

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

**Вісник Національного
технічного університету
«ХПІ». Серія: Енергетичні
та теплотехнічні
процеси й устаткування**

**Bulletin of the National
Technical University
"KhPI". Series: Power
and Heat Engineering
Processes and Equipment**

№ 1'2020

No. 1'2020

Збірник наукових праць

Collection of Scientific papers

Видання засноване у 1961 р.

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2020

Kharkiv
NTU "KhPI", 2020

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment. : зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2020. – № 1(3). – 54 с. – ISSN 2078-774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line).

Видання присвячене освітленню досягнень в галузях енергетичного і транспортного машинобудування. Публікуються статті, що стосуються технічної теплофізики, гідроаеромеханіки в енергетичному та авіаційному устаткуванні, оптимізації в енергомашинобудуванні, економічності і надійності теплотехнічного обладнання, застосування і верифікації сучасних CFD програм, енергозберігаючих технологій при генерації, розподілі та транспорті енергії, нетрадиційній енергетики, високих технологій та екологічних аспектів в енергомашинобудуванні.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців в галузі енергетичного і транспортного машинобудування.

The purpose of this edition is to highlight the achievements in the field of power engineering and mechanical engineering. It includes the scientific papers that highlight the issues of engineering thermal physic and hydraulic aeromechanics peculiar for the power engineering and airborne equipment, power plant engineering optimization, cost effectiveness and reliability of the heat engineering equipment, the use and verification of state-of-the-art CFD programs, energy-saving technologies, alternative power engineering, high technologies and ecological aspects of the power plant engineering.

It is of interest for the scientists, academics of higher schools, post-graduate students and the specialists in the field of power engineering and transport engineering.

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації України
КВ № 23777-13617Р від 14 лютого 2019 року.

Мова статей – українська, російська, англійська.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого Наказом МОН України № 1471 від 26.11.2020 р.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування включений до зовнішніх інформаційних систем, у тому числі в наукометричну базу даних Index Copernicus (Польща), Google Scholar; зареєстрований у світовому каталозі періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA).

Офіційний сайт видання: <http://etpo.khpi.edu.ua>

Засновник
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Редакційна колегія серії
Відповідальний редактор:
Єфімов О. В., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Відповідальний секретар:
Литвиненко О.О., к.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Члени редколегії:
Водка О. О., к.т.н., НТУ «ХПІ», Україна
Гнесін В. І., д.т.н., проф., ІПМаш НАНУ, Україна
Каверцев В. Л., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ», Україна
Колодяжна Л. В., д.т.н., проф., ІПМаш НАНУ, Україна
Ligrani P., д.т.н., проф., University of Alabama in Huntsville, USA
Matas R., к.т.н., University of West Bohemia in Plzen, Czech
Мних А. С., д.т.н., доц., Запорізький Національний
Університет, Україна
Nick S., д.т.н., проф., Cardiff University, UK
Островерхов М. Я., д.т.н., проф., НТУУ «КПІ», Україна
Пилипенко М. М., д.т.н., проф., Національний науковий центр
«Харківський фізико-технічний інститут» НАН України
Rzadkowski R., д.т.н., проф., Institute flow machines PAN, Poland
Ромашов Ю. В., д.т.н., проф., ХНУРЕ, Україна
Сербін С. І., д.т.н., проф., Національний університет корабле-
будування імені адмірала Макарова, Україна
Туз В. О., д.т.н., проф., НТУУ «КПІ», Україна
Усатий О. П., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Чередніченко О. К., к.т.н., доц., Національний університет
кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна
Черноусенко О. Ю., д.т.н., проф., НТУУ «КПІ», Україна
Шубенко О. Л., д.т.н., проф., чл.-кор. НАНУ, ІПМаш НАНУ,
Україна

Founder
National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

Editorial staff
Associate editor:
Yefimov A., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Executive secretary:
Lytyvnenko O., Ph.D., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Editorial staff members:
Vodka O., Ph.D., NTU "KhPI", Ukraine
Gnesin V., D.Sc., Prof., IPMach NAS of Ukraine
Kavertsev V., Ph.D., Assistant Professor, NTU "KhPI", Ukraine
Kolodyazhnaya L., D.Sc., Prof., IPMach NAS of Ukraine
Ligrani P., D.Sc., Prof., University of Alabama in Huntsville, USA
Matas R., Ph.D., University of West Bohemia in Plzen, Czech
Mnykh A., D.Sc., Assistant Professor, Zaporizhzhya National
University, Ukraine
Nick S., D.Sc., Prof., Cardiff University, UK
Ostroverkhov M., D.Sc., Prof., National Technical University of
Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"
Pylypenko M., D.Sc., Prof., National Science Center 'Kharkiv
Institute of Physics and Technology' NAS of Ukraine
Rzadkowski R., D.Sc., Prof., Institute flow machines PAN, Poland
Romashov Y., D.Sc., Prof., Kharkiv National University of Radio
Electronics, Ukraine
Serbin S., D.Sc., Prof., Admiral Makarov National University
of Shipbuilding, Ukraine
Tuz V., D.Sc., Prof., National Technical University of Ukraine
"Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"
Usaty A., D.Sc., Prof., NTU "KhPI", Ukraine
Cherednichenko O., Ph.D., Assistant Professor, Admiral Makarov
National University of Shipbuilding, Ukraine
Chernousenko O., D.Sc., Prof., National Technical University of
Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"
Shubenko O., D.Sc., Prof., Corresponding member NAS of Ukraine,
IPMach NAS of Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».
Протокол № 6 від 13 листопада 2020 р.

© Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2020

ЗМІСТ

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

<i>Юдін Ю. О., Суботович В. П., Лапузін О. В., Малимон І. І.</i> Розрахункове аеродинамічне дослідження вихлопного дифузора потужної парової турбіни в широкому діапазоні режимів роботи	5
<i>Олійник Ю. А., Саприкін С. О., Науменко С. П.</i> Потужність приводу відцентрового нагнітача природного газу.....	10
<i>Тарасов О. І., Литвиненко О. О., Михайлова І. А., Науменко С. П.</i> Теплофізичний експеримент в системі освіти магістрів теплотехнічних спеціальностей	15
<i>Пересьолков О. Р., Круглякова О. В.</i> Деякі способи зміни структури крапельного потоку при диспергуванні води плоскоструменними форсунками.....	24
<i>Демченко В. Г., Коник А. В.</i> Зменшення непродуктивних теплових втрат при генерації енергії	30
<i>Алтухова О. В., Канівець Г. Є.</i> Оптимальні пластинчасті теплообмінники енергетичних установок	35
<i>Волощук В. А., Некрашевич О. В., Любицький С. В.</i> Ексергетичний аналіз перехідних процесів баків-акумуляторів.....	42
<i>Авдєєва О. П., Усатий О. П., Пальков І. А., Пальков С. А., Іщенко О. І.</i> Застосування комплексної методології для оптимізації проточних частин парових турбін	49
Кафедрі турбінобудування НТУ «ХПІ» 90 років!.....	53

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING PROCESSES AND EQUIPMENT

<i>Yudin Yu., Subotovich V., Lapuzin A., Malymon I.</i> Numerical Aerodynamic Investigation of Exhaust Diffuser for Powerful Steam Turbine in a Wide Operating Modes Range	5
<i>Oleynik Yu., Saprykin S., Naumenko S.</i> Determination of Fuel Gas Flow Rate in Gas Pumping Unit and Compressor Station	10
<i>Tarasov A., Lytvynenko O., Myhaylova I., Naumenko S.</i> The Thermophysical Experiment Carried out for the Education of the Students Studying for the Master's Degree to Get Heat Engineering Specialties	15
<i>Pereselkov A., Kruglyakova O.</i> Some Methods of a Change in the Trickle Flow Structure during the Water Dispersion by Flat-Plate Jet Nozzles	24
<i>Demchenko V., Konyk A.</i> Reducing of Non-Productive Heat Losses in Energy Generation.....	30
<i>Altukhova O., Kanevets G.</i> Optimal Plate Heat Exchangers of Power Generation Systems.....	35
<i>Voloshchuk V., Nekrashevych O., Liubyskyi S.</i> Exergy Analysis of Transiant Modes in Hot Water Storages	42
<i>Avdieieva O., Usatyi O., Palkov I., Palkov S., Ishchenko O.</i> Application of a Comprehensive Methodology to Optimize the Flow Paths of Steam Turbines	49
Department of Turbine construction National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute” 90 Years!.....	53

Ю. О. ЮДИН, В. П. СУБОТОВИЧ, О. В. ЛАПУЗИН, І. І. МАЛИМОН

РОЗРАХУНКОВЕ АЕРОДИНАМІЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИХЛОПНОГО ДИФУЗОРА ПОТУЖНОЇ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ В ШИРОКОМУ ДІАПАЗОНІ РЕЖИМІВ РОБОТИ

Виконано розрахункове дослідження аеродинамічних характеристик чотирьох варіантів вихлопних вісерадіальних дифузоров турбіни К-325-23,5. Дослідження проведено в широкому діапазоні зміни відносної об'ємної витрати GV_2 останнього ступеня. При розрахунках використано імітаційну вісесиметричну модель дифузора, яку верифіковано з експериментальними даними. В кожному варіанті змінювалася конструкція проточної частини вихідного патрубку зі встановленими або видаленими торовим і широко-режимним дефлекторами. Розрахунки виконані в програмному комплексі *ANSYS-Fluent*. За результатами дослідження можна рекомендувати модернізацію вихідного дифузору турбіни шляхом встановлення широкорежимного дефлектору в початковий варіант.

Ключові слова: вісерадіальний дифузор, турбіна, дефлектор, коефіцієнт повних втрат, вісесиметрична модель.

Ю. А. ЮДИН, В. П. СУБОТОВИЧ, А. В. ЛАПУЗИН, И. И. МАЛИМОН

РАСЧЕТНОЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫХЛОПНОГО ДИФФУЗОРА МОЩНОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ В ШИРОКОМ ДИАПАЗОНЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ

Выполнено расчетное исследование аэродинамических характеристик четырех вариантов выхлопных осерадиальных диффузоров турбины К-325-23,5. Исследование проведено в широком диапазоне изменения относительного объемного расхода GV_2 последней ступени. При расчетах использована имитационная осесимметричная модель диффузора, которая верифицирована с экспериментальными данными. В каждом варианте изменялась конструкция проточной части выходного патрубка с установленными или удаленными торовым и широкорежимным дефлекторами. Расчеты выполнены в программном комплексе *ANSYS-Fluent*. По результатам исследования можно рекомендовать модернизацию выходного диффузора турбины путем установки широкорежимного дефлектора в исходный вариант.

Ключевые слова: осерадиальный диффузор, турбина, дефлектор, коэффициент полных потерь, осесимметричная модель.

YU. YUDIN, V. SUBOTOVICH, A. LAPUZIN, I. MALYMON

NUMERICAL AERODYNAMIC INVESTIGATION OF EXHAUST DIFFUSER FOR POWERFUL STEAM TURBINE IN A WIDE OPERATING MODES RANGE

The objectives of research done were to define the aerodynamic characteristics of the different axial-radial diffusers constructions on load-changing turbine operations with the purpose to find their aerodynamic improvement reserve. Using the CFD program, the numerical analysis of aerodynamic characteristics has been performed for the four options of outlet axial-radial diffusers used for the steam turbine K-325-23,5. The flow for all four options of the diffuser was calculated for preset constant total pressure and total temperature at the channel input and the static pressure at the diffuser output. The data was taken from experiment that had been performed by department of turbine construction of NTU "KhPI". A comparative analysis of the aerodynamic characteristics of the diffusers was performed and the values of the coefficients of total losses were defined. A version of the outlet axial-radial diffuser was suggested for the turbine that provides the lowest coefficient of total losses and better flow distribution through entire channel.

Key words: axial-radial diffuser, turbine, deflector, total loss factor, axisymmetric model.

Вступ

ККД турбомашин в основному визначається газодинамічною ефективністю їх проточних частин, важливими елементами яких є кільцеві перехідні і вихідні дифузори канали. Одним із шляхів підвищення економічних показників турбомашин є удосконалення аеродинаміки вихідних патрубків [1, 2]. Достовірну інформацію про аеродинамічну ефективність дифузори каналів можна отримати за допомогою фізичного експерименту. Для визначення параметрів потоку в каналах широко використовуються сучасні *CFD*-програми, при використанні яких в складних розрахункових моделях необхідно проводити верифікацію *CFD*-результатів за базами експериментальних даних.

Ефективність роботи відсіку «останній ступінь + вихідний патрубок» визначається як економічністю, так і надійністю роботи останнього ступеня. На режимах знижених навантажень особливо

гостро стає питання забезпечення надійності лопаткового апарата останнього ступеня, що залежить від характеру плин у вихідному патрубку. Відомі пропозиції [3–6], що спрямовані на зниження колової нерівномірності параметрів потоку, зменшення інтенсивності й розмірів циркуляційної зони, що виникає за робочим колесом ступеня в прикореневій зоні вихідного патрубку. При односторонньому вихлопі у конденсатор має місце деформація циркуляційної зони в окружному напрямку залежно від режиму роботи останнього ступеня. Такі відомості про течію у вихідних патрубках на режимах знижених навантажень дозволили впровадити конструкції вихідного патрубку, як із рухливими, так і зі стаціонарними елементами – дефлекторами [3–5], що дає можливість більш ефективно управляти потоком у вихідний патрубок у широкому діапазоні режимів.

У статті наведені результати розрахункових досліджень чотирьох варіантів вісерадіальних ві-

сесиметричних дифузорів (без збірної камери вихідного патрубка) для турбіни типу К-300: один варіант є початковим, а три інших варіанти відрізняються тільки наявністю або відсутністю дефлекторів у проточній частині дифузора.

Задачі дослідження

Основне завдання дослідження полягало в визначенні аеродинамічних характеристик вісерадіальних дифузорів різних конструкцій на змінних режимах з метою пошуку резервів їх аеродинамічного удосконалення.

Враховуючи відомості про роботу вихідних патрубків у широкому діапазоні навантажень [5], досліджено чотири моделі вісерадіальних дифузорів турбін типу К-300 (рис. 1): перший варіант – модель дифузора турбіни К-325-23,5 з тороподібним дефлектором, у другому варіанті встановлено широкорежимний дефлектор, в третьому варіанті моделі дифузора відсутні будь-які дефлектори, а в четвертому варіанті присутні тороподібний і широкорежимний дефлектори.

В моделях дифузорів побудовано прямокутну сітку з кількістю елементів близько 100 тис. Поблизу поверхонь стінки виконувалось згущення елементів сітки (рис. 2). Модель турбулентності у розрахунках вибрана *k-epsilon*. Комп'ютерні моделі вихідних патрубків підготовлено та розраховано за допомогою програмного комплексу *ANSYS-Fluent*. Моделі дифузорів досліджено на трьох режимах роботи останнього ступеня з відносною об'ємною витратою робочого тіла $\overline{GV}_2 = 0,5; 0,75; 1$.

Для імітації розподілу параметрів за останнім ступенем в розрахункових вісесиметричних моделях дифузорів виконано розділення вхідного перерізу до бандажа на 10 ділянок. Також враховано наявність бандажа, радіального зазору (переріз *II*) та, відповідно, перетікання робочого тіла крізь зазор. Для імітації надбандажної витоки тиск гальмування у перерізі *II* підвищували відносно тиску гальмування у перерізах *I–I0*, орієнтуючись на дані експерименту. Розподіл кутів потоку α_2 (кут в тангенціальному напрямі) і δ (кут скосу потоку у меридіональній площині) у перерізах *I–II* на відповідних режимах роботи $\overline{GV}_2$ також взято з експериментальних даних, які були отримані на кафедрі турбінобудування НТУ «ХП» при виконанні досліджень моделі останнього ступеня турбіни разом з дифузорею вихідного патрубка на стенді повітряної турбіни.

Результати розрахунків

Порівняння дифузорів проводилося за коефіцієнтами повних втрат (КПВ), внутрішніх втрат і втрат

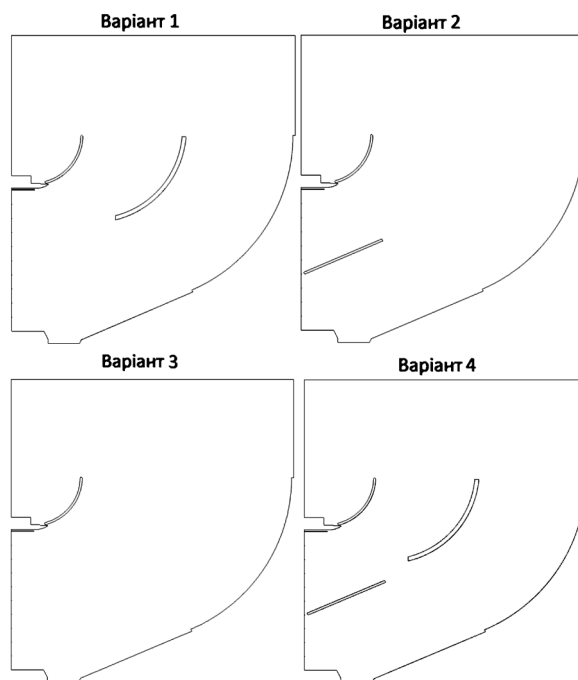


Рис. 1 – Моделі дифузорів

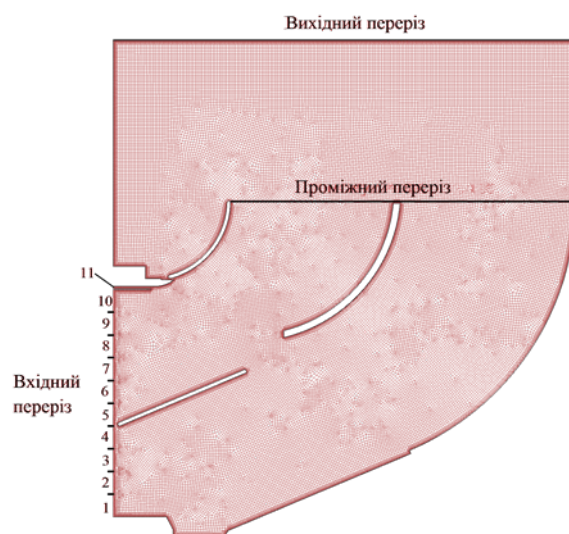


Рис. 2 – Будова сітки на прикладі вісерадіального дифузора варіанту 4

з вихідною швидкістю, які традиційно використовуються для оцінки ефективності дифузорів [1, 2, 6]. Для порівняння з даними експерименту виконано розрахунки варіантів 1, 2, 3 вісерадіальних дифузорів на змінних режимах роботи останнього ступеня.

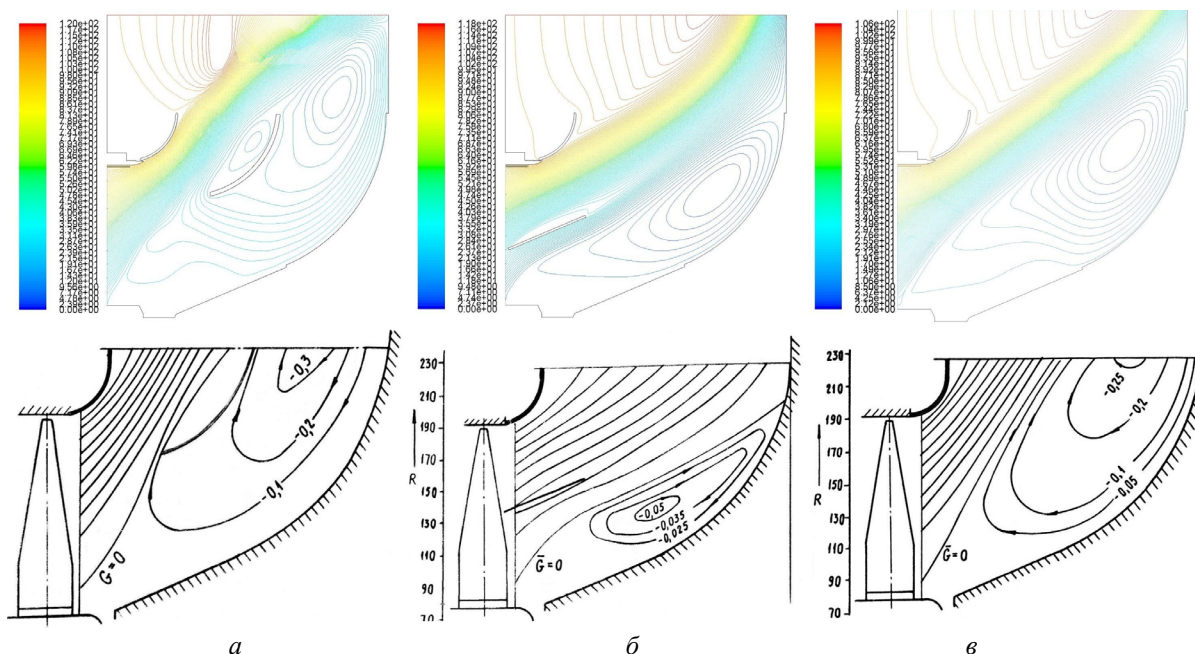
На рис. 3 зображено для прикладу порівняння на режимі $\overline{GV}_2 = 0,5$. За результатами порівняння розрахункових та експериментальних даних визначено, що розрахункова модель задовільно відображає картину течії в дифузорі.

На режимі $\overline{GV}_2 = 0,5$ штатний кільцевий тороподібний дефлектор (перший варіант дифузора) практично не впливає на характеристики течії у порівнянні з варіантом дифузора без дефлекторів. В обох варіантах циркуляційна зона займає більше половини прохідних перерізів дифузора. Основна течія притискується до поверхні зовнішнього обводу дифузора і за рахунок зміни кривизни потоку має місцеве прискорення, де швидкості збільшуються в 1,5–1,7 рази стосовно швидкостей в інших зонах. Другий варіант дифузора дозволяє в 2,5 рази зменшити довжину циркуляційної зони і в 5 разів витрату робочого тіла, що циркулює в ній. Крім цього, за експериментальними даними, при наявності збірної камери вихлопного патрубку з одностороннім виходом потоку, така конструкція дозволяє зменшити колову нерівномірність тисків за робочим колесом останнього ступеня на маловитратних режимах і збільшити ККД у порівнянні з дифузором без дефлектора на режимі $\overline{GV}_2 = 0,5$ (різниця може досягати 10 %...15 %).

Розрахункову модель використано для розрахункового дослідження початкового і модернізованого варіантів вісерадіального дифузора турбіни К-325-23,5 у широкому діапазоні навантажень. За результатами розрахунків встановлено, що модернізація вихідного дифузора за рахунок встановлення ширококоррежним дефлектора дозволяє знизити коефіцієнт повних втрат дифузора. На режимі $\overline{GV}_2 = 1$ дифузор з ширококоррежним де-

флектором і тороподібною кільцевою лопаткою має близьке значення коефіцієнта повних втрат до початкового варіанта дифузора (~0,6). Невеликий зріст внутрішніх втрат компенсується додатковим дифузормим ефектом в зоні втулки. При зниженні відносної об'ємної витрати до $\overline{GV}_2 = 0,75$ кут скошу потоку у меридіональній площині вхідного перерізу дифузора збільшується і наближається до кута дефлектора у цій площині, тому на цьому режимі ширококоррежний дефлектор також слабо впливає на течію і втрати в дифузори. На режимах $\overline{GV}_2 = 0,75-0,5$ характер течії з ширококоррежним дефлектором суттєво змінюється. Так на дослідженому режимі $\overline{GV}_2 = 0,5$ в початковому варіанті дифузора основна течія займає об'єм проточної частини дифузора між зовнішнім обводом і торовою кільцевою лопаткою, а в модернізованому варіанті ширококоррежний дефлектор відхиляє основний потік у напрямку до втулки і, таким чином, зменшує розміри циркуляційної течії в зоні втулки. При цьому коефіцієнт повних втрат модернізованого варіанту зменшується з 1,06 до 0,73.

Отже, модернізація вихідного дифузора турбіни К-325-23,5 за рахунок встановлення ширококоррежним дефлектора дозволяє не збільшувати КПД на режимах $\overline{GV}_2 = 1-0,75$ і позитивно впливати на течію і коефіцієнт повних втрат дифузора в діапазоні режимів $\overline{GV}_2 = 0,75-0,5$.



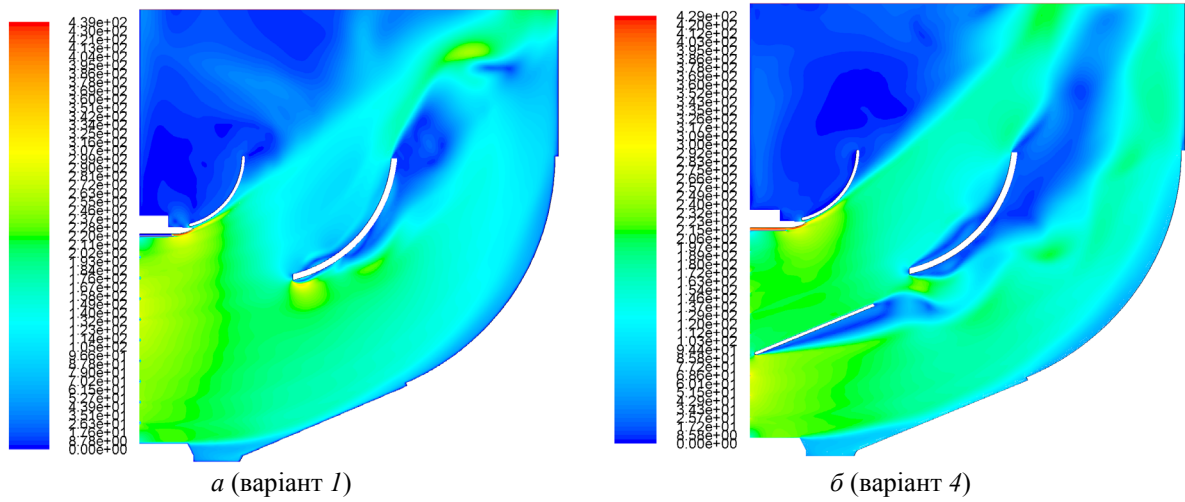


Рис. 4 – Розрахунковий розподіл швидкостей у дифузорах на режимі $\overline{GV}_2 = 1$

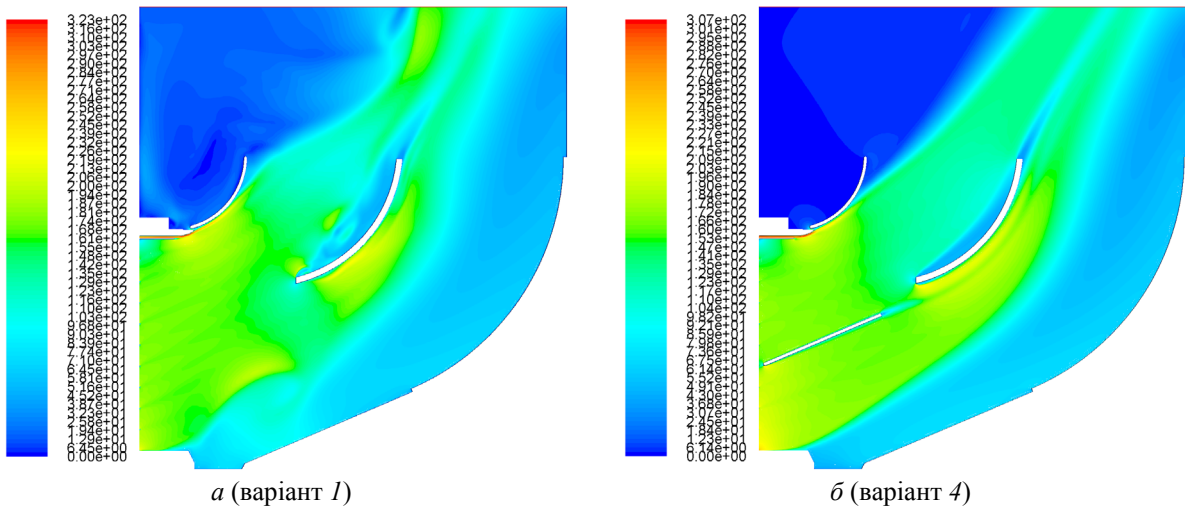


Рис. 5 – Розрахунковий розподіл швидкостей у дифузорах на режимі $\overline{GV}_2 = 0,75$

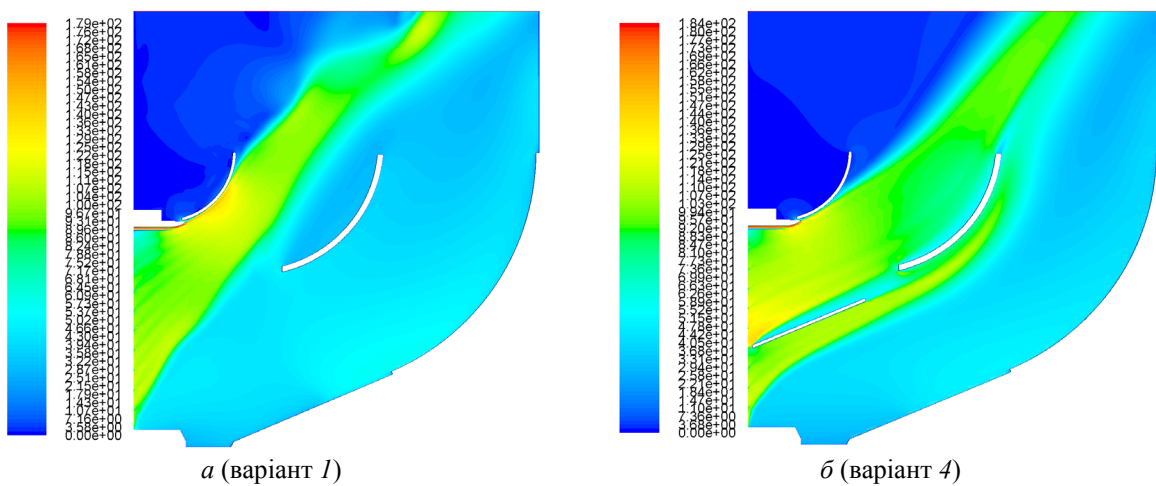


Рис. 6 – Розрахунковий розподіл швидкостей у дифузорах на режимі $\overline{GV}_2 = 0,5$

Висновки

Розрахункові дослідження чотирьох варіантів дифузоров турбіни типу К-300 на режимах $\overline{GV}_2 = 1; 0,75; 0,5$ довели, що встановлення ширококорейного дефлектора дозволяє поліпшити характеристики вихідного дифузора: покращити характер течії, зменшити розмір і інтенсивність циркуляційної зони біля втулки, знизити коефіцієнт повних втрат дифузора на режимах $\overline{GV}_2 < 0,75$. На таких режимах останній ступень і вихлопний патрубков працюють значну кількість часу на рік, враховуючи зміну клімату і підвищення температури.

Вперше досліджено модернізований варіант дифузора, в якому присутні тороподібний і ширококорейний дефлектори, і доведено, що така конструкція дифузора має поліпшені характеристики по відношенню до початкового варіанта. Така модернізація не потребує переробок системи жорсткості вихлопного патрубков, не впливає на міцність конструкції і її можна з незначними витратами виконати при капітальному ремонті турбіни.

Список літератури

1. Дейч М. Е., Зарянкин А. Е. *Газодинамика диффузоров и выхлопного патрубка турбомашин*. Москва: Энергия, 1970. 273 с.
2. Мигай В. К., Гудков Э. И. *Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин*. Ленинград: Машиностроение, 1981. 272 с.
3. Гаркуша А. В. *Аэродинамика проточной части паровых турбин*. Москва: Машиностроение, 1983. 184 с.
4. Гаркуша А. В., Юдин Ю. А. Работа последней ступени и выхлопного патрубка ЦНД различных конструкций. *Энергетическое машиностроение*. 1995. № 10. С. 203–208.
5. Юдин Ю. А., Лапузин А. В. Повышение эффективности выхлопных патрубков ЦНД паровых турбин с помощью

широкорейного дефлектора. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2005. № 6. С. 60–64. Бібліогр.: 6 назв. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).

6. Субботович В. П., Юдин Ю. А., Лапузин А. В., Юдин А. Ю., Швецов В. Л. Влияние неосесимметричного вдува потока в диффузоре на работу выхлопного патрубка ЦНД турбины. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2017. № 9(1231). С. 24–28. Бібліогр.: 5 назв. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line). doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.03.

