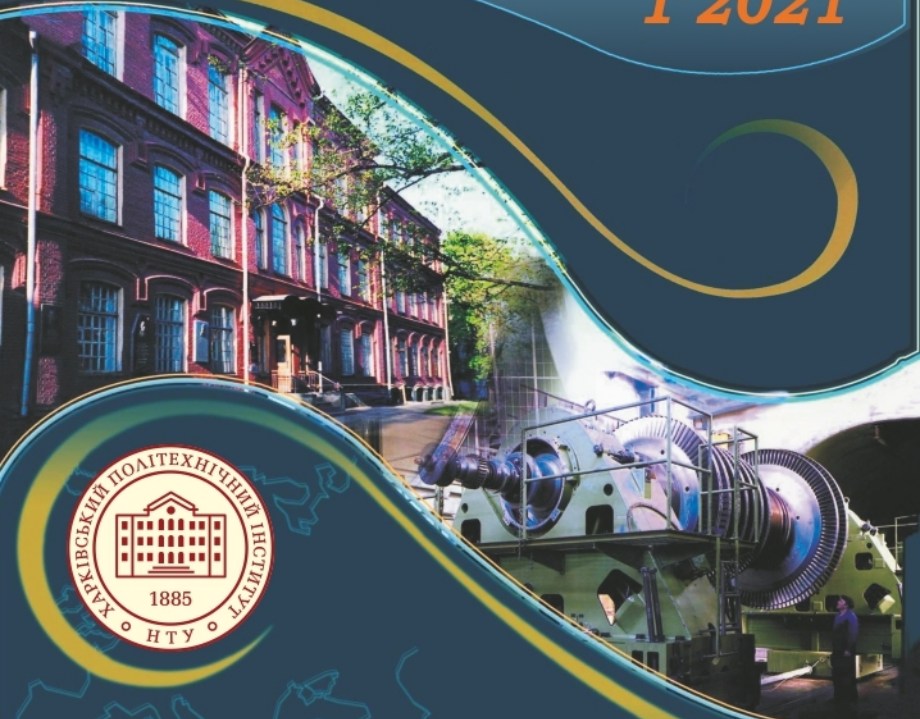


ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line)

1'2021



ВІСНИК

Національного технічного університету
«ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування

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**

№ 1(5)'2021

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

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

No. 1(5)'2021

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2021

Kharkiv
NTU "KhPI", 2021

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», 2021. – № 1(5). – 72 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:
Сфімов 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 кораблебудування 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:
Lytvynenko 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 № 2 від 26 лютого 2021 р.

© Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2021

ЗМІСТ

ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ

<i>Усатий О. П., Авдєєва О. П., Пальков І. А., Пальков С. А., Іщенко О. І.</i> Оптимізація та порівняння двох технологій виготовлення робочих решіток для ПЧ ЦВТ турбіни К-330-23,5	5
<i>Пальков І. А., Пальков С. А., Іщенко О. І., Авдєєва О. П.</i> Створення проточної частини турбіни К-1250-6,9/25 з використанням методів оптимального проектування	15
<i>Кобзар І. В., Полієнко В. Р., Гнидько О. М., Третьяк О. В.</i> Динаміка і міцність корпусів та опорних елементів конструкції гідрогенераторів	19
<i>Жидецький О. І., Єфімов О. В., Каверцев В. Л.</i> Сучасні рішення по реконструкції газовідвідних трактів конвертерів, що працюють на металургійних підприємствах в Україні	25
<i>Yefimov A., Pchenko B., Tiutiunyk L., Harkusha T., Yesipenko T., Motovilnik A.</i> Basic Bases of Calculations and Optimization of NPP Power Unit Equipment Parameters Methods of Mathematical Modelling	29
<i>Єфімов О. В., Каверцев В. Л., Дягілев В. О., Гаркуша Т. А., Черниш Б. Б.</i> Аналіз двохступеневого спалювання палива в мультипаливних котлах	33
<i>Лапузін О. В., Суботович В. П., Юдін Ю. О.</i> Нові методи усереднення параметрів просторового потоку за сопловою решіткою турбомашини	38
<i>Кузик М. П., Римар Т. І.</i> Визначення оптимальних кутів нахилу сонячних панелей для довільних часових інтервалів на території України	47
<i>Баранюк О. В., Рачинський А. Ю.</i> Теплообмін шахових пакетів гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею в умовах природної тяги	53
<i>Тарасова В. О., Кузнецов М. О.</i> Аналіз термодинамічної ефективності холодильних циклів в залежності від визначальних теплофізичних властивостей робочих речовин	60

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING PROCESSES AND EQUIPMENT

<i>Usatyi O., Avdieieva O., Palkov I., Palkov S., Ishchenko O.</i> Optimization and Comparison of Two Technologies for the Manufacture of Blades for Flow path HPC Turbine K-330-23.5.....	5
<i>Palkov I., Palkov S., Ishchenko O., Avdieieva O.</i> Developing the Flow Path For the K-1250-6.9/25 Turbine Unit Using the Optimal Design Methods	15
<i>Kobzar I., Polienko V., Gnytko O., Tretiak O.</i> Dynamics and Strength of Housings and Supporting Elements of Hydrogenerator Design	19
<i>Zhidetskyi O., Efimov O., Kavertsev V.</i> Modern Solutions for the Reconstruction of Gas Exhaust Ducts of Converters Operating in Ukraine	25
<i>Yefimov A., Ilchenko B., Tiutiunyk L., Harkusha T., Yesipenko T., Motovilnik A.</i> Basic Bases of Calculations and Optimization of NPP Power Unit Equipment Parameters Methods of Mathematical Modelling	29
<i>Efimov O., Kavertsev V., Dyahiliev V., Garkusha T., Chernysh B.</i> Analysis of Two-Stage Fuel Combustion in Multi-Fuel Boilers	33
<i>Lapuzin A., Subotovych V., Yudin Yu.</i> New Methods Used for the Smoothing of the Three-Dimensional Flow Behind the Turbine Nozzle Cascade	38
<i>Kuzyk M., Rymar T.</i> Determination of Optimal Angles of Solar Panels for Satisfied Time Intervals on the Territory of Ukraine	47
<i>Baranyuk A., Rachinskiy A.</i> Heat Exchange in Staggered Threaded Pipe Banks with Similar Developed Surface Patterns under Natural Draft Conditions	53
<i>Tarasova V., Kuznetsov M.</i> Analyzing the Thermodynamic Efficiency of Cooling Cycles Depending on the Determinant Thermal and Physical Properties of Operating Media.....	60

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

ОПТИМІЗАЦІЯ ТА ПОРІВНЯННЯ ДВОХ ТЕХНОЛОГІЙ ВИГОТОВЛЕННЯ РОБОЧИХ РЕШТОК ДЛЯ ПЧ ЦВТ ТУРБИНИ К-330-23,5

В статті викладені результати багатопараметричної оптимізації конструкційних і термогазодинамічних параметрів проточної частини ЦВТ К-330-23,5, які отримані за допомогою розробленої САПР «Турбоагрегат». Знайдені 12 оптимальних рішень для проточної частини ЦВТ К-330-23,5 дозволяють не тільки оцінити вплив на ефективність ЦВТ конструкційних параметрів і чисел робочих лопаток ступенів ЦВТ, а і провести порівняльний аналіз двох технологічних підходів виготовлення робочих лопаток – з підрізуванням вихідних кромок і без такої.

Ключові слова: парова турбіна, ефективність, оптимізація, проточна частина, технологія, робочі лопатки, вихідні кромки, ККД.

А. П. УСАТЫЙ, Е. П. АВДЕЕВА, И. А. ПАЛЬКОВ, С. А. ПАЛЬКОВ, О. И. ИЩЕНКО **ОПТИМИЗАЦИЯ И СРАВНЕНИЕ ДВУХ ТЕХНОЛОГИЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РАБОЧИХ РЕШЕТОК ДЛЯ ПЧ ЦВД ТУРБИНЫ К-330-23,5**

В статье изложены результаты многопараметрической оптимизации конструкционных и термогазодинамических параметров проточной части ЦВД К-330-23,5, полученные с помощью разработанной САПР «Турбоагрегат». Найденные 12 оптимальных решений для проточной части ЦВД К-330-23,5 позволяют не только оценить влияние на эффективность ЦВД конструкционных параметров и чисел рабочих лопаток ступеней ЦВД, а и провести сравнительный анализ двух технологических подходов изготовления рабочих лопаток – с подрезкой исходных кромок и без таковой.

Ключевые слова: паровая турбина, эффективность, оптимизация, проточная часть, технология, рабочие лопатки, выходные кромки, КПД.

O. USATYI, O. AVDIEIEVA, I. PALKOV, S. PALKOV, O. ISHCENKO **OPTIMIZATION AND COMPARISON OF TWO TECHNOLOGIES FOR THE MANUFACTURE OF BLADES FOR FLOW PATH HPC TURBINE K-330-23.5**

The article presents the results of multiparameter optimization of the structural and thermogasdynamic parameters of the flow path of the HPC K-330-23.5, obtained using the developed CAD “Turboagregat”. The found 12 optimal solutions for the flow path of the HPC K-330-23.5 make it possible not only to assess the effect of the design parameters and the number of blades of the HPC stages on the HPC efficiency, but also to carry out a comparative analysis of two technological approaches to manufacturing the rotor blades – with and without trimming the initial edges. Calculations have confirmed the negative effect of increasing the radius of the “tummy” circle on the nature of the flow and on the efficiency of the cascades. In cascades with increased profiles by 9.83 % with a radius of the “tummy” circle, the coefficient of profile losses of the cascade increased by 0.07 % (absolute) in comparison with the original cascade from the original IMM-K-U profiles.

Keywords: steam turbine, efficiency, optimization, flow path, technology, rotor blades, trailing edges, efficiency.

Вступ

Щорічно зростаючий попит на електроенергію є стійким світовим трендом, що вимагає введення нових енергогенеруючих потужностей та модернізації існуючих. Тому задача пошуку нових можливостей збільшення виробництва електроенергії і зменшення собівартості виготовлення енергогенеруючого обладнання є вельми актуальною. В останні роки в Україні збільшення виробництва електричної енергії досягається за рахунок встановлення додаткових потужностей відновлювальної енергетики (СЕС, ВЕС) та покращення показників ефективності, надійності та маневреності енергогенеруючого обладнання традиційної енергетики (АЕС, ТЕЦ, ТЕС), що досягається за рахунок модернізації існуючих потужних парових турбін. Модернізація проточних частин (ПЧ) парових турбін полягає у зміні їх конструкції і поліпшенні технології виготовлення, що забезпечує приріст вироблення електроенергії, збільшення строку експлуатації, покращення показників маневреності та зменшення вартості та терміну проведення модер-

нізації. На сьогодні створення новітніх конструкцій ПЧ з високими показниками якості для модернізації діючого парку парових турбін в стислі терміни неможливе без використання сучасних програмних комплексів з оптимального проектування ПЧ парових турбін. Тому задачі пов'язані з розробкою методології комплексної багатопараметричної і багатокритеріальної оптимізації ПЧ та створенням на її базі відповідних програмних комплексів для оптимального проектування осевих турбін з високими показниками якості мають високий рівень актуальності. Використання таких програмних комплексів забезпечує успішне проведення модернізації існуючого парку турбін в стислі терміни. Розв'язанню зазначених задач присвячено досить багато наукових робіт, в більшості з яких наведені результати пов'язані з вдосконаленням окремих елементів ПЧ турбін [1–2], в яких використовуються різні методи і алгоритми: генетичний алгоритм [3], сурогатне моделювання [4, 5], алгоритм, який моделює поведінку бджолиної сім'ї [6], методи теорії планування експерименту [7]. Подальший пошук резервів підвищення ККД

© О. П. Усатий, О. П. Авдєєва, І. А. Пальков, С. А. Пальков, О. І. Іщенко, 2021

парових турбін можливий тільки при наявності потужних обчислювальних технологій поряд з новими методами і підходами, реалізованими в рамках сучасних систем автоматизованого проектування (САПР). Однією із найпотужніших вітчизняних розробок в цій галузі є створена науковцями кафедри турбінобудування НТУ «ХП» в тісній співпраці з фахівцями АТ «Турбоатом» САПР «Турбоагрегат», в якій реалізовано велику кількість корисних сервісів, що дозволяє ставити та розв'язувати задачі оптимального проєктування ПЧ парових турбін в самих різноманітних та надскладних постановках. Разом з тим, нові напрацювання в програмних комплексах потребують тестування та перевірки практикою проєктування оптимальних конструкцій ПЧ.

Мета роботи

Метою роботи є перевірка нових можливостей розробленого комплексу програмного забезпечення з оптимального проєктування ПЧ (САПР «Турбоагрегат») на прикладі створення та порівняння концепт-проєктів оптимальних конструкцій ПЧ циліндру високого тиску (ЦВТ) турбіни К-330-23,5 з урахуванням можливості використання різних технологій виготовлення решіток робочих коліс.

Постановка задачі

Весь комплекс розрахункових досліджень в даній роботі був проведений з використанням САПР «Турбоагрегат».

В дослідженнях було використано варіант алгоритму математичної моделі ПЧ «з заданими профілями», що дозволило більш точно визначити геометричні характеристики решіток. Зокрема, до числа таких характеристик, в першу чергу, слід віднести геометричні (скелетні) кути входу робочих і соплових решіток, які істотно впливають на величину додаткових втрат, пов'язаних з ударним натіканням потоку пари на лопатки. Повний опис

Таблиця 2 – Енергетика ступенів конструкції прототипу ПЧ ЦВТ турбіни К-330-23,5

Найменування параметру	Номер ступеня турбіни										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Внутрішній відносний ККД ступеня, $\eta_{oiст}$	0,7379	0,7876	0,7987	0,8069	0,8135	0,8167	0,8185	0,8262	0,7486	0,8404	0,8444
Внутрішній відносний ККД ступеня за параметрами гальмування, $\eta_{oiст}^*$	0,7646	0,8160	0,8279	0,8371	0,8442	0,8480	0,8506	0,8595	0,7779	0,8744	0,8794
Окружний ККД, η_u	0,8263	0,8303	0,8395	0,8454	0,8483	0,8491	0,8461	0,8504	0,8515	0,8471	0,8593
Робота на окружності колеса, L_u , ккал/кг	7,96	7,96	7,74	7,62	7,64	7,76	8,11	8,09	8,40	8,58	8,61
Потужність ступеня, $N_{ст}$, Вт	8,75e6	8,83e6	8,61e6	8,51e6	8,56e6	8,73e6	9,15e6	9,16e6	8,68e6	9,09e6	9,18e6

Таблиця 3 – Ефективність решіток профілів конструкції прототипу ПЧ ЦВТ турбіни К-330-23,5

Найменування параметру	Номер ступеня турбіни										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Квадрат коефіцієнту швидкості соплових решіток, ϕ^2	0,9303	0,9331	0,9353	0,9379	0,9375	0,9387	0,9400	0,9437	0,9441	0,9430	0,9438
Квадрат коефіцієнту швидкості робочих решіток, ψ^2	0,7942	0,7971	0,8152	0,8262	0,8268	0,8271	0,8211	0,8263	0,8316	0,8267	0,8506

математичної моделі ПЧ «з заданими профілями» наведено в [8].

