозволяє визначити потрібну теплову продуктивність теплообмінників в залежності від заданої акустичної потужності ТАД.

В [5] були отримані вирази для потоків теплоти від кожного з теплообмінників ТАД

$$\dot{Q}_{HC} = \frac{\alpha f F(\chi^n T_H^n - T_L^n)}{(1+f)(\chi^n + \varphi\chi\delta f)}, \qquad (15)$$

$$\dot{Q}_{HL} = \varphi\chi \frac{\alpha f F(\chi^n T_H^n - T_L^n)}{(1+f)(\chi^n + \varphi\chi\delta fF)}, \qquad (16)$$

де $\chi = T_{L0}/T_{H0}$, $f = F_H/F_L$, $\delta = \alpha/\beta$, $F = F_H + F_L$.

Відповідно до першого закону термодинаміки можна записати вираз для комплексного представлення потужності ТАД

$$\dot{E} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_{LC} \qquad (17)$$

або

$$\dot{E} = \alpha f F \frac{(1-\varphi\chi)[T_H^n - (T_L/\chi)^n]}{(1+f)(1+\varphi\delta f\chi^{1-n})}. \qquad (18)$$

Таким чином, маємо вираз, котрій визначає акустичну потужність, яку може розвинути ТАД в заданому температурному діапазоні в залежності від характеристик теплообмінників. Зауважимо, що ту ж саму потужність було визначено раніше з згідно *MRS*, рівняння (3).

Аналіз результатів

Розглянувши дві основні математичні моделі для термоакустичних апаратів можна зробити висновок, про доцільність синтезу узагальненої методики оптимізації ТАТМ.

В будь якій ТАТМ основні термоакустичні процеси відбуваються в модулі термоакустичних перетворень – елементі, що складається з двох рекуперативних теплообмінників та пористої матриці. Отже питання підвищення характеристик ТАТМ безпосередньо пов'язані з вдосконаленням цих теплообмінників та раціональною організацією теплообміну.

Теоретична модель *Rott-Swift* або *MRS* орієнтована на «внутрішні» процеси в ТАТМ і побудована на базі класичної системи рівнянь механіки, акустики та термодинаміки.

Ця модель дозволяє розрахувати можливі характеристики ТАТМ, виходячи з параметрів матриці, робочого тіла та інших конструктивних чинників. Найбільша кількість досліджень в термоакустиці присвячена саме вивченню процесів в матриці.

В фундаментальних роботах [2] та [8] показано, що для матриці інтенсивність теплообміну та ефективність термоакустичних енергоперетворювань однозначно встановлюють наступні фактори:

- тип матриці, розміри каналів, основні визначаючі параметри – це число Lc_k та термоакустичні функції Ротта – f_ν, f_k;
- теплофізичні характеристики матеріалу матриці та робочого тіла – стала Прандтля, та ε_s.

Таким чином, спираючись на висновки роботи [8] та *MRS*, бачимо, що відносно матриці можливості винаходу принципово нових рішень досить обмежені.

Задавши тип матриці, температурний градієнт та бажані параметри ТАТМ, можна розрахувати її розміри та виконати компоновку апарату. Максимальна потужність ТАД можлива за умов наявності в матриці максимального градієнту температури (1).

Отже, необхідно забезпечити можливості створення цього градієнту та забезпечити потрібний потік енергії від зовнішніх джерел до робочого тіла.

Феноменологічна *FTT* модель, розглядає ТАТМ як термодинамічну систему, безпосередньо пов'язуючи термоакустичні перетворення з процесами енергообміну між джерелами енергії, робочим тілом та елементами ТАТМ.

В *FTT* моделі є теплообмінники, це елементи теплової машини, які забезпечують відвід теплової енергії до робочого тіла. Для забезпечення максимальної потужності ТАД ці теплообмінники мають утримувати температури робочого тіла максимально близькими до температур джерел.

Отже теплообмінники ТАТМ повинні відповідати певним вимогам, а саме – мати високий рівень тепловіддачі, низький термічний опір та забезпечити однорідне температурне поле в матриці.

Як було показано в [6, 7], невідповідність потужності теплообмінників потенційній енергоємності матриці суттєво впливає на характеристики ТАД і є фактором, що обмежує його потужність.

Дослідним шляхом встановлено, що частіше за все в момент виникнення акустичних пульсацій – запуску ТАД, має місце різке падіння температури поверхні нагрівачів та робочого тіла – рис. 4.

Це явище можна пояснити недостатньою потужністю нагрівачів в порівнянні з енергоспоживанням матриці. В результаті, ТАТМ працює з меншим температурним градієнтом і втрачає потужність, одночасно зростає внутрішня термодинамічна незворотність в ТАТМ.

В *MRS* температурний фактор враховується величиною повздовжнього градієнту dT_m/dx, в

разі і його зменшення очікувана потужність ТАТМ падає.

В *FTT* моделі ці зміни температури впливають на співвідношення – $\chi = T_{L0} / T_{H0}$ та на параметр внутрішньої незворотності процесів в матриці $\varphi = \dot{Q}_{LC} \big/ \dot{Q}_{H0} \geq 1$.

Ці коефіцієнти входять у вирази для теплових потоків в теплообмінниках (15) та (16) та в формулу загальної потужності ТАД (18). Можна бачити, що зростання коефіцієнту, що зменшує можливу потужність ТАТМ. Теплообмінники ТАТМ мають досить специфічну конструкцію.

Найбільш доцільним можна вважати застосування трубчасто-реберної теплообмінної поверхні, повздовжній розмір якої визначається подвійною амплітудою коливного руху робочого тіла – ζ [1].

Ця величина залежить від акустичного тиску та робочої частоти і може бути розрахована, як

$$l = (0{,}07 - 0{,}1)\frac{2P_m(x)}{\rho c \omega} = (0{,}07 - 0{,}1)\zeta . \qquad (19)$$

За умов реальних ТАТМ цей повздовжній розмір може сягати 0,02–0,06 м. В такому разі рідинний теплоносій, що рухається в трубах, вважаємо ідеально змішаним, а робоче тіло ТАТМ – газовий теплоносій – здійснює виключно коливний рух.

Така ситуація дуже ускладнює конструювання ефективних теплообмінників для ТАТМ. Тому доцільно окреслити найбільш важливі питання.

По-перше. Коливний рух робочого тіла формує специфічну гідродинамічну картину, яка впливає на інтенсивність теплообміну. Однак, процеси теплообміну в умовах потужних акустичних хвиль звукової частоти – (40–160) Гц досі малодосліджені.

Числове моделювання показало наявність низки гідродинамічних чинників, які зумовлюють специфічні механізми теплообміну, а саме – присутність як застійних зон так і зон зі складною гідродинамічною структурою [7].

Тому для використання можливостей *FTT* моделі та розробки узагальнюючих рекомендацій потрібні додаткові експериментальні дослідження.

По-друге. Важливим фактором, який буде суттєво впливати на характеристики потужних НТ ТАД, (рис. 1) є схема руху теплоносіїв в рекуперативних теплообмінниках.

Можна бачити, що в ТАТМ маємо теплообмінники з перехресним рухом. З теорії теплообміну відомо, що така схема гарантовано формує неоднорідне температурне поле. Неоднорідність розподілу температури по фронту матриці погіршить умови для термоакустичних перетворень. Особливу увагу має бути зосереджена на нагрівачі, оскільки його характеристики є вирішальними (18).

Отже зрозуміло, що питання вдосконалення конструкції теплообмінників набуває першочергового значення і має бути розглянуто окремо.

Висновки

Системи використання низькотемпературних теплових ресурсів на базі ТАТМ є перспективними технічними рішеннями. Для їх впровадження потрібна розробка спеціальних ТАД та створення відповідних методик проектування.

Модель *Rott-Swift – MRS* дозволяє розраховувати потужність ТАТМ в залежності від конструкції та типу ТАТМ, провести компоновочні розрахунки. Суттєвим недоліком цієї моделі є її вузька спрямованість. Ця модель дозволяє розглядати процеси в матрицях, резонаторах, але вона не є ефективною для розрахунку та проектування теплообмінників, особливо коли ТАТМ працює від зовнішніх низькотемпературних джерел.

FTT модель ТАТМ пов'язує вплив процесів енергообміну між елементами ТАТМ, робочим тілом та зовнішніми джерелами енергії на загальну ефективність системи. Ця модель дозволяє врахувати вплив конструктивних особливостей теплообмінників на роботу ТАТМ та системи в цілому.

Теплообмін в ТАТМ в умовах потужних акустичних коливань в пульсуючому середовищі малодосліджений, крім того, відсутні обґрунтовані критерії узагальнення та аналізу експериментальних даних, в зв'язку цим потрібно провести спеціальні дослідження.

Особливу увагу слід зосередити на отримані однорідного температурного поля по фронту теплообмінників, в першу чергу нагрівача.

Список літератури

1 **Rott, N.** Thermoacoustics [Text] / **N. Rott** // Adv. Appl. Mech. – 1980. – № 20(135). – P. 250–272.

2 **Swift, G. W.** Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators [Text] / **G. W. Swift**. – American Inst. of Physics, 2002. – 300 p.

3 **De Blok, K.** Low operating temperature integral thermo acoustic devices for solar cooling and waste heat recovery [Text] / **K. De Blok** // Acoustic-2008, International conference. – Paris, 2008. – P. 18–24.

4 Коробко, В. В. Можливі шляхи використання термоакустичних теплових машин в системах СЕУ [Текст] / В. В. Коробко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон : ХДМА, 2014. – № 2(11). – С. 69–76. – ISSN 2077-3617.

5 **Wu, F.** Optimization of a Thermoacoustic Engine with a Complex Heat Transfer Exponent [Text] / **F. Wu, C. Wu, F. Guo, Q. Li, L. Chen** // The Int. J. Entropy. – 2003. – № 5. – P. 444–451.

6 **Коробко, В. В.** Влияние интенсивности теплообмена на характеристики термоакустичнких двигателей / **В. В. Коробко, А. А. Московко** // Сучасні інформаційні технології на транспорті [Текст] : матеріали. VI Міжнар. наук.-практ. конф. (MINTT-2014), Херсон. 2014. – С. 257–260.

7 **Коробко, В. В.** Исследование процессов теплообмена и гидродинамики в элементах термоакустических двигателей [Текст] / **В. В. Коробко** // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 8(105). – С. 123–130. – ISSN 1727-7337.
8 **Panhuis, P.H.M.W. in't.** Mathematical Aspects of Thermoacoustics [Text] / **P.H.M.W. in't Panhuis**. – Eindhoven : Technische Universiteit Eindhoven, Netherland, 2009. – 190 p.

Bibliography (transliterated)

1 **Rott, N.** (1980), ″Thermoacoustics″, *Adv. Appl. Mech.*, no. 20(135), pp. 250–272.
2 **Swift, G. W.** (2002), *Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators*, American Inst. of Physics, US.
3 **De Blok, K.** (2008), ″Low operating temperature integral thermo acoustic devices for solar cooling and waste heat recovery″, *Acoustic-2008, International conference*, Paris, pp. 18–24.
4 **Korobko, V. V.** (2014), ″Mozhlyvi shlyakhy vykorystannya termoakustychnykh teplovykh mashyn v systemakh SEU [The possible uses of thermoacoustic heat engines in MPP systems]″, *Naukovyy visnyk Khersons'koyi derzhavnoyi mors'koyi akademiyi [Scientific Bulletin of Kherson State Maritime Academy]*, no. 2(11), pp. 69–76, ISSN. 2077-3617.
5 **Wu, F., Wu, C., Guo, F., Li, Q. and Chen, L.** (2003), ″Optimization of a Thermoacoustic Engine with a Complex Heat Transfer Exponent″, *The Int. J. Entropy*, no. 5, pp. 444–451.
6 **Korobko, V. V. and Moskovko, A. A.** (2014), ″Vlyyanye yntensyvnosty teploobmena na kharakterystyky termoakustychnkykh dvyhateley [Impact of heat transfer rate on the characteristics of the thermoacoustic engines] ″, *Suchasni informatsiyni tekhnolohiyi na transporti: materialy. VI Mizhnar. nauk.- prakt. konf. (MINTT-2014) [Modern information technologies in transport]*, Kherson, pp. 257–260.
7 **Korobko, V. V. (2013)** ″Yssledovanye protsessov teploobmena y hydrodynamyky v ɜlementakh termoakustycheskykh dvyhateley [Investigation of heat transfer and hydrodynamics in thermoacoustic engine components] ″, Avyatsyonno-kosmycheskaya tekhnyka i tekhnolohyya [*Aerospace Technic and Technology*], no. 8 (105), pp. 123–130, ISSN 1727-7337.
8 **Panhuis, P.H.M.W. in't.** (2009), Mathematical Aspects of Thermoacoustics, Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, Netherland. 2009. – 190 p.

Відомості про авторів (About authors)

Коробко Володимир Владиславович – кандидат технічних наук, доцент, Національний університет кораблебудування, доцент кафедри ССЕУ, м. Миколаїв, Україна; e-mail: vololymyr.korobo@ nuos.edu.ua, kvv001@gmail.com.

Korobko Volodymyr Vladyslavovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National university of Shipbuilding, Docent Dep. Marine and Stationary Power Plants, Mykolaiv, Ukraine; e-mail: volodymyr.korobko@nuos.edu.ua, kvv001@gmail.com;

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Коробко, В. В. Особливості термоакустичних теплових машин систем використання низькотемпературних теплових ресурсів [Текст] / **В. В. Коробко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 111–117. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.17.

Please cite this article as:

Korobko, V. (2016), ″Features Thermoacoustic Thermal Machines using low-temperature thermal energy source″. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 111–117, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.17.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Коробко, В. В. Особенности термоакустических тепловых машин систем использования низкотемпературных теплових ресурсов [Текст] / **В. В. Коробко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 111–117. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.17.

АННОТАЦИЯ *Рассмотрены вопросы разработки эффективных систем использования низкотемпературных тепловых ресурсов на базе термоакустических тепловых машин. Проведён анализ существующих теоретических моделей термоакустических аппаратов, выявлены факторы, которые существенно влияют на эффективность как термоакустических аппаратов, так и систем на их основе. Рассмотрены результаты экспериментальных исследований рабочих процессов в термоакустических аппаратах. Показано влияние характеристик теплообменников на эффективность термоакустических систем. Определены наиболее целесообразные направления дальнейших исследований.*

Ключевые слова: *тепловая машина, термоакустика, термодинамика, математические модели, теплообмен.*

Надійшла (received) 14.01.2016

УДК 621.43.056 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.18**

MASOUD HAJIVAND

CFD SIMULATION OF PARTIALLY PREMIXED PILOTED CH4/AIR SANDIA FLAME (D) COMBUSTION AND EMISSINOS

ABSTRACT *In this study, a numerical simulation of a piloted CH4/air (Sandia flame D) model, for partially-premixed combustion, with varying levels of O2/N2 by volume, is presented. The turbulence and combustion are modeled by the standard k–ε and burning velocity model(BVM) which also called turbulent flame closure (TFC) model which is used with laminar flamelet to give detailed chemistry. The main purpose this study is to predict the effect of the O2 and N2 volume percentage, on the turbulent flame characteristics and formation of harmful substances and emissions. Computations were achieved by the ANSYS CFX.*

Key words: *Sandia flame-flamelet-emission-burning velocity model-partially premixed combustion.*

МАСУД ХАДЖИВАНД

CFD МОДЕЛИРОВАНИЕ ГОРЕНИЯ SANDIA FLAME (D) МЕТАНО-ВОЗДУШНЫХ СМЕСЕЙ С ЧАСТИЧНЫМ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ ПЕРЕМЕШИВАНИЕМ

АННОТАЦИЯ *В данном исследовании представлено численное моделирование горения предварительно частично перемешанной метано-воздушной смеси с различными объемными долями O_2 и N_2. Турбулентность и горение смоделированы с помощью стандартной k–ε модели турбулентности и модели скорости распространения пламени, которая известна также как модель смыкания турбулентного пламени и используется для ламинарного пламени с подробным описанием химических реакций. Основной целью данного исследования является прогнозирование влияния различного процентного соотношения O_2 и N_2 на характеристики турбулентного пламени и образование вредных веществ и эмиссию. Расчеты проведены с помощью ANSYS CFX.*

Ключевые слова: *Sandia пламени-емиссия- скорость распространения пламени, горение предварительно частично перемешанной смеси.*

Introduction

Modeling turbulent reacting flow fields in combustion science has gained significant interest in both academia and industry with the development of high powered computers. Validation of combustion models in a turbulent flow field is necessary, and experimental data in combustion such as gas turbine engines are limited [1].

The accurate prediction of combustion in practical systems has attracted the attention of many researchers over the last few decades because of its potential impact on the development of improved combustion equipments. Better thermal efficiency and lower pollution emission are two of the benefits that can be obtained from the development of advanced combustion models. Over the years, several combustion models that account for the interaction between turbulence and chemistry have been developed and applied to a number of flames ranging from simple jet flames to complex combustion chambers.

The numerical simulation is a beneficial tool in computational fluid dynamics (CFD) because it can easily employ various conditions by simply changing the parameters [2]. Description of complex interactions between turbulence and chemistry is a great challenge for the computational models of turbulent combustion. In the past two decades, several modelling approaches have been developed to treat such interactions, among which the eddy dissipation model (EDM) [3], transported probability density function (PDF) equation methods [4], conditional moment closure (CMC) [5] and flamelet models [6] are most exercisable and successful ones.

Beside that Reduction of pollutant emissions is important task of interest in combustion technology. The accurate prediction of pollutants of interest such as carbon monoxide, CO, nitric oxide, NO. Control of NOx emissions in the combustion process has become an important criterion that is achieved by changing air conditions in a combustor. NOx (NO and NO2) is produced in a combustor through four established mechanisms: the thermal NO, the prompt NO, the nitrous oxide mechanism and fuel NO. The latter two are of less importance for this study since they are little influenced by flame temperature or flame structure. The thermal NO mechanism is described by the oxidation of atmospheric nitrogen (N2) in high-temperature regions of the flame and post flame gases through the Zeldovich reaction scheme [7]. The prompt NO mechanism describes the formation of NO under fuel rich conditions, involving reactions between hydrocarbons radicals (CH) and N2. Prompt NO is usually found early in the flame region, near the burner, where the CH free radicals were just released from the main hydrocarbon chain.

In this study the (Sandia flame *D*) was chosen as the test case, in a partially premixed type of combustion with 3 type of boundary condition of cold flow (air), pilot flame and the main jet with premixed methane and air.

© Masoud Hajivand, 2016

In premixed combustion the fuel and oxidant are mixed before the reaction takes place. To initiate the combustion the air to fuel ratio of the mixture has to be within the flammability limits and the local mixture temperature has to be higher than the self-ignition temperature (energy barrier). The premixed combustion will be explained by combustion of methane in air which is a model fuel of gas turbines (main component of natural gas). The actual oxidation of CH4 to CO2 and H2O consists of large number of basics reactions taking place at the molecular level [8].

In present study an attempt has been made through CFD approach to analyze the combustion characteristics of partially premixed methane-air (Sandia flame *D*) combustion, such as flame structure, maximum total temperature, species mass fraction of H2O-H2-CH4-O2-CO-CO2-NO, turbulent and laminar burning velocity and mixture fraction, in different percentage of O2 and N2 take parting in combustion process, for 4 various flames.

The first simulation is for the same Sandia flame *D* with the same parameters and characteristics. In this work the results of simulation were compared with the experiment data in Third international workshop on measurement and computation of turbulent none premixed flames in Boulder Colorado in July and August 1998 year (TNF3 workshop). The experimental results of Sandia/Darmstadt Piloted CH4/Air Flame *D* in this workshop were reported by Robert Barlow in Sandia National Laboratories.

All the simulation in this study were carried out by CFD code, ANSYS CFX including laminar flame model of combustion with burning velocity model (BVM) for simulating of partially premixed flames [9].

The purpose of this study

The purpose of this study is to simulate combustion process of partially premixed combustion of methane-air in Sandia flame *D* by varying levels of O2 and N2 take part in combustion process and to predict of level of harmful substances (CO, CO2, NO), mass fraction of species, flame structure and shapes, along the axial distance of our domain of simulation (Sandia flame *D*) and to compare them with the experiments.

Governing equations and turbulence model

The mathematical equations describing the fuel combustion are based on the equations of conservation of mass, momentum, and energy together with other supplementary equations for the turbulence and combustion. In this investigation the standard k-ε turbulence model is used. The equations for the turbulent kinetic energy k and the dissipation rate of the turbulent kinetic energy ε are solved Several models of turbulence have been put forward by different authors. These models differ in complexity and range of applicability; they also involve the solution of different numbers of differential equations. The turbulence model incorporated in this work is the high Reynolds number *k*–ε two equation model. This model requires the solution of two differential equations, for the two turbulence properties: the kinetic energy of turbulence *k*, and its dissipation rate ε. The model is moderate in complexity. It has been extensively used by many investigations and has proved to be adequate over a wide range of flow situation. Here the governing differential equations are presented below in details (Launder, and Spalding, 1974). Differential equations for turbulence-energy *k* and dissipation rate ε used in combustion are respectively as follows:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\nabla.(\rho U k)=\nabla.\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_g}\right)\nabla k\right]+P_k-\rho\varepsilon\,, \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\nabla.(\rho U\varepsilon)=\nabla.\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_g}\right)\nabla\varepsilon\right]+$$

$$+\frac{\varepsilon}{k}\left(C_{\varepsilon 1}P_k-C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon\right). \quad (2)$$

Laminar Flamelet and burning velocity Models

The model for premixed or partially premixed combustion can be split into two independent parts: 1-Model for the progress of the global reaction: Burning Velocity Model (BVM), also called Turbulent Flame Closure (TFC) 2-Model for the composition of the reacted and non-reacted fractions of the fluid.In PDF laminar flamelet model The mass fractions in the the non-reacted fraction of the fluid $\widetilde{Y}_{ifresh}$ are obtained by linear blending of fuel and oxidizer compositions. The species mass fractions in the burned fraction of the fluid, $\widetilde{Y}_{iburned}$ are computed by applying the Flamelet model [9]. For the reaction progress in the combustion simulation a single progress variable $\widetilde{c}$ is used to describe the progress of the global reaction. The composition of the fluid is determined by blending the compositions of the non-reacted state (fresh gases) and the reacted state (burned gases), where $c = 0$ corresponds to fresh materials and $c = 1$ corresponds to fully reacted materials.

$$\widetilde{Y}_i=(1-\widetilde{c})\widetilde{Y}_{ifresh}+\widetilde{c}\,\widetilde{Y}_{iburned}\,. \quad (3)$$

The reaction progress variable is completed by solving a transport equation:

$$\frac{\partial\overline{\rho}\widetilde{c}}{\partial t}+\frac{\partial(\overline{\rho}\widetilde{u}\widetilde{c})}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\widetilde{\rho}D+\frac{\mu_t}{\sigma_c}\right)\frac{\partial\widetilde{c}}{\partial x_j}\right]+\overline{\omega}_c\,. \quad (4)$$

The burning velocity model (BVM), also known as tubule flam closure (TFC), is used to close the combustion source term for reaction progress.

$$\overline{\omega}_c = \overline{\rho}_u S_T \left|\nabla \widetilde{c}\right| - \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\overline{\rho} D \frac{\partial \widetilde{c}}{\partial x_j}\right]. \quad (5)$$

Where S_T is the closure developed by Zimont et al is used for turbulent burning velocity:

$$S_T = AGu`^{3/4} S_L^{1/2} \lambda_u^{-1/4} l_t^{1/4}. \quad (6)$$

Where The leading factor, *A*, is a modeling coefficient that has the universal value $P = 0.5$ and the stretching factor *G* is:

$$G = \frac{1}{2} erfc\left[-\frac{1}{\sqrt{2}\sigma}\left(\ln\left(\frac{\varepsilon_{cr}}{\varepsilon}\right) + \frac{\sigma}{2}\right)\right]. \quad (7)$$

where *erfc* denotes the complimentary error function and σ is the standard deviation of the distribution of ε, with μ_{str} being an empirical model coefficient (default – 0.28). λ_u is the thermal diffusivity of the unburned mixture. The turbulent flame speed closure model is completed with the following models for integral velocity fluctuations level. The integral turbulent and Kolmogorov length scales are given by:

$$l_t = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \text{ and } \eta = \frac{V^{3/4}}{\varepsilon^{1/4}}.$$

The critical dissipation rate, ε_{cr}, is computed from a specified critical velocity gradient, g_{cr} and the kinematic viscosity of the fluid, ν, according to: $\varepsilon_{cr} = 15\nu g_{cr}^2$.

For the laminar flame let model, under flamelet regime hypothesis, the spices transport equations are simplified to:

$$\rho \frac{\rho Y_k}{\partial t} - \frac{\rho \chi 1}{2Le_k} \frac{\partial^2 Y_k}{\partial Z^2} = \omega_k. \quad (8)$$

The simplified energy equation is:

$$\rho \frac{\rho Y_k}{\partial t} - \frac{\rho \chi 1}{2Le_k} \frac{\partial^2 Y_k}{\partial Z^2} = \frac{1}{C_P} \sum_{K=1}^{N} h_k \omega_k. \quad (9)$$

With the laminar scalar dissipation:

$$\chi 1 = 2D.(\nabla Z)^2. \quad (10)$$

An external program CFXRIF solves these equations to obtain a laminar flamelet table, which is integrated using beta PDF to have the turbulent flamelet library. This library provides the mean species mass fraction as functions of mean mixture fraction $\widetilde{Z}$, variance of mixture fraction $\widetilde{Z}``^2$ and turbulent scalar dissipation rate $\widetilde{\chi}$:

$$\widetilde{Y}_i = \widetilde{Y}_i\left(\widetilde{Z}, \widetilde{Z}``^2, \widetilde{\chi}_{st}\right). \quad (11)$$

On the other hand, 2 transport equations are solved in the CFD code, the first gives mixture fraction:

$$\frac{\partial \overline{\rho} \widetilde{Z}}{\partial t} + \frac{\partial\left(\overline{\rho} \widetilde{u}_j \widetilde{Z}\right)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_z}\right)\frac{\partial \widetilde{z}}{\partial x_j}\right]. \quad (12)$$

And the second equation gives the mixture fraction variance:

$$\frac{\partial \overline{\rho} \widetilde{Z}}{\partial t} + \frac{\partial\left(\overline{\rho} \widetilde{u}_j \widetilde{Z}\right)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\widetilde{Z}``^2}}\right)\frac{\partial_{\widetilde{Z}``^2}}{\partial x_j}\right] + 2\frac{\mu_t}{\sigma_z}\left(\frac{\partial_{\widetilde{z}}}{\partial_{xj}}\right) - \overline{\rho}\widetilde{\chi}. \quad (13)$$

The turbulent dissipation scalar is modeled by:

$$\widetilde{\chi} = C_\chi \frac{\widetilde{\varepsilon}}{\widetilde{k}} \widetilde{Z}``^2. \quad (14)$$

To interpolate species mass fraction from turbulent flamelet table, the CFD program use the mixture fraction, mixture fraction variance and the turbulent scalar dissipation.

NOx modeling

The formation of NO is a slow process which kinetically rate limited. Unlike other spices the mean value of NO cannot be obtain from flamelet library equation.

When modeling NO*x* formation in methane-air combustion, the thermal NO and prompt NO are taken into account. In the simulation process, we solve the mass transport equation for the NO species, taking into account convection, diffusion, production and consumption of NO and related species. This approach is completely general, being derived from the fundamental principle of mass conservation. For thermal and prompt NO*x* mechanisms, only the following NO species transport equation is needed [10].

$$\rho \frac{\partial Y_{\mathrm{NO}}}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial Y_{\mathrm{NO}}}{\partial x_i} = = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho D \frac{\partial Y_{\mathrm{NO}}}{\partial x_i}\right) + S_{\mathrm{NO}}. \quad (15)$$

The source term S_{NO} is to be determined for different NOx mechanism. Y_{NO} is mass fraction of NO species in the gas phase and *D* is effective diffusion coefficient.

Model description and the Geometry of Sandia flame *D*, meshing and boundary condition

The Flame *D* from the Sandia TNF workshop is a piloted methane-air diffusion flame [11]. The central main jet consists of a 25/75 % (by volume) methane-air mixture. The fuel has been premixed with air in order to minimize the formation of polycyclic aromatic hydrocarbons and soot. The central main jet is surrounded by a pilot jet and a slow coflow of air outside.

The hot mixture from the pilot jet besides stabilizing the main jet is also responsible for igniting the fuel which is injected from the main jet. The pilot jet is further surrounded by an air co-flow after the burner exit. The bulk velocities of the main jet, pilot and air co-flow are $U\infty = 49.6$ m/s, $Up = 11.4$ m/s and $Uc = 0.9$ m/s, respectively. The Reynolds number for

the main jet is Re = 224000 based on the nozzle diameter d = 7.2 mm and the bulk jet velocity 49.6 m/s. The pilot flame was burning a mixture of C2H2, H2, air, CO2, and N2 with an enthalpy and equilibrium composition that is equivalent to a mixture of methane and air at an equivalence ratio of φ = 0.77. The fuel jet, pilot and co-flow compositions are specified in terms of the species mass fractions calculated from the experimental data documented in detail by Barlow and Frank [11].

The main jet inner diameter, d = 7.2 mm Pilot flame annulus inner diameter = 7.7 mm (wall thickness = 0.25 mm) Pilot flame annulus outer diameter = 18.2 mm. Burner outer wall diameter = 18.9 mm (wall thickness = 0.35 mm) Wind tunnel exit = 30×30 cm. In this investigation the length of the burner is 700 mm. The schematic of the burner are shown in Fig. 1*a*, *b*.

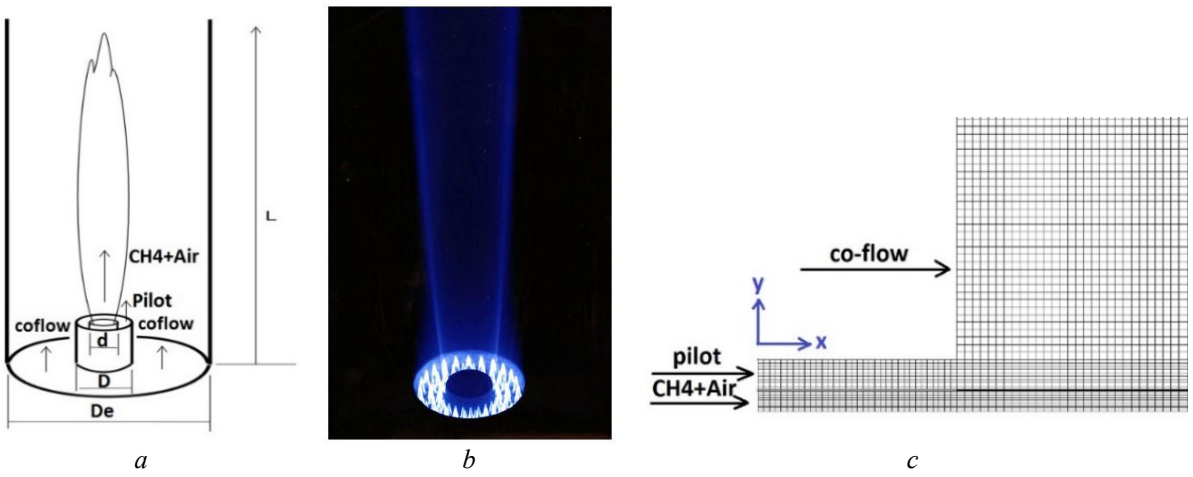
The problem is 2*d*-axisymmetric which has solved assuming symmetry about the center line. The computational domain was designed as a sector of 3 degrees with imposed periodic boundary conditions to reduce the computational cost. Domain structured mesh is made in ICEM CFD with 770000 number of elements, shown in Fig. 1*c*.

In this investigation 4 different flames were simulated with different level and varying of O2 and N2.

The first simulation of this study is the combustion simulation of Sandia flame *D* with its real boundary conditions and characteristics. For the other 3 cases of his study (flames 1, 2, 3) all the boundary condition are the same as in Sandia flame *D* except the levels and percentage of O2 and N2 which has shown in Table 1.

Table1 – Percentage of O2 and N2 by mass

Cases	Flame-1	Flame-2	Flame-3
O2 %	25.32	29.53	33.75
N2 %	59	54.85	50.63
CH4 %	15.61	15.61	15.61



a *b* *c*

Fig. 1 – Geometry and meshing: a – The schematic and geometric form of Sandia flame D; b – real schematic of Sandia flame D surrounding with pilot flame; c – 2d-conctracted mesh of simulation domain

Experimental results

In this work the results of simulation were compared with the experiment data in Third international workshop on measurement and computation of turbulent none premixed flames in Boulder Colorado in July and August 1998 year (TNF3 workshop).

The experimental results of Sandia/Darmstadt Piloted CH4/Air Flame D in this workshop were reported by Robert Barlow in Sandia National Laboratories.

In Fig. 2. All the experimental data of temperature and species mass fraction (CH4, O2, CO, CO2, H2O, H2, OH, NO) are shown in Fig. 2, along the axial distance of the burner (Axial profile).

Results and discussion of present simulation

In this study all of 4 cases of simulation was performed in ANSYS CFX in a 2*D*-axisymmetric domain, including laminar flamelet modeling of combustion and burning velocity model (BVM). The convergence criteria in this simulation was at the MAX residual type with the 10^{-4} residual target and automatic time scale control and time scale factor of 1. All the simulation in 4 cases were converged successfully with different number of iteration, with solving the mass and momentum, heat transfer (energy), turbulence (k–ε), mass fraction of NO, species mixture fraction including mean and variance, temperature variance for predicting mass fraction of NO.

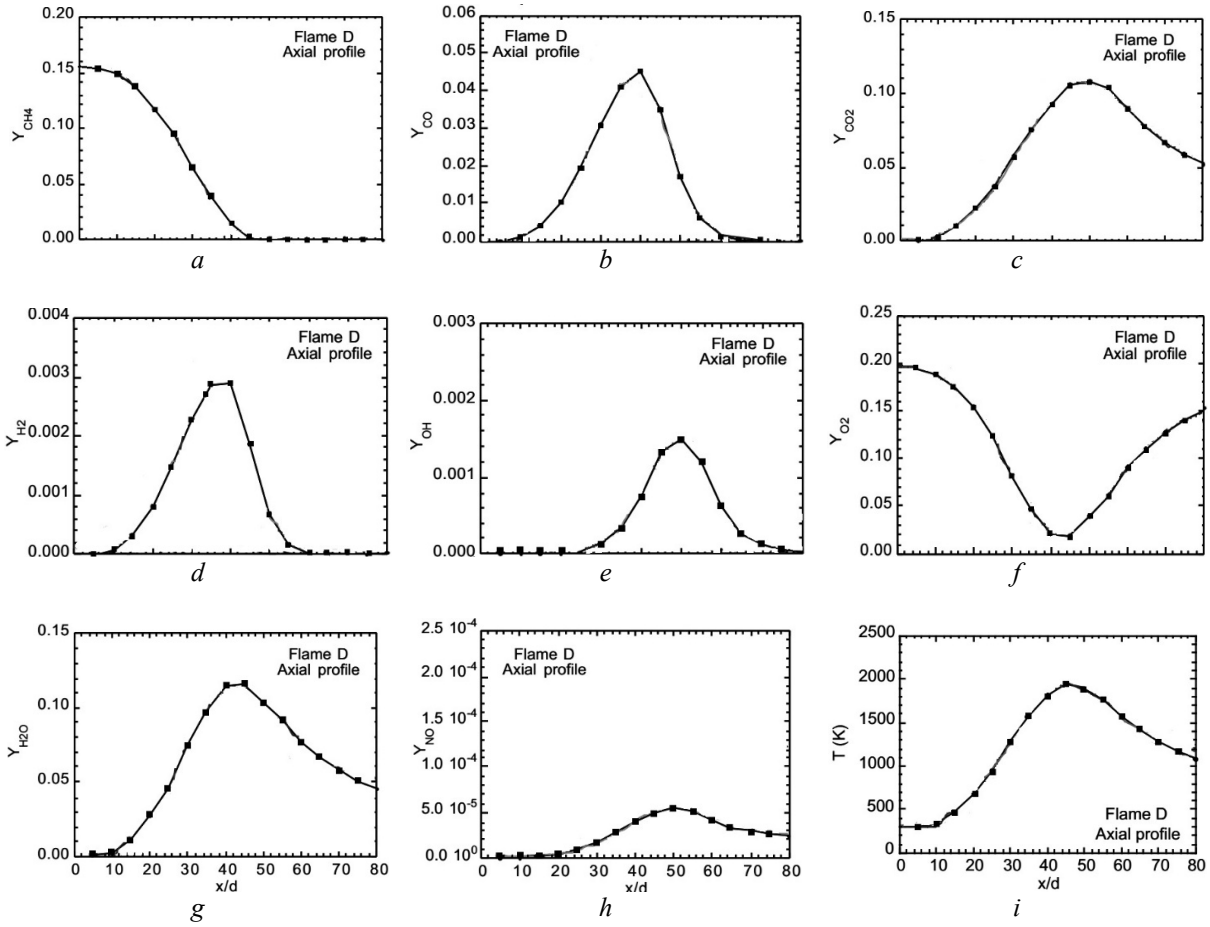
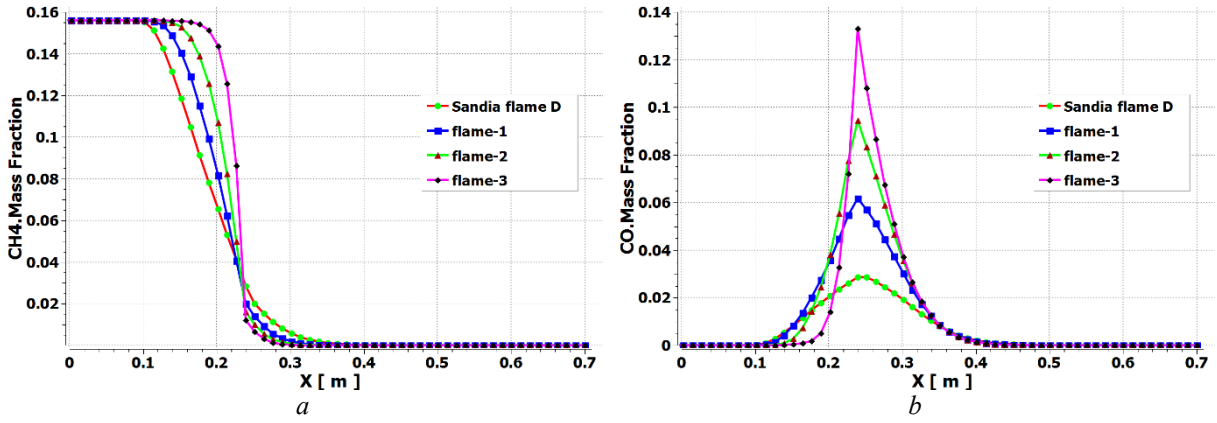


Fig. 2 – The experimental data and results of species mass fractions along the axial profile of Sandia flame D, reported by Robert Barlow August 1998 year (TNF3 workshop): a – CH4; b – CO; c – CO2; d – H2; e – OH; f – O2; g – H2O; h – NO; i – total temperature

For the first and second cases of the present simulation we reached the convergence in 1656th iteration, for the third and fourth cases of simulation we reached the convergence in 2010th and 3249th iteration. This means that the convergence has become more difficult by decreasing the level and percentage of O2.