References (transliterated)

1. Deich, M. E. and Zaryankin A. E. (1970), *Gazodinamika diffuzorov i vykhlopnykh patrubkov turbomashin* [Diffusers and exhaust chamber turbomachinery gas dynamics], Energiya [Energy], Moscow, Russia.
2. Migay, V. K. and Gudkov, E. I. (1981), *Proektirovanie i raschet vyihodnykh diffuzorov turbomashin* [Design and calculation of output diffusers of turbomachines], Mashinostroenie [Mechanical engineering], Leningrad, Russia.
3. Garkusha, A. V. (1983), *Aerodinamika protochnoy chasti parovykh turbin* [Aerodynamic of steam turbine flow path], Mashinostroenie [Mechanical engineering], Moscow, Russia.
4. Garkusha, A. V., Yudin, Yu. O. (1995), "Rabota posledney stupeni i vykhlopного patrubka TsND razlichnykh konstruktсий [Operation of last stage and exhaust chamber of LPC different constructions]", *Energeticheskoye mashinostroenie* [Power engineering], no. 10, pp. 203–208.
5. Yudin Yu. O., Lapuzin O. V. (2005), "Povysheniye effektivnosti vykhlopnykh patrubkov TsND parovykh turbin s pomoshch'yu shirokorezhimnyye deflektora [Efficiency increasing of steam turbine LPC exhaust chambers with wide-modes deflector]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 6. pp. 60–64. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).
6. Subotovich V., Yudin Yu., Lapuzin A., Yudin A., Shvetsov V. (2017), "Influence of Nonaxisymmetric Flow Injection into the Diffuser on the Turbine LPC Exhaust Nozzle", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1231). pp. 24–28. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line). doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.03.

Надійшла (received) 16.09.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Юдин Юрій Олексійович (Юдин Юрий Алексеевич, Yudin Yuriy) – кандидат технічних наук, професор, професор кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: yury55yudin@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9770-2273>.

Субботович Валерій Петрович (Суботович Валерий Петрович, Subotovich Valery) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, професор кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7051-4758>.

Лапузін Олександр Вікторович (Лапузин Александр Викторович, Lapuzin Alexander) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри турбінобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6445-3979>.

Малимон Іван Іванович (Малимон Иван Иванович, Malymon Ivan) – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3162-4137>.

Ю. А. ОЛІЙНИК, С. О. САПРИКІН, С. П. НАУМЕНКО**ПОТУЖНІСТЬ ПРИВОДУ ВІДЦЕНТРОВОГО НАГНІТАЧА ПРИРОДНОГО ГАЗУ**

Отримано формули для потужності приводу відцентрового нагнітача (ВЦН) природного газу, де враховується не тільки механічний та політропний коефіцієнт корисної дії (ККД) ВЦН, але й газодинамічний ККД ВЦН, де враховуються газодинамічні втрати тиску газу та потужності ВЦН. Також в формулі розрахунку потужності приводу ВЦН, що експлуатується, враховується наявність парів конденсату та води в природному газі.

Ключові слова: потужність, привід, відцентровий нагнітач, розхід газу, газоперекачувальний агрегат.

Ю. А. ОЛЕЙНИК, С. А. САПРЫКИН, С. П. НАУМЕНКО**МОЩНОСТЬ ПРИВОДА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА**

Получены формулы для мощности привода центробежного нагнетателя (ЦБН) природного газа, где учитывается не только механический и политропный коэффициент полезного действия (КПД) ЦБН, но и газодинамический КПД ЦБН, учитывающий газодинамические потери давления газа и мощности в ЦБН. Так же в формуле расчета мощности привода эксплуатируемого ЦБН учитывается наличие паров конденсата и воды в природном газе.

Ключевые слова: мощность, привод, центробежный нагнетатель, расход газа, газоперекачивающий агрегат.

YU. OLEYNIK, S. SAPRYKIN, S. NAUMENKO**DETERMINATION OF FUEL GAS FLOW RATE IN GAS PUMPING UNIT AND COMPRESSOR STATION**

Formulas for drive power of centrifugal supercharger of natural gas are obtained, where efficiency factor (EF) of centrifugal supercharger is equal to product of three EF of centrifugal supercharger: mechanical, polytropic, gas-dynamic. The gas dynamic EF of the centrifugal supercharger is usually not taken into account and is taken equal to one. Gas dynamic EF takes into account the pressure loss of the centrifugal supercharger pumped in the stages and the energy loss due to friction of the centrifugal supercharger impellers in the gas medium. Also in the formula of calculation of drive power of the operated centrifugal supercharger the presence of condensate and water vapors in the natural gas is taken into account, which affects the accuracy of measuring the flow rate of pumped gas in the diaphragm flowmeter. Pumping of pure natural gas is impossible in reality and there are always impurities in natural gas, which must be taken into account to estimate the mass flow rate of gas. For formulas of practical (operated) and theoretical calculations of the drive power of the centrifugal natural gas blower received constant (equal to 0.004) for daily standard gas flow, which simplifies the calculation. The paper presents both precise and simplified formulas for the drive power of a centrifugal natural gas blower.

Keywords: power, drive, centrifugal supercharger, gas flow rate, gas transfer unit.

Вступ

Для оцінки ефективності роботи газоперекачувального агрегату (ГПА) з відцентровим нагнітачем (ВЦН) необхідно визначити потужність газотурбінного приводу (ГТП) ВЦН. При визначенні потужності ГТП необхідно розрахувати коефіцієнт корисної дії (ККД) ВЦН, де враховуються наступні втрати енергії [1–3]:

- 1) теплові втрати газу в ВЦН;
- 2) механічні втрати від тертя підшипників ротора ВЦН;
- 3) газодинамічні втрати на тертя газу на верхній диска робочих коліс (РК) ВЦН;
- 4) газодинамічні втрати на внутрішні перетікання газу через ущільнення ротора в ступенях ВЦН;
- 5) газодинамічні втрати тиску газу через тертя, подолання місцевих опорів і поворотів у проточних частинах ВЦН.

Звичайно враховуються теплові (політропний ККД) і механічні (механічний ККД) втрати енергії в ВЦН [2, 3]. У даній роботі будуть враховуватися газодинамічні втрати за допомогою газодинамічного ККД [1], а раніше ці втрати враховувалися не

разом, а окремо, за допомогою різних коефіцієнтів [2, 3].

При визначенні витрати природного газу (ПГ), що перекачується, звичайно враховують хроматографічну щільність ПГ, де не враховують домішки, які є в ПГ (конденсат, вода й ін.). У статті буде розглянуто питання про урахування у формулі потужності ГТП двох домішок ПГ: конденсату (у газоподібному стані), води (у газоподібному стані). Урахування у ПГ конденсату та води вимагає розгляду суміші газів (СГ) замість чистого ПГ.

Мета роботи

Визначення потужності приводу ВЦН із урахуванням втрат енергії (теплових, механічних, газодинамічних) у ВЦН і параметрів СГ (ПГ із конденсатом і водою).

Виклад основного матеріалу**Загальні формули потужності приводу ВЦН.**

Для потужності приводу ВЦН напишемо наступну загальну формулу [2]:

$$N_{\text{пр}} = \frac{1}{\eta_{\text{вцн}}} \ell_{\text{пол}} \dot{m}, \quad (1)$$

де $N_{\text{пр}}$ – потужність ГТП ВЦН (потужність на роторі силової турбіни ГТП), Вт;

$\eta_{\text{вцн}}$ – ККД ВЦН;

$\ell_{\text{пол}}$ – питома енергія, передана 1 кг газу в

ВЦН при політропному стиску газу, Дж/кг;

$\dot{m}$ – масова витрата газу, стисливого (перекачуального) ВЦН, кг/с.

Для $\eta_{\text{вцн}}$ напишемо формулу з урахуванням газодинамічних втрат енергії газу [1, 3]:

$$\eta_{\text{вцн}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{пол}} \eta_{\text{гд}}; \quad (2)$$

$$\eta_{\text{гд}} = \eta_{\text{дрк}} - \gamma_{\text{гдп}}; \quad (3)$$

$$\eta_{\text{дрк}} = \frac{1}{1 + \beta_{\text{трд}} + \beta_{\text{пер}}}, \quad (4)$$

де $\eta_{\text{м}}$ – механічний (зовнішній) ККД ВЦН;

$\eta_{\text{пол}}$ – політропний ККД ВЦН;

$\eta_{\text{гд}}$ – газодинамічний ККД ВЦН (метод 2 статті [1]);

$\eta_{\text{дрк}}$ – динамічний ККД РК ВЦН (втрати на тертя диска об газ і перетікання газу в ущільненнях);

$\gamma_{\text{гдп}}$ – коефіцієнт газодинамічних втрат енергії газу: втрати тиску газу через тертя, подолання місцевих опорів і поворотів у проточних частинах ВЦН (дифузори, зворотний напрямний апарат);

$\beta_{\text{трд}}$ – коефіцієнт втрат енергії на тертя й

змінання газу на поверхні диска РК ВЦН;

$\beta_{\text{пер}}$ – коефіцієнт втрат енергії на внутрішні перетікання газу через ущільнення ротора в ступені ВЦН.

Метод 2 статті [1] розглядає газодинамічні втрати енергії газу в робочому ступені ВЦН залежно від повного питомого напору газу в ступені. Для величин $\beta_{\text{трд}}$, $\beta_{\text{пер}}$, $\gamma_{\text{гдп}}$ приймемо однакові межі 0,01...0,02 [3, 4]. Величина $\gamma_{\text{гдп}}$ може досягати значення 0,03 [3], що вимагає додаткових досліджень. Для $\eta_{\text{гд}}$ одержимо значення: максимальне – 0,970, мінімальне – 0,942, середнє – 0,956.

Для $\eta_{\text{м}}$ рекомендуються наступні значення: максимальне – 0,98, мінімальне – 0,97, середнє – 0,975 [1]. В [2] рекомендуються більші значення: 0,99; 0,98; 0,985.

В [5] розглянуто чотири методи визначення $\eta_{\text{пол}}$.

Для $\ell_{\text{пол}}$ напишемо вираження [2–4]:

$$\ell_{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} R(Z_2 T_2 - Z_1 T_1);$$

$$\ell_{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} R Z_1 T_1 \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right); \quad (5)$$

$$n = \frac{\ln(\varepsilon)}{\ln \left(\varepsilon \frac{Z_1 T_1}{Z_2 T_2} \right)};$$

$$\frac{Z_2 T_2}{Z_1 T_1} = \varepsilon^{\frac{n-1}{n}},$$

де n – показник політропи;

R – газова постійна, Дж/(кг·К);

Z_1, Z_2 – коефіцієнт стиску газу на вході й виході ВЦН;

T_1, T_2 – температура газу на вході й виході ВЦН, К;

$\varepsilon = p_2/p_1$ – ступінь стиску газу в ВЦН;

p_1, p_2 – абсолютний тиск газу на вході та виході ВЦН, Па.

Величини Z_1 та Z_2 змінюються в межах 0,85...0,99.

Для залежності n і k (показник адіабати) напишемо [2–4]:

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k \eta_{\text{пол}}}{k-1}; \quad \frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k \eta_{\text{пол}}}. \quad (6)$$

Напишемо формулу (1) з урахуванням рівняння (5):

$$N_{\text{пр}} = \frac{1}{\eta_{\text{вцн}}} \frac{n}{n-1} Z_1 T_1 \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) R \dot{m}. \quad (7)$$

Запишемо формулу (7) з урахуванням формули (2) і рівнянь (6):

$$N_{\text{пр}} = \frac{1}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{гд}}} \frac{k}{k-1} Z_1 T_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k \eta_{\text{пол}}}} - 1 \right) R \dot{m}. \quad (8)$$

Формула (7) зручна для практичних розрахунків досліджуваних ГПА, коли p_2 і T_2 вимірюються, а $\eta_{\text{пол}}$ розраховується.

Формула (8) зручна для теоретичних розрахунків параметрів ГПА, коли p_2 і $\eta_{\text{пол}}$ задаються ($\eta_{\text{пол}}$ задається з урахуванням технічної документації та теплотехнічних досліджень ВЦН), T_2 розраховується.

Величина $\dot{m}$ (кг/с) дорівнює добутку щільності газу ρ (кг/м³) на об'ємну витрату газу Q (м³/с) [2]:

$$\dot{m} = \rho Q.$$

У розрахунках використовують стандартну щільність ПГ $\rho_{\text{ст}}$ (101 325 Па, 20 °С) і нормальну щільність ПГ $\rho_{\text{н}}$ (101 325 Па, 0 °С):

$$\dot{m} = \rho_{\text{ст}} Q_{\text{ст}} = \rho_{\text{н}} Q_{\text{н}},$$

де $Q_{\text{ст}}$ – стандартна об'ємна витрата газу, м³/с;

$Q_{\text{н}}$ – нормальна об'ємна витрата газу, м³/с.

Добутки $\rho_{\text{ст}} R$ та $\rho_{\text{н}} R$ постійні для всіх газів і їх

можна знайти по параметрам повітря [2]:

$$\rho_{\text{ст}} R = 1,2042 \cdot 287 = 345,605 \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

$$\rho_{\text{н}} R = 1,293 \cdot 287 = 371,091 \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}).$$

Якщо $Q_{\text{ст}}$ измелять в млн. м³/сут, то зручно знаходити $N_{\text{пр}}$ в МВт і для добутку $\rho_{\text{ст}} R Q_{\text{ст}} = R \dot{m}_{\text{т}}$, одержимо:

$$\begin{aligned} \rho_{\text{ст}} R \left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}} \right] Q_{\text{ст}} \left[\frac{\text{млн. м}^3}{\text{сут}} \right] \frac{1}{10^6} = \\ = 345,605 \cdot \left(Q_{\text{ст}} \frac{10^6}{60 \cdot 60 \cdot 24} \right) \frac{1}{10^6} = 0,004 Q_{\text{ст}} \frac{\text{МВт}}{\text{К}}. \end{aligned}$$

Для добутку $\rho_{\text{н}} R Q_{\text{н}}$ одержимо коефіцієнт 0,0043 МВт/К.

Підставимо в рівняння (7) формулу (2), значення $R \dot{m}_{\text{т}} = \rho_{\text{ст}} R Q_{\text{ст}} = 0,004 Q_{\text{ст}}$ і одержимо:

$$N_{\text{пр}} = \frac{0,004}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{пол}} \eta_{\text{гд}}} \frac{n}{n-1} Z_1 T_1 \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) Q_{\text{ст}}. \quad (9)$$

Підставимо у формулу (8) значення $R \dot{m}_{\text{т}} = \rho_{\text{ст}} R Q_{\text{ст}} = 0,004 Q_{\text{ст}}$ і одержимо вираження для $N_{\text{пр}}$ з урахуванням k замість n :

$$N_{\text{пр}} = \frac{0,004}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{гд}}} \frac{k}{k-1} Z_1 T_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k \eta_{\text{пол}}}} - 1 \right) Q_{\text{ст}}. \quad (10)$$

Якщо у формули (9), (10) $Q_{\text{ст}}$ підставити в млн. м³/сут, то одержуємо $N_{\text{пр}}$ в МВт. Якщо у формули (9), (10) $Q_{\text{ст}}$ підставити в тис. м³/сут, то одержуємо $N_{\text{пр}}$ в кВт.

Урахування конденсату й води в природному газі, що перекачується.

Розглянемо два компоненти, які можуть бути присутнім у ПГ: конденсат і вода в газоподібному стані. Прийнемо допущення, що відомі наступні параметри:

1) $\delta_{\text{к}}$ – маса пар конденсату, які перебувають у стандартному м³ ПГ, кг;

2) $\delta_{\text{в}}$ – маса пар води, які перебувають у стандартному м³ ПГ, кг.

Визначимо стандартну щільність СГ (101 325 Па, 20 °С) залежно від стандартної щільності чистого ПГ ($\rho_{\text{ст}}$, кг/м³):

$$\rho_{\text{стс}} = \rho_{\text{ст}} + \delta_{\text{к}} + \delta_{\text{в}};$$

$$\rho_{\text{стс}} = \left(1 + \frac{\delta_{\text{к}}}{\rho_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{в}}}{\rho_{\text{ст}}} \right) \rho_{\text{ст}};$$

$$\rho_{\text{стс}} = (1 + \gamma_{\text{к}} + \gamma_{\text{в}}) \rho_{\text{ст}};$$

$$\rho_{\text{стс}} = (1 + \gamma_{\text{кв}}) \rho_{\text{ст}}; \quad (11)$$

$$\gamma_{\text{к}} = \frac{\delta_{\text{к}}}{\rho_{\text{ст}}}; \quad \gamma_{\text{в}} = \frac{\delta_{\text{в}}}{\rho_{\text{ст}}}; \quad \gamma_{\text{кв}} = \gamma_{\text{к}} + \gamma_{\text{в}},$$

де $\rho_{\text{стс}}$ – стандартна щільність СГ, кг/м³;

$\gamma_{\text{к}}$ – відносна масова частка конденсату в стандартному м³ ПГ;

$\gamma_{\text{в}}$ – відносна масова частка води в стандартному м³ ПГ;

$\gamma_{\text{кв}}$ – відносна масова частка конденсату та води в стандартному м³ ПГ.

Для відносин щільностей газової суміші й ПГ (при стандартних умовах) з рівняння (11) одержимо:

$$\frac{\rho_{\text{стс}}}{\rho_{\text{ст}}} = 1 + \gamma_{\text{кв}}; \quad \frac{\rho_{\text{ст}}}{\rho_{\text{стс}}} = \frac{1}{1 + \gamma_{\text{кв}}}. \quad (12)$$

У газопроводах перекачування ПГ звичайно використовують витратоміри, де застосовуються стандартні звужуючі устаткування (СЗУ) [6, 7]. Розглянемо діафрагмовий витратомір, для якого використовується наступна формула для визначення витрати газу (СГ) через діафрагму [6–8]:

$$\dot{m} = \alpha \varepsilon \frac{\pi d_2^2}{4} \sqrt{2 \Delta p \rho_2}, \quad (13)$$

де $\dot{m}$ – масова витрата газу (СГ), кг/с;

α – коефіцієнт витрати;

ε – коефіцієнт розширення ($\varepsilon < 1$);

d_2 – діаметр прохідного перетину діафрагми (ПДФ), м;

$\Delta p = p_1 - p_2$ – перепад тисків газу в ПДФ, Па;

p_1 – абсолютний тиск СГ перед ПДФ, Па;

p_2 – абсолютний тиск СГ в ПДФ, Па;

ρ_2 – щільність СГ в ПДФ, кг/м³.

У витратомірі ρ_2 визначається з урахування газової постійної ПГ, а не СГ:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{Z R_{\text{пг}} T_2}, \quad (14)$$

де Z – коефіцієнт стиску СГ в ПДФ;

$R_{\text{пг}}$ – газова постійна чистого ПГ, Дж/(кг·К).

Значення p_2 та T_2 вимірюються датчиками, а значення $R_{\text{пг}}$ розраховується згідно з уведенням у витратомір значенням $\rho_{\text{ст}}$ (стандартна щільність чистого ПГ). Для СГ (а не чистого ПГ) потрібно враховувати щільність СГ $\rho_{\text{стс}} = (1 + \gamma_{\text{кв}}) \rho_{\text{ст}}$ і на основі $\rho_{\text{стс}}$ визначати $R_{\text{с}}$ – газову постійну СГ (Дж/(кг·К)). Для щільності СГ у СДф напишемо вираження:

$$\rho_{2\text{с}} = \frac{p_2}{Z R_{\text{с}} T_2}, \quad (15)$$

Для відношення $\rho_{2\text{с}}/\rho_2$ з формул (14) і (15) одержимо:

$$\frac{\rho_{2\text{с}}}{\rho_2} = \frac{p_2}{Z R_{\text{с}} T_2} \frac{Z R_{\text{пг}} T_2}{p_2} = \frac{R_{\text{пг}}}{R_{\text{с}}}, \quad (16)$$

Для стандартних умов ($\rho_{\text{стс}} R_{\text{с}} = \rho_{\text{ст}} R_{\text{пг}}$) напишемо формулу з урахуванням рівнянь (12):

$$\frac{R_{\text{пг}}}{R_{\text{с}}} = \frac{\rho_{\text{стс}}}{\rho_{\text{ст}}} = 1 + \gamma_{\text{кв}},$$

звідки, з урахуванням (16), одержимо:

$$\frac{\rho_{2c}}{\rho_2} = \frac{R_{пг}}{R_c} = 1 + \gamma_{кв}. \quad (17)$$

З формул (13) і (17) для масової витрати СГ $\dot{m}_c$ (кг/с), з урахуванням ρ_{2c} , одержимо вирази:

$$\begin{aligned} \dot{m}_c &= \alpha \varepsilon \frac{\pi d_2^2}{4} \sqrt{2 \Delta p \rho_2 \frac{\rho_{2c}}{\rho_2}}; \\ \dot{m}_c &= \alpha \varepsilon \frac{\pi d_2^2}{4} \sqrt{2 \Delta p \rho_2 (1 + \gamma_{кв})}; \\ \dot{m}_c &= \dot{m} \sqrt{1 + \gamma_{кв}}, \end{aligned} \quad (18)$$

де $\dot{m} = \rho_{ст} Q_{ст}$ – масова витрата газу, яка обчислює діафрагмовий витратомір, що використовує $\rho_{ст}$ та $R_{пг}$ замість $\rho_{стс}$ та R_c .

Для стандартної об'ємної витрати СГ напишемо вираження з урахуванням формул (11) та (18):

$$Q_{стс} = \frac{\dot{m}_c}{\rho_{стс}} = \frac{\dot{m} \sqrt{1 + \gamma_{кв}}}{(1 + \gamma_{кв}) \rho_{ст}} = \frac{\dot{m}}{\rho_{ст} \sqrt{1 + \gamma_{кв}}},$$

звідки одержимо:

$$Q_{стс} = \frac{\rho_{ст} Q_{ст}}{\rho_{ст} \sqrt{1 + \gamma_{кв}}} = \frac{Q_{ст}}{\sqrt{1 + \gamma_{кв}}}, \quad (19)$$

де $Q_{ст} = \dot{m} / \rho_{ст}$ – це об'ємна витрата газу, що обчислюється діафрагмовим витратоміром з використанням $\rho_{ст}$ та $R_{пг}$ замість $\rho_{стс}$ та R_c .

Кінцеві формули потужності приводу ВЦН.

Перепишемо формулу (9) з урахуванням формули (19):

$$N_{пр} = \frac{0,004}{\eta_{вцн}} \frac{n}{n-1} \frac{Z_1}{\sqrt{1 + \gamma_{кв}}} T_1 \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) Q_{ст}. \quad (20)$$

Якщо розраховувати $N_{пр}$ для теоретичних режимів роботи ГПА (формула (10)), то значення $Q_{стс}$ задаються і необхідно визначити $R_c \dot{m}_c = R_c \rho_{стс} Q_{стс}$, а так як для будь-якого газу при

стандартних умовах $R_c \rho_{стс} = R \rho = \text{const}$, то з (10) одержимо аналогічну формулу для $N_{пр}$:

$$N_{пр} = \frac{0,004}{\eta_m \eta_{гд}} \frac{k}{k-1} Z_1 T_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k \eta_{пол}}} - 1 \right) Q_{стс}, \quad (21)$$

де $Q_{стс}$ враховує стандартну об'ємну витрату СГ із щільністю $\rho_{стс} = (1 + \gamma_{кв}) \rho_{ст}$.

Для спрощених розрахунків можна ухвалювати наступні допущення:

$$\frac{Z_1}{\eta_{гд}} \approx 1; \quad \frac{Z_1}{\eta_{гд} \sqrt{1 + \gamma_{кв}}} \approx 1.$$

Основні й спрощені формули для розрахунків $N_{пр}$ показані в табл. 1.

Обговорення результатів

При розрахунках $N_{пр}$ уперше врахована величина $\eta_{гд}$, що показано у формулах табл. 1. У табл. 1 дані рекомендації зі значень величин η_m та $\eta_{гд}$, де $\eta_{гд}$ розраховані по формулі (3), (4) при $\beta_{трд} = \beta_{пер} = \gamma_{гдп} = 0,01 \dots 0,02$ [3, 4].

Формули (20) і (21) показують, що для практичних і теоретичних досліджень $N_{пр}$ необхідно враховувати виміри (витратоміри газу компресорної станції) або завдання (прогнозована витрата газу на компресорній станції) витрати перекачуемого газу.

Урахування добутку $\rho_{ст} R$ і добової витрати перекачуемого газу дозволяє враховувати константу 0,004, що спрощує формулу для $N_{пр}$.

Розгляд ПГ як СГ (формула (11)) дозволила коректувати масову й об'ємну витрату перекачуемого ПГ, вимірюваного в діафрагмовому витратомірі (формули (18)–(20)).

Таблиця 1 – Формули для визначення $N_{пр}$ при витраті газу в стандартних м³

Розрахунки експлуатаційних параметрів ВЦН ($Q_{\text{ст}}$ вимірюється діафрагмовим витратоміром)		Розрахунки теоретичних параметрів ВЦН	
$N_{\text{пр}} = \frac{0,004}{\eta_{\text{м}}\eta_{\text{пол}}\eta_{\text{гд}}} \frac{n}{n-1} \frac{Z_1}{\sqrt{1+\gamma_{\text{кв}}}} T_1 \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) Q_{\text{ст}}$		$N_{\text{пр}} = \frac{0,004}{\eta_{\text{м}}\eta_{\text{гд}}} \frac{k}{k-1} Z_1 T_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол}}}} - 1 \right) Q_{\text{стс}}$	
Спрощені формули			
$N_{\text{пр}} = \frac{0,004}{\eta_{\text{м}}\eta_{\text{пол}}} \frac{n}{n-1} T_1 \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) Q_{\text{ст}}$		$N_{\text{пр}} = \frac{0,004}{\eta_{\text{м}}} \frac{k}{k-1} T_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол}}}} - 1 \right) Q_{\text{стс}}$	
Якщо $Q_{\text{ст}}$ в млн. м ³ /сутки, то $N_{\text{пр}}$ в МВт. Якщо $Q_{\text{ст}}$ в тис. м ³ /сутки, то $N_{\text{пр}}$ в кВт.			
Рекомендована оцінка значень $\eta_{\text{м}}$ та $\eta_{\text{гд}}$			
Нормальне (добре)	Середнє (задовільне)	Низьке (незадовільне)	
$\eta_{\text{м}} = 0,98; \eta_{\text{гд}} = 0,970$	$\eta_{\text{м}} = 0,975; \eta_{\text{гд}} = 0,956$	$\eta_{\text{м}} = 0,97; \eta_{\text{гд}} = 0,942$	

Висновки

Отримані формули для $N_{пр}$, де враховуються три ККД ВЦН (механічний, політропний, газодинамічний, табл. 1) і наявність конденсату й води перекачувального ПГ (формула (18) розрахунків $N_{пр}$ для експлуатованих ВЦН). Новий газодинамічний ККД враховує втрати тиску газу в ступенях ВЦН і втрати енергії через тертя робочих коліс ВЦН у газовому середовищі.

Список літератури

1. Олейник Ю. А., Сапрыкин С. А., Науменко С. П. Методы определения КПД центробежного нагнетателя с учетом потерь энергии. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2019. № 3(1328). С. 36–41. Бібліогр.: 7 назв. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line). doi: 10.20998/2078-774X.2019.03.05.
2. Михайлов А. К., Ворошилов В. П. *Компрессорные машины: учеб. для вузов*. Москва: Энергоатомиздат, 1989. 288 с.
3. Рис В. Ф. *Центробежные компрессорные машины*. Москва-Ленинград: Машиностроение, 1964. 336 с.
4. Ивановский Н. Н., Криворотко В. Н. *Центробежные нагнетатели природного газа: учеб. пособие для техникумов*. Москва: Недра, 1994. 176 с.
5. Олейник Ю. А., Сапрыкин С. А., Науменко С. П. Анализ методов определения политропного КПД центробежного нагнетателя. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2018. № 11(1287). С. 67–72. Бібліогр.: 6 назв. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line). doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.11.
6. Кремлевский П. П. *Расходомеры и счетчики количества: справочник*. Кн. 1. Изд. 4-е. Ленинград: Машиностроение, 1989. 701 с.
7. Кремлевский П. П. *Расходомеры и счетчики количества: справочник*. Кн. 1. Изд. 5-е. Санкт-Петербург: Политехника, 2002. 409 с.
8. *РД 80-213-80. Правила измерения расходов газов и жидкостей стандартными сужающимися устройствами*. Москва: Изд-во стандартов, 1982. 333 с. Введен 01.07.1982.

References (transliterated)

1. Oleynik Yu., Saprykin S., Naumenko S. (2019), "Methods of Determination of Efficiency of the Centrifugal Super-charger Taking into Account Energy Losses", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 3(1328), pp. 36–41, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), doi: 10.20998/2078-774X.2019.03.05.
2. Mihaylov A. K., Voroshilov V. P. (1989), *Kompressornye mashiny: ucheb. dlja vuzov* [Compressor machines: textbook for universities], Energoatomizdat, Moscow, 288 p.
3. Ris V. F. (1964), *Centrobezhnye kompressornye mashiny* [Centrifugal compressor machines], Mashinostroenie, Moscow-Leningrad, 336 p.
4. Ivanovskiy N. N., Kpivorotko V. N. (1994), *Centrobezhnye nagnetateli prirodnogo gaza: ucheb. posobie dlja tehnikumov* [Centrifugal Natural Gas Injectors: Tutorial for Technical Schools], Nedra, Moscow, 176 p.
5. Oleynik Yu., Saprykin S., Naumenko S. (2018), "Analyzing the Methods of Computation of the Polytrropic Coefficient of Efficiency of the Centrifugal Supercharger", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 11(1287), pp. 67–72, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.11.
6. Kremlovskiy P. P. (1989), *Rashodometry i schetchiki kolichestva: spravochnik* [Flowmeters and quantity counters: Reference book], vol. 1, Mashinostroenie, Leningrad, 701 p.
7. Kremlovskiy P. P. (2002), *Rashodometry i schetchiki kolichestva: spravochnik* [Flowmeters and quantity counters: Reference book], vol. 1, Polytechnica, St. Petersburg, 409 p.
8. (1982), *RD 80-213-80. Pravila izmerenija rashodov gazov i zhidko-stej standartnymi suzhajushhimisja ustrojstvami. KF VNIIFTRI* [Regulations for measurement of gas and liquid flow rates by standard converging devices], Standards Publishing, Moscow, 333 p.

Надійшла (received) 17.10.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Олійник Юрій Анатолійович (Олейник Юрий Анатольевич, Oleynik Yuriy Anatolyevich) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, член-кореспондент Інженерної академії України, старший науковий співробітник відділу компресорних станцій, Український науково-дослідний інститут природних газів, Харків, Україна; e-mail: 12nauka12@gmail.com.

Сапрыкін Сергій Олексійович (Сапрыкин Сергей Алексеевич, Saprykin Sergey Alekseyevich) – кандидат технічних наук, академік Нафтогазової академії, академік-секретар секції «Нафтогазові технології» Інженерної академії України, провідний науковий співробітник відділу компресорних станцій, Український науково-дослідний інститут природних газів, Харків, Україна.

Науменко Світлана Петрівна (Науменко Светлана Петровна, Naumenko Svetlana) – старший викладач кафедри турбінобудування; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2825-8199>.

О. І. ТАРАСОВ, О. О. ЛИТВИНЕНКО, І. А. МИХАЙЛОВА, С. П. НАУМЕНКО

ТЕПЛОФИЗИЧНИЙ ЕКСПЕРИМЕНТ В СИСТЕМІ ОСВІТИ МАГІСТРІВ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ

Проведення теплофізичних експериментів стало явищем надзвичайно рідкісним в силу їх дорожнечі, складності, тривалості підготовки і проведення. Найчастіше викладачі університету схильються до комп'ютерного моделювання тих чи інших технічних процесів для поглибленого формування знань студентів. Причина такого вибору очевидна – це наочність і відносно швидке досягнення мети. Негативна сторона такого вибору – це відсутність здібностей у майбутніх фахівців оцінити надійність тих чи інших експериментальних залежностей між фізичними параметрами процесів, які використовуються для проєктування машин. Для усунення цього недоліку навчального процесу була створена малогабаритна аеродинамічна труба і розроблена детальна методика проведення експерименту і обробки експериментальних даних. Довжина робочої ділянки труби дорівнювала 0,5 м, прямокутний поперечний переріз каналу труби дорівнювало $0,35 \times 0,15 \text{ м}^2$. Тепловіддача вивчалася на нижній стінці аеродинамічної труби, на якій вздовж течії повітря були встановлені три нагрівальні елементи. Нагрівальні елементи представляли собою смужки з константану перетином $10 \times 0,11 \text{ мм}^2$, на нижній поверхні яких були закріплені термопари. Максимальне значення локального числа Рейнольдса було $Re_x < 10^5$, тобто практично на всій поверхні розвивався ламінарний пограничний шар. При обробці результатів експериментів були враховані радіаційні втрати теплоти і втрати теплоти теплопровідністю уздовж нагрівальних елементів. Однак значення інтенсивності тепловіддачі виявилися в 3–4 рази більше, ніж при ламінарному режимі течії. В результаті чисельного аналізу теплового стану експериментальної пластини були визначені втрати теплоти, які раніше не враховувалися. В результаті було досягнуто практично повний збіг експериментальних значень інтенсивності тепловіддачі з розрахованими значеннями по надійному рівнянню подоби. Проведене дослідження є необхідним для формування компетенції магістрів теплотехнічних спеціальностей.

Ключові слова: тепловіддача, експеримент, аеродинамічна труба, швидкість, втрати теплоти, нагрівальний елемент, термопара, магістр.