Для оцінки впливу технологічних аспектів виготовлення цільнофрезерованих робочих лопаток з підрізкою вихідних кромки на ефективність робочих решіток і кінематику потоку за решітками була використана методика, яка розглянута в [9].

Для розв'язання задач оптимального проєктування ПЧ була задіяна методика багатопараметричної і багатокритеріальної оптимізації, яка детально описана в [10, 11].

Об'єктом дослідження була проточна частина ЦВТ турбіни К-330-23,5.

На підставі попередніх розрахункових досліджень аеродинамічної ефективності конструкції-прототипу ПЧ ЦВТ К-330-23,5 було виявлено наступне:

1 Проточна частина прототипу ЦВТ К-330-23,5 характеризується досить високим рівнем аеродинамічної досконалості (табл. 1, 2, 3). Разом з тим, потенціал, закладений в конструкцію ПЧ ЦВТ, використовується не повною мірою.

2 Встановлено основні причини, що не дозволяють домогтися більш повного використання можливостей конструкції ПЧ ЦВТ К-330-23,5 в плані підвищення її аеродинамічної ефективності. До них, перш за все, слід віднести:

– істотну невідповідність геометричних кутів входу робочих решіток і кутів натікання потоку робочого тіла на них;

– посилюючий негативний ефект від спільного впливу удару в «животик» і досить високих значень відносних кроків робочих решіток;

– наявність значного впливу зменшення ефективності робочих решіток на збільшення втрат від прикореневих і надбандажних протікань.

Таблиця 1 – Загальні характеристики ПЧ прототипу ЦВТ турбіни К-330-23,5

Найменування параметру	Значення
Внутрішній відносний ККД циліндру, η_{oi}	0,8162
Потужність циліндру, $M_{цил}$, Вт	9,725e7

Оптимізація параметрів ПЧ ЦВТ турбіни К-330-23,5

Оптимальне проєктування з метою підвищення ефективності ПЧ вимагає розробки спеціального плану чисельних досліджень. З одного боку даний план має забезпечити знаходження найбільш ефективної конструкції ПЧ ЦВТ турбіни К-330-23,5. З іншого боку він має забезпечити отримання достатнього обсягу інформації для проведення аналізу і оцінки впливу на ефективність ПЧ основних параметрів і технологічних рішень, зазначених в технічному завданні до роботи з оптимізації параметрів турбіни. У зв'язку з цим, чисельні дослідження з визначення оптимальних параметрів ПЧ ЦВТ турбіни К-330-23,5 були побудовані наступним чином. В першу чергу була розв'язана задача визначення оптимальних параметрів ПЧ з використанням дворівневого рекурсивного алгоритму оптимізації. При розв'язанні цієї задачі всі робочі решітки формувалися з профілю ІММК [10] з потовщеною вихідною кромкою і збільшеним радіусом кола «животика». На першому рівні оптимізації визначалися оптимальні значення висот соплових і робочих лопаток при постійному кореневому діаметрі, а також кути установок соплових і робочих профілів.

При цьому забезпечувалося виконання обмежень зазначених у технічному завданні до оптимального проєктування конструкції ПЧ ЦВТ:

1 Параметри робочого тіла перед і за циліндром дорівнювали відповідним параметрам прототипу.

2 Кореневі діаметри соплових апаратів і робочих коліс залишалися незмінними і відповідали діаметрам конструкції ПЧ прототипу ЦВТ турбіни К-330-23,5.

3 Тиск пари в місці відбору за 8(9)-м ступенем не відхиляється більше 0,1 МПа від цього параметра в конструкції-прототипу.

4 Профілі соплових апаратів кожного ступеня і числа соплових лопаток відповідали конструкції прототипу.

На другому рівні оптимізації визначалися оптимальні числа робочих лопаток. Відповідно до схеми параметризації змінних 1-го рівня оптимізації, безпосередньо були оптимізовані 18 параметрів і не прямо ще 15 параметрів. Крім того, за допомогою спеціального алгоритму автоматичної побудови обводів ступенів ПЧ для кожної зміни висот робочих лопаток у процесі оптимізації визначалися відповідні їм значення висот лопаток соплового апарату (11 параметрів). Таким чином, перший рівень оптимізації дозволяє знайти оптимальне співвідношення 44 конструкційних параметрів ЦВТ. Другий рівень забезпечує знаходження ще 11 оптимальних значень (чисел робочих лопаток). Разом, в результаті розв'язання дворівневої задачі були визначені оптимальні поєднання

значень 55 параметрів, які впливають на ефективність ПЧ.

Отримана в результаті розв'язання дворівневої оптимізаційної задачі форма обводів ПЧ ЦВТ турбіни К-330-23,5, в **подальших дослідженнях була використана як базова**. Мається на увазі, що розв'язання оптимізаційних задач даного дослідження в інших постановках здійснювалося з незмінними середніми діаметрами і висотами соплових та робочих лопаток, значення яких були визначені в результаті розв'язання описаної вище дворівневої оптимізаційної задачі. Інша частина розробленого плану досліджень призначена для розв'язання наступних двох задач.

Мета першої задачі полягає в оцінці та аналізі впливу на результати оптимізації технологічних аспектів виготовлення цільнофрезерованих робочих лопаток. Розв'язання даної задачі має надати інформацію про ступінь впливу підрізки вихідних кромки робочих лопаток на ефективність ПЧ і забезпечити проведення порівняльного аналізу двох підходів виготовлення цільнофрезерованих робочих лопаток – з підрізкою вихідних кромки і без підрізки.

В першу групу, як зазначалося раніше, були включені оптимізаційні задачі з визначення оптимальних кутів установки соплових і робочих решіток. Дані задачі розв'язувалися з використанням в робочих решітках профілів ІММК зі збільшеним радіусом кола «животика». В даному випадку при модифікації (збільшенні радіусу кола «животика») вихідного профілю ІММК переслідувалися дві мети:

1 Дотримання прийнятої в АТ «Турбоатом» технології виготовлення цільнофрезерованих робочих лопаток.

2 Прагнення до мінімально можливої зміни форми каналів решітки, порівняно з формою каналів, утворених профілем ІММК, тобто **до мінімально необхідного збільшення радіусу кола «животика»**.

У **другій групі** оптимізаційних задач використовувався робочий профіль ІММК, у якого радіус кола «животика» практично не відрізнявся від аналогічного радіусу вихідного профілю. Зазначені відмінності були мінімальні і викликані необхідністю сполучення кола «животика» з колами вхідної і потовщеною вихідною кромками профілю.

Використання такого профілю при існуючих технологічних параметрах виробництва не дозволяє отримувати цільнофрезеровані робочі лопатки без підрізки вихідних кромки.

Обводи профілів ІММК, що застосовуються при розв'язанні оптимізаційних задач першої і другої груп, наведені на рис. 1–2. На наведених рисунках усі розміри масштабовані до хорди профілю, яка дорівнює 100 мм.

Слід відзначити, що модифіковані варіанти профілів (рис. 1, 2) характеризуються мінімально достатнім відхиленням радіусів кіл «животика».

Безумовно, використання профілів з меншими відхиленнями своїх геометричних характеристик від параметрів оригінальних та атласних профілів виглядає більш обґрунтованим, оскільки так досягатиметься мінімальна зміна форми каналів решітки що, відповідно дозволить досягти мінімального зниження їхньої ефективності в порівнянні з оригінальними і атласними профілями. Необхідно також враховувати, що в моделі розрахунку ПЧ «з заданими профілями» величина підрізки кромки в окружному напрямку визначається автоматично в залежності від кута установки профілю. При цьому врахування впливу підрізки на ефективність робочої решітки відбувається тільки в тому випадку, якщо величина підрізки більше радіусу вихідної кромки профіля, інакше вважається, що підрізка відсутня.

В зазначених вище двох групах оптимізаційних задач кожен з шести варіантів ПЧ вирізнявся кількістю робочих лопаток ступенів. У першому варіанті кількість робочих лопаток кожного ступеня приймалося рівним кількості лопаток прототи-

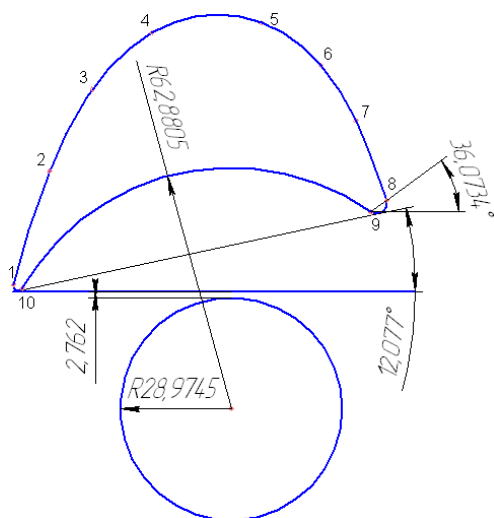


Рис. 1 – Геометрія профілю 1ММК-У для перших трьох варіантів оптимальних конструкцій ПЧ першої групи

пу ЦВТ К-330-23,5. У кожному з наступних варіантів кількість робочих лопаток збільшувалася на дві порівняно з попереднім варіантом оптимального рішення.

Таким чином, співставлення одноваріантних оптимальних конструкцій ПЧ з двох груп дозволило провести порівняльний аналіз впливу на ефективність оптимальних ПЧ технологічних аспектів виробництва цільнофрезерованих робочих лопаток.

Крім того, отримані результати допомогли визначитися з перевагами і недоліками кожного з технологічних підходів виготовлення робочих лопаток (з підрізкою вихідних кромки або без підрізки).

Аналіз рішень всередині кожної групи дозволив оцінити ступінь впливу чисел робочих лопаток на вибір оптимальних параметрів ПЧ ЦВТ К-330-23,5 і на її ефективність. В цілому, розв'язання 12 оптимізаційних задач відповідно до розглянутого вище плану численних досліджень дозволило отримати достатній обсяг інформації для техніко-економічного аналізу і вибору оптимального варіанту ПЧ ЦВТ К-330-23,5.

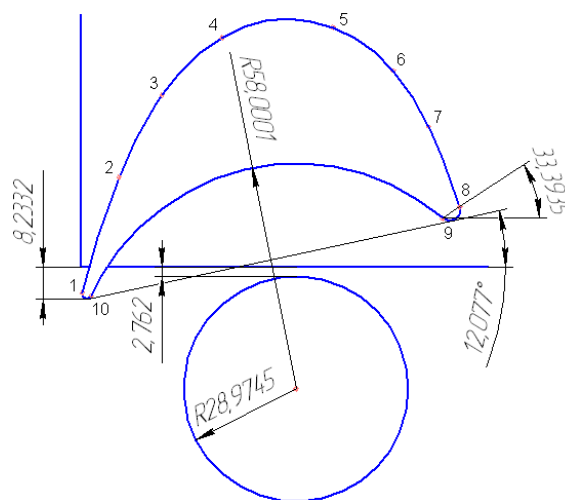


Рис. 2 – Геометрія профілю 1ММК для всіх варіантів оптимальних конструкцій ПЧ другої групи

Результати досліджень

Порівняльний аналіз оптимальних конструкцій першої групи ПЧ ЦВТ К-330-23,5

Даний аналіз базується на порівнянні параметрів конструкції і параметрів, які характеризують ефективність різних варіантів проточних частин ЦВТ К-330-23,5. Порівнюються відповідні характеристики проточних частин циліндра прототипу і шести оптимальних варіантів ПЧ першої групи. Так на рис. 3 показано вплив числа робочих лопа-

ток на ефективність оптимальних варіантів ПЧ, а на рис. 4 наведено приріст економічності оптимальних варіантів у порівнянні з ПЧ прототипу ЦВТ К-330-23,5.

З рис. 3 і 4, видно, що при оптимізації параметрів ПЧ з числами робочих лопаток кожного ступеня, збільшеними на 6 шт. (варіант 4), отримується суттєвий приріст економічності (більше 5%), максимальний ефект – при збільшенні числа робочих лопаток на 10 шт. (варіант 6).

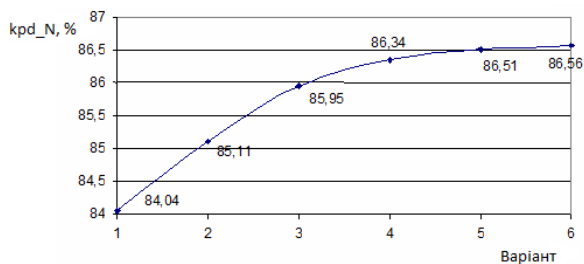


Рис. 3 – Вплив зміни чисел робочих лопаток на ефективність оптимальних ПЧ ЦВТ К-330-23,5

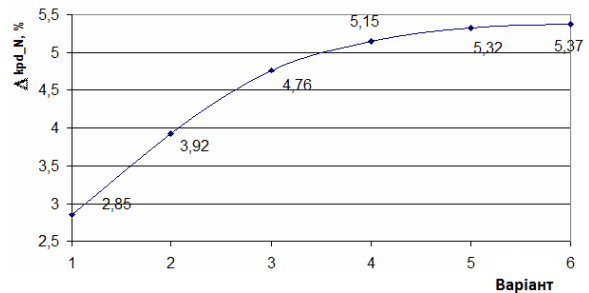


Рис. 4 – Приріст ефективності оптимальних ПЧ ЦВТ К-330-23,5 в порівнянні з конструкцією ПЧ АТ «Турбоатом»

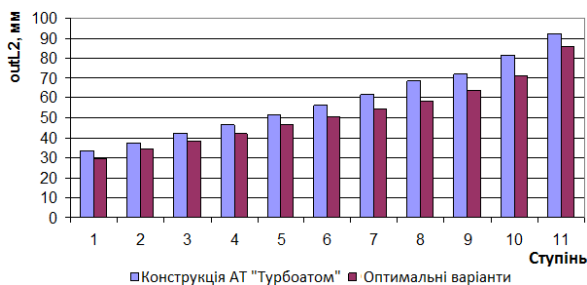


Рис. 5 – Порівняння висот робочих лопаток по вихідним кромкам у ПЧ ЦВТ К-330-23,5 конструкції АТ «Турбоатом» і оптимальних варіантів ПЧ

З рис. 5 видно, що оптимізація обводів ПЧ привела до зменшення висот лопаток всіх ступенів. В першу чергу, це викликано тим, що зменшення висот лопаток в порівнянні з прототипом не потребує збільшення розмірів корпусу ЦВТ і гарантує можливість їх розміщення в існуючому корпусі. Крім того, зазначене зниження жорсткості обмежень дозволило отримати додатковий вигрощ в економічності ПЧ ЦВТ К-330-23,5 близько 1,8%–2,2%. В основному це були дві головні причини, через які було прийнято рішення про зниження жорсткості обмежень на зміну висот лопаток.