The boundary condition and characteristics of the first simulation is the same of Sandia flame *D*. In this investigation we compared the experimental data with the first simulation to confirm the accuracy of the simulation, implementing by PDF Laminar Flamelet Model (LFM) including Burning Velocity Model (BVM).

The plots of simulation results are presented in Fig. 3.



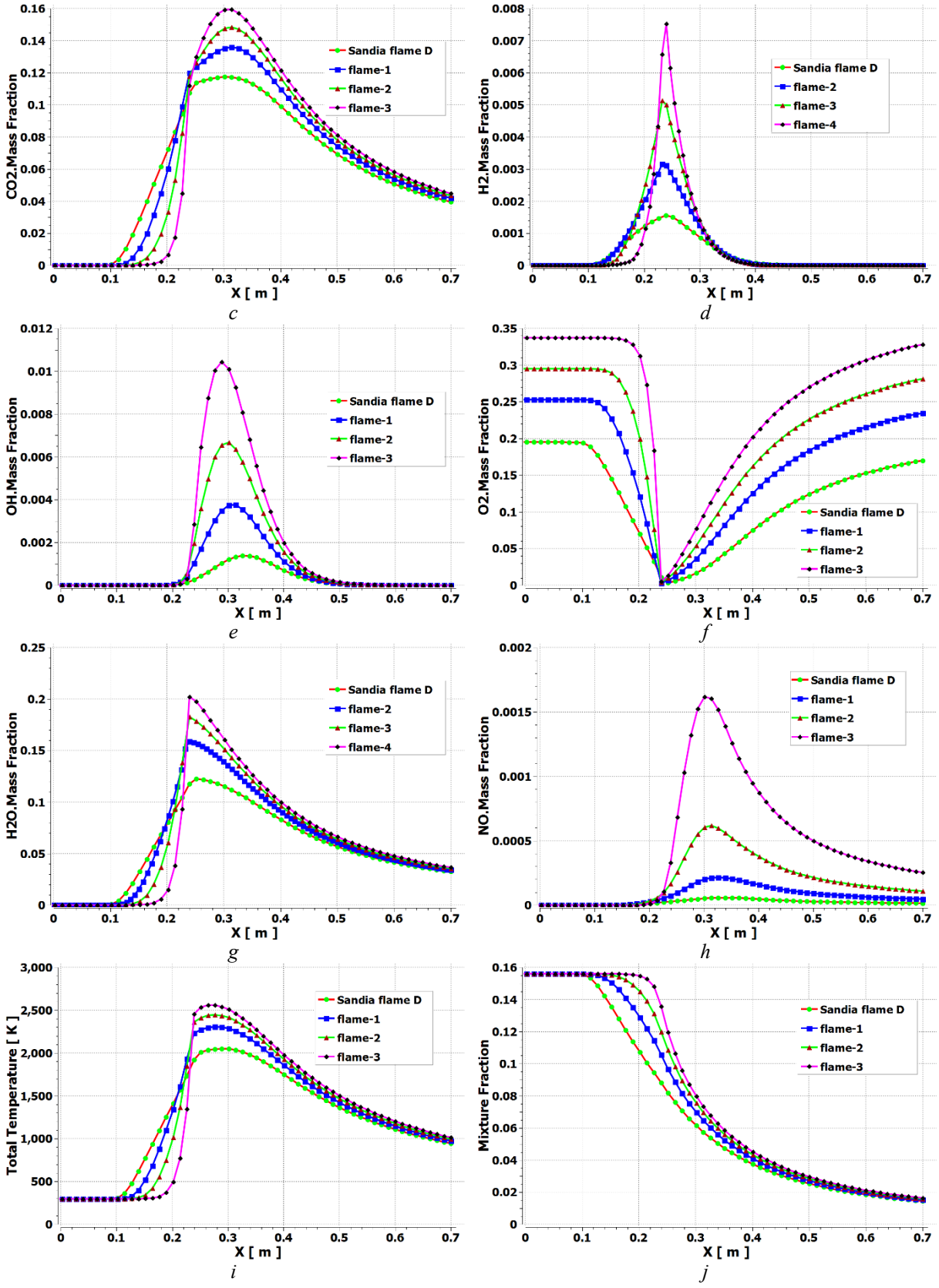
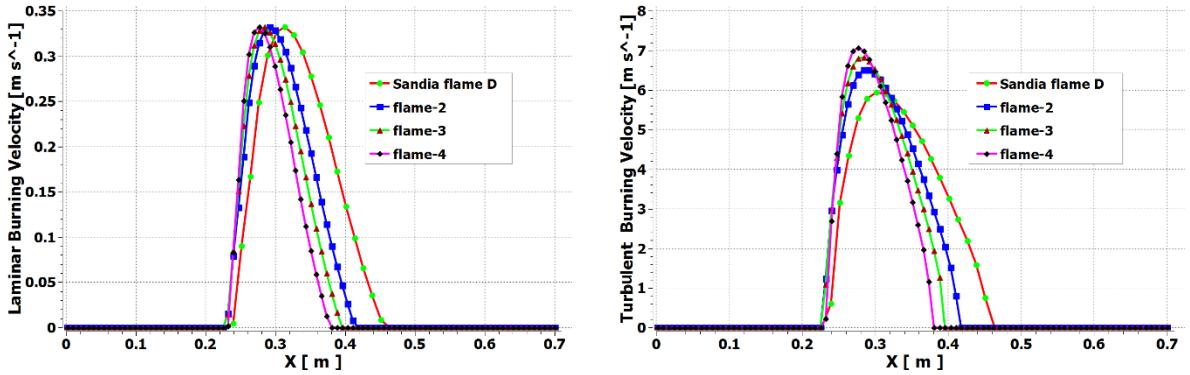
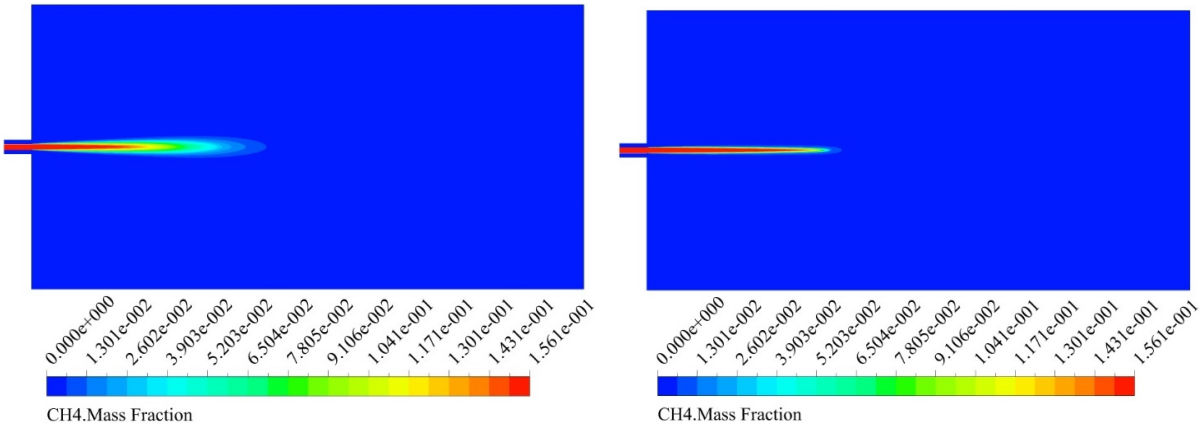


Fig. 3 – The species mass fraction results of present simulation:
a – CH4; b – CO2; c – CO2; d – H2; e – OH; f – O2; g – H2O; h – NO;
i – total temperature; j – mixture fraction



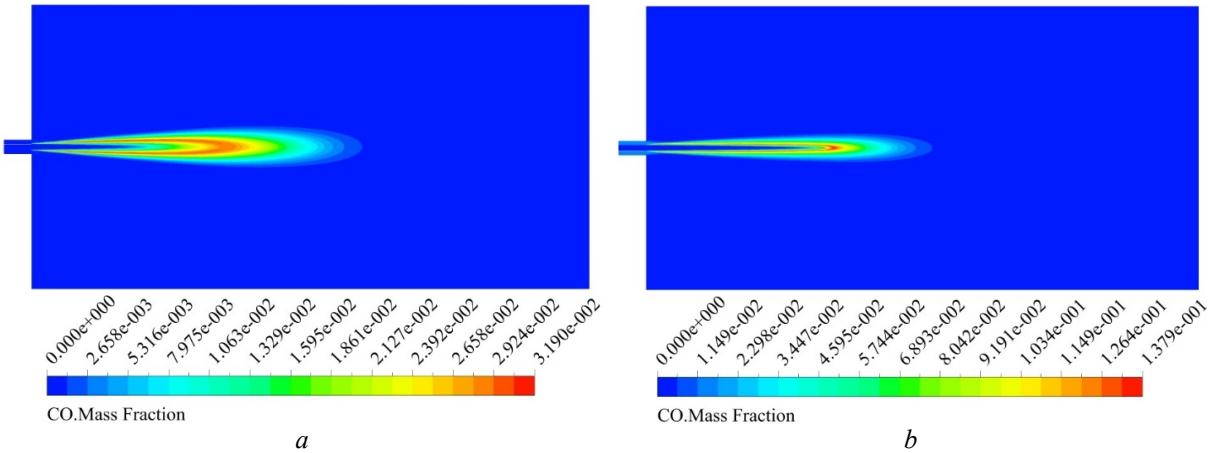
a *b*

Fig. 4 – Laminar and turbulent burning velocity: a – laminar burning velocity of the simulation; b – turbulent burning velocity of simulation



a *b*

Fig. 5 – Contour plots of CH4 mass fraction: a – Sandia flame D simulation; b – flame-3 simulation



a *b*

Fig. 6 – Contour plots of CO mass fraction: a – Sandia flame D simulation; b – flame-3 simulation

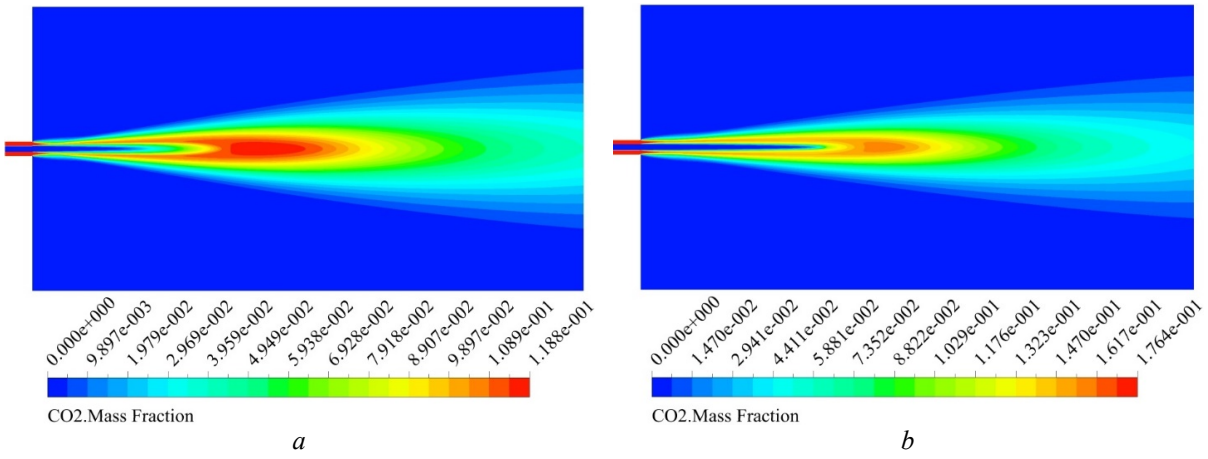


Fig. 7 – Contour plots of CO2 mass fraction: a – Sandia flame D simulation; b – flame-3 simulation

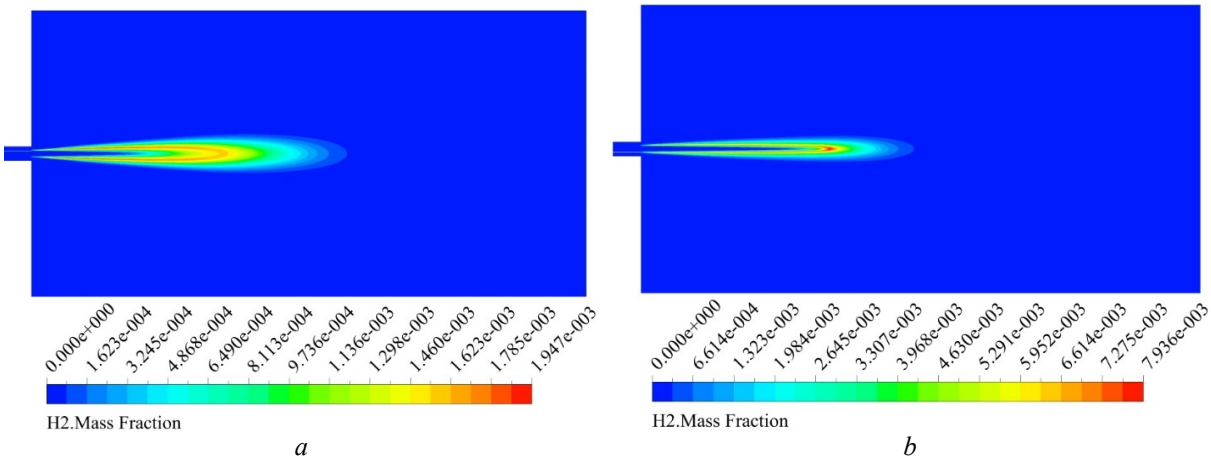


Fig. 8 – Contour plots of H2 mass fraction: a – Sandia flame D simulation; b – flame-3 simulation

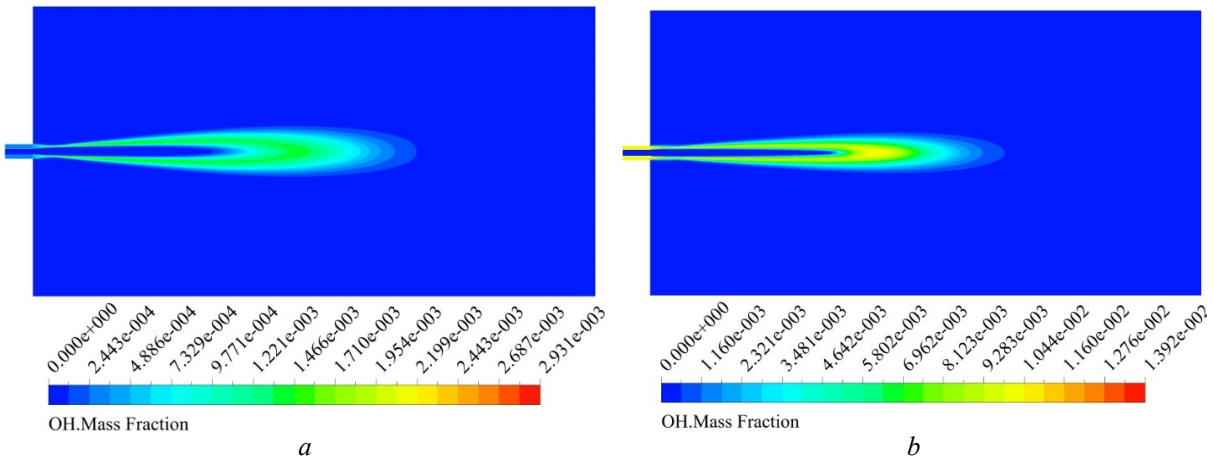
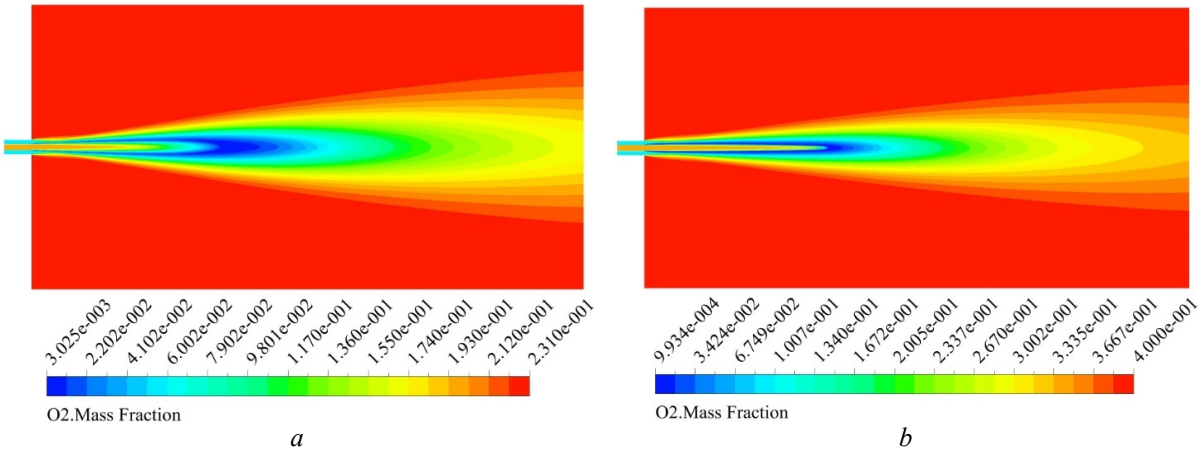
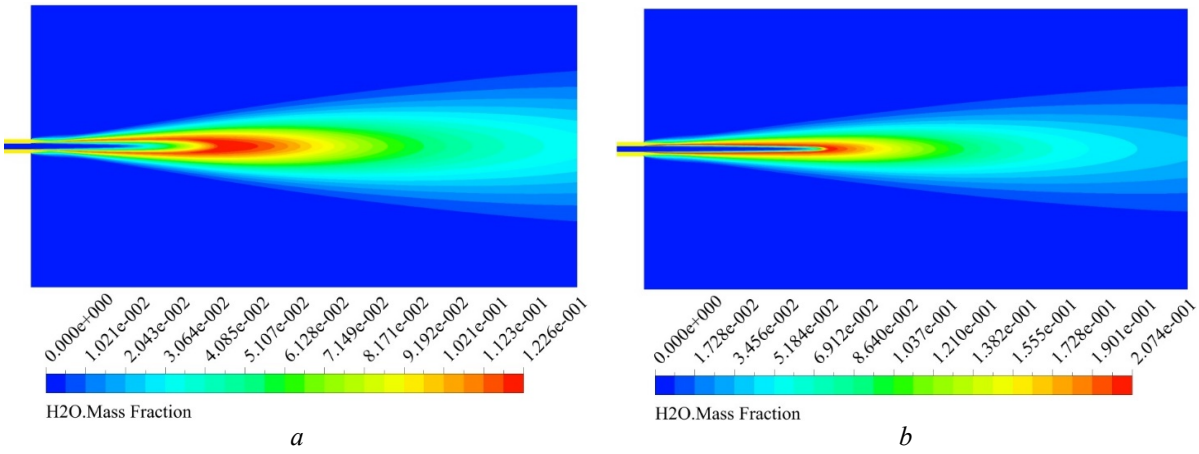


Fig. 9 – Contour plots of OH mass fraction: a – Sandia flame D simulation; b – flame-3 simulation



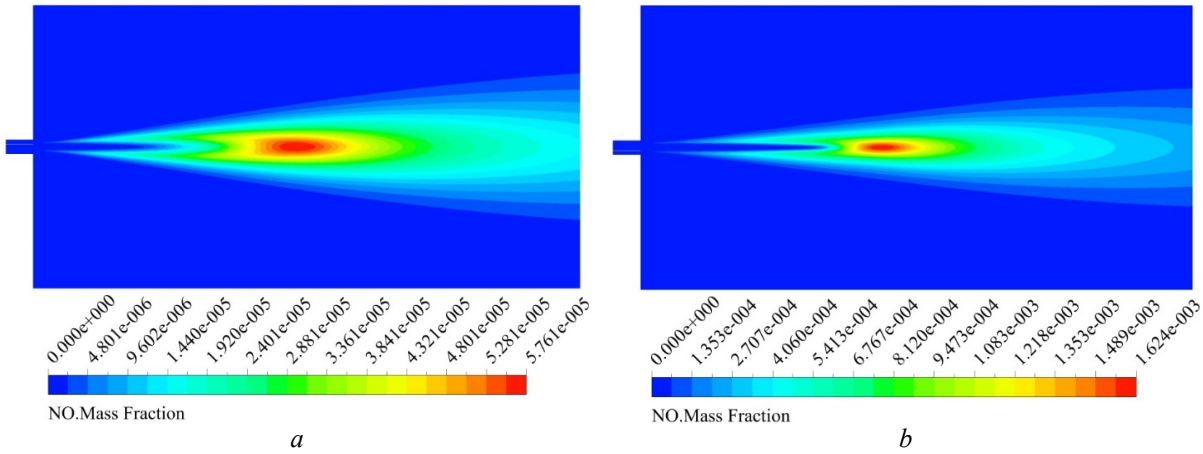
a *b*

Fig. 10 – Contour plot of O2 mass fraction: a – Sandia flame D simulation; b – flame 3 simulation



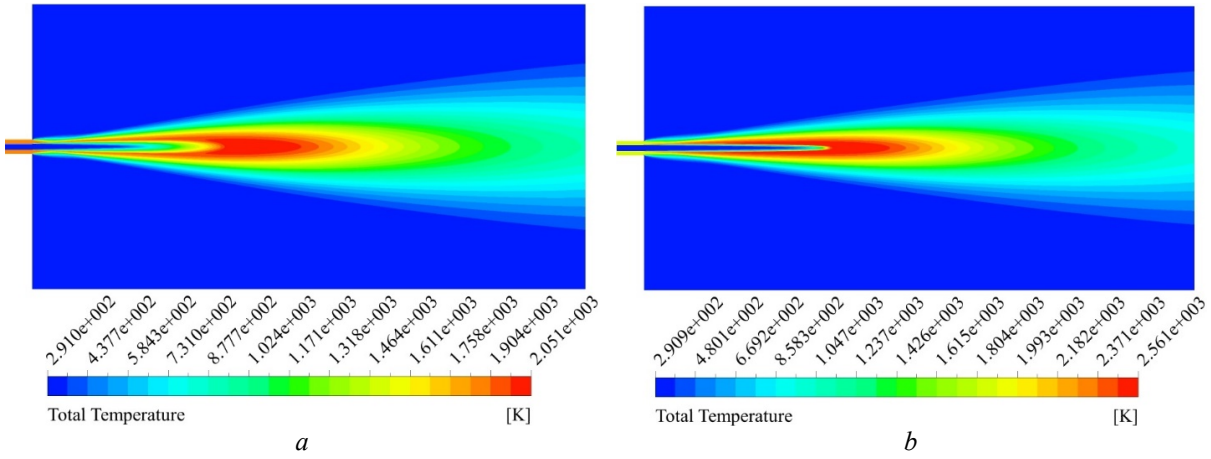
a *b*

Fig. 11 – Contour plot of H2O mass fraction: a – Sandia flame D simulation; b – flame-3 simulation



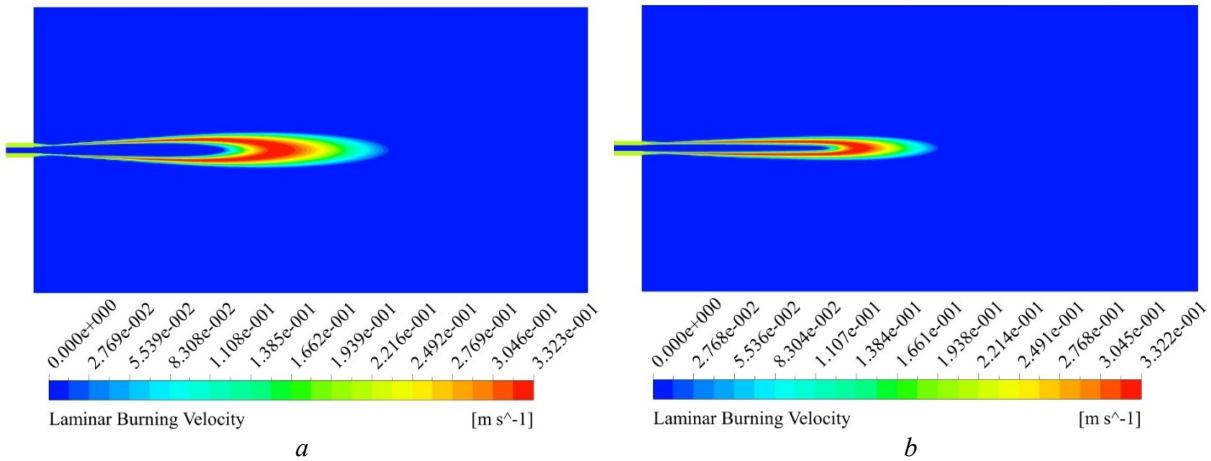
a *b*

Fig. 12 – Contour plot of NO mass fraction: a – Sandia flame D simulation; b – flame-3 simulation



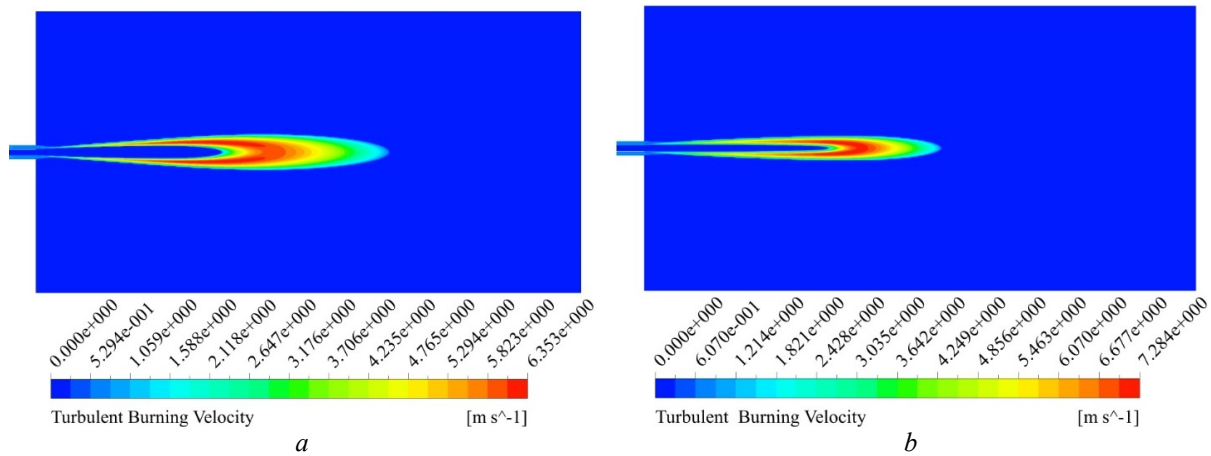
a *b*

Fig. 13 – Contour plot of total temperature: a – Sandia flame D simulation; b – flame-3 simulation



a *b*

Fig. 14 – Contour plot of laminar burning velocity: a – Sandia flame D simulation; b – flame-3 simulation



a *b*

Fig. 15 – Contour plot turbulent burning velocity: a – Sandia flame D simulation; b – flame-3 simulation

The Methane is partially-premixed with an O2+N2 mixture, which has varying volume fractions of oxygen in nitrogen. For the first case of this study (Sandia flame *D*) the volume fraction of O2 and N2 is about 21 % and 79 % and in other cases (flames) the volume fraction of O2 increase and the volume fraction of N2 decrease.

We will discuss about the maximum value of species mass fraction and temperature during the simulation of combustion process. All the discussion about the results are along the axial distance (*X* coordinate).

To compare the experimental data with the present simulation, the initial mass fraction of CH4 is 0.1561 which has the minimum value during the combustion on ($X = 0.4$ m) shown in Fig. 2*a*. While in our investigation the minimum value of CH4 for the first case (Sandia flame *D*), can be seen in ($X = 0.35$ m) shown in Fig. 3*a*. So the minimum value of CH4 mass fraction for flame 1, 2, 3 are not significant.

The experimental date for the mass fraction of CO is present in Fig. 2*b* which has the maximum value of 0.045 while the maximum mass fraction of CO in present modeling is 0.035 for the first case of Sandia flame *D* along the *X* coordinate, shown in Fig. 3*b*. With increasing the volume percentage of O2 for the flames 1, 2, 3 the mass fraction of formation of O2 will decrease too. For the flame 1, 2, 3 the maxim mass fraction of CO is 0.06, 0.092, 0.135 along the axial distance of the burner shown in Fig. 3*b*.

The maximum mass fraction of CO2 in experiments is 0.11 shown in Fig. 2*c* while for the Sandia flame *D* case in present simulation results is 0.116. For the flames 1, 2, 3 the maximum mass fraction is 0.135, 0.147, 0.16, shown in Fig. 3*c*.

The mass maximum mass fraction of H2 in experiments done by Barlow, is 0.0028 shown in Fig. 2*d*, but the maximum value of mass fraction for Sandia flame *D* simulation in this study is 0.0017 and beside that for the flames 1, 2, 3 the maximum value of them is 0.0031, 0.0051, 0.0075 shown in Fig. 3*d*.

The experimental data for the mass fraction of OH showed the maximum value of 0.0015 that we can see it Fig. 2*e* and beside that the mass fraction for the Sandia flame *D* in this simulation is 0.0017 while these values in flames 1, 2, 3 is 0.0039, 0.0065, 0.012 which has been shown in Fig. 3*e*.

The experimental data from Fig. 2*f*, and present simulation data in Fig. 3*f* about the mass fraction of O2, showed that the minimum mass fraction of O2 is located where, there is the maximum flame temperature.

The value of H2O for the experiment result is 0.115 which is presented in Fig. 2*g* while the mass fraction of H2O of this simulation for Sandia flame *D* is 0.12 and beside that the H2O mass fraction value for the flame 1, 2, 3 is 0.16, 0.18, 0.2, shown in Fig. 3*g*.

One of the most parameters in all combustion simulation is the maximum temperature and formation of NOx. Despite the reduction in nitrogen and increasing of oxygen level, the level of NO increases, mainly due to the higher flame temperatures enhancing the thermal-NO mechanism. CO levels also show an increase while CO2 on the other hand, barely seems to change with only a very small increase as the oxygen levels increase.

The simulation in this study showed that the maximum mass fraction of NO in Sandia flame *D* simulation is $5.7 \cdot 10^{-5}$ along the axial profile shown in Fig. 3*h* with the maximum total temperature of 2050 K , shown in Fig. 3*i*. Beside that the mass fraction value for the NO in other flames (1, 2, 3) shown in Fig. 3*h* are $2 \cdot 10^{-4}$, $61 \cdot 10^{-4}$, $16 \cdot 10^{-2}$ with the maximum temperature of 2307 K, 2447 K, 2560 K, shown in Fig. 3*i*. The level of NO mass fraction and total temperature in experimental data is $5 \cdot 10^{-5}$ with the maximum temperature of 1950 K which are presented in Fig. 2*h* and 2*i*. To compare experiment with the present simulation it is clear that the level of NO and total temperature are not significant.

In ANSYS CFX, in burning velocity model of premixed and partially premixed the mixture fraction value is the same the value of fuel and the value of oxidizer is he $(1 - Z)$ where Z is the mixture fraction [9].

So the value of mixture fraction and CH4 are the same as 0.156. The Fig. 3*j* show the plots of changing the mixture fraction along the axial profile of burner.

Laminar and turbulent burning velocity

The laminar burning velocity, is a property of the combustible mixture. It is defined as the speed of the flame front relative to the fluid on the unburnt side of the flame. The burning velocity relative to the burnt fluid will be higher by a factor equal to the expansion ratio. Physically, the laminar burning velocity depends on the fuel, the equivalence ratio, the temperature of the unburnt mixture (preheating) and on pressure. Depending on the configuration in the simulation, it may be possible sometimes to neglect preheat and pressure dependencies. However, for partially premixed combustion, it is very important to account for the dependency on equivalence ratio. Specifically, the flammability limits have to be obeyed [9].

For turbulent flow, the effective or turbulent burning velocity will differ from the laminar burning velocity. Typically, turbulence will increase the burning velocity, because wrinkling of the flame front results in an increased effective flame surface. At very high turbulence, the opposite effect may occur, leading to a decrease in the effective burning velocity because of local extinction. A model is required to describe the turbulent burning velocity as a function of laminar burning velocity and turbulence quantities.

The burning velocity is defined relative to the unburnt fluid. Relative to the burnt fluid, it will be higher by a factor equal to the fluid expansion ratio [9].

The result plots of laminar and turbulent burning velocity are shown in Fig. 4*a*, *b*. For the simulation of Sandia flame *D* and the other 3 cases.

The result of simulation shows that the Laminar and turbulent burning velocity will change by reduction of N2 and increasing the level of O2. The plots in Fig. 4*a* for the modeling of Sandia flame *D*, which has the minimum level O2 shows that, the laminar velocity is about 0.32 m/s like the other 3 flames, but it has the maximum propagation to (X = 0.45 m) while the minimum flame propagation (X = 0.39 m) is for the flame 3 which has the maximum level of O2 that is 33.75 %.

The plots for turbulent burning velocity in Fig. 4*b* show that the minimum burning velocity is for the Sandia flame *D* simulation (6 m/s), with the minimum level of O2 take parting in combustion process which is 21 % with the minimum propagation along the axial profile (X = 0.39 m) and the maximum burning velocity is 7 m/s for the flame-3 with the 33.75 % of O2 level with maximum propagation of (X = 45) along the axial profile.

The contour plots of species mass fractions (CH4, CO, CO2, H2, OH, NO, O2, H2O) and total temperature field (only for the case of Sandia flame *D* and the case-3) are presented in Fig. 5 to Fig. 15 including the contours of laminar and turbulent burning velocity.

The characteristics and flame structure are different from each other in this investigation.

It is clear that with increasing the level of O2 all of the characteristic of flame change with changing of flame structure and propagation.

From The counter plots from Fig. 5 to 15, it is clear that the flame with the minimum level of O2 has the maximum flame thickness and this is for the case of Sandia flame *D* and the flame with the maximum level of O2 has the minimum flame thickness.

The laminar flame velocity is a fuel property that depends only on the chemical composition. The turbulent flame velocity depends also on the flow conditions. It represents the interaction of the flame with the turbulence.

Conclusion

In this study all of the combustion simulations were implemented in ASNSY CFX code including laminar flamelet model with the burning velocity model (BVM) or turbulent flame closure (TFC), to simulation the partially premixed combustion of piloted CH4/O2 Sandia flame D and all of the simulation results were compared with the experimental data done by Robert Barlow .