А. И. ТАРАСОВ, О. А. ЛИТВИНЕНКО, И. А. МИХАЙЛОВА, С. П. НАУМЕНКО ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЙ ЭКСПЕРИМЕНТ В СИСТЕМЕ ОБРАЗОВАНИЯ МАГИСТРОВ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ

Проведение теплофизических экспериментов стало явлением чрезвычайно редким в силу их дороговизны, сложности, длительности подготовки и проведения. Чаще преподаватели университета склоняются к компьютерному моделированию тех или иных технических процессов для углубленного формирования знаний студентов. Причина такого выбора очевидна – это наглядность и относительно быстрое достижение цели. Негативная сторона такого выбора – это отсутствие способностей у будущих специалистов оценить надежность тех или иных экспериментальных зависимостей между физическими параметрами процессов, которые используются для проектирования машин. Для устранения этого недостатка учебного процесса была создана малогабаритная аэродинамическая труба и разработана подробная методика проведения эксперимента и обработки экспериментальных данных. Длина рабочего участка трубы равнялась 0,5 м, прямоугольное поперечное сечение канал трубы равнялось $0,35 \times 0,15 \text{ м}^2$. Теплоотдача изучалась на нижней стенке аэродинамической трубы, на которой вдоль течения воздуха были установлены три нагревательных элемента. Нагревательные элементы представляли собой полоски из константана сечением $10 \times 0,11 \text{ мм}^2$, на нижней поверхности которых были закреплены термопары. Максимальное значение локального числа Рейнольдса было $Re_x < 10^5$, т.е. практически на всей поверхности развивался ламинарный пограничный слой. При обработке результатов экспериментов были учтены радиационные потери теплоты и потери теплоты теплопроводностью вдоль нагревательных элементов. Однако значения интенсивности теплоотдачи оказались в 3–4 раза больше, чем при ламинарном режиме течения. В результате численного анализа теплового состояния экспериментальной пластины были определены потери теплоты, которые ранее не учитывались. В результате было достигнуто практически полное совпадение экспериментальных значений интенсивности теплоотдачи с рассчитанными значениями по надежному уравнению подобия. Проведенное исследование является необходимым для формирования компетенций магистров теплотехнических специальностей.

Ключевые слова: теплоотдача, эксперимент, аэродинамическая труба, скорость, потери теплоты, нагревательный элемент, термопара, магистр.

A. TARASOV, O. LYTVYNNENKO, I. MYHAYLOVA, S. NAUMENKO THE THERMOPHYSICAL EXPERIMENT CARRIED OUT FOR THE EDUCATION OF THE STUDENTS STUDYING FOR THE MASTER'S DEGREE TO GET HEAT ENGINEERING SPECIALTIES

Thermophysical experiments became a very rare phenomenon due to their expensiveness and rather complicated and time-consuming preparation and carrying out. Very often the teachers tend to prefer the computer simulation of these and those technological processes for the in-depth formation of detailed knowledge in students. The reason for such a preference is evident; this approach provides visual aspects and relatively fast attainment of the goal. A negative side of such a choice is that the future specialists are not able to judge the reliability of these and those experimental relationships between the physical parameters of the processes that are used for the machinery design. To remove this drawback of the teaching and learning process, a small-size aerodynamic tunnel was created and the detailed technique for the running of experiment and experimental data processing was elaborated. The length of the working section of this tunnel was equal to 0.5 m. The rectangular cross-section of the tunnel bore was equal to $0.35 \times 0.15 \text{ m}^2$. The heat loss was studied at the lower wall of aerodynamic tunnel that was equipped with three heating elements arranged longitudinally to the air stream. The heating elements were the strips made of constantan with the cross-section of $10 \times 0.11 \text{ mm}^2$ and the thermocouples were fixed to the lower surface. A maximum value of the local Reynolds number was $Re_x < 10^5$, i.e. the laminar boundary layer was actually in progress on the entire surface. When processing the obtained experimental

data we took into account radiation heat losses and the heat losses caused by thermal conductivity along heating elements. Nevertheless, heat transfer intensity values turned out to be 3 to 4 times higher in comparison to those of the laminar flow mode. The numerical analysis of the thermal state of the experimental plate enabled the determination of the heat losses that were not taken into account earlier. Hence, we managed to achieve actually full coincidence of the experimental values of the intensity of heat transfer that were derived from a reliable similarity equation. The research done is required for the formation of the competence in students that study for the Master's degree to get their specialty.

Keywords: the heat transfer, the experiment, the aerodynamic tunnel, the rate, heat losses, heating elements, the thermocouple, and the master's degree.

Вступ

В останні роки проведення фізичних експериментів стало явищем надзвичайно рідкісним в силу їх дорожнечі, складності, тривалості підготовки і проведення. Найчастіше викладачі університету схиляються до комп'ютерного моделювання тих чи інших технічних процесів для поглибленого формування знань студентів. Причина такого вибору очевидна – це наочність і відносно швидке досягнення мети. Негативна сторона такого вибору – це відсутність здібностей у майбутніх фахівців оцінити надійність тих чи інших експериментальних залежностей між фізичними параметрами процесів, які використовуються для проектування машин. Очевидно, що фахівець повинен розуміти, яким чином проводився експеримент, які його похибки, наскільки допустимо використовувати результати експерименту для конкретних умов роботи проектованого об'єкта. Часто в підручниках і довідниках наводяться тільки остаточні залежності без оцінки їх похибок. Наприклад, при розрахунках систем охолодження газових турбін доводиться використовувати численні рівняння для критерію Нуссельта, які були отримані для конкретних складних випадків течії газу в проточній частині турбін і повітря в каналах охолодження. Очевидно, що чим складніше характер течії, тим менше надійність залежностей, що описують теплообмін. Відомо, що похибка розрахунку тепловіддачі при течії в трубі мінімальна і становить 7–10 %, а в решті випадків вона може бути помітно вище. Тому принципово важливо залучати студентів до проведення експериментального вивчення конвективного теплообміну навіть для класичних випадків течії, що дозволить їм поглибити знання щодо практичного використання результатів теорії подібності в цій області. Це в свою чергу допоможе їм більш повно представляти картину тих проблем, які виникають при проектуванні теплових машин і установок. Зокрема фахівці зможуть обґрунтувати вибір математичних моделей, ступінь адекватності яких найбільш точно відповідають достовірності рівнянь подібності. Наприклад, при проектуванні систем охолодження газових турбін зазвичай застосовують 2D моделі температурного поля не тільки тому, що вони дозволяють швидше досягнути результату, але також і через брак знань про тепловіддачу на окремих поверхнях 3D моделі. Таким чином, тривимірне моделювання змушує часто екстраполювати граничні умови теплообмі-

ну на поверхні, течія і тепловіддачу на яких раніше не були вивчені. Прийняті рішення при цьому повністю визначаються відповідальністю фахівця, який повинен розуміти до яких похибок у визначенні температури тіла це може привести. Останнє можливо, якщо фахівець має відповідні компетенції в області експериментального дослідження конвективного теплообміну.

Мета роботи

З метою навчання магістрів теплофізичних спеціальностей ставилося завдання створення експериментальної установки і проведення докладного аналізу результатів дослідження.

Для цього передбачалося виконати наступні етапи роботи:

- 1) експериментально дослідити тепловіддачу на пластині при обтіканні її повітрям і показати особливості підготовки, проведення експерименту такого роду;
- 2) виконати детальний аналіз витоків теплоти від нагрівальних елементів із застосуванням чисельного моделювання температурного стану робочої пластини;
- 3) провести зіставлення експериментальних значень тепловіддачі зі значеннями, отриманими за надійними рівняннями подібності інших авторів;
- 4) оцінити придатність установки для проведення досліджень такого роду.

Малогабаритна аеродинамічна труба, параметри проведення експерименту

Складність і дорожнеча експериментального обладнання змушує шукати можливість створення малогабаритних автономних установок. В межах цієї тези на кафедрі турбінобудування НТУ «ХП» була створена автономна низькошвидкісна малогабаритна аеродинамічна труба, потік повітря в якій створювався системою вентиляторів на виході з труби. Поперечний переріз труби (каналу) становив 350×150 мм², довжина труби – 500 мм. Труба розміщувалася на лабораторному столі, що виявилось дуже зручним для її експлуатації в аудиторії кафедри (рис. 1).

Верхня і бічні стінки труби були виготовлені з плексигласу, а нижня – з текстоліту. Повітря в трубу надходило через вхідний конфузор, який забезпечував рівномірне поле швидкості.

Для дослідження тепловіддачі використовувалася альфа-калориметричний спосіб. Для цього на нижній стінці уздовж каналу були приклеєні три нагрівача з константової смужки перетином $0,11 \times 10 \text{ мм}^2$. Еластичний клей, що був використаний для цього запобігав викривленню смужок при нагріванні і наступному охолодженні. Нагрівачі були з'єднані послідовно і живилися постійним струмом. Центральний нагрівач використовувався для визначення коефіцієнта тепловіддачі, а бічні нагрівачі були бар'єрними для зменшення відтоку теплоти. На нижній поверхні центральної смужки прилеглої до стінки каналу були приварені 20 хромелькопелевих термопар і 4 термопари були встановлені на бар'єрних смужках. Всі термопари були ретельно таровані до монтажу і після монтажу робочої ділянки.

Чималу складність представляло вимір низької швидкості повітря аеродинамічним способом, оскільки нахилений спиртовий манометр показував не більше 10 поділок шкали. Це дозволяло зробити всього лише оцінку швидкості. Для точного визначення швидкості проводилася відео зйомка польоту частинок паперу з подальшою розкадровкою відеоролика. Максимальне значення швидкості 4 м/с. Температура навколишнього повітря під час проведення дослідів складала 12°C .

Довжина смужки нагрівача становила 0,47 м. Всі три нагрівачі були з'єднані послідовно і живилися постійним струмом. В досліді, що описується струм становив 4,1 А, напруга 6,9 В, що визначало потужність нагрівачів, яка дорівнювала 28,29 Вт. Питоме об'ємне тепловиділення при цьому дорівнювало 18239845 Вт/м^3 . Тепловіддаюча поверхня нагрівачів дорівнювала $0,01551 \text{ м}^2$. Тепловий потік від поверхні нагрівачів в повітря дорівнював би $q = 1823,985 \text{ Вт/м}^2$, якби вся теплота відводилася конвекцією.

ЕРС термопар вимірювалася двічі при прямому і зворотному напрямку струму, а потім використовувалося середнє значення ЕРС для розшифрування значення температури. Це включало вплив крокового падіння напруги на корольці термопар.

Температура повітря вимірювалася за допомогою тих же термопар, встановлених на нагрівачі, на робочому режимі роботи установки, але без подачі електричного струму в ланцюг нагрівачів. Такий прийом дозволив вимірювати власну температуру повітря, тобто враховувати аеродинамічний підігрів повітря в пограничному шарі. Потім включався електричний обігрів, і протягом декількох годин відбувався вихід на стаціонарний тепловий режим. Температура нагрівачів вимірювалася в тих же точках, що і температура повітря.

Визначення витоків теплоти і розрахунок коефіцієнта тепловіддачі

Будемо вважати в першому наближенні, що втрати теплоти обумовлені тільки перетіканням теплоти уздовж смужки нагрівача і променистим (радіаційним) теплообміном. Зазвичай саме так вважалося при проведенні аналогічних експериментів в минулому. Таким чином, передбачалося, що витoki теплоти в тіло пластини, на якій були встановлені нагрівачі, малі. Тоді тепловий баланс смужки нагрівача визначається відповідно до рівняння

$$\lambda \frac{d^2 \vartheta}{dx^2} f - \alpha \vartheta s + q_v f - q_r s = 0, \quad (1)$$

де s – ширина нагрівача; λ – теплопровідність константана ($22 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$); α – локальний коефіцієнт тепловіддачі; f – площа поперечного перерізу нагрівача; q_v – питоме об'ємне тепловиділення; q_r – питомий радіаційний тепловий потік; ϑ – надлишкова температура смужки нагрівача по відношенню до температури повітря. Звідки коефіцієнт тепловіддачі дорівнює

$$\alpha = \left(\lambda \frac{d^2 \vartheta}{dx^2} \delta + q_v \delta - q_r \right) / \vartheta, \quad (2)$$

де δ – товщина смужки константана.

Безпосередній розрахунок другої похідної по експериментальним значенням надлишкової температури призводить до великих похибок. Тому доцільно було попередньо апроксимувати надлишкову температуру логарифмічною залежністю (рис. 2)

$$\vartheta = 8,4066 \ln(x) + 54,058. \quad (3)$$

Звідси друга похідна від надлишкової температури була визначена у вигляді

$$\frac{d^2 \vartheta}{dx^2} = -\frac{8,4066}{x}, \quad (4)$$

Променистий або радіаційний тепловий потік для даної системи точно визначити важко. Тому зробимо його оцінку в припущенні, що площа нагрівачів значно менше площі поверхні бічної і верхньої стінок каналу робочої ділянки. Таким чином, дана система зводилася до випадку, коли всередині оболонки знаходиться джерело теплоти. Тоді

$$q_r = \varepsilon C_0 \left[\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right]; \quad (5)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_n} + \frac{F_n}{F_c} \left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right)}, \quad (6)$$

де ε_n , F_n – ступінь чорноти матеріалу і площа нагрівача; ε_c , F_c – ступінь чорноти поверхні стінок

каналу і їх площа; $C_0 = 5,5670 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}^4}$. Оскільки $F_n \ll F_c$, то $\varepsilon = \varepsilon_n = 0,7$.

Розрахунок експериментальних значень тепловіддачі по (1) з урахуванням витоків теплоти і без їх урахування показало максимальну відносну похибку в 15 %. Причому ця відмінність була зумовлена радіаційним теплообміном, в той час як перетікання теплоти уздовж нагрівача було дуже незначним.

Цей висновок виявився справедливим і в разі, якщо вважати, що перетікання теплоти відбувається не тільки по смужці константана, але і по тілу нижньої стінки.

Верифікація результатів експерименту

Велика площа поперечного перерізу прямокутного каналу ($350 \times 150 \text{ мм}^2$), плавний вхідний дифузور дозволяли припустити, що характер течії на нижній робочій стінці каналу носить той же характер, що і течія на плоскій пластині із загостреною кромкою. Невелика розбіжність початків гідродинамічного і теплового пограничного шарів, як показав подальший аналіз, виявлялася незначною при розрахунку тепловіддачі.

Відомо, що тепловіддача на пластині при ламінарній течії повітря визначається рівнянням [1]

$$\text{Nu}_{\text{ж,х}} = 0,33 \text{Re}_{\text{ж,х}}^{0,5} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,33} \varepsilon, \quad (7)$$

де $\varepsilon = 1,36$ для умови постійності теплового потоку на стінці, тобто в даній конструкції з поздовжнім розташуванням нагрівачів.

Розрахунок тепловіддачі по (7) показав значно менші значення інтенсивності, ніж були отримані при обробці експериментальних даних (рис. 3). Цей результат викликав здивування, оскільки обробка даних була проведена за методикою, яка зазвичай використовувалася. Тоді було зроблено припущення, що в реальній конструкції має місце турбулізація пограничного шару. Проте, розрахунок тепловіддачі за рівнянням для турбулентного режиму, що охоплює всю пластину [1]

$$\text{Nu}_{\text{ж,х}} = 0,0296 \text{Re}_{\text{ж,х}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \quad (8)$$

не привів до збігу коефіцієнта тепловіддачі з експериментальними значеннями (рис. 3).

Аналогічний висновок був зроблений і в разі, якщо розглядати течію на нижній стінці як течію в трубі на її початковій ділянці:

$$\text{Nu}_{\text{ж,х}} = 0,33 \text{Re}_{\text{ж,х}}^{0,5} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \left(\frac{x}{d} \right)^{0,1}. \quad (9)$$

Проведені порівняння свідчили про наявність значних неврахованих витоків теплоти. Було припущено, що витоки в тіло нижньої стінки, зробленої з текстоліту, виявляються такими, що преважують. Зазвичай такого роду витоками нехтували або враховували наближено величиною близько

4 % від загальної потужності нагрівачів. Низька теплопровідність текстоліту ($0,261 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) і наявність бар'єрних нагрівачів здавалося б виправдовувало припущення про незначну величину витоків теплоти в поперечних напрямках, тобто в сторону бічних стінок каналу від нагрівачів. Раніше вважалося, що якщо температура бічних нагрівачів в подібних точках вздовж течії дорівнює температурі центрального нагрівача, то бічними витоками можна знехтувати. Для перевірки цього твердження були проведені досліді, в яких живлення нагрівачів було розділним, що дозволяло домагатися рівності їх температур в подібних точках. Однак і в цьому випадку дослідні значення тепловіддачі значно перевищували розрахункові по (7)–(9).

Стало очевидним, що необхідний більш повний аналіз теплового стану нижньої стінки спільно з нагрівачами. Для цього була створена 2D кінцево-елементна модель поперечного перерізу (рис. 4). Така модель не передбачала обліку перетікання теплоти уздовж каналу, малий вплив якого було доведено раніше. Розрахунок температурного стану моделі виконувався для ряду поперечних перерізів пластини вздовж каналу. По суті справи, вирішувалася зворотна задача теплопровідності, тобто підбиралось таке однакове по всій ширині каналу значення коефіцієнта тепловіддачі на даній відстані від входу, яке забезпечувало рівність розрахункових і експериментальних значень температур в місці розташування термопари, тобто в точці А (рис. 4).

В якості граничних умов в областях розташування нагрівачів було задано питоме об'ємне тепловиділення, що дорівнює $q_v = 18239845 \text{ Вт}/\text{м}^3$. На верхній поверхні стінки граничні умови третього роду, тобто температура повітря, що дорівнює 12°C , і сумарне значення коефіцієнта тепловіддачі

$$\alpha = \alpha_c + \alpha_r. \quad (10)$$

Тут перший доданок є конвективний коефіцієнт тепловіддачі відповідно до (7), а другий – радіаційна (промениста) компонента тепловіддачі. Наприклад, в перерізі $x = 0,420 \text{ м}$ маємо $\alpha = 8,17 + 0,96 = 9,13 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Розрахунок в перерізі $x = 0,420 \text{ м}$ при цих умовах показав температуру $62,8^\circ \text{C}$ в точці А проти $57,5^\circ \text{C}$ в експерименті. Невелика різниця температур пояснювалася тим, що був не врахований тепловідвід з нижньої поверхні пластини. Однак, важко було спочатку припустити, що нижня стінка під нагрівачами матиме температуру близьку температурі нагрівачів. Очевидно, що більш правильно було б її теплоізулювати, що і було зроблено в подальшому. Але слід врахувати, що в даній роботі обговорюється варіант робочої пластини без ізоляції.



Рис. 1 – Низькошвидкісна малогабаритна аеродинамічна труба

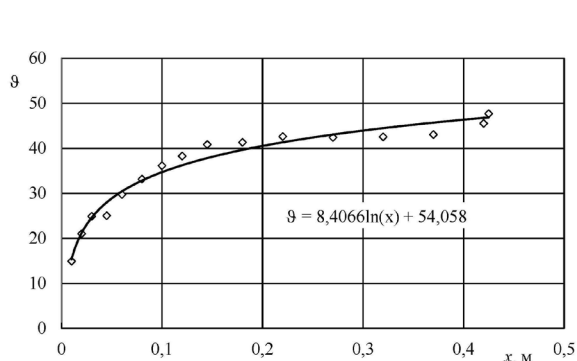


Рис. 2 – Апроксимація надлишкової температури нагрівача

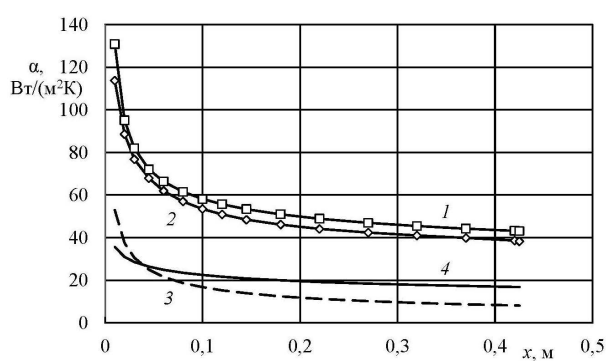


Рис. 3 – Зміна коефіцієнта тепловіддачі вздовж нижньої стінки каналу:
1 – без урахування витоків; 2 – з урахуванням витоків; розрахунки: 3 – ламінарний режим; 4 – турбулентний режим

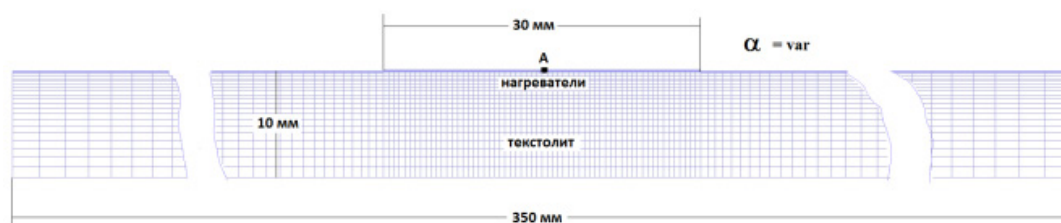


Рис. 4 – Кінцево-елементна модель поперечного перерізу нижньої стінки каналу з нагрівачами: точка A – місце розташування термопари

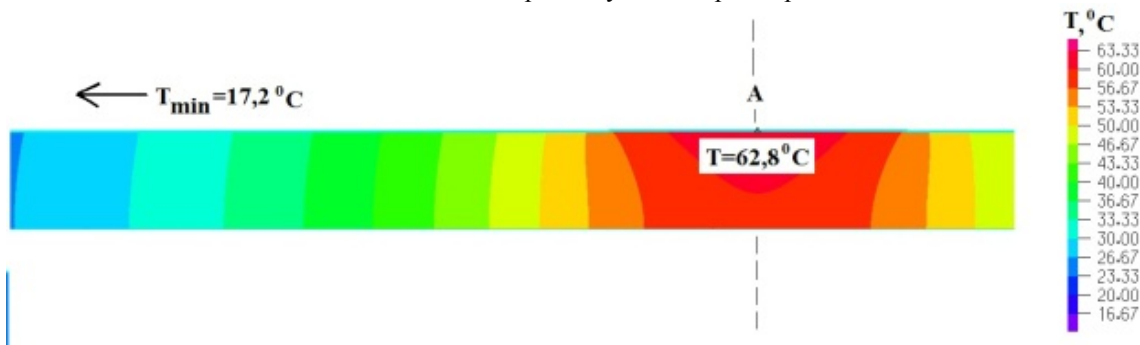


Рис. 5 – Температурне поле нижньої пластини в перерізі $x = 0,420$ м

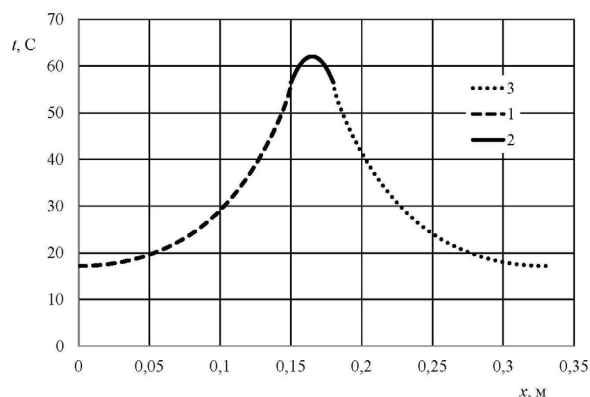


Рис. 6 – Зміна температури на поверхні пластини в перерізі $x = 0,425$ мм:

1 – поверхні зліва від нагрівачів;
2 – нагрівачі; 3 – поверхні справа від нагрівачів

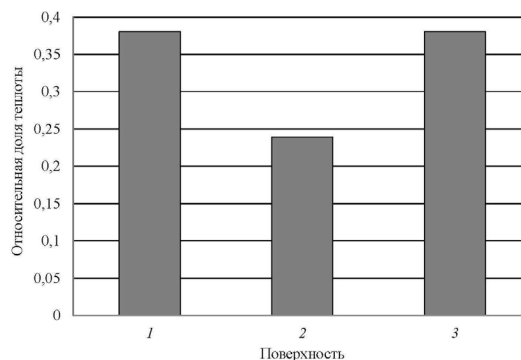


Рис. 7 – Відносна частка теплоти, що відводиться на відстані від входу $x = 0,425$ мм:

1 – з поверхні пластини зліва; 2 – з поверхні нагрівачів; 3 – справа від нагрівачів

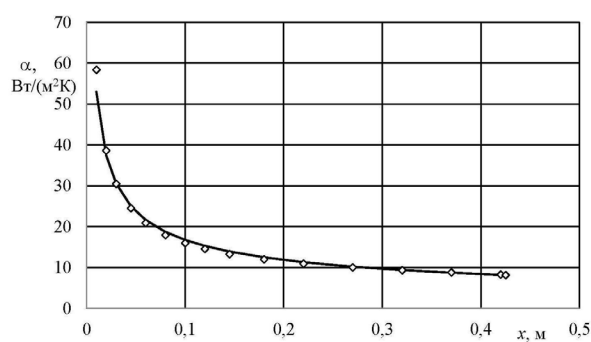


Рис. 8 – Зміна тепловіддачі на пластині:

суцільна крива – розрахунок по (7);
ромбики – експериментальні значення
з урахуванням втрати теплоти від частини
поверхні пластини, що не обігрівається

Аналіз теплового стану перерізу нижньої стінки (пластини) показує, що вона прогрівається практично повністю (рис. 5, 6). По краях пластини нагрівається до $17,2$ °C, тобто навіть тут має місце теплообмін. У зв'язку з тим, що поверхня, що не зайнята нагрівачами значно більше, ніж під нагрівачами, то тепловідвід (витоки) значно більше конвективного теплового потоку з нагрівачів (рис. 7).

Це пояснює значні похибки в експериментальному визначенні коефіцієнта тепловіддачі в даному досліді. Щільність теплового потоку на центральному нагрівачі становить 466 Вт/м², в той час як без урахування витоків вона б дорівнювала 2006 Вт/м². Таким чином, для розрахунку сумарної тепловіддачі (конвективної і променевої) слід

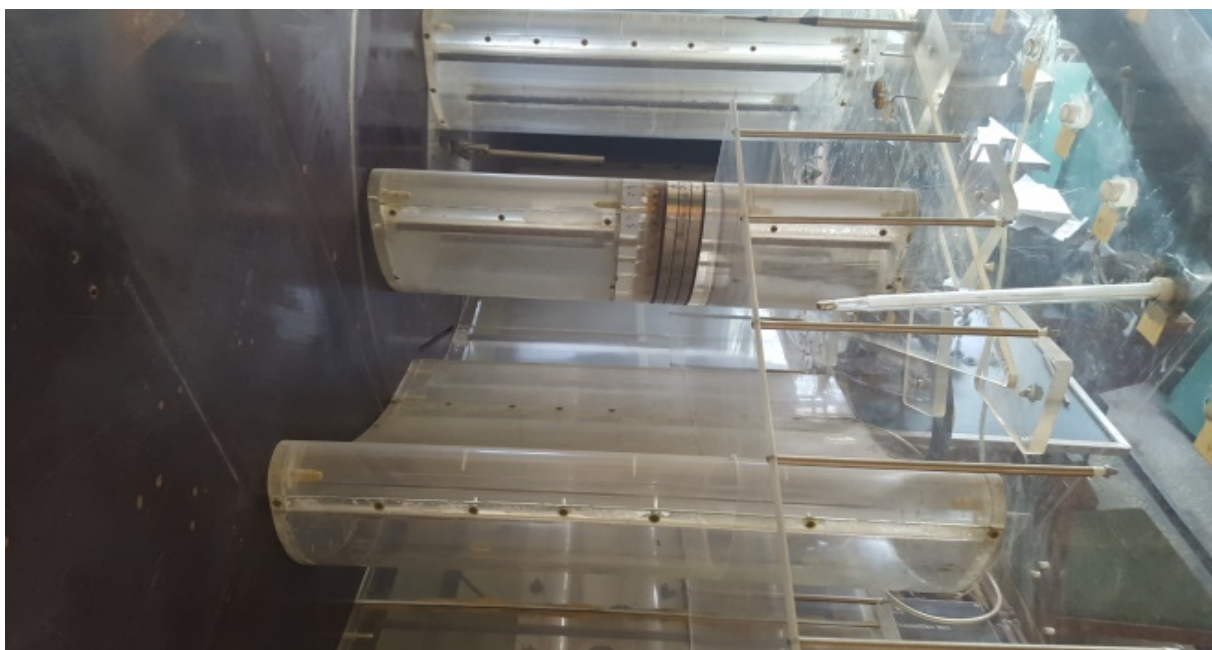


Рис. 9 – Робоча ділянка аеродинамічної труби – плоска решітка турбінних профілів

ввести поправку на щільність теплового потоку, що дорівнює $466/2006 = 0,23$. Тоді тепловіддача в перерізі $x = 0,425$ м замість величини 43,22 отримає значення $10,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, що вже значно ближче до розрахунку за (7), (8).

Для більш коректної оцінки тепловіддачі оцінимо величину відтоку теплоти за рахунок природної конвекції з нижньої поверхні пластини. Зауважимо, що це лише оцінка, оскільки тепловіддача при природній конвекції сильно залежить від орієнтації стінки. В [2] запропоновано визначати тепловіддачу по залежності

$$\overline{\text{Nu}} = C (\text{Pr Gr})^n. \quad (11)$$

Причому для плити, яка звернена стороною що гріє вниз тепловіддача повинна бути зменшена на 30 % в порівнянні з (11).

Середня різниця температур стінки і повітря складала 24°C , характерний розмір – ширина нижньої стінки $0,33$ м. Для цих умов $C = 0,54$, $n = 0,25$ і середній коефіцієнт тепловіддачі дорівнював $2,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Однак ця величина виявилася завищеною, оскільки (11) справедливо для природної конвекції в великому об'ємі. Реально установа розташовувалась на столі на ніжках висотою $0,02$ м. Таким чином, це випадок теплопровідності в щілинах, в яких використовується еквівалентна теплопровідність повітря

$$\lambda_{\text{жк}} = \varepsilon \lambda. \quad (12)$$

Використовуючи дані Ейгенсона стосовно впливу природної конвекції на теплоперенос в щілинах і зазорах

$$\varepsilon_{\text{жк}} = 0,105 (\text{Gr Pr})^{0,3}, 10^3 \leq \text{Gr Pr} \leq 10^6, \quad (13)$$

було отримано $\varepsilon_{\text{жк}} = 0,86$ і знайдений приведений коефіцієнт тепловіддачі на нижній стінці, який дорівнює $1,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

Температура в точці A з урахуванням відводу тепла від нижньої стінки в результаті чисельного моделювання виявилася рівною $58,01^\circ\text{C}$, тобто практично збігається з експериментальним значенням.

Щільність теплового потоку на центральному нагрівачі склала $428 \text{ Вт}/\text{м}^2$, і поправочний коефіцієнт виявився рівним $428/2006 = 0,213$. Тоді тепловіддача при $x = 0,420$ м виявилася рівною $9,22 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, тобто практично дорівнює сумарній тепловіддачі $\alpha = 9,13 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

Провівши аналогічні обчислення для $x = 0,03$ м, був отриманий поправочний коефіцієнт, що дорівнює $0,396$, а для $x = 0,1$ м – $0,319$.

Апроксимація зміни поправочного коефіцієнта вздовж течії була отримана у вигляді

$$k = 0,174x^{-0,235}. \quad (14)$$

Використовуючи (14) була введена поправка на фактично відведену теплоту конвективним шляхом і розрахований коефіцієнт тепловіддачі (рис. 8), який практично повністю співпав з коефі-

цієнтом тепловіддачі, визначеним за (7). Таким чином, було встановлено, що основні втрати теплоти пов'язані з конвективною тепловіддачею на поверхнях, що не обігріваються. Причому ці втрати значно більше тієї величини теплового потоку, яка раніше використовувалася для розрахунку величини тепловіддачі. Звідси випливає, що будь-яке експериментальне дослідження тепловіддачі за допомогою альфа-калориметрів має включати чисельний аналіз теплових потоків в тілі досліджуваної моделі. Це особливо актуально, якщо нагрівачі розташовуються уздовж течії і не покривають всю поверхню моделі. Якщо нагрівачі розташовуються поперек потоку, покриваючи всю поверхню моделі, і температура нагрівачів підтримується однаковою, що гарантує ізотермічні умови, то зазначені втрати практично зникають.