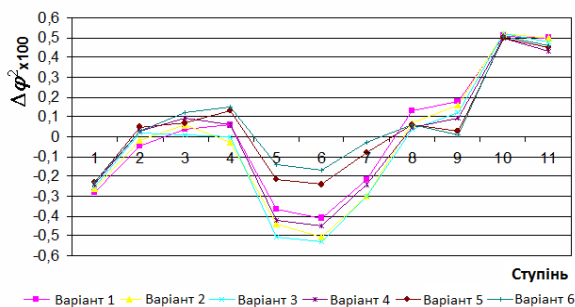


Рис. 6 – Різниця квадратів коефіцієнтів швидкості СР вихідного і оптимальних варіантів ПЧ

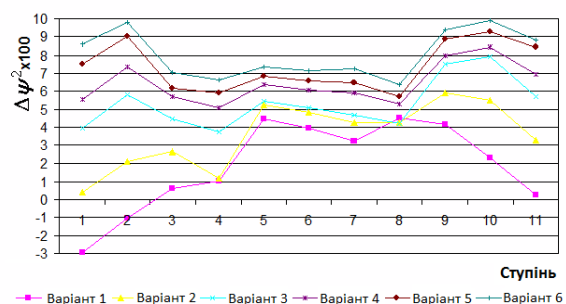


Рис. 7 – Різниця квадратів коефіцієнтів швидкості РР вихідного і оптимальних варіантів ПЧ

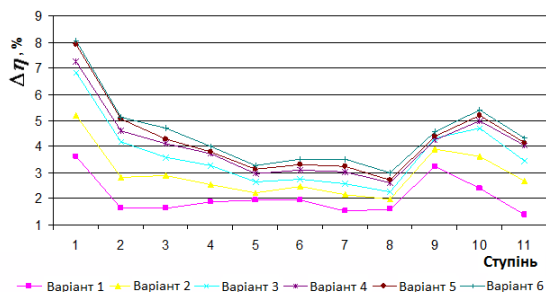


Рис. 8 – Різниця внутрішніх відносних ККД ступенів вихідного і оптимальних варіантів ПЧ

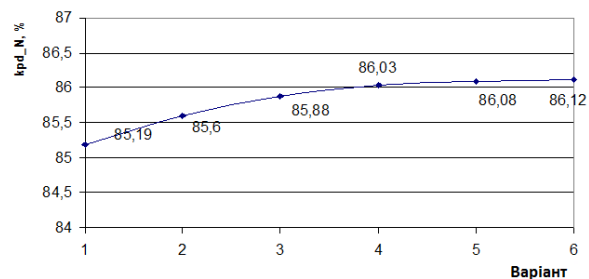


Рис. 9 – Вплив зміни чисел робочих лопаток на ефективність оптимальних ПЧ ЦВТ К-330-23,5 другої групи

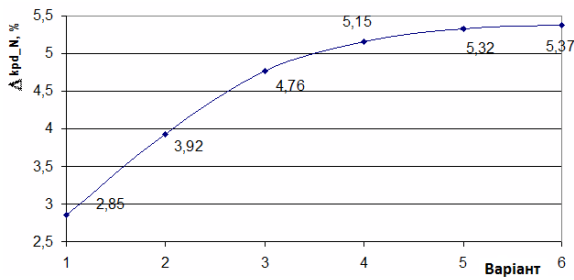


Рис. 10 – Приріст ефективності оптимальних ПЧ ЦВТ К-330-23,5 в порівнянні з конструкцією ПЧ АТ «Турбоатом»

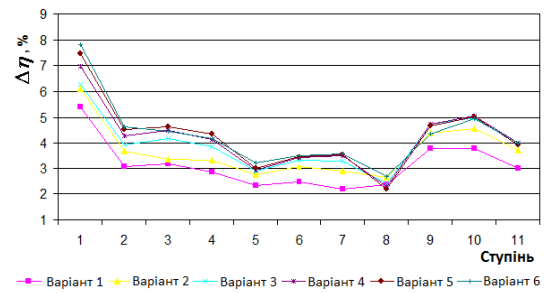


Рис. 11 – Різниця внутрішніх ККД ступенів вихідного і оптимальних варіантів другої групи

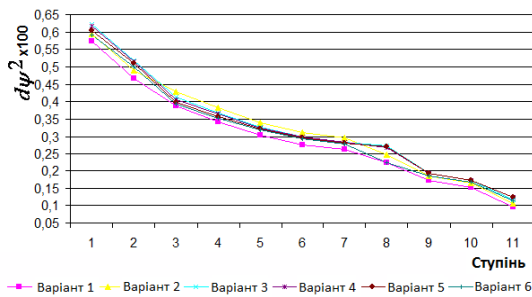


Рис. 12 – Додаткові втрати від підрізки вихідних кромок робочих лопаток в ступенях оптимальних варіантів

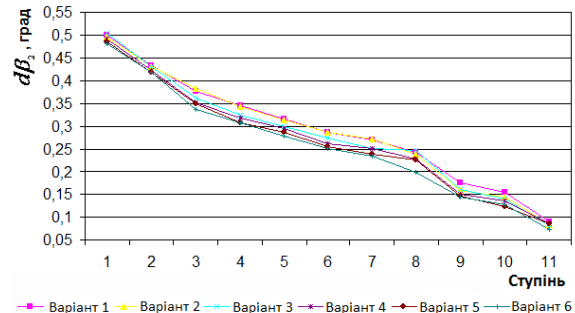


Рис. 13 – Зміна кутів виходу потоку від підрізки вихідних кромок РЛ в ступенях оптимальних варіантів

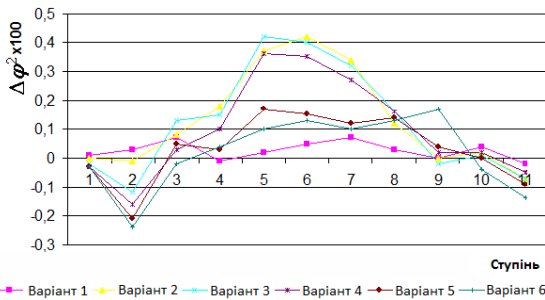


Рис. 14 – Різниця квадратів коефіцієнтів швидкості соплових решіток ЦВТ К-330-23,5 другої та першої груп

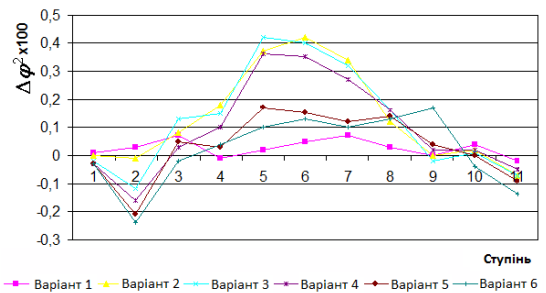


Рис. 15 – Різниця квадратів коефіцієнтів швидкості робочих решіток ЦВТ К-330-23,5 другої та першої груп

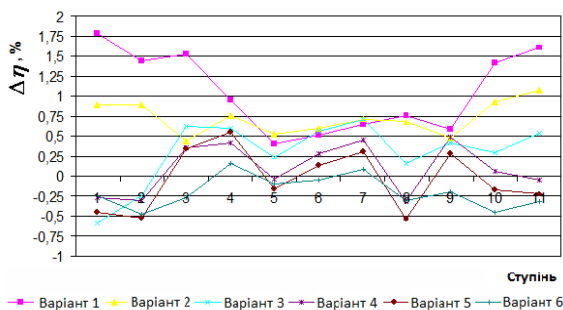


Рис. 16 – Різниця внутрішніх ККД ступенів ПЧ ЦВТ К-330-23,5 другої та першої груп

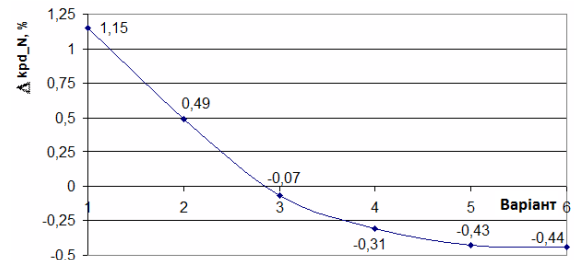


Рис. 17 – Різниця внутрішнього відносного ККД відповідних варіантів ПЧ ЦВТ К-330-23,5 другої та першої груп

На рис. 6–8 порівнюються основні характеристики ефективності проточної частини ЦВТ К-330-23,5 конструкції-прототипу з аналогічними параметрами результатів розв'язання шести задач оптимального проектування ПЧ.

Як відзначалося раніше, одним із шляхів більш повного використання потенціалу ЦВТ К-330-23,5 є зниження втрат енергії в робочих решітках (в тому числі і за рахунок зменшення втрат, пов'язаних з ударним натіканням). Відповідно до цього, отримані оптимальні варіанти ПЧ, характеризуються значно меншими геометричними кутами входу робочих решіток.

Такі рішення дозволили істотно зменшити кути ударів натікаючого потоку і, тим самим, підвищити ефективність робочих решіток на 5 %–10 % (рис. 7).

Разом з тим, необхідно відзначити, що кути ударів натікаючого потоку на соплові решітки в деяких ступенях (трьох з одинадцяти) дещо зросли і загальний рівень втрат у цих соплах незначно збільшився (рис. 6). Не зважаючи на це, загальний позитивний ефект від зниження втрат при ударі натікаючого потоку і підвищення ефективності робочих решіток та викликано, в тому числі цією причиною, зниження прикореневої та радіальної протічки, дозволило істотно підняти рівень внутрішнього відносного ККД ступенів і загальний рівень ефективності оптимальних варіантів ПЧ ЦВТ турбіни К-330-23,5 (рис. 5, 9).

Порівняльний аналіз оптимальних конструкцій другої групи ПЧ ЦВТ К-330-23,5

При розв'язанні оптимізаційних задач другої групи, як зазначалося вище, використовувалися робочі решітки, побудовані на базі оригінального профілю ІММК-У, а лопатки виконані із симетричною підрізкою вихідних кромки з торців [12].

В даному пункті порівнюються основні характеристики проточних частин ЦВТ К-330-23,5 і шести його оптимальних варіантів з другої групи. Як зазначалося вище, основні відмінності між умовами отримання оптимальних рішень першої та другої груп полягають в моделюванні двох підходів (технологій) виготовлення цільнофрезерованих робочих лопаток. При отриманні оптимальних рішень першої групи ПЧ моделювалася технологія виготовлення робочих лопаток без підрізання вихідних кромки, а для другої групи – з підрізкою вихідних кромки.

На рис. 9 показано вплив числа робочих лопаток на ефективність оптимальних варіантів ПЧ, а на рис. 10 наведено приріст економічності оптимальних варіантів другої групи в порівнянні з ПЧ ЦВТ К-330-23,5 конструкції-прототипу. Також, як і для оптимальних конструкцій першої групи ПЧ істотним приростом ефективності характеризується *варіант 4* другої групи (понад 4,5 %). У той же час максимальний ефект досягається при збіль-

шенні числа робочих лопаток кожного ступеня на 10 шт. (*варіант 6* другої групи).

На рис. 11–13 порівнюються основні геометричні параметри і характеристики ефективності проточної частини прототипу ЦВТ К-330-23,5 з аналогічними параметрами, отриманими в результаті розв'язання шести задач оптимального проектування ПЧ другої групи.

В отриманих оптимальних конструкціях ПЧ ЦВТ другої групи досягнуті найменші значення кутів удару натікаючого потоку на робочі решітки, що призвело (не дивлячись на наявність додаткових втрат від підрізання вихідних кромки, особливо для перших двох варіантів), до суттєвого підвищення ефективності ПЧ.

Цей факт ґрунтується на реальних фізичних особливостях обтікання активних решіток з високими значеннями відносних кроків [9], для яких в зоні великих кутів удару залежність втрат енергії від цих кутів характеризується дуже високими значеннями і градієнтом. В цьому випадку заходи, спрямовані на зменшення кутів удару натікаючого потоку на робочі колеса, вносять більш істотний внесок в підвищення ефективності ПЧ, ніж негативний вплив додаткових втрат, викликаних підрізкою вихідних кромки робочих лопаток. У той же час, в зоні оптимальних відносних кроків робочих решіток (*варіанти 4–6* другої групи) позитивний ефект від зменшення кутів удару має менш істотне значення. При цьому рівень втрат від підрізки вихідних кромки змінюється від варіанту до варіанту ПЧ ЦВТ досить слабо і має практично дуже близькі значення у відповідних ступенях (рис. 12). Внаслідок цього, зі збільшенням чисел робочих лопаток і переходом в зону, близьку до оптимальних значень відносних кроків, ступінь приросту ефективності оптимальних варіантів ПЧ ЦВТ К-330-23,5 знижується.

Слід відзначити, що зменшення значення кутів удару натікаючого потоку були отримані, в тому числі, і завдяки використанню в робочих решітках оригінальної форми профілю ІММК, у якого геометричний кут входу (β_{1go}) має менше значення в порівнянні з аналогічним кутом (β_{1gy}) профілів зі збільшеними значеннями радіусів кіл «животика».

Крім того, необхідно звернути увагу на суттєве відхилення кутів виходу потоку з робочих коліс в порівнянні з ефективними кутами решіток і на рівень додаткових втрат, викликаних урахуванням впливу підрізання вихідних кромки робочих лопаток (рис. 12 і 13).

Найбільш сильний вплив підрізання вихідних кромки здійснює на ефективність перших ступенів ПЧ (з досить короткими лопатками). Очевидним є і той факт, що оптимізація ПЧ при інших значеннях висот підрізання вихідних кромки призведе до результатів, які будуть в більшій чи меншій мірі відрізнятися від даних, наведених вище. У

зв'язку з цим, міркування і пояснення, зроблені вище, є в повній мірі справедливими тільки для оптимальних конструкцій ПЧ ЦВТ К-330-23,5, висота підрізування вихідних кромок робочих лопаток яких, дорівнює 1,2 мм.

Оцінка впливу технології виготовлення цільнофрезерованої робочих лопаток на оптимальні рішення для ПЧ ЦВТ К-330-23,5 (відмінності між оптимальними конструкціями першої і другої груп ПЧ ЦВТ К-330-23,5). Далі проводиться порівняльний аналіз оптимальних рішень першої та другої груп для ПЧ ЦВТ К-330-23,5. В першу чергу порівнюються геометричні характеристики, відмінності яких привели до істотної зміни параметрів ефективності ПЧ.