The domain of simulation was Sandia flame D in 2D-axisymmetric with the constructed grids implementing in ICEM CFD.

The stability limits of the range of piloted turbulent partially-premixed flames of CH4/Air investigated increase almost linearly with the amount of oxygen in the fuel–O2–N2 mixture

The results of present simulation show that there is not a significant error in simulation result comparing to the experimental data but a significant change observed in the maximum mass fraction of H2 which is 0.0028 for the experimental data and 0.0017 for the present simulation.

The value of the results of this simulation implementing by the selected combustion modeling (laminal flamelet model) with detailed chemistry mechanism of 100 reactions and 28 species with burning velocity model in ANSYS CFX, are acceptable comparing to the experimental data. This means that the results in this investigation are accurate.

Beside this, the investigation showed that, with varying the level of O2/N2 (maximum level of O2 and the minimum level of N2) the formation of NO will change because of maximum and minimum flame temperature.

The higher levels of oxygen also produce an increase in CO, CO2 and NO levels due to the higher flame temperature.

As the results show, beside the laminar flamelet and burning velocity model, 2 separate step reaction of NO formation (thermal and prompt), is an accurate way for modeling nitrogen oxide formation during the combustion process.

In laminar burning velocity model of combustion for premixed and partially premixed flames, a scalar (Reaction Progress) subdivides the flow field in two different areas, the burnt and the un-burnt mixture. Burnt regions are treated similar to a diffusion flame whereas the unburnt region is represented by the cold mixture. The mass fractions in the non-reacted fraction of the fluid, Yi,fresh , are obtained by linear blending of fuel and oxidizer compositions. The species mass fractions in the burned fraction of the fluid, Yi,burned , are computed by applying the flamelet model.

A lot of further analysis can be performed in the present study as a part of future work such as use different turbulence model and their effect on combustion process and species mass fraction or formation of NO and the characteristics of the flame such as flame thickness or propagation.

Bibliography (transliterated)

1 **Meadows, J.** (2013), *Validation of the flamelet-generated manifolds combustion model for a gas turbine engine applications using ANSYS FLUENT*, University turbine system research, San Antonio.

2 **Guessab, A.** (2011), "The Effects Turbulence Intensity on NOx Formation in Turbulent Diffusion Piloted Flame

(Sandia Flame D)", *Recent Advances in Mechanical Engineering and Mechanics*, pp. 144–150

3 **Magnussen, B. and Hjertager, M.** (1976), "Mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis of soot formation and combustion", *Sixteenth Symposium (International) on Combustion*, Pittsburgh, PA, 1976, pp. 719–729.

4 **Pope, S.** (1985), "PDF methods for turbulent reactive flows", *Progress in Energy Combustion and Science*, vol. 11, pp. 119–192.

5 **Bilger, R.** (1993), "Conditional moment closure for turbulent reacting flow", *Physics of Fluids*, vol. A5, pp. 436–444.

6 **Peters, N.** (2000) *Turbulent Combustion*, Cambridge University Press, UK, 2000

7 **Zeldovich, Y.** (1946), "The oxidation of nitrogen in combustion explosions*," Acta Physicochim*. URSS **21**, 577.

8 **Piotr, S.** (2006) "Flame front characteristics of turbulent lean premixed methane/air flames at high-pressure", Ph.D. Thesis, Swiss federal institute of technology, Zurich, Swiss.

9 ANSYS CFX-Solver Theory Guide (2015) ANSYS, Inc. United states.

10 **Jiang, B** (2006), "Study on NOx Formation in CH4/Air Jet Combustion*", Chinese J. Chem. Eng*., vol 14(6)-2006, pp. 723–728

11 **Barlow, R.** (1998), "Effects of turbulence on species mass fractions in methane/air jet flames", *Proc. Combust. Inst*. 27, 1087–1095.

About authors

Masoud Hajivand –-Ph.D. student of engine design department of National Aerospace University named after N. E. Zhukovsky "KhAI", Kharkov, Ukraine; e-mail: m.hajivand82@gmail.com.

Масуд Хадживанд – аспирант кафедры конструкции авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков, Украина.

Please cite this article as:

Hajivand, Masoud (2016), ″CFD Simulation of Partially Premixed Piloted CH4/AIR Sandia Flame (D) Combustion and Emissinos″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 118–130, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.18.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Хадживанд, Масуд CFD моделирование горения Sandia Flame (D) метано-воздушных смесей с частичным предварительным перемешиванием [Текст] / **Масуд Хадживанд** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 118–130. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.18.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Хаджіванд, Масуд CFD моделювання горіння Sandia Flame (D) метано-повітряної суміші з частковим попереднім перемішуванням [Текст] / **Масуд Хаджіванд** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 118–130. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.18.

АНОТАЦІЯ *В даному дослідженні представлено чисельне моделювання горіння попередньо частково перемішаної метано-повітряної суміші з різними об'ємними частками O_2 і N_2. Турбулентність і горіння змодельовані за допомогою стандартної k–ε моделі турбулентності і моделі швидкості розповсюдження полум'я, яка відома також як модель змикання турбулентного полум'я і використовується для ламінарного полум'я з докладним описом хімічних реакцій. Основною метою даного дослідження є прогнозування впливу різного процентного співвідношення O_2 і N_2 на характеристики турбулентного полум'я та утворення шкідливих речовин і емісію. Розрахунки проведені за допомогою ANSYS CFX.*

Ключові слова: *Sandia flame-ламінарне полум'я, емісія, швидкість поширення полум'я, горіння попередньо частково перемішаної суміші.*

Поступила (received) 24.01.2016

УДК 621.165 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.19**

В. П. СУББОТОВИЧ*, *Ю. А. ЮДИН*, *А. Ю. ЮДИН*, *С. А. ТЕМЧЕНКО

О РЕЗУЛЬТАТАХ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ РАСЧЁТОВ ОСЕКОЛЬЦЕВЫХ КОНИЧЕСКИХ ДИФФУЗОРОВ

АННОТАЦИЯ *Представлены сравнительные расчётные исследования осекольцевых конических диффузоров с помощью CFD-программы. В расчетах использовались модели турбулентности, которые заложены в CFD-программу. Угол раскрытия наружного обвода диффузоров изменялся в диапазоне $\alpha = 11°–36°$ при изменении степени расширения диффузора n = 2–4. CFD-расчёты сравнивались с известной экспериментальной кривой Кляйна, которая делит плоскость (α–n) на две области: безотрывную и отрывную. Расчёты показали, что удовлетворительно моделировать безотрывные и отрывные течения в диффузорах подобного типа позволяет модель турбулентности (Spalart-Allmaras (S-A)).*

Ключевые слова: *кольцевой диффузор, степень расширения, угол раскрытия, осесимметричное течение, CFD-расчет, модель турбулентности.*

V. P. SUBOTOVICH*, *Yu. A. YUDIN*, *A. Yu. YUDIN*, *S. A. TEMCHENKO

ON THE DATA OF AERODYNAMIC COMPUTATIONS OF AXIANNULAR DIVERGENT CONES

ABSTRACT *Comparative design investigations of axiannular divergent cones were carried out using the CFD software. Turbulence models built-in into the CFD–software were used for the computations, in particular Spalart-Allmaras (S-A), k–ω Shear Stress Transport (k–ω SST), V2F. The aperture angle of the external by-pass of cones varied in the range of $\alpha = 11°–36°$, while the cone expansion degree varied as n = 2–4. The data of CFD computations were compared with the known experimental curve obtained by Klein and confirmed by Zariankin, which divides the plane (α–n) into two regions: unseparated flow and separated flow regions. The region above this curve represents the separated flow in the cone at any combination of parameters (α–n), and the region below this curve represents the unseparated flow. The computations done using the CFD-software for axiannular divergent cones in the studied range of the relationships of geometric parameters (α–n) showed that the use of k–ω SST and V2F models results in the flow separation in the cones situated in the unseparated flow region, which runs counter to the experimental data, and the use of the turbulence model S-A provided the unseparable flow in the region below the experimental Klein curve and resulted in the flow separation in the region below this curve. Design investigations showed that the turbulence model (Spalart-Allmaras (S-A)) provides an opportunity for the satisfactory simulation of unseparable and separable flows in the cones of this type.*

Key words: *annular cone, expansion degree, aperture angle, axially symmetric flow, CFD-computation and the turbulence model.*

Введение

До сих пор достоверным способом получения информации об аэродинамических качествах элементов проточной части турбины является корректно поставленный эксперимент, особенно в диффузорных устройствах, предрасположенных к возникновению отрывных явлений. Но для экспериментальных исследований необходимы большие финансовые и временные затраты. Чтобы уменьшить время на проектирование и доводку применяются различные расчетные методики. Они имеют эмпирическую и полуэмпирическую основу [1, 2] и позволяют при небольшой затрате времени получить относительно достоверный результат. Однако область их применения ограничена диапазоном геометрических и режимных параметров, в котором выполнены экспериментальные исследования.

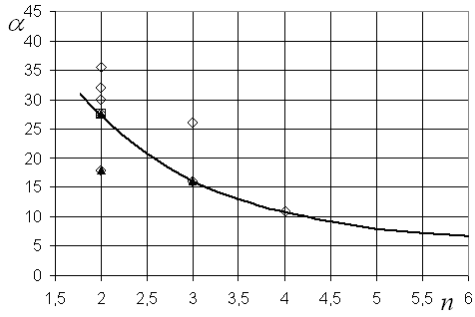
Расчет вязкого течения с помощью уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольсу, в принципе позволяет решить все основные проблемы проектирования проточных частей турбомашин, а именно: надежно оценить распределения параметров потока, уровень потерь энергии в диффузорных элементах, а также определить области отрыва потока в них. Однако, использование уравнений Навье-Стокса связано с рядом существенных трудностей. Прежде всего, следует отметить, что точность расчетов не гарантирована для всех возможных конструкций диффузорных элементов. Только моделей турбулентности, необходимых для замыкания уравнений Навье-Стокса, известно множество и нет оснований ожидать появления единой универсальной модели турбулентности, которая позволит одинаково успешно выполнять расчеты во всем диапазоне режимов работы турбомашины. А наиболее сложной проблемой является настройка параметров сетки и выбор модели турбулентности, которые обеспечивают соответствие с данными эксперимента. При этом эксперимент должен быть проведён на диффузорных элементах со схожими геометрическими параметрами, а также для конкретных режимов работы [3–7].

© В. П. Субботович, Ю. А. Юдин, А. Ю. Юдин, С. А. Темченко, 2016

Постановка задачи исследования

Основная задача расчётного исследования вариантов осекольцевых конических диффузоров заключалась в выборе модели турбулентности и параметров сетки, при которых течение, получаемое в результате расчётов, не должно противоречить известным экспериментальным данным в широком диапазоне углов раскрытия конуса наружного обвода – α и степеней расширения диффузоров – n.

На рис. 1 показаны геометрические соотношения (α–n) исследованных осекольцевых конических диффузоров и экспериментальная предельная линия, полученная Кляйном для плоских и конических диффузоров [1], и подтверждённая для осекольцевых диффузоров Зарянкиным [8], которая делит плоскость (α–n) на две области: отрывных и безотрывных диффузоров.



—— *предельная линия Кляйна параметров безотрывных диффузоров [1];*
◊ *– модель турбулентности S-A;*
▲ *– модель турбулентности k–ω SST;*
□ *– модель турбулентности V2F*

Рис. 1 – Геометрические соотношения (α–n) исследованных осекольцевых конических диффузоров с цилиндрическим внутренним обводом относительно линии Кляйна

В расчётах применялись модели турбулентности, которые традиционно используются в *CFD* программах. Исследовано восемь вариантов диффузорных каналов в осесимметричной постановке при трёх степенях расширения $n = 2, 3, 4$. Сетка в расчётных областях строилась таким образом, чтобы параметр $y+$ в пограничном слое был близким к единице, а в остальной области размер ячейки был примерно одинаковым у всех диффузоров. Количество ячеек сетки находилось в диапазоне 50000–150000 и определялось размерами диффузора.

Со степенью расширения $n = 2$ исследовано пять диффузоров, со степенью расширения $n = 3$ – два диффузора, а со степенью расширения $n = 4$ исследован один диффузор. В расчётных исследованиях использовались три модели турбулентности: *Spalart-Allmaras* (*S-A*), *k*–ω *SST* и *V2F*.

Результаты расчётных исследований

Диффузор с геометрическими параметрами $n = 2$, $\alpha = 27{,}5°$, $l = 0{,}65$ м находится на предельной кривой Кляйна (рис. 1). По экспериментальным данным течение в таком диффузоре должно не иметь отрывов. Расчёты показали, что при использовании моделей *k*–ω *SST* и *V2F* имеет место отрыв потока от наружного обвода диффузора вблизи выходного сечения (рис. 2*б*, *в*), а при использовании модели турбулентности *S-A* получено безотрывное течение во всем канале (рис. 2*а*), что соответствует экспериментальным данным.

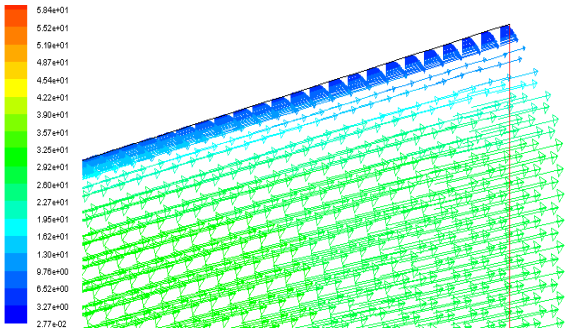
Диффузор $n = 2$, $\alpha = 18{,}3°$, $l = 1$ м находится ниже предельной линии Кляйна (рис. 1). Течение в таком диффузоре гарантированно не должно иметь отрывов по экспериментальным данным [1]. Проведённые расчёты показали, что и для этого диффузора применение моделей турбулентности *k*–ω *SST* и *V2F* дало отрывной характер течения перед выходным участком на наружном обводе (рис. 3*б*, *в*), в то же время при использовании модели турбулентности *S-A* получено безотрывное течение (рис. 3*а*).

Диффузор с параметрами $n = 3$, $\alpha = 16°$, который находится на экспериментальной предельной линии Кляйна (рис. 1), рассчитан с использованием двух моделей турбулентности *S-A* и *k*–ω *SST*. Для модели турбулентности *k*–ω *SST* зафиксировано появление «пузырчатого» отрыва на наружном обводе диффузора, а для модели турбулентности *S-A* получено безотрывное течение на всех участках этого диффузора.

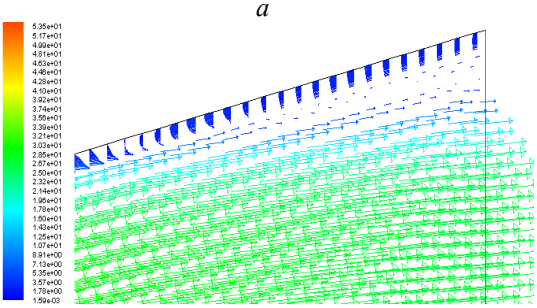
Модель турбулентности *S-A* проверена также для диффузора $n = 4$, $\alpha = 11°$, который находится на предельной линии Кляйна параметров безотрывных диффузоров (рис. 1). Расчет показал, что и для этого диффузора применение модели *S-A* подтвердило экспериментально полученное безотрывное течение.

Расчёты диффузоров из безотрывной области с использованием моделей турбулентности *V2F* и *k*–ω *SST* дают отрыв потока, поэтому использовать эти модели турбулентности для расчётов диффузоров в отрывной области нецелесообразно.

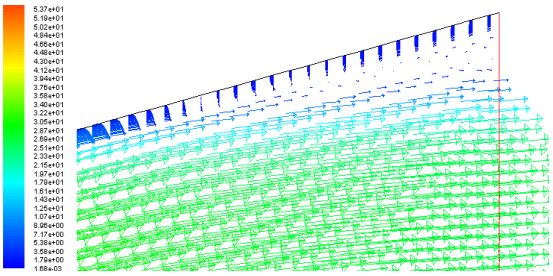
Таким образом, дальнейшие исследования модели турбулентности *S-A* проводились для диффузоров с геометрическими параметрами (α–n), которые расположены выше кривой Кляйна (течение с отрывом потока). Со степенью расширения $n = 2$, рассчитаны три осекольцевых конических диффузора с углами раскрытия $\alpha = 30°$, 32°, 35,7°, со степенью расширения $n = 3$, рассчитан диффузор с $\alpha = 26°$.



а

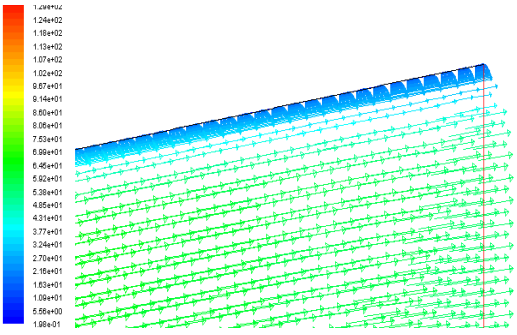


б

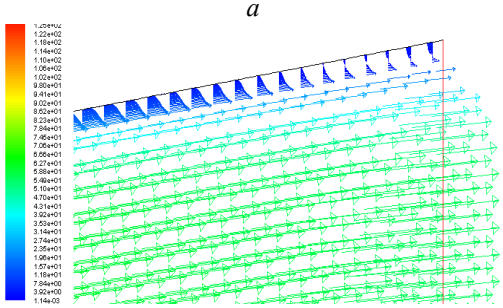


в

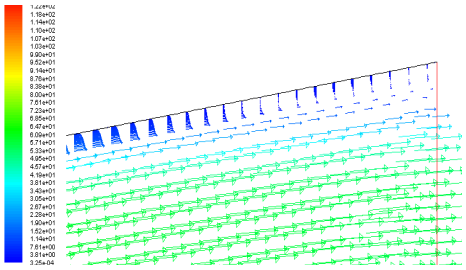
Рис. 2 – Влияние модели турбулентности на векторы скоростей в диффузоре n = 2, α = 27,5°, l = 0,65 м: а – модель турбулентности S-A; б – k–ω SST; в – V2F



а

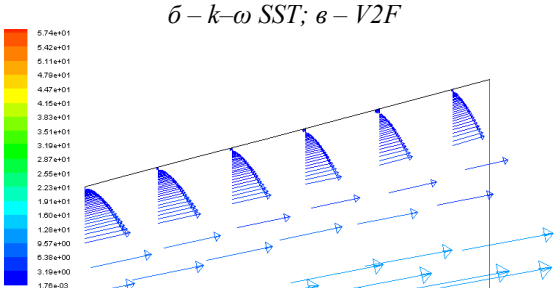


б

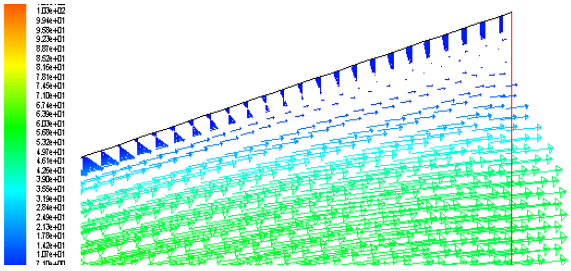


в

Рис. 3 – Влияние модели турбулентности на векторы скорости в диффузоре n = 2, α = 18,3°, l = 1 м: а – модель турбулентности S-A; б – k–ω SST; в – V2F

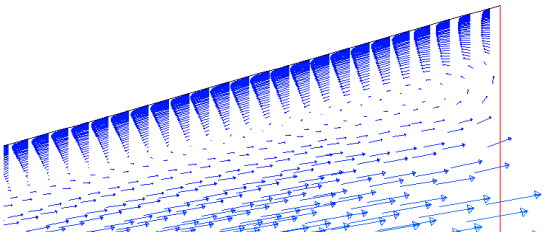


а

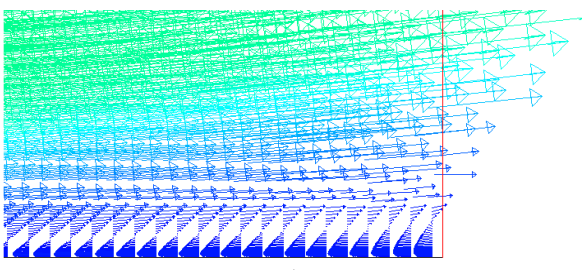


б

Рис. 4 – Векторы скорости возле наружного обвода выходного участка диффузоров n = 2, α = 30°, 32° с моделью турбулентности S-A: а – n = 2, α = 30°; б – n = 2, α = 32°



а



б

Рис. 5 – Векторы скорости в периферийной зоне выходного участка диффузора n = 2, α = 35,7°, l = 0,5 м с моделью турбулентности S-A: а – наружный обвод диффузора; б – внутренний обвод диффузора

В диффузоре со степенью расширения $n = 2$ увеличение угла раскрытия от 27,5° до 30° привело к появлению небольшого пузырчатого отрыва потока (рис. 4), большее увеличение угла раскрытия $\alpha = 32°$ привело к развитому отрыву потока от наружного обвода диффузора (рис. 4) и к отрывам потока, как от наружного, так и от внутреннего обводов у диффузора с углом раскрытия $\alpha = 35{,}7°$ (рис. 5). Расчёт диффузора $n = 3$ и $\alpha = 26°$ также показал отрыв потока от наружного обвода диффузора.

Выводы

Выполнены расчёты течения в осекольцевых конических диффузорах с помощью *CFD*-программы для диапазона геометрических параметров (α–n): $\alpha = 11°…35{,}7°$ и $n = 2, 3, 4$.

Для экспериментально исследованных безотрывных диффузоров расчёты при использовании моделей турбулентностей k–ω *SST* и *V*2*F* показали, что в каналах имеет место отрывное течение.

Расчеты течения в диффузорах и том же диапазоне геометрических параметров (α–n) при использовании модели турбулентности *S-A* показали удовлетворительные результаты: отрывные явления отсутствуют у диффузоров, параметры (α–n) которых лежат ниже экспериментальной кривой Кляйна, а для диффузоров, параметры которых лежат выше этой кривой, имеют место отрывы потока.

Таким образом, на основе проведенных расчетных исследований можно заключить, что для осекольцевых конических диффузоров модель турбулентности *S-A* позволяет с достаточной степенью достоверности моделировать безотрывные и отрывные течения.

Список литературы

1 **Дейч, М. Е.** Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин [Текст] / **М. Е. Дейч, А. Е. Зарянкин**. – М. : Энергия. – 1970. – 384 с.

2 **Дорфман, А. Ш.** Аэродинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин [Текст] / **А. Ш. Дорфман, М. М. Назарчук, Н. И. Польский, М. И. Сайковский**. – М. : Изд. АН УССР. – 1960. – 292 с.

3 **Мингазов, Б. Г.** Выбор моделей турбулентности и параметров сетки для расчёта течений в диффузорных каналах [Текст] / **Б. Г. Мингазов, И. С. Давлетшин** // Известия Вузов. Авиационная техника. – Казань, 2011. – № 4. – С. 24–28.

4 **Buice, C. U.** Experimental investigation of flow through an asymmetric plane diffuser [Text] / **C. U. Buice, J. K. Eaton** // Journal of Fluids Engineering. – 2000. – Vol. 122, № 2. – P. 433–435.

5 **Azad, R. S.** Turbulent flow in a conical diffuser [Text] / **R. S. Azad** // Experimental Thermal and Fluid Science. – 1996. – Vol. 13, № 4. – P. 318–337.

6 **Obi, S.** Experimental and computational study of turbulent separating flow in an asymmetric plane diffuser [Text] / **S. Obi, K. Aoki, S. Masuda** // Proc. of the 9th International Symposium on Turbulent Shear Flows, Japan, 1993. – Berlin ; N.Y. : Springer-Verlag, 1995. – P. 305-1–305-4.

7 **Гарбарук, А. В.** Моделирование турбулентности в расчётах сложных течений [Текст] : учеб. пособие / **А. В. Гарбарук, М. Х. Стрелец, М. Л. Шур.** – СПб : Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.

8 **Зарянкин, А. Е.** Новый способ управления отрывом потока рабочих сред в широкоугольных диффузорах паровых и газовых турбин [Текст] / **А. Е. Зарянкин, А. Н. Парамонов, Е. Ю. Григорьев, Д. Е. Бузулуцкий, П. С. Хазов** // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2014. – № 5. – С. 5–10. – ISSN 2072-2672. – doi: 10.17588.

Bibliography (transliterated)

1 **Deich, M. E. and Zaryankin A. E.** (1970*), Gazodinamika diffuzorov i vyhlopnyh patrubkov turbomashin [Diffusers and exhaust chamber turbomachinery gas dynamics]*, Jenergija [Energy], Moscow, Russia.

2 **Dorfman, A. S., Nazarchuk, M. M., Polish, N. I. and Saikovsky, M. I.** (1960), *Ajerodinamika diffuzorov i vyhlopnyh patrubkov turbomashin [Aerodynamics of the diffusers and exhaust chamber turbomachinery]*, Izd. AN USSR, Moscow, Russia.

3 **Mingazov, B. G. and Davletshin, I. S.** (2011), "Vybor modelej turbulentnosti i parametrov setki dlja raschjota techenij v diffuzornyh kanalah [The choice of turbulence models and grid parameters for the calculation of flows in diffuser ducts]", *Izvestija Vuzov. Aviacionnaja tehnika [Proceedings of the universities. Aviation equipment],* Kazan, Russia, no. 4, pp. 24–28.

4 **Buice, C. U. and Eaton, J. K.** (2000), "Experimental investigation of flow through an asymmetric plane diffuser", *Journal of Fluids Engineering*, vol. 122, no. 2, pp. 433–435.

5 **Azad, R. S.** (1996), "Turbulent flow in a conical diffuser", *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 13, no. 4, pp. 318–337.

6 **Obi, S., Aoki, K. and Masuda, S.** (1995), "Experimental and computational study of turbulent separating flow in an asymmetric plane diffuser", *Proc. of the 9th International Symposium on Turbulent Shear Flows, Japan, 1993*, Springer-Verlag, Berlin ; N.Y., pp. 305-1–305-4.

7 **Garbaruk, A. V., Strelets, M. H. and Chur, M. L.** (2012), *Modelirovanie turbulentnosti v raschjotah slozhnyh techenij [Modeling of turbulence in the calculation of complex flows],* Izd-vo Politehn. un-ta [Publishing Polytechnic University], St. Petersburg, Russia.

8 **Zaryankin, A. E., Paramonov, A. N., Grigoriev, E. Yu., Buzulutsky, D. E. and Khazov, P. S.** (2014), "Novyj sposob upravlenija otryvom potoka rabochih sred v shirokougol'nyh diffuzorah parovyh i gazovyh turbin [A new method of controlling the flow separation of the operating environment in wide-angle diffusers of steam and gas turbines]", *Vestnik Ivanovskogo gosudarstvennogo jener-geticheskogo universiteta [Bulletin of Ivanovo state power University]*, no. 5, pp. 5–10, ISSN 2072-2672, doi: 10.17588.

Сведения об авторах (About authors)

Субботович Валерий Петрович – доктор технических наук, старший научный сотрудник, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0002-7051-4758.

Subotovich Valery – Doctor of Technical Sciences, Senior research fellow, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Юдин Юрий Алексеевич – кандидат технических наук, профессор, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0002-9770-2273.

Yudin Yuriy – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Professor, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Юдин Александр Юрьевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0001-5098-7796.

Yudin Alexander – Candidate of Technical Sciences, Senior research fellow, Senior researcher of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Темченко Сергей Александрович – кандидат технических наук, младший научный сотрудник кафедры турбиностроения, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0001-7235-1107.

Temchenko Sergey – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), junior researcher of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Субботович, В. П. О результатах аэродинамических расчётов осекольцевых конических диффузоров [Текст] / **В. П. Субботович, Ю. А. Юдин, А. Ю. Юдин, С. А. Темченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 131–135. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.19.

Please cite this article as:

Subotovich, V., Yudin, Yu., Yudin, A. and Temchenko, S. (2016), ″On the Data of Aerodynamic Computations of Axiannular Divergent Cones″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 131–135, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.19.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Суботович, В. П. Про результати аеродинамічних розрахунків вісекільцевих конічних дифузорів [Текст] / **В. П. Суботович, Ю. О. Юдін, О. Ю. Юдін, С. О. Темченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 131–135. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.19.

АНОТАЦІЯ *Представлені порівняльні розрахункові дослідження вісекільцевих конічних дифузорів за допомогою CFD-програми. При розрахунках використовувалися моделі турбулентності, які були закладені у CFD-програму. Кут розкриття зовнішнього обводу дифузорів змінювався в діапазоні $\alpha = 11°–36°$ при зміні ступеня розширення дифузора $n = 2–4$. CFD-розрахунки порівнювалися з відомою експериментальною кривою Кляйна, яка ділить площину ($\alpha–n$) на дві області: безвідривну і відривну. Розрахунки показали, що задовільно моделювати безвідривні і відривні течії в дифузорах подібного типу дозволяє модель турбулентності Spalart-Allmaras (S-A).*

Ключові слова: *кільцевий дифузор, степінь розширення, кут розкриття, вісесиметрична течія, CFD-розрахунок, модель турбулентності.*

Поступила (received) 28.01.2016

УДК 536.24 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.20**

О. П. КОСТЮК

ВПЛИВ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ФАКТОРІВ ТА СПОСОБІВ ПОДАЧІ ПОВІТРЯ НА ГІДРОДИНАМІКУ ПРОТОЧНОГО ДВОФАЗОВОГО ШАРУ

АНОТАЦІЯ *В статті представлені результати експериментальних досліджень та порівняння впливу основних геометричних характеристик вертикальних каналів та способів подачі повітря на гідравлічний опір висхідної супутньої течії газу та рідини. Показано, що зміна діаметра та висоти каналу, практично не впливає на повздовжній середній градієнт повних втрат тиску, при умові забезпечення рівномірності подачі газової фази, проте рівномірність структури двофазового шару по перерізу каналу залежить від режиму течії.*
Ключові слова: *газорідинна суміш, двофазовий потік, проточний барботажний шар, контактний тепломасообмінний апарат, вертикальний канал.*

О. P. KOSTYUK

INFLUENCE OF THE MAIN GEOMETRIC FACTORS AND AIR SUPPLY METHODS ON THE GEOMETRY OF THE FLOW-THROUGH TWO PHASE LAYER

ABSTRACT *The main criteria for the development of new highly efficient contact devices are the heat-mass exchange process intensification and the capital expenditure reduction. This scientific paper gives consideration to experimental investigation data obtained for the influence of basic geometric characteristics of vertical channels (channel height and diameter, the aperture diameter and the cross-section area of distribution grating), the influence of the methods and conditions of air supply on the hydraulic resistance of dynamic two-phase flow. It is shown that at relatively small channel diameters (Bo number < 10) the structure of two-phase flow in independent of the method of delivery of gas phase to the working channel. However, as the channel diameter is increased (the Bond number value 10 < Bo < 30) the conditions of delivery of gaseous phase influence the two-phase flow structure. To provide the uniform structure of dynamic two-phase layer in the channel cross-section it is necessary to provide the distributed supply of gas phase through the openings of distribution grating in the bubble device. A change in the height of the working section actually produces no influence on the longitudinal average gradient of total pressure losses. For the practical application of bubble apparatuses the bubble layer is recommended with operation characteristics of liquid and gaseous phase that provide minimum hydraulic resistance for the two-phase layer.*
Key words: *gas-liquid mixture, two-phase flow, flow-through bubble layer, contact type heat-mass exchange apparatus, and the vertical channel.*

Вступ

Більшість питань підвищення ефективності роботи контактних апаратів пов'язано з тепло- і масообміном між рідиною та газом. Розвиток нових сучасних технологій потребує глибокого вивчення процесу тепломасообміну при високій турбулізації поверхні фаз, що контактують між собою. Основним критерієм розробки нових високоефективних контактних апаратів є інтенсифікація процесу тепломасообміну та зменшення капітальних затрат.

Достатньо розвинута поверхня рідкої та газової фаз утворюється при барботажі газу в рідину у вигляді бульбашок або струмин. Такий режим взаємодії середовищ використовується в різних барботажних апаратах, що мають форму високих колон, робочий простір яких розділено горизонтальними тарілками на ряд камер. Барботажні апарати характеризуються підвищеною інтенсивністю тепло- і масообміну на одиницю об'єму апарата, допускають роботу з забрудненими та помірно в'язкими рідинами, нечуттєві до коливань витрати теплоносіїв. Проте до їх недоліків відносять складність конструкції, металоємкість, високий гідравлічний опір [1]. В режимі барботажу такі апарати працюють поблизу критичних швидкостей руху газу, тобто на (15–20) % нижче так званої швидкості захлинання, при якій спостерігається втрата стійкості протиточного руху фаз, підвищений винос води та внаслідок цього – підвищений гідравлічний опір.

Аналіз основних досягнень та літератури

На кафедрі ТПТ НТУУ «КПІ» був розроблений контактний апарат [2], в якому організовано рух газів зі швидкістю більше 15 м/с, тобто, яка перевищує верхню межу захлинання протитокового руху газу та плівки рідини у вертикальних трубах. При таких значеннях швидкостей газового потоку у вертикальному каналі створюється висхідний супутній рух фаз. Інтенсифікувати тепломасообмін можна шляхом збільшення міжфазної поверхні, цього можна досягти в проточному барботажному шарі у вертикальній трубі, зменшивши при цьому швидкість газової фази. У роботі [3] розглянуто гідродинаміку та структуру двофазового потоку при барботажному режимі у трубах невеликого діаметра. Результати експериментального дослідження режимів течії двофазових сумішей у проточному барботажному шарі утилізатора теплоти відхідних газів викладені у роботі [4]. При роботі контактного апарата у такому режимі дося-

© О. П. Костюк, 2016

гаються високі значення коефіцієнтів тепло- і масовіддачі [5–7]. Інтенсифікація процесів тепло- і масообміну в такому апараті досягається за рахунок збільшення міжфазної поверхні у проточному барботажному шарі в вертикальній трубі, зменшивши при цьому швидкість газової фази.

Мета дослідження, постановка задачі

Питання про режими та форми руху газорідинних сумішей у барботажних апаратах з штучно організованим проточним двофазовим шаром в сучасний час мало вивчені та потребують додаткових досліджень. Поряд з відомими (з робіт по дослідженню гідродинаміки двофазових сумішей в вертикальних трубах та каналах) загальними закономірностями руху газо- і парорідинних потоків виникають специфічні питання, пов'язані з організацією рівномірної структури барботажного шару в місці введення фаз, а також з вибором раціонального режиму роботи відповідного тепломасообмінного пристрою.

В зв'язку із цим в роботі наведені результати експериментальних досліджень впливу основних геометричних характеристик вертикальних каналів та способів подачі повітря на гідравлічний опір висхідної супутньої течії газу та рідини із метою встановлення режимів найбільш раціональної та економічної роботи контактного апарату з такою двофазовою системою.

Схема експериментальної установки та методика проведення експериментів

Дослідження проводились на експериментальній установці, яка представлена на рис. 1.

Основними складовими частинами установки є: камера входу *1*, камера змішування *2*, робочий канал *4* із ділянкою візуалізації *5*, камера збирання рідини *6* із сепаратором *7*. Внутрішній діаметр ділянки візуалізації *5* співпадає з діаметром робочого каналу *4*, що попереджує збурення двофазового потоку. Камера входу *1* виконує роль ресивера для повітря, яке подається компресором *17*. Пристрій для введення рідини виконано у вигляді камери змішування *2* з пористою вставкою *3*, яка узгоджена з зовнішнім діаметром трубки робочого каналу *4*. Робочий канал виконаний у вигляді труб внутрішнім діаметром 0,017 м, 0,026 м, 0,035 м та висотою 0,143 м, 0,264 м, 0,437 м. Витрата повітря вимірювалась ротаметрами *15* та регулювалась за допомогою вентилів *16*. Витрата води, яка подавалась у камеру змішування *2*, вимірювалась ротаметрами *13* та регулювалась вентилями *14*. При цьому швидкість повітря на вході у робочу ділянку змінювалась від 1,84 м/с до 14 м/с, діапазон зміни густини зрошення змінювався від $8{,}99\cdot10^{-6}$ м^2/с до $2{,}1\cdot10^{-4}$ м^2/с.