На кафедрі турбінобудування багато років тому була створена аеродинамічна труба, робочим ділянкою якої була плоска решітка турбінних профілів з хордою $0,5$ м (рис. 9). Решітка складалася з однієї центральної лопатки і двох половинок лопаток (увігнутою і опуклою сторін). На поверхні центральної лопатки, а також на торцевих поверхнях, вивчався розвиток пограничного шару за допомогою термоанемометра. На поверхні центральної лопатки були приклеєні альфа-калориметри. Спосіб установки їх був такий же, як і в попередньому розглянутому випадку. Робочий (центральный) і бічні нагрівачі розташовувалися уздовж потоку. Поверхня лопатки була також препарована отворами для відбору статичного тиску і подальшого розрахунку швидкості обтікання. Лопатки були виконані з плексигласу товщиною 5 мм з теплопровідністю $0,2\text{--}0,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

Тепловіддача на профілі лопатки визначалася в межах проведення лабораторної роботи. Метою цієї роботи було зіставлення результатів експериментів з тепловіддачею, знайденої інтегральним методом розрахунку теплового пограничного шару [3, 4]. Відповідно до цього методу тепловіддача на ламінарній ділянці визначається виразом

$$\text{Nu}_x = \frac{0,33 \text{Re}_x \text{Pr}^{0,5} \vartheta}{\left(\int_0^x \frac{w \vartheta}{v} \right)^{0,5}}, \quad (15)$$

де w – швидкість повітря на профілі зовні пограничного шару; ϑ – надлишкова температура нагрівачів по відношенню до температури повітря; v – кінематична в'язкість,

$$\text{Nu}_x = \frac{\alpha x}{\lambda}, \quad \text{Re}_x = \frac{wx}{v}.$$

Епюра швидкості на увігнутій та опуклій поверхні профілю, нормована швидкістю на вході в міжлопатковий канал приведена на рис. 10.

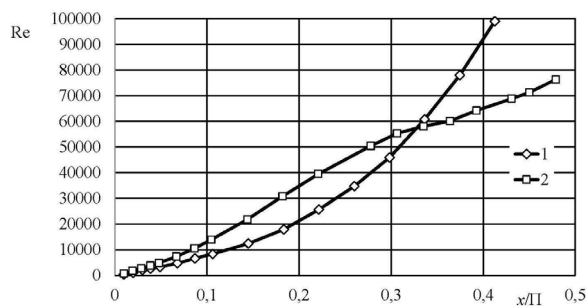


Рис. 10 – Зміна Re вздовж течії на профілі лопатки:
1 – увігнута поверхня;
2 – опукла поверхня

Швидкість повітря на вході в канал в досліді що розглядається дорівнювала 14,3 м/с. При цьому число Рейнольдса достигало на вихідній кромці $Re = 7 \cdot 10^4$ зі сторони опуклої поверхні, а зі сторони увігнутої $Re = 10^5$. Зазвичай вважають, що перехід до турбулентної течії починається на пластині при $5 \cdot 10^4 - 10^5$. Однак течія на більшій частині опуклої поверхні і на всій увігнутій поверхні була прискореною, що стримувало перехід з ламінарного режиму течії в турбулентний. Звідси справедливо вважати, що пограничний шар на більшій частині профілю лопатки був ламінарний і розрахунок по (15) повинен бути справедливим.

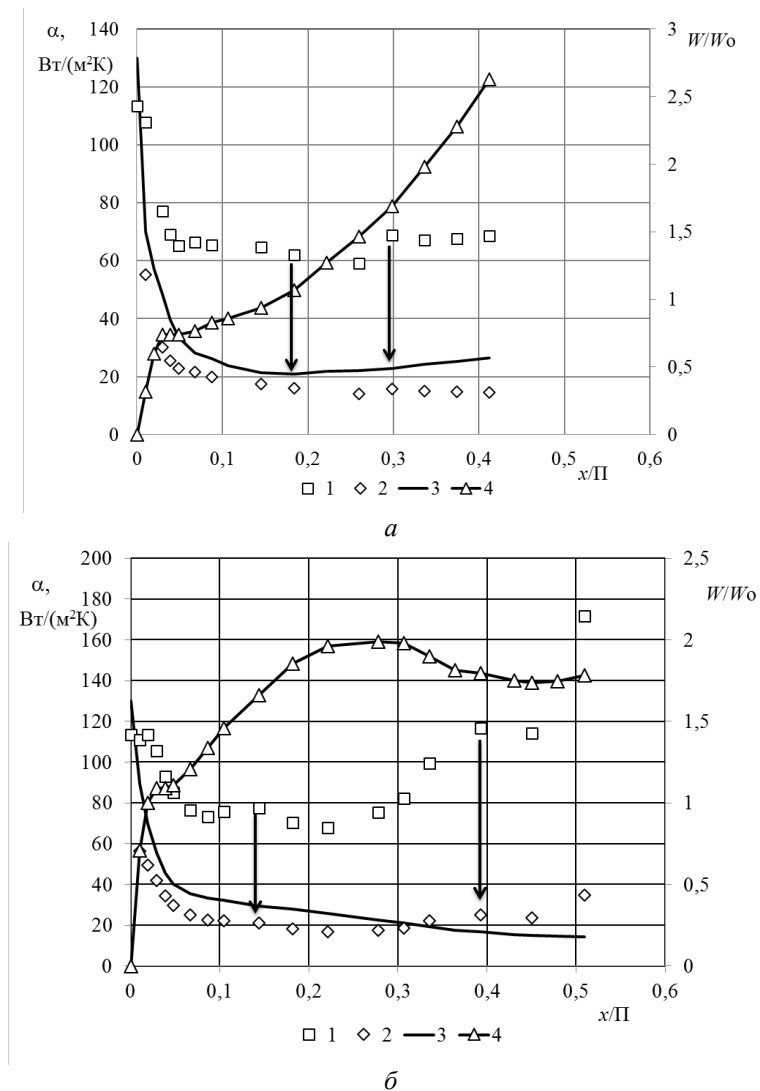


Рис. 11 – Тепловіддача великомасштабного профілю лопатки турбіни:
а – увігнута поверхня; б – опукла поверхня; 1 – експериментальні значення тепловіддачі без урахування втрати теплоти на поверхні, що не обігривається; 2 – теж саме з урахуванням втрати теплоти по (13); 3 – лінія тренда значення тепловіддачі з урахуванням втрати теплоти по (13); 4 – швидкість вздовж течії, нормована швидкістю повітря на вході в міжлопатковий канал; x – відстань уздовж профілю від точки зустрічі потоку; Π – периметр профілю лопатки

Як і в попередньому експерименті на пластині, на початку тепловіддачі була розрахована традиційним шляхом без урахування відведення теплоти з поверхні лопатки, що не обігрівалася. Результати виявилися важко пояснити, оскільки експериментальний коефіцієнт тепловіддачі перевищував розрахункове значення по (15) в 3–4 рази. Відповідь на причину такої великої невідповідності була знайдена тільки через досить великий період часу при обробці експерименту на пластині. Стало очевидним, що не враховані основні витоки теплоти, що вимагало проведення чисельного аналізу температурного стану моделі лопатки. Такий аналіз проведений не був, але було зроблено припущення, що поправка (14) може бути використана і в даному випадку, оскільки теплопровідність плексигласу близька до теплопровідності текстоліту.

Використання поправки (14) виявилось дуже ефективним, оскільки привело практично до дуже близького збігу експериментальних і розрахункових значень тепловіддачі (рис. 11).

Висновки

1 З метою набуття студентами навичок проведення теплофізичних експериментів представлений детальний аналіз досліджень тепловіддачі на пластині і на турбінній лопатці.

2 Визначено витоки теплоти від нагрівачів (альфа-калориметрів), які спотворюють результати визначення коефіцієнтів тепловіддачі.

3 Встановлено, що основні витоки теплоти пов'язані з конвективним теплообміном на повер-

нях експериментальних моделей, що не обігриваються.

4 Представлений аналіз може бути використаний для уточнення раніше проведених експериментів.

5 Розташування смужок нагрівачів уздовж потоку тільки на частині поверхні моделі завжди призводить до втрат теплоти на її частинах, що не обігриваються.

6 Краще розташовувати нагрівачі впоперек потоку і підтримувати їх температуру однаковою.

Список літератури

1. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. *Теплопередача*. Москва-Ленинград: Энергия, 1965. 424 с.
2. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. *Справочник по теплопередаче*. Москва-Ленинград: Госэнергоиздат, 1959. 414 с.
3. Шнеэ Я. И., Капинос В. М., Котляр И. В. *Газовые турбины*. Киев: Вища школа, 1976. Т. 1. 296 с.
4. Зысина-Моложен Л. М., Зысин Л. В., Поляк М. П. *Теплообмен в турбомашинах*. Ленинград: Машиностроение, 1974. 335 с.

References (transliterated)

1. Isachenko, V. P., Osipova, V. A., Sukomel, A. S. (1965), *Teplotperedacha* [Heat transfer], Energy, Moscow, Russia.
2. Kutateladze, S. S., Borishansky V. M. (1959), *Spravochnik po teplotperedache* [Handbook of heat transfer], Gosjenergoizdat, Moscow, Russian
3. Shneya, Y. I., Kapinos, V. M., Kotlyar, I. V. (1976), *Gazovye turbiny* [Gas turbines], Vyshcha shkola, Kiev, Ukraine.
4. Zysina-Molozhen L. M., Zysin L. V., Poljak M. P. (1974), *Teplotobmen v turbomashinah* [Heat transfer in turbomachines], Mashinostroenie, Leningrad, 335 p.

Поступила (received) 08.02.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Тарасов Олександр Іванович (Tarasov Aleksandr Ivanovich, Tarasov Aleksandr) – доктор технічних наук, професор, професор кафедри турбінобудування, Харків, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна; alx.tarasov@gmail.com.

Литвиненко Оксана Олексіївна (Литвиненко Оксана Алексеевна, Lytvynenko Oksana) – кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0182-2255>.

Михайлова Ірина Олександрівна (Михайлова Ирина Александровна, Myhaylova Irina) – кандидат технічних наук, доцент кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна; myhaylovai@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1857-0787>.

Науменко Світлана Петрівна (Науменко Светлана Петровна, Naumenko Svetlana) – старший викладач кафедри турбінобудування; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2825-8199>.

О. Р. ПЕРЕСЬОЛКОВ, О. В. КРУГЛЯКОВА**ДЕЯКІ СПОСОБИ ЗМІНИ СТРУКТУРИ КРАПЕЛЬНОГО ПОТОКУ
ПРИ ДИСПЕРГУВАННІ ВОДИ ПЛОСКОСТРУМЕННИМИ ФОРСУНКАМИ**

Розглядається можливість управління структурою крапельного потоку при використанні плоскофакельних струменевих форсунок з формою зони зрошення поверхні у вигляді еліпса стосовно металургії. Розглянуто результати експериментальних досліджень різних варіантів зміни структури потоку: водо-повітряного диспергування води при внутрішньому сумішоутворенні в форсунці, взаємному перетині крапельних потоків двох форсунок і трансформації крапельного потоку, який проходить крізь металеву сітку. Наведені дослідження сприяють оптимізації теплової підготовки валків.

Ключові слова: металургія, злитки, прокат, валки, охолодження, плоскофакельна струменева форсунка, управління структурою крапельного потоку

А. Р. ПЕРЕСЕЛКОВ, О. В. КРУГЛЯКОВА**НЕКОТОРЫЕ СПОСОБЫ ИЗМЕНЕНИЯ СТРУКТУРЫ КАПЕЛЬНОГО ПОТОКА
ПРИ ДИСПЕРГИРОВАНИИ ВОДЫ ПЛОСКОСТРУЙНЫМИ ФОРСУНКАМИ**

Рассматривается возможность управления структурой капельного потока при использовании плоскофакельных струйных форсунок с формой зоны орошения поверхности в виде эллипса применительно к металлургии. Рассмотрены результаты экспериментальных исследований различных вариантов изменения структуры потока: водо-воздушного диспергирования воды при внутреннем смешивании в форсунке, взаимном пересечении капельных потоков двух форсунок и трансформации капельного потока, проходящего через металлическую сетку. Приведенные исследования способствуют оптимизации тепловой подготовки валков.

Ключевые слова: металлургия, слитки, прокат, валки, охлаждение, плоскофакельная струйная форсунка, управление структурой капельного потока

A. PERESELKOV, O. KRUGLYAKOVA**SOME METHODS OF A CHANGE IN THE TRICKLE FLOW STRUCTURE DURING
THE WATER DISPERSION BY FLAT-PLATE JET NOZZLES**

Consideration is given to the possibility of the control of the structure of the trickle flow by using flat-plate jet nozzles for the elliptic shape of the surface of the spray zone. This research paper gives consideration to the data of experimental investigations of the water-air dispersed water during the internal mixture formation in the flat-plate nozzle as applied to the cooling of the ingot between the rollers in continuous steel casting machines. In this case, the water flow rate per nozzle and the water concentration can be reduced ten times. As a result, the ingot cooling intensity is reduced and the probability of the crack nucleation on the ingot surface is decreased. This research paper gives also the data of the experimental research carried out for a more efficient use of flat-plate nozzles when cooling the casting roller before its polishing and when heating it before charging the mill stand. It was shown that the intercrossing of trickle flows produced by two flat-plate jet nozzles arranged at an angle relative to each other results in the four-time increase in the spray zone surface area and the surface spray density is reduced two times. The analogous problem was solved using the kinetic energy of the disintegrating water film and the drops after these leave the flat-plate nozzle for the additional splitting when passing through the metal gauze. It turned out that the spray zone was increased threefold and the surface spray density was decreased two times. The trickle flow structure control options in question with the use of flat-plate nozzles contribute to the improved quality of the ingots, decreased water consumption, reduced number of the nozzles and their simplified arrangement on the collectors.

Key words: metallurgy, ingots, rolled metal, rollers, cooling, flat-plate jet nozzle, trickle flow structure control.

Вступ

На металургійних заводах в прокатному виробництві при охолодженні листа й смуги для подачі диспергованої рідини на охолоджувану поверхню успішно використовуються плоскофакельні струменеві форсунки. Форма факела в них забезпечується конструкцією форсунки та її сопла. У форсунки є циліндровий підвідний канал, що закінчується півсферою, яка профрезерована дисковою фрезой трикутного профілю з утворенням вихідного отвору сочевидної форми. Розрахунок геометричних параметрів плоскофакельних струменевих форсунок для їх виготовлення розглянуто в роботі [1]. При подачі рідини такими форсунками пляма зрошення поверхні має форму еліпса, а епюра густини зрошення – куполоподібну фор-

му [2]. Плоскофакельні форсунки при відповідному їх компонуванні з перекриттям зон зрошення успішно забезпечують інтенсивне охолодження рухомої поверхні прокату шляхом досить рівномірного її зрошення потоком крапель [3]. Великі розміри вихідного отвору форсунки сприяють її високій експлуатаційній надійності.

Плоскофакельні форсунки з успіхом застосовуються при робочому тепловому профілюванні бочки валка в процесі прокатки. При цьому забезпечується висока інтенсивність охолодження поверхні в зонах надходження крапельної рідини, а при відключенні деяких форсунок – розігрів поверхні.

Плоскофакельні форсунки також можуть застосовуватися в зоні вторинного охолодження злитків установок безперервного розливання сталі.

Однак при їх використанні в зоні інтенсивного охолодження злитка подача диспергованої води між роликками призводить до інтенсивного локального зйому тепла й значним перепадам температур [4], що, в свою чергу, сприяє виникненню тріщиноутворення на поверхні злитка.

На перший погляд, природним вирішенням цієї проблеми могло б стати зменшення густини зрошення, що знижує інтенсивність охолодження. Але для плоскоструменевої форсунок це не вдається реалізувати, навіть якщо зменшувати їх прохідні отвори, до того ж, при цьому знижується їх експлуатаційна надійність. Таким чином, становить інтерес відпрацювання такого способу диспергування води, при якому можливе істотне зниження густини зрошення охолоджуваної поверхні і, відповідно, зменшення інтенсивності тепловийому.

Завдання збільшення зони зрошення кожного сопла при зниженні локальних питомих витрат крапельної рідини на оброблювану поверхню виникає при охолодженні прокатного валка перед шліфуванням, а також при нагріванні валка гарячою водою з метою теплового профілювання його бочки перед завалкою в прокатний стан. Необхідна інтенсивність теплообміну в даному випадку може бути забезпечена малою густиною зрошення.

Як показали дослідження [5], при розрахунку зміни температури в тілі бочки валка в сполученій задачі теплообміну визначальним фактором є теплопровідність матеріалу, а не значення коефіцієнта тепловіддачі α на його поверхні. Так, при значеннях $\alpha > 2 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, що відповідає густині зрошення до 2 мм/с, збільшення інтенсивності тепловіддачі за рахунок підвищення питомої витрати рідини не є доцільним. Надлишок води, що надходить на поверхню, є баластовим, тому що не сприяє швидкості охолодження або прогрівання бочки валка. Однак з метою економії води, як і раніше, актуальним завданням залишається організація рівномірного зрошення поверхні валка з мінімальною необхідною густиною зрошення крапельної рідиною.

Мета роботи

Стосовно до розглянутих умов подачі диспергованої води на зрошувальну поверхню становить інтерес експериментальне дослідження деяких конструктивних і режимних варіантів використання плоскофакельних форсунок. При цьому необхідно забезпечити їх незасмічування (тобто експлуатаційну надійність), велику площу плями зрошення при невеликій питомій витраті крапельної рідини, зменшення витрати води і, тим самим, зменшення числа форсунок, що, в свою чергу, спрощує їх розміщення на колекторах.

Опис й аналіз результатів експериментальних досліджень

Експериментально досліджувалися три варіанти вирішення поставленого завдання.

Варіант 1. Використання водо-повітряного диспергування з використанням стисненого повітря для утворення суміші всередині плоскоструменевої форсунок.

При охолодженні злитка в установці безперервного розливання сталі шляхом подачі диспергованої води між роликками бажано знижувати інтенсивність локального тепловийому, щоб зменшити перепади температур й обмежити ймовірність утворення тріщин на поверхні злитка.

Зменшення інтенсивності локального тепловийому однозначно передбачає зниження густини зрошення охолоджуваної високотемпературної поверхні [3]. Технічне вирішення цього завдання можливе при реалізації водо-повітряного диспергування води плоскофакельними форсунками [6].

Оскільки питомий об'єм повітря в 1000 разів більше, ніж у води, в результаті внутрішнього сумішоутворення води й повітря заповнення вихідного отвору форсунок не водою (як у рідинній плоскоструменевої форсунок), а водо-повітряною сумішшю призводить до зменшення більш ніж в 10 разів витрати води на форсунку навіть при масовій витраті повітря близько 10 % від витрати води. Для порівняння, при пневматичному диспергуванні води витрата стисненого повітря на порядок вище [7], що є дуже енергозатратним й економічно недоцільним в даній ситуації.

Конструкція водо-повітряної форсунок, що використовується в експериментах, показана на рис. 1. До форсунок надходить вода та стиснене повітря й відбувається внутрішнє сумішоутворення. На виході водо-повітряного потоку з сопла форсунок створюються сприятливі умови для диспергування води. В результаті утворюється більш об'ємний факел крапельного потоку. При цьому витрата води на порядок нижче в порівнянні з такою ж плоскофакельною струменевою форсункою. Параметри факела, що продукується водо-повітряної форсункою, залежать від співвідношення масових витрат повітря й води.

Досліджувалася плоскоструменева водо-повітряна форсунка з такими геометричними розмірами: радіус сфери всередині форсунок $R = 10 \text{ мм}$; розміри великої й малої осі вихідного отвору форсунок $a = 6,5 \text{ мм}$; $b = 16,5 \text{ мм}$; кут поперечного каналу, що профрезерований дисковою фрезею трикутного профілю, $\beta = 30^\circ$.

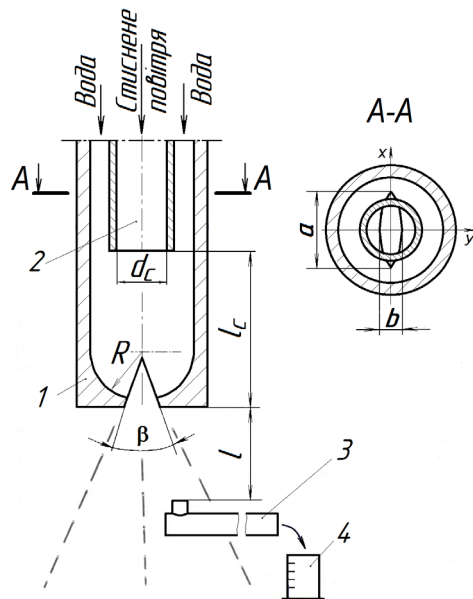


Рис. 1 – Конструкція плоскофакельної струменевої й водо-повітряної форсунок й схема вимірювання густини зрошення: 1 – плоскоструменева форсунка (при роботі без подачі повітря); 2 – трубка для подачі стисненого повітря й утворення водо-повітряної суміші; 3 – відбірник крапель, що встановлюється координатником в задану точку факела форсунок; 4 – мірна ємність

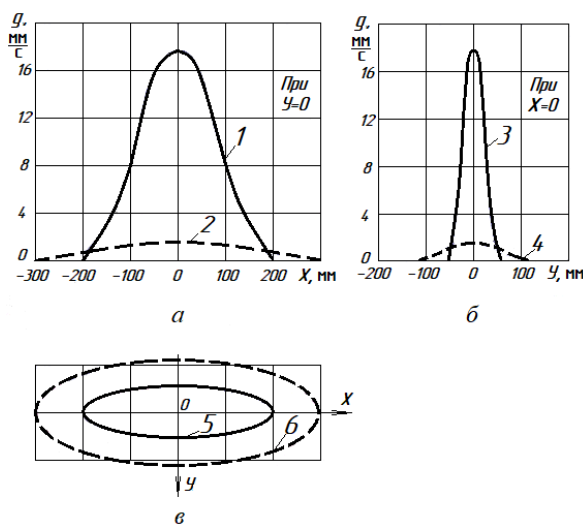


Рис. 2 – Порівняння структур крапельних потоків, що продукуються плоскоструменевою й водо-повітряною форсунками: а – епюри питомої витрати крапельної рідини в перетинах факелів форсунок уздовж осі x на відстані $l = 0,4$ мм від сопла; б – те ж – уздовж осі y ; в – форма плями зрошення на відстані $l = 0,4$ мм від сопла; 1, 3, 5 – при диспергуванні води плоскофакельною струменевою форсункою; 2, 4, 6 – при водо-повітряному диспергуванні ($d_c = 12$ мм; $l_c = 30$ мм; $\Delta P_v = 0,1$ МПа $G_v = 300$ кг/год, $G_n = 29,7$ кг/год; $G_n/G_v = 9,9$ %)

Інші геометричні, а також режимні параметри роботи форсунки варіювалися в таких межах: діаметр трубки для подачі стисненого повітря $d_c = 5\text{--}12$ мм; глибина занурення повітряного сопла $l_c = 10\text{--}60$ мм; співвідношення масових витрат повітря і води $\varepsilon = 3,2\text{--}21$ %; тиск води $\Delta P_v = 0,1$ МПа, витрата води $G_v = 150$ та 300 кг/год, тиск стисненого повітря ΔP_n до $0,25$ МПа.

Завданням експериментів було визначення локального значення питомої витрати води в крапельному потоці. Для цього використовувалася відбірна трубка, яка переміщується координатником уздовж осей x та y , з відведенням води в мірну ємність за час вимірювання. Загальна кількість дослідів склала 39.

Як видно, використання водо-повітряного диспергування призвело до десятикратного зниження витрати води й густини зрошення g , при цьому пляма зрошення форсунки збільшилася в два рази. Таким чином, змінюючи співвідношення витрат повітря й води ε , представляється можливим ефективно управляти теплотойом за рахунок зміни густини зрошення g охолоджувальної поверхні [3].

Раніше було також встановлено, що при малих витратах стисненого повітря спостерігається пульсуюча подача крапельного потоку на охолоджувану поверхню, що, в свою чергу, також сприяє зниженню інтенсивності теплотойому [8].

При використанні водо-повітряного диспергування води необхідно також враховувати як додаткове ускладнення конструкції системи охолодження, так й експлуатаційні витрати на використання стисненого повітря.

Варіант 2. Формування плями зрошення й характеристики розподілу питомої витрати крапельної рідини, яка подається на поверхню, при взаємному перетині крапельних потоків, що продукуються двома плоскофакельними форсунками, встановленими поруч під кутом одна до одної.

Було встановлено, що практично прийнятна робота водо-повітряної форсунки для формування плями зрошення оптимальної форми і відповідних епюр питомих витрат крапель, що надходять на охолоджувану поверхню, відбувалася при діаметрі повітряного сопла форсунки $d_c \geq 10$ мм, глибині його розташування в корпусі форсунки $l_c \geq 30$ мм і співвідношенні масових витрат стисненого повітря й води $\varepsilon \geq 10$ %.

На рис. 2 як приклад показані результати дослідження структури крапельного потоку, що виділяється водо-повітряною форсункою для одного з варіантів геометричних і режимних параметрів її роботи й порівняння з епюрами густини зрошення при роботі плоскофакельної струменевої форсунки для аналогічних режимних характеристик.

Цей варіант може бути використаний у разі, коли немає необхідності у великій локальній густині зрошення, а потрібно розподілити крапельну рідину зрошуваною поверхнею, забезпечуючи при цьому максимальну зону зрошення від кожної форсунки. Така технологія подачі диспергованої води доцільна при митті валків прокатних станів, при їх охолодженні до технологічної температури перед шліфуванням, при нагріванні з метою профілювання бочки валка перед завалкою його в прокат-

ний стан.

При виконанні таких технологічних операцій недоцільно збільшення кількості крапельної рідини, яка подається на поверхню, тому що це не призводить до прискорення прогріву чи охолодження тіла бочки валка [5].

Як приклад на рис. 3 показані умови зрошення поверхні валка при роздільній роботі кожної з форсунок і при перетині факелів крапельних потоків двох працюючих форсунок.

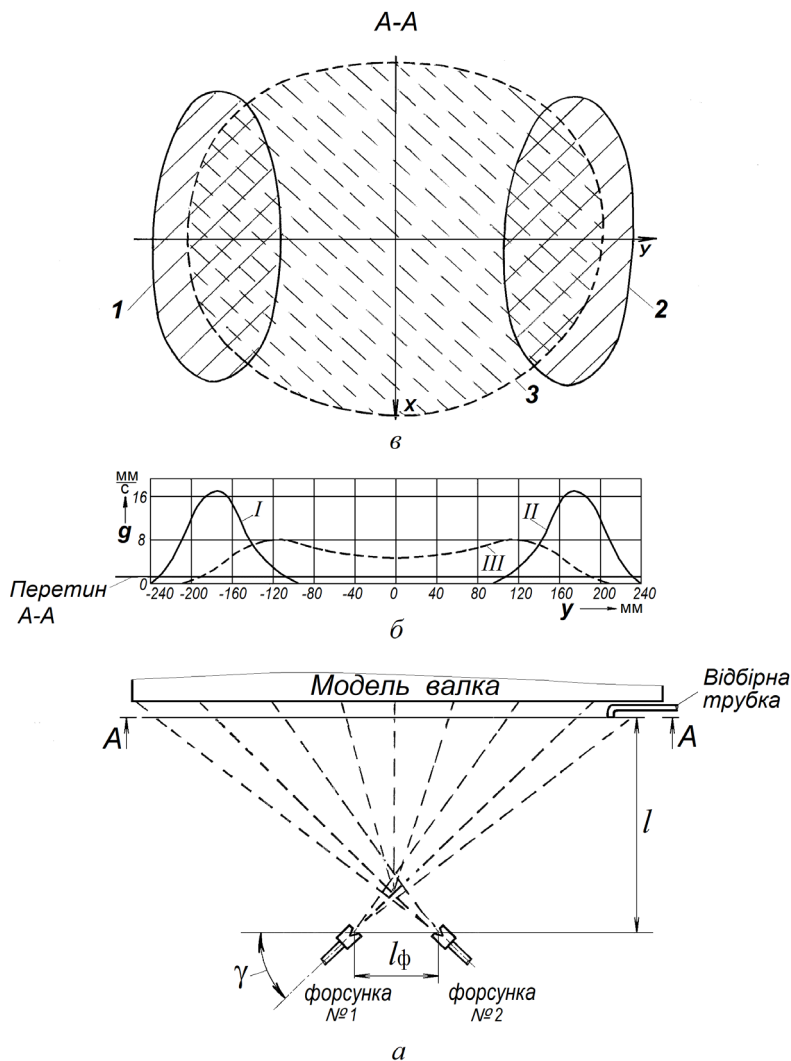


Рис. 3 – Схема вимірювання й розподіл диспергованої води, яка подається плоскоструменевими форсунками на поверхню моделі прокатного валка: *а* – схема вимірювання; *б* – еюри густини зрошення; *в* – зона зрошення; *I* – розподіл густини зрошення в перерізі факела уздовж осі *y* при роботі однієї форсунки № 1; *II* – те ж для форсунки № 2; *III* – те ж при перетині факелів двох працюючих форсунок ($R = 10$ мм, $a = 5,8$ мм; $b = 11,9$ мм; $\Delta P = 0,1$ МПа; $l_\phi = 120$ мм; $l = 550$ мм); *I* і *2* – зона зрошення при роздільній роботі форсунок № 1 і № 2, які встановлені під кутом $\gamma = 70^\circ$ до площини зрошення; *3* – пляма зрошення при перетині факелів двох працюючих форсунок

Як приклад були обрані форсунки з такими режимно-геометричними характеристиками: радіус сферичної півсфери форсунки $R = 10$ мм; довжини великої та малої осі вихідного отвору фор-

сунки $a = 5,8$ мм; $b = 11,9$ мм; тиск води перед форсункою $\Delta P = 0,1$ МПа; відстань між форсунками $l_\phi = 120$ мм. Заміри надані для відстані між гирлом форсунки й мірної трубкою $l = 550$ мм.

В результаті такого технічного рішення зона зрошення збільшується в чотири рази, а питома витрата крапельної води зменшується в два рази, тобто представляється можливим зменшити число встановлюваних форсунок і витрату води.

Варіант 3. Використання кінетичної енергії плівки води, що розпадається, і крапель після виходу їх з плоскоструменевої форсунки для додаткового дроблення при проходженні через металеву сітку.

Раніше вивчалось використання металевих сіток для вторинного дроблення крапельних потоків, що продукуються відцентровими форсунками в камерах зрошення центральних кондиціонерів [9, 10]. При цьому ставиться завдання отримати максимальний ефект вторинного дроблення крапель і, тим самим, збільшення контактної поверхні крапель і повітря. Для цього за допомогою лічильно-імпульсного методу вимірювався дисперсний склад крапель при зміні параметрів сіток та їх розташування щодо форсунки.

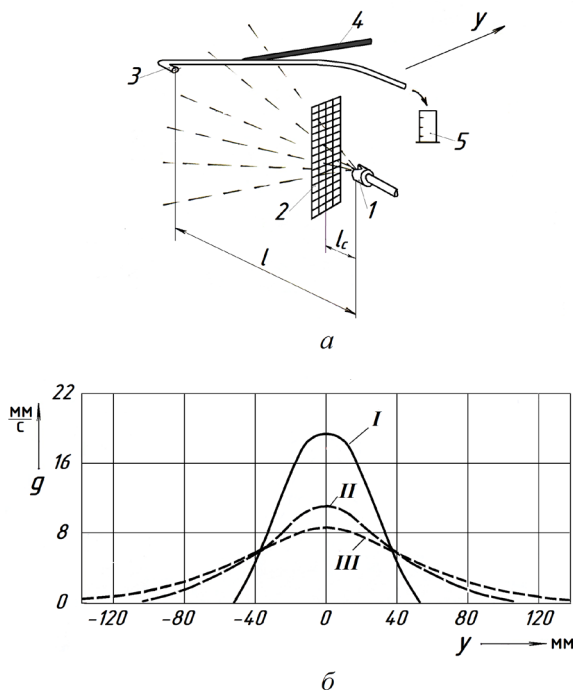


Рис. 4 – Методика й результати дослідження структури крапельного потоку при додатковому дробленні води на сітці: а – схема вимірювання питомої витрати рідини в краплинному потоці:

1 – плоскофакельна форсунка ($R = 10$ мм, $a = 5,8$ мм; $b = 11,9$; $\Delta P = 0,1$ МПа); 2 – сітка (2×2 мм з дроту $\varnothing 0,7$ мм); 3 – відбірна трубка; 4 – борштанга координатника; 5 – мірна ємність; б – розподіл густини зрошення в середині факела (вздовж осі y): I – при подачі води плоскоструменевою форсункою без сітки; II – те ж з сіткою при $l_c = 200$ мм; III – те ж при $l_c = 100$ мм

У даній роботі при використанні металеві сітки для додаткового дроблення крапельного потоку, що продукується плоскоструменевою форсункою, досліджувалася можливість збільшення зони зрошення і, відповідно, зниження питомої витрати води g , яка надходить на поверхню, що обробляється.

На рис. 4 як приклад показані деякі результати експериментального дослідження додаткового дроблення при використанні сітки з металевого дроту діаметром 0,7 мм з розмірами чарунки 2×2 мм.

Сітка розміщувалася на відстані 100 мм і 200 мм від гирла форсунки. Як видно, зона зрошення збільшується в 3 рази, а густина зрошення знижується в 2 рази. Таким чином, представляється можливість зменшення числа форсунок і зниження витрати води.