На рис. 14–16 представлені різниці відповідних параметрів ступенів проточних частин другої і першої груп. Як зазначалося в попередньому разі, практично у всіх ступенів всіх варіантів ПЧ другої групи геометричні кути входу робочих решіток менше відповідних кутів робочих решіток ПЧ першої групи. Особливо помітна різниця цих кутів для перших варіантів ПЧ ЦВТ. При цьому варіант ПЧ другої групи, в робочих решітках якого застосовані оригінальні профілі ІММК-У, а робочі лопатки виконані з підрізкою вихідних кромок, має вираш ККД в 1,15 % (рис. 17) у порівнянні з відповідним варіантом ПЧ з першої групи.

Цей вираш досягнуто, в основному, за рахунок зменшення геометричних кутів входу і, як наслідок, зменшення втрат від удару натікаючого потоку. Зазначене збільшення ККД, і одна з основних причин, що забезпечила це збільшення, досить добре пояснюються рис. 14–16. Якщо ефективність соплових решіток перших варіантів ПЧ дуже близькі (рис. 17), то ефективність робочих решіток першого варіанту ПЧ другої групи істотно вище ефективності відповідних решіток ПЧ першої групи оптимальних рішень. Таким чином, очевидним стає факт можливості отримання високоефективних рішень для ПЧ ЦВТ з високонавантажених ступенями, в яких використовуються робочі решітки з істотно збільшеними відносними кроками (малою кількістю робочих лопаток).

Для таких випадків доцільним є застосування в робочих решітках профілів (наприклад, ІММК-У) оригінальної форми, а лопатки допускається виконувати з підрізкою вихідних кромок. При прийнятті рішення про вибір варіанту виготовлення цільнофрезерованих робочих лопаток необхідно розуміти механізм впливу підрізки вихідних кромок на фізичні процеси в ступені і про тісний зв'язок геометрії робочих і соплових решіток з параметрами, що визначають розміри підрізки. Так, безумовно, очевидним є факт негативного впливу на ефективність робочих решіток наявності підрізки вихідних кромок (рис. 12). Однак, крім прямого негативного впливу підрізки вихідної кромки на ефективність робочої решітки високо-

навантажених ступенів турбіни, одночасно виникає ряд факторів, які непрямою чином також ведуть до додаткового зниження її ефективності.

Непрямий негативний вплив підрізання вихідних кромок на якість робочої решітки високонавантажених ступенів обумовлений, в першу чергу, наявністю прямої залежності збільшення кута виходу потоку з решітки від розмірів підрізки вихідних кромок. Зазначений факт збільшення кута виходу потоку, при інших рівних умовах, однозначно призведе до збільшення витрат робочого тіла через розглянуту решітку. Компенсація збільшення витрати і приведення його до рівня, відповідного заданій витраті в голову циліндру, може бути здійснено (при збереженні обводів ПЧ) принаймні трьома способами: зменшенням ефективного кута виходу робочої решітки (збільшення кута установки робочих профілів); зменшенням ефективного кута виходу соплової решітки; одночасним узгодженим зменшенням ефективних кутів виходу соплової і робочої решіток. Будь-який з зазначених способів відповідного зменшення витрати робочого тіла через ступень призводить до збільшення кута удару натікаючого потоку на робочу решітку. Перший спосіб забезпечується збільшенням кута установки робочих профілів. Таке рішення призводить до відповідного збільшення геометричного кута входу решітки і, як наслідок, збільшення кута удару і збільшення, пов'язаних з ним додаткових втрат в решітці.

Використання другого способу призведе до зменшення кута входу потоку в робочу решітку, що в високонавантажених ступенях також пов'язано зі збільшенням кута удару і, відповідно, зі збільшенням втрат в робочій решітці.

При застосуванні технології виготовлення цільнофрезерованих робочих лопаток з підрізкою вихідних кромок дуже важливою обставиною, що впливає на ефективність робочих решіток і всієї ПЧ, є розміри підрізок. Причому, зменшення розмірів підрізки, як було зазначено вище, дозволить знизити не тільки їх прямиї негативний вплив, але, і призведе до зменшення кутів удару натікаючого потоку на робочі решітки та пов'язаних з цим явищем додаткових втрат енергії. Зазначені особливості впливу розмірів підрізки вихідних кромок робочих лопаток на ефективність ПЧ є особливо актуальними для високонавантажених ступенів, що мають завищені значення відносних кроків робочих решіток.

В інших випадках, наприклад, для робочих решіток з оптимальними або меншим за оптимальне значення відносних шагів (зі збільшеною кількістю робочих лопаток), питома вага негативного впливу на ефективність ступеня, описаних вище непрямих факторів підрізки вихідних кромок робочих лопаток, істотно знижується. Цей факт пояснюється досить просто: такі решітки характеризуються значно меншим рівнем втрат від удару і

зниженим градієнтом залежності цих втрат від величини кута удару.

У подібних решітках вплив геометричного кута входу і, відповідно, кута удару на втрати в решітці носить досить плавний, низькоградієнтний характер [9] і не так сильно позначається на загальному результаті. Тут на перший план виходять безпосередньо втрати, пов'язані з перетіканням в зазорах, утворених підрізками вихідних кромок.

Очевидно, що в гранично можливішому випадку, в якому висота підрізки вихідних кромок матиме гарантоване мінімально необхідне значення, рівень безпосереднього негативного впливу підрізки може бути зведений до мінімуму. При цьому зазначені варіанти першої і другої груп оптимальних ПЧ, можуть виявитися практично рівноцінними з точки зору їх ефективності.

Дійсно, з одного боку застосування в робочих решітках профілів зі збільшеним радіусом кола «животика» (група 1) вносить зміну форми каналів решітки і, як наслідок, призведе до деякого збільшення профільних втрат. З іншого боку, використання в робочих решітках оригінальних (атласних) профілів пов'язане з необхідністю застосування лопаток з підрізками вихідних кромок (група 2), а значить, навіть при гарантованому забезпеченні мінімально необхідної для складання робочих коліс висоти підрізки будуть присутні відповідні втрати, пов'язані з цим.

Цілком ймовірно, що при незначному збільшенні радіусу кола «животика» (наприклад, не більше ніж на 10 %), а також при забезпеченні мінімально необхідної висоти підрізки вихідних кромок, відповідні рівні додаткових втрат в решітках, обумовлені зазначеними фактами, можуть мати досить близькі значення. Для перевірки і підтвердження вищезазначеного спеціально були проведені розрахунки ефективності двох робочих решіток.

Для перевірки і підтвердження вищесказаного спеціально були проведені розрахунки ефективності двох робочих решіток. Перша решітка складена з профілів 1ММК-У оригінальної форми, а друга з модифікованих профілів 1ММК-У, у яких радіус кола «животика» збільшено порівняно з оригінальним профілем на 9,82 %. Відносні кроки решіток були однаковими і рівними 0,8. При розрахунках моделювалося безударне натікання на решітки. Розрахунки підтвердили негативний вплив збільшення радіусу кола «животика» на характер обтікання і на економічність решіток, які використовують такі профілі. У решіток з профілями зі збільшеним на 9,83 % радіусом кола «животика» коефіцієнт профільних втрат решітки збільшився на 0,07 % (абсолютних) у порівнянні з вихідною решіткою з оригінальних профілів 1ММК-У. Таким чином, результати попередніх порівняльних розрахунків з оцінки впливу збільшення радіусу «животика» на ефективність тур-

бінних решіток дозволяють говорити про близькі рівні економічності зазначених варіантів ПЧ ЦВТ (з підрізкою вихідних кромок робочих лопаток і без підрізування). Порівняльний аналіз двох технологічних підходів виготовлення цільнофрезерованих робочих лопаток показує, що в залежності від конкретних умов і, пов'язаних з ними різного роду конструкційних, технологічних і техніко-економічних обмежень, оптимальні рішення для ПЧ були знайдені як для конструкцій, що використовують підрізку вихідних кромок, так і для конструкцій з робочими лопатками без підрізки вихідних кромок. При цьому слід зазначити, що остаточне рішення щодо вибору того чи іншого варіанту слід приймати з урахуванням аналізу міцності робочих лопаток (виникнення концентрації напружень в місцях підрізки вихідних кромок, ймовірності виникнення втомних тріщин при тривалій експлуатації турбін і т.п.).

Висновки

1 Виконана багатопараметрична оптимізація конструктивних і термогазодинамічних параметрів ПЧ ЦВТ К-330-23,5 показала, що без застосування сучасних методів оптимального проектування виявити приховані резерви підвищення ефективності сучасних осьових турбін неможливо.

2 Знайдені 12 оптимальних рішень для ПЧ ЦВТ К-330-23,5 дозволяють оцінити вплив на ефективність ЦВТ, як чисел робочих лопаток, так і порівняти два технологічних підходи виготовлення робочих лопаток – з підрізуванням вихідних кромок і без такої.

3 В залежності від потреб виробника можна використовувати обидві технології виготовлення цільнофрезерованих лопаток з забезпеченням високих рівнів ККД ПЧ турбіни.

4 Для підвищення точності порівняння, зазначених технологічних підходів виготовлення цільнофрезерованих лопаток надалі необхідно більш детально вивчити вплив збільшення радіусу кола «животика» модифікованих профілів на ефективність робочих решіток за аналогією методики оцінки впливу підрізування вихідних кромок на ефективність робочої решітки та ступені в цілому [9].

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, Mark 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>.
- Ogaday, W., Moore, W., Mala-Jetmarova, H., Gebreslassie, M., Tabora, G.R., Belmont, M.R., Savić, D. A. Comparison of multiple surrogates for 3D CFD model in tidal farm optimization. *Procedia Engineering*. 2016. No. 154. P. 1132–1139. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.523>.
 - Mehmani, A. *Uncertainty-integrated surrogate modeling for complex system optimization : Ph.D. thesis*. Syracuse University, 2015.
 - 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.
 - 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. doi: 10.1063/1.5081658.
 - Усатий А. П. *Всерезишная многопараметрическая многокритериальная оптимизация проточной части турбин в интегрированном информационном пространстве* : дис. ... д-р техн. наук: 05.05.16 / Усатий Александр Павлович. Харків, 2012. 418 с. Библиогр.: С. 359–376.
 - Boiko A., Govorushchenko Yu., Usaty A. *Optimization of the Axial Turbines Flow Paths*. New York: Science Publishing Group, NY 10018, U.S.A., 2016.
 - 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 «ХП»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2014. № 13(1056). С. 5–10. Библиогр.: 10 назв. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).
 - Бойко А. В., Говорущенко Ю. Н., Усатий А. П. Интегрированное информационное пространство САПР «Турбоагрегат» – методологическое обеспечение и программная реализация. *Электронное моделирование*. Киев: Академперіодика, 2009. № 2. С. 43–55.
 - Бойко А. В., Усатий А. П., Авдеева Е. П. Создание методики оценки влияния подрезки выходных кромок на эффективность турбинных решеток активного типа. *Проблеми машинобудування*. Харків: ППМаш ім. А.М. Підгорного. 2010. Т. 13. № 6. С. 9–16.
 - 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>.
 - 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>.
 - Ogaday, W., Moore, W., Mala-Jetmarova, H., Gebreslassie, M., Tabora, G.R., Belmont, M.R., Savić, 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>.
 - Mehmani, A. (2015), *Uncertainty-integrated surrogate modeling for complex system optimization*, Ph.D. thesis, Syracuse University.
 - 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.
 - 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, pp. 020025. doi: 10.1063/1.5081658.
 - Usatyi O. P. (2012), *All-mode multi-parameter multicriteria optimization of the turbine flow path in the integrated information space* : dis. ... Dr. Tech. Sciences: 05.05.16 / Usatyi Oleksandr Pavlovich, Kharkov, 418 p.
 - Boiko A., Govorushchenko Yu., Usaty A. (2016), *Optimization of the Axial Turbines Flow Paths*, Science Publishing Group, New York, NY 10018, U.S.A.
 - 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).
 - Boiko A. V., Govorushchenko Yu. N., Usatyi O. P. (2009), “Integrated information space CAD “Turboagregat” – methodological support and software implementation”, *Electronic modeling*, no. 2, pp. 43–55.
 - Boiko A. V., Usatyi O. P., Avdieieva O. P. (2010), “Creation of a methodology for assessing the effect of trimming trailing edges on the efficiency of active-type turbine grids”, *Problems of mechanical engineering*, vol. 13, no. 6, pp. 9–16.

References (transliterated)

- 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>.

Надійшла (received) 18.01.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Усатий Олександр Павлович (Усатый Александр Павлович, Usatyi Oleksandr) – 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>.

Авдеева Елена Петровна (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@khpri.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9358-4265>.

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

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

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

I. А. ПАЛЬКОВ, С. А. ПАЛЬКОВ, О. І. ІЩЕНКО, О. П. АВДЄЄВА

СТВОРЕННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ТУРБИНИ К-1250-6,9/25 З ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДІВ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Розглядаються основні принципи, які використовуються при створенні проточних частин (ПЧ) циліндрів високого (ЦВТ), середнього (ЦСТ) і низького тисків (ЦНТ) турбіни К-1250-6,9/25. Описуються підходи до чисельного експерименту при проектуванні проточних частин, перевагою якого є менші трудові, часові і фінансові витрати та більша інформативність порівняно з фізичним експериментом над проточними частинами. При проектуванні проточних частин циліндрів високого і середнього тиску (ЦВСТ) чисельний експеримент виконується за допомогою методу тривимірних в'язких течій. Для цього побудована тривимірна модель облопачування проточної частини, яка складається з великої кількості скінчених об'ємів (елементів) у формі шестигранників, в кожному з яких виконується інтегрування рівнянь газової динаміки. При розробці ЦНТ використовується метод параметризації і аналітичного профілювання перетинів вінців лопаток, при якому профілі описуються кривими четвертого і п'ятого порядків з умовою забезпечення мінімального значення максимальної кривизни і монотонності зміни тривимірної геометрії лопатки вздовж висоти. Такий метод дозволяє отримати оптимальні профілі перетинів лопаток, які максимально відповідають лініям струму і мінімізувати профільні втрати енергії при обтіканні лопаток потоком.

Ключові слова: проточна частина, профіль лопатки, турбоустановки, чисельний метод, параметрична модель.