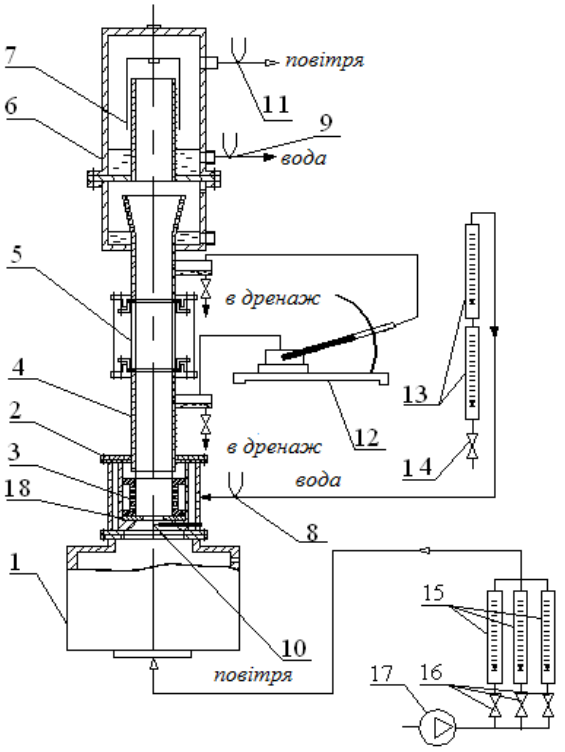


Рис. 1 – Схема експериментальної установки: 1 – камера входу; 2 – камера змішування; 3 – пориста вставка; 4 – робочий канал; 5 – ділянка візуалізації; 6 – камера збирання рідини; 7 – сепаратор; 8–11 –термопари; 12 – мікроманометр; 13, 15 – ротаметри; 14, 16 – вентилі; 17 – компресор; 18 – шайба

На вході у канал розміщувались шайби *18*, які мали отвір, діаметри отворів у шайбах складали 5 мм, 8 мм та 10 мм. Встановлення перед робочою ділянкою шайби необхідно для запобігання провалу рідини. При цьому значення швидкості потоку повітря у перерізі шайби було не менше 15…16 м/с, що забезпечувало подачу всієї рідини у робочий канал.

Методика експериментального дослідження гідродинамічних режимів двофазової адіабатної течії побудована на основі вивчення закономірностей зміни повздовжнього середнього градієнта повних втрат тиску $\Delta P/L$, який визначався як відношення загального перепаду тиску у потоці ΔP до відстані між відборами тиску L. Перепад тиску вимірювався мікроманометром *12*. Для вимірювання перепаду тиску у стінці трубки були просвердлені отвори діаметром 2 мм. Отвори з'єднувались з об'ємом невеликих ємностей, які виконували роль сепараторів. В нижній частині сепараторів збиралась рідина, а верхня, повітряна частина, з'єднувалась із мікроманометром, за допомогою якого проводились виміри перепаду тиску.

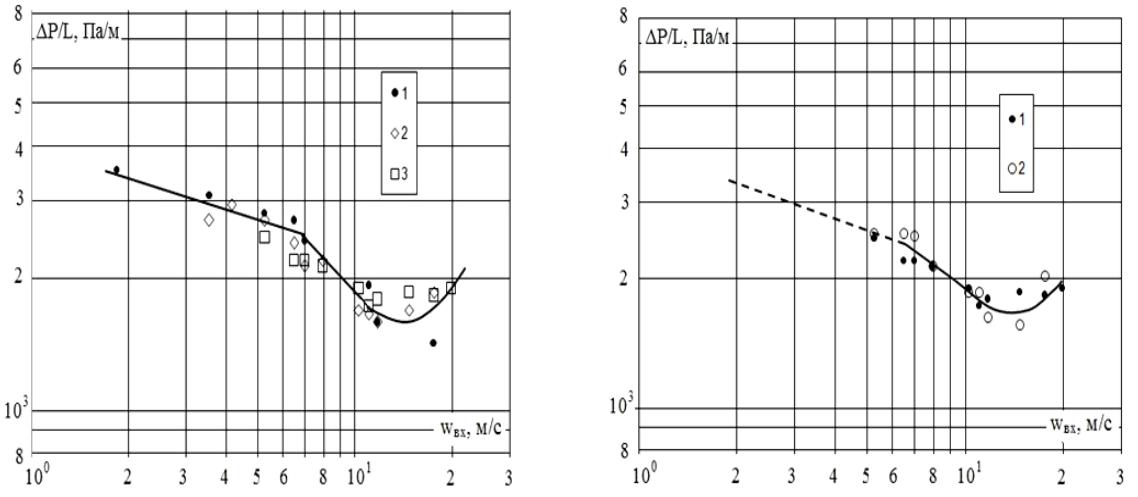
Результати досліджень

В роботі [4] було встановлено залежності повздовжнього середнього градієнта повних втрат тиску від приведеної швидкості повітря та об'ємної густини зрошення, визначена область існування проточного барботажного шару, яка обмежена параметрами критерію стійкості Кутателадзе K = 2,5 та плівкового числа Фруда $Fr_{пл}$ = 0,15…0,25. При збільшенні приведеної швидкості газу до значень близьких до швидкості інверсії плівки у вертикальному каналі та відносно невеликій густині зрошення ($Fr_{пл}$ < 0,15…0,25) проточний барботажний шар переходить у роздільний (кільцевий) режим течії двофазового потоку. Забезпечення режиму стійкого проточного двофазового шару може бути досягнуто у всьому діапазоні зміни швидкості газу при густині зрошення вище значення $Q_m = (6…7)\cdot10^{-5}$ м^2/с.

На рис. 2 представлені залежності повздовжнього середнього градієнта повних втрат тиску від приведеної швидкості повітря при різних способах подачі повітря в робочий канал (різних діаметрах отвору та їх кількості у вхідній шайбі).

З рисунка видно, що для каналу діаметром 17 мм на залежність $\Delta P/L = f(w_{вх})$ практично не впливає зміна діаметра отвору шайби (див. рис. 2*а*), також як і зміна кількості отворів в шайбі при збереженні незмінної сумарної площі прохідного перерізу отворів (див. рис. 2*б*). Дана обставина, напевно, пояснюється тим, що на формування структури барботажного шару головний вплив має діаметр каналу, який в області значень, які відповідають числам Бонда Bo < 10 [8], формують в основному снарядний режим течії двофазового потоку.

В діапазоні чисел 10 < Bo < 30 спостерігається емульсійний режим течії при значній концентрації частинок рідини в центральній частині каналу [8] і діаметр каналу поступово втрачає свій вплив на формування структури барботажного шару.



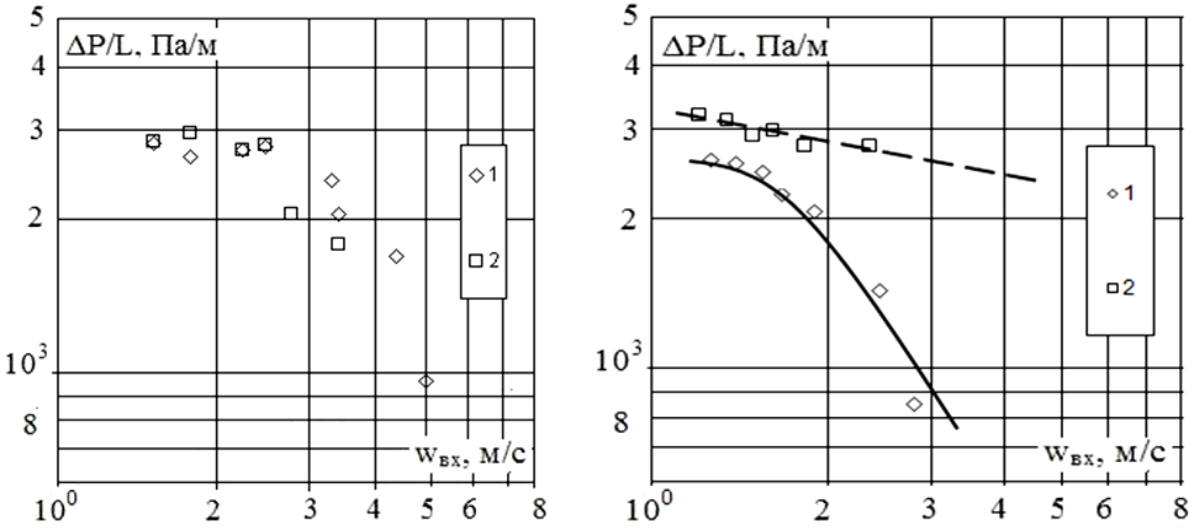
а *б*

Рис. 2 – Вплив способу подачі повітря в активну зону на залежність $\Delta P/L = f(w_{вх})$ при $Q_m = 2{,}1\cdot10^{-4}$ м^2/с, $d_{тр}$ = 0,017 м: а – 1 – $d_ш$ = 5,4 мм; 2 – 8,2; 3 – 10,4; б – 1 – $d_ш$ = 10,4 мм, однин отвір; 2 – сім отворів при тій же сумарній площі перерізу отвору

Як видно з рис. 3*а*, при діаметрі каналу $d_{тр}$ = 0,026 м, що відповідає граничному значенню числа Bo = 10, ще не проявляється вплив умов введення повітря в робочий канал. Разом з тим, при значенні діаметра $d_{тр}$ = 0,035 м (див. рис. 3*б*) починає проявлятися вплив способу подачі повітря в робочу ділянку. Доказом цього є зростання значення $\Delta P/L$ при переході від одного отвору в шайбі (лінія *1* див. рис. 3*б*) до восьми отворів в шайбі при збереженні незмінною сумарної площі перерізу отвору (лінія *2* див. рис. 3*б*). При цьому зростає рівномірність розподілу газу в рідині, зменшується імовірність утворення газових струмин в центрі каналу, що призводить до деякого збільшення гідростатичної складової перепаду тиску.

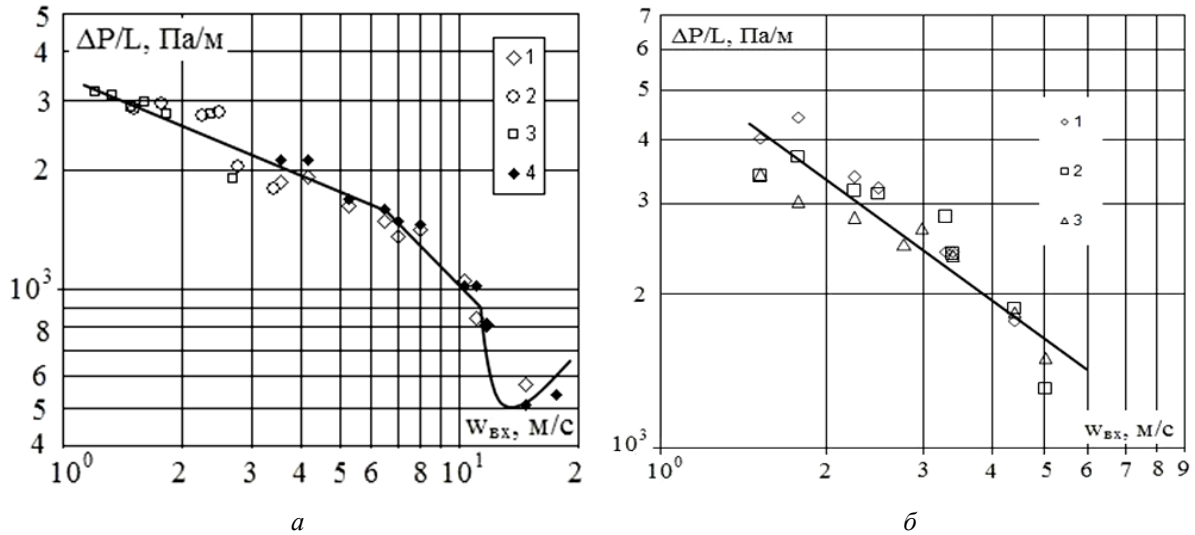
На рис. 4 наведені дослідні дані ілюструють закономірності зміни структури двофазового потоку при зміні геометричних характеристик робочого каналу: діаметра каналу та висоти барботажного шару.

Як видно із рис. 4*а*, гідравлічна характеристика двофазового шару $\Delta P/L = f(w_{вх})$ при забезпеченні умов рівномірності подачі газової фази через вхідну діафрагму не залежить від діаметра каналу. Зміна висоти робочої ділянки в діапазоні її зміни від L = 0,143 м до L = 0,437 м практично не впливає на повздовжній середній градієнт повних втрат тиску (рис. 4*б*). Поясненням цьому може бути те, що процес формування структури двофазового потоку відбувається на дуже незначній висоті робочого каналу, при цьому, середній газовміст проточного барботажного шару залишається практично незмінним по висоті робочої ділянки.



а *б*

Рис. 3 – Вплив умов підводу повітря в робочий канал на залежність $\Delta P/L = f(w_{вх})$ при $Q_т = 3{,}2 \cdot 10–5$ м^2/с та різних діаметрах каналу: а – $d_{тр} = 0{,}026$ м, 1 – один отвір, $d_ш = 8{,}2$ мм; 2 – вісім отворів при тій же сумарній площі перерізу отвору; б – $d_{тр} = 0{,}035$ м, 1 – один отвір, $d_ш = 8{,}2$ мм; 2 – вісім отворів при тій же сумарній площі перерізу отвору



а *б*

Рис. 4 – Вплив геометричних характеристик робочого каналу на залежність $\Delta P/L = f(w_{вх})$ при $Q_т = 1{,}37 \cdot 10–4$ м^2/с: а – діаметру каналу, 4 – $d_{тр} = 0{,}017$ м, $d_ш = 8{,}2$ мм, один отвір; 1–3 – вісім отворів при тій же сумарній площі перерізу отворів; 1 – $d_{тр} = 0{,}017$ м; 2 – $d_{тр} = 0{,}026$ м; 3 – $d_{тр} = 0{,}035$ м; б – висоти каналу при $d_{тр} = 0{,}026$ м, $d_ш = 8{,}2$ мм, 1 – $L = 0{,}143$ м; 2 – $L = 0{,}264$; 3 – $L = 0{,}437$

Висновки

Виходячи із вище наведеного можна зробити висновки, що при відносно невеликому діаметрі каналу (число Бонда Bo < 10), при якому діаметр каналу формує в основному снарядний режим течії двофазового потоку, структура двофазового потоку не залежить від способу подачі повітря в робочий канал. При більшому значенні діаметра каналу (число Бонда Bo > 10), при якому спостерігається емульсійний режим течії, на структуру двофазового потоку починають впливати умови підводу повітря в робочу ділянку. Для забезпечення рівномірної структури двофазового шару по перерізу каналу необхідний рівномірний розосереджений підвід повітря.

Список літератури

1 **Аронов, И. З.** Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа [Текст] / **И. З. Аронов**. – Ленинград : Недра, 1990. – 280 с.

2 Деклараційний патент на корисну модель № 22852 України, МПК F24H6/00. Нагрівник текучої рідини / **Безродний М. К., Назарова І. О., Костюк О. П.** ; Заявник та власник Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут».

– № u2006 13907 ; заявл. 27.12.2006 ; опубл. 25.04.2007, Бюл. № 5.

3 **Омар, Х.** Гидродинамика и структура двухфазного потока при барботажном режиме в трубах небольшого диаметра [Текст] / **Х. Омар, Ю. Е. Похвалов** // Теплоэнергетика. – 2006. – № 4. – С. 74–77. – ISSN 0040-3636.

4 **Костюк, О. П.** Режими течії двофазових сумішей у проточному барботажному шарі утилізатора теплоти відхідних газів [Текст] / **О. П. Костюк** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 163–170. – Бібліогр. : 14 назв. – ISSN 2078-774X.

5 **Безродный, М. К.** Контактный тепломасообмен в проточном барботажном слое. Часть 1. Теплоотдача [Текст] / **М. К. Безродный, А. П. Костюк, Н. Н. Голияд, П. А. Барабаш** // Промышленная теплотехника. – 2011. – Т. 33, № 6. – С. 39–45. – ISSN 0204-3602.

6 **Безродный, М. К.** Контактный тепломасообмен в проточном барботажном слое. Часть 2. Массоотдача [Текст] / **М. К. Безродный, А. П. Костюк, Н. Н. Голияд, П. А. Барабаш** // Промышленная теплотехника. – 2012. – Т. 34, № 2. – С. 33–39. – ISSN 0204-3602.

7 **Безродний, М. К.** Тепло- і масовіддача при охолодженні парогазової суміші в проточному барботажному контактному апараті [Текст] / **М. К. Безродний, М. Н. Голіяд, П. О. Барабаш, О. Б. Голубєв, І. О. Назарова, О. П. Костюк** // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2009. – Вип. 1. – С. 34–45. – ISSN 2077-1134.

8 **Безродный, М. К.** Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика [Текст] / **М. К. Безродный, И. Л. Пиоро, Т. О. Костюк**. – Киев : Факт, 2005. – 704 с.

9 **Юренев, В. Н.** Теплотехнический справочник [Текст] : справ. в 2-х т. / **В. Н. Юренев, П. Д. Лебедев**. – М. : Энергия, 1976. – Т. 2. – 895 с.

10 **Кутателадзе, С. С.** Гидродинамика газожидкостных систем [Текст] / **С. С. Кутателадзе, М. А. Стырикович**. – Москва : Энергия, 1976. – 296 с.

11 **Уоллис, Г.** Одномерные двухфазные течения [Текст] / **Г. Уоллис**. – Москва : Мир, 1972. – 440 с.

12 **Омар, Х.** Параметры снарядного течения при барботажном режиме в трубах небольшого диаметра [Текст] / **Х. Омар, Ю. Е. Похвалов** // Теплоэнергетика. – 2007. – № 1. – С. 58–61. – ISSN 0040-3636.

13 **Кутателадзе, С. С.** Тепломассообмен и волны в газожидкосных системах [Текст] / **С. С. Кутателадзе, В. Е. Накоряков**. – Новосибирск : Наука, 1984. – 303 с.

Bibliography (transliterated)

1 **Aronov, Y. Z.** (1990), *Kontaktnij nagrev vody produktamy sgoranyja pryrodnogo gaza* [Contact water heating products of natural gas exhaust], Nedra, Leningrad, Russian.

2 **Bezrodnyj, M. K., Nazarova, I. O. and Kostyuk, O. P.**, Nacional'nyj Tehnichnyj Universytet Ukrai'ny ″Kyi'vs'kyj Politehnichnyj Instytut″ (2007), ″Nagrivnyk tekuchoi' ridyny″, Kiev, Ukraine, Patent 22852.

3 **Omar, H. and Pohvalov, Ju. E.** (2006), "Gidrodinamika i struktura dvuhfaznogo potoka pri barbotazhnom rezhime v trubah nebol'shogo diametra [Hydrodynamics and Structure of Two-Phase Flow in the Bubbling Regime in Small-Diameter Tubes]", *Teplojenergetika* [Thermal Engineering],no. 4, pp. 74–77, ISSN 0040-3636.

4 **Kostyuk, O. P.** (2014), "Rezhymy techiyi dvofazovykh sumishey u protochnomu barbotazhnomu shari utylizatora teploty vidkhidnykh haziv [Flow Modes of Two-Phase Mixtures in the Flow Bubbling Balloon of the Heat-Utilizer of Released Gases]". *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 12(1055), pp. 163–170, ISSN 2078-774X.

5 **Bezrodnyj, M. K., Kostyuk, O. P., Golijad N. N., Barabash P. A.** (2011), "Kontaktnyj teplomasoobmen v protochnom barbotazhnom sloe. Chast' 1. Teplootdacha [Contact Heat and Mass Transfer in a Flowing Bubbling Layer. Part 1. Heat Transfer]", *Promyshlennaja teplotehnika* [Industrial Heat Engineering], no. 33.6, pp. 39–45, ISSN 0204-3602.

6 **Bezrodnyj, M. K., Kostyuk, O. P., Golijad N. N., Barabash P. A.** (2012), "Kontaktnyj teplomasoobmen v protochnom barbotazhnom sloe. Chast' 2. Massootdacha [Contact Heat and Mass Transfer in a Flowing Bubbling Layer. Part 2. Mass Transfer]", *Promyshlennaja teplotehnika* [Industrial Heat Engineering], no. 34.2, pp. 33–39, ISSN 0204-3602.

7 **Bezrodnyj, M. K., Golijad N. N., Barabash P. A., Golubєv O. B., Nazarova I. O., Kostyuk, O. P.** (2009), "Teplo- i masoviddacha pry oholodzhenni parogazovoi' sumishi v protochnomu barbotazhnomu kontaktnomu aparati [Heat and mass radiation while cooling of vapor-gas mixture in a running bubbling contact apparatus]", *Tehnichna teplofizyka ta promyslova teploenergetyka* [Engineering Thermophysics and Industrial Thermal Engineering], vol. 1, pp. 34–45, ISSN 2077-1134.

8 **Bezrodnyj, M. K., Pioro, I. L. and Kostjuk, T. O.** (2005) *Processy perenosa v dvuhfaznyh termosifonnyh sistemah. Teorija i praktika* [Transfer Processes in Two-Phase Thermosyphon Systems. Theory and Practicle], Fakt, Kiev, Uktaine.

9 **Jurenev, V. N. and Lebedev, P. D.** (1976), *Teplotehnicheskij spravochnik* [Heat Engineering a reference book], vol. 2. Jenergija, Moscow, Russia.

10 **Kutateladze, S. S. and Styrikovich, M. A.** (1976), *Gidrodinamika gazozhidkostnyh system* [Hydrodynamics of Gas-Liquid Systems], Jenergija, Moscow, Russia.

11 **Uollis, G.** (1972), *Odnomernye dvuhfaznye techenija* [One-Dimensional Two-Phase Flows], Mir, Moscow, Russia.

12 **Omar, H. and Pohvalov, Ju. E.** (2007), "Parametry snarjadnogo techenija pri barbotazhnom rezhime v trubah nebol'shogo diametra [The Parameters of Slug Flow in Small-Diameter Tubes under Bubbling Conditions]", *Teplojenergetika* [Thermal Engineering],no. 1, pp. 58–61, ISSN 0040-3636.

13 **Kutateladze, S. S. and Nakorjakov, V. E.** (1984), *Teplomassoobmen i volny v gazozhidkosnyh sistemah* [Heat and Mass Transfer and Waves in Gas-Liquid Systems], Nauka, Novosibirsk, Russia.

Відомості про авторів (About authors)

Костюк Олександр Павлович – кандидат технічних наук, доцент кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна; тел.: (097) 339-18-38; e-mail: aleks.west@mail.ru.

Kostyuk Oleksander Pavlovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National University of Water and Environmental Engineering, Associate Professor at the Department of Hydro Energy, Thermal Energy and Hydraulic Machines, Rivne, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Костюк, О. П. Вплив основних геометричних факторів та способів подачі повітря на гідродинаміку проточного двофазового шару [Текст] / **О. П. Костюк** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 136–141. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.20.

Please cite this article as:

Kostyuk, O. P. (2016), "Influence of the Main Geometric Factors and Air Supply Methods on the Geometry of the Flow-Through Two Phase Layer", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 136–141, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.20.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Костюк, А. П. Влияние основных геометрических факторов и способов подачи воздуха на гидродинамику проточного двухфазового слоя [Текст] / **А. П. Костюк** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 136–141. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.20.

АННОТАЦИЯ *В статье представлены результаты экспериментальных исследований и сравнение влияния основных геометрических характеристик вертикальных каналов и способов подачи воздуха на гидравлическое сопротивление восходящего спутного потока газа и жидкости. Показано, что изменение диаметра и высоты канала практически не влияет на продольный средний градиент полных потерь давления, при условии обеспечения равномерной подачи газовой фазы, но в то же время равномерность структуры двухфазового потока по сечению канала зависит от режимов течения. Установлены режимы наиболее рациональной и экономической работы контактного аппарата с такой двухфазовой системой.*

Ключевые слова: *газожидкосная смесь, двухфазный поток, проточный барботажный шар, контактный тепломассообменный аппарат, вертикальный канал.*

Надійшла (received) 14.01.2016

УДК 536.421:539.217 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.21**

К. Є. ЛИСЕНКО

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛО- ТА МАСОПЕРЕНОСУ В КРИОГЕННО-ГРАВІЙНОМУ ФІЛЬТРІ

АНОТАЦІЯ *Розглядається процес промерзання вологого дисперсного середовища криогенно-гравійного фільтра. Запропоновано математичну модель та чисельну методику розрахунку параметрів фільтра. Визначено ефективні режими виготовлення гравійних фільтрів при криогенному способі заморожування. Проведено дослідження промерзання гравійного фільтру та визначено залежність температури фільтру, вологості, часу промерзання від умов та способу заморожування. Результати дослідження представляють інтерес при визначенні часових характеристик заморожування криогенно-гравійних фільтрів, та дозволяють спрогнозувати їх експлуатаційні параметри під час обладнання гідрогеологічних свердловин.*

Ключові слова: *гравійний фільтр, криогенна технологія, дисперсне вологе середовище, фазові перетворення.*

K. LYSENKO

STUDY OF THE HEAT AND MASS TRANSFER PROCESSES IN CRYOGENICALLY-GRAVEL FILTER

ABSTRACT *The article deals with the freezing processes of the gravel filters during their manufacture and operation in order to improve low-temperature technology. We consider the low-temperature technology of gravel filters and shows the need for studies to determine the heat and mass transfer processes of rational technology parameters. The mathematical model and numerical method of calculation of the filter parameters was considered. We propose and justify a model of cryogen technology of freezing gravel, have developed a numerical method for calculating the parameters of the process. The effective parameters of low-temperature technology and the exploitation of gravel filters. A study of freezing gravel and determined the dependence of the filter temperature, humidity, time of freezing on the conditions and method of freezing. The outcomes are interesting for determining of freezing time of the cryogenically-gravel filters, and allows them to predict the operational parameters during the equipment of water wells. Developed recommendations for determination of parameters low-temperature production and operation gravel filters.*

Key words*: gravel filter, cryogenically technology, wet dispersion medium, phase transformations.*

Вступ

Гравійні фільтри є елементами обладнання гідрогеологічних, нафтових або геотехнічних свердловин, які призначені для зменшення концентрації домішок в рідині, що видобувається, та підвищення дебету свердловини [1, 2]. Сучасна тенденція до зростання попиту на питну воду та незадовільні якісні показники поверхневих вод, обумовлює все більше використання підземних вод. Для видобутку якіснішої води необхідно збільшувати глибину свердловин, при цьому ускладнюється їх конструкція. В зв'язку з цим підвищуються вимоги до надійності, ефективності та довговічності фільтрів. Існуючі конструкції гравійних фільтрів не завжди задовольняють новим вимогам, зокрема з точки зору забезпечення міцності конструкції під час встановлення фільтру на забій. На сьогодні розробляються нові технології виготовлення опускних гравійних фільтрів, в якій міцність конструкції забезпечується за рахунок фазового переходу в'яжучої речовини в середині матеріалу фільтру [3, 4]. Для цього пропонується використовувати заморожування під час виготовлення фільтру та зворотний фазовий перехід при встановленні його в робоче положення. Таким чином, така технологія пов'язана з використанням низьких температур для виготовлення фільтрів.

Визначення раціональних параметрів та режимів низькотемпературної технології виготовлення гравійних фільтрів потребує вивчення та аналізу тепло- та масообмінних процесів в дисперсному середовищі, що представляє собою корпус фільтра. Одним із ефективних інструментів дослідження є методи математичного моделювання з проведенням обчислювального експерименту на ЕОМ. Слід також зазначити, що можливості проведення фізичного експерименту також обмежені в більшості практично важливих випадків, зокрема, для вивчення теплових процесів в свердловині. Переважна більшість дослідників для аналізу тепломасообмінних процесів в дисперсному середовищі за наявності фазових переходів звертається до методів чисельного моделювання.

Таким чином створення математичної моделі й методики розрахунку, проведення параметричних досліджень та визначення ефективних режимів виготовлення та експлуатації низькотемпературних гравійних фільтрів представляється актуальною задачею технічної теплофізики.

Мета роботи

Визначення параметрів процесів криогенного промерзання гравійних фільтрів, які забезпечують міцність конструкції фільтру під час прове-

© К. Є. Лисенко, 2016

дення монтажних робіт і спуску в свердловину.

Викладення основного матеріалу

У роботі [2] запропоновано класифікацію способів виготовлення гравійних фільтрів в залежності від конструктивних особливостей бурової свердловини. В роботах [3, 4] наводиться опис криогенної технології виготовлення фільтрів на основі експериментальних та польових досліджень.

Питанню моделювання процесів заморожування або розморожування дисперсного середовища, зокрема ґрунтів, присвячена велика кількість робіт, зокрема [5–8] та інші, в яких практичний інтерес представляє дослідження промерзання та усадки ґрунтів, сушка капілярно-пористих матеріалів. Проте, кілька специфічних аспектів, які стосуються саме криогенно-гравійних фільтрів, у цих математичних моделях не розглядається.

Математична модель теплопереносу при промерзанні та розморожування криогенно-гравійного без урахування вологопереносу була побудована у [9], де також представлені результати моделювання у вигляді температурних полів та показано адекватність даної моделі. Моделювання переносу тепла та вологи під час промерзання та розморожування в дисперсному водонасиченому середовищі було проведено в [10, 11].

Гравійний фільтр представляє собою циліндричну конструкцію з пористого матеріалу, яка складається з декількох блоків. Матеріалом фільтру є суміш дрібнозернистого гравію та водяного розчину. Жорстка форма та металева основа є знімними. Під час виготовлення блоків фільтру має місце процес заморожування конструкції до отримання монолітної структури.

Зробимо кілька припущень, щодо фізичної та математичної моделі. Знехтуємо процесами «спучування» матеріалу вологого гравію під час заморожування, а також кількістю зв'язаною води, що залишається не замерзлої. Будем вважати, що дрібно дисперсного матеріалу фільтру процес фазового перетворення відбувається у вузькому інтервалі температур, та для його опису можна використати експериментальну функцію «вмісту льоду».

Будемо розглядати один блок гравійного фільтру, як показано на рис. 1.

Математична модель процесу зводиться до системи рівнянь теплопровідності та масопередачі, з використанням ефективної теплоємкості:

$$c_{ef}(T,U)\rho(T)\frac{\partial T}{\partial \tau}=\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\lambda(T,U)\frac{\partial T}{\partial r}\right)+$$
$$+\frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda(T,U)\frac{\partial T}{\partial z}\right),$$

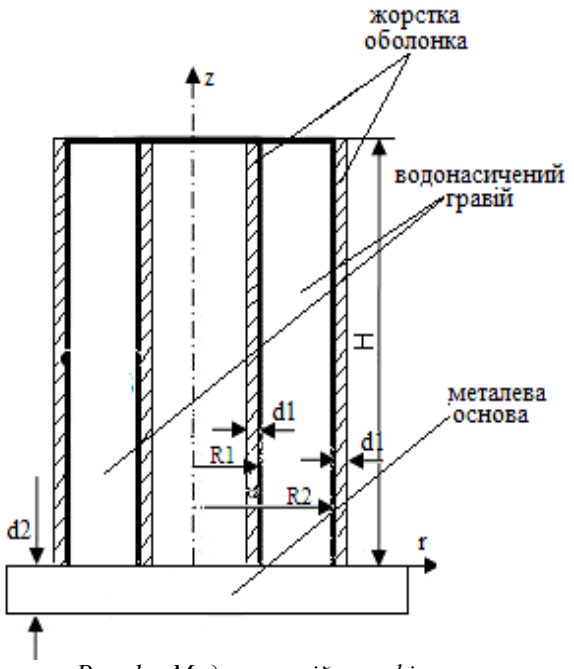


Рис. 1 – Модель гравійного фільтру

$$\tau>0,\quad R_1<r<R_2,\quad 0<z<H,$$
$$T\big|_{r=0}=T_0,$$
$$\left[\pm\lambda_{R_1,R_2}\frac{\partial T}{\partial r}+\alpha_{R_1,R_2}T\right]_{r=R_1,R_2}=q_{R_1,R_2},$$
$$\left[\pm\lambda_{0,H}\frac{\partial T}{\partial z}+\alpha_{0,H}T\right]_{z=0,H}=q_{0,H},$$
$$\frac{\partial \tilde{U}}{\partial \tau}=\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(rk(T,U)\frac{\partial \tilde{U}}{\partial r}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(k(T,U)\frac{\partial \tilde{U}}{\partial z}\right),$$
$$\tilde{U}(r,z,0)=U_0,$$
$$k(T,U)\frac{\partial \tilde{U}}{\partial r}\bigg|_{r=R_1}=k(T,U)\frac{\partial \tilde{U}}{\partial r}\bigg|_{r=R_2}=0,$$
$$k(T,U)\frac{\partial \tilde{U}}{\partial z}\bigg|_{z=0}=k(T,U)\frac{\partial \tilde{U}}{\partial z}\bigg|_{z=H}=0,$$

де R_1, R_2 – внутрішній та зовнішній радіуси зразка блоку фільтру; H – висота фільтру; T_0 – початкова температура; $\tilde{U}$ – фіктивний вологовміст; U_0 – початковий вологовміст; c_{ef} – ефективні теплоємкість; ρ – густина; λ – коефіцієнт теплопровідності; k – коефіцієнт дифузії середовища фільтра; $i(T)$ – функція льодистості; α – коефіцієнт теплообміну відповідної поверхні з навколишнім середовищем; q – тепловий потік, який підводиться до тіла або відводиться від нього.

Функція льодистості $i(T)$ має вигляд

$$i(T)=\begin{cases}0, T>T_{\text{н}}\\ i_k\dfrac{1-e^{n(T-T_{\text{н}})}}{1-e^{n(T_{\text{к}}-T_{\text{н}})}}, T_{\text{н}}\ge T\ge T_{\text{к}}\\ i_k, T<T_{\text{к}}\end{cases},$$

де i_k – значення льодистості при температурі $T_{\text{к}}$, яке залежить від кількості міцнозв'язаної вологи; $T_{\text{н}}, T_{\text{к}}$ – температура початку та кінця фазового переходу, відповідно; n – коефіцієнт, який характеризує ступінь зв'язаності води з дисперсним матеріалом. Коефіцієнт n залежить від дисперсності і структурного складу матеріалу. Відомо, що чим сильніше зв'язана вода в порах, тим менше n, а при замерзанні вільної води $n\to\infty$.

Результати чисельного розв'язання задачі для випадку низькотемпературного способу заморожування охолодженим повітрям приведені в роботах [10, 11].

Проте, такий спосіб виготовлення гравійних фільтрів має місце лише для неглибоких свердловин (до 100 м). Для глибших свердловин доцільно використовувати криогенні способи заморожування, зокрема будемо використовувати заморожування рідким азотом.

Обговорення результатів

Для аналізу характеру розподілу температури і вологості в досліджуваній області фільтру наведено графіки (рис. 2 та рис. 3), на яких показано розподіл температури та вологості по радіусу в середньому перерізі стінки фільтру при початковій температурі заготовки фільтру 15 °С, початковій вологості 20 %, температура в морозильній камері –20 °С. Через 1,2 години на внутрішній і зовнішній поверхнях стінки утворюється мерзла зона, що супроводжується стрибком кривої сумарного вологовмісту (рис. 3). В процесі промерзання області фільтру відбувається неперервне збільшення вологовмісту мерзлої зони, а в талій – вологовміст постійно зменшується, має місце міграція вологи з талої зони в мерзлу, тобто осушення талої зони. Найменшого значення вологовміст приймає на границі фазового перетворення.

Залежності часових параметрів при криогенному способі заморожування гравійного фільтру від температури в морозильній камері показано на рис. 4, де τ_f – інтервал часу, необхідний для просування фронту фазового перетворення всередину стінки.

Залежність для часу, за який температура поверхні фільтру досягне температури морозильної камери представлений на рис. 5, де τ_∞ – інтервал часу.

З аналізу теплофізичних процесів в дисперсному середовищі під час заморожування гравійного фільтру зроблено висновок, що визначальними параметрами при оцінці тривалості виготовлення одного блоку фільтру заданих розмірів є: спосіб заморожування заготовки фільтру, температура морозильної камери, початкова температура заготовки. Значення початкової вологості заготовки та її дисперсності у межах, зазначених технологічно, на тривалість процесу заморожування блоку фільтру суттєво не впливають.

Для виготовлення криогенно-гравійного фільтру під час заморожування рідким азотом тривалість виготовлення одного блоку фільтру із вказаними вище параметрами в залежності від початкової температури і температури в криогенній камері дорівнюватиме:

– для мінімальної початкової температури заготовки фільтру 5 °С від 2 годин при температурі морозильної камери –50 °С до 2 годин 20 хвилин при температурі морозильної камери –100 °С;

– для максимальної початкової температури заготовки фільтру 25 °С від 3 годин 9 хвилин при температурі морозильної камери –50 °С до 3 години 20 хвилин при температурі морозильної камери –100 °С. Перевагами криогенного способу заморожування гравійних фільтрів перед повітряним заморожуванням є висока швидкість процесу заморожування та широкий діапазон кінцевих температур. Використання криогенних способів заморожування під час виготовлення гравійних фільтрів значно розширює сферу використання конструкцій з фільтрами. Однак, використання рідкого азоту для заморозки фільтрів пов'язано з технологічною складністю та високою вартістю процесу виготовлення фільтрових блоків, що є основною проблемою даної технології.

Кінцева температура заморожування гравійного фільтру вибирається в залежності від технологічних вимог до експлуатаційних характеристик фільтру: умов теплообміну з навколишнім середовищем під час проведення підготовчих робіт перед спуском фільтру у робочу область, глибини свердловини, швидкості спуску фільтрової колони.