Очевидно, що остаточний висновок про можливість використання сіток для додаткового дроблення факела розпилю може бути зроблений лише за результатами випробування конкретної установки, коли можливий прояв ряду взаємокомпенсуючих процесів.

Висновки

Результати експериментальних досліджень, які показані в роботі, дозволяють розширити діапазон застосування плоскофакельних форсунок, які мають форму зони зрошення поверхні у вигляді еліпса. Такі форсунки мають досить великі розміри сопла, тому вони практично не забруднюються та є надійними в експлуатації. Проведені дослідження показали, що в результаті водоповітряного диспергування представляється можливим значно зменшити витрату води на форсунку, густину зрошення поверхні, й відповідно, управляти інтенсивністю тепловіддачі від поверхні злитка до крапель, що сприяє підвищенню якості продукції. В результаті додаткового дроблення диспергованої води при перетині факелів двох плоскоструменевих форсунок, а також взаємодії крапельного потоку з металеві сіткою, можливо істотно збільшення площі зони зрошення кожної плоскоструменевою форсункою й зниження густини зрошення оброблюваної поверхні валка прокатного стану. Це, в свою чергу, сприяє зменшенню числа форсунок і спрощує їх компонування на колекторах.

Отримані в роботі результати сприяють підвищенню якості продукції та зниження експлуатаційних витрат в сталеливарному й прокатному виробництвах.

Практичне використання розглянутих варіантів управління структурою крапельного потоку передбачає проведення додаткових досліджень з урахуванням всіх технологічних факторів експлуатації конкретних установок.

Список літератури

- Белый В. А., Здоровый А. К., Сокол Г. А., Ковалев В. А., Мусич Н. И. Основные принципы конструирования диспергирующих элементов систем технологического охлаждения / В кн.: *Использование вторичных энергоресурсов и охлаждение агрегатов в черной металлургии*. Москва: Металлургия, 1991. С. 50–54.
- Братута Э. Г. Определение плотностей орошения при охлаждении в спреях. *Сталь*, 1983. №7. С. 85–87.
- Переселков А. Р. Теплообмен при охлаждении высокотемпературной поверхности диспергированной водой. *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2009. № 3. С. 168–170. Бібліогр.: 10 назв. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).
- Носаченко О. В., Емельянов В. В., Акмен Р. Г., Кубрик Б. И., Переселков А. Р. Исследование теплового состояния непрерывного слитка с учетом локальных условий теплообмена в зоне вторичного охлаждения. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 1984. № 3. С. 20–22.
- Тарасенко Н. А., Переселков А. Р., Тарасенко А. Н. Численное исследование профиля прокатного валька в камере тепловой подготовки. *Інтегровані технології та енергозбереження*. 2018. № 2. С. 61–65. ISSN 2078-5364.
- Форсунка для распыливания жидкости: а.с. 687315: СССР, МКИ³ F23D11/04 / В. К. Беспалко, Цзян Шао Цзя, А. П. Бутенко (СССР). № 2809689/24-06; заявл. 26.07.77; опубл. 27.09.1979. Бюл. № 35. 3 с.: ил.
- Переселков А. Р., Волов Г. И., Белоконов О. В., Петрухина Л. Е. Исследование дисперсного состава капель при распылении жидкости пневматическими форсунками. *Энергетическое машиностроение*. 1980. Вып. 29. С. 90–94.
- Переселков А. Р. Теплообмен при импульсной подаче диспергированной воды на высокотемпературную поверхность. *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2011. № 5. С. 118–120. Бібліогр.: 4 назв. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).
- Братута Э. Г., Переселков А. Р. Измерение структуры дисперсного потока в результате вторичного дробления капель. *Энергетическое машиностроение*. 1978. Вып. 25. С. 99–102.
- А.с. 792028 СССР, МКИЗ F24F3/14. Камера орошения кондиционера / Э. Г. Братута, Г. С. Куликов, А. Р. Переселков, Б. И. Бялый, И. В. Соин, И. Ф. Юхно. № 2758649/29-06; заявл. 26.04.79; опубл. 30.12.80. Бюл. № 48. 2 с.
- Principles of design of technological cooling systems dispersing elements], *Ispol'zovaniye vtorichnykh energoresursov i okhlazhdeniye agregatov v chernoy metallurgii*, [Secondary energy resources using and units cooling in black metallurgy], Metallurgiya, Moscow, USSR, pp. 50–54.
- Bratuta, E. (1983), "Opredelenie plotnostej orosheniya pri okhlazhdenii v sprejakh [Determination of liquid spray rate during cooling in sprayers]", *Stal'*, no. 7, pp. 85–87.
- Peresylkov A. R (2009), "Teploobmen pri okhlazhdenii vysokotemperaturnoj poverhnosti dispergirovannoj vodoj [Heat Exchange Under Cooling of High Temperature Surface by Dispersed Water]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 3, pp. 168–170. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).
- Nosachenko, O., Emelyanov, V., Akmen, R., Kubrik, B. and Pereselkov, A. (1984), "Issledovanie teplovogo sostojaniya nepreryvnogo slitka s uchetom lokal'nyh uslovij teploobmena v zone vtorichnogo okhlazhdeniya [Investigation of the thermal state of a continuous ingot taking into account local conditions of heat transfer in the secondary cooling zone]", *Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost'*, no. 3, pp. 20–22.
- Tarasenko, N., Pereselkov, A. and Tarasenko, A. (2018), "Chislennoe issledovanie profilja prokatnogo valka v kamere teplovoj podgotovki [Numerical study of the profile of the cast roll in the heat preparation chamber]", *Integrovani tehnologii ta energozberezhennja*, no. 2, pp. 61–65. ISSN 2078-5364.
- Bespalko, V., Jiang Shao Jia and Butenko, A. (1979), *Forsunka dlya raspylivaniya zhidkosti* [Nozzle for liquid spraying], State Register of Patents of USSR, Moscow, SU, Pat. № 687315.
- Pereselkov, A., Volov, G., Belokon, O. and Petrukhina, L. (1980), "Issledovanie dispersnogo sostava kapel' pri raspylenii zhidkosti pnevmaticheskimi forsunkami [Investigation of the disperse composition of drops when spraying liquid with pneumatic nozzles]", *Energeticheskoe mashinostroenie*, vol. 29, pp. 90–94.
- Peresylkov A. R. (2011), "Teploobmen pri impul'snoj podache dispergirovannoj vody na vysokotemperaturnuju poverhnost' [Heat Transfer in a Pulsed Supply of Water Dispersed on High Temperature Surface]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 5, pp. 118–120. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).
- Bratuta, E. and Pereselkov, A. (1978), "Izmerenie struktury dispersnogo potoka v rezul'tate vtorichnogo drobleniya kapel' [Measurement of dispersed flow structure while secondary crushing of drops]", *Energeticheskoe mashinostroenie*, vol. 25, pp. 99–102.
- Bratuta, E., Kulikov, G., Pereselkov, A., Byaly, B., Soyn, I. and Yukhno I. *Kamera orosheniya konditsionera* [Air conditioner spray chamber], State Register of Patents of USSR, Moscow, SU, Pat. № 792028.

References (transliterated)

Hadiiusha (received) 20.09.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Переселков Александр Романович (Переселков Александр Романович, Pereselkov Aleksandr) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри теплоенергетики та енергоефективних технологій; вул. Кирпичова, 2, м. Харків, Україна, 61002; e-mail: pereselkovar@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9919-2951>.

Круглякова Ольга Володимирівна (Круглякова Ольга Владимировна, Kruglyakova Olga) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри теплоенергетики та енергоефективних технологій; вул. Кирпичова, 2, м. Харків, Україна, 61002; e-mail: krugliakovaov@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1113-826X>.

В. Г. ДЕМЧЕНКО, А. В. КОНИК**ЗМЕНШЕННЯ НЕПРОДУКТИВНИХ ТЕПЛОВИХ ВТРАТ ПРИ ГЕНЕРАЦІЇ ЕНЕРГІЇ**

Стаття присвячена аналізу непродуктивних втрат при генерації теплової енергії. Встановлено причини теплових втрат на станційному обладнанні, технологічному трубопроводі та при розбалансуванні технологічних процесів. В результаті надані рекомендації сумісного застосування атомних електростанцій (АЕС) або теплових електростанцій (ТЕС) з доступними відновлюваними джерелами енергії (ВДЕ), за допомогою систем теплового акумулювання, що дасть можливість збалансувати систему «генерація – транспортування – споживання». Застосування стаціонарних та мобільних теплових акумуляторів при генерації дозволить знизити теплові втрати.

Ключові слова: генерація енергії, теплові втрати, тепловий акумулятор

В. Г. ДЕМЧЕНКО, А. В. КОНЫК**УМЕНЬШЕНИЕ НЕПРОИЗВОДИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ПРИ ГЕНЕРАЦИИ ЭНЕРГИИ**

Статья посвящена анализу непроизводительных потерь при генерации тепловой энергии. Установлены причины тепловых потерь на станционном оборудовании, технологическом трубопроводе и при разбалансировке технологических процессов. В результате даны рекомендации совместного применения атомных электростанций (АЭС) или тепловых электростанций (ТЭС) с доступными возобновляемыми источниками энергии (ВИЭ), с помощью систем теплового аккумулирования, что позволит сбалансировать систему «генерация – транспортировка – потребление». Применение стационарных и мобильных тепловых аккумуляторов при генерации позволит снизить тепловые потери.

Ключевые слова: генерация энергии, тепловые потери, тепловой аккумулятор

V. DEMCHENKO, A. KONYK**REDUCING OF NON-PRODUCTIVE HEAT LOSSES IN ENERGY GENERATION**

The article is devoted to the analysis of non-productive losses in the generation of thermal energy. The causes of heat losses and their localization on the station equipment, technological pipeline and at unbalance of technological processes are established. As a result of the analysis, recommendations were given for the joint use of nuclear power plants (NPPs) or thermal power plants (TPPs) with available renewable energy sources (RES), using thermal storage systems, which will balance the system "generation - transportation - consumption". The use of stationary and mobile heat accumulators in the generation of RES, secondary thermal energy (TER) will reduce heat loss, use low-potential sources, which will relieve service equipment, reduce fuel consumption (FER) and harmful emissions into the environment. Also, it is recommended to conduct a full energy audit of station equipment and pipelines. Implement replacement of technically obsolete equipment with low efficiency, replace piping and insulation. Update the automation system, introduce a process scheduling system. Balance technological processes.

Keywords: energy generation, heat loss, heat storage

Вступ

Сьогодні світ змінює своє ставлення до оточуючого середовища, природокористування та усвідомлює наслідки тієї шкоди, якої йому завдає. Тому у всіх напрямках діяльності людини відбуваються зміни, що здатні мінімізувати її негативний вплив. Одним з основних і фундаментальних напрямків діяльності є теплоенергетика, яка наразі переглядає парадигму природокористування та активно розвиває безкарбонову енергетику. Країни з розвинутою економікою в останні десятиліття здійснюють перехід до *SMART GRID* систем («розумна мережа») теплопостачання четвертого покоління 4GDH (4th Generation District Heating) і розробляють майбутні системи 5GDH (5th Generation District Heating) [1, 2], основними рисами яких є:

– широке застосування нетрадиційних джерел енергії: відновлювальної енергетики (ВДЕ), вторинних теплових енергоресурсів (ВТЕР), теплових насосів та будь-яких доступних місцевих видів палив;

– перехід до низькотемпературних режимів теплозабезпечення, де температура теплоносія знаходиться в межах 50...30 °C при зниженні робочого тиску;

– широке впровадження систем зберігання та накопичення теплоти;

– забезпечення високої стабільності роботи енергетичної системи та теплових мереж шляхом автоматизації та диспетчеризації процесів. Створено інтелектуальну систему управління, що дозволяє в режимі реального часу контролювати та керувати параметрами системи.

Потенціал застосування нетрадиційних джерел енергії є надзвичайно потужним, деякі дослідження показують, що він може практично повністю задовольнити потреби у теплі в секторі житлово-комунального господарства ЕС, що знайшло часткове відображення в Енергетичній стратегії України на період до 2035 року. Але застосування ВДЕ має проблемні аспекти, які потрібно вирішити, щоб забезпечити ефективну і стабільну роботу джерела. Дві основні проблеми – це ситуативний

характер розташування джерела і мінливий характер його роботи, що залежить від пори року чи часу доби. Ці дві проблеми впливають на формування собівартості енергії і негативно позначаються на її вартості при розбалансуванні технологічних процесів генерації енергії. Основною проблемою є нерівномірне навантаження на станційне обладнання АЕС чи ТЕС, що зумовлено нерівномірністю між потужністю джерела та потребою споживача. Виникають пікові навантаження на обладнання та нічні «провали». Для розв'язання цих проблем необхідно провести аналіз роботи джерела енергії, визначити основні негативні чинники й запропонувати рішення, направлені на оптимізацію генерації та зменшення непродуктивних теплових втрат [3].

Мета роботи

Мета роботи – визначити причини непродуктивних втрат при генерації енергії, проаналізувати можливість їх зменшення та обґрунтувати ефективність застосування теплових акумуляторів для компенсації теплових втрат.

Задачі роботи:

- 1 Сформулювати причини непродуктивних теплових втрат при генерації енергії.
- 2 Проаналізувати можливість їх усунення.
- 3 Проаналізувати вплив використання теплового акумулятора для зменшення непродуктивних втрат.

Причини та аналіз теплових втрат

Переважаюча частина теплових втрат при тепlopостачанні зумовлена незбалансованістю системи «генерація енергії – система постачання – споживач» і можуть сягати 30...40 %, при нормативних показниках 15 %. Частка нормативних втрат на джерелі енергії обмежується 4 %, але на практиці даний показник складає 17...19 % [4]. Втрати теплоти при транспортуванні пов'язані, в першу чергу, зі зношеністю транспортної інфраструктури. Часті пориви, що супроводжуються витоком теплоносія та втрати теплоти через ізоляцію складають близько 20 % при нормативно дозволених 8 %. Втрати на розподільчих мережах складають близько 8 % при нормативних 3 %. Окремо потрібно розглядати втрати у споживача, оскільки характер їх появи дуже різноманітний – від технічного до психологічного, вони мають одне з найбільших значень, яке не нормується.

Непродуктивні втрати при генерації тепла виникають – на станційному котельному обладнанні, магістральних трубопроводах та незбалансованості збуту та споживанні теплової енергії.

Втрати на станційному обладнанні пов'язані, як правило, з низьким ККД технічно

застарілого обладнання, довгим терміном його експлуатації та технологією генерації теплоти. Близько 50 % основного та допоміжного обладнання ТЕЦ в Україні вичерпало допустимі терміни експлуатації та перевищує 30 років. Котли при різних навантаженнях працюють з коефіцієнтом корисної дії, який не перевищує 60...90 %.

На котлах встановлені палиникові пристрої та автоматика застарілої конструкції, які не дають можливості ощадливо використовувати органічні палива. Перевитрата палива на цих котлах сягає 10...15 % від рівня сучасних котлів, що призводить до додаткового забруднення атмосфери. Також морально застаріле обладнання знижує надійність тепlopостачання та його якість.

Як приклад, при проведенні авторами статті експертних робіт на ТЕЦ встановлено, що величини технологічних втрат теплоти складають:

- наднормативне підвищення коефіцієнту надлишку повітря на 0,2 підвищує втрату теплоти з відхідними газами на 1–2 %, ККД котлоагрегату знижується на 2 %, втрата палива підвищується на 2,5–3 %;
- порушення обмурівки котла на 30 % і більше приводить до наднормативної втрати теплоти на 1–2 %;
- збільшення об'єму продуктів згоряння палива на 80–90 % внаслідок розбавлення їх повітрям, збільшує втрату теплоти від хімічної неповноти згоряння палива у 2 рази;
- відхилення вмісту CO₂ у відхідних газах від оптимального значення на 1 % збільшує перевитрату палива котлоагрегатом на 0,6 %;
- наявність накипу на внутрішній поверхні котла товщиною 1,0 мм збільшує витрату палива на 2 %;
- збільшення продувки котла проти нормативних значень на 1 % еквівалентне перевитраті палива на 0,3 %;
- відхилення навантаження котла від оптимального на 10 % в бік зменшення приводить до перевитрати палива на 0,2 %, а в бік збільшення – на 0,5 %.

Втрати на технологічному трубопроводі – втрати сягають 30 %. Великі втрати тепла обумовлює низька надійність теплотрас через незадовільний стан ізоляції трубопроводів та через пориви з втратами теплоносія та корозією трубопроводів. Більшість теплотрас прокладені в непрохідних каналах з недосконалою ізоляцією. Теплотраси часто не захищені від проникання ґрунтових вод, що призводить до ушкодження ізоляції і, як наслідок, до корозії труб, появи свищів та розривів трубопроводів з утінанням теплоносія. Часто повністю відсутня деаераційна обробка теплоносія, що приводить до корозії трубопроводів та обладнання.

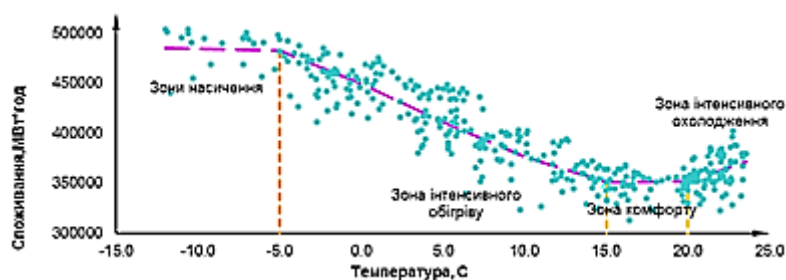


Рис. 1 – Типовий добовий графік навантаження енергосистеми України [5]

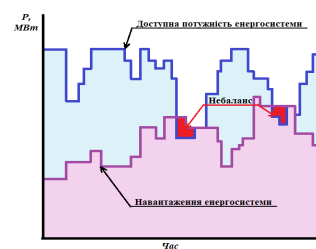


Рис. 2 – Пінч-аналіз доступних резервів потужності теплоенергосистеми [6]

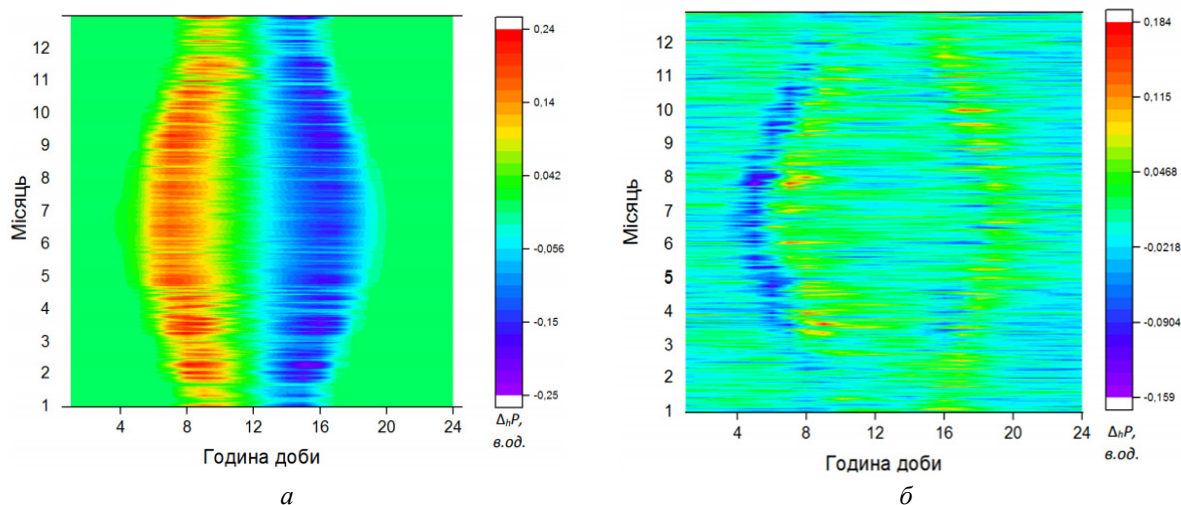


Рис. 3 – Розподіл стрибків потужності, генерованої групою електростанцій [6]:
а – сонячних електростанцій (СЕС); б – вітрових електростанцій (ВЕС)



Рис. 4 – Схема застосування систем стаціонарного та мобільного зберігання теплоти:
ВДЕ – відновлювальні джерела енергії; МТА – мобільний тепловий акумулятор; ВТЕР – вторинні теплові енергоресурси; ТЕС (ТЕЦ) – теплові електростанції; ТА – тепловий акумулятор

В результаті частого відключення абонентів теплової мережі гідравлічна система знаходиться в гідравлічно-тепловому розрегульованому стані, що приводить до додаткових витрат теплової та електричної енергії та перевитратам теплоносія.

Втрати при розбалансуванні технологічних процесів, викликаних невідповідністю в часі генерації та споживання, рис. 1, 2. Як правило, джерела енергії ТЕС, АЕС генерують енергію зі стабільною потужністю, а потреба у споживача змінюється протягом часу доби, а також в залежності від сезону.

При генерації енергії ВДЕ, наприклад сонця і вітру, потужності мають нерівномірний характер, рис. 3. Ці фактори викликають нерівномірне навантаження на станційне обладнання [6]. Одним з шляхів розв'язання цієї проблеми може бути застосування теплових акумуляторів (ТА), які накопичують надлишок теплоти і віддають його за необхідності.

Обговорення можливих рішень

Одним з рішень зменшення непродуктивних теплових втрат при генерації енергії є необхідність збільшення частки ВДЕ та ВТЕР при генерації енергії, що дасть можливість суттєво знизити навантаження на наявне обладнання. В Україні у поточному році збільшено виробництво електроенергії з ВДЕ в порівнянні з минулим роком на 5,5 %, а в цілому до 17 % [7].

Зменшити втрати, викликані розбалансуванням технологічних процесів при генерації, можливо, вживаючи комплексний підхід сумісного підключення джерел ВДЕ сонця і вітру та АЕС у різних співвідношеннях. Отримані авторами [8] результати моделювання процесу сумісного підключення АЕС і доступних ВДЕ при залученні теплових акумуляторів великої потужності свідчать, що можливо оптимізувати графік навантажень і уникнути пікових навантажень. При індивідуальному підході до вибору співвідношення частки ВДЕ і АЕС можливо не лише суттєво знизити енергетичні і теплові втрати, а й зменшити витрати на обслуговування технологічного обладнання АЕС та ТЕС, що позитивно позначиться на собівартості енергії.

Також одним з рішень зменшення втрат при розбалансуванні технологічних процесів може бути застосування систем стаціонарного та мобільного акумулювання енергії [9], рис. 4. Теплові акумулятори характеризується способом відбору енергії від джерела при зарядженні акумулятора, віддачею енергії споживачу при розрядці та трансформацією в необхідний вид енергії за необхідності. Застосування ТА дозволяє вирівняти графіки навантаження-розвантаження, спростити процес і суттєво зменшити розхід паливно-

енергетичних ресурсів та навантаження на обладнання джерела енергії, що позитивно відобразиться на її собівартості.

В роботі АЕС, ТЕС і ВДЕ доцільно застосовувати хімічні, термічні та термохімічні системи зберігання. Найбільше використання в останній час отримали термічні акумулятори теплоти.

Окрім того, мобільні теплові акумулятори (МТА) можуть застосовуватися в системах централізованого тепlopостачання та системах опалення окремих об'єктів та забезпечувати стаке теплозабезпечення в мирний час, а також в зоні надзвичайних ситуацій [10].

З нашого багаторічного практичного досвіду обстеження та розробки проектів модернізації тепlopостачання та великої кількості котельень, ТЕЦ, ВДЕ, ВТЕР та інших джерел теплової енергії робимо висновки, що знизити непродуктивні теплові втрати при генерації енергії можливо наступним чином:

- проведенням аудиту стану діючого станційного обладнання з розробкою проекту його модернізації;
- підвищенням ККД обладнання шляхом заміни морально і технічно застарілого обладнання
- проведенням заміни технологічних трубопроводів та їх ізоляції;
- налагодженням гідравлічної системи теплоносія;
- впровадженням сучасної диспетчеризації технологічних процесів;
- інтеграцією акумуляторів теплоти, потужністю із розрахунку пікових навантажень системи тепlopостачання.

Висновки

В результаті аналізу теплових втрат при генерації енергії на реальних ТЕЦ було встановлено невідповідність нормативних втрат фактичним, які перевищують їх на 13 %. Визначені основні причини непродуктивних теплових втрат при генерації енергії, визначена їх локалізація на станційному обладнанні та причини розбалансування системи навантаження при генерації та енергоспоживанні споживача.

Для зменшення та компенсації непродуктивних втрат запропоновано збільшити частку ВДЕ та ВТЕР в загальній системі генерації. А також застосовувати сумісне використання системи АЕС, ТЕС у поєднанні з доступними місцевими видами палива, ВДЕ та ВТЕР, що дасть можливість варіювати виробничими потужностями та зменшити навантаження на станційне обладнання. Системна робота поєднаних джерел можлива при застосуванні систем теплового акумулювання, що дасть можливість накопичення теплоенергетичних ресурсів і використання їх при збільшенні попиту у споживача.

Застосування ТА і МТА дозволяє зменшити теплові втрати до 20 % та шкідливі викиди в атмосферу до 40 % і, головне, забезпечити стабільність роботи джерела.

Потрібно провести повне енергетичне обстеження станційного обладнання і трубопроводу. Провести заміну технічно застарілого обладнання з низьким ККД, замінити трубопровід і ізоляцію. Запровадити систему диспетчеризації процесів. Збалансувати технологічні процеси. Рекомендовані заходи дозволять не тільки привести фактичні втрати до нормативних, а й мінімізувати останні.

Список літератури

1. Lund H., Werner S., Wiltshire R., Svendsen S., Thorsen J. E., Hvelplund F., et al. 4th Generation District Heating (4GDH): integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems. *Energy*. 2014. No. 68. pp. 1–11. doi: 10.1016/j.energy.2014.02.089.
2. Stiles L., Gitchell A., Hulse D. Hiller Underground Thermal Energy Storage in the United States/ *9th International Conference on Thermal Energy Storage, Warsaw, POLAND*. Warsaw, 2003. pp. 651–656.
3. Shah Y. T., ed. (2018), *Thermal Energy: Sources, Recovery, and Applications*. USA: CRC Press, Boca Raton, FL, 2018. p. 889. ISBN 9781138033535. <https://doi.org/10.1201/9781315305950>.
4. Демченко В. Г. (2018), *Дослідження непродуктивних втрат теплоти в теплових мережах та обґрунтування нового способу транспортування теплоносія*. Режим доступу: https://www.researchgate.net/publication/325260308_Doslidzennia_neproduktivnih_vtrat_teplosti_v_teplovih_merezah_ta_obgruntuвання_novogo_sposobu_transportuvannya_teploносia (дата звернення: 23.10.2020).
5. Укренерго. *Методологія, методи та засоби проведення досліджень з підготовки документу «Звіт з оцінки відповідності (достатності) генеруючих потужностей»*. 2018. https://ua.energy/wp-content/uploads/2019/04/ZvitAdekvatnostiGenPotuzhnostej_31_03_2019.pdf (дата звернення: 21.10.2020).
6. Кармазін О. О. *Балансова надійність електроенергетичних систем в умовах зростання частки відновлюваної енергетики: дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: 05.14.08*; захищена 18.09.2019 / Кармазін Олексій Олександрович. Київ, 2019. 143 с.
7. *За рік Україна збільшила виробництво електроенергії з ВЕД на 5,5 % / Агробізнес сьогодні*. URL: <http://agro-business.com.ua/agrobusiness/item/18488-za-rik-ukraina-zbilshyla-vyrobnytstvo-elektroenerhii-z-ved-na-5-5protsent.html> (дата звернення: 23.10.2020).
8. Denholm Paul, King Jeffrey C., Kutcher Charles F., Wilsonc Paul P. H. Decarbonizing the electric sector: Combining renewable and nuclear energy using thermal storage. *Energy Policy*. Vol. 44, May, 2012. pp. 301–311. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2012.01.055>.

9. Бекман Г., Гилли П. *Тепловое аккумулирование энергии* / Пер. с англ. под ред. д.т.н. В. М. Бродянского. Москва: Мир, 1987. 272 с.
10. Демченко В. Г., Гронь С. С., Погорелова Н. Д. Конструкторський розрахунок мобільного теплового акумулятора. *Теплофізика та теплоенергетика*. 2019. Т. 41, № 4. С. 35–43. ISSN 2663-7235. doi: <https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2019.5>.

References (transliterated)

1. Lund H., Werner S., Wiltshire R., Svendsen S., Thorsen J. E., Hvelplund F., et al. (2014), “4th Generation District Heating (4GDH): integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems”, *Energy*, no 68, pp. 1–11, doi: 10.1016/j.energy.2014.02.089.
2. Stiles L., Gitchell A., Hulse D. (2003), “Hiller Underground Thermal Energy Storage in the United States”, *9th International Conference on Thermal Energy Storage, Warsaw, POLAND*, Warsaw, pp. 651–656.
3. Shah Y. T., ed. (2018), *Thermal Energy: Sources, Recovery, and Applications*, CRC Press, Boca Raton, FL, USA, p. 889, ISBN 9781138033535, <https://doi.org/10.1201/9781315305950>.
4. Demchenko V. G. (2018), *Research of non-productive heat losses in thermal networks and substantiation of a new method of heat carrier transportation*. https://www.researchgate.net/publication/325260308_Doslidzennia_neproduktivnih_vtrat_teplosti_v_teplovih_merezah_ta_obgruntuвання_novogo_sposobu_transportuvannya_teploносia (accessed 23 October 2020).
5. Ukrenergo. (2018), *Methodology, methods and means of conducting research on the preparation of the document “Report on the assessment of compliance (sufficiency) of generating capacity”*, https://ua.energy/wp-content/uploads/2019/04/ZvitAdekvatnostiGenPotuzhnostej_31_03_2019.pdf (accessed 21 October 2020).
6. Karmazin O. O. (2019), *Balance reliability of electric power systems in the conditions of growth of the share of renewable energy: dissertation for the degree of Cand. Tech. Science: 05.14.08*; protected on September 18, 2019 / Karmazin Oleksiy Oleksandrovych, Kyiv, 143 p.
7. *During the year, Ukraine increased electricity production from foreign trade by 5.5 % / Agribusiness today*, <http://agro-business.com.ua/agrobusiness/item/18488-za-rik-ukraina-zbilshyla-vyrobnytstvo-elektroenerhii-z-ved-na-5-5protsent.html> (accessed 23 October 2020).
8. Denholm Paul, King Jeffrey C., Kutcher Charles F., Wilsonc Paul P. H. (2012), “Decarbonizing the electric sector: Combining renewable and nuclear energy using thermal storage”, *Energy Policy*, vol. 44, May, pp. 301–311, <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2012.01.055>.
9. Beckman G., Gilly P. (1987), *Thermal energy accumulation*, Ph. D. Brodyanskogo V. M. (ed.), World, Moscow, 272 p.
10. Demchenko V. G., Gron S. S., Pogorelova N. D. (2019), “Design calculation of mobile heat accumulator”, *Thermophysics and thermal power engineering*, vol. 41, no 4, pp. 35–43, ISSN 2663-7235, doi: <https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2019.5>.

Надійшла (received) 25.10.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Демченко Володимир Георгійович (Демченко Владимир Георгиевич, Demchenko Vladimir) – кандидат технічних наук, Інститут технічної теплофізики НАН України, завідувач лабораторії ПТТ відділу «Тепломасообміну і гідродинаміки в елементах теплоенергетичного устаткування»; м. Київ, тел.: (044) 453-28-68, 453-28-89; e-mail: dr-demch@meta.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4211-356X>.

Коник Аліна Василівна (Коник Алина Васильевна, Conyk Alina Vasilyevna) – кандидат технічних наук, Інститут технічної теплофізики НАН України, провідний науковий співробітник лабораторії ПТТ відділу «Тепломасообміну і гідродинаміки в елементах теплоенергетичного устаткування»; м. Київ, тел.: (044) 453-28-68, 453-28-89; e-mail: Alina_tds@ukr.net; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3188-8490>.

О. В. АЛТУХОВА, Г. Є. КАНІВЕЦЬ**ОПТИМАЛЬНІ ПЛАСТИНЧАСТІ ТЕПЛООБМІННИКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК**

Пластинасті теплообмінники є ефективним видом теплообмінного обладнання та можуть використовуватись у багатьох енергетичних установках. У статті аналізується їх використання у якості маслоохолоджувачів та підігрівачів води паротурбінних установок, підігрівачів повітря системи знеліднення газотурбінних установок, регенераторів понадкритичних CO₂ циклів. Наведено оптимальні типорозміри теплообмінників та швидкості середовищ для ряду навантажень, дано рекомендації щодо застосування теплообмінників у залежності від параметрів та конфігурації циклів.

Ключові слова: пластинасті теплообмінники, маслоохолоджувачі, підігрівачі, регенератори, паротурбінний цикл, газотурбінний цикл, система знеліднення, понадкритичний CO₂ цикл.