И. А. ПАЛЬКОВ, С. А. ПАЛЬКОВ, О. И. ИЩЕНКО, Е. П. АВДЕЕВА

СОЗДАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ К-1250-6,9/25 С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДОВ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Рассматриваются основные принципы, которые используются при создании проточных частей (ПЧ) цилиндров высокого (ЦВД), среднего (ЦСД) и низкого давлений (ЦНД) турбины К-1250-6,9 / 25. Описываются подходы к численному эксперименту при проектировании проточных частей, преимуществом которого является уменьшение трудовых, временных и финансовых затрат и большая информативность по сравнению с физическим экспериментом над проточными частями. При проектировании проточных частей цилиндров высокого и среднего давления (ЦВСД) численный эксперимент выполняется с помощью метода трехмерных вязких течений. Для этого построена трехмерная модель облопачивания проточной части, состоящей из большого количества конечных объемов (элементов) в форме шестигранников, в каждом из которых выполняется интегрирование уравнений газовой динамики. При разработке ЦНД используется метод параметризации и аналитического профилирования сечений венцов лопаток, при котором профили описываются кривыми четвертого и пятого порядков с условием обеспечения минимального значения максимальной кривизны и монотонности изменения трехмерной геометрии лопатки вдоль высоты. Такой метод позволяет получить оптимальные профили сечений лопаток, которые максимально соответствуют линиям тока и минимизировать профильные потери энергии при обтекании лопаток потоком.

Ключевые слова: проточная часть, профиль лопатки, турбоустановки, численный метод, параметрическая модель.

I. PALKOV, S. PALKOV, O. ISHCENKO, O. AVDIEIEVA

DEVELOPING THE FLOW PATH FOR THE K-1250-6.9/25 TURBINE UNIT USING THE OPTIMAL DESIGN METHODS

The paper considers the main principles that are used to develop the flow paths (FP) of the high-pressure cylinders (HPC), intermediate-pressure cylinders (IPC), and low-pressure cylinders (LPC) for the K-1250-6.9/25 turbine unit. It describes approaches to the numerical experiment when designing flow paths, the advantage of which is lower labor, time and financial costs and higher informativeness compared to the physical experiment on flow paths. When designing the flow paths of high- and intermediate-pressure cylinders (HIPC), the numerical experiment is performed using the three-dimensional viscous-flow method. For this purpose, a three-dimensional model of the blade system in the flow path is built, which consists of a large number of finite volumes (elements) in the shape of hexagons, in each of which the integration of the equations of gas dynamics is performed. When developing LPC, the method of parameterization and analytical profiling of the blade crown sections is used, where the profiles are described by the curves of the fourth and fifth orders with the condition of providing the minimum value of the maximum curvature and monotonicity of variation of the three-dimensional blade geometry along height. This method allows obtaining the optimal profiles of the cross sections of the blades, which correspond to the current flow lines to the fullest extent, and minimizing the profile energy losses when the flow flows around the blades.

Key words: flow path, blade profile, turbine units, numerical method, parametric model.

Вступ

У сучасному світі досі потужні парові турбіни відіграють велику роль, тому що вони виробляють більше 80 % електроенергії у всьому світі. За оцінками міжнародного енергетичного агентства (IEA) [1] до 2035 року рівень світового споживання електроенергії зросте на 35–40 %, відповідно подібна тенденція буде спостерігатися і в Україні. Саме тому виникає необхідність проводи-

ти оновлення і модернізацію існуючого енергетичного обладнання, на підставі закону України про енергозбереження [2], так як більша частина електроенергії виробляється паровими турбінами.

На сьогодні, як і раніше, дуже важливу роль при проектуванні та доведенні проточних частин (ПЧ) турбомашин грає фізичний експеримент, а також створені на його основі емпіричні моделі. Однак, останні 15–20 років простежується тенденція збільшення в цьому процесі частки чисельного

© I. А. Пальков, С. А. Пальков, О. І. Іщенко, О. П. Авдєєва, 2021

експерименту або застосування на етапі проектування аналітичного профілювання максимальної кількості елементів ПЧ [3, 4].

Мета роботи

Мета роботи полягає у визначенні підходу до чисельного експерименту при проектуванні проточних частин, перевагою якого є менші трудові, часові і фінансові витрати та більша інформативність порівняно з фізичним експериментом над проточними частинами.

Постановка задачі

У даній роботі описані основні принципи, які використовуються при створенні ПЧ ЦВТ, ЦСТ і ЦНТ турбіни К-1250-6,9/25. Так, використовуючи чисельний експеримент, виконано розробку ПЧ ЦВСТ (рис. 1).

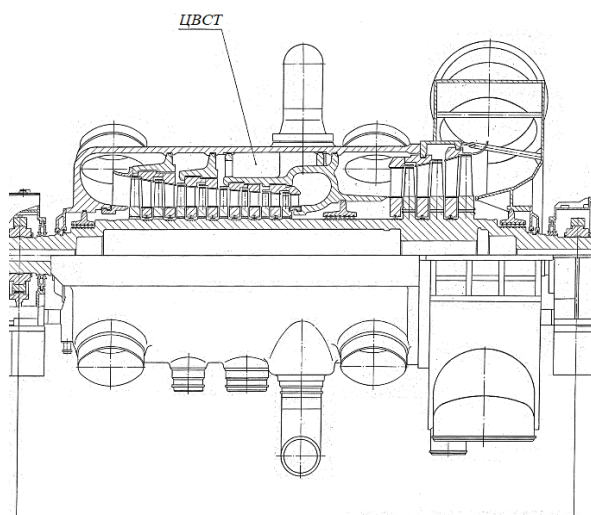


Рис. 1 – Поздовжній розріз ЦВСТ турбіни К-1250-6,9/25

Даний метод має ряд переваг в порівнянні з фізичним експериментом, серед яких є суттєво менші фінансові, трудові та часові витрати, а також більш висока інформативність одержуваних результатів. Тому актуальність розвитку, вдосконалення та використання в проектуванні чисельних моделей розрахунку просторових нестационарних газодинамічних процесів в ПЧ турбомашин різного типу очевидна.

Застосування саме зазначених вище методів розрахунку тривимірних в'язких течій дозволило виконати науково-дослідну роботу по темі «Розробка попереднього варіанту ПЧ ЦВСТ парової турбіни К-1250-6,9/25 на основі методів розрахунку тривимірних в'язких течій».

При створенні ПЧ ЦНТ використовувався дещо інший підхід. Застосовувався метод параме-

тризації і аналітичного профілювання вінців лопаток, в якому профілі лопаток описуються кривими четвертого і п'ятого порядків з умовою забезпечення мінімального значення максимальної кривизни [5, 6].

Створення ПЧ ЦВСТ

Застосовуваний в цій роботі чисельний метод забезпечив виконання таких важливих вимог, як: консервативність, ентропійна умова, монотонність і точність. Даний метод відноситься до розряду скінчено-об'ємних чисельних методів встановлення за часом, за допомогою якого виконується інтегрування рівнянь газової динаміки.

Фізична область відображається на розрахункову за допомогою різницевої сітки, що складається зі скінчених об'ємів (елементів), які являють собою прості геометричні фігури – тетраедри, піраміди, шестигранники і т. п. У цій роботі в якості скінченого об'єму розглядається шестигранник (гексаедр).

Для забезпечення консервативності в основу використовуваних методів закладено чисельне інтегрування рівнянь за скінченим об'ємом ΔV .

Елементи структурованих сіток, як правило, є шестигранниками. За допомогою структурованої сітки можна описати геометричні об'єкти досить простої форми, які відображаються на шестиграннику (рис. 2).

На основі серії варіаційних розрахунків з використанням представленого методу розроблена тривимірна модель облопачування ПЧ ЦВТ і ЦСТ турбіни К-1250-6,9/25, вид якої представлений на рис. 3.

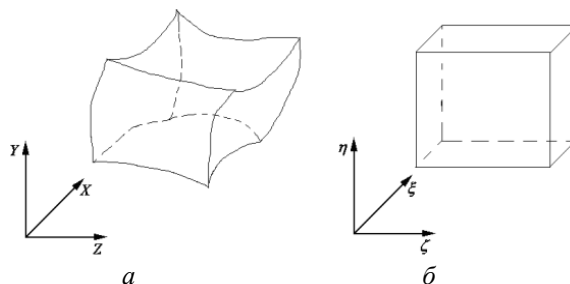


Рис. 2 – Відповідність між областями в фізичних і узагальнених координатах:
а – фізична область; б – область в узагальнених координатах

Створення ПЧ ЦНТ

Незважаючи на те, що на теперішній день аеродинамічне вдосконалення плоских решіток близько до межі, задача їх параметризації, як і раніше актуальна для подальшого розвитку наукового напрямку оптимального проектування ПЧ турбомашин. У багатьох випадках при зміні тривимірної

геометрії лопатки необхідно змінити і форму решітки профілів як з метою поліпшення обтікання, так і для забезпечення заданих інтегральних характеристик (масової витрати, теплового перепаду, реактивності та ін.).

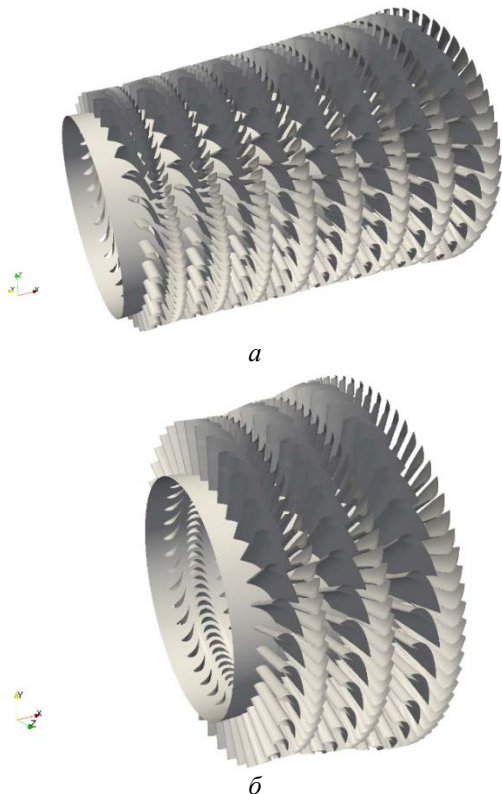


Рис. 3 – Візуалізація тривимірної моделі ПЧ циліндрів турбіни К-1250-6,9/25: а – ЦВТ; б – ЦСТ

Одним із найбільш важливих критеріїв, які висуваються до профілізації лопаткових апаратів, є забезпечення мінімуму профільних втрат при обтіканні лопатки потоком [7].

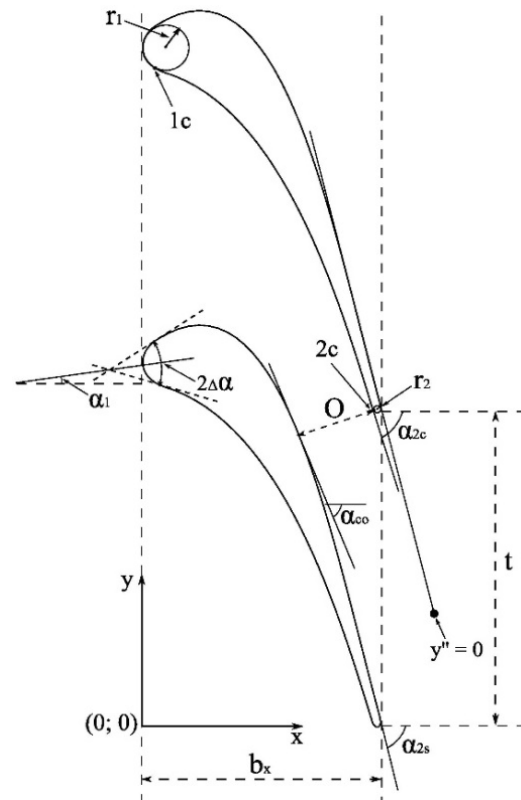


Рис. 4 – Решітка профілів

Забезпечення умови мінімального значення максимальної кривизни для кривих описуючих профіль дозволяє поліпшувати аеродинамічні властивості турбінних лопаток.

У використуваному при проектуванні ПЧ ЦНТ турбіни К-1250-6,9/25 методі параметризації і аналітичного профілювання [8] лопатки задаються довільним набором плоских профілів, кожен з яких розглядається в декартовій системі координат з віссю абсцис, паралельною осі турбіни, і віссю ординат, що збігається з фронтом решітки (рис. 4).

Профіль описується вхідною та вихідною кромками, а також кривими спинки й коритця. Вхідна і вихідна кромки є колами, а криві спинки і коритця – многочленами 5-го та 4-го порядку.

Величина горла визначається за заданим значенням кроку решітки та ефективним кутом

$$O = t \cos \alpha_{2ef}$$

Для зменшення числа параметрів, необхідних для аналітичного опису лопатки, вихідні дані задаються в деякому числі довільних перетинів (звичай 2–3). У цьому випадку крок решітки визначається по радіусу перетину та числу лопаток, а

вихідні дані для побудови профілів в необхідній кількості довільних перетинів обчислюються по квадратичним залежностям, що забезпечує монотонність зміни поверхні лопатки.

В результаті параметричного оптимізаційного процесу отримано розподіл ліній струму, описаних кубічними інтерполяційними сплайнами, які відповідають середнім лініям струминок течії ПЧ ЦНТ К-1250-6,9/25 (рис. 5).

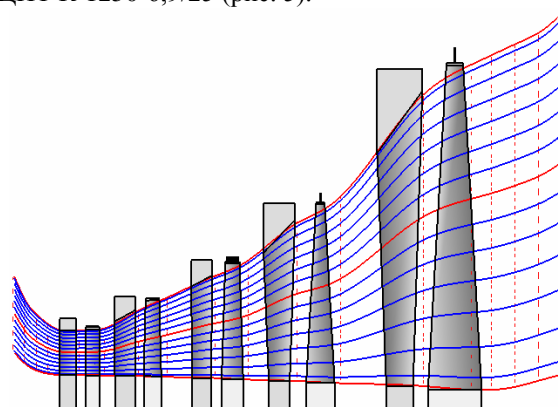


Рис. 5 – Лінії струму в ПЧ ЦНТ К-1250-6,9/25

Висновки

З використанням методів оптимального проектування створені проточні частини циліндрів високого, середнього та низького тисків. В ході чисельного експерименту при проектуванні проточних частин використовувались підходи з меншими трудовими, часовими та фінансовими витратами.

Проведено серію варіаційних розрахунків з використанням представленого методу та розроблена тривимірна модель облопачування ПЧ ЦВТ і ЦСТ турбіни К-1250-6,9/25.

Виконано оптимізацію проточної частини ЦНТ К-1250-6,9/25 та отримано розподіл ліній струму, описаних кубічними інтерполяційними сплайнами, які відповідають середнім лініям струминок течії ПЧ ЦНТ.