Для забезпечення достатньої міцності конструкції та запобігання передчасному руйнуванню конструкції фільтру температуру його заморожування необхідно вибирати, виходячи з умови

$$\tau_{\text{р}}\ge\tau_{\text{м}},$$

де $\tau_{\text{р}}$ – проміжок часу, за який почнеться розморожування фільтру; $\tau_{\text{м}}$ – інтервал часу, необхідний на проведення операцій по підготовці та спуску блоків фільтру в робочу зону.

Значення $\tau_{\text{м}}$ залежить від тривалості встановлення та транспортування фільтрів у свердловину і визначається згідно технології. Оцінка величини $\tau_{\text{р}}$ проведена в роботі [11].

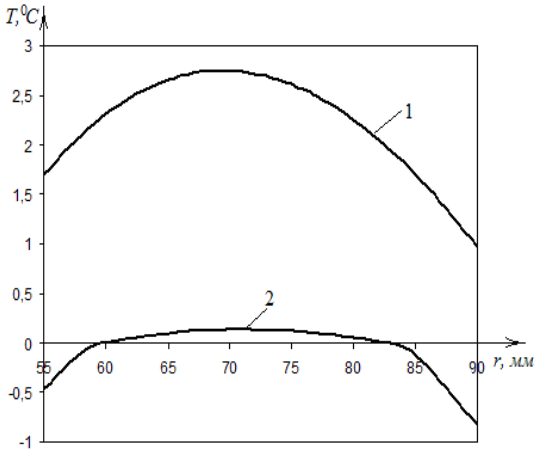


Рис. 2 – Розподіл температури по радіусу: 1 – через 1 годину; 2 – через 1,2 години

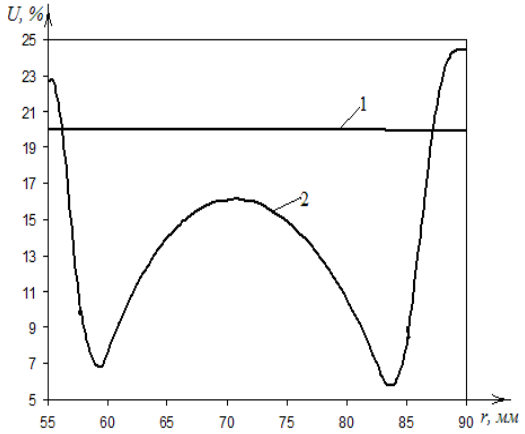


Рис. 3 – Розподіл сумарного вологовмісту по радіусу: 1 – через 1 годину; 2 – через 1,2 години

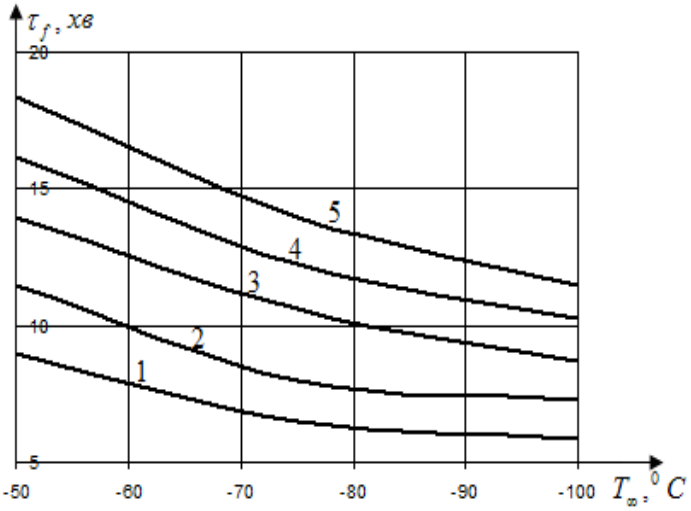


Рис. 4 – Інтервал часу, необхідний для просування фронту фазового перетворення всередину стінки фільтру: 1 – T_0 = 5 °C; 2 – T_0 = 10 °C; 3 – T_0 = 15 °C; 4 – T_0 = 20 °C; 5 – T_0 = 25 °C

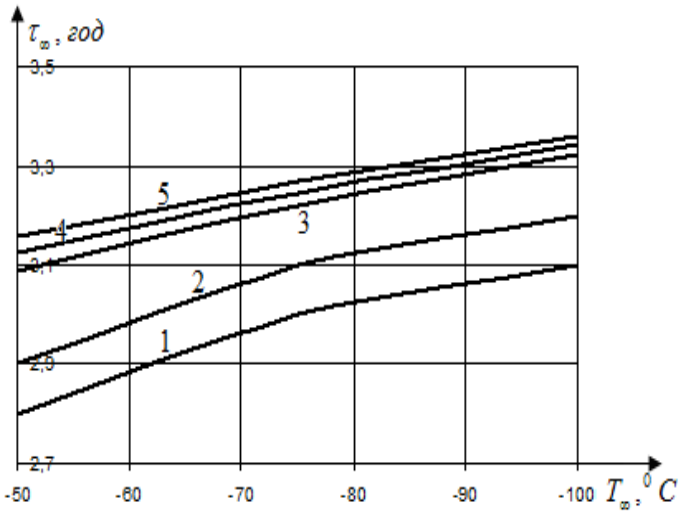


Рис. 5 – Інтервал часу, необхідний для просування фронту фазового перетворення всередину стінки фільтру: 1 – T_0 = 5 °C; 2 – T_0 = 10 °C; 3 – T_0 = 15 °C; 4 – T_0 = 20 °C; 5 – T_0 = 25 °C

Висновки

Виконано дослідження процесу криогенного заморожування елементу блочного гравійного фільтру та представлено залежність температурних та вологісних полів гравійного фільтру від температури в морозильній камері та початкових умов. Визначено тривалість витримки блоку фільтру в залежності від температури в морозильній камері.

Результати розрахунку дозволяють визначати часові характеристики заморожування низькотемпературних гравійних фільтрів, та прогнозувати їх розморожування під час обладнання гідрогеологічних свердловин.

Список літератури

1 **Башкатов, А. Д.** Прогрессивные технологии сооружения скважин [Текст] / **А. Д. Башкатов**. – М. : ООО «Недра-Бизнесцентр», 2003. – 554 с. : ил. – ISBN 5-8365-0153-X.

2 **Кожевников, А. О.** Классификация способов создания гравийных фильтров [Текст] / **А. О. Кожевников, А. К. Судаков** // Науковий вісник Національного гірничого університету. – 2010. – № 9–10. – С. 70–74. – ISSN (print) 2071-2227, ISSN (online) 2223-2362.

3 **Кожевников, А. О.** Технологія виготовлення блочного кріогенно-гравійного фільтра бурових свердловин [Текст] / **А. О. Кожевников, А. К. Судаков, О. Ф. Камишацький, О. А. Лексиков, Д. А. Судакова** // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Сер.: Гірничо-геологічна. – 2010. – Вип. 14(181). – С. 83–86. – ISSN 1996-1588, ISSN 1680-0044.

4 **Кожевников, А. А.** Гравийные фильтры с использованием эффекта двухфазного инверсного перехода агрегатного состояния вяжущего вещества [Текст] / **А. А. Кожевников, А. К. Судаков, А. А. Гриняк** // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника, технология его изготовления и применения : Сб. науч. трудов. – Киев : ИСМ им. Бакуля Национальной академии наук Украины, 2008. – Вып. 11. – С. 84–88.

5 **Пермяков, П. П.** Идентификация параметров математической модели тепловлагопереноса в мёрзлых грунтах [Текст] / **П. П. Пермяков**. – Новосибирск : Наука. Сиб. отделение, 1989. – 86 с.

6 **Приходько, А. А.** Численное моделирование процессов фазовых переходов пористых сред на основе решения задачи Стефана и метода эффективной теплоёмкости [Текст] / **А. А. Приходько, С. В. Алексеенко** // Вестник Днепропетровского государственного университета. Серия: Механика. – 2001. – Вып. 5, Т. 1. – С. 117–125.

7 **Лыков, А. В.** Теория сушки [Текст] / **А. В. Лыков**. – М. : Энергия, 1968. – 472 с.

8 **Никитенко, Н. И.** Динамика процессов тепломассопереноса, фазовых превращений и усадки при обезвоживании коллоидных капиллярно-пористых материалов [Текст] / **Н. И. Никитенко, Ю. Ф. Снежкин, Н. Н. Сороковая** // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 25, № 3. – С. 56–66.

9 **Дреус, А. Ю.** Математическое моделирование тепловых процессов в гравийных фильтрах гидрогеологических скважин [Текст] / **А. Ю. Дреус, А. А. Кожевников, Е. Е. Лысенко, А. К. Судаков** // Доповіді національної академії наук України: Серія: Науки про Землю. – 2010. – № 9. – С. 98–102. – ISSN 1025-6415.

10 **Кожевников, А. А.** Исследование теплопереноса в криогенно-гравийном фильтре при его транспортировке по стволу скважины [Текст] / **А. А. Кожевников, А. К. Судаков, А. Ю. Дреус, Е. Е. Лысенко** // Науковий вісник Національного гірничого університету. – 2013. – № 6. – С. 49–54. – ISSN (print) 2071-2227, ISSN (online) 2223-2362.

11 **Лисенко, К. Є.** Дослідження процесів тепло- та вологопереносу в криогенно-гравійному фільтрі під час його промерзання та розтеплення [Текст] / **К. Є. Лисенко** // Вісник Дніпропетровського університету. Серія: Механіка. – 2012. – Вип. 16, Т. 1. – С. 122–127. – ISSN 2312-2897.

Bibliography (transliterated)

1 **Bashkatov, A. D.** (2003), *Progressivnyie tehnologii sooruzheniya skvazhin [Advanced technologies of wells construction]*, Nedra-Biznestsentr publ., Moscow, Russian, ISBN 5-8365-0153-X.

2 **Kozhevnikov, A. O. and Sudakov, A. K.** (2010), ″Klassifikatsiya sposobov sozdaniya graviynyih filtrov [Classification of ways to create a gravel filter]″, *Scientific Bulletin of national mining university*, no. 9–10, pp. 70–74, ISSN (print) 2071-2227, ISSN (online) 2223-2362.

3 **Kozhevnikov, A. O., Sudakov, A. K., Kamishatskiy, O. F., Leksikov, O. A. and Sudakova, D. A.** (2010), ″Tehnologiya vigotovlennya blochnogo kriogenno-graviynogo fIltra burovih sverdlovin [Manufacturing technology cryogenic block-gravel filter wells]″, N*aukovi pratsi Donetskogo natsionalnogo tehnichnogo universitetu. Ser.: Girnicho-geologichna*, issue 14(181). pp. 83–86, ISSN 1996-1588, ISSN 1680-0044.

4 **Kozhevnikov, A. A. Sudakov, A. K. and Grinyak, A. A.** (2008), ″Graviynyie filtryi s ispolzovaniem effekta dvuhfaznogo inversnogo perehoda agregatnogo sostoyaniya vyazhuschego veschestva [Gravel filters using the inverse effect of the two-phase transition state of aggregation of binder]″, *Porodorazrushayuschiy i metalloobrabatyivayuschiy instrument – tehnika, tehnologiya ego izgotovleniya i primeneniya: Sbornik nauchnyih trudov*., issue 11, pp. 84–88.

5 **Permyakov, P. P.** (1989), *Identifikatsiya parametrov matematicheskoy modeli teplovlagoperenosa v merzlyih gruntah [Identification of the parameters of the mathematical model of heat moisture transfer in frozen soils]*, Nauka publ., Novosibirsk, Russia.

6 **Prihodko A. A. and Alekseenko S. V.** (2001), ″Chislennoe modelirovanie protsessov fazovyih perehodov poristyih sred na osnove resheniya zadachi Stefana i metoda effektivnoy teploemkosti [Numerical modeling of phase transitions of porous media based on the solution of the Stefan problem and the effective specific

heat]″, *Bulletin of Dnepropetrovsk University. Series: Mechanics*, vol. 1, issue 5, pp. 117–125, ISSN 2312-2897.

7 **Lykov, A. V.** (1968), *Teoriya sushki [Theory of drying]*. Energiya publ., Moscow, Russian.

8 **Nikitenko, N. I., Snezhkin, Yu. F. and Sorokovaya, N. N.** (2003), ″Dinamika protsessov teplomassoperenosa, fazovyih prevrascheniy i usadki pri obezvozhivanii kolloidnyih kapillyarno-poristyih materialov [Dynamics of heat and mass transfer, phase changes and shrinkage during dehydration of colloidal capillary-porous materials]″, *Industrial heat engineering*, vol. 25, no. 3, pp. 56–66.

9 **Dreus, A. Yu., Kozhevnikov, A. A., Lysenko, K. Ye., Sudakov, A. K.** (2010), ″Matematicheskoe modelirovanie teplovyih protsessov v graviynyih filtrah gidrogeologicheskih skvazhin [Mathematical modeling of thermal processes in the gravel filters of water wells]″, *DAN Ukraine. Ser.: Nauki pro Zemlyu*, no. 9, pp. 98–102, ISSN 1025-6415.

10 **Kozhevnikov, A. O., Sudakov, A. K., Dreus, A. Yu., Lysenko, K. Ye.** (2013), ″Issledovanie teploperenosa v kriogenno-graviynom filtre pri ego transportirovke po stvolu skvazhinyi [Study of heat transfer in cryogenic gravel filter during its transportation along a drillhole]″, *Scientific Bulletin of national mining university*, no. 6, pp. 49–54, ISSN (print) 2071-2227, ISSN (online) 2223-2362.

11 **Lysenko, K. Ye.** (2012), ″Doslidzhennya protsesiv teplo- ta vologoperenosu v kriogenno-graviynomu filtri pid chas yogo promerzannya ta rozteplennya [Investigation of heat and mass transfer in the cryogenicaly-gravel filter during its phase transformations]″, *Bulletin of Dnepropetrovsk University, series: Mechanics*, vol. 1, issue 16, pp. 122–127, ISSN 2312-2897.

Відомості про авторів (About authors)

Лисенко Катерина Євгеніївна – кандидат технічних наук, Дніпропетровський національний університет ім. Олеся Гончара, доцент кафедри аерогідромеханіки та енергомасопереносу; м. Дніпропетровськ, Україна; e-mail: kotsarenko@ua.fm.

Lysenko Katerina – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Oles Honchar Dnipropetrovsk National University, Associate Professor at the Department of Fluid Mechanics and Energy and Mass Transfer; Dnipropetrovsk, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Лисенко, К. Є. Дослідження процесів тепло- та масопереносу в криогенно-гравійному фільтрі [Текст] / **К. Є. Лисенко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 142–147. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.21.

Please cite this article as:

Lysenko, K. (2016), ″Research of heat and mass transfer processes in cryogenically-gravel filter″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 142–147, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.21.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Лысенко, Е. Е. Исследование процессов тепло- и массопереноса в криогенно-гравийном фильтре [Текст] / **Е. Е. Лысенко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 142–147. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.21.

АННОТАЦИЯ *Рассматривается процесс промерзания влажной дисперсной среды криогенно-гравийного фильтра. Предложена математическая модель и численная методика расчёта параметров фильтра. Определены эффективные режимы изготовления гравийных фильтров при криогенном способе заморозки. Проведено исследование промерзания гравийного фильтра и определена зависимость температуры фильтра, влажности, времени промерзания от условий и способа заморозки. Результаты исследования представляют интерес при определении временных характеристик замораживания криогенно-гравийных фильтров, и позволяют прогнозировать их эксплуатационные параметры при оборудовании гидрогеологических скважин.*

Ключевые слова: *гравийный фильтр, криогенная технология, дисперсная влажная среда, фазовые превращения.*

Надійшла (received) 15.03.2016

УДК 628.543 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.22**

А. В. АНТОНОВ

ОЧИСТКА ТЕПЛОСЕТЕВОЙ ВОДЫ ЭЛЕКТРОМЕМБРАННЫМ МЕТОДОМ

АННОТАЦИЯ *Разработана технология комбинированного инертного анода не содержащего в своем составе благородных металлов и надежно работающего в процессе электролиза хлоридно-сульфатных растворов. На этой основе разработана стендовая установка электромембранного умягчения воды и проведены её стендовые испытания. Резко снизилось потребление реагентов, а энергозатраты составили всего 1,3 кВт·ч/м³ обработанной воды. Полученная вода имеет карбонатный индекс 0,09 (мг-экв/дм³)² и может быть использована для подпитки теплосети.*

Ключевые слова: *металл-оксидный анод, электромембранное умягчение, карбонатный индекс, водоподготовка, питательная вода, соли жесткости.*

A. ANTONOV

TREATMENT OF THE HEATING SYSTEM WATER USING THE ELECTRO-MEMBRANE METHOD

ABSTRACT *A method was developed to make a combined inert anode of plumbum dioxide on the titanium dioxide-manganese substrate that contains no precious metals and operates reliably during the electrolysis of chloride-sulfate solutions. On this basis the test unit for the electro-membrane water softening was developed and it was subjected to the bench tests. The technology consists in that the water passes through the cathode chambers of two-chamber membrane electrolyzer, including the separation of settled hardness salts, additional water softening in the sodium cation-exchange unit and its neutralization when it passes through the anode chambers of the electrolyzer. A number of required reagents is sharply decreased, and the amount of discharged mineralized drainages is also decreased, and the energy expenditures made up only 1,3 kW·h/m³ of wastewater. The produced water has a carbonate index of 0,09 (mg-ekV/dm³)² and after the pH adjustment by ammonia it can be used to feed the heating system.*

Key words: *metal-oxide anode, electromembrane softening, carbonate index, water treatment, feed water, and hardness salts.*

Введение

Большая часть вод Украины характеризуется высоким показателем минерализации. В результате этого умягчение воды является необходимым этапом в процессе водоподготовки воды для питания тепловых сетей. Водно-химический режим тепловых сетей должен обеспечить их эксплуатацию без повреждений и снижения экономичности, вызванных коррозией сетевого оборудования, а также образованием отложений и шлама в оборудовании и трубопроводах. Для выполнения этих условий показатель $И_к$ – (карбонатный индекс) во всех точках системы должен быть в пределах значений – $И_к \le 0{,}5$ мг-екв/дм^3, для закрытой системы при температуре нагрева сетевой воды (141–150) °С [1].

Анализ состояния вопроса

Существующие в настоящее время схемы подготовки питательной воды для тепловых сетей основаны на принципе коагуляции, реагентного и химического умягчения воды поверхностных водоемов при обработке её ионообменными смолами [1]. Принципиальная схема такой обработки представлена на рис. 1.

Исходная вода из поверхностного водоисточника (реки, озера или водохранилища) подается на обработку в блок предварительной подготовки, состоящий из контактного осветлителя (КП) и механических зернистых фильтров (ФТМ), загруженных антрацитовой крошкой. Непосредственно в осветлитель из сборников с мешалкой ЗМ1 и ЗМ2 дозируется раствор коагулянта – железного купороса, и известковое молоко. Взаимодействуя со щелочностью воды и известковым молоком, купорос гидролизуется. Затем образовавшийся гидроксид двухвалентного железа кислородом воздуха, продуваемым через камеру хлопьеобразования, окисляется с образованием хлопьев гидроксида трёхвалентного железа $Fe(OH)_3$. Одновременно происходит удаление из воды части временной жесткости и щелочности с образованием осадка карбоната кальция. В некоторых случаях при значительной постоянной жёсткости воды для её уменьшения к воде добавляют ещё и кальцинированную соду.

$$FeSO_4 + Ca(OH)_2 \rightarrow Fe(OH)_2 \downarrow + CaSO_4 \downarrow;$$

$$4Fe(OH)_2 + 2H_2O + O_2 \rightarrow 4Fe(OH)_3 \downarrow;$$

$$Ca(HCO_3)_2 + Ca(OH)_2 \rightarrow 2CaCO_3 \downarrow + 2H_2O;$$

$$CaCl_2 + Na_2CO_3 \rightarrow CaCO_3 \downarrow + 2NaCl.$$

Образовавшиеся хлопья осадка адсорбируют на своей поверхности значительную часть органических веществ и сгущаются в конической части контактного осветлителя.

© А. В. Антонов, 2016

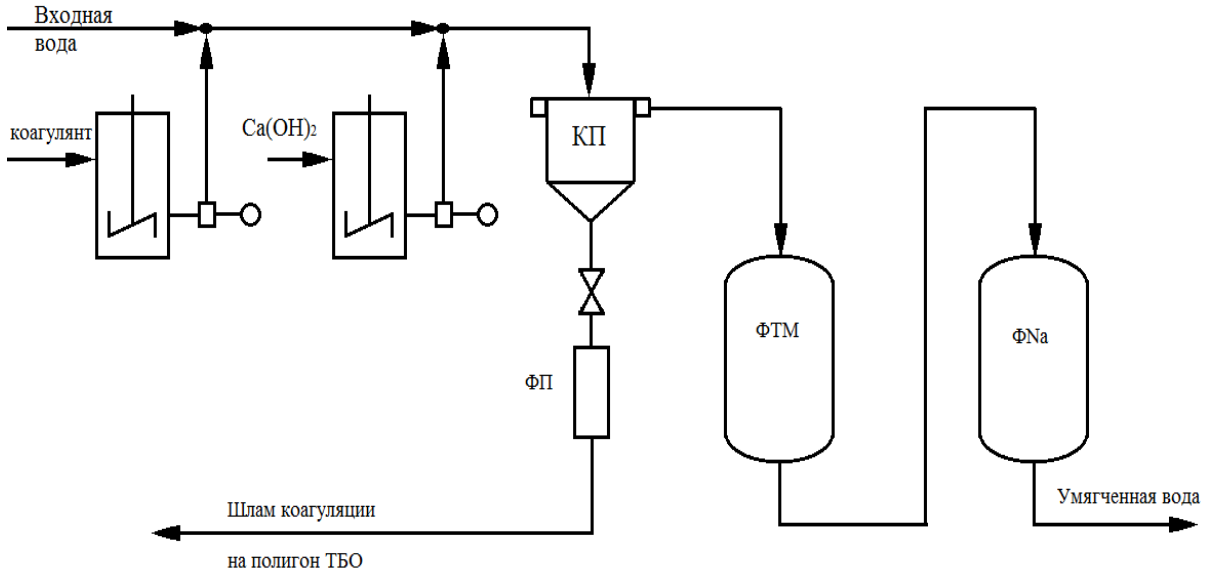


Рис. 1 – Принципиальная схема существующей подготовки сетевой воды: КП – контактный осветлитель; ФТМ – фильтр трехслойный механический; ФП– фильтр–прес; ФNa–натрий катионитовый фильтр; ТБО–твердые бытовые отходы; $Ca(OH)_2$ – гашеная известь

Образовавшийся шлам откачивают на золоотвал или фильтруют на фильтр-прессе (ФП) и вывозят на свалку в виде кека.

Осветленная вода, дополнительно фильтруется на зернистых фильтрах ФТМ для отделения остатков взвешенных частиц. К сожалению, данная предварительная реагентная обработка не в состоянии обеспечить необходимые параметры воды для подпитки тепловых сетей. После перечисленных операций вода содержит 1,8–3,2 мг-экв/дм^3 остаточной жесткости, а её карбонатный индекс составляет 0,9–1,6 (мг-экв/дм^3)^2. Такую воду приходится дополнительно доумягчать ионным обменом. Данный процесс осуществляется в натрий-катионитовых фильтрах. При этом из воды удаляются остатки солей жесткости и достигается необходимое снижение карбонатного индекса при сохранении коррозионной стабильности. При исчерпании обменной емкости смолы натрий-катионитовые фильтры регенерируются (5–8) % раствором хлорида натрия. Отработанный регенерат, содержащий 2/3 хлорида натрия и 1/3 хлоридов кальция и магния, сбрасывается в канализацию, и после разбавления общими стоками объекта – в окружающую среду.

В процессе умягчения воды катионообменная смола постепенно растрескивается и измельчается. Пыль катионита вымывается из фильтра при взрыхлении. Поэтому один раз в год производится догрузка 10 % катионита в фильтр [2, 3]. Существенными недостатками описанной схемы являются высокий расход поваренной соли и катионообменной смолы и образование значительных объемов минерализованных сточных вод.

Вариантом умягчения воды ионообменными смолами является обработка ее анионообменной смолой в OH^--форме [4]. При этом, однако, резко возрастает щелочность воды, образуются минерализованные сульфатно-хлоридные сточные воды, процесс требует значительного расхода едкого натра на регенерацию анионообменной смолы. Кроме того, происходит пассивация анионообменной смолы отложениями на ее поверхности солей жесткости.

Цель работы

Настоящая работа направлена на разработку способа электромембранного умягчения воды. Электромембранный метод умягчения воды является альтернативным по отношению к существующим. Для достижения поставленной цели нужно было решить следующие задачи:

– разработать принципиальную технологию процесса;

– разработать конструкцию и способ получения недорогого инертного анода;

– предотвратить пассивацию катионообменной мембраны электролизера в процессе переноса катионов из анолита в католит;

– смонтировать стендовую установку и провести её испытания с определением энергозатрат на проведение процесса.

Изложение основного материала

Принципиальное технологическое решение процесса электромембранного умягчения воды состоит в следующем: исходная вода из поверхностного водоисточника поступает на

предварительную подготовку, заключающуюся в дозировании в воду кальцинированной соды для полного перевода постоянной жесткости во временную. Кроме того, в воду дозируется органический флокулянт катионного и/или анионного ряда, который выполняет функцию железного коагулянта – хлопьеобразователя. Затем вода поступает в катодные камеры аппарата электромембранного умягчения. Сущность процесса электромембранного умягчения показана на рис. 2.

Катодная и анодная камеры электромембранного умягчителя разделяются катионообменной мембраной. При пропускании электрического тока через аппарат происходит образование щелочи в катодных камерах умягчителя и кислоты в анодных камерах. При этом содержащиеся в воде соли жесткости выпадают в осадок в виде карбоната кальция и гидроксида магния. Как показывают результаты исследований [5], электромембранное умягчение воды позволяет достичь примерно в 5 раз более глубокого удаления солей жесткости по сравнению с применяемым сегодня реагентным (содо-известковым) умягчением.

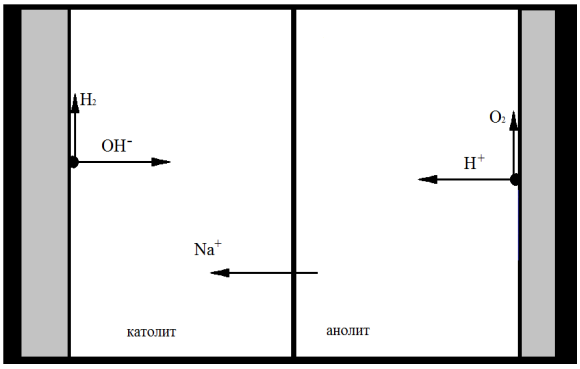


Рис. 2 – Сущность процесса электромембранного умягчения воды

После осветления католит имеет жесткость 0,2–0,3 мг-экв/дм^3, общую щелочность на уровне 3–5 мг-экв/дм^3 и *pH* равный 11–11,5. Для нейтрализации воды и снижения ее общей щелочности ее подают в анодные камеры электромембранного умягчителя. При этом из воды удаляется излишняя щелочность, снижаясь до 0,1–0,2 мг-экв/дм^3. Одновременно *pH* воды опускается до величины 6,8–7,2.

В процессе электромембранного умягчения воды через катионообменную мембрану переносятся все катионы, содержащиеся в анолите. Поскольку в католите после осветления содержится небольшое количество катионов жесткости, последние, переносясь через катионооообменную мембрану из анолита в католит будут отлагаться на поверхности мембраны, пассивируя её. Для предотвращения данного явления католит после осветления пропускали через ионообменный фильтр, загруженный катионитом КУ-2-8 в Na^+-форме.

Обсуждение результатов

Способ электрохимического (электро-мембранного) умягчения воды отличается существенным снижением использования реагентов и уменьшением количества либо полной ликвидацией сточных вод. Данный процесс можно использовать для коагуляции и обеззараживания воды. Его можно применять также для безреагентного умягчения, однако, промышленное использование тормозится отсутствием недорогих инертных анодов, не содержащих благородных металлов и их соединений. Нами был разработан способ изготовления комбинированного инертного анода с покрытием диоксидом плюмбума на титан-диоксидномарганцевой подложке, не содержащего в своем составе благородных металлов и надежно работающего в процессе электролиза хлоридно-сульфатных растворов [6]. Также была разработана экономичная конструкция биполярного электрода с металоксидной анодной стороной. При этом учитывали необходимость минимизации использования титана в связи с его дороговизной.

Технология получения электродов заключалась в следующем. Титановую сетку, полученную из листа толщиной 0,8 мм методом просечки-вытяжки, приваривали к титановым крепежным шпилькам, а затем покрывали слоем диоксида марганца путем термического нанесения. Затем крепежные элементы сетки пропускали через лист диэлектрического материала и прикрепляли к листу углеродистой стали с приваренной к нему выносной стальной сеткой. Места прохода крепежных элементов через лист диэлектрика герметизировали.

Полученную конструкцию установливали в стендовую установку для электрохимического нанесения диоксидно-свинцового покрытия на титановую сетку с диоксидно-марганцевым подслоем. При этом катодную сторону электрода защищали от осаждения диоксида свинца специальными изолирующими прокладками.

Принципиальная технологическая схема электромембранного умягчения воды приведена на рис. 3.

Исходная вода обрабатывается раствором органического флокулянта и, в необходимых случаях, для перевода всей жесткости в карбонатную, раствором кальцинированной соды. Затем вода пропускается через катодные камеры электромембранного умягчителя Э. В результате электромембранной обработки из воды выпадают хлопьевидные осадки карбоната кальция и

гидроксида магния. Затем вода осветляется в контактном осветлителе КП и трехслойном механическом фильтре ФТМ и окончательно доумягчается в натрий-катионитовом фильтре ФNa. После этого вода направляется в анодные камеры электромембранного умягчителя, где происходит удаление избыточной щелочности и снижение *pH*.

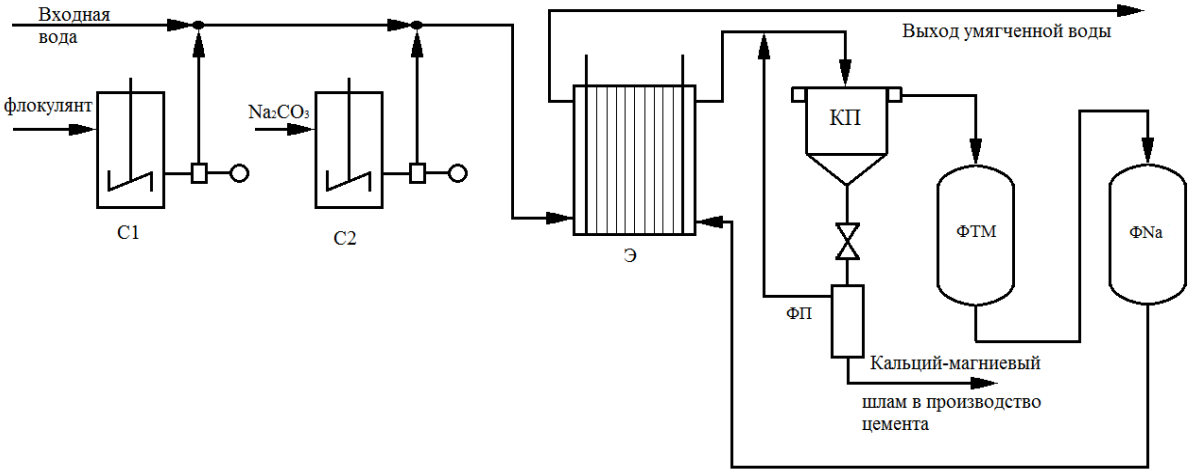


Рис. 3 – Принципиальная схема электромембранного умягчения воды:
КП – контактный осветлитель; ФТМ – фильтр трехслойный механический; ФП– фильтр–прес;
ФNa–натрий катионитовый фильтр; Э – электромембранный умягчитель;
С1, С2 – подготовительные емкости для смешивания реагентов

В соответствии с данным описанием была изготовлены и собраны стендовые установки электроосаждения металлооксидных электродов и электромембранного умягчения воды. Стендовый умягчитель представлял собой двухячеечный мембранный электролизер, анодные и катодные камеры которого были разделены катионообменными мембранами *CMI 9000* производства фирмы «*Membrane International Inc*». В качестве электродов использовались изготовленные на стендовой установке экономичные биполярные и монополярные электроды с металлооксидным покрытием титановой сетки. Площадь мембран и электродов составляла 2 дм^2. В ходе стендовых испытаний обработке подвергалась харьковская водопроводная вода, имевшая *pH* 7,2, общую жесткость 6,8 мг-экв/дм^3 и общую щелочность 7,0 мг-экв/дм^3 (карбонатный индекс 47,6 (мг-экв/дм^3)^2). В результате стендовых испытаний установлено, что обработанная вода имеет *pH* 6,8–7,2, общую щелочность и общую жесткость 0,3 мг-экв/дм^3. Таким образом, карбонатный индекс воды составляет 0,09 (мг-экв/дм^3)^2 и после добавления аммиака вода может быть использована для подпитки теплосети. Плотность тока электролиза составляла 68 А/м^2, напряжение на ячейке – 6 В, выход по току на образование NaOH – 84 %. Таким образом, общие энергозатраты на проведение процесса умягчения составили 1,3 кВт·ч/м^3 обработанной воды.

Выводы

Разработан способ получения комбинированного инертного анода с покрытием из диокида плюмбума на титан-диоксидномарганцевой подложке, не содержащего в своем составе благородных металлов и надежно работающего в процессе электролиза хлоридно-сульфатных растворов. На этой основе разработана стендовая установка электромембранного умягчения воды и проведены ее стендовые испытания. При этом резко снижается требуемое количество реагентов, а энергозатраты составили всего 1,3 кВт·ч/м^3 обработанной воды. Полученная вода имеет карбонатный индекс 0,09 (мг-экв/дм^3)^2 и после корректировки *pH* аммиаком может быть использована для подпитки теплосети.

Список литературы

1 Правила технічної експлуатації теплових установок і мереж [Текст] : затв. наказом МІНПАЛИВЕНЕРГО України 2007 р., № 71 ; зареєстровано в Міністерстві юстиції України 05.03.2007 р., №179/1340064. – Режим доступу: http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/z0197-07. – Назва х екрану. – 11.12.2015.

2 **Любавина, Е. А.** Разработка ресурсосберегающего процесса регенерации ионообменных фильтров [Текст]/ **Е. А. Любавина, В. Г. Михайленко, В. А. Мольська**я // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: № 10 (Технологии в машиностроении). – 2002. – Вып. 9, Т. 1. – С. 44–49.

3 **Любавіна, О. О.** Використання слабокислотного катіоніту для кондиціювання води [Текст] / **О. О. Любавіна, В. Г. Михайленко, В. С. Паркін** // Труды Одесского политехнического университета:

Научный и производственно-практический сборник по техническим и естественным наукам. – Одесса, 2007. – Вып. 3(27). – С. 239–241.
4 **Кучерик, Г. В.** Исследование процессов умягчения при деминерализации шахтных вод на анионите АВ-17-8 [Текст] / **Г. В. Кучерик, Ю. А. Омельчук, Н. Д. Гомеля** // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 2/11(62). – С. 35–37. – ISSN 1729-3774.
5 **Антонов, А. В.** Перспективы эксплуатации мембранного оборудования в водоочистных системах [Текст] / **А. В. Антонов, В. А. Юрченко, В. Г. Михайленко** // Науковий вісник будівництва. – 2015. – № 3(81). – С. 121–124.
6 **Юрченко, В. А.** Бесточная переработка отработанных вод гидрофрекинга [Текст] / **В. А. Юрченко, В. Г. Михайленко, А. В. Антонов, О. И. Князева** // Проблеми водопостачання, водовідведення та гідравліки : Науково-технічний збірник. – Київ : Київський Національній Університет Будівництва і Архітектури, 2015. – Вип. 25. – С. 314–320.