О. В. АЛТУХОВА, Г. Е. КАНЕВЕЦ**ОПТИМАЛЬНЫЕ ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

Пластинастые теплообменники являются эффективным видом теплообменного оборудования и могут применяться во многих энергетических установках. В статье анализируется их применение в качестве маслоохладителей и подогревателей воды паротурбинных установок, подогревателей воздуха антиобледенительной системы газотурбинных установок, регенераторов сверхкритических CO₂ циклов. Приведены оптимальные типоразмеры теплообменников и скорости сред для ряда нагрузок, даны рекомендации по применимости теплообменников в зависимости от параметров и конфигурации циклов.

Ключевые слова: пластинастые теплообменники, маслоохладители, подогреватели, регенераторы, паротурбинный цикл, газотурбинный цикл, антиобледенительная система, сверхкритический CO₂ цикл с рекомпрессией.

O. ALTUKHOVA, G. KANEVETS**OPTIMAL PLATE HEAT EXCHANGERS OF POWER GENERATION SYSTEMS**

Plate heat exchangers are an effective type of heat exchange equipment and can be used in many power plants. The article analyzes the use of corrugated plate heat exchangers in a number of installations. Their optimization was done according to the economic criterion of optimality, taking into account capital investments and operating costs. The analysis of the plate heat exchangers uses as oil coolers (a number of loads with oil mass flow rates 10...250 kg/s) and water heaters (heat power 100...2000 kW) of steam turbine plants. It has been established that plate oil coolers are more economical than shell-and-tube ones. Also, the anti-icing system plate air heaters of gas turbine plants with a power of 1 to 20 MW considered. The air for the anti-icing system was taken after the compressor and was additionally heated by exhaust gases. It has been established that it is necessary to install an additional flue gas smoke exhauster for using plate heat exchangers. Air must be extracted after the compressor, otherwise, low air density leads to high hydraulic losses, which makes it impossible to use plate heaters. Optimum air velocities are in the range of 0.4...0.6 m/s, flue gas velocities are 4...6 m/s. The use of standard plate heat exchangers with corrugated plates is impractical for GTU powers above 5 MW. Optimization of plate regenerators of supercritical CO₂ cycles with recompression for powers from 1 to 15 MW has been done. Optimum velocities of hot CO₂ are about 0.8 m/s, cold ones 0.3...0.5 m/s. The optimal sizes of plate heat exchangers are recommended for all of the above applications.

Key words: plate heat exchangers, oil coolers, heaters, regenerators, steam turbine cycle, gas turbine cycle, anti-icing system, supercritical CO₂ cycle with recompression.

Вступ

Пластинасті теплообмінники – перспективний вид теплообмінного обладнання. У них є ряд переваг у порівнянні з кожухотрубними теплообмінниками: вони мають меншу питому вагу та металоемність на одиницю теплової потужності, більшу інтенсивність теплообміну, менший гідравлічний опір, крім того, розбірні пластинасті теплообмінники легко можна розбирати для очищення теплообмінних поверхонь. З удосконаленням цього виду обладнання воно може замінювати традиційні кожухотрубні теплообмінники у все більшій кількості областей.

У цій статті розглядається використання пластинастих теплообмінників у ряді енергетичних установок:

1) у паротурбінному циклі (маслоохолоджувачі та водо-водяні підігрівачі);

2) у газотурбінному циклі (підігрівачі повітря системи знеліднення);

3) у понадкритичному CO₂ циклі (регенератори).

Мета роботи

Щоб гарантувати найбільш ефективне використання ресурсів, необхідне проведення оптимізації теплообмінного обладнання. Постійна зміна цін на енергоносії та вартості обладнання потребує уточнення оптимальних типорозмірів цього обладнання по економічним критеріям оптимальності.

Оптимізацію було проведено по критерію оптимальності приведені витрати (грн/рік), котрий включає як капітальні вкладення у теплообмінник, так і витрати на протязі всього періоду експлуатації.

$$\Pi = \frac{K}{n} + E, \quad (1)$$

де K – капітальні вкладення у теплообмінник, грн,

E – експлуатаційні витрати, грн/рік,

n – кількість років експлуатації теплообмінника, років.

Оптимізація була проведена за допомогою програмного комплексу СПОТО (Система Проектування та Оптимізації ТеплоОбмінників), що дозволяє оптимізувати кожухотрубні та пластинчасті теплообмінники по широкому наборі критеріїв оптимальності, варіюючи як конструктивними, так і режимними параметрами [1, 2]. Комплекс дозволяє розраховувати теплообмінники, ще складаються з декількох апаратів, які з'єднані у різноманітні схеми току середовищ з різною кількістю апаратів по середовищам, що віддає теплоту U_0 та сприймає теплоту U_B .

Розглядалися пластинчасті теплообмінники з гофрованими пластинами [3].

1. Оптимальні пластинчасті маслоохолоджувачі та водо-водяні підігрівачі паротурбінного циклу

Маслоохолоджувачі використовуються в схемі маслозабезпечення парової турбіни та забезпечують охолодження нагрітого у підшипниках мастила циркуляційною водою.

Параметри маслоохолоджувачів: початкова температура нагрітого мастила 65°C , кінцева 50°C , початкова температура охолоджуючої води 15°C , кінцева знаходиться у процесі оптимізації з інтервалу $20\text{--}40^\circ\text{C}$ із кроком 5°C .

Водо-водяні підігрівачі використовуються для нагрівання води власних потреб на електрос-

танції або в опалювальних системах житлових будинків, що живляться від теплофікаційних установок.

Температурний режим водо-водяних підігрівачів: гарячий теплоносіє $150^\circ\text{C}\text{--}70^\circ\text{C}$, холодний теплоносіє $60^\circ\text{C}\text{--}90^\circ\text{C}$. Оптимізація цих теплообмінників проводилась по конструктивних параметрах.

Оптимізація була проведена для ряду потужностей теплообмінників:

– для маслоохолоджувачів для наступних значень витрати масла $G_0 = 10; 25; 50; 75; 100; 125; 150; 175; 200; 225; 250$ кг/с (перебрано 20 953 206 варіантів реальних конструкцій теплообмінників);

– для водо-водяних підігрівачів для потужностей $Q = 100; 300; 500; 700; 900; 1200; 1500; 2000$ кВт (перебрано 3 252 928 варіантів реальних конструкцій теплообмінників).

Оптимальний тип пластини при оптимізації маслоохолоджувачів для всіх витрат масел Р0,6; для теплообмінників системи опалення Р0,3 (для $Q = 100\text{--}500$ кВт) та РС0,7-2 (для $Q = 700\text{--}2000$ кВт).

Основні параметри оптимальних пластинчастих теплообмінників наведено в табл. 1, 2.

Оптимальні швидкості води у зазначених теплообмінниках коливаються в діапазоні $0,01\text{--}0,5$ м/с, масла – у діапазоні $0,1\text{--}0,65$ м/с.

Для порівняння в табл. 3 наведено параметри оптимальних кожухотрубних маслоохолоджувачів парової турбіни.

Як видно з наведених таблиць, по критерію оптимальності приведені витрати пластинчасті маслоохолоджувачі показують більш високу ефективність у порівнянні з кожухотрубними.

Таблиця 1 – Оптимальні пластинчасті маслоохолоджувачі паротурбінного циклу

№ п/п	$G_{\text{мастила}}$, кг/с	Оптимальні значення незалежних змінних							Приведені витрати, грн/рік	Параметри ТО		
		ТИП _{пл}	МАТ _{пл}	U_0	U_B	$N_{\text{кан}0}$	$N_{\text{кан}B}$	t_{BK}		n_A	F_A , м ²	$n_{\text{пл}} \Sigma A$
1	10	Р 0,6	08-КП	1	1	42	14	35	50 551,91	1	49,8	85
2	25	Р 0,6	08-КП	1	2	40	10	35	113 127,41	2	47,4	81
3	50	Р 0,6	08-КП	1	2	91	13	40	215 632,07	2	108,6	183
4	75	Р 0,6	08-КП	1	2	120	30	35	314 473,40	2	143,4	241
5	100	Р 0,6	08-КП	1	3	108	27	40	423 187,43	3	129	217
6	125	Р 0,6	08-КП	1	3	132	22	40	525 018,88	3	157,8	265
7	150	Р 0,6	08-КП	1	2	235	47	35	629 485,60	2	281,4	471
8	175	Р 0,6	08-КП	1	3	185	37	40	743 915,26	3	221,4	371
9	200	Р 0,6	08-КП	1	3	210	35	40	848 508,57	3	251,4	421
10	225	Р 0,6	08-КП	1	3	240	60	40	948 857,40	3	287,4	481
11	250	Р 0,6	08-КП	1	3	228	57	35	1 064 491,75	3	273	457

Таблиця 1 – Оптимальні пластинчасті водо-водяні підігрівачі паротурбінного циклу

№ п/п	Q, кВт	Оптимальні значення незалежних змінних						Приведені витрати, грн/рік	Параметри ТО		
		ТИП _{пл}	МАТ _{пл}	U _О	U _В	N _{канО}	N _{канВ}		n _А	F _А , м ²	n _{плΣА}
1	100	P 0,3	08-КП	1	1	2	3	5 662,45	1	3,3	13
2	300	P 0,3	08-КП	1	1	3	5	12 767,77	1	8,7	31
3	500	P 0,3	08-КП	1	1	6	30	21 228,27	1	17,7	61
4	700	P 0,7-2	08-КП	1	1	2	9	26 892,01	1	24,5	37
5	900	P 0,7-2	08-КП	1	1	2	11	32 309,70	1	30,1	45
6	1200	P 0,7-2	08-КП	1	1	4	7	40 427,95	1	38,5	57
7	1500	P 0,7-2	08-КП	1	1	3	11	47 800,19	1	45,5	67
8	2000	P 0,7-2	08-КП	1	1	4	5	64 663,20	2	27,3	41

Таблиця 2 – Оптимальні кожухотрубні охолоджувачі паротурбінного циклу

№ п/п	G _{мастила} , кг/с	Оптимальні значення незалежних змінних									Приведені витрати, грн/рік	Параметри ТО	
		U _О	U _В	d _н , м	D _в , м	M, шт	l _п , м	Ω	n _{пл} , шт/м	t _{вк}		n _А	F _А , м ²
1	10	1	1	0,016	0,259	2	6	0	5	40	117 144,95	2	50,6676
2	25	1	1	0,016	0,259	2	6	0	1,11	45	263 825,28	4	101,335
3	50	2	1	0,016	0,259	1	9	0	10	30	455 594,15	4	161,051
4	75	1	1	0,016	0,8	6	4	0,8	3	40	1 116 382,44	2	364,324
5	100	1	1	0,016	0,8	4	4	0,8	5	40	1 358 422,84	2	382,822
6	125	1	2	0,016	0,8	2	4	0,85	2	25	1 581 081,01	2	410,971
7	150	5	5	0,016	0,259	2	6	0	6,66	35	1 531 619,80	20	506,676
8	175	6	6	0,016	0,259	2	6	0	2	35	1 806 692,88	24	608,011
9	200	1	1	0,016	1,2	2	6	0,8	3	30	2 343 083,69	1	729,855
10	225	1	2	0,016	0,8	4	9	0	1,5	40	2 564 498,82	2	861,349
11	250	1	1	0,016	1,2	2	4	0	1	35	2 786 685,96	2	973,14

2. Оптимальні пластинчасті підігрівачі повітря системи знеліднення газотурбінного циклу

Система знеліднення є необхідним елементом газотурбінних установок (ГТУ), що працюють у вологому холодному кліматі [4, 5]. За відсутності цієї системи лід, що утворюється на входному апараті та на лопатках перших ступенів компресора, може призвести до погіршення роботи установки, а часто навіть до її поломки.

Система знеліднення підвищує температуру повітря, що засмоктується компресором, за рахунок чого вдається запобігти обмерзанню елементів обладнання. Принцип дії може бути різноманітним: електричний обігрів, підмішування вихлопних газів, підмішування повітря, взятого за компресором, та інше.

У цій статті розглядається система знеліднення, принцип дії котрої полягає у підмішуванні у вхідному тракті повітря, взятого на виході з компресора та додатково підігрітого у теплообміннику вихлопними газами ГТУ. За газотурбінною установкою встановлено котел-утилізатор (HRSG), що дозволяє корисно використовувати теплоту вихлопних газів у паротурбінному циклі. Підігрівач повітря підключено паралельно с цим котлом, витра-

та газів на нього регулюється шибєрною заслонкою.

Моделювання циклу газотурбінної установки виконувалось у програмі AxCYCLE™. Приклад циклу на 1 МВт наведено на рис. 1.

У циклі внутрішній ККД компресора 0,79, механічний ККД 0,98, ККД турбіни 0,95, паливо – природний газ. Розрахунок системи знеліднення виконано на параметри довколишнього повітря: температура –5 °С, вологість повітря 100 %, водність повітря (густий туман) 1 г/м³. Витрата повітря до системи знеліднення визначена з урахуванням 10 °С перегріву відносно точки роси.

У результаті оптимізації встановлено, що використання пластинчастих теплообмінників у якості підігрівачів повітря димовими газами неможливе без встановлення додаткового димососу. Втрати тиску у теплообміннику або перевищують наявний напір, або для забезпечення такого незначного перепаду тиску необхідна величезна кількість теплообінних апаратів (наприклад, 96 шт. для ГТУ потужністю 1 МВт), що недоцільно з технічної точки зору.

Також проведено аналіз декількох схемних рішень з відбором з проміжних ступенів компресора.

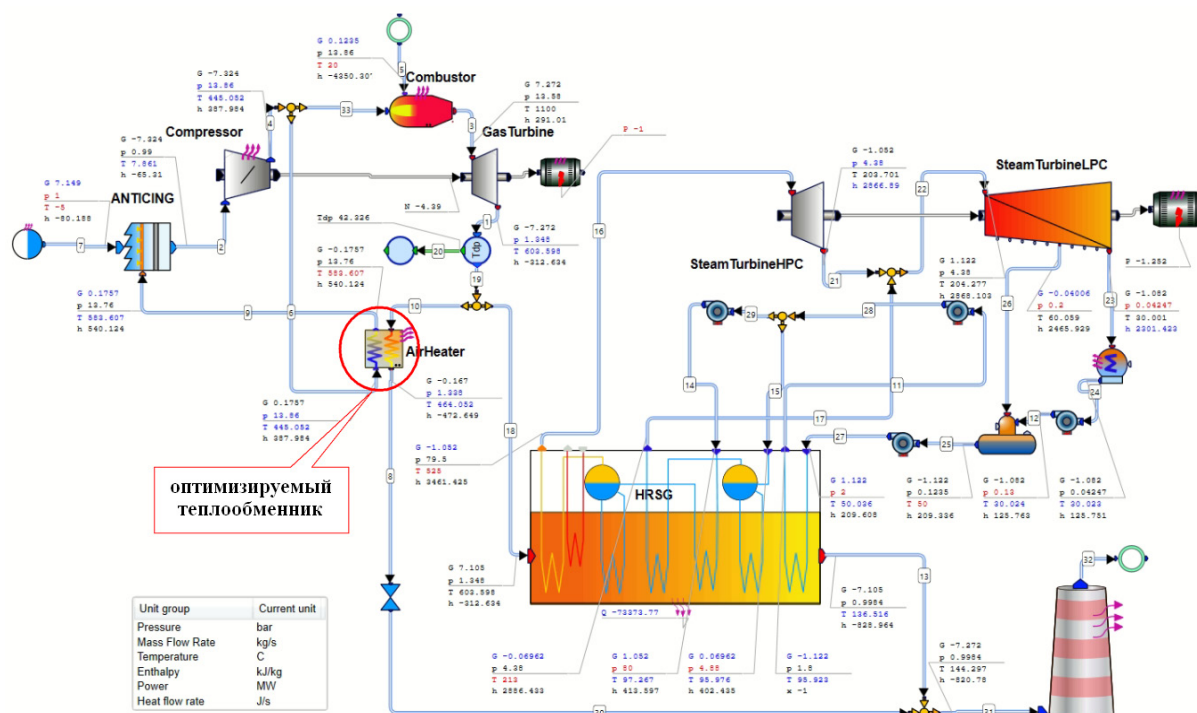


Рис. 1 – Цикл газотурбінної установки з системою знеліднення

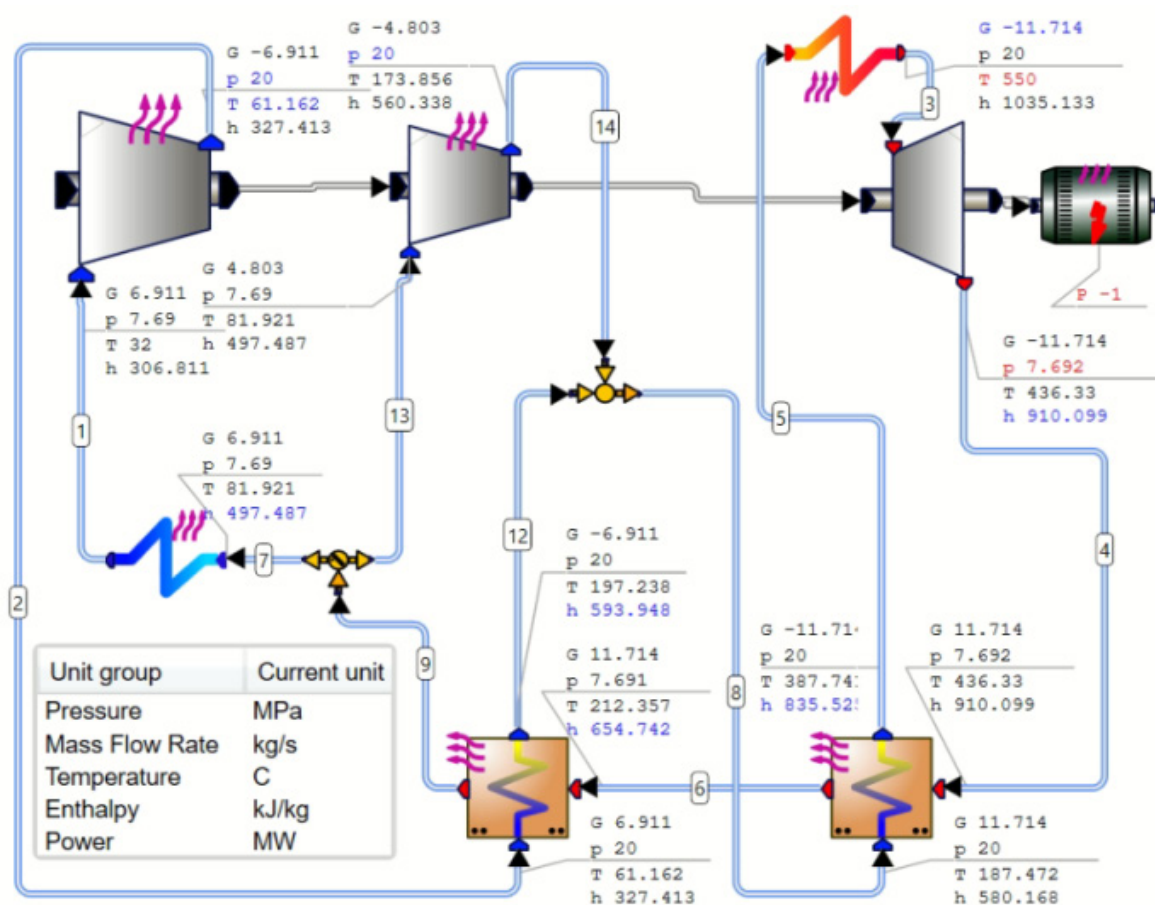


Рис. 2 – Понадкритичний CO2 цикл з рекомпресією

Таблиця 4 – Оптимальні пластинчасті підігрівачі системи знеліднення

№ п/п	$P_{ГТУ}$, МВт	$G_{повітря}$, кг/с	$G_{прод.сгор.}$, кг/с	Q , кВт	Оптимальні значення незалежних змінних				Приведені витрати, грн/рік	Параметри ТО		
					U_O	U_B	$N_{канO}$	$N_{канB}$		n_A	F_A , м ²	$n_{пл\Sigma A}$
1	1	0,1757	0,1670	26,73	1	1	15	14	1305323,10	3	544,7	421
2	2	0,3514	0,3341	53,45	1	1	36	32	2529089,36	5	747,5	577
3	3	0,5271	0,5011	80,18	1	1	44	14	3813459,68	6	799,5	617
4	4	0,7028	0,6681	106,91	2	2	36	32	5058178,73	10	747,5	577
5	5	0,8785	0,8352	133,64	4	4	19	14	6381637,84	12	690,3	533

Але в таких варіантах через низьку щільність повітря та велике теплове навантаження теплообмінника гідравлічний опір по стороні повітря також перевищує наявний напір. Тому при використанні пластинчастих теплообмінних апаратів більш доцільно забирати повітря за компресором.

Для оптимізації встановлено обмеження на максимальну кількість апаратів у теплообміннику 12 шт. При такому обмеженні максимальна потужність ГТУ, що дозволяє використання пластинчастих теплообмінників, складає 5 МВт, при цьому досягаються максимальні розміри теплообмінників. Подальше збільшення потужності ГТУ при наявності обмеження максимальної кількості апаратів призводить до росту швидкостей у каналах теплообмінника і, відповідно, до росту гідравлічних опорів, що робить їх використання недоцільним.

Оптимальні пластинчасті підігрівачі для потужностей ГТУ 1, 2, 3, 4, 5 МВт наведено в табл. 4. Для всіх варіантів оптимальний тип пластини Р1,3. Оптимальні швидкості димових газів у теплообміннику знаходяться в діапазоні 4–6 м/с, повітря – 0,4–0,6 м/с.

Однак потужність додаткового димососу небагато менша втрати потужності установки при відсутності підігрівача повітря. Беручи до уваги той факт, що введення підігрівача повітря у схему є значним її ускладненням, та на протязі періоду експлуатації це обладнання має обслуговуватись (поточний та капітальні ремонти та інше), рішення

про доцільність його використання потребує додаткової оптимізації системи в цілому з урахуванням періодичності включення системи знеліднення та тривалості її роботи. Чим менше днів у році з низькою температурою та високою вологістю й туманами, тим менша вірогідність доцільного застосування такого підігрівача повітря.

3. Оптимальні пластинчасті регенератори понадкритичного CO₂ циклу

Понадкритичні CO₂ цикли останні роки викликають все більший інтерес у якості циклів енергетичних установок, у тому числі циклів утилізації теплоти газотурбінних установок [6], циклів атомних реакторів [7] та ін.

Цикли з рекомпресією показують більш високу ефективність, однак потребують деякого ускладнення схеми. Приклад такого циклу потужністю 1 МВт наведено на рис. 2.

У циклах з рекомпресією необхідно 2 регенератора. У зв'язку з високим перепадом тиску у цих теплообмінниках при використанні пластинчастих апаратів необхідно використовувати нерозбірні (паяні) теплообмінники.

Оптимізація пластинчастих регенераторів для цього циклу проводилась лише по конструктивних параметрах. Результати для потужностей циклу 1, 3, 5, 10 та 15 МВт наведено у табл. 5 та 6. Оптимальні швидкості гарячого CO₂ близько 0,8 м/с (тиск 20 МПа), холодного 0,3–0,5 м/с (тиск 7,692 МПа).

Таблиця 5 – Оптимальні пластинчасті регенератори (регенератор I) понадкритичного CO₂ циклу з рекомпресією

№ п/п	P , МВт	$G_{гор.CO_2}$, кг/с	$G_{хол.CO_2}$, кг/с	Q , кВт	Оптимальні значення незалежних змінних					Приведені витрати, грн/рік	Параметри оптимального ТО		
					ТИП _{пл}	U_O	U_B	$N_{канO}$	$N_{канB}$		n_A	F_A , м ²	$n_{пл\Sigma A}$
1	1	11,71	11,71	2991	PC0,7-2	1	1	19	19	156970,64	7	25,9	39
2	3	35,14	35,14	8973	PC0,7-2	1	1	132	88	462644,40	1	685,1	529
3	5	58,57	58,57	14956	P0,6	2	2	220	110	787616,48	4	263,4	411
4	10	117,14	117,14	29912	P1,3	2	2	244	244	1662020,55	4	633,1	489
5	15	175,71	175,71	44869	P1,3	3	3	248	248	2518002,83	6	643,5	497

Таблиця 6 – Оптимальні пластинчасті регенератори (регенератор 2) понадкритичного CO₂ циклу з рекомпресією

№ п/п	P, МВт	G _{гор. CO₂} , кг/с	G _{хол. CO₂} , кг/с	Q, кВт	Оптимальні значення незалежних змінних					Приведені витрати, грн/рік	Параметри оптимального ТО		
					ТИП _{пл}	U _O	U _B	N _{канО}	N _{канВ}		n _A	F _A , м ²	n _{плΣA}
1	1	11,71	6,91	1842	P1,3	1	1	42	18	203059,53	1	326,3	253
2	3	35,14	20,73	5526	P0,6	1	1	234	78	581050,95	3	280,2	469
3	5	58,57	34,56	9210	P0,6	3	1	126	126	673857,45	6	150,6	253
4	10	117,14	69,11	18421	P0,6	3	1	243	243	1348215,73	6	291	487
5	15	175,71	103,67	27631	P1,3	3	1	243	243	2521773,90	6	630,5	487

Висновки

Технологія виготовлення пластинчастих теплообмінників за останні десятиріччя була значно удосконалена, зокрема був значно збільшений можливий перепад тиску між теплоносіями та між навколишнім середовищем, що у даний момент дозволяє використовувати цей тип теплообмінників для різноманітних енергетичних установок.

Але використання теплообмінників у тій чи іншій установці потребує їх попередньої глибокої техніко-економічної оптимізації.

У цій статті наведено результати оптимізації п'яти пластинчастих теплообмінників, які можуть використовуватися у різних енергетичних циклах:

- паротурбінні установки (маслоохолоджувачі та підігрівачі води),
- газотурбінні установки (підігрівачі повітря системи знеліднення),
- понадкритичний CO₂ цикл (регенератори).

Отримані результати дозволяють рекомендувати оптимальні типорозміри та конструкцію цих теплообмінників у широких діапазонах потужностей та можуть бути використані при проектуванні нових та реконструкції наявних установок.

Також наведено діапазони оптимальних швидкостей теплоносіїв. Оптимальні швидкості води у маслоохолоджувачах та водо-водяних підігрівачах коливаються в діапазоні 0,01–0,5 м/с, масла у маслоохолоджувачах – у діапазоні 0,1–0,65 м/с. Оптимальні швидкості димових газів у теплообміннику знаходяться в діапазоні 4–6 м/с, повітря – 0,4–0,6 м/с. Оптимальні швидкості гарячого CO₂ складають близько 0,8 м/с (для тиску 20 МПа), холодного 0,3–0,5 м/с (тиск 7,692 МПа).

Видно, що оптимальні швидкості можуть коливатися у досить великому діапазоні, що дозволяє рекомендувати їх як попереднє наближення при проведенні оптимізації, для досягнення більш глибокого оптимуму належить провести хоча б декілька розрахунків навколо цієї попередньої величини.

Для підігрівача повітря системи знеліднення газотурбінної установки було виявлено, що використання цього підігрівача без встановлення дода-

ткового димососу неможливе. Тиск за турбіною газотурбінної установки досить незначний, отож гідравлічний опір теплообмінника, встановленого за нею, має бути також невеликим. Це призводить до необхідності значно знизити швидкість димових газів у каналах теплообмінника, що призводить до технічно недоцільного збільшення теплообмінної поверхні і, як наслідок, розмірів теплообмінника.

Аналогічна ситуація виникає і по стороні повітря, що нагрівається, отож відбір повітря для системи знеліднення краще робити за компресором або за одним з останніх ступенів компресора. Це призводить до значної втрати ефективності компресора (адже чим більший кінцевий тиск повітря, тим більша потужність потрібна на його стискання). Також встановлено, що вираш у ефективності установки в цілому від додаткового підігріву повітря у підігрівачі майже повністю нівелюється витратами потужності додаткового димососу, отже подібне ускладнення системи має буди додатково оцінене з урахуванням кількості днів можливого вмикання системи знеліднення, що залежить від кліматичних умов, де встановлено газотурбінну установку.

Номенклатура

ТИП_{пл}, МАТ_{пл} – тип и матеріал пластини оптимального теплообмінника.

U_O, U_B – оптимальна кількість рядів апаратів у теплообміннику по середовищам, що віддає та сприймає тепло відповідно.

N_{канО}, N_{канВ} – оптимальна кількість каналів у теплообміннику по середовищах що віддає та сприймає тепло відповідно.

t_{БК} – оптимальна кінцева температура середовища.

n_A – кількість апаратів у знайденому оптимальному теплообміннику.

F_A – теплообмінна поверхня знайденого оптимального теплообмінного апарату.

n_{плΣA} – сумарна кількість пластин в знайденому оптимальному теплообмінному апараті.

G – масова витрата теплоносія.

Q – теплова потужність теплообмінника.
 P – електрична потужність установки (циклу).

Список літератури

1. Каневец Г. Е., Алтухова О. В. Принципы создания синтезатора алгоритмов и программ оптимизации пластинчатых теплообменных аппаратов. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2014. № 12. С. 35–39. ISSN 2313-8890 (on-line), ISSN 2218-1849 (print).
2. Каневец Г. Е., Алтухова О. В. Синтезатор алгоритмов и программ ОКПТО-2014. Структура, область применения, дальнейшие пути совершенствования. *Інтегровані технології та енергозбереження*. Харків: НТУ «ХПІ», 2014. № 4. С. 130–133. ISSN 2078-5364.
3. Тарадай А. М., Гуров О. И., Коваленко Л. М. *Пластинчатые теплообменные аппараты*. Харьков: Прапор, 1995.
4. Кузнецов А. Л., Кузнецов Л. А. *Борьба с обледенением стационарных газотурбинных установок*. Ленинград: Недра. 1980.
5. Рабенко В. С., Будаков И. В., Белоусов П. П. Повышение эффективности ГТД-110 при работе антиобледенительной системы. *Энергетические машины и установки*. 2009. №3(7). С. 8–19.
6. Moroz L., Pagur P., Rudenko O., Burlaka M., Joly C. Study of a supercritical CO₂ power cycle application in a cogeneration power plant. *The 4th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles*, 2014. 10 p.
7. Dostal V., Driscoll M. J., Hejzlar P. A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors. *Advanced Nuclear Power Technology Program*. MIT-ANP-TR-100. March 10. 2004.

References (transliterated)

1. Kanevec G. E., Altukhova O. V. (2014), "Principy sozdaniya sintezatora algoritmov i programm optimizacii plastinchatyh teploobmennyyh apparatov [Principles of creating a synthesizer of algorithms and programs for the optimization of plate heat exchangers]", *Energoberezhenie. Energetika. Energoaudit* [Energy saving. Power engineering. Energy audit], no. 12. pp. 35–39, ISSN 2313-8890 (on-line), ISSN 2218-1849 (print).
2. Kanevec G. E., Altukhova O. V. (2014), "Sintezator algoritmov i programm OKPTO-2014. Struktura, oblast primeneniya, dalnejshie puti sovershenstvovaniya [Synthesizer of algorithms and programs OKPTO-2014. Structure, scope, further ways of improvement]", *Integrovani tehnologiyi ta energoberezhennya* [Integrated technologies and energy saving], no. 4, pp. 130–133, ISSN 2078-5364.
3. Taradaj A. M., Gurov O. I., Kovalenko L. M. (1995), *Plastinchatyh teploobmennyye apparaty* [Plate heat exchangers], Prapor, Kharkov, Ukraine.
4. Kuznecov A.L., Kuznecov L.A. (1980), *Borba s obledenieniem stacionarnyyh gazoturbinnyh ustanovok* [De-icing of stationary gas turbine units], Nedra, Leningrad, Russia.
5. Rabenko V. S. Budakov I. V., Belousov P. P. (2009), "Povyshenie effektivnosti GTD-110 pri rabote antiobledenitelnoy sistemy [Increasing the efficiency of GT-110 during the operation of the anti-icing system]", *Energeticheskie mashiny i ustanovki* [Power machines and installations], no. 3(7). pp. 8–19.
6. Moroz L., Pagur P., Rudenko O., Burlaka M., Joly C. (2014), "Study of a supercritical CO₂ power cycle application in a cogeneration power plant", *The 4th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles*. 10 p
7. Dostal V., Driscoll M.J., Hejzlar P. (2004), "A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors", *Advanced Nuclear Power Technology Program*, MIT-ANP-TR-100, March 10.

Надійшла (received) 29.10.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Алтухова Ольга Василівна (Алтухова Ольга Васильевна, Altukhova Olga) – асистент кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: ovaolga@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0575-3047>.

Каневець Георгій Євдокимович (Каневець Георгий Евдокимович, Kanevets Georgy) – доктор технічних наук, академік, президент Академії наук технологічної кібернетики України, м. Харків, Україна; e-mail: gekan37@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8709-6209>.