Список літератури

1. *International Energy Agency*. Worldenergyoutlook. 9 November, 2011. Режим доступу http://www.iea.org/weo/docs/weo2011/es_russian.pdf.
2. Закон про енергозбереження України. *Верховна рада України*. – Режим доступу <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/74/94-вр>.
3. Usatyi, O., Avdieieva, O., Maksuta, 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. P. 020025. doi: 10.1063/1.5081658
4. Бойко А. В., Усатый А. П., Авдеева Е. П. Методология объектно-ориентированной комплексной оптимизации проточных частей мощных паровых турбин с учетом переменного режима работы. *Вісник НТУ «ХП»*. 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).
5. Бойко А. В., Говорущенко Ю. Н. *Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбин: учебн. [для студ. высш. учеб. завед.]*. Харьков: Выща школа, 1989. 217 с.
6. Годунов С. К., Забродин А. В., Иванов М. Я. [и др.] *Численное решение многомерных задач газовой динамики*. Москва: Наука, 1976. 400 с.
7. Бойко А. В., Гаркуша А. В. *Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин: расчёты, исследования,*

оптимизация, проектирование. Харьков: ХГПУ, 1999. 360 с.

8. Усатый А. П. Определение начальных приближений параметров проточной части осевой турбины в задачах оптимального синтеза и анализа. *Энергобережение, энергетика, энергоаудит*. Харьков, 2008. № 11. С. 14–20.

References (transliterated)

1. (2011), *International Energy Agency*. Worldenergyoutlook. 9 November, http://www.iea.org/weo/docs/weo2011/es_russian.pdf.
2. “Zakon pro enerhozberezhennia Ukrainy”, *Verkhovna rada Ukrainy*. <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/74/94-вр>.
3. Usatyi, O., Avdieieva, O., Maksuta, 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, doi: 10.1063/1.5081658
4. 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). P. 5–10. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line).
5. Boyko A. V., Govorushchenko Yu. N. (1989), *Osnovy teorii optimalnogo proyektirovaniya protochnoy chasti osevykh turbin: uchebnyk* [Fundamentals of the Theory of Optimal Design of the Flow Path of Axial Turbines: Textbook. [For students of higher educational institutions], Vyscha shkola, Kharkov, 217 p. (in Russian).
6. Godunov S. K., Zabrodin A. V., Ivanov M. Ya. [et al.] (1976), *Chislennoye resheniye mnogomernykh zadach gazovoy dinamiki* [Numerical Solution to Multidimensional Problems of Gas Dynamics], Nauka, Moscow, 400 p. (in Russian).
7. Boyko A. V., Garkusha A. V. (1999), *Aerodinamika protochnoy chasti parovykh i gazovykh turbin: raschyoty, issledovaniya, optimizatsiya, proyektirovaniye* [Aerodynamics of the Flow Path of Steam and Gas Turbines: Calculations, Research, Optimization, Design], Kharkiv National Pedagogical University, Kharkov, 360 p. (in Russian).
8. Usaty A. P. (2008), “Opredeleniye nachalnykh priblizheniy parametrov protochnoy chasti osevoy turbiny v zadachakh optimalnogo sinteza i analiza [Determination of Initial Approximations of the Parameters of the Flow Path of an Axial Turbine in the Problems of Optimal Synthesis and Analysis]”, *Energozberezheniye, energetika, энергоаудит*, no. 11, pp. 14–20 (in Russian).

Надійшла (received) 01.02.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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: igor.palkov@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.

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@khp.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9358-4265>.

I. В. КОБЗАР, В. Р. ПОЛІЄНКО, О. М. ГНИТЬКО, О. В. ТРЕТЯК

ДИНАМІКА І МІЦНІСТЬ КОРПУСІВ ТА ОПОРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ

Виконано аналіз причин виникнення аварійних ситуацій в вузлі підп'ятника гідрогенератора великої потужності. Розглянуто існуючі методики розрахунків напруженого стану камер підп'ятника, як найбільш навантажених елементів гідроагрегату. Вивчено основні особливості роботи вузла підп'ятника стосовно до опор ковзання. Представлена оновлена схема навантаження опор ковзання. Вперше виконаний розрахунок пружних камер підп'ятника в тривимірній постановці з урахуванням фізичних властивостей масла, матеріалу камер і нерівномірності існуючих навантажень.

Ключові слова: підп'ятник, втомний розрахунок, тривимірне моделювання, крива втоми.

И. В. КОБЗАРЬ, В. Р. ПОЛИЕНКО, А. Н. ГНИТЬКО, А. В. ТРЕТЬЯК **ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ КОРПУСОВ И ОПОРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ**

Выполнен анализ причин возникновения аварийных ситуаций в узле подпятника гидрогенератора большой мощности. Рассмотрены существующие методики расчетов напряженного состояния камер подпятника, как наиболее нагруженных элементов гидроагрегата. Изучены основные особенности работы узла подпятника применительно к опорам скольжения. Представлена обновленная схема нагрузки опор скольжения. Впервые выполнен расчет упругих камер подпятника в трехмерной постановке с учетом физических свойств масла, материала камер и неравномерности существующих нагрузок.

Ключевые слова: подпятник, усталостный расчет, трехмерное моделирование, кривая усталости.

I. KOBZAR, V. POLIENKO, O. GNYTKO, O. TRETIK **DYNAMICS AND STRENGTH OF HOUSINGS AND SUPPORTING ELEMENTS OF HYDROGENERATOR DESIGN**

The basic designs of Hydrogenerators are considered in the presented scientific work. It is shown that one of the most loaded units of Hydrogenerator is the thrust bearing. The analysis of the causes of emergencies in the thrust bearing unit of the high power Hydrogenerator is performed based on the experience of operation. Cause-and-effect relations of origin and development of defects are determined. Existing methods of calculation of the stressed state of the chambers of the thrust bearing unit in the classical formulation for the stationary mode of operation are considered. The main features of the thrust bearing unit operation with respect to the features of the sliding supports were studied. An updated Diagram of the sliding supports loading is presented. For the first time, the calculation of the elastic chambers of the thrust bearing was performed in three-dimensional formulation taking into account the physical properties of the oil, the material of the chambers and the unevenness of the existing loads. It is shown that the applied designs of SE "Plant "Electrotyazhmash" can be used in high power Hydrogenerators in the entire range of operational loads without restrictions.

Key words: the thrust bearing, fatigue calculation, three-dimensional modeling, fatigue curve.

Вступ

Дністровська ГАЕС входить до складу Дністровського комплексного гідровузла, що включає так само Дністровську ГЕС-1 і Дністровську ГЕС-2 (буферний гідровузел).

Дністровська ГАЕС у складі семи оборотних гідроагрегатів по 324 МВт кожен і загальною сумарною потужністю 2268 МВт в генераторному режимі і 2947 МВт в насосному, при виході на проектну потужність стане найбільшою гідроакмулюючою станцією в Європі. Будівництво станції було розпочато в 1983 році, в 1988 був затверджений проект, в 1993 проект пройшов перезатвердження, а в 1998 – міжнародну експертизу швейцарської інжинірингової компанії *Elektrowat Engineering Services Ltd*, на замовлення Світового Банку, яка підтвердила технічну, технологічну, економічну і фінансову доцільність продовження будівництва станції. У грудні 2009 р. був пушений перший гідроагрегат, а в грудня 2013 р. – другий. В даний час ведеться робота по введенню третього

гідроагрегату і завершення першого етапу будівництва Дністровської ГАЕС.

Тому дослідження міцності елементів конструкцій гідрогенераторів Дністровської ГЕС є актуальною задачею.

Мета роботи

Дослідження міцностних та динамічних характеристик елементів конструкцій гідрогенераторів Дністровської ГЕС, а саме дворядний підп'ятник на гідравлічній опорі генератора Дністровської ГЕС.

Розрахунок підп'ятника на гідравлічній опорі

Розглядається дворядний підп'ятник на гідравлічній опорі генератора Дністровської ГЕС. Кількість сегментів – 20, а осьове навантаження, яке діє на підп'ятник при номінальному режимі, дорівнює 260 т.

Досліджуються механічні напруження у внутрішній і зовнішній гофрованих камерах дворядного під'ятника, в опорних тарілках і опорних болтах, від дії сил, що припадають на сегменти. Розрахунок проведено аналітичним методом і методом тривимірного моделювання.

Як базовий матеріал для камер вузла під'ятника розглядається термооброблена Сталь 35 (табл. 1 і 2), гр. V, КП215 ДСТУ 7809:2015 [1], ГОСТ 8479-70 [2], з границею пластичності $\sigma_T = 215$ МПа, або зарубіжні аналоги [3]. Перевірка на відповідність всіх механічних властивостей матеріалу камер під'ятника проводиться по ГОСТ 8479-70 для V групи [2]. В результаті границя пластичності сталі склала 220 МПа. Початковий модуль пружності масла дорівнює $E_{ж} = 1,7 \cdot 10^9$ Н/м².

Таблиця 1 – Хімічний склад Сталі 35 за ківшевою пробю відповідно до ГОСТ 1050, %

C	0,32–0,4
Si	0,17–0,37
Mn	0,5–0,8
Ni	≤0,3
S	≤0,035
P	≤0,03
Cr	≤0,25
Cu	≤0,3
As	≤0,08

Таблиця 2 – Механічні властивості Сталі 35

Стандарт	ГОСТ 1050
Межа пластичності, МПа	315
Тимчасовий опір розриванню, МПа	530
Відносне подовження, %	20
Відносне звуження, %	45

Аналітичний розрахунок

Аналітичний розрахунок під'ятника проводиться по РТМ16.682.046-74. «Гідроенергетики. Розрахунки механічні» [4].

На рис. 1 наведено креслення опорного болта з гофрованою камерою гідравлічного під'ятника внутрішнього ряду із зазначенням всіх геометричних розмірів. Товщина гофри внутрішнього ряду дорівнює 1 см, а зовнішнього – 1,2 см.

При виконанні аналітичного розрахунку пошук жорсткості всієї конструкції проводиться шляхом складання жорсткості камери, яка обумовлюється стисливістю масла, і жорсткості порожньої камери

$$C = 0,85A + B,$$

де A – жорсткість камери, яка обумовлюється стисливістю масла;

B – жорсткість порожньої камери.

Механічні характеристики порожньої камери і камери, заповненої маслом, були отримані з додаткової літератури, в якій наводяться залежності тиску масла всередині камери від дії осової сили $P = f(Q)$ для різної товщини гофр [5].

В результаті аналітичного розрахунку встановлено, що повне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр внутрішнього ряду від осового переміщення і тиску масла становить [6]

$$\sigma_{B1} = \sigma_{B1}(u) + \sigma_{B1}(p) = 27,5 + 141 = 168,5 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{B1}(u)$ – максимальне меридіональне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр внутрішнього ряду від дії осового переміщення;

$\sigma_{B1}(p)$ – максимальне меридіональне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр внутрішнього ряду від тиску масла всередині камери.

Повне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр зовнішнього ряду від осового переміщення і тиску масла [6]

$$\sigma_{B2} = \sigma_{B2}(u) + \sigma_{B2}(p) = 51 + 102 = 153 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{B2}(u)$ – максимальне меридіональне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр зовнішнього ряду від дії осового переміщення;

$\sigma_{B2}(p)$ – максимальне меридіональне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр зовнішнього ряду від тиску масла всередині камери.

Таким чином, рівень напружень в гофрах під'ятника не перевищує допустимих значень.

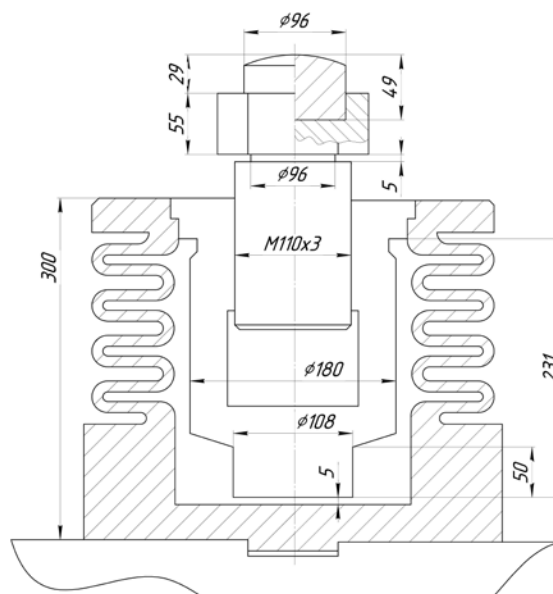


Рис. 1 – Опорний болт під'ятника внутрішнього ряду

Тривимірне чисельне розв'язання

Розглянуто тривимірну розрахункову модель камери підп'ятника, яка виконана методом скінченних елементів (МСЕ) (*SolidWorks Simulation*). На рис. 2 подана розрахункова сітка і граничні умови навантаження вузла підп'ятника під дією сумарного осьового навантаження від тиску води і обертових частин гідромашини, а також від маси обертових частин насос-турбіни і реакції води.

Параметри сітки цієї камери наведені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Параметри сітки

Тип сітки	Комбінована сітка
Розбиття, що використовується	Стандартна сітка
Автоматичне згущення сітки	Викл.
Включити автоцикли сітки	Викл.
Точки Якобіана	4 точки
Перевірка Якобіана для оболонки	Вкл.
Розмір елемента	7 мм
Допуск	0,35 мм
Якість сітки	Висока
Всього вузлів	2017346
Всього елементів	1351299

Як видно з рис. 2 розрахункова посудина (камера підп'ятника) є замкнутою. Це означає, що фізичні властивості масла будуть скрізь однакові, а, отже, і тиск у всіх точках камери буде практично постійним ($P = \text{const}$).

Послідовне навантаження підп'ятника розглянуто при невеликих збільшеннях навантаження, що дозволило спостерігати незначну зміну модуля пружності масла для кожної ітерації.

На рис. 3 подано поля тиску всередині камер підп'ятника при номінальній потужності генератора.

Розрахунки виконані за допомогою пакету *SolidWorks Flow Simulation*. З рис. 3 видно, що тиск масла всередині камер при номінальному навантаженні дорівнює близько 9 МПа.

Розподіл напружень на поверхні гофрованої камери зовнішнього ряду наведено на рис. 4, а поле напружень в її поперечному перетині – на рис. 5. На всіх рисунках наводяться значення напружень, обчислених по Мізесу.

З розрахунків, що зображені на рис. 4–7, видно, що максимальні напруження в камері зовнішнього ряду спостерігаються в вершинах внутрішніх заокруглень гофр, де воно досягає 170 МПа. Ці дані якісно і кількісно узгоджуються з аналітичним розв'язком, що підтверджує достовірність запропонованого методу.

Необхідно відзначити, що в аналітичному розрахунку максимальні розтягуючі напруження в камері мають дещо менші значення та є рівними 153 МПа. При цьому в аналітичному методі використовується спрощена розрахункова схема камери, яка заснована за інженерною методикою. Тому відміна, що спостерігається, в 10 % в значеннях максимальних напружень пояснюється більш точним описом просторового характеру деформування камери в запропонованому скінченно-елементному тривимірному підході. При цьому у всіх наведених вище результатах розрахунку МСЕ наведені значення не просто напружень, що розтягуються, а напружень по Мізесу.