Bibliography (transliterated)

1 (2007), ″ Pravyla tehnichnoi' ekspluatacii' teplovyh ustanovok i merezh [Rules of technical operation of thermal installations and networks]″, Registered with the Ministry of Justice of Ukraine 05 March 2007, No. 179/1340064, Kiev, Ukraine, available at: http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/z0197-07 (Accessed 11 Decmber 2015).
2 **Lubavina, E. A., Mykhaylenko, V. G. and Mol's'ka, V. A.** (2002), ″Razrabotka resursosberegajushhego processa regeneracii ionoobmennyh fil'trov [Development of resource-saving process of regeneration of ion exchange filters]″, *Bulletin of NTU "KhPI"*, issue 9, vol. 1, pp. 44–49.
3 **Lubavina, E. A., Mikhaylenko, V. G. and Parykin, V. S.** (2007), ″Vykorystannja slabokyslotnogo kationitu dlja kondycijuvannja vody [Using a weakly acidic cation exchanger for water conditioning]″, [Proceedings of the Odessa Polytechnic University : Science and production and practical compilation of technical and natural sciences], issue 3(27), pp. 239–241.
4 **Kucherik, G. V., Omel'chuk, U. A. and Gomelja, N. D.** (2013), ″Yssledovanye processov umjagchenyja pry demyneralyzacyy shahtnыh vod na anyonyte [Study of softening of demineralization of mine water on the anion exchanger AB-17-8]″, Eastern European advanced technology magazine, no. 2/11(62), pp. 35–37, ISSN 1729-3774.
5 **Antonov, A. V., Iurchenko, V. A. and Mikhaylenko V. G.** (2015), ″Perspektyvы эkspluatacyy membrannogo oborudovanyja v vodoochystnыh systemah [Prospects for operation of the membrane equipment in water treatment systems]″, [Scientific Bulletin building], no 3(81), pp. 121–124.
6 **Iurchenko, V. A., Mikhaylenko, V. G., Antonov, A. V. and Kniazeva, O. I.** (2015), ″Besstochnaja pererabotka otrabotan-nыh vod gydrofrekynga [Waste-free processing waste water of freking]″, [The problems of water supply, drainage and hydraulics : Scientific and technical collection], issue 25, pp. 314–320.

Сведения об авторах (About authors)

Антонов Алексей Валентинович – ведущий инженер Отдела нетрадиционных энерготехнологий № 49, Институт Проблем Машиностроения им А. Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, г. Харьков, Украина; тел. +38 (097) 914-30-89, e-mail: drednouta1@ukr.net.

Antonov Aleksey – Leading engineer, Department of unconventional energy technologies № 49, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, UKRAINE.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Антонов, А. В. Очистка теплосетевой воды электрохимическим методом [Текст] / **Антонов А. В.** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 148–152. – Бібліогр. : 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.22.

Please cite this article as:

Antonov A. (2016), ″Treatment of the Heating System Water Using the Electro-Membrane Method″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 148–152, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.22.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Антонов О. В. Очистка тепломережевої води електромембранним методом [Текст] / **О.В. Антонов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 148–152. – Бібліогр. : 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.22.

АНОТАЦІЯ *Розроблено технологію комбінованого інертного аноду, що не містить у своєму складі благородних металів і надійно працює в процесі електролізу хлоридно-сульфатних растворів. На цій основі розроблено стендовий пристрій електромембранного пом'якшення та проведено його стендові випробовування. Що різко знизило потребу реагентів, а енергозатрати склали усього 1,3 кВт·ч/м^3 обробленої води. Отримана вода має карбонатний індекс 0,09 (мг-экв/дм^3)^2 і може бути використана для підживлення тепломережі.*

Ключові слова: *метал-оксидний анод, електромембранне пом'якшення, карбонатний індекс, водопідготовка, живильна вода, солі жорсткості.*

Поступила (received) 22.01.2016

УДК 662.951.2-213.32:66.048.54 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.23**

В. Е. НИКОЛЬСКИЙ, А. В. ЛОБОДЕНКО, И. Л. РЕШЕТНЯК

ИССЛЕДОВАНИЯ ХИМИКО-ФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВОДЫ, ОБРАБОТАННОЙ КОНТАКТНЫМ СПОСОБОМ НАГРЕВА

АННОТАЦИЯ *Выполнены исследования влияния на качество воды контактного тепломассообмена с продуктами сгорания при барботаже в условиях работы аппарата погружного горения (АПГ). Топливо – природный газ. Основные показатели качества воды сопоставленные с допустимыми значениями в соответствии стандартам и нормам. Полученные данные подтвердили возможность, целесообразность и безопасность использования контактного обогрева воды. При работе АПГ обеспечивается высокая равномерность температурного поля по поверхности и объёму ванны, заполненной жидкостью.*

Ключевые слова: *аппарат погружного горения, контактный тепломассообмен, химико-физические свойства, концентрация.*

V. Ye. NIKOLSKY, A. V. LOBODENKO, I. L. RESHETNYAK

THE STUDY PHYSICAL-CHEMICAL PROPERTIES OF WATER TREATED BY CONTACT HEATING METHOD

ABSTRACT *The influence of contact heat and mass- transfer processes of combustion products at bubbling at immersed combustion apparatuses action was studied. The gaseous fuel was used. The main points of water quality were compared at different temperatures with standard points, such as colour, turbidity, hardness, oxidability, alcalinity. The mentioned standards were not changed. Concentration of nitrates and nitrites were lower then the limit concentration by 10 and 3 times respectively, sulfates – by 2 times and chlorides – by 12 times. The influence of contact time of combustion products with liquid phase upon the 9 main water quality standards was also studied. The obtained data show the possibility and safety of contact water heating. The steady temperature field through the surface and through the volume of the bath with liquid was observed. And there was no additional metal tube corrosion in the heating systems.*

Key words: *Immersed combustion apparatuses, contact heat and mass-transfer, chemical-physical properties, concentration.*

Введение

Особенности конструкции аппаратов погружного горения (АПГ) делают возможным их применение в жидких средах, растворах солей агрессивных, накипеобразующих, вызывающих коррозию металлов. Этим и объясняется широкое применение контактных аппаратов в различных отраслях народного хозяйства: металлургии, машиностроении, химической, нефтяной, пищевой промышленностях. АПГ целесообразно использовать также в теплоснабжении, в частности, для решения проблем отопления плавательных бассейнов. По этой причине вполне понятен интерес к качеству (физико-химическим свойствам) воды, нагретой контактным способом.

Цель

Исследование качественных показателей воды, прошедшей обработку в АПГ и соответствие этих показателей стандартам и нормам принятым в Украине.

Комплексное исследование качественных показателей воды, прошедших обработку в АПГ и анализ результатов

В работе [1] приводятся результаты исследований качества воды, нагретой в опытных и промышленных контактных экономайзерах. Заключения автора сводятся к тому, что химический состав, цвет, прозрачность, количество взвешенных веществ, окисляемость, сухой остаток, щелочность и жесткость воды практически не изменяются, а качество её с точки зрения санитарно-гигиенических требований не ухудшается. При контактном нагреве воды газами содержание кислорода в ней уменьшается, а свободного углекислого газа возрастает, что приводит к снижению *pH*.

В работе [2] приведены данные состава воды после обработки ее уходящими газами, подтверждающие результаты работы [1]. Опираясь на известные приведенные результаты, необходимо было проверить химико-физические показатели воды после нагрева её в АПГ, так как этот способ обогрева жидкости качественно отличается от способа обогрева в контактных экономайзерах.

С этой целью в ванне-бассейне с установленными в ней опытным газовым нагревателем наружного типа исследовалось качество воды, нагретой контактным способом продуктами сгорания природного газа [3].

Качество воды определялось по 19 показателям на 28 пробах при различных температурах нагрева и избытках подаваемого на горение воздуха. Из числа веществ, подлежащих определению, для анализа отбирались те из них, уровень которых может быть изменен под действием продуктов

© В. Е. Никольский, А. В. Лободенко, И. Л. Решетняк, 2016

сгорания органического топлива, образованных четырьмя (C, H, O, N – для бессернистых топлив) и пятью (C, H, O, N, S – для серосодержащих) элементами.

Проведено пять циклов испытаний, состоявших из одно- и многократных нагревов воды в бассейне как свежей, так и ранее нагревавшейся и охлаждавшейся. Таким образом, каждый цикл мог состоять из одного или нескольких этапов нагрева воды, причем последние могли быть отделены друг от друга во времени остановками различной продолжительности.

Пробы отбирались при различном объеме V продуктов сгорания, прошедших через ванну. Следует иметь ввиду, что при этапных циклах обработки воды в расчет принималось суммарное количество продуктов сгорания, прошедших за все n этапов обработки

$$V_n = \sum \left(B_{r,n} \left(1 + \alpha_n L_{st} \right) \theta_n \right), \qquad (1)$$

где $B_{r,n}$ – расход газа в единицу времени; α_n – коэффициент избытка воздуха; θ_n – продолжительность работы АПГ при n-ом этапе обработки воды; L_{st} – соответственно стехиометрическое количество воздуха, необходимое для горения данного вида топлива.

Основной объем исследований проведён при расходе природного газа на горелку $B_{r,n}$ = 40–45 м^3/ч и $\alpha \approx 1{,}2$. Отдельные опыты выполнены при увеличении $B_{r,n}$ до 65 м^3/ч и α до 2,0.

Из анализа проведённых исследований следует, что качественные характеристики воды: $pH = 7$, жёсткость ≈ 4 мг/моль, содержание нитратов = 4–5,5 мг/дм^3, нитритов = 0,2–0,8 мг/л, кремневой кислоты = 3,8–4 мг/дм^3, практически не зависят от объёма продуктов сгорания $f(V)$ и находятся ниже нормативных характеристик (НХ). Кроме того, значение этих показателей не зависят не только от расхода природного газа, продолжительности обработки, количества циклов обработки и периодов охлаждения воды между ними, но и от температуры воды $T_в$ (273, 351 К) и состава газовоздушной смеси, определяемого коэффициентом избытка окислителя.

Содержание сухого остатка в целом имеет тенденцию к возрастанию до уровня 400 мг/дм^3 и последующей стабилизации; содержание сульфатов в начале нагрева воды неизменно на уровне 200 мг/л, а затем возрастает до 400 мг/л (при норме 500 мг/л).

Поскольку обработка функциональных зависимостей учитывает влияние различных параметров, для анализа поведения сульфатов выполнена попытка оценить влияние одного из параметров – температуры воды $T_в$. Полагаем, что этот фактор является определяющим. Максимально достигнутая в любом из циклов нагрева температура $T_в$ является представительной для оценки содержания сульфатов. До $T_в \approx 323$ К содержание сульфатов неизменно (примерно 0,2 г/л), а затем с $T_в = 328$ К резко возрастает и остается на уровне ~ 0,45 г/л. Последнее связано с ростом растворимости сульфатов ($CaSO_4$ и $MgSO_4$), содержащихся в воде и обусловливающих постоянную жёсткость воды [3], то есть увеличением содержания ионов SO_4^{-2} при определённой температуре. При температурах нагрева воды, характерных для плавательных бассейнов (298–301 К), температурный фактор не влияет на содержание сульфатов в ней.

Наблюдается кажущееся несоответствие между постоянством значения и практической независимостью жесткости воды от определяющих факторов, с одной стороны, и изменением концентрации сульфатов, с другой, при увеличении V_n и $T_в$. Для того, чтобы соотнести эти обстоятельства, следует учесть, что жесткость есть суммарная категория, включающая временную составляющую – временная жёсткость (ВЖ), определяемую как наличие гидрокарбонатов Ca и Mg, и постоянную, обусловленную наличием сульфатов и хлоридов тех же металлов. Поскольку содержание сульфатов $[SO_4^{-2}]$ обычно на порядок меньше, чем карбонатов $[CO_3^{-2}]$, $[HCO_3^{-1}]$ [4], то и увеличение содержание сульфатов в процессе обработки воды продуктами сгорания мало изменяет жесткость воды. При этом временная жесткость (ВЖ) есть сумма миллиэквивалентов Ca и Mg, содержащихся в 1 л воды, и определяется по формуле

$$\text{ВЖ} = \frac{\text{Ca}^{2+}}{20{,}04} + \frac{\text{Mg}^{2+}}{12{,}16}, \qquad (2)$$

где $[Ca^{2+}]$ и $[Mg^{2+}]$ – содержание Ca и Mg в 1 л воды, мг.

Агрессивность или стабильность воды, нагретой контактным способом, зависит в основном от соотношения между собой углекислотных соединений

$$CO_2 + H_2O \leftrightarrow H_2CO_3 \leftrightarrow HCO_{3^-} + H^+ \leftrightarrow 2H^+ + CO_3^2,$$

где CO_2 – свободная углекислота в виде молекулы газа в воде; H_2CO_3 – свободная углекислота в виде недиссоциированных молекул кислоты; HCO_{3^-} – бикарбонатные ионы, или «полусвязанная» углекислота; CO_3^{2} – карбонатные ионы, или «связанная» углекислота.

Соотношение указанных форм углекислоты определяется концентрацией ионов водорода *pH* и температурой воды. Степень диссоциации углекислоты в воде зависит, кроме того, от температуры и может изменяться при этом в несколько раз. Что касается свободной углекислоты, то здесь наблюдаются любопытные изменения по мере нагрева воды: при небольших ее подогревах отмечается возрастание $[CO_2]$, при значительном росте температуры воды $[CO_2]$ может как возрастать, так и уменьшаться. Это определяется соотношением между продолжительностью контакта газовой и жидкой сред и изменением температуры жидкости. Причина этого явления состоит в противоположном воздействии двух параллельно изменяющихся факторов: прошедшего через слой воды объёма V_n продуктов сгорания и соответствующей этому расходу температуры нагрева воды.

С увеличением времени контакта и прошедшего через слой воды количества продуктов сгорания при фиксированной температуре воды $[CO_2]$ растёт и стремится к своему пределу, соответствующему насыщению воды при данной температуре. С другой стороны, рост температуры воды вызывает понижение растворимости газов вообще и $[CO_2]$ в частности [1].

Дополнительным фактором, влияющим на уровень $[CO_2]$, является процесс диффузии, происходящий из-за разности концентрации CO_2 в воде и окружающем воздухе. С увеличением содержания CO_2 процесс диффузии замедляется.

Определенное влияние на уровень $[CO_2]$ оказывает коэффициент избытка воздуха α сжигаемой горючей смеси, ибо содержание CO_2 в продуктах сгорания существенно понижается с ростом α (в области $\alpha > 1{,}0$), при увеличении α от 1,0 до 2,0 в равновесных сухих продуктах сгорания природного газа с воздухом $[CO_2]$ понижается с 11,9 до 5,55 %.

Как следует рис. 1*а*, при обработке всего массива опытных данных в координатах $[CO_2]$ – V_n влияние оказывают входящие в V_n отдельные факторы.

Вместе с тем, представленные на рис. 1 кривые, относящиеся к *1*, *2* и *3* этапам нагрева одной и той же воды в различные дни, показывают качественно однотипную экстремальную зависимость $[CO_2]$ от V_n, причём с каждым последующим этапом максимально накапливаемые значения $[CO_2]$ становятся все меньше, а сами зависимости – положе.

Сравнивая те же данные, перестроенные в координатах $[CO_2] = f(T_в)$ (рис. 2*б*), можно сделать вывод о том, что при достаточно большом времени контакта V_n перестаёт определять $[CO_2]$, которое становится только функцией $T_в$: участки кривых, относящиеся к *1*, *2* и *3* этапам нагрева, сливаются, что свидетельствует о состоянии, близком к равновесию. С другой стороны, начальные содержания $[CO_2]$ в первый момент каждого этапа нагрева не сильно отличается от $[CO_2]$ в конце предыдущего этапа.

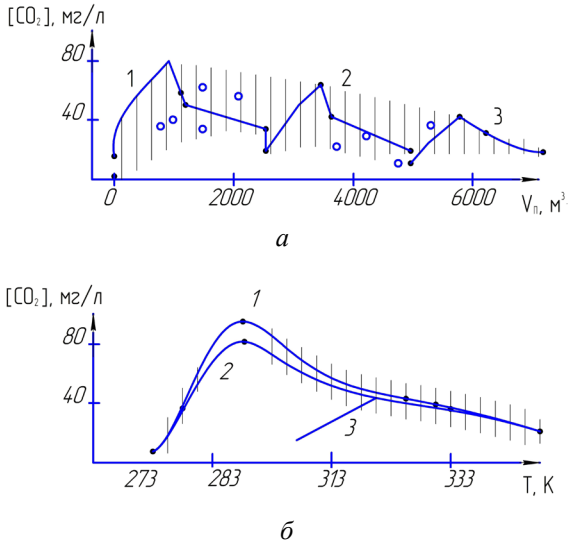


Рис. 1 – Изменение концентрации $[CO_2]$ в процессе нагрева воды в водяной ванне: а – зависимость концентрации CO_2 от объема V_n продуктов сгорания, пропущенных через водяную ванну; б - от температуры воды T в водяной ванне: 1, 2, 3 - этапы нагрева воды; ● – экспериментальные точки, относящиеся к трём последовательным этапам нагрева воды; ○ – к однократным нагревам; область разброса значений заштрихована вертикальными линиями

Анализ полученных данных следует проводить с учетом влияния каждого из факторов, определяющих поведение гетерофазной системы [4]. Для упрощения будем полагать, что вследствие малой концентрации карбонатных ионов электролитические свойства раствора выражены слабо и потому будем рассматривать растворение некоторого *i*-го газа, содержащегося в смеси газов, как химически инертного по отношению к воде. В этом случае придельное (равновесное) его содержание, соответствующее максимальному насыще-

нию раствора этим газом, будет определяться выражением

$$c_{i,\text{р}} = f\left(T_\text{в}, P, c_i^*, \beta_{i,\text{р}}\right), \quad (3)$$

где $c_{i,\text{р}}$ – равновесная концентрация *i*-го газа в растворе; P – давление смеси газов, поступающих в раствор; $\beta_{i,\text{р}}$ – растворимость *i*-го газа – объем газа, приведённый к нормальным условиям, поглощённый единицей объёма воды при парциальном давлении газа 101,33 кПа; c_i^* – концентрация *i*-го газа в смеси.

Если равновесие в насыщенной воды газом ещё не наступило, концентрация c_i^* *i*-го газа определяется динамикой (временем протекания τ) процесса и потоком b_i *i*-го газа поступающего в раствор

$$b_i = \varphi\left(T_\text{в}, P, c_i^*, \beta_{i,\text{р}}, \tau\right), \quad (4)$$

Когда $\tau \geq \tau_{\text{р,min}}$, $c_i \to c_{i,\text{р}}$, $\partial c_i / \partial \tau \to 0$. Здесь $\tau_{\text{р,min}}$ – некоторый промежуток времени, по прошествии которого процесс насыщения становится стационарным.

При небольшом давлении для газовой смеси фиксированного состава можно пользоваться уравнением Генри

$$N_i = K\left(T_\text{в}\right) p_i, \quad (5)$$

где $K\left(T_\text{в}\right)$ – постоянная, зависящая от температуры (константа Генри); p_i – давление газа над раствором (зеркалом ванны); N_i – мольная доля растворенного *i*-го газа в воде.

Для рассматриваемого процесса работы АПГ и поглощения CO_2 водой при барботаже уравнения (3) и (4) для стационарного и нестационарного состояний можно будет соответственно трансформировать к виду:

$$[CO_2]_\text{р} = f\left(T_\text{в}, \alpha\right) = [CO_2]^\text{п} f_1\left(T_\text{в}\right), \quad (6)$$

$$[CO_2] = \varphi_1\left(T_\text{в}, \beta_\text{г}, \alpha, \tau\right) = \varphi_2\left(T_\text{в}, V_n, \alpha, \tau\right), \quad (7)$$

где $[CO_2]_\text{р}$ – равновесная концентрация CO_2 в воде, мг/л; $[CO_2]^\text{п}$ – концентрация CO_2 в продуктах сгорания, %.

С учётом уравнений (5)–(7) проведем анализ полученных данных по растворению CO_2 в воде. В нестационарных условиях вначале основное влияние оказывает рост $V_n \approx B_r \tau$, приводящий к увеличению $[CO_2]$, а начиная с некоторого $[CO_2]_{\max}$ начинает превалировать влияние $T_\text{в}$, повышение которой по мере нагрева воды приводит к понижению растворимости. Со временем процесс приближается к равновесному и следует уравнению (6), причём CO_2 уменьшается с ростом $T_\text{в}$.

Выводы

На основе проведенных исследований установлено, что при работе АПГ обеспечивается высокая равномерность температурного поля по поверхности жидкой ванны, отклонения среднего значения не превышают +0,5 К. Состав воды при нагреве ее в АПГ изменяется мало. Цветность, прозрачность, жесткость воды практически не поменялись. Содержание нитратов и нитритов ниже предельных концентраций, оговариваемых нормативами, соответственно в 10 и 3 раза, сульфатов – в 2 раза, хлоридов – в 12 раз. Таким образом, можно сделать вывод о соответствии качества воды, нагретой АПГ, санитарно-гигиеническим нормам для плавательных бассейнов и систем горячего хозяйственно-бытового водоснабжения.

Список литературы

1 **Соснин, Ю. П.** Контактные водонагреватели [Текст] / **Ю. П. Соснин.** – М. : Стройиздат, 1974. – 359 с.

2 Пути совершенствования и внедрения аппаратов погружного горения (тематическая подборка) [Текст] // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1988. – № 10. – С. 4–5.

3 **Никольский, В. Е.** Исследование качественных характеристик воды, прошедшей многократную обработку в аппаратах погружного горения [Текст] / **В. Е. Никольский, В. А. Гайдук, Н. И. Павлов** // Вопросы химии и химической технологии. – 2007. – № 2 – С. 208–211.

4 **Сорока, Б. С.** Анализ качества воды при обработке её в аппаратах погружного горения [Текст] / **Б. С. Сорока, А. С. Лукьянчиков, Г. П. Стаханова, Я. Я. Деревянко** // Химическая технология. – 1991. – № 5 – С. 69–74.

Bibliography (transliterated)

1 **Sosnin, Yu. P.** (1974), *Kontaktnye vodonagrevateli* [Contact water heater], Stroiizdat, Moscow, Russia.

2 (1988), ″Puti sovershenstvovanija i vnedrenija apparatov pogruzhnogo gorenija (tematicheskaja podborka) [The advance and the use of immersed combustion apparatuses]″, *Himicheskoe i neftjanoe mashinostroenie*, no. 10, pp. 4–5.

3 **Nikolsky, V. Ye., Gaiduk, V. A. and Pavlov, N. I.** (2007), ″Issledovanie kachestvennyh harakteristik vody, proshedshej mnogokratnuju obrabotku v aparatah pogruzhnogo gorenija [The study of quality characteristics of water after multi-processing in the immersted combustion apparatuses], *Voprosy himii i himicheskoj*

tehnologii [The questions of chemistry and chemical technology], no. 2, pp. 208–211.

4 **Soroka, B. S., Lukianchikov, A. S., Stakhanova, G. P. and Derevianko, Ya. Ya.** (1991), ″Analiz kachestva vody pri obrabotke ee v aparatah pogruzhnogo gorenija [Analysis of water quality at its processing in immersed combustion apparatuses]″, *Himicheskaja tehnologija* [Chemical technology], no. 5, pp. 69–74.

Сведения об авторах (About authors)

Никольский Валерий Евгениевич – кандидат технических наук, доцент кафедры энергетики, Государственное высшее учебное заведение «Украинский химико-технологический университет», тел. м. +38 (096) 740-36-41, e-mail: vnikols1@mail.ru.

Nikolsky Valery Yevgenievich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Department of Energetic, State Higher Education Establishment ″Ukrainian State Chemical-Technology University″, Dnepropetrovsk, Ukraine.

Лободенко Антонина Викторовна – кандидат технических наук, ассистент кафедры машиностроения и инженерной механики, Государственное высшее учебное заведение «Украинский химико-технологический университет», тел. м. +38 (096) 987-57-75, e-mail: antonina.lobodenko@yandex.ru.

Lobodenko Antonina Victorovna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Assistant of Machine-building and Mechanical Engineering Department, State Higher Education Establishment ″Ukrainian State Chemical-Technology University″, Dnepropetrovsk, Ukraine.

Решетняк Ирина Леонидовна – кандидат технических наук, доцент кафедры энергетики, Государственное высшее учебное заведение «Украинский химико-технологический университет», тел. м. +38 (097) 393-68-43, e-mail: iresh1@mail.ru.

Reshetnyak Iryna Leonidovna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Department of Energetic, State Higher Education Establishment ″Ukrainian State Chemical-Technology University″, Dnepropetrovsk, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Никольский, В. Е. Исследования химико-физических свойств воды, обработанной контактным способом нагрева [Текст] / **В. Е. Никольский, А. В. Лободенко, И. Л. Решетняк** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 153–157. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.23.

Please cite this article as:

Nikolsky, V. Ye., Lobodenko, A. V. and Reshetnyak, I. L. (2016), ″The Study Physical-Chemical Properties of Water Treated by Contact Heating Method″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 153–157, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.23.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Нікольський, В. Є. Дослідження хіміко-фізичних властивостей води, обробленої контактним способом нагріву [Текст] / **В. Є. Нікольський, А. В. Лободенко, І. Л. Решетняк** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 153–157. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.23.

АНОТАЦІЯ *Виконано дослідження впливу на якість води контактного тепломасообміну з продуктами згорання при барботажі в умовах роботи апарату зануреного згорання (АЗЗ). Паливо-природний газ. Основні показники якості води порівнянні з допустимими значеннями відповідно стандартам і нормам. Отримані дані підтвердили можливість, доцільність і безпеку використання контактного обігріву води. При роботі АЗЗ забезпечується висока рівномірність температурного поля по поверхні і об'єму ванни, заповненої рідиною.*

Ключові слова: *апарат зануреного згорання, контактний тепломасообмін, хіміко-фізичні властивості, концентрація.*

Поступила (received) 27.01.2016

УДК 621.225 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.24**

Н. В. СЕМЁНОВА, А. В. РАТУШНЫЙ, С. П. КУЛИНИЧ

ЭНЕРГОЭНТРОПИЙНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАЗВИТИЯ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ»

АННОТАЦИЯ *В статье рассмотрены основные закономерности развития технической системы «гидрораспределитель» на основе принципов энергоэнтропики. Проанализированы тенденции развития гидравлических распределителей с электрическим управлением. Показаны изменения в конструкциях распределителей, обусловленные необходимостью обеспечения лучших эксплуатационных характеристик и обоснованы направления дальнейшего их усовершенствования. Установлено, что улучшение технических характеристик, расширение возможностей связано с соответствием их конструкции второму и третьему принципам энергоэнтропики.*
Ключевые слова: *техническая система, развитие, гидрораспределитель, золотник, электромагнит.*

N. SEMENOVA, A. RATUSHNIY, S. KULINICH

ENERGY ENTROPY PRINCIPLES OF THE DEVELOPMENT OF THE TECHNICAL SYSTEM "HYDRAULIC DISTRIBUTION VALVE"

ABSTRACT *The article deals with the basic laws of development of the technical system "hydraulic distribution valve" based on the principles of energy entropy. It analyzes the design of various types of hydraulic valves. The focus of the article is the design, characteristics of hydraulic valves with electric control. The article deals with electrohydraulic valves of direct and indirect control. It analyzes the development trends of hydraulic valves with electric control. It describes the changes in the construction of distributors, which are determined by the need to ensure the best operating performance, and the directions for their further improvement. It is found that the improvement of technical characteristics and expanding the possibilities due to their design correspond to the second and third principles of energy entropy.*
Key words: *technical system, development, hydraulic distribution valve, valve spindle, electromagnet.*

Введение

Под технической системой (ТС) понимают совокупность упорядоченно взаимодействующих элементов, предназначенных для выполнения определённых полезных функций. Для каждой ТС присущи четыре одинаковых признака:

1) система состоит из частей или элементов, то есть имеет структуру;

2) каждая ТС создаётся для определённой цели;

3) элементы системы связаны между собой определённым образом и организованны в пространстве и во времени;

4) каждый элемент ТС имеет собственные свойства, а их сумма даёт новое свойство, отвечающее её цели [1].

В каждой технической системе в общем случае присутствуют пять основных элементов (рис. 1): источник энергии (ИЭ), двигатель (Д), передаточное устройство (ПУ), рабочий орган (РО), устройство управления (УУ).

Особенностью любой технической системы является её непрерывное развитие, при котором совершенствуется каждый элемент системы таким образом, чтобы её назначение (цель) выполнялось наиболее полно, с наибольшим КПД и наименьшими затратами на обслуживание.

Цель работы

Цель работы – анализ развития электрогидравлических распределителей и определение пути их совершенствования с позиций энергоэнтропики.

Изложение основного материала

Рассмотрим теперь техническую систему «гидрораспределитель». Под гидрораспределителем (ГР) понимаем гидроаппарат, который предназначен для управления пуском, остановкой, а также изменением направления потока рабочей жидкости в двух или нескольких гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия на своём запорно-регулирующем элементе (ЗРЭ) [2, 3].

Гидрораспределители классифицируются по нескольким критериям [2, 4].

1 Конструкция ЗРЭ: золотниковые (с плоским и цилиндрическим золотником), крановые, клапанные.

2 Число внешних гидролиний: двухлинейные, трёхлинейные, четырёхлинейные, многолинейные.

3 Число фиксированных или характерных позиций ЗРЭ: двухпозиционные, трёхпозиционные, пропорциональные, другие.

4 Вид управления: ручное, механическое, электрическое, гидравлическое, пневматическое, комбинированное.

© Н. В. Семёнова, А. В. Ратушный, С. П. Кулинич, 2016

5 Число ЗРЭ: одноступенчатые, двухступенчатые, другие.

На рис. 2 представлена схема золотникового гидрораспределителя. Из рисунка выделим основные элементы данного распределителя как технической системы.

В данном случае распределитель с ручным управлением, поэтому источник энергии – энергия мускулов человека. В качестве двигателя выступает толкатель, присоединённый напрямую к рабочему органу – золотнику. Таким образом, передаточное устройство в данном случае фактически отсутствует. Системой управления можно считать пружину.

Гидрораспределитель в целом, как и любая техника, является открытой системой, взаимодействующей с окружающей средой. Сопоставив рис. 1 и 2, имеем возможность представить развёрнутую схему передачи энергии в гидрораспределителе (рис. 3).

Как правило, вид энергий E_4 и E_5 одинаков.

Проанализируем с позиций энергоэнтропики развитие технической системы «гидрораспределитель». При этом следует отметить, что принципы или законы энергоэнтропики хорошо согласуются с законами развития ТС [5, 6]. Рассмотрим некоторые из них.

1-й принцип. Энтропия открытых систем в процессе их прогрессивного развития всегда уменьшается за счет потребления энергии от внешних источников. В данном случае фактически имеются в виду меры по поддержанию системы (распределителя) в работоспособном состоянии, а внешний источник энергии является для данной системы и источником негэнтропии.

Исходя из этого, суть первого принципа заключается в том, что любая упорядочивающая деятельность осуществляется за счет расхода энергии и роста энтропии внешних систем и без такого вообще происходить не может. Схему, изображённую на рис. 3 можно дополнить еще одним компонентом – $E_{уп}$ – потоком энергии упорядочивающего воздействия (рис. 4).

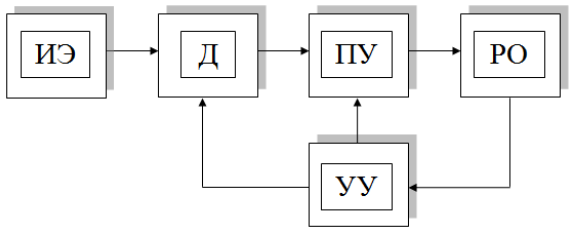


Рис. 1 – Составные части технической системы: ИЭ – источник энергии; Д – двигатель; ПУ – передаточное устройство; РО – рабочий орган; УУ – устройство управления

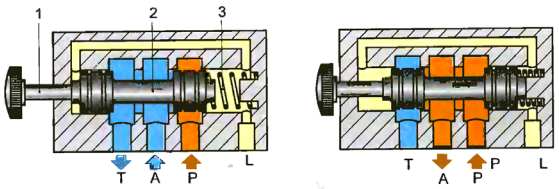


Рис. 2 – Золотниковый гидрораспределитель: 1 – толкатель; 2 – золотник; 3 – пружина; Обозначения на рис. необходимо писать непосредственно в подрисуночной подписи; T – слив; A – исполнительная линия; P – питание; L – дренаж

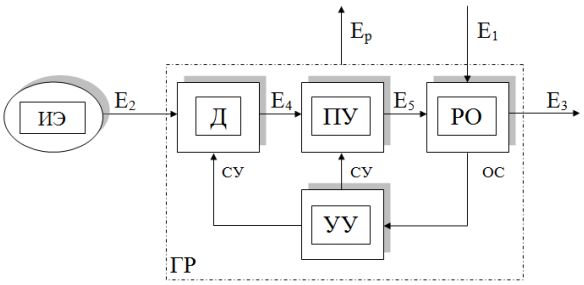


Рис. 3 – Схема передачи энергии в гидрораспределителе: ОС – обратная связь; СУ – сигнал управления; E_1 – поток энергии жидкости перед распределителем; E_2 – поток энергии, подведённой к распределителю; E_3 – поток энергии жидкости за распределителем; E_4 – поток энергии подведённой к распределителю и преобразованный в другой вид двигателем; E_5 – поток энергии, переданный от передаточного устройства к рабочему органу; E_p – суммарный поток рассеянной энергии потерь в распределителе; ГР – гидрораспределитель

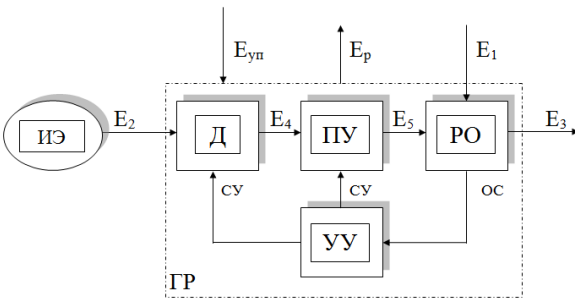


Рис. 4 – Схема передачи энергии в ГР с учётом упорядочивающего воздействия: $E_{уп}$ – поток энергии упорядочивающего воздействия, остальные обозначения см. рис. 1 и 2

Таким образом, в процессе развития системы «гидрораспределитель» от простой конструкции к всё более сложной, оперирующей значительными силами и мощностями, она становится все более совершенной и упорядоченной с энтропийной точки зрения.

2-й принцип. Любая система при прогрессивном развитии, то есть при совершенствовании достигает характерного для каждой совокупности внешних и внутренних условий предела, который можно выразить максимальным значением соответствующей негэнтропии ($-\Delta S_{max}$). Данное значение откладывается от некоторого нулевого или максимального значения какого-либо критерия эффективности развития или функционирования системы.

Таким критерием может быть КПД, определяемый как отношение полезно использованной технической системой энергии ко всей затраченной ею, а также негэтропийный коэффициент использования энергии (НКИЭ), определяемый как отношение негэнтропии системы ко всей затраченной ею энергии [5]. Каждой конструкции гидрораспределителей соответствует свой предел развития, оцениваемый совершенством конструкции – структуры через негэнтропию или достижимым значением КПД, удельной мощности и т.п.

В целом, данный принцип имеет важнейшее значение для оценки перспектив прогресса техники и предельных возможностей развития отдельных направлений, объектов и узлов.

3-й принцип. В каждом классе материальных систем преимущественное развитие получает те, которые при данной совокупности внутренних и внешних условий достигают максимальных значения негэнтропии или максимальной энергетической эффективности. Последняя может быть выражена параметрами: КПД, НКИЭ, мощность, долговечность, надежность и т.д.

Суть данного принципа выражается в том, что чем более совершенна техническая система и менее дорога в производстве, чем выше её надежность, долговечность, экономичность, тем более массово она выпускается и приобретается. Из нескольких гидрораспределителей, имеющих близкие параметры совершенным будет тот, у которого параметры энергоэффективности будут лучше.

Рассмотрим развитие гидрораспределителей. Золотниковые, крановые и клапанные гидрораспределители относятся к распределителям прямого действия. Фактически они различаются конструкцией рабочего органа. Их характерным признаком является приложение усилия переключения непосредственно к запорно-регулирующему элементу. К распределителям этого же типа действия относятся ГР с дискретным электронным управлением, работа которых основана на свойстве электромагнитных катушек, находящихся под напряжением, втягивать, находящийся в них якорь (рис. 5).