В. А. ВОЛОЩУК, О. В. НЕКРАШЕВИЧ, С. В. ЛЮБИЦЬКИЙ**ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ БАКІВ-АКУМУЛЯТОРІВ**

В статті наведено результати ексергетичного аналізу перехідних процесів, що мають місце в роботі баків-аккумуляторів. Показано доцільність врахування накопичення ексергії в контрольному об'ємі для оцінювання ексергетичних показників. Для заданих параметрів об'єкту визначено, що після включення режиму «зарядження аккумулятора та споживання енергії», через неврахування накопичення ексергії похибка у розрахунку деструкції ексергії може досягати 130 %, а ексергії палива та ексергетичного ККД – 80 %.

Ключові слова: ексергетичний баланс, бак-аккумулятор, перехідний процес, деструкція ексергії, ексергетичний ККД, похибка.

В. А. ВОЛОЩУК, Е. В. НЕКРАШЕВИЧ, С. В. ЛЮБИЦЬКИЙ
ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ
БАКОВ-АККУМУЛЯТОРОВ

В статье приведены результаты эксергетического анализа переходных процессов, имеющих место в работе баков-аккумуляторов. Показана целесообразность учета накопления эксергии в контрольном объеме для оценки эксергетических показателей. Для заданных параметров объекта определено, что после включения режима «зарядка аккумулятора и потребления энергии», из-за неучета накопления эксергии погрешность в расчете деструкции эксергии может достигать 130 %, а эксергии топлива и эксергетического КПД – 80 %.

Ключевые слова: эксергетический баланс, бак-аккумулятор, переходный процесс, деструкция эксергии, эксергетический КПД, погрешность.

V. VOLOSHCHUK, O. NEKRASHEVYCH, S. LIUBYTSKYI
EXERGY ANALYSIS OF TRANSIENT MODES IN HOT WATER STORAGE

The paper demonstrates the importance of taking into account the accumulation of exergy in a control volume of a thermal storage during transient modes for evaluation of exergy-based parameters. The investigations are based on the exergy balance equation and mathematical model of the mode of simultaneous thermal energy addition and removal. It is found that for the specified parameters of the unit, when the exergy accumulation is not included, the error of estimation of exergy-based parameters can be large: in case of calculation of fuel of exergy and exergy efficiency this error can reach 80 %, the exergy destruction values are received with 130 % error. It is shown that these errors depend on the ratio of rates of cold and hot working fluids and decrease with increasing this ratio, but almost do not depend on the storage volumes and the initial temperatures of working fluids. Including accumulation of exergy within the control volumes during dynamic modes of thermal systems is necessary for implementation of exergy-based control strategies.

Key words: exergy balance, hot water storage, transient mode, exergy destruction, exergy efficiency, error.

Вступ

В теперішній час методи ексергетичного аналізу набувають широкого застосування в різних сферах. Дані методи в більшій мірі розроблено та апробовано в задачах обґрунтування параметрів об'єктів та систем теплоенергетики на стадії проекту. Разом з тим в останні роки з'явився інтерес до застосування цих методів для удосконалення систем автоматизованого керування, де необхідно врахувати перехідні процеси.

Технології акумулювання енергії широко використовуються в енергетиці. Зокрема, теплові аккумулятори дають можливість ефективно вирішувати проблеми нерівномірності та неспівпадіння надходження та споживання енергоресурсів [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій

В роботі [2] ексергетичне оцінювання так званих «низькоексергетичних» систем теплозабезпечення та охолодження будівель з урахуванням зміни режимів роботи реалізовано на основі квазі-стаціонарного підходу. Перехідні процеси, які супроводжуються акумуляцією ексергії в більшості

компонентах системи, за виключенням акумуляторів теплоти, не враховано.

Автори [3] пропонують реалізацію ексергетичного аналізу систем охолодження та обігріву багатофункціональної будівлі з урахуванням динаміки режимів роботи та можливістю удосконалення керування даного об'єкту на основі ексергетичної концепції, яка передбачає забезпечення низькотемпературних потреб енергоносіями з низькою ексергією.

Автори [4] реалізували поглиблений динамічний ексергетичний аналіз системи опалення та гарячого водопостачання будинку від двигуна Стірлінга та конденсаційного котла. В даному випадку деструкцію ексергії в кожному компоненті системи було розділено на декілька частин: ту, яку можна уникнути, якої позбутися неможливо, ту, яка залежить від ефективності даного компонента і яка залежить від взаємозв'язків між компонентами. На основі поєднання двох підходів (експериментального та аналітичного) було враховано перехідні процеси, що мають місце в компонентах системи. Отримана інформація може бути використана для діагностики та оптимізації керування системи.

© В. А. Волощук, О. В. Некрашевич, С. В. Любичький, 2020

Робота [5] пропонує новий підхід для розрахунку ендогенної (внутрішньо залежної) та екзогенної (зовнішньо залежної) частин деструкції ексергії в компонентах системи з урахуванням динамічних режимів роботи. Для системи теплохолодопостачання багатофункціональної будівлі показано, що неефективна експлуатація нижчих по ходу теплоносія компонентів спричиняє зростання деструкції ексергії у попередніх елементах (котли, тепловий насос). В дослідженнях використовувалося рівняння ексергетичного балансу з урахуванням акумуляції ексергії.

Автори [6] пропонують стратегію керування системи опалення, вентиляції та кондиціонування на основі ексергетичного підходу. Показано, що критерії ексергетичного аналізу є ефективними для створення алгоритмів та систем керування. Запропонована на основі ексергетичного підходу система керування тільки для кінцевого споживача (приміщення) без врахування всієї системи дає можливість скоротити у порівнянні із стратегією керування на основі енергетичного (ентальпійного) підходу до 13 % експлуатаційних витрат. Застосування на основі ексергетичного підходу контролера з прогнозним керуванням для об'єкту в цілому (з урахуванням джерел та систем передачі енергоносіїв) дало можливість зменшити потреби в енергоносіях на 23 % у порівнянні із прогнозним керуванням, де використовується тільки енергетичний баланс об'єкту. В роботі було використано динамічну модель ексергетичного аналізу об'єкту.

Автори [7] відзначають, що стратегія керування об'єктами теплоенергетики на основі ексергетичного підходу є одним із нових напрямків. Показано, що саме реалізація ексергетичного аналізу з урахуванням динаміки режимів роботи дає можливість ефективніше вирішувати практичні задачі створення та керування такими об'єктами. На основі проведеного літературного огляду робиться висновок, що поки що мало наукових робіт присвячено динамічному ексергетичному оцінюванню теплоенергетичних об'єктів.

В роботі [8] в якості критерію з оцінювання ефективності системи опалення, вентиляції та кондиціонування запропоновано використати де-

струкцію ексергії. Показано, що використання прогнозного керування та динамічної ексергетичної моделі об'єкта у порівнянні із прогнозним керуванням на основі енергетичного підходу дає можливість зменшити деструкцію ексергії на 4 % та зекономити більше ніж 12 % енергетичних ресурсів.

В статті [9] запропоновано контролер, що базується на застосуванні ексергетичного підходу, і призначено для керування парокомпресійного теплового насоса. Для оптимізації роботи установки в динамічних режимах роботи застосовано прогнозне керування із використанням критеріїв ексергетичної ефективності. Результати моделювання в заданих умовах показали, що у порівнянні із застосуванням прогнозного керування на базі суто енергетичного підходу, запропонований підхід дає можливість підвищити в середньому ексергетичний ККД на 40 %. В основі створення прогнозного керування авторами [9] використано рівняння ексергетичного балансу з урахуванням акумуляції ексергії.

Отже, застосування методів ексергетичного аналізу для удосконалення керуванням об'єктів теплоенергетики загалом та систем опалення, вентиляції й кондиціонування зокрема є актуальною науково-практичною задачею. Основою створення таких автоматизованих систем керування є розроблення та реалізації математичних та комп'ютерних моделей ексергетичного аналізу з урахуванням динаміки роботи об'єкта, де має місце акумулювання речовини, енергії та ексергії.

Формулювання цілей статті

Метою даної роботи є оцінювання впливу накопичення ексергії в баках-акумуляторах під час перехідних процесів на результати розрахунку ексергетичних показників.

Виклад основного матеріалу

Загальний вигляд рівняння ексергетичного балансу контрольного об'єму з урахуванням акумуляції ексергії має вигляд:

$$E_D(t) = \sum_{in, q_{in}} Q_{q_{in}}(t) \cdot \left(1 - \frac{T_0(t)}{T_{q_{in}}(t)}\right) - \sum_{out, q_{out}} Q_{q_{out}}(t) \cdot \left(1 - \frac{T_0(t)}{T_{q_{out}}(t)}\right) + \sum_{in, w_{in}} W_{cv, w_{in}}(t) - \sum_{out, w_{out}} W_{cv, w_{out}}(t) + \sum_i E_{in, i}(t) - \sum_j E_{out, j}(t) - \frac{dE_{cv}(t)}{dt}, \quad (1)$$

де $Q_{q_{in}}(t) \cdot \left(1 - \frac{T_0(t)}{T_{q_{in}}(t)}\right)$, $Q_{q_{out}}(t) \cdot \left(1 - \frac{T_0(t)}{T_{q_{out}}(t)}\right)$ – ексергія вхідного та вихідного теплового потоку відповідно, Вт; $W_{cv, w_{in}}(t)$, $W_{cv, w_{out}}(t)$ – ексергія роботи на вході та виході із контрольного об'єму відпо-

відно, Вт; $E_{in, i}(t)$, $E_{out, j}(t)$ – ексергія потоку речовини на вході та виході із контрольного об'єму відповідно, Вт; $dE_{cv}(t)/dt$ – швидкість зміни ексергії, що накопичується в контрольному об'ємі, Вт.

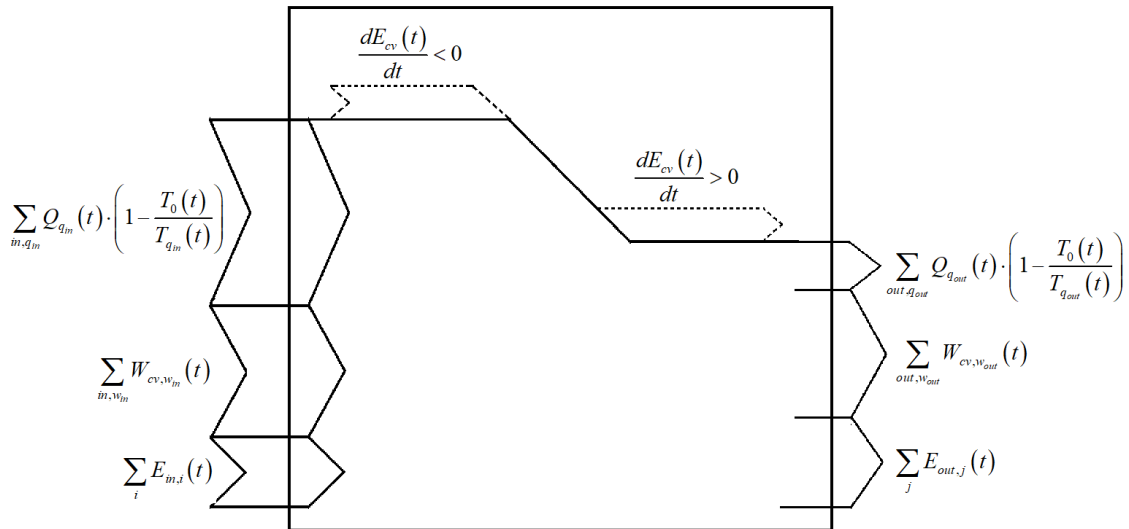


Рис. 1 – Ексергетичний баланс компонента під час динамічних процесів [5]

Графічне представлення ексергетичного балансу контрольного об'єму під час динамічних процесів наведено на рис. 1 [5]. Бачимо, що у випадку, коли в контрольному об'ємі має місце накопичення певної кількості ексергії, то $dE_{cv}(t)/dt > 0$. В даному випадку ця частина відноситься до ексергії продукту. Якщо $dE_{cv}(t)/dt < 0$, то уже закумуляована раніше в контрольному об'ємі ексергія використовується для отримання ефекту та є ексергією палива. Отже, врахування в рівнянні (1) доданку $dE_{cv}(t)/dt$ дає можливість коректно розрахувати ексергетичні показники.

Ексергетичний аналіз передбачає, зокрема, визначення таких показників як ексергія палива, ексергія продукту, деструкція ексергії, ексергети-

чний ККД. Для розрахунку відповідного ексергетичного показника за певний період необхідно проінтегрувати відповідні складові рівняння (1). У випадку нехтування акумуляції ексергії в контрольному об'ємі останній доданок правої частини рівняння (1) необхідно прирівняти до нуля.

Особливістю систем теплозабезпечення будинків є те, що через вплив погодно-кліматичного фактору вони працюють у змінних (динамічних) режимах, і характеризуються значною інерційністю.

Ексергію палива, що споживається в баці-акумуляторі за певний період (від моменту часу t_1 до t_2) та ексергію продукту, що генерується в баці-акумуляторі за цей же період, пропонується визначати за формулами:

$$E_{F,1-2} = \int_{t_1}^{t_2} E_F(t)dt = \int_{t_1}^{t_2} E_{in,hot}(t)dt - \int_{t_1}^{t_2} E_{out,hot}(t)dt - \int_{t_1}^{t_2} dE_{cv,hot}(t); \quad (2)$$

$$E_{P,1-2} = \int_{t_1}^{t_2} E_P(t)dt = \int_{t_1}^{t_2} E_{out,cold}(t)dt - \int_{t_1}^{t_2} E_{in,cold}(t)dt + \int_{t_1}^{t_2} dE_{cv,cold}(t), \quad (3)$$

де $E_{in,hot}(t)$, $E_{out,hot}(t)$, $E_{in,cold}(t)$, $E_{out,cold}(t)$ – ексергія потоку гарячого теплоносія на вході та виході із бака-акумулятора та ексергія потоку холодного теплоносія на вході та виході із бака-акумулятора відповідно, Вт;

$dE_{cv,hot}(t)$, $dE_{cv,cold}(t)$ – кількість закумуляованої в контрольному об'ємі ексергії за елементарний проміжок часу зі сторони гарячого та холодного теплоносія відповідно.

У свою чергу ексергія відповідного потоку (в загальному випадку позначається індексом X) визначається за формулою:

$$E_X(t) = G_X(t) \left[(h_X(t) - h_{0,X}) - T_0 (s_X(t) - s_{0,X}) \right], \quad (4)$$

де G_X – масова витрата потоку, кг/сек;

$h_X(t)$, $h_{0,X}$ – ентальпія потоку із заданими параметрами та параметрами навколишнього середовища (в дослідженнях прийнято, що температура та тиск навколишнього середовища відповідно рівні 25 °C та 0,1 МПа) відповідно, кДж/кг;

$s_X(t)$, $s_{0,X}$ – ентропія потоку із заданими параметрами та параметрами навколишнього середовища відповідно, кДж/(кг·K);

T_0 – температура навколишнього середовища, K.

Кількість закумуляованої в контрольному об'ємі ексергії можна визначити за формулами:

$$\int_{t_1}^{t_2} dE_{cv, hot}(t) = M_{hot} \cdot c_p \cdot \left[T_{hot, fin} - T_{hot, init} - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{hot, fin}}{T_{hot, init}} \right) \right], \quad (5)$$

$$\int_{t_1}^{t_2} dE_{cv, cold}(t) = M_{cold} \cdot c_p \cdot \left[T_{cold, fin} - T_{cold, init} - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{cold, fin}}{T_{cold, init}} \right) \right], \quad (6)$$

де c_p – питома масова ізобарна теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К);

M_{hot}, M_{cold} – маси акумулюючих ємностей контрольного об'єму відповідно зі сторони гарячого та холодного теплоносіїв, кг;

$T_{hot, fin}, T_{hot, init}$ – температури акумулюючої ємності зі сторони гарячого теплоносія у стаціонарних режимах відповідно після та до нанесення збурення, К;

$T_{cold, fin}, T_{cold, init}$ – температури акумулюючої ємності зі сторони холодного теплоносія у стаціонарних режимах відповідно після та до нанесення збурення, К;

рних режимах відповідно після та до нанесення збурення, К.

Ексергетичний ККД бака-акумулятора за період часу від моменту t_1 до t_2 пропонується визначати за формулою:

$$\varepsilon_{1-2} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} E_P(t) dt}{\int_{t_1}^{t_2} E_F(t) dt}. \quad (7)$$

Деструкцію ексергії в баках-акумуляторах за цей же період часу можна визначати за формулою:

$$E_{D, 1-2} = E_{F, 1-2} - E_{P, 1-2} = \int_{t_1}^{t_2} E_D(t) dt = \int_{t_1}^{t_2} E_{in, hot}(t) dt - \int_{t_1}^{t_2} E_{out, hot}(t) dt - \int_{t_1}^{t_2} E_{out, cold}(t) dt + \int_{t_1}^{t_2} E_{in, cold}(t) dt - \int_{t_1}^{t_2} dE_{cv, hot}(t) - \int_{t_1}^{t_2} dE_{cv, cold}(t). \quad (8)$$

У випадку нехтування акумуляції ексергії в контрольному об'ємі у формулах (2), (3) та (8) доданки $\int_{t_1}^{t_2} dE_{cv, hot}(t)$ та $\int_{t_1}^{t_2} dE_{cv, cold}(t)$ необхідно прирівняти до нуля.

Визначимо похибку з розрахунку відповідного ексергетичного показника з та без врахування акумуляції ексергії за формулою:

$$\gamma = \frac{Y' - Y''}{Y'} \cdot 100\%, \quad (9)$$

$$M \cdot c_p \cdot \frac{dT(t)}{dt} = G_{hot} \cdot c_p \cdot [T_{in, hot} - T(t)] - G_{cold} \cdot c_p \cdot [T(t) - T_{in, cold}], \quad (10)$$

де M – маса акумулюючої ємності, яка повністю віднесена до холодного теплоносія, тобто прийнято, що $M_{hot} = 0, M_{cold} = M$, кг;

$T(t)$ – температури теплоносіїв, що знаходиться в баці, та виходять з нього, і є функцією часу, К;

$T_{in, cold}, T_{in, hot}$ – відповідно температура холодного та гарячого теплоносія на вході в бак-акумулятор, К;

G_{cold}, G_{hot} – відповідно витрата холодного та гарячого теплоносія, кг/сек.

де Y', Y'' – значення відповідного ексергетичного показника (ексергії палива, ексергії продукту, деструкції ексергії та ексергетичного ККД) за проміжок часу від моменту часу t_1 до моменту часу t_2 відповідно з та без урахування акумуляції ексергії в контрольному об'ємі.

Для дослідження перехідного процесу було створено спрощену математичну модель, де зокрема передбачено ідеальне перемішування теплоносіїв [10]:

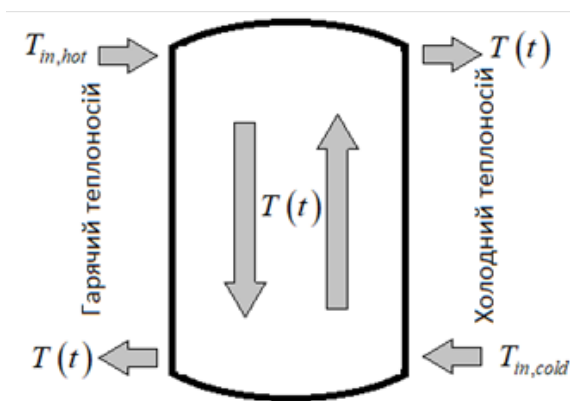


Рис. 2 – Розрахункова схема бака-акумулятора

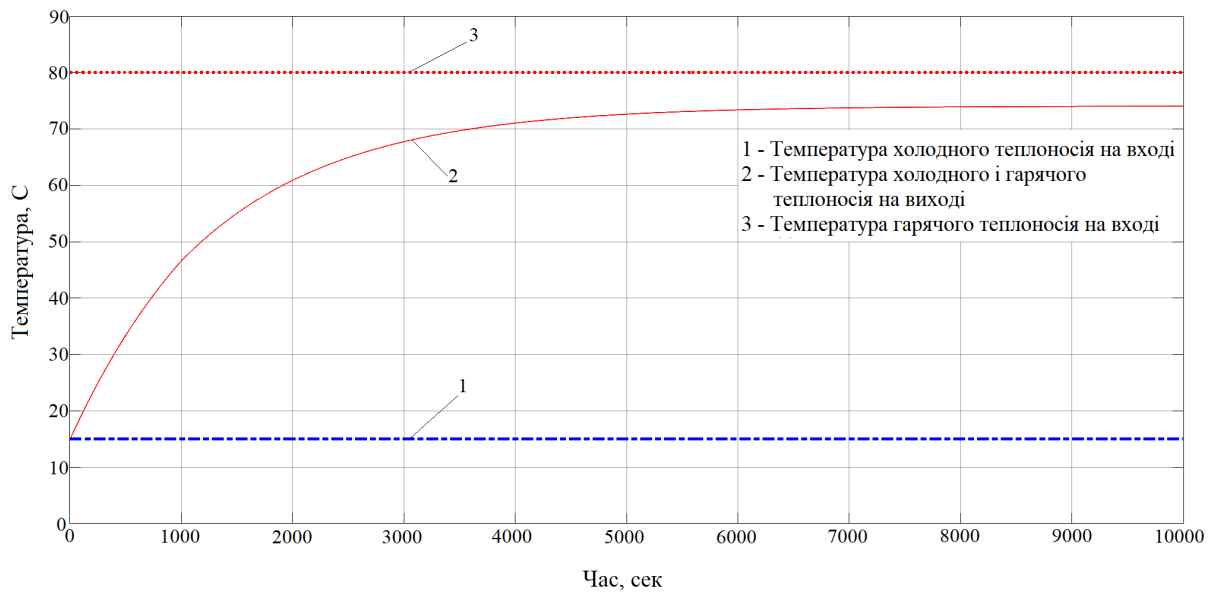
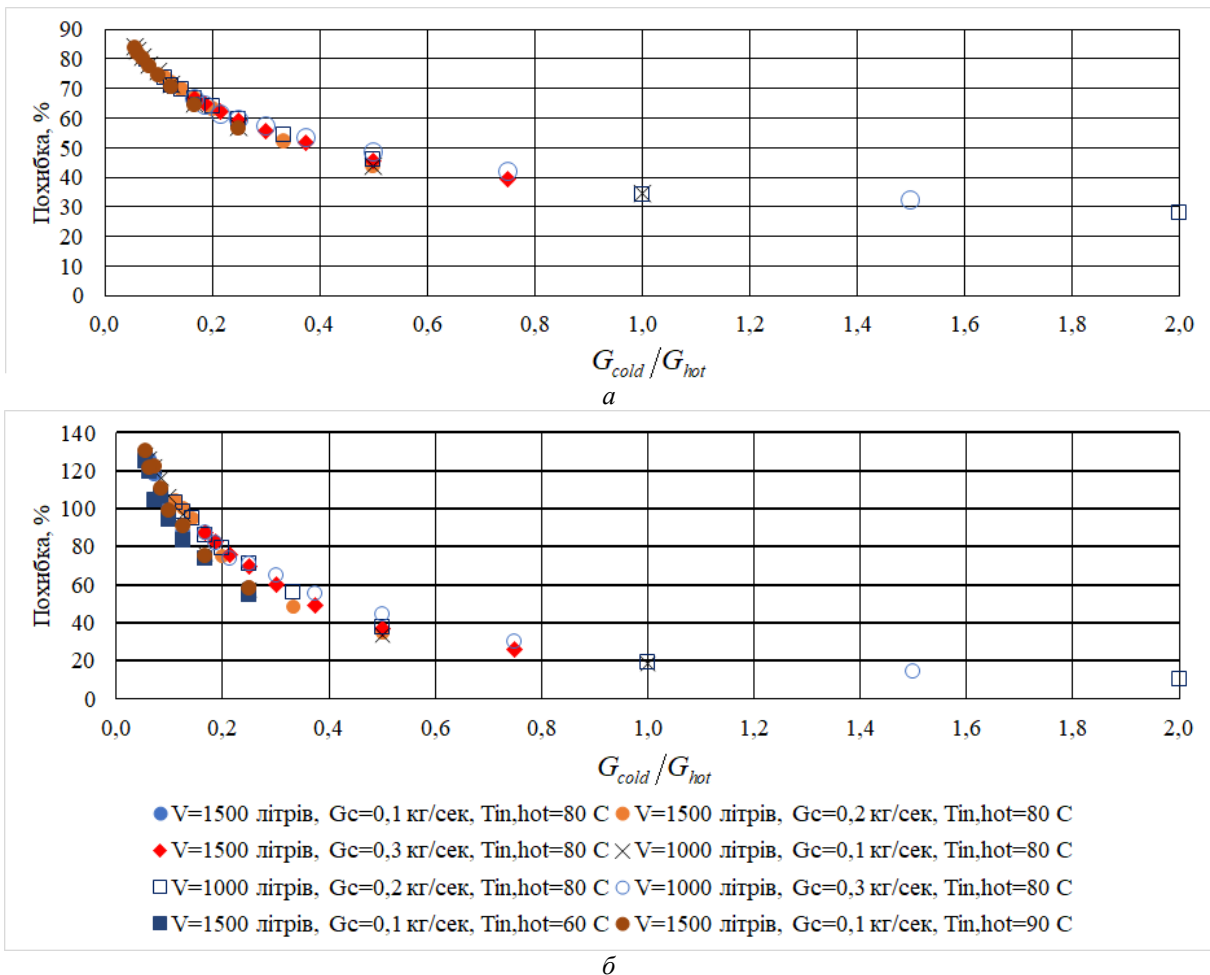


Рис. 3 – Графіки зміни температур теплоносіїв у баці-акумуляторі під час реалізації перехідного процесу

Рис. 4 – Залежність похибки γ від відношення витрат G_{cold}/G_{hot} у випадку розрахунку:
а – ексергії продукту та ексергетичного ККД; б – деструкції ексергії

Обговорення результатів

В роботі досліджено ексергетичні характеристики для баків-акумуляторів з акумулюючими об'ємами 1000 м³, 1500 м³. Теплоносієм є вода. Температура холодного теплоносія на вході в бак-акумулятор $T_{in, cold}$ рівна 25 °C, а температура гарячого теплоносія на вході в бак-акумулятор $T_{in, hot}$ становила 60 °C, 80 °C та 90 °C. Витрата гарячого теплоносія G_{hot} змінювалася в межах 0,1...1,8 кг/сек, а холодного – в межах 0,1...0,3 кг/сек. Досліджувалося включення режиму одночасного зарядження бака-акумулятора та споживання енергії.

Математичну модель дослідження ексергетичних характеристик об'єкту реалізовано в середовищі *Matlab*. Приклад змін температур гарячого та холодного теплоносіїв у перехідному процесі наведено на рис. 3. Із рис. 3 бачимо, що для заданих умов час перехідного процесу t_{trans} триває приблизно 7000 секунд. В дослідженнях ексергетичні показники визначалися для періоду перехідного процесу (тобто $t_1 = 0$, а $t_2 = t_{trans}$).

Враховуючи прийняте припущення – а саме те, що $M_{hot} = 0$, похибка γ з розрахунку ексергії палива відсутня. На рис. 4,а наведено графік залежності похибки γ з розрахунку ексергії продукту та ексергетичного ККД від відношення витрати холодного теплоносія до гарячого (G_{cold}/G_{hot}). Бачимо, що дана похибка не залежить від прийнятих в дослідженнях об'ємів баків та початкових температур теплоносіїв. Із зменшенням відношення G_{cold}/G_{hot} до значення 0,06 похибка із розрахунку ексергії палива та ексергетичного ККД без урахування накопичення досягає 84 %. Якщо $G_{cold}/G_{hot} = 2,0$, то дана похибка зменшується до 28 %.

Графік залежності похибки γ з розрахунку деструкції ексергії залежно від відношення витрат G_{cold}/G_{hot} наведено на рис. 4,б. Видно, що так само, як і у попередньому випадку, похибка γ залежить від відношення витрат холодного та гарячого теплоносія, але практично не залежить від об'ємів баків та початкових температур теплоносіїв. Із рис. 5 видно, що зі зменшенням відношення G_{cold}/G_{hot} до значення 0,06 похибка із розрахунку деструкції ексергії у випадку неврахування накопичення досягає 130 %. Якщо відношення G_{cold}/G_{hot} зменшується, то і похибка зменшується, досягаючи значення 10 % у випадку, коли $G_{cold}/G_{hot} = 2,0$.

Такі досить суттєві значення похибок при відповідних умовах можуть призвести до неточнос-

тей в дослідженнях динаміки баків-акумуляторів на основі ексергетичного підходу, в тому числі у випадку застосування цього підходу у створенні автоматизованих систем керування.

Висновки

1 В роботі, на прикладі бака-акумулятора як компонента системи теплозабезпечення, показано доцільність врахування накопичення ексергії в контрольному об'ємі під час перехідних процесів для оцінювання ексергетичних показників.

2 Для заданих параметрів об'єкту визначено, що після нанесення ступеневого збурення, а саме включення режиму одночасного зарядження бака-акумулятора та споживання енергії, через неврахування накопичення ексергії, похибка в розрахунку таких ексергетичних показників як ексергії палива та ексергетичного ККД може досягати 80 %, а у випадку оцінювання деструкції ексергії – 130 %.

3 З'ясовано, що дані похибки залежать від відношення витрат холодного та гарячого теплоносіїв і зменшуються із збільшенням цього відношення, але практично не залежать від прийнятих у дослідженнях об'ємів баків та початкових температур теплоносіїв.

4 Врахування накопичення ексергії у контрольному об'ємі під час динамічних процесів буде реалізовано в наступних задачах створення систем автоматизованого керування на основі ексергетичного підходу.

Подяка

Стаття підготовлена в рамках виконання проекту «Розроблення техніко-технологічних схем та систем керування теплозабезпечення населених пунктів на основі термодинамічних підходів» (номер державної реєстрації НДР 0120U102168).

Список літератури

1. Sarbu I., Sebarchievici C. A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage, *Sustainability*. 2018. vol. 191, no. 10(1), Jan. pp. 1–32. doi: 10.3390/su10010191.
2. *Low Exergy Systems for High-Performance Buildings and Communities. Exergy Assessment Guidebook for the Built Environment*. IEA ECBCS Annex 49 Final Report, Fraunhofer Institute for Building Physics IBP, 2011. Available: <https://www.ibp.fraunhofer.de/content/dam/ibp/ibp-neu/de/dokumente/publikationen/eer/summary-report-annex49.pdf>. [Accessed 28 September 2020].
3. Sayadi S., Tsatsaronis G., Morosuk T. Dynamic exergetic assessment of heating and cooling systems in a complex building. *Energy Conversion and Manage.* 2019. vol. 183, Mar. pp. 561–576. doi: 10.1016/j.enconman.2018.12.090.
4. Picallo-Perez A., Sala J. M., Tsatsaronis G., Sayadi S. Advanced Exergy Analysis in the Dynamic Framework for Assessing Building Thermal Systems. *Entropy*. 2019. vol. 22, no. 1, Dec. p. 32. doi: 10.3390/e22010032.

5. Sayadi S., Tsatsaronis G., Morosuk T. Splitting the dynamic exergy destruction within a building energy system into endogenous and exogenous parts using measured data from the building automation system. *Int. J. Energy Res.* 2020. vol. 44, no. 6, Feb. pp. 4395–4410. doi: 10.1002/er.5213.
6. Sayadi S., Tsatsaronis G., Morosuk T., Baranski M., Sangi R., Müller D. Exergy-based control strategies for the efficient operation of building energy systems. *J. of Cleaner Prod.* 2019. vol. 241, no. 118277, Dec., Art. doi: 10.1016/j.jclepro.2019.118277.
7. Sangi R., Müller D. Application of the second law of thermodynamics to control: A review, *Energy*. 2019. vol. 174, no. 1, May. pp. 938–953. doi: 10.1016/j.energy.2019.03.024.
8. Razmara M., Maasoumy M., Shahbakhti M., Robinett R. D. III. Optimal exergy control of building HVAC system. *Appl. Energy*. 2015. vol. 156, Oct. pp. 555–565. doi: 10.1016/j.apenergy.2015.07.051.
9. Jain N., Alleyne A. Exergy-based optimal control of a vapor compression system. *Energy Conversion and Manage.* 2015. vol. 92, Mar. pp. 353–365. doi: 10.1016/j.enconman.2014.12.014.
10. Raccanello J., Rech S., Lazzaretto A. Simplified dynamic modeling of single-tank thermal energy storage systems. *Energy*. 2019. vol. 182, pp. 1154–1172. doi: 10.1016/j.energy.2019.06.088.
3. Sayadi S., Tsatsaronis G., Morosuk T. (2019), “Dynamic exergetic assessment of heating and cooling systems in a complex building”, *Energy Conversion and Manage.*, vol. 183, Mar, pp. 561–576, doi: 10.1016/j.enconman.2018.12.090.
4. Picallo-Perez A., Sala J. M., Tsatsaronis G., Sayadi S. (2019), “Advanced Exergy Analysis in the Dynamic Framework for Assessing Building Thermal Systems”, *Entropy*, vol. 22, no. 1, Dec., p. 32, doi: 10.3390/e22010032.
5. Sayadi S., Tsatsaronis G., Morosuk T. (2020), “Splitting the dynamic exergy destruction within a building energy system into endogenous and exogenous parts using measured data from the building automation system”, *Int. J. Energy Res.*, vol. 44, no. 6, Feb., pp. 4395–4410, doi: 10.1002/er.5213.
6. Sayadi S., Tsatsaronis G., Morosuk T., Baranski M., Sangi R., Müller D. (2019), “Exergy-based control strategies for the efficient operation of building energy systems”, *J. of Cleaner Prod.*, vol. 241, no. 118277, Dec., Art., doi: 10.1016/j.jclepro.2019.118277.
7. Sangi R., Müller D. (2019), “Application of the second law of thermodynamics to control: A review”, *Energy*, vol. 174, no. 1, May, pp. 938–953, doi: 10.1016/j.energy.2019.03.024.
8. Razmara M., Maasoumy M., Shahbakhti M., Robinett R. D. III. (2015), “Optimal exergy control of building HVAC system”, *Appl. Energy*, vol. 156, Oct., pp. 555–565, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.07.051.
9. Jain N., Alleyne A. (2015), “Exergy-based optimal control of a vapor compression system”, *Energy Conversion and Manage.*, vol. 92, Mar., pp. 353–365, doi: 10.1016/j.enconman.2014.12.014.
10. Raccanello J., Rech S., Lazzaretto A. (2019), “Simplified dynamic modeling of single-tank thermal energy storage systems”, *Energy*, vol. 182, pp. 1154–1172, doi: 10.1016/j.energy.2019.06.088.