Таким чином, запас міцності за межею текучості для підп'ятника становить близько 1,3, що задовольняє вимогам ТХ116М.0133 [7] щодо втоми конструкції та відповідає нормам міцності.

Зважаючи на те, що гідроагрегати повинні працювати не менше 40 років, а умови експлуатації вимагають високої маневреності електричних машин, був проведений додатковий аналіз роботи вузла на втому. При виконанні розрахунку на втому повинні бути враховані такі фактори:

- технологічний фактор;
- геометричний фактор;
- фактор шорсткості поверхні (враховує додатковий вплив шорсткості на локальні напруження і, отже, на втому міцність компонента);
- фактор впливу поверхневого зміцнення (враховує вплив залишкового напруження, твердості зміненого стану поверхні на міцність від утоми відповідної технологічної процедури).

З проведених досліджень видно (див. рис. 6), що вироблення (зношеність) конструкції відбудеться не раніше, ніж через 100 тис. циклів. Це задовольняє вимогам ГОСТ 14965-80 [9], де встановлено необхідний термін експлуатації близько 55000 циклів. Вироблення (зношеність) конструкції станеться значно пізніше розрахункового терміну експлуатації конструкції, який для генератора становить 40 років.

Таким чином, проведено дослідження міцності камери підп'ятника Дністровської ГЕС при дії експлуатаційних навантажень на номінальному режимі підтвердило його міцність і необхідний термін експлуатації.

Розглянуто особливості експлуатації, проектування і виконань конструкцій опорних елементів електричних машин великої потужності. Показано, що найбільш навантаженими елементами, що сприймають контактні навантаження, є жорсткі підп'ятники, а саме тарілки і опорні болти. Реалізовано метод математичного моделювання напруженого стану в тривимірній постановці. Уточнено допустимі напруження в зоні контакту, що враховують особливості геометрії зони зіткнення тарілки з болтом.

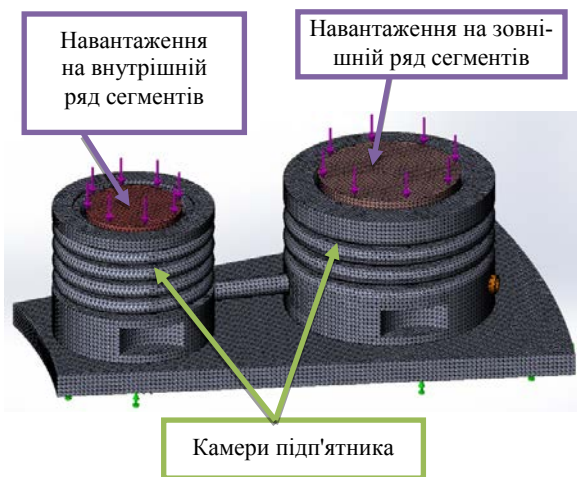


Рис. 2 – Розрахункова сітка і граничні умови для вузла під'ятника

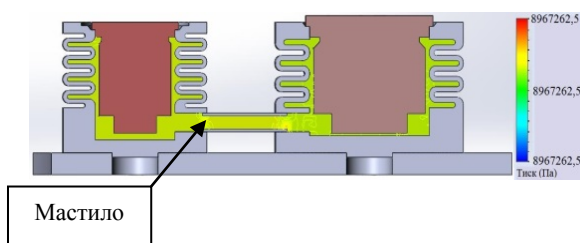


Рис. 3 – Поля тиску всередині камер під'ятника

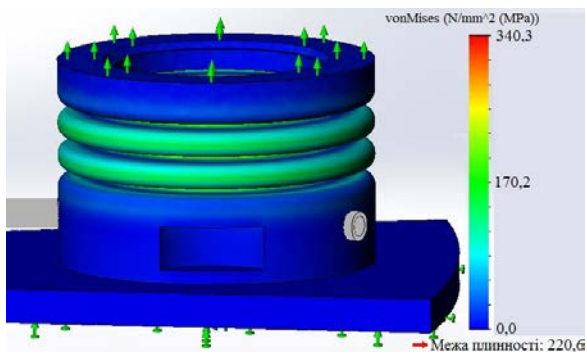


Рис. 4 – Поле напружень на поверхні камери

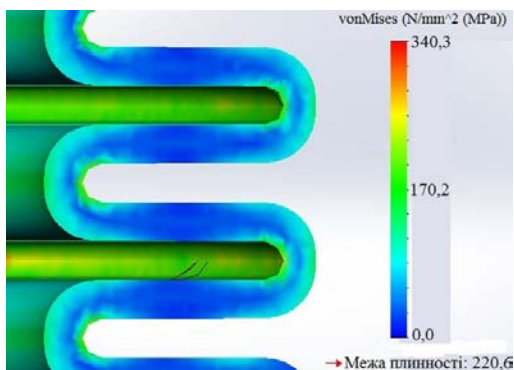


Рис. 5 – Поле напружень в гофрах камери

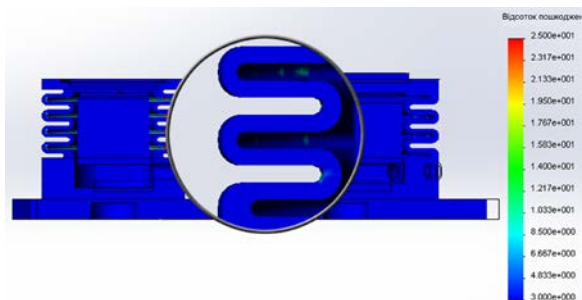


Рис. 6 – Відсоток пошкоджень камер під'ятника

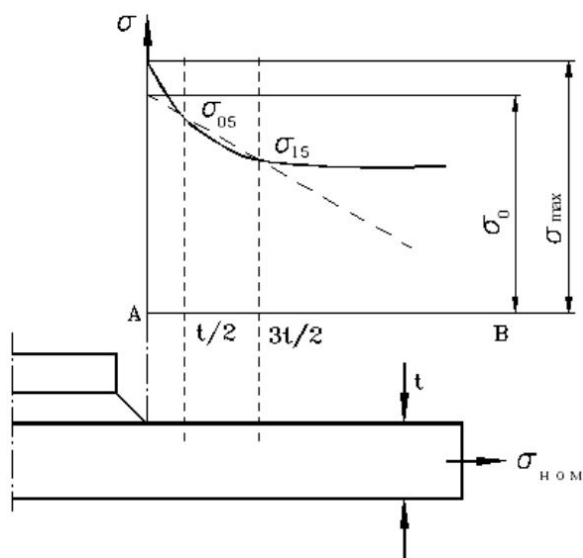


Рис. 7 – Застосування методики HSS для визначення геометричних напружень

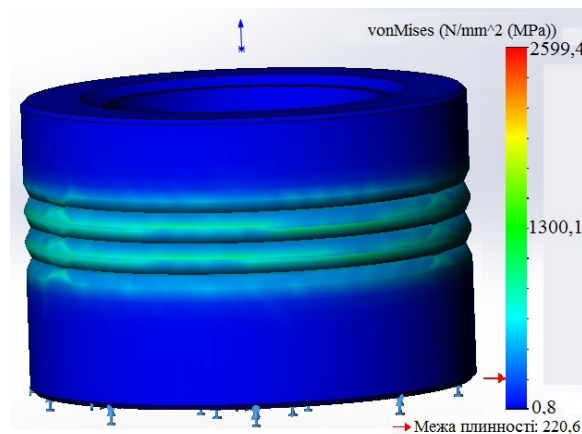


Рис. 8 – Поле напружень в камері під'ятника

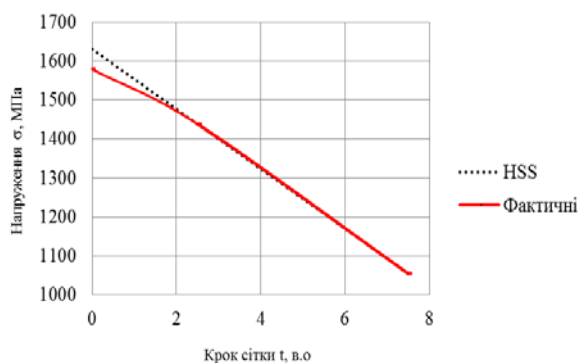


Рис. 9 – Результати методики *HSS* для визначення геометричних напружень в камері під'ятника

Проведено дослідження НДС під'ятників для генераторів великої потужності виробництва ДП «Завод «Електроважмаш». Виконано розрахунок міцності дворядних під'ятників жорсткого (Нурекська ГЕС) і гідравлічного (Дністровська ГАЕС) типів. Наведено формулювання граничних умов і результати розрахунку НДС під'ятників при тривимірному моделюванні та класичному аналітичному методі, який використовувався при проектуванні під'ятника. Показано, що результати розрахунків за методами узгоджуються між собою. Це підтверджує достовірність запропонованого підходу, заснованого на тривимірному моделюванні.

Для жорсткого під'ятника встановлено, що максимальні значення напружень посередині зони контакту болта і тарілки істотно відрізняються від даних аналітичного розрахунку. Середні ж напруження в області контакту узгоджуються з напруженнями, яке отримано при аналітичному розрахунку, і не перевищують допустимих значень. Це викликано тим, що в аналітичному методі використовується спрощений опис характеру розподілу контактних зусиль в області взаємодії, заснований на припущенні про їх рівномірний характер. У тривимірному розрахунку характер розподілу зусиль по області контакту має складний характер і відповідає, в цілому, відомому розподілу в задачі Герца.

Результати розрахунку камери гідравлічного під'ятника за допомогою запропонованого методу і аналітичного методу, заснованого на інженерному підході, добре узгоджуються між собою. Відмінність між максимальними значеннями напружень, які отримані аналітично і за допомогою запропонованого методу, не перевищує 10%. Це пояснюється, перш за все, більш точним описом просторового характеру деформування камери в запропонованому підході. Встановлено, що коефіцієнт запасу міцності для камери під'ятника становить близько 1,3, що задовольняє вимогам ТХ116М.0133 щодо втрати конструкції та відпові-

дає нормам міцності. Також для гідравлічного під'ятника проведено втомний розрахунок і показано, що термін експлуатації під'ятника даного типу значно перевищує необхідний термін експлуатації генератора.

Дослідження збіжності результатів методом *HSS*

Для виключення сингулярності при визначенні напружень концентраторів за методикою *HSS* (Hot Spot Stress) стик листів, з трикутними елементами або у вигляді тетраедру. Розміри елементів біля місця зварного шва (концентратору напружень) – не більше половини товщини листа t . Напруження визначають на відстані $0,5t$ і $1,5t$ від шва (рис. 7). Якщо обчислювальні ресурси дозволяють моделювати зварні шви, то слід розміщувати концентратор напруження біля «підніжжя» (основи) зварного шва. Лінію інтерполяції (AB) слід розташовувати перпендикулярно до напрямку зварного шва. Крок сітки вибирають так, щоб пробні значення напружень σ_0 і σ_{15} були обчислені в різних елементах. Номінальні (геометричні) напруження σ_0 в концентраторі визначаються лінійною інтерполяцією за формулою [10].

$$\sigma_0 = 1,5\sigma_{05} - 0,5\sigma_{15}.$$

Проведемо аналіз за методикою *HSS* для розрахунку камери під'ятника, коробів і міжполюсної перемички. Результати аналізу для гідравлічної камери під'ятника подано на рис. 8–9.

Висновки

Виконано аналіз причин виникнення аварійних ситуацій в вузлі під'ятника гідрогенератора великої потужності. Розглянуто існуючі методики розрахунків напруженого стану камер під'ятника, як найбільш навантажених елементів гідроагрегату. Вивчено основні особливості роботи вузла під'ятника стосовно до опор ковзання. Представлена оновлена схема навантаження опор ковзання. Вперше виконаний розрахунок пружних камер під'ятника в тривимірній постановці з урахуванням фізичних властивостей масла, матеріалу камер і нерівномірності існуючих навантажень.

Список літератури

1. ДСТУ 7809:2015. *Прокат сортовий, калібрований зі спеціальним обробленням поверхні з вуглецевої якісної сталі. Загальні технічні умови*. Київ: УкрНДНЦ, 2016. 21 с.
2. ГОСТ 8479-70. *Поковки из конструкционной углеродистой и легированной стали*. Общие технические условия (с изменениями № 1, 2, 3). Москва: Издательство стандартов, 1989. 12 с.

3. Трошенко В. Т., Сосновский Л. А. *Сопrotивление усталости металлов и сплавов : справочник* : в 2-х ч. Киев: Наукова думка, 1987. Ч. 1. 347 с.
4. РТМ 16.682.046-74. *Гидрогенераторы. Расчеты механические*. Харьков: ГП «Завод «Электротяжмаш», 1974. 206 с.
5. Воскресенский В. А., Дьяков В. И. *Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка) : справочник*. Москва: Машиностроение, 1980. 224 с.
6. ТХ.116-4304. *Технические параметры камеры подшипника для гидрогенератора-двигателя СВ0 1255/255-40*. Харьков: ГП «Завод «Электротяжмаш», 2010. 5 с.
7. ТХ116М.0133. *Расчет усталостной прочности камер двухрядного подшипника гидрогенератора-двигателя Днестровской ГАЭС СВ0 1255/255-40*. Харьков: ГП «Завод «Электротяжмаш», 1980. 5 с.
8. Бирюков В. П., Петрова И. М., Гадолina И. В., Татаркин Д. Ю. Оптимизация режимов лазерной наплавки и выбор порошков на основе никеля для повышения предела усталости образцов и деталей машин. *Открытия и достижения наук. Сборник материалов международной научной конференции*. Москва, 30–31 июля 2015. С. 52–60.
9. ГОСТ 14965-80. *Генераторы трехфазные синхронные мощностью свыше 100 кВт*. Общие технические условия (с изменениями № 1, 2). Москва: Издательство стандартов, 1991. 16 с.
10. ОТХ.220.660. *Общая методология расчета гидрогенераторов*. Харьков: ГП «Завод «Электротяжмаш», 2010. 15 с.