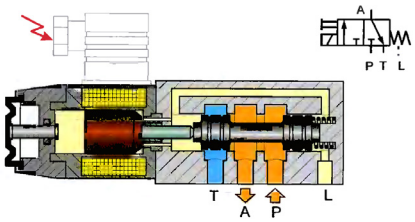


Рис. 5 – Гидрораспределитель с электромагнитным управлением

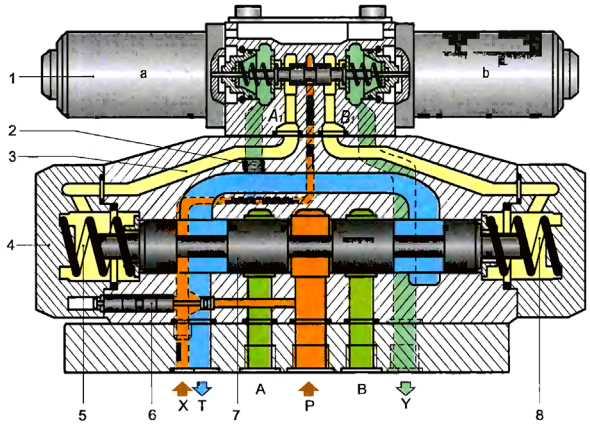


Рис. 6 – Гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением: 1 –пилотный распределитель; 2, 3 –каналы управления; 4 –корпус; 5, 8 – пружины; 6 – заглушка; 7 – золотник; a, b – электромагниты; A, B – исполнительные линии; P – питание; T – слив; X –питание пилотного распределителя; Y – слив пилотного распределителя

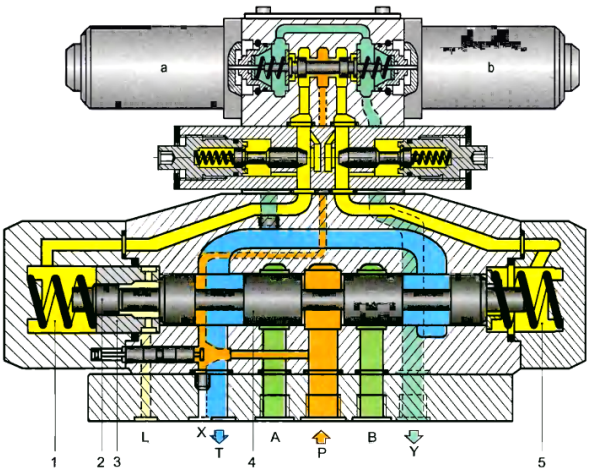


Рис. 7 – Гидрораспределитель с гидравлическим центрированием: 1, 5 – управляющие полости; 2 – толкатель; 3 – центрирующий поршень; 4 – золотник; a, b – электромагниты; A, B – исполнительные линии; P –питание ; T – слив; X –питание пилотного распределителя ; Y – слив пилотного распределителя

В данных ГР управление осуществляется уже не за счет мускульной или механической энергии, а путем использования электрической энергии. Принципиально изменился как источник энергии, так и двигатель технической системы.

В рассматриваемых распределителях используют электромагниты постоянного или переменного тока, работающие в воздушной или масляной среде. На сегодняшний день широкое распространение получили маслонаполненные электромагниты, так как исключается коррозия внутренних поверхностей электромагнита. Наличие масла позволяет снизить износ, улучшить теплоотдачу и обеспечить демпфирование ударов [3]. Исходя из этого, принцип работы гидрораспределителей с электромагнитным управлением согласуется с 1-м принципом энергоэнтропики.

Следует отметить, что ГР прямого действия применяются в диапазоне диаметров условного прохода до 10 мм, так как силы трения, усилия от пружин и гидродинамические силы, действующие на ЗРЭ с увеличением размеров ГР возрастают, что приводит к необходимости использования мощных электромагнитов. Для переключения распределителей с $Dy > 10$ мм применяют непрямое или пилотное управление. ЗРЭ основного ГР управляется гидравлически от управляющего распределителя прямого действия, который, в свою очередь, имеет электромагнитное управление (рис. 6). Переключение золотника пилотного распределителя происходит за короткое время. Чтобы не допустить столь же быстрого переключения основного золотника, что может вызвать гидроудар, вводят замедляющую дросселирующую систему [3].

В данном случае принципиальные изменения претерпевают элементы «двигатель» и «передаточное устройство» технической системы. В качестве них выступают соответственно управляющий распределитель и жидкость. Мы наблюдаем усиление упорядоченности структуры системы, ведь в принципе, можно было бы использовать для всех случаев распределители прямого действия. Исходя из этого, можно сказать, что с развитием системы «гидрораспределитель», понимающееся в данном случае как расширение возможностей параметров регулирования, происходит выполнения второго принципа энергоэнтропики, то есть наблюдается рост негэнтропии системы в процессе ее развития.

ГР с гидравлическим центрированием (рис. 7) обладают лучшими параметрами мощности и надёжности, а также имеют лучшие эксплуатационные характеристики по сравнению с гидрораспределителями рассмотренных выше схем [3].

Нейтральное положение основного золотника данного распределителя обеспечивается подачей в управляющие полости *1* и *5* жидкости под давлением, поступающей от пилотного золотника с электрическим управлением. При подаче сигнала управления на электромагнит *b* пилотного распределителя управляющая полость *5* основного золотника соединится с линией слива, в то время как управляющая полость *1* будет оставаться под давлением. Золотник *4* сместится вправо под действием давления рабочей жидкости на толкатель *2*. После отключения электромагнита *b* золотник пилотного распределителя под действием центрирующих пружин возвратится в нейтральное положение, давление в полостях *1* и *5* основного золотника выровняются. Поскольку площадь торца золотника больше площади торца толкателя *2* золотник будет смещаться влево до упора в центрирующий поршень *3*, находящийся под давлением.

Для перемещения золотника основного каскада влево необходимо подать сигнал управления на электромагнит *a* пилотного распределителя. В этом случае со сливом соединится полость *1* основного золотника, и он под действием давления в полости *5* на правый торец сместится влево.

Обсуждение результатов

Проведенные исследования показали, что электрогидравлические распределители, как и любая техническая система в процессе развития проходят несколько стадий. Вначале они обеспечивают минимально необходимые характеристики, позволяющие управлять гидравлическими агрегатами. В процессе развития техники к распределителям предъявляются все более высокие требования в отношении их характеристик, удобства эксплуатации и обслуживания. Они должны не только выполнять основную функцию распределителя, но и обладать дополнительными возможностями.

Выводы

Анализ изменений в конструкции электрогидравлических распределителей показал, что их развитие происходит в соответствии с принципами энергоэнтропики – от простых конструкций, соответствующих выполнению первого принципа энергоэтропики, до более сложных, отвечающих второму и третьему принципу. Более совершенные конструкции ГР, обладающие лучшими характеристиками, удобством в управлении и эксплуатации соответствуют третьему принципу энергоэнтропики.

Список литературы

1 **Чус, А. В.** Основы технического творчества [Текст] : учеб. пос. / **А. В. Чус, В. Н. Данченко**. – Киев : Вища школа, 1983.

2 **Свешников, В. К.** Станочные гидроприводы [Текст]: справочник / **В. К. Свешников**. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2008. – ISBN 5-217-03231-6.

3 **Наземцев, А. С.** Пневматические и гидравлические приводы и системы [Текст] : учеб. пос. / **А. С. Наземцев, Д. Е. Рыбальченко**. – М. : Форум, 2007. – ISBN 978-5-91134-128-2.
4 **Башта, Т. М.** Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем [Текст]: учебник / **Т. М. Башта**. – М. : Машиностроение, 1974.
5 **Алексеев, Г. Н.** Энергоэнтропика [Текст] / **Г. Н. Алексеев**. – М. : Знание, 1983.
6 **Альтшуллер, Г. С.** Творчество как точная наука [Текст] / **Г. С. Альтшуллер**. – 2 изд., дополн. – Петрозаводск : Скандинавия, 2004.

Bibliography (transliterated)

1 **Chus, A. V. and Danchenko, V. N.** (1983), *Osnovy tehnicheskogo tvorchestva* [Fundamentals of technical creativity], Vishha shkola, Kiev, Ukraine.
2 **Sveshnikov, V. K.** (2008), *Stanochnye gidroprivody* [Machine-tool hydraulic drives], Mashinostroenie, Moscow, Russia, ISBN 5-217-03231-6
3 **Nazemcev, A. S. and Rybal'chenko, D. E.** (2007), *Pnevmaticheskie i gidravlicheskie privody i sistemy* [Pneumatic and hydraulic actuators and systems], Forum, Moscow, Russia, ISBN 978-5-91134-128-2.
4 **Bashta, T. M.** (1974), *Objomnye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem* [Volumetric pumps and hydraulic motors of hydraulic systems], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
5 **Alekseev, G. N.** (1983), *Energoentropika* [Energy entropy], Znanie, Moscow, Russia.
6 **Al'tshuller, G. S.** (2004), *Tvorchestvo kak tochnaja nauka*, Skandinavija, Petrozavodsk, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

Семёнова Наталия Викторовна – аспирант кафедры прикладной гидроаэромеханики, Сумской государственный университет, г. Сумы, Украина; e-mail: nataliya.semenova.751@mail.ru.

Semenova Nataliya - PhD student, Department of Applied Hydroaeromechanics, Sumy State University, Sumy, Ukraine.

***Р*атушный Александр Валерьевич** – кандидат технических наук, ассистент кафедры прикладной гидроаэромеханики, Сумской государственный университет, г. Сумы, Украина; e-mail: o.ratushnij@pgm.sumdu.edu.ua.

Ratushny Aleksandr – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Teaching Assistant of the Department of Applied Hydroaeromechanics, Sumy State University, Sumy, Ukraine.

Кулинич Сергей Павлович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры прикладной гидроаэромеханики, Сумской государственный университет; г. Сумы, Украина; e-mail: serhiy_kulinich@ukr.net.

Kulinich Sergey – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor of the Department of Applied Hydroaeromechanics, Sumy State University, Sumy, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Семёнова, Н. В. Энергоэнтропийные принципы развития технической системы «гидрораспределитель» [Текст] / **Н. В. Семёнова, А. В. Ратушный, С. П. Кулинич** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 158–162. – Бібліогр. : 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.24.

Please cite this article as:

Semenova, N., Ratushniy, A. and Kulinich, S. (2016), ″Energy Entropy Principles of the Development of the Technical System ″Hydraulic Distribution Valve″. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 158–162, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.24.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Семенова, Н. В. Енергоентропійні принципи розвитку технічної системи «гідравлічний розподцільник» [Текст] / **Н. В. Семенова, О. В. Ратушний, С. П. Кулініч** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 158–162. – Бібліогр. : 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.24.

АНОТАЦІЯ *В статті розглянуті основні закономірності розвитку технічної системи «гідравлічний розподільник» на основі принципів енергоентропіки. Проведений аналіз тенденції розвитку гідравлічних розподільників з електричним керуванням. Показані зміни в конструкції розподільників, обумовлені необхідністю забезпечення кращих експлуатаційних характеристик і обґрунтовано напрями подальшого їх удосконалення. Встановлено, що поліпшення технічних характеристик, розширення можливостей пов'язано з відповідністю їх конструкції другому і третьому принципам енергоентропіки.*

Ключові слова: *технічна система, розвиток, гідравлічний розподільник, золотник, електромагніт.*

Поступила (received) 18.01.2016

УДК 621.64 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.25**

М. В. ЛОБУРЕНКО, А. А. ПАПЧЕНКО, О. А. МАТВІЄНКО

АНАЛІЗ СПІРАЛЬНОГО ВИХРОВОГО РУХУ РІДИН ТА МОЖЛИВОСТІ ЙОГО ВИКОРИСТАННЯ У ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМАХ

АНОТАЦІЯ *Розглянуто можливість підвищення ефективності гідравлічних систем за рахунок створення вихрового руху в трубопровідній мережі. Проведено аналіз попередніх досліджень використання вихрових течій в технічних спорудах, а також утворення вихрових структур в природних умовах. Описано методику проведення експерименту. Виконано ряд експериментальних досліджень з трубами різної форми, додатковими завихряючими елементами та отримані відповідні значення. Проведено аналіз негативних результатів. Викладені основні напрямки подальших досліджень.*

Ключові слова: *вихровий рух, зниження втрат, Шаубергер, гелікоід, енергозбереження.*

M. LOBURENKO, A. PAPCHENKO, O. MATVIENKO

SPIRAL VORTEX MOTION FLUID ANALYSIS AND POSSIBILITIES OF ITS USE IN THE HYDRAULIC SYSTEMS

ABSTRACT *The article reveals the possibility of hydraulic systems efficiency increase by creating optimal conditions for mutual functioning of pipeline network and pump as a single unit. The problems were defined as following: non-optimal using of hydraulic systems; need of increase of centrifugal pump efficiency. The main goal of the article is the analysis of natural principle of liquids swirling motion and applying such motions in hydraulic systems. This goal was set in consideration that, natural motions are well harmonized and go on with minimal losses of energy. Previous investigations of swirling motions were observed. Possibility of using swirling natural liquid flows in engineering structures is revealed. Proposed method of solving the problems is experimental investigation of swirling structures. Swirling structures were created with special turbulizers (vortex generators) installed on inlet tube, a spiral wire with a constant pitch or by changing geometric form of pipes under experiment. It was determined that the maximum losses is for the tube with using spiral wire inside the tube, a pipe with minimum losses is plastic turbulizer printed on a 3D printer. However losses in all cases were greater than in the conventional straight circular tube. The article gives a review of laboratory set-up for experimental investigations. More than 20 experiments were performed with using different geometric pipe forms and auxiliary turbulizing elements. A range of respective results was obtained. They revealed imperfections of physical experiments and suggested ways of correction. Investigations in this direction will allow regulating energy losses in pipeline system, that will result in hydraulic system efficiency, and also reducing energy consumption while pumping liquids.*

Key words: *swirling motions, losses reduce, Schauberger, helicoid, energy saving.*

Вступ

Сучасне насособудування, згідно з *S*-подібною кривою (рис. 1), знаходиться на етапі, коли необхідні нові поштовхи для подальшого розвитку і підвищення ККД насосів. Це випливає з того, що в області підвищення ККД насоси майже досягли свого максимального значення [1]. Так як насос є лише частиною гідравлічної мережі, важливим аспектом є розгляд всієї системи в цілому. Слід зазначити, що на сьогоднішній день в світі існує розуміння того, що основний резерв підвищення ефективності гідравлічних систем знаходиться в сумісній роботі насоса і мережі. Саме тому значна частина досліджень направлена на підвищення ефективності за рахунок оптимізації трубопровідної мережі [2–4]. Для енергозбереження, на сьогодні, пропонуються методи регулювання привода насоса [5], а також проводяться детальні аналізи несправностей та відмов насосних установок та трубопровідних мереж [6].

За рахунок трубопровідної мережі ми можемо підвищити ефективність всієї системи в цілому.

Мета роботи

У роботі пропонується створити трубопровід з найсприятливішою формою перерізу і геометрією для протікання рідини в цьому трубопроводі, з мінімальними втратами.

Метою роботи є представлення нового способу підвищення ефективності трубопровідної мережі. В даній статті звертається увага на вплив вихрового руху, та аналіз руху потоку рідин в природніх умовах. Варто зазначити, що вихровий рух вже широко використовується в теплоенергетиці для підвищення тепломасопередачі [7, 8]. Основним завданням даної роботи є зменшення втрат на тертя по довжині трубопроводу за рахунок створення вихрових структур в потоці рідини.

Викладення основного матеріалу

Одним з основних припущень при розрахунку трубопроводів вважається, що круглий переріз буде оптимальною формою для протікання рідини, так як при заданій площі периметр тертя буде мінімальним, а пропускна спроможність – максимальною. Але в таких випадках не розглядається

© М. В. Лобуренко, А. А. Папченко, О. А. Матвієнко, 2016

вплив вихрового та спірального характеру руху рідин, на що звертали увагу деякі вчені та натуралісти [9–11].

Якщо проаналізувати характер руху деяких природних явищ, то можна спостерігати, що всі ці явища мають вихровий характер. Так, наприклад, спостерігаючи за річками, можна побачити, що траєкторія руху течії не є прямою лінією, а навпаки має безліч перегинів та поворотів (рис. 2). Слід зазначити, що в природі всі явища протікають з мінімальними втратами енергії, тому можна припустити, що саме такий рух буде більш ефективним, ніж рух по прямій траєкторії. Можна стверджувати, що такий рух зумовлений особливостями геології, але це не зовсім так. Якщо провести дослід використовуючи гладку поверхню, наприклад скло, то побачимо таку ж саму картину руху рідини. Варто зазначити, що в повороті відбувається не лише зміна основного напрямку потоку, а і його переворот (рис. 3), на що в 1914 році звернув увагу вчений Мілович, досліджуючи рух рідини під час повороту в каналі. Він назвав цей поворот неробочим згином течії рідини, тобто таким, що не потребує затрат енергії.

Аналізуючи рух річок В. Шаубергер створив жолоб для сплаву лісу [12], який гарно виконував свою функцію, але, нажаль, ніхто не зміг створити аналогічний проект. Важливу роль відігравала форма перерізу та траєкторія самої конструкції (рис. 4), що нагадувала траєкторію руху річок. При цьому спеціальні дерев'яні рейки, на бокових поверхнях жолобу, закручували воду на місцях перегину каналу, немов нарізи в стволах зброї, проти годинникової стрілки на лівих поворотах каналу і за годинниковою на правих.

Таким чином, за допомогою створення спеціальної структури руху рідини вдалося вирішити проблему, котру без цього вирішити було майже неможливо.

До використання вихрів також можна віднести технологію подачі води на Криті, яка має схожі риси і є залишком стародавньої Мінойської культури. Труби конічної форми виконані із кераміки, з'єднуються одна з одною, як показано на рис. 5. Також дана форма надає такий рух рідині, який запобігає зменшенню прохідного перерізу трубопроводу через відкладення осадів та забрудненню на його стінках. Деякі ділянки трубопроводу були виконані з певним нахилом вгору. В деяких частинах були знайдені спеціальні направляючі лопатки [13].

Цікавими є досліди В. Шаубергера та Ф. Поппеля. В 1952 році в інституті гігієни при Штутгартському технологічному університеті було проведено ряд дослідів для визначення втрат напору на тертя в трубах різної форми та різних перерізів (рис. 6). Схема експериментальної установки показана на рис. 7. Вода подається з труби до резервуару, в якому підтримується постійний рівень водяного тиску, потім вода проходить через дослідну трубку, поступає до випускної камери. Поряд з виходом знаходиться три скляні трубки, що виконують роль п'єзометрів. Ліва трубка показує напір і напряму зв'язана з резервуаром. Середня і права трубки з'єднані з кінцем дослідної труби і показують підвищення, або зниження тиску.

Результати проведених досліджень та більш детальний опис є у листі В. Шубергера до Ф. Поппеля [14]. На рис. 7 зображена мідна гелікоїдна труба. Форма перерізу труби показана на рис. 8 і нагадує ріг антилопи Куду, що вказує на девіз Шаубергера «зрозуміти і копіювати природу».

На рис. 9 показано графік досліджень. У скляній трубі було отримано найбільші втрати на тертя. На графіку видно коливання значень тертя в трубах із закруткою. Значно відрізняється характеристика гелікоїдної трубки. Поппель зауважував, що в спіралевидній трубі було помічено фактичне зменшення сили тертя до нуля. Однак, на графіку втрати явно виходять в негативну область, хоча і не набагато. Навряд чи Поппель не розумів, що малювати графік з негативними втратами – це зовсім не те ж саме, що малювати графік з нульовими втратами. Адже негативне тертя означає розгін і, отже, отримання додаткової механічної енергії. Проте два значення в таблиці результатів при витратах 0,29 і 0,30 л/с змусили його намалювати графік саме так. Втім, вихід в негативну область в даному випадку занадто малий і не підтверджений прямими експериментальними вимірами, щоб про нього можна було говорити як про факт. Проте, твердження Шаубергера про можливість руху в гору річки з відкритим руслом не так вже й безпідставні. Однак, нульовий опір, або навіть негативний, може забезпечити таке явище лише при незначному підйомі.

Обговорення результатів

Для аналізу впливу вихрового руху на значення втрат напору по довжині трубопроводу, на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки СумДУ було спроектовано та виготовлено експериментальний стенд (рис. 10).

Експериментальна установка (рис. 11) складалася із: верхнього баку *1*, що встановлений на зварній рамі *5* ($H = 2$ м), приймального баку *2*, мірного баку 3, зливного баку *4*, електронасосу *6*, кранів *7*, шкали для заміру об'єму рідини *8*, крану для регулювання витрат *9*, дослідної трубки *10*, хомутів для кріплення трубки *11*, трубок для відбору тиску *12*, п'єзометричних трубок *13*, трубопровідної мережі системи *14*.

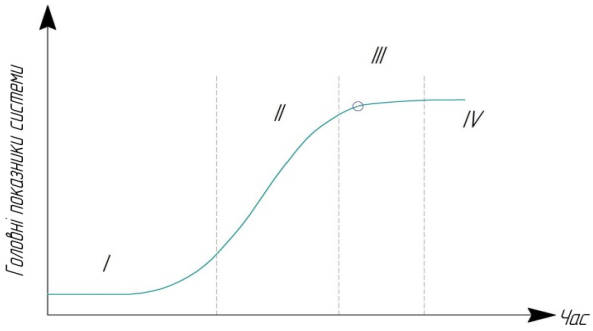


Рис. 1 – S-подібна крива розвитку технічних систем: I – перший етап розвитку технічної системи; II – етап стрімкого розвитку технічної системи; III – етап модернізації та вдосконалень (спад розвитку суттєвих змін технічної системи); IV – етап завершення розвитку технічних систем (змін не відбувається)

Рис. 2 – Звивистий характер річок

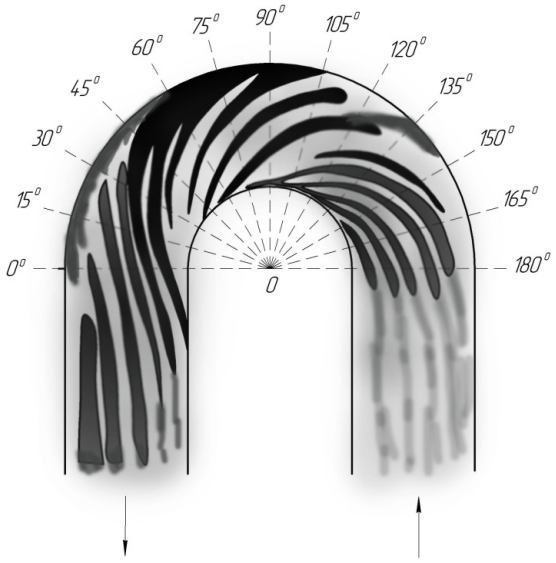


Рис. 3 – Поворот течії рідини в каналі

Рис. 4 – Жолоб для лісосплаву

Рис. 5 – Конічний трубопровід

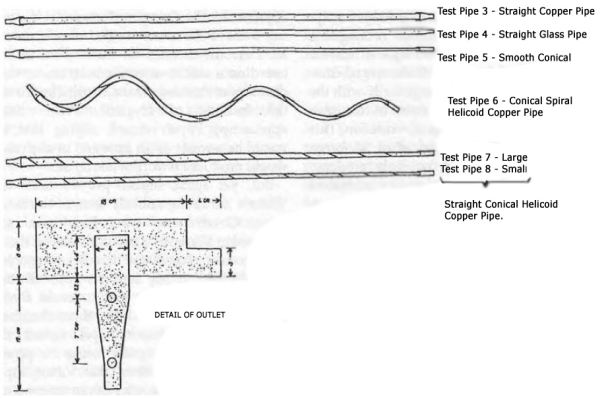


Рис. 6 – Дослідні труби представлені Шаубергером

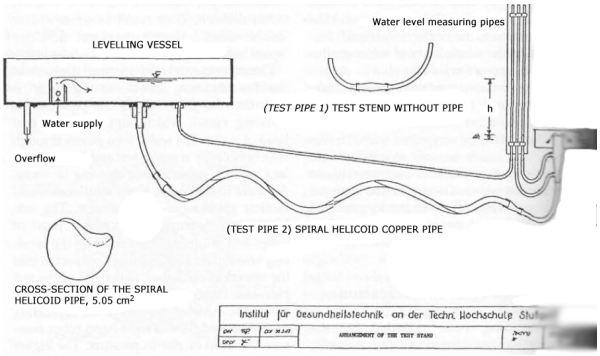


Рис. 7 – Схема дослідної установки

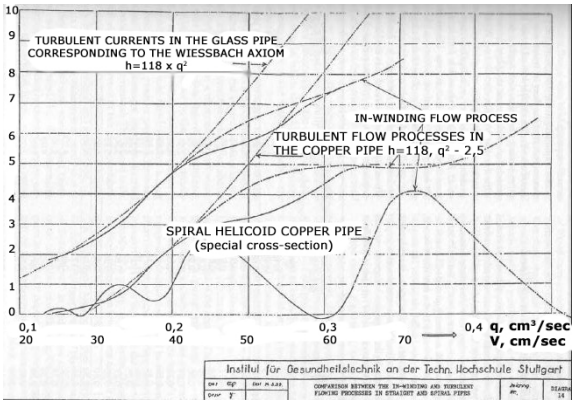


Рис. 9 – Характеристики втрат на тертя в дослідних трубах

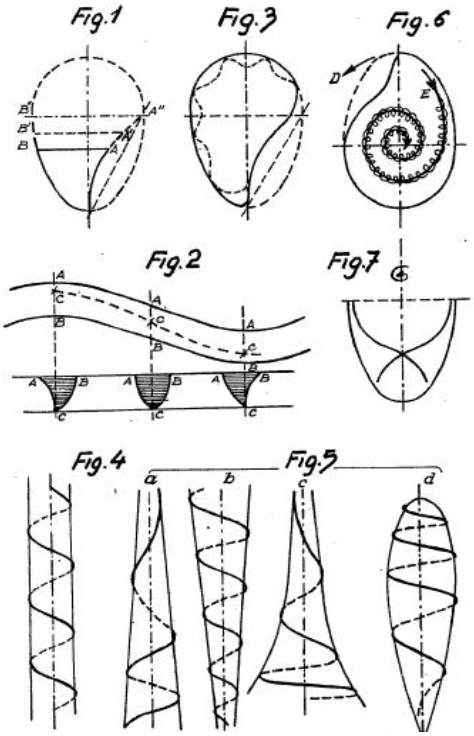


Рис. 8 – Форма перерізу дослідних труб: Fig. 1 – профіль відкритого каналу; Fig. 2 – поздовжній переріз каналу; Fig. 3 – закритий профіль; Fig. 4 – приклад виконання трубопроводу; Fig. 5 – приклади різних форм трубопроводів; Fig. 6 – спеціальна форма профілю для закрутки рідини; Fig. 7 – форма резервуару із закрученими трубами

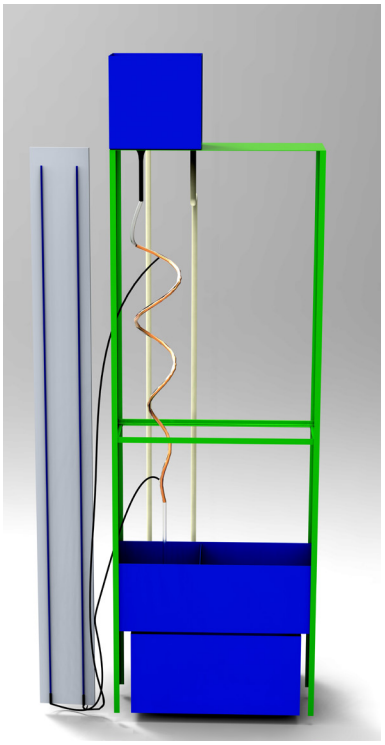


Рис. 10 – Експериментальна установка для визначення втрат в дослідних трубах

Напірний бак *1* має перегородку для забезпечення постійного рівня рідини під час експерименту.

Під час роботи насос *6* нагнітав робочу рідину в напірний бак *1*. У напірному баці надлишкова рідина стікала до зливного баку *4* по трубопроводу *14*. Витрати замірялися об'ємним способом за допомогою шкали в мірному баці *8* і секундоміра. Різниця перепадів рівнів п'єзометрів показує величину втрат. Було проведено більше 20 експериментів з трубами різної закрутки, форм поперченого пререрізу та додатковими направляючими елементами. Порівняно із втратами у звичайній рівній мідній трубі круглого перерізу, всі досліди дали зростання втрат на тертя, або просто не впливали на втрати напору по довжині труби. На рис. 12 приведено приклад деяких експериментів. Варто наголосити, що отримані результати є лише основою для подальших досліджень, в тому числі і для визначення оптимальних режимів руху рідини.

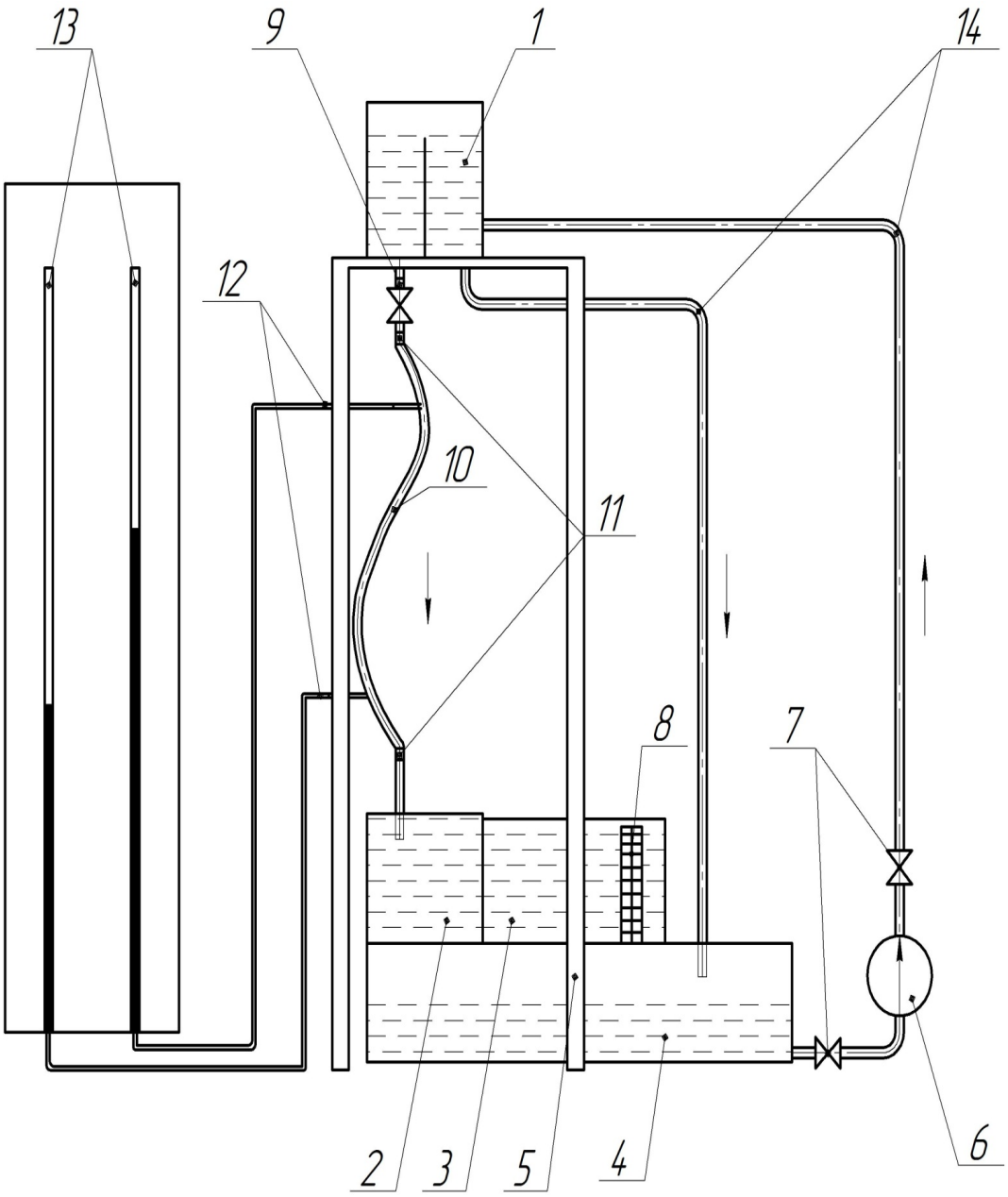


Рис. 11 – Схема експериментальної установки:
1 – верхній бак; 2 – приймальний бак; 3 – мірний бак; 4 – зливний бак; 5 – зварна рама (H = 2 м); 6 – електронасос; 7 – крани; 8 – шкали для заміру об'єму рідини; 9 – кран для регулювання витрат; 10 – дослідна трубка; 11 – хомути для кріплення трубки; 12 – трубки для відбору тиску; 13 – п'єзометричні трубки; 14 – трубопровідна мережа системи

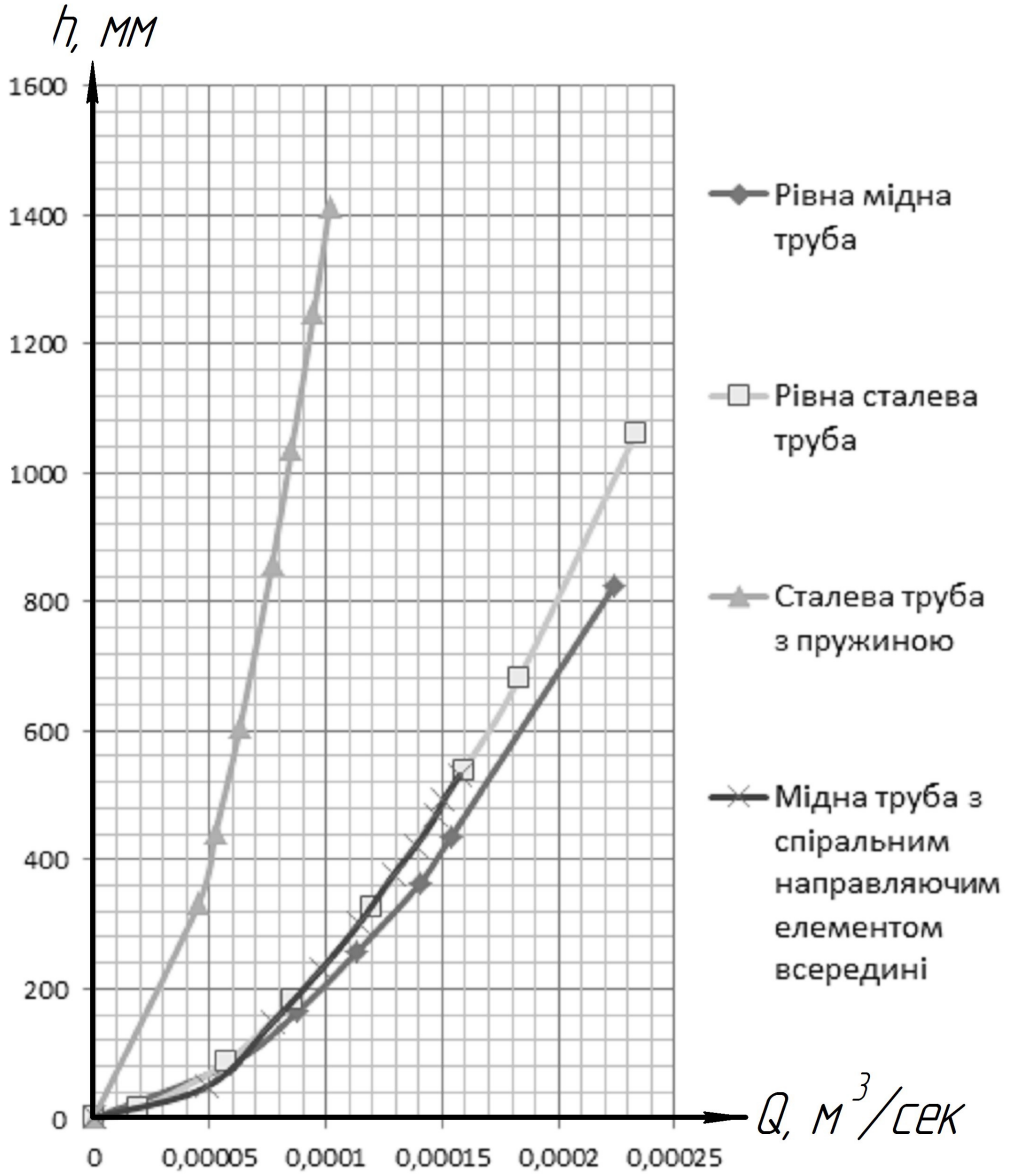
Рис. 12 – Втрати в дослідних трубах

Визначено, що при спробі надання потоку вихрової структури, за рахунок турбулізаторів потоку, або зміни геометрії трубопроводу, зростають втрати на тертя. Причиною підвищення втрат може бути ряд факторів, таких як:

- малий прохідний діаметр труби (10 мм);
- малий крок спіральної пружини (18 мм), через який відбувається несвоєчасне розсіювання вихру;
- турбулізатори, що задають необхідну закрутку, створюють додатковий місцевий опір при розміщенні всередині труби.

В зв'язку з цим пропонується:

- проведення експерименту з використанням труб більшого діаметру;
- використання завихряючих воронок на вході в дослідну трубу;
- варіювання кроком та довжиною спіральних направляючих елементів в дослідному трубопроводі.



Висновки

1 При сучасному стані насособудування в області підвищення енергоефективності потрібен новий підход, а саме створення спеціального вихрового руху рідини в трубопровідній системі, що може надати значний поштовх для розвитку більш ефективних гідравлічних систем, при умові розгляду не лише насоса, а комплексної задачі – сумісної роботи мережі і насосу.

2 Отримані чисельні дані експериментальних досліджень вказують на зростання втрат при спробі надати потоку спіральну вихрову структуру, однак, отримані результати слід використовувати лише як базу для подальших досліджень.

3 Сформульовано основні напрямки подальших досліджень.