References (transliterated)

Надійшла (received) 25.10.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Волощук Володимир Анатолійович (Волощук Владимир Анатольевич, Voloshchuk Volodymyr) – доктор технічних наук, професор, доцент КПІ ім. Ігоря Сікорського, в.о. завідувача кафедри автоматизації теплоенергетичних процесів; м. Київ; тел.: (097) 611-84-34; e-mail: vl.volodya@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0687-8968>.

Некрашевич Олена Василівна (Некрашевич Елена Васильевна, Nekrashevych Olena) – старший викладач кафедри автоматизації теплоенергетичних процесів КПІ ім. Ігоря Сікорського; м. Київ; тел.: (067) 135-08-82; e-mail: olena.nekrashevych@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2263-3549>.

Любицький Сергій Вікторович (Любицкий Сергей Викторович, Liubyskyi Serhii) – старший викладач кафедри автоматизації теплоенергетичних процесів КПІ ім. Ігоря Сікорського; м. Київ; тел.: (093) 606-49-66; e-mail: lyubitsky@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4419-6012>.

О. П. АВДЕЄВА, О. П. УСАТИЙ, І. А. ПАЛЬКОВ, С. А. ПАЛЬКОВ, О. І. ІЩЕНКО

ЗАСТОСУВАННЯ КОМПЛЕКСНОЇ МЕТОДОЛОГІЇ ДЛЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ПАРОВИХ ТУРБІН

В статті викладено ефективність застосування комплексної методології при модернізації існуючих проточних частин парових турбін. Наведена методологія дозволяє збільшити абсолютний ККД на 0,83 %, а потужність турбіни на 1,87 % за рахунок використання об'єктно-орієнтованого підходу. Використання рекурсивного обходу різних рівнів оптимізації задля обміну інформацією між об'єктами дозволяє знайти оптимальне рішення для великої кількості конструктивних параметрів.

Ключові слова: парова турбіна, ефективність, оптимізація, проточна частина, ККД.

Е. П. АВДЕЕВА, А. П. УСАТЫЙ, И. А. ПАЛЬКОВ, С. А. ПАЛЬКОВ, О. И. ИЩЕНКО
ПРИМЕНЕНИЕ КОМПЛЕКСНОЙ МЕТОДОЛОГИИ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

В статье изложена эффективность применения комплексной методологии при модернизации проточных частей паровых турбин. Приведенная методология позволяет увеличить абсолютный КПД на 0,83%, а мощность турбины на 1,87% за счет использования объектно-ориентированного подхода. Использование рекурсивного обхода различных уровней оптимизации для обмена информацией между объектами позволяет найти оптимальное решение для большого количества конструктивных параметров.

Ключевые слова: паровая турбина, эффективность, оптимизация, проточная часть, КПД.

O. AVDIEIEVA, O. USATYI, I. PALKOV, S. PALKOV, O. ISHCENKO
APPLICATION OF A COMPREHENSIVE METHODOLOGY TO OPTIMIZE THE FLOW PATHS OF STEAM TURBINES

The article describes the effectiveness of the application of a comprehensive methodology in the modernization of the flow paths of steam turbines. The paper considers two approaches to optimizing the flow path of steam turbines. The first approach is based on the independent optimization of individual turbine objects: nozzle steam distribution system, high, medium and low pressure cylinders. The second approach was to comprehensively optimize the entire flow path of steam turbines. The studies have shown the advantages of applying the second approach to the optimization of powerful steam turbines, which consist in increasing the efficiency of the turbine by taking into account the mutual influence of the turbine objects during complex optimization. The above methodology makes it possible to increase the absolute efficiency by 0.83 %, and the turbine power by 1.87 % due to the use of an object-oriented approach. The use of recursive traversal of various optimization levels for information exchange between objects allows finding an optimal solution for a large number of design parameters.

Key words: steam turbine, efficiency, optimization, flow path, efficiency.

Вступ

Світова потреба в електроенергії зростає кожного року. Тому у всьому світі завжди шукають нові можливості збільшити кількість енергії, що видобувається. В останні роки перевагу віддають відновлюваній енергетиці та модернізації існуючих турбін. Модернізація полягає як у зміні робочого тіла так і у зміні конструкції проточних частин. Тому створення нових методологій, програмних комплексів для розробки та модернізації існуючого парку турбін є актуальною задачею в енергетиці. В цьому напрямку існує вже досить багато робіт, більшість яких присвячена вдосконаленню окремих елементів проточної частини турбін [1–2], в яких використовуються різні методи і алгоритми: генетичний алгоритм [3], суругатне моделювання [4, 5], алгоритм бджолиної сім'ї [6], методи теорії планування експерименту [7]. Подальший пошук резервів підвищення ККД парових турбін можливий тільки при наявності потужних обчислювальних технологій поряд з новими методами і підходами, реалізованими в рамках сучасних систем автоматизованого проектування (САПР).

Мета роботи

Мета роботи полягає у визначенні підходу, який необхідно застосовувати при оптимізації складних технічних систем, таких як парова турбіна, з метою підвищення її ефективності.

Постановка задачі

На даний момент існує безліч методів, алгоритмів пошуку оптимального рішення, а також велика кількість програмних комплексів [4, 5 та ін.]. Не виняток і програмний комплекс САПР «Турбоагрегат», орієнтований на пошук оптимального вирішення складних технічних систем (СТС). Завдання оптимального проектування такої системи з урахуванням обмежень і нерівностей в загальному вигляді можна представити таким чином:

$$\bar{Y}^{opt}(\bar{x}_k^{opt}) = \max \bar{Y}(\bar{x}_k), \bar{x}_k \in X, \bar{v}(\bar{x}_k) \in V, \\ \bar{Y}(Y_1(\bar{x}_k), Y_2(\bar{x}_k), \dots, Y_n(\bar{x}_k)), \quad (1)$$

$$N_{X \min} \leq |X| \leq N_{X \max} < \infty, N_{V \min} \leq |V| \leq N_{V \max} < \infty,$$

де $\bar{Y}$ – вектор цільових функцій; $\bar{x}_k$ – вектор конструктивних параметрів; $\bar{v}$ – вектор функцій-

© О. П. Авдєєва, О. П. Усатий, І. А. Пальков, С. А. Пальков, О. І. Іщенко, 2020

нальних обмежень; V , X – області існування функціональних і конструктивних обмежень; $N_{V(\min, \max)}$, $N_{X(\min, \max)}$ – кордони областей існування відповідних обмежень. Рішення (1) – це екстремум цільової функції, що задовольняє обмеженням. Загальновідомим фактом є те, що СТС в основному являють собою або ієрархічно структуровані конструкції, або різні схематичні рішення, в яких елементи схеми також можуть мати свою власну структуру. Тому для вирішення завдання (1) СТС потрібні відповідні методології, методи і алгоритми. Одна з методик пошуку оптимальної конструкції проточної частини турбоагрегату запропонована в [8], де описано тривірневий блочно-

ієрархічний підхід до оптимізації циліндра турбіни. Недоліком такого підходу є відсутність врахування роботи регулюючої системи спільно з іншою проточною частиною. Це стало основою для розробки методології комплексної оптимізації проточної частини потужних парових турбін з використанням об'єктно-орієнтованого підходу [9]. Дана методика універсальна для СТС і використовувалася при отриманні результатів оптимізації турбіни К-310-240, наведених в даній статті.

В якості об'єкту дослідження візьмемо проточну частину турбіни К-310-240 виробництва АТ «Турбоатом». На рис. 1 розглянемо структуру розглянутого об'єкта з точки зору об'єктно-орієнтованого підходу.

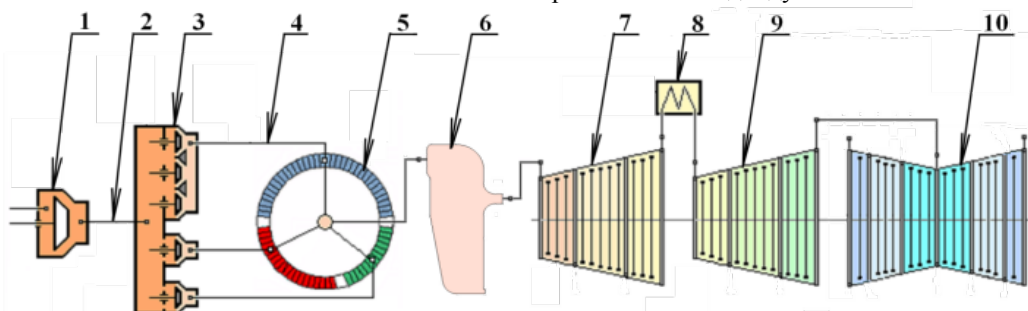


Рис. 1 – Схема проточної частини турбіни К-310-240:

1 – запірний клапан (СНР); 2 – запірний клапан лінійний (СНР); 3 – коробка з регулюючими клапанами (СНР); 4 – сегментні трубопроводи (СНР); 5 – сегменти регулюючого ступеня (СНР); 6 – вирівнювальна камера (ВК); 7 – циліндр високого тиску (Циліндр); 8 – промперегрів (Циліндр); 9 – циліндр середнього тиску (Циліндр); 10 – циліндр низького тиску (Циліндр)

Елементи, що становлять конструкцію, можна розділити на три об'єкти за своїм призначенням. Перший об'єкт – це «сопловий паророзподіл» (СНР), яке включає в себе запірний клапан, зворотний трубопровід, коробку з регулюючими клапанами, сегменти трубопроводів і регулюючу ступінь (сегменти регулюючого ступеня). До другого об'єкту можна віднести ланку між СНР і рештою проточної частини – зрівнювальною камерою (ВК), яка призначена для вирівнювання потоку на вході в перший ступінь циліндру високого тиску. Третій об'єкт – «Циліндр» – включає циліндри високого, середнього та низького тиску (ЦВТ, ЦСТ, ЦНТ). Кожен з об'єктів, крім другого, можна розділити на підлегли їм об'єкти. Поділ на підрівні можна проводити до тих пір, поки не буде визначено найпростіший об'єкт оптимізації.

Математичні моделі об'єктів різного рівня, які використовуються в програмному комплексі, наведені в інших попередніх роботах. Пропонована структура рішень задачі оптимізації реалізована таким чином, що можна вирішити задачу оптимізації всього об'єкта (потужна парова турбіна) і його окремих частин (СНР, ЦВТ, ЦСТ, ЦНТ, окрема ступінь, окрема лопатка і ін.).

В якості методу пошукової оптимізації в підсистемі оптимізації використовуються псевдовипадкові послідовності чисел LPT. На рівнях оптимізації при пошуку оптимальних рішень для кожної точки з безлічі точок послідовності LPT обчислюється формальна макромодель (ФММ) функції

нальних обмежень. Отже, для точок, що задовольняють цим обмеженням, обчислюється ФММ критеріїв якості. Даний алгоритм оптимізації дозволяє вирішувати багатокритеріальні задачі з використанням згортки векторного критерію якості. Застосовуючи згортку критеріїв запропонованого методу при вирішенні задач оптимізації для різних комбінацій вагових коефіцієнтів, ми знаходимо точки, найбільш віддалені від початку координат, отримуючи таким чином набір незмінених рішень, відповідних фронту Парето. Алгоритм побудований таким чином, що при виборі оптимального рішення беруть участь як рішення, отримані в процесі обчислень, розрахунок експериментальної математичної моделі, так і п'ять кращих рішень з використанням пошуку LPT. Програмний комплекс САПР «Турбоагрегат» реалізований на принципах єдиного інтегрованого інформаційного простору і передбачає ієрархічно структурований формат опису інформаційних моделей оптимальних об'єктів проектування. За запропонованою методикою оптимального проектування проточної частини потужних парових турбін в САПР «Турбоагрегат» створений вищий рівень «Турбіна».

Результати досліджень

Оптимізація проточної частини турбіни К 310-240 проводилася за двома підходами.

Перший підхід – незалежна оптимізація окремих об'єктів турбіни: системи СНР (діаметри

регулюючих клапанів ($d_{кр}$); кількість соплових каналів в кожному сегменті ($z_{ск}$); середній діаметр регулюючого ступеня ($d_{ср}$); довжина соплової лопатки регулюючого ступеня ($l_{ср}$); ефективний кут виходу з соплової решітки регулюючого ступеня ($\alpha_{1ср}$); ефективний кут виходу з робочої решітки регулюючого ступеня ($\beta_{2ср}$); ЦВТ (ефективний кут виходу потоку з направляючого апарату всіх ступенів тиску ($\alpha_{1ср}$), крім першої; ефективний кут виходу потоку з робочого колеса всіх ступенів тиску ($\beta_{2ср}$); кореневий діаметр і висота лопатки направляючого апарату першого ступеня тиску ($d_{кр ЦВТ}$, $l_{ср ЦВТ}$), ЦСТ (такі ж параметри, як і в ЦВТ), ЦНТ (ефективний кут виходу потоку з направляючого апарату другого ступеня тиску ($\alpha_{1ср}$); ефективний кут виходу потоку з робочого колеса ступенів тиску ($\beta_{2ср}$) перших двох ступенів тиску; кореневий діаметр направляючого апарату першого ступеня тиску ($d_{кр ЦВТ}$) з подальшим розрахунком, враховуючи роботу вирівнюючої камери (ВК).

Таким чином, для кожного оптимізуемого об'єкту вирішувалося чотири задачі: «прототип» – розрахунок прототипу; « η » – оптимізація за критерієм якості ККД оптимізуемого об'єкту; « N » – оптимізація за критерієм якості потужності оптимізуемого об'єкту; « $\eta + N$ » – оптимізація по цільовій функції, до складу якої входить критерій якості ККД і критерій якості потужності оптимізуемого об'єкта в рівних вагових частках.

В ході оптимізації проточної частини парової турбіни К-310-240 виявлено, що при розрахунку загальної системи рівнянь можуть виникати варіанти, в яких пропускна здатність турбіни не відповідає заданій, незважаючи на те, що при окремій оптимізації об'єктів турбіни витримувалися P_0^* , P_2 , G . Для забезпечення пропуску заданої витрати коректуються діаметр та висота соплової лопатки регулюючого ступеня.

Приріст інтегральних характеристик турбіни, отриманий за рахунок: підвищення ефективності соплової та робочої решіток регулюючого ступеня; зменшення дросельних втрат на регулюючих клапанах; зміни розподілу теплоперепадів між ступенями ЦВТ, ЦСТ, ЦНТ; зменшення прикорневих і радіальних перетікань в решітках ЦВТ, ЦСТ, ЦНТ; збільшення ефективності соплових і робочих решіток ЦВТ, ЦСТ, ЦНТ.

Другий підхід – комплексна оптимізація проточної частини турбіни. На першому рівні «Турбіна» оптимізуються: діаметри регулюючих клапанів ($d_{кр}$); кількість соплових каналів в кожному сегменті ($z_{ск}$); середній діаметр регулюючого ступеня ($d_{ср}$); довжина соплової лопатки регулюючого ступеня ($l_{ср}$); кореневий діаметр направляючого апарату першого ступеня тиску ЦВТ, ЦСТ і ЦНТ ($d_{кр ЦВТ}$, $d_{кр ЦСТ}$, $d_{кр ЦНТ}$); висота лопатки направляючого апарату першого ступеня тиску ЦВТ і ЦСТ ($l_{ср ЦВТ}$, $l_{ср ЦСТ}$).

На другому рівні «СПР» і «Циліндр» оптимізується: ефективні кути виходу з усіх соплових і робочих решіток за винятком ефективних кутів виходу із соплових решіток перших ступенів цилін-

дрів, що забезпечують пропускну спроможність циліндрів.

Для першого рівня оптимізації обрані наступні функції цілі: абсолютний ККД, потужність турбіни і в рівних вагових частках абсолютний ККД і потужність турбіни. На другому рівні «Циліндр» оптимізації для ЦВТ, ЦСТ і ЦНТ оптимізація здійснюється по тих же функціях цілі, як і в першому підході. Оптимізація на рівні «СПР» проводилася за трьома цільовими функціями: ККД регулюючого ступеня; потужність регулюючого ступеня; ККД і потужність регулюючого ступеня в рівних вагових частках. Проведені дослідження показали, що проточну частину потужної парової турбіни доцільно оптимізувати по двокритеріальній цільовій функції. В табл. 1 наведено порівняльний аналіз інтегральних характеристик за двома підходами.

Таблиця 1 – Порівняння інтегральних характеристик турбіни К-310-240, отриманих за допомогою двох підходів

Параметр	Результати розрахунків		
	Прото-тип	1-й підхід	2-й підхід
Абсолютний ККД циклу η_a	0,4441	0,4510	0,4524
Приріст абсолютного ККД циклу $\Delta\eta_a$, %	0	0,65	0,83
Потужність турбіни N , МВт	330,577	335,2	336,76
Приріст потужності ΔN , МВт	0	4,638	6,179

Виходячи з наведених даних (табл. 1), визначено, що другий підхід, заснований на розробленій методології об'єктно-орієнтованої комплексної оптимізації проточної частини парових турбін реалізованої в САПР «Турбоагрегат», такого складного об'єкта як потужна парова турбіна, найбільш ефективний. Такий підхід дає приріст потужності турбіни в порівнянні з прототипом на 1,87 % і приріст абсолютного ККД циклу на 0,83 %, що відповідно сприяє економії паливних ресурсів. З порівняльного аналізу значень ККД об'єктів турбіни, отриманих різними підходами, по відношенню до прототипу та приросту потужності об'єктів турбіни видно, що використання першого підходу при оптимізації турбіни призводить до значного збільшення значення ККД регулюючого ступеня. Незважаючи на це абсолютний ККД турбіни вище при використанні другого підходу оптимізації на 0,18 % по відношенню до першого підходу. Істотний приріст потужності турбіни, при використанні другого підходу в порівнянні з першим, в основному отриманий за рахунок поліпшених показників ЦВТ. Потужність ЦВТ, отримана по другому підходу перевищує майже в два рази теж значення, отримане по першому підходу. Таким чином, проведені дослідження показали переваги застосування другого підходу до оптимізації потужних парових турбін, які полягають у підвищенні ефективності турбіни за рахунок обліку взаємного впливу об'єктів турбіни при комплексній оптимізації. Цей висновок підтверджується зміною теплоперепадів в основному першої і останньої ступенів ЦСТ при різних підходах оптимізації.

Висновки

Запропонований об'єктно-орієнтований підхід до комплексної оптимізації проточної частини потужної турбіни, реалізований в САПР «Турбоагрегат», показав свою ефективність на прикладі турбіни К-310-240. Вперше виявлено та оцінено взаємний вплив турбінних об'єктів на її оптимальні характеристики. Застосування універсальної методики СТС показало свою ефективність при багаторівневої і багатокритеріальної оптимізації турбіни К-310-240 в складі, що включає різні типи об'єктів. В результаті комплексної оптимізації цієї турбіни її потужність була збільшена на 6,179 МВт (~ 1,87 %), а приріст абсолютного ККД циклу склав 0,83 % щодо прототипу.

Список літератури

1. Cao L., Si H., Lin A., Li P., Li Y. Multi-factor optimization study on aerodynamic performance of low-pressure exhaust passage in steam turbines. *Applied Thermal Engineering*. 2017. No. 124. PP. 224–231. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05/136>.
2. Turner M. G., Park K. [at alias] Framework for multidisciplinary optimization of turbomachinery. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2010. GT2010-22228. <https://doi.org/10.1115/GT2010-22228>.
3. Safari A., Lemu H. G., Assadi M. A novel combination of adaptive tools for turbomachinery airfoil shape optimization using a real-coded genetic algorithm. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2013. GT2013-94093. <https://doi.org/10.1115/GT2013-94093>.
4. Ogaday W., Moore W., Mala-Jetmarova H., Gebreslassie M., Tabora G. R., Belmont M. R., Savic D. A. Comparison of multiple surrogates for 3D CFD model in tidal farm optimization. *Procedia Engineering*. 2016. No. 154. PP. 1132–1139. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.523>.
5. Mehmani A. *Uncertainty-integrated surrogate modeling for complex system optimization* : Ph.D. thesis. Syracuse University, 2015.
6. Yang X., Liu BO., Cao Z. Opposition-based artificial bee colony algorithm application in optimization of axial compressor blade. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2013. GT2013-95177.
7. Usatyi O., Avdieieva O., Maksiuta D., Tuan P. Experience in applying DOE methods to create formal macromodels of characteristics of elements of the flowing part of steam turbines. *AIP Conference Proceedings*. 2018. vol. 2047. no. 1. PP. 020025. <https://doi.org/10.1063/1.5081658>.
8. Boiko A., Govorushchenko, Y. and Usaty, A. *Optimization of the Axial Turbines Flow Paths : monograph*. – New York: Science Publishing Group, 548 Fashion Avenue New York, NY 10018, U.S.A, 2016. – 272 p. – ISBN 978-1-940366-67-8. –

Mode of access:
<http://www.sciencepublishinggroup.com/book/B-978-1-940366-67-8>. – 12.10.2020.

9. Бойко А. В., Усатий А. П., Авдеева Е. П. Методология объектно-ориентированной комплексной оптимизации проточных частей мощных паровых турбин с учетом переменного режима работы. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2014. № 13(1056). С. 5–10. Бібліогр.: 10 назв. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).

References (transliterated)

1. Cao L., Si H., Lin A., Li P., Li Y. (2017), "Multi-factor optimization study on aerodynamic performance of low-pressure exhaust passage in steam turbines", *Applied Thermal Engineering*, no. 124, pp. 224–231, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05/136>.
2. Turner, Mark G., Park, K. [at alias] (2010), "Framework for multidisciplinary optimization of turbomachinery", *Proceedings of ASME Turbo Expo*, GT2010-22228, <https://doi.org/10.1115/GT2010-22228>.
3. Safari, A., Lemu, H. G., Assadi, M. (2013), "A novel combination of adaptive tools for turbomachinery airfoil shape optimization using a real-coded genetic algorithm", *Proceedings of ASME Turbo Expo*, GT2013-94093, <https://doi.org/10.1115/GT2013-94093>.
4. Ogaday W., Moore W., Mala-Jetmarova H., Gebreslassie M., Tabora G. R., Belmont M. R., Savic D. A. (2016), "Comparison of multiple surrogates for 3D CFD model in tidal farm optimization", *Procedia Engineering*, no. 154, pp. 1132–1139, <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.523>.
5. Mehmani A. (2015), *Uncertainty-integrated surrogate modeling for complex system optimization* : Ph.D. thesis, Syracuse University.
6. Yang X., Liu BO., Cao Z. (2013), "Opposition-based artificial bee colony algorithm application in optimization of axial compressor blade", *Proceedings of ASME Turbo Expo*, GT2013-95177.
7. Usatyi O., Avdieieva O., Maksiuta D., Tuan P. (2018), "Experience in applying DOE methods to create formal macromodels of characteristics of elements of the flowing part of steam turbines", *AIP Conference Proceedings*, vol. 2047, no. 1, p. 020025, <https://doi.org/10.1063/1.5081658>.
8. Boiko, A., Govorushchenko, Y. and Usaty, A. (2016), *Optimization of the Axial Turbines Flow Paths*, Published by Science Publishing Group 548 Fashion Avenue New York, NY 10018, U.S.A, ISBN 978-1-940366-67-8, available at: <http://www.sciencepublishinggroup.com/book/B-978-1-940366-67-8> (accessed 12 October 2020).
9. Boiko A. V., Usaty A. P., Avdieieva O. P. (2014), "Methodology of the Object-Oriented Complex Optimization of the Flow Passes of Powerful Steam Turbines Taking into Consideration the Variable Operation Mode". *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 13(1056). pp. 5–10. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).

Надійшла (received) 18.10.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Авдеева Олена Петрівна (Авдеева Елена Петровна, Avdieieva Olena) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри турбінобудування, м. Харків, Україна; e-mail: Olena.Avdieieva@khpi.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9358-4265>.

Усатий Олександр Павлович (Усатый Александр Павлович, Oleksandr Usatyi) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри турбінобудування, м. Харків, Україна; e-mail: alpaus@ukr.net; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8568-5007>.

Пальков Ігор Андрійович (Пальков Игорь Андреевич, Palkov Ihor) – заступник головного конструктора парових турбін АТ «Турбоатом»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4639-6595>; e-mail: igorpalkov@i.ua.

Пальков Сергій Андрійович (Пальков Сергей Андреевич, Palkov Sergii) – начальник сектору конструкторського відділу АТ «Турбоатом»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2215-0689>; e-mail: sergpalkov@gmail.com.

Ищенко Олег Ігоревич (Ищенко Олег Игоревич, Ishchenko Oleh) – провідний конструктор конструкторського відділу АТ «Турбоатом»; м. Харків, Україна; e-mail: oleg_ishchenko@i.ua.

КАФЕДРИ ТУРБІНОБУДУВАННЯ НТУ «ХПІ» 90 РОКІВ!

Засновник кафедри турбінобудування та її перший завідувач – В.М. Маковський, випускник 1894 року Харківського технологічного інституту (у теперішній час НТУ «ХПІ»), заслужений проф. УРСР, д.т.н. Під його керівництвом створена перша в світі високотемпературна газова турбіна для роботи на продуктах підземної газифікації вугілля, в якій було впроваджено водяну систему охолодження ротора і проточної частини.

У 1941 році кафедру очолив Я.І. Шнее, д.т.н., який з 1930 року працював головним конструктором ХТГЗ і за сумісництвом – доц. кафедри. За його безпосередньою участю виготовляється перша у СРСР парова турбіна потужністю 50 МВт, розробляються проекти парової турбіни потужністю 100 МВт та високотемпературної газової турбіни потужністю 50 МВт (ГТУ-50-800), створено проблемну і галузеву науково-дослідні лабораторії кафедри. Всесвітнє визнання одержали досягнення щодо останніх ступенів граничної довжини потужних парових турбін. У 1971 році захистила дисертацію д.т.н. М.С. Левіна – перша випускниця кафедри турбінобудування (1932), наукові досягнення якої були визнані видатними на державному рівні СРСР, а також Ю.М. Мачевитий – у теперішній час академік НАН України.

З 1977 року кафедрою завідував В.М. Капінос, д.т.н., лауреат Державної премії УРСР в галузі науки і техніки (1979), під керівництвом якого вперше у вітчизняній теплофізиці виконано фундаментальний комплекс досліджень проблем теплообміну в парових і газових турбінах на основі теоретичних та експериментальних підходів. Захищають дисертації д.т.н. визнані у галузі енергомашинобудування вчені В.М. Пономарьов (1978), А.В. Бойко (1983), А.В. Гаркуша (1983), Ю.В. Гречаниченко (1986) та А.Ф. Слітенко (1987).

А.Ф. Слітенко керував кафедрою з 1989 по 2003 рік, д.т.н. Він очолював роботи щодо розробки розрахункових методів визначення граничних умов теплообміну в проточних частинах газових турбін, які у теперішній час використовуються практично на всіх газотурбобудівних підприємствах і підприємствах авіаційного моторобудування країн СНД.

Захищають дисертації д.т.н. В.В. Рухлинський (1990) та Ю.Л. Хрестовий (1992).

У 1995 р. А.В. Гаркуша став засновником нового напрямку діяльності науковців кафедри – виконання теоретичних та експериментальних досліджень енергетичних газових турбін та реактивних двигунів різного призначення у кооперації з провідними світовими компаніями, такими як «САМСУНГ», «ХІОНДАЙ» (Південна Корея) та «ДЖЕНЕРЕЛ ЕЛЕКТРИК» (США).

З 2004 по вересень 2018 року очолював кафедру А.В. Бойко, д.т.н., лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки (1992), який є засновником нового напрямку в теорії турбомашин – оптимального проектування турбін.

У теперішній час завідує кафедрою турбінобудування д.т.н., лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки (2019) О.П. Усатий. На кафедрі працюють чотири проф. – д.т.н. О.І. Тарасов, д.т.н., лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки (2009) В.П. Суботович і к.т.н. Ю.О. Юдін та к.т.н. О.О. Литвиненко; три доц. – к.т.н. О.В. Лапузін, І.О. Михайлова та О.П. Авдєєва, а також ст. викл. С.П. Науменко; та учбо-

во-допоміжний персонал: зав. учбов. лаб. Н.М. Кисельова, чотири інжери I категорії В.О. Кудлай, А.А. Полич, О.В. Безпалова, О.В. Омеляненко, а також нач. бюро Т.О. Гайдамашко.

Наукова школа кафедри турбінобудування має три наукових напрями. Першим науковим напрямом – оптимальне проектування проточних частин турбомашин – керує завідувач кафедри О.П. Усатий. За цим напрямом ведуться роботи з розробки системи автоматичного проектування «Турбоагрегат», особливостями якої є наявність єдиного універсального інформаційного простору для всіх об'єктів, частин і елементів турбоагрегату, а також можливість отримання оптимальних рішень на всіх рівнях проектування, зокрема з урахуванням режимів експлуатації. Другий науковий напрям – аеродинамічне вдосконалення елементів проточної частини турбомашин на основі теоретичних та експериментальних досліджень – очолює проф. В.П. Суботович. Запропоновано нову концепцію експериментальних досліджень потужних, швидкообертальних та високотемпературних турбін в умовах аеродинамічної лабораторії. Створено якісно нові методи розв'язування прямої, гібридної та оберненої аеродинамічних задач теорії решіток з метою їх використання для оптимального проектування лопаток. У практиці вітчизняного турбінобудування обернена задача теорії решіток використовується вперше. Третім науковим напрямом – створення систем охолодження високотемпературних газових турбін – керує проф. О.І. Тарасов. Розробляються нові підходи до створення систем охолодження високотемпературних газових турбін, зокрема на основі застосування нетрадиційних холодоагентів. Нові системи охолодження дозволяють підвищити початкову температуру газу більш ніж на 10 %, що істотно поліпшує ефективність газотурбінних установок.

Кафедра турбінобудування НТУ «ХПІ» – потужний експериментальний науково-дослідний комплекс із вивчення газодинамічних та теплофізичних процесів у турбомашинах, який постановою Кабінету Міністрів України від 27 грудня 2006 року внесений до Державного реєстру наукових об'єктів, що становлять національне надбання.

До нього входять потужна компресорна станція (два відцентрові нагнітачі потужністю 700 та 800 кВт, два толокових нагнітачі потужністю 360 кВт та п'ять вітрогінників потужністю 100–120 кВт), три повітряні турбіни, сім багатофункціональних статичних аеродинамічних стендів, які використовуються для спільних досліджень кафедри турбінобудування з промисловими підприємствами.

За роки педагогічної й наукової роботи кафедра випустила близько 4 тисяч інженерів, підготувала 33 доктора і 117 кандидатів технічних наук, які внесли і вносять гідний доробок у розвиток вітчизняного та світового турбінобудування. Кафедра пишається своїми випускниками – керівниками, головними інженерами і генеральними конструкторами промислових підприємств, провідними вченими та дослідниками. Серед випускників кафедри 15 лауреатів Державної премії України в галузі науки і техніки, 3 академіка й члена-кореспондента НАН України.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ». СЕРІЯ: ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ
ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ

Збірник наукових праць

№ 1(3)'2020

Науковий редактор: Усатий О. П., д-р техн. наук, проф.
Технічний редактор: Науменко С. П., стар. викл.

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ»
Кафедра турбінобудування
Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11
e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua

Підписано до друку 20.11.2020 р.
Формат 60×84^{1/8}. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Друк ксерографічний. Ум. друк. арк. 6,27.
Наклад 100 прим. Зам. №1677-20. Ціна договірна.

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт»
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготівників
і розповсюджувачів видавничої продукції,
серія ДК №7107 від 20.07.2020 р.
61023, м. Харків, а/с 10325.
Тел. +38 (057)714-09-08