References (transliterated)

1. (2016), DSTU 7809:2015. *Prokat sortovii, kalibrovanii zi spetsial'nim obroblennyam poverkhnii z vugletevoi yakisnoi stali. Zagal'ni tekhnichni umovi* [Rolled high-grade, calibrated with a special surface treatment of high-quality carbon steel. General technical conditions], UkrNDNTs, Kiev, 21 p.
2. (1987), Troshchenko V. T., Sosnovskii L. A. *Soprotivlenie ustalosti metallov i splavov : spravochnik* [Fatigue resistance of metals and alloys: a handbook], v 2-kh ch, Naukova dumka, Kiev, Ch. 1, 347 p.
3. (1989), GOST 8479-70. *Pokovki iz konstruktsionnoi uglevodistoi i legirovannoi stali. Obshchie tekhnicheskie usloviya (s izmeneniyami no. 1, 2, 3)* [Structural carbon and alloy steel forgings], Izdatel'stvo standartov, Moscow, 12 p.
4. (1974), RTM 16.682.046-74 *Gidrogenatory. Raschety mekhanicheskie* [Hydrogenerators. Mechanical calculations], GP "Zavod "Elektrotyazhmash", Kharkov, 206 p.
5. Voskresenskii V. A., D'yakov V. I. (1980), *Raschet i proektirovanie opor skol'zheniya (zhidkostnaya smazka) : spravochnik* [Calculation and design of sliding bearings (liquid lubrication): a handbook], Mashinostroenie, Moscow, 224 p.
6. (2010), TKh.116-4304. *Tekhnicheskie parametry kamery podpyatnika dlya gidrogenatora-divigatelya SV0 1255/255-40* [Technical parameters of thrust bearing chamber for hydrogenerator-motor], GP "Zavod "Elektrotyazhmash", Kharkov, 5 p.
7. (1980), TKh.116M.0133. *Raschet ustalostnoi prochnosti kamer dvukhryadnogo podpyatnika gidrogenatora-divigatelya Dnestrovskoi GAES SV0 1255/255-40* [Calculation of the fatigue strength of the chambers of the double-row thrust bearing of the Dnestrovskaya hydrogenerator-engine GAES SV0 1255/255-40], GP "Zavod "Elektrotyazhmash", Kharkov, 5 p.
8. Biryukov V. P., Petrova I. M., Gadolina I. V., Tatarkin D. Yu. (2015), "Optimizatsiya rezhimov lazernoi naplavki i vybor poroshkov na osnove nikelya dlya povysheniya predela ustalosti obraztsov i detalei mashin [Optimization of laser cladding modes and selection of nickel-based powders to increase the fatigue limit of specimens and machine parts]", *Otkrytiya i dostizheniya nauk. Sbornik materialov mezhdunarodnoi nauchnoi konferentsii* [Discoveries and achievements of sciences. Collection of materials of the international scientific conference], Moscow, 30–31 July 2015, pp. 52–60.
9. (1991), GOST 14965-80. *Generatory trekhfaznye sinkhronnye moshchnost'yu svyshe 100 kVt. Obshchie tekhnicheskie usloviya (s izmeneniyami no. 1, 2)* [Three-phase synchronous generators with a power of over 100 kW], Izdatel'stvo standartov, Moscow, 16 p.
10. (2010), OTKh.220.660. *Obshchaya metodologiya rascheta gidrogenatorov* [General methodology for calculating hydrogenerators], GP "Zavod "Elektrotyazhmash", Kharkov, 15 p.

Надійшла (received) 01.01.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кобзар Ігор Володимирович (Кобзарь Игорь Владимирович, Kobzar Igor) – завідуючий відділенням, ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ»; 61089, Україна, м. Харків, пр-т Московський, 299, e-mail: ivkobzar@ukr.net.

Полюєнко Владислав Русланович (Полюенко Владислав Русланович, Poluienko Vladyslav) – аспірант, Національний Аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна; e-mail: vlad_polienko@ukr.net.

Гнiтько Олександр Миколайович (Гнiтько Александр Николаевич, Gnytko Oleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри «Теоретичної механіки, машинознавства і роботомеханічних систем» Національного аерокосмічного університету ім. М.С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», м. Харків, вул. Чкалова, 17, Україна, 61070; e-mail: a_gnitko@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6560-3262>.

Третяк Олексій Володимирович (Третьяк Алексей Владимирович, Tretiak Oleksii) – кандидат технічних наук, ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ», начальник відділу; 61089, Україна, м. Харків, пр-т Московський, 299; e-mail: alex3tretjak@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4945-5500>.

О. І. ЖИДЕЦЬКИЙ, О. В. ЄФІМОВ, В. Л. КАВЕРЦЕВ

СУЧАСНІ РІШЕННЯ ПО РЕКОНСТРУКЦІЇ ГАЗОВІДВІДНИХ ТРАКТІВ КОНВЕРТЕРІВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА МЕТАЛУРГІЙНИХ ПІДПРИЄМСТВАХ В УКРАЇНІ

В статті описані результати модернізації газовідвідного тракту котла-утилізатора, що встановлений в схемі газо-очищення конвертерних газів на металургійних підприємствах. Представлено два варіанти схем газо-очищення конвертерних газів та порівнюються характеристики котла – утилізатора старої і модернізованої конструкції. Наведена описова частина мінімально можливої реконструкції енергетичного обладнання, виконано порівняння характеристик обладнання модернізованого котла-утилізатора в порівнянні з конструкцією старого котла-утилізатора.

Ключові слова: газо-очищення конвертерів, модернізація, котел-утилізатор, газоцільне виконання, багаторазова примусова циркуляція.

А. И. ЖИДЕЦКИЙ, А. В. ЕФИМОВ, В. Л. КАВЕРЦЕВ

СОВРЕМЕННЫЕ РЕШЕНИЯ ПО РЕКОНСТРУКЦИИ ГАЗООТВОДЯЩИХ ТРАКТОВ КОНВЕРТЕРОВ, РАБОТАЮЩИХ НА МЕТАЛУРГИЧЕСКИХ ПРЕДПРИЯТИЯХ В УКРАИНЕ

В статье описаны результаты модернизации газоотводящего тракта котла-утилизатора, который установлен в схеме газо-очистки конвертерных газов на металлургических предприятиях. Представлены два варианта схем газо-очистки конвертерных газов и сопоставлены характеристики котла - утилизатора старой и модернизированной конструкции. Приведена описательная часть минимально возможной реконструкции энергетического оборудования, выполнено сравнение характеристик оборудования модернизированного котла-утилизатора в сравнении с конструкцией старого котла-утилизатора.

Ключевые слова: газо-очистки конвертеров, модернизация, котел-утилизатор, газоплотное исполнение, многократная принудительная циркуляция.

O. ZHIDETSKYI, O. YEFIMOV, V. KAVERTSEV

MODERN SOLUTIONS FOR THE RECONSTRUCTION OF GAS EXHAUST DUCTS OF CONVERTERS OPERATING IN UKRAINE

Nowadays most of the installed gas cleaning equipment of oxygen converters of metallurgical plants performs cleaning out of emissions of solid particles with final concentrations higher than acceptable. The inconsistency of the efficiency of the BOF-gas purification with the new emission standards entails the rejection of the emission permit and as a consequences the shutdown of metallurgical plants as well as the loss of the sales markets. In order to prevent the shutdown of the main shops of the metallurgical plants with the simultaneous implementation of appropriate environmental protection measures, it is important to launch the reconstruction of all gas-cleaning units of the converter exhaust ducts. The first element of the BOF-gas cooling and purification system is the BOF-gas cooler, its equipment is in close connection with the process equipment, thus the technological mode of steel production fully depends on its operating mode. The article describes the options of modernization of the exhaust duct of HRSG installed in the BOF-gas cleaning system. Besides, two options of BOF-gas cleaning system presented. In addition, two options of HRSG design: the old one and modernized – were compared.

Key words: converters gas cleaning, modernization, waste heat boiler, gas-tight design, multiple forced circulation.

Вступ

На сьогоднішній день більшість встановленого обладнання газо-очищення конвертерів металургійних підприємств здійснює очищення викидів твердих частинок з концентрацією більше 200 мг/м^3 при проектних значеннях менше 135 мг/м^3 . З набранням чинності наказу [1] з 01.01.2024р. встановлюється гранично допустиме значення концентрації викидів твердих частинок на рівні 50 мг/м^3 .

Невідповідність ефективності очищення конвертерних газів новим нормам викидів тягне за собою відмову в отриманні дозволу на викиди, і, відповідно, зупинку металургійних підприємств, втрату ринку.

У зв'язку з необхідністю недопущення закриття основних цехів металургійних підприємств з одночасним виконанням відповідних природоохоронних заходів стає актуальним виконання ре-

конструкції всіх установок газо-очищення газовідвідних трактів конвертерів.

Зараз існує досить велика кількість комбінацій технічних рішень з реконструкції схем газо-очищення конвертерів, при цьому в умовах виробництва найбільш раціональним є варіант реконструкції з мінімальними змінами (замінами) основного технологічного устаткування, але із застосуванням ефективніших способів очищення [2].

Мета роботи

Метою даної статті є розробка варіанту модернізації газовідвідного тракту котла-утилізатора, що встановлений в схемі газо-очищення конвертерних газів. В роботі представлено два варіанта схем газо-очищення конвертерних газів та проведено порівнювання характеристик котла-утилізатора старої і модернізованої конструкції.

Викладення основного матеріалу

Всі діючі газо-очищення киснево-конвертерних цехів України на металургійних підприємствах виконані за принципом «мокрого» газо-очищення (рис. 1) за винятком встановленої на ПАТ «АМК» схеми газо-очищення «сухого» типу компанії «Siemens», з установкою сухого електрофільтру.

Першим елементом схеми технологічної лінії охолодження і очищення конвертерних газів є котел-охолоджувач конвертерних газів, устаткування якого знаходиться в тісному зв'язку з технологічним устаткуванням, а від режиму його роботи повністю залежить технологічний режим виробництва сталі. При будь-якому виборі з варіантів технічних рішень щодо реконструкції газовідвідних трактів, реконструкція охолоджувачів конвертерних газів обов'язкова.

Розглянемо процес модернізації охолоджувачів конвертерних газів з багаторазової примусової циркуляцією більш докладно.

Утилізаційний котел-охолоджувач конвертерних газів ОКГ-400 є однобарабанным, вертикальним водотрубним з Г-подібним компонованням, з багаторазової примусової циркуляцією, радіаційного типу, з відкотним кесоном і механізмом опускання муфти (острішка). Водяної об'єм котла – 158 м³, паровий об'єм барабана – 93 м³. [3]. Він призначений для охолодження високотемпературних сильно запиленних газів, що надходять в процесі плавки з конвертера в установку газоочищення.

Конструктивна котел-утилізатор ОКГ-400 складається з наступних елементів:

- відкотний кесон;
- захисний екран;
- стаціонарний газохід;
- зйомна кришка;
- муфта (острішок);
- водоохоложувальні жолоби;
- барабан-сепаратор;
- трубопроводи.

До складу допоміжного обладнання, яке необхідно для роботи котла-утилізатора і газовідвідного тракту відносяться циркуляційні насоси котельної води, димосос, холодильники відбору проб, установки фосфатування і амінування, газоаналізatori та контрольно-вимірювальні прилади і автоматика (КВП і А).

Функціонально теплова схема конвертерного цеху влаштована таким чином. Насичена пара, що виробляється котлами-охолоджувачами з тиском 2,0–4,0 МПа надходить в загальноцехові колектори, і, далі основний потік надходить в пароаккумулятори енергоблоку конвертерного цеху і через редукційні клапани, де тиск його знижується до 2,0 МПа, надходить в первинний контур пароперетворювачів. Вироблений в пароперетворювачах вторинний пар надходить в заводську мережу з

тиском 0,6–0,7 МПа. Первинна пара конденсується і конденсат з тиском 2,0 МПа проходить через групу теплообмінників, де охолоджується хімічною водою, яка надходить від установки хімічного очищення і поступає в деаераційно-живильну установку, туди ж надходить конденсат від випарників. Підготовлений в деаераційно-живильній установці конденсат (живильна вода), живильними насосами подається в барабан котла ОКГ-400.

Для заповнення втрат конденсату в котлах-утилізаторах ОКГ-400 з безперервною і періодичною продувкою в схемі передбачена установка випарника. Частина вторинної пари з тиском 1,2 МПа надходить через редукційну установку в випарник з тиском 0,6 МПа.

Основною особливістю роботи охолоджувача є циклічність надходження конвертерних газів і, як наслідок, різко змінне теплове навантаження. Теплове сприйняття охолоджувача в процесі плавки, яка триває близько 48 хвилин (з них 16 хвилин продування киснем), змінюється від нуля в період між продуваннями до максимуму в момент продувки і знову до нуля при припиненні продувки. Такий характер зміни теплового сприйняття викликає значні коливання тиску, різкі зміни витрати пари в котлі, різке «набухання» рівня води в барабані охолоджувача на початку і його падіння в кінці продувки.

За умовами вибухової безпеки і санітарним нормам газохід котла виконується в газощільному виконанні. У заводському виконанні ОКГ розрахований на два основні режими роботи:

1 Режим без допалювання конвертерних газів. В цьому режимі максимальна кількість газів, що виділяються з конвертера, надходить на ОКГ з температурою 1710 °С. В даному режимі котел частково сприймає хімічне тепло газів з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha = 0,1$.

2 Режим з повним допалюванням конвертерних газів. В даному режимі котел-охолоджувач сприймає хімічне тепло газів з температурою 1710 °С з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha = 1,1-1,4$.

Основним режимом роботи ОКГ, який застосовується на даний час, є відведення газів з частковим допалюванням оксиду вуглецю. При цьому режимі кількість конвертерних газів, що виділяються має середній обсяг між режимом повного допалювання і часткового допалювання, з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha = 0,35-0,4$.

При модернізації котла потрібно максимально зберегти існуючі будівельні конструкції, конфігурацію і компоновку котла, розташування основних елементів і застосувати допоміжне обладнання, оскільки основна компоновка металургійних цехів залишається незмінною, а тривалі простой при масштабній реконструкції спричинять недопуск товарної продукції [3–5].

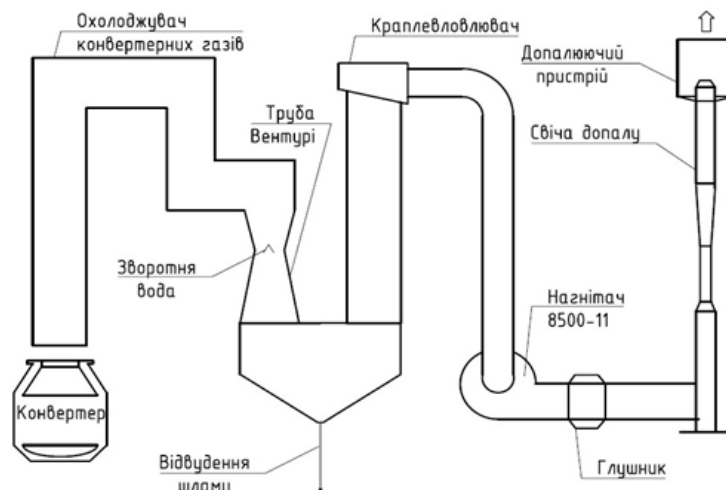


Рис. 1– Схема газівідвідного тракту з «вологою» газо-очисткою