Список літератури

1 **Костюк, А. В.** Проведение технического аудита насосних систем [Текст] / **А. В. Костюк, О. В. Диброва, С. А. Соколов, Р. Н. Шилов** // Теория и практика насосо- и компрессоростроения : моногр. / под ред. В. А. Марцинковского, И. Б. Твердохлеба, Е. Н. Савченко. – Сумы : Сумской государственный университет, 2011. – Глава. Пути повышения энергоэффективности насосных систем. – С. 23–25. – ISBN 978-966-657-384-4

2 **Zhang He** Research on the optimization of supply water pipe network [Text] / **Zhang He, Zhang Xiao Hui, Cui Jian Guo** // Applied Mechanics and Materials. – 2013. – Vols. 295–298. – P. 1876–1879. – ISSN 1662-7482. – doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.295-298.1876.

3 **Zhou, Hui-Ping** Optimal model of hydrodynamic controlling on pumps and slice gates for water quality improvement [Text] / **Zhou Hui-Ping, Shao Wei-Yun, Jiang Li-Jie** // Applied Mechanics and Materials. –

2013.- Vols. 316–317. – P. 732–740. – ISSN 1662-7482. – doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.316-317.732.

4 **Mateus Ricardo Nogueira Vilanova** Modeling of hydraulic and energy efficiency indicators for water supply systems / **Mateus Ricardo Nogueira Vilanova, José Antônio Perrella Balestieri** // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2015. – № 48. – P. 540–557. – ISSN 1364-0321. – doi: 10.1016/j.rser.2015.04.024.

5 **Афанасьев, А. В.** Преимущества использования частотно-регулируемого привода на примере насосного оборудования для трубопроводного транспорта нефти [Текст] / **А. В. Афанасьев, Л. М. Беккер, И. Б. Твердохлеб** // Теория и практика насосо- и компрессоростроения : моногр. / под ред. В. А. Марцинковского, И. Б. Твердохлеба, Е. Н. Савченко. – Сумы : Сумский государственный университет, 2011. – Глава. Повышение энергоэффективности систем путём применения частотно-регулируемого привода насоса. – С. 27–33. – ISBN 978-966-657-384-4

6 **Katarzyna Pietrucha-Urbanik** Failure analysis and assessment on the exemplary water supply network [Text] / **Katarzyna Pietrucha-Urbanik** // Engineering Failure Analysis. – 2015. – Vol. 57. – P. 137–142. – ISSN 1350-6307. – doi: 10.1016/j.engfailanal.2015.07.036.

7 **Li, Qunsong** 3D Numerical Simulation of Fluid Flow and Heat Transfer in Tube with Spiral-Flange Insert / **Qunsong Li, Qian Yang, Zhisong Li, Tianlan Yu** // Advanced Materials Research. – 2011. – Vols 236–238. – P. 1508–1515. – ISSN 1662-8985, – doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.236-238.1508.

8 **Yu, Tianxiang** Design of an Automatic Cleaning Energy-Saving Technology for Manganese Sulfate Continuous Production Crystallizer [Text] / **Tianxiang Yu, Wenyuan Zhou, Tianlan Yu, Deqi Peng, Lei Ye** // Applied Mechanics and Materials. – 2013. – Vol. 331. – P. 52–56. – ISSN 1662-7482, – doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.331.52.

9 **Шаубергер, Виктор** Энергия воды [Текст] / **Виктор Шаубергер** ; [перевод с англ. М. Новиковой]. – Москва : Эксмо ; Яуза, 2007. – 320 с. – ISBN 978-5-699-20607-0.

10 **Миловичь, А.** Нерабочий изгиб потока жидкости [Текст] / **А. Миловичь** // Бюллетени политехнического общества, состоящего при Императорском Техническом Училище. – Москва, 1914. – № 10. – С. 485–563.

11 **Mera, I.** Turbulence anisotropy in a compound meandering channel with different submergence conditions [Text] / **I. Mera, M. J. Franca, J. Anta, E. Peña** // Advances in Water Resources. – 2015. – Vol. 81. – P. 142–151. – ISSN 0309-1708. – doi: 10.1016/j.advwatres.2014.10.012.

12 Пат. 122144. Австрия, 81B. Искусственное русло для сплава древесины / **Виктор Шаубергер** ; заявл. 11.12.1929 ; опубл. 10.04.1931.

13 **Johansson, Lars** Self-organizing Flow Technology in Viktor Schauberger`s Footsteps [Text] / **Lars Johansson, Morten Ovesen, Curt Hallberg** // Institute of Ecological Technology. – Malmö. – 2002. – P. 50.

14 **Schauberger, Viktor** The Energy Evolution [Text] / **Viktor Schauberger** ; [Callum Coats (ed.)]. – Bath : Gateway Books, 2000. – 222 p.

Bibliography (transliterated)

1 **Kostjuk, A. V., Dibrova, O. V., Sokolov, S. A. and Shilov R. N.** (2011), *Provedenie tehnicheskogo audita nasosnih sistem [Pumping systems technical audit]* , *Teorija i praktika nasoso- i kompressorostroenija [Theory and practice of pump- and compressor]*, in V. A. Marcinkovskogo, I. B. Tverdohleba, E. N. Savchenko (ed.), Sumy State university, Sumy, Part. Ways of increasing energy efficiency of pumping systems , pp. 23–25, ISBN 978-966-657-384-4.

2 **Zhang He, Zhang Xiao Hui, Cui Jian Guo** (2013), ″Research on the optimization of supply water pipe network″, *Applied Mechanics and Materials*, Vols. 295–298, pp. 1876–1879, ISSN 1662-7482, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.295-298.1876.

3 **Zhou Hui-Ping, Shao Wei-Yun and Jiang Li-Jie** (2013), ″Optimal model of hydrodynamic controlling on pumps and slice gates for water quality improvement″, *Applied Mechanics and Materials*, Vols. 316–317, P. 732–740, ISSN 1662-7482 doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.316-317.732.

4 **Mateus Ricardo Nogueira Vilanova and José Antônio Perrella Balestieri** (2015), ″Modeling of hydraulic and energy efficiency indicators for water supply systems″, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, no. 48 pp. 540–557, ISSN 1364-0321, doi: 10.1016/j.rser.2015.04.024.

5 **Afanas'ev, A. V., Bekker, L. M. and Tverdohleb, I. B.** (2011), ″ Preimushhestva ispol'zovanija chastotno-reguliruemogo privoda na primere nasosnogo oborudovanija dlja truboprovodnogo transporta nefti ″ [The advantages of using the variable frequency drive as an example of pumping equipment for oil pipeline transport]″, *Teorija i praktika nasoso- i kompressorostroenija [Theory and practice of pump- and compressor]*, in V. A. Marcinkovskogo, I. B. Tverdohleba, E. N. Savchenko (ed.), Sumskij gosudarstvennyj universitet, Sumy, Part Increasing energy efficiency systems through the application of variable frequency pump drive. , pp. 27–33, ISBN 978-966-657-384-4

6 **Katarzyna Pietrucha-Urbanik** (2015), ″Failure analysis and assessment on the exemplary water supply network″, *Engineering Failure Analysis,* Vol. 57, pp. 137–142.

7 **Li, Qunsong, Yang, Qian, Li, Zhisong and Yu Tianlan** (2011), ″3D Numerical Simulation of Fluid Flow and Heat Transfer in Tube with Spiral-Flange Insert″, *Advanced Materials Research*, Vols 236–238, pp. 1508–1515.

8 **Yu, Tianxiang, Zhou, Wenyuan, Yu, Tianlan, Peng, Deqi and Ye, Lei** (2013), ″Design of an Automatic Cleaning Energy-Saving Technology for Manganese Sulfate Continuous Production Crystallizer″, *Applied Mechanics and Materials,* Vol. 331, pp. 52–56, ISSN: 1350-6307, doi: 10.1016/j.engfailanal.2015.07.036.

9 **Schauberger, Viktor** (2007), *Jenergija vody [Water Energy]*, Jeksmo, Jauza, Moscow, Russian.

10 **Milovich', A.** (1914), ″Nerabochij izgib potoka zhidkosti [Nonoperating bending fluid flow]″, *Bjulleteni politehnicheskogo obshhestva, sostojashhego pri Imperatorskom Tehnicheskom Uchilishhe [Bulletins*

Polytechnic Society, consisting of the Imperial Technical School], no. 10, pp. 485–563. Russia

11 **Mera, I., Franca, M. J., Anta, J. and Peña, E.** (2015), ″Turbulence anisotropy in a compound meandering channel with different submergence conditions″, *Advances in Water Resources*, Vol. 81, pp. 142–151, ISSN: 0309-1708, doi: 10.1016/j.advwatres.2014.10.012.

12 **Schauberger, Viktor** (1931), ″Iskusstvennoe ruslo dlja splava drevesiny [Artificial channel for the alloy timber]″, Austria, Pat. 122144, 81V.

13 **Johansson, Lars, Ovesen, Morten and Hallberg, Curt** (2002), ″Self-organizing Flow Technology in Viktor Schauberger`s Footsteps″, *Institute of Ecological Technology*, Malmö, pp. 50.

14 **Schauberger, Viktor** (2000), *The Energy Evolution*, in Callum Coats (ed.), Gateway Books, Bath, United Kingdom.

Відомості про авторів (About authors)

Лобуренко Михайло Васильович – аспірант, Сумський державний університет, кафедра прикладної гідроаеромеханіки, м. Суми, Україна; e-mail: misha199211@mail.ru; ORCID 0000-0003-4597-8363.

Loburenko Mykhailo – post graduate student, Department of Applied Fluid Mechanics, Sumy state university, Rimskogo-Korsakova st., 2, Ukraine; e-mail: misha199211@mail.ru.

Папченко Андрій Анатольович – кандидат технічних наук, доцент, кафедра прикладної гідроаеромеханіки, Сумський державний університет, Суми; e-mail: papchenkoa@mail.ru; ORCID 0000-0003-3837-7973.

Papchenko Andriy – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Department of Applied Fluid Mechanics, Sumy state university, Sumy, Ukraine; e-mail: papchenkoa@mail.ru.

Матвієнко Ольга Анатоліївна – кандидат технічних наук, кафедра прикладної гідроаеромеханіки, Сумський державний університет, Суми; e-mail: matvienko@pgm.sumdu.edu.ua; ORCID 0000-0002-6031-8059.

Matvienko Olha – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Department of Applied Fluid Mechanics, Sumy state university, Sumy, Ukraine; e-mail: matvienko@pgm.sumdu.edu.ua.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Лобуренко, М. В. Аналіз спірального вихрового руху рідин та можливості його використання у гідравлічних системах [Текст] / **М. В. Лобуренко, А. А. Папченко, О. А. Матвієнко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 163–170. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.25.

Please cite this article as:

Loburenko, M., Papchenko, A. and Matvienko, O. (2016), ″Spiral Vortex Motion Fluid Analysis and Possibilities of Its Use in the Hydraulic System″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 163–170, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.25.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Лобуренко М. В., Анализ спирального вихревого движения жидкости и возможность его применения в гидравлических системах [Текст] / **М. В. Лобуренко, А. А. Папченко, О. А. Матвиенко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 163–170. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.25.

АННОТАЦИЯ *В данной статье рассмотрено возможность повышения эффективности гидравлических систем за счет создания оптимальных условий совместной работы трубопроводной сети и насоса как единой системы. Сформулирована проблема неоптимального использования гидравлических систем, а также проблема повышения КПД центробежных насосов. Целью данной работы является анализ природных вихревых законов движения жидкостей и попытка внедрения таких движений в гидравлические системы. Такая задача была поставлена исходя из того, что в природе все движения более слажены и протекают с минимальными затратами энергии. Был проведен информационный обзор предыдущих исследований связанных с изучением вихревых движений. Выявлена возможность применения вихревых естественных движений жидкости в технических сооружениях. Методом решения проблемы является проведение экспериментальных исследований направленных на изучение вихревых структур. Вихревые структуры создавались с помощью специальных турбулизаторов («завихрителей») потока или путем изменения геометрических форм исследуемых труб. Описана лабораторная установка для проведения экспериментальных исследований. Было проведено более 20 экспериментов с трубами различной геометрии и вспомогательными завихряющими элементами. Было получено ряд соответствующих результатов. Были выявлены недостатки в физических экспериментах и предложены пути их решения. Исследования в данном направлении позволят управлять величиной потерь в трубопроводной сети, что в свою очередь повлияет на производительность гидравлической системы, а также позволит существенно сократить энерго затраты при перекачивании жидкости.*

Ключевые слова: *вихревые движения, снижение потерь, Шаубергер, геликоид, энергосбережение.*

Надійшла (received) 25.01.2016

УДК 697.3-52 **doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.26**

Д. В. ЗАЙЦЕВ, Г. А. БАЛАСАНЯН, О. А. КЛИМЧУК

ВПЛИВ ТЕПЛОВОЇ ІЗОЛЯЦІЇ НА АКУМУЛЮЮЧИ ВЛАСТИВОСТІ БУДІВЕЛЬ

АНОТАЦІЯ *В статті розглядаються методи визначення кількісної залежності показника акумулюючої здатності будівлі, від параметрів зовнішньої і внутрішньої теплової ізоляції огороджувальних конструкцій будівлі. Впровадження енергозберігаючих технологій, зокрема термомодернізації будівель на основі теплоізоляції зовнішніх, або внутрішніх поверхонь стін, істотно впливає на акумулюючі властивості будівлі і, відповідно, вимагає врахування при проектуванні та експлуатації систем опалення. Тепловий баланс будівель, як відомо, визначається втратою тепла через огороджувальні конструкції і виділенням тепла всередині будівлі, яке, в основному, залежить від поточної теплової потужності системи опалення. Динаміка температури повітря всередині приміщення, при зміні теплового балансу будівлі, багато в чому залежить від акумулюючих властивостей будівлі.*

Ключові слова: *термомодернізація, теплообмін, теплоємність, коефіцієнт теплопередачі, термічний опір, коефіцієнт тепловіддачі, температура.*

D. V. ZAITSEV, G. A. BALASANIAN, A. A. KLIMCHUK

INFLUENCE OF THE THERMAL INSULATION ON THE ACCUMULATING PROPERTIES OF BUILDINGS

ABSTRACT *This scientific paper gives consideration to the methods of determination of the quantitative dependence of the index of accumulating capacity of a building on the parameters of external and internal heat insulation of the frame fillings of buildings. Introduction of energy-saving technologies, in particular the thermal modernization of buildings on the basis of heat insulation of external and internal walls significantly affects the accumulating properties of buildings and requires to take this fact into consideration when designing and maintaining heating systems. It is known that the heat balance of buildings is defined by the loss of heat through the frame fillings and the emission of heat inside the building that mainly depends on the current heat power of heating system. Air temperature dynamics inside the building depends in many respects on the accumulating properties of a building.*

Key words: *thermomodermization, heat exchange, heat capacity, heat transfer coefficient, thermal resistance, heat emission coefficient, and the temperature.*

Вступ

Тепловий баланс будівель, як відомо, визначається втратою тепла через огороджувальні конструкції і виділенням тепла всередині будівлі, яке, в основному, залежить від поточної теплової потужності системи опалення.

Динаміка температури повітря всередині приміщення, при зміні теплового балансу будівлі, багато в чому залежить від акумулюють властивостей будівлі.

Мета роботи

Визначення кількісної залежності показника акумулюючої здатності будівлі від параметрів зовнішньої і внутрішньої теплової ізоляції огороджувальних конструкцій будівлі.

Виклад основного матеріалу

Динаміка зміни температури повітря $t_в$ в приміщенні описується відомими в літературі диференціальними рівняннями виду

$$T_в\left(\frac{dt_в}{d\tau}\right)+t_в = kW_0 + T_з\left(\frac{dt_з}{d\tau}\right)+t_з, \qquad (1)$$

де $t_в, t_з$ – відповідно температура внутрішнього і зовнішнього повітря; $T_в, T_з$ – відповідно постійні часу диференціювання для температури внутрішнього і зовнішнього повітря, які при виведенні рівняння приймають рівними $T_в = T_з$; k – коефіцієнт передачі по каналу «потужність системи опалення – температура внутрішнього повітря»; W_0 – потужність системи опалення.

У літературі широко відома модель Соколова (2), відповідно до термінології якого, постійну часу $T_в$ називають коефіцієнтом теплової акумуляції будівлі, значення якого визначаються теплофізичними параметрами будівлі

$$T_в = \frac{c\rho F\sigma}{2q_0V}, \qquad (2)$$

де c – теплоємність матеріалу огороджувальних конструкцій будівлі; ρ – щільність матеріалу огороджувальних конструкцій будівлі; F – площа огороджувальних конструкцій будівлі; σ – товщина огороджувальних конструкцій будівлі; V – зовнішній об'єм огороджувальних конструкцій будівлі; q_0 – питома теплова характеристика будівлі.

Відповідно до (2), Соколов запропонував вважати середню температуру зовнішньої стіни будівлі рівній напівсумі температур внутрішнього

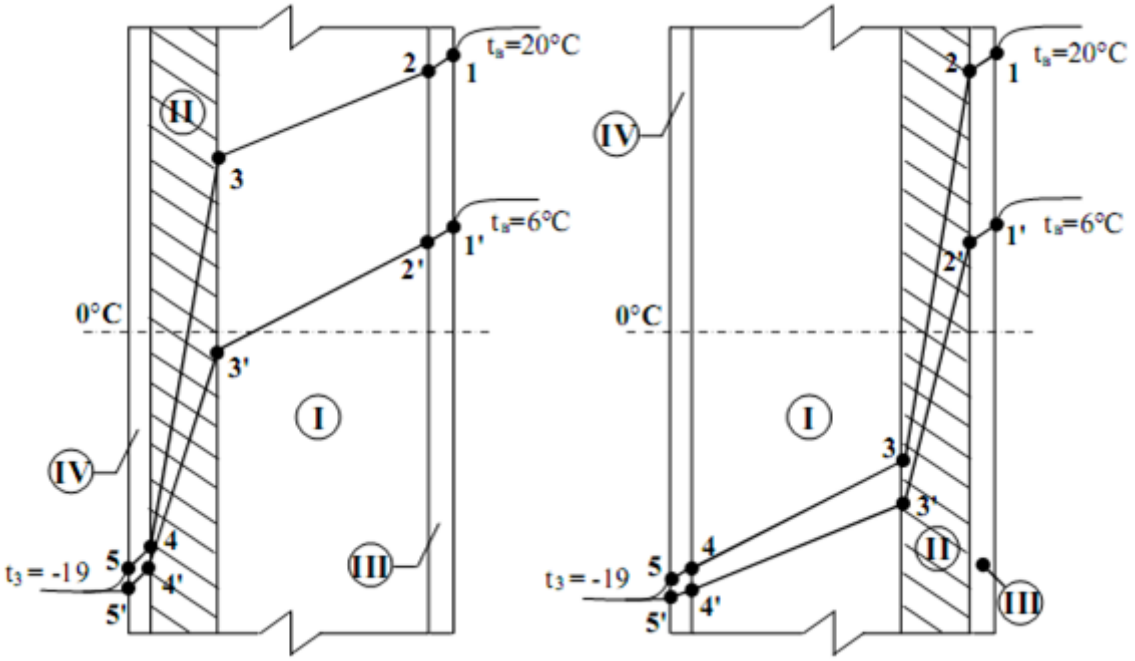
© Д. В. Зайцев, Г. А. Баласанян, О. А. Климчук, 2016

і зовнішнього повітря. Разом з тим, ця величина може бути визначена значно точніше, якщо детальніше врахувати розподіл температури по товщині огорожі (3), а також зміна розподілу температури при нанесенні зовнішньої або внутрішньої ізоляції, це відображено на (рис. 1).

Корекція постійної часу $T_{\text{в}}$ при наявності ізоляції визначається як зміною розподілу температури всередині стіни, так і зміною питомої теплової характеристики будівлі q_0. Тоді нове значення $T_{\text{в}}$ можна представити у вигляді

$$T_{\text{в}}^{\text{із}} = T_{\text{в}} K_t K_q, \qquad (3)$$

де K_t, K_q – відповідно коефіцієнти корекції постійної часу за розподілом температури в стіні і теплової характеристики будівлі.



а *б*

Рис. 1 – Розподіл температур в товщі ізольованої конструкції:
а – шар теплової ізоляції із зовнішньої сторони; б – шар теплової ізоляції із внутрішньої сторони:
I – стіна; II – ізоляція; III – штукатурка внутрішня; IV – штукатурка зовнішня

Розглянемо спочатку значення коефіцієнта корекції $K_t^{\text{зов}}$ для випадку з зовнішньою ізоляцією. Виходячи з геометричних побудов (рис. 1*а*), зміна положення точки середньої температури стіни в порівнянні з варіантом без ізоляції має вигляд

$$K_t^{\text{зов}} = 1 + \frac{R_{\text{із}}}{R_{\Sigma}^{\text{із}}} + \frac{2}{R_{\Sigma}^{\text{із}}}\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} - \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}\right), \qquad (4)$$

де $R_{\text{із}}$ – термічний опір ізоляції; $R_{\Sigma}^{\text{із}}$ – повний термічний опір огороджувальної конструкції з зовнішньою ізоляцією, рівний

$$R_{\Sigma}^{\text{із}} = \frac{\sigma_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\sigma_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}, \qquad (5)$$

де $\lambda_{\text{ст}}, \lambda_{\text{із}}$ – відповідно теплопровідність матеріалу стінки ізоляції; $\sigma_{\text{ст}}, \sigma_{\text{із}}$ – відповідно товщина стіни та ізоляції; $\alpha_{\text{з}}, \alpha_{\text{вн}}$ – відповідно коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої і внутрішньої поверхні огороджувальної конструкції повітрю.

Аналогічно отримуємо значення коефіцієнта корекції $K_t^{\text{вн}}$ для випадку з внутрішньою ізоляцією (рис. 1*б*)

$$K_t^{\text{вн}} = 1 - \frac{R_{\text{із.вн}}}{R_{\Sigma}^{\text{із}}} + \frac{2}{R_{\Sigma}^{\text{із}}}\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} - \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}\right). \qquad (6)$$

Значення коефіцієнта корекції постійної часу внаслідок зміни теплової характеристики будівлі K_q для зовнішньої і внутрішньої ізоляцій однакові і, відповідно, визначаються виразом

$$K_q^{\text{зов}} = K_q^{\text{вн}} = \frac{R_{\Sigma}^{\text{із}}}{R_{\Sigma}^{\text{б.із}}}, \qquad (7)$$

де $R_{\Sigma}^{\text{б.із}}$ – повне термічний опір огороджувальної конструкції без ізоляції, рівний

$$R_{\Sigma}^{\text{б.із}} = \frac{\sigma_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}. \qquad (8)$$

Використовуючи вирази (3), (4) і (7), отримаємо вираз для постійної часу з зовнішньої ізоляцією

$$T_{\text{в}}^{\text{із.зов}} = T_{\text{в}}\left[1+\frac{R_{\text{із.зов}}}{R_{\Sigma}^{\text{із}}}+\frac{2}{R_{\Sigma}^{\text{із}}}\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}}-\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}\right)\right]\frac{R_{\Sigma}^{\text{із}}}{R_{\Sigma}^{\text{б.із}}}. \quad (9)$$

Виконавши перетворення

$$T_{\text{в}}^{\text{із.зов}} = T_{\text{в}}\frac{1}{R_{\Sigma}^{\text{із}}}\times$$

$$\times\left[\left(R_{\Sigma}^{\text{б.із}}+R_{\text{із.зов}}\right)+R_{\text{із.зов}}+2\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}}-\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}\right)\right]\frac{R_{\Sigma}^{\text{із}}}{R_{\Sigma}^{\text{б.із}}}$$

і скорочення, остаточно отримуємо

$$T_{\text{в}}^{\text{із.зов}} = T_{\text{в}}\left[1+\frac{2R_{\text{із.зов}}}{R_{\Sigma}^{\text{б.із}}}+\frac{2}{R_{\Sigma}^{\text{б.із}}}\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}}-\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}\right)\right]. \quad (10)$$

Аналогічно отримуємо вираз для постійної часу з внутрішньою ізоляцією

$$T_{\text{в}}^{\text{із.вн}} = T_{\text{в}}\left[1-\frac{R_{\text{із.зов}}}{R_{\Sigma}^{\text{із}}}+\frac{2}{R_{\Sigma}^{\text{із}}}\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}}-\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}\right)\right]\frac{R_{\Sigma}^{\text{із}}}{R_{\Sigma}^{\text{б.із}}}. \quad (11)$$

Після відповідних перетворень остаточно отримаємо

$$T_{\text{в}}^{\text{із.вн}} = T_{\text{в}}\left[1+\frac{2}{R_{\Sigma}^{\text{б.із}}}\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}}-\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}\right)\right]. \quad (12)$$

Для випадку використання як зовнішньої, так і внутрішньої ізоляції, отримаємо комбінацію відповідних коефіцієнтів корекції з виразів (10) і (12)

$$T_{\text{в}}^{\text{із.зов+вн}} = T_{\text{в}}\left[1+\frac{2R_{\text{із.зов}}}{R_{\Sigma}^{\text{б.із}}}+\frac{2}{R_{\Sigma}^{\text{б.із}}}\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}}-\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}\right)\right]\left[1+\frac{2}{R_{\Sigma}^{\text{б.із}}}\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}}-\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}\right)\right].$$

Після відповідних перетворень остаточно отримаємо

$$T_{\text{в}}^{\text{із.зов+вн}} = T_{\text{в}}\left[\frac{2R_{\text{із.зов}}}{R_{\Sigma}^{\text{б.із}}}\left(1+\frac{2}{R_{\Sigma}^{\text{б.із}}}\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}}-\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}\right)\right)+\left(1+\frac{2}{R_{\Sigma}^{\text{б.із}}}\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}}-\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}\right)\right)^2\right]. \quad (13)$$

Обговорення результатів

Аналіз виразів (10), (12) і (13) показує, що використання теплоізоляції для термомодернізації будівель в значній мірі впливає на акумулюючу здатність будівлі.

Однак, нанесення внутрішньої ізоляції (12), при рівності $\alpha_{\text{з}}$ і $\alpha_{\text{вн}}$, фактично не впливає на акумулюючу здатність будівлі, але пропорційно знижує питому теплову характеристику будівлі q_0, що дає додатковий резерв теплової потужності системи опалення для прискорення режиму прогріву будівлі.

Нанесення зовнішньої ізоляції (10) значно збільшує акумулюючу спроможність будівлі. Так, при термічному опорі ізоляції, рівному опору огороджувальної конструкції, значення $T_{\text{в}}$ зростає в 3 рази, проте зниження питомої теплової характеристики будівлі q_0 також дає додатковий резерв теплової потужності системи опалення для прискорення режиму прогріву будівлі, а значна акумулююча здатність зменшує амплітуду температури повітря $t_{\text{в}}$ при порушенні теплового балансу.

Нанесення одночасно зовнішньої і внутрішньої ізоляції дає проміжний ефект зміни акумулюючої здатності будівлі щодо двох попередніх варіантів.

Висновки

1 Запропоновано аналітичні залежності, що дозволяють оцінити зміну акумулюючої здатності будівлі при різних варіантах термомодернізації будівлі.

2 Використання зовнішньої теплоізоляції будівлі краще для режимів цілодобового опалення, характерних для житлових приміщень.

3 Внутрішню теплоізоляцію ефективніше використовувати для офісних, і аналогічних їм будівель, для реалізації режиму переривчастого опалення з відключенням його в неробочий час і відповідним форсованим опаленням перед робочим часом

Список літератури

1 **Соколов, Е. Я.** Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов [Текст] / **Е. Я. Соколов**. – 6-е изд., перераб. – М. : Изд-во МЭИ, 1999. – 472 с.

2 **Исаченко, В. П.** Теплопередача [Текст] / **В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел**. – М. : Энергия, 1975. – 423 с.

3 **Титар, С. С.** Системи енергопостачання промислових підприємств [Текст] / **С. С. Титар**. – Одеса : Изд-во "БАХВА", 2002. – 356 с.

4 **Панферов, В. И.** Моделирование и управление тепловым режимом здания [Текст] / **В. И. Панферов, А. Н. Нагорная, Е. Ю. Пашнина** // Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции : Сб. трудов Межд. научно-техн. конф. – М. : Московский государственный строительный университет, 2005. – № 20. – 280 с.

5 **Юркевич, Ю. С.** Оптимізація теплового режиму захищення під час чергового опалення в приміщенні [Текст] / **Ю. С. Юркевич, О. О. Савченко**. – Львів : Національний університет «Львівська політехніка», 2010. – 280 с.

Bibliography (transliterated)

1 **Sokolov, E. Y.** (1999), *Teplofikacija i teplovye seti: uchebnik dlja vuzov* [District heating and heat networks: a textbook for high schools], Moscow Power Engineering Institute, Moscow, Russia.
2 **Isachenko, V. P., Osipova, V. A. and Sukomel, A. S.** (1975), *Teploperedacha* [Heat transfer], Energy, Moscow, Russia.
3 **Tytar, S. S.** (2002), *Systemy energopostachannja promyslovyh pidpryjemstv* [Power supply systems of industrial enterprises], ″БАХВА″, Odessa, Ukraine.
4 **Panferov, V. I., Sermon, A. N. and Pashnina, E. Y.** (2005), ″Modelirovanie i upravlenie teplovym rezhimom zdanija [Modeling and control of thermal regime of the building]″, *Teoreticheskie osnovy teplogazosnabzhenija i ventiljacii : Sb. trudov Mezhd. nauchno-tehn. konf.* [The theoretical foundations of heat and ventilation: Proceedings of the International scientific and technical conference], Moskovskij gosudarstvennyj stroitel'nyj universitet [Moscow State University of Civil Engineering], no. pp.
5 **Jurkiewicz, Y. S. and Savchenko, O. O.** (2010), *Optymizacija teplovogo rezhymu zahyshhennja pid chas chergovogo opalennja v prymishhenni* [Optimization of heat treatment reserved during the next heating indoors], National University ″Львівська політехніка″, Lvov, Ukraine.

Відомості про авторів (About authors)

Зайцев Дмитро Володимирович – аспірант, асистент кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій, Одеський національний політехнічний університет, г. Одеса, Україна; e-mail: zaitsev_d_v@mail.ua.

Zaitsev Dmitry – graduate student, Assistant, Department of heat power stations and energy-saving technologies, Odessa National Polytechnic University, Odessa, Ukraine.

Баласанян Генадій Альбертович – доктор технічних наук; професор кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій, Одеського національного політехнічного університету, г. Одеса, Україна; e-mail: bageal@rambler.ru.

Balasanian Gennady – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of heat power stations and energy-saving technologies, Odessa National Polytechnic University, Odessa, Ukraine.

Климчук Олександр Андрійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій, Одеський національний політехнічний університету, , г. Одеса, Україна; e-mail: aklimchuk74@rambler.ru.

Klimchuk Alexander – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Department of heat power stations and energy-saving technologies, Odessa National Polytechnic University, Odessa, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Зайцев, Д. В. Вплив теплової ізоляції на акумулюючи властивості будівель [Текст] / **Д. В. Зайцев, Г. А. Баласанян, О. А. Климчук** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 171–174. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.26.

Please cite this article as:

Zaitsev, D., Balasanian, G. and Klimchuk, A. (2016), ″Influence of the Thermal Insulation on the Accumulating Properties of Buildings″, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 171–174, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.26.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Зайцев, Д. В. Влияние тепловой изоляции на аккумулирующие свойства зданий [Текст] / **Д. В. Зайцев, Г. А. Баласанян, А. А. Климчук** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 171–174. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.26.

АННОТАЦИЯ *В статье рассматриваются методы определения количественной зависимости показателя аккумулирующей способности здания, от параметров внешней и внутренней тепловой изоляции ограждающих конструкций здания. Внедрение энергосберегающих технологий, в частности термомодернизации зданий на основе теплоизоляции наружных или внутренних поверхностей стен, существенно влияет на аккумулирующие свойства здания и, соответственно, требует учета при проектировании и эксплуатации систем отопления. Тепловой баланс зданий, как известно, определяется потерей тепла через ограждающие конструкции и выделением тепла внутри здания, которое, в основном, зависит от текущей тепловой мощности системы отопления. Динамика температуры воздуха внутри помещения, при изменении теплового баланса здания, во многом зависит от аккумулирующих свойств здания.*

Ключевые слова: *термомодернизация, теплообмен, теплоёмкость, коэффициент теплопередачи, термическое сопротивление, коэффициент теплоотдачи, температура.*

Надійшла (received) 08.01.2016

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING PROCESSES AND EQUIPMENT

Chernousenko O., Peshko V. Influence of the Operation of the Power Units of Thermal Power Plants in the Maneuvering Mode on the Aging Rate of Power Equipment 6

Gorbov V. M., Mitienkova V. S., Karpov M. A., Fedorova O. P. Estimation of Waste Energy Utilization Efficiency in Electrochemical Power Plants of Transport Vessels....17

Tuz V. O., Trokoz Ya. Ye., Lebed N. L. Heat-Mass Exchange in the Separating Filter of Fuel System For the Gas Turbine Plant of Gas-Compressor Unit 25

Yefimov A. V., Goncharenko A. L. Heat Recovery System with the Embedded Thermosiphon-Type Heat-Exchange Apparatus 30

Chaikovskaya E. Complex Modelling Drying Plant in the Composition of the Cogeneration System....38

Khimenko A. Computational and Experimental Research of Thermal Processes in Solid Heat Storage Materials with High Thermal Storage Properties....44

Tkachenko S. J., Stepanova N. D., Bochkova O. U. Using the Equation of Energy to Determine the Friction Losses in Vertical High-Viscosity Two-Phase Flow 50

Ganzha A., Zaiets O., Pidkopai V., Marchenko N. Analysis of the Efficiency of Heat-Exchangers-Heat Recovery Units for Energy Technology Systems and Units 56

Yachmenev V., Nikolenko V. Calculation of Temperature Fields for the Compound Semi-Infinite Solid Taking Into Consideration Generalized Fourier Law....61

Kuhtin D., Yefimov A., Potanina T., Garkusha T. Analysis of the Computing Methods of Structural Reliability of Process Flow Diagrams for the Power Generating Units of Nuclear Power Plants....66

Mezerya A. Optimizing the Operating Conditions of Boilers of Thermal Power Plants Using the Criterion of Minimum Power Losses....72

Arsiri V., Smyrnova V., Arsiri E. Increasing Productivity of the Boiler by Eliminate the Limited Capacity of the Thrust and Blow....78

Kanyuk G., Andreev A., Cherniyk A., Knyazeva V. Analysis of the Tools Used to Control the Parameters of Pump Units Intended for Oil-Trunk Pipelines in Ukraine....85

Smirnov A., Sereda R., Borisov N. Gas-Oil Shell-and-Tube Heat Exchanger with the Safe Channel in the Oil System of Gas Turbine Engine for the Gas-Compressor Unit 93

Dreus A. Yu. Heat Transfer of Drilling Tool Under Variable Cooling....99

Lysak O. Analysis of Convective Heat Transfer From Storage Heater External Surfaces 105

Korobko V. Features Thermoacoustic Thermal Machines Using Low-Temperature Thermal Energy Source...111

Masoud Hajivand CFD Simulation of Partially Premixed Piloted CH4/AIR Sandia Flame (D) Combustion and Emissinos....118

Subotovich V. P., Yudin Yu. A., Yudin A. Yu., Temchenko S. A. On the Data of Aerodynamic Computations of Axiannular Divergent Cones....131

Kostyuk O. P. Influence of the Main Geometric Factors and Air Supply Methods on the Geometry of the Flow-Through Two Phase Layer....136

Lysenko K. Study of the Heat and Mass Transfer Processes in Cryogenically-Gravel Filter....142

Antonov A. Treatment of the Heating System Water Using the Electro-Membrane Method....148

Nikolsky V. Ye., Lobodenko A. V., Reshetnyak I. L. The Study Physical-Chemical Properties of Water Treated by Contact Heating Method 153

Semenova N., Ratushniy A., Kulinich S. Energy Entropy Principles of the Development of the Technical System ″Hydraulic Distribution Valve″....158

Loburenko M., Papchenko A., Matvienko O. Spiral Vortex Motion Fluid Analysis and Possibilities of Its Use in the Hydraulic Systems 163

Zaitsev D. V., Balasanian G. A., Klimchuk A. A. Influence of the Thermal Insulation on the Accumulating Properties of Buildings....171

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Збірник наукових праць

Серія:
Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування

№ 10(1182) 2016

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. А.В. Бойко
Технічний редактор м.н.с., ас. С.П. Науменко

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г.Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХПІ»
Кафедра турбінобудування.
Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11
e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua
http://sites.kpi.kharkov.ua/turbine/

Обл. вид. № 9-16.

Підписано до друку 02.02.2016 р. Формат 60x90$^{1}/_{8}$. Папір офсетний 80 г/м^{2}.
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 5,0.
Наклад 300. Зам. №2679-16. Ціна договірна.

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт»
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців
ДК № 333 від 09.02.2001р.
61023, м. Харків, а/с 10325.
тел. (057) 714-09-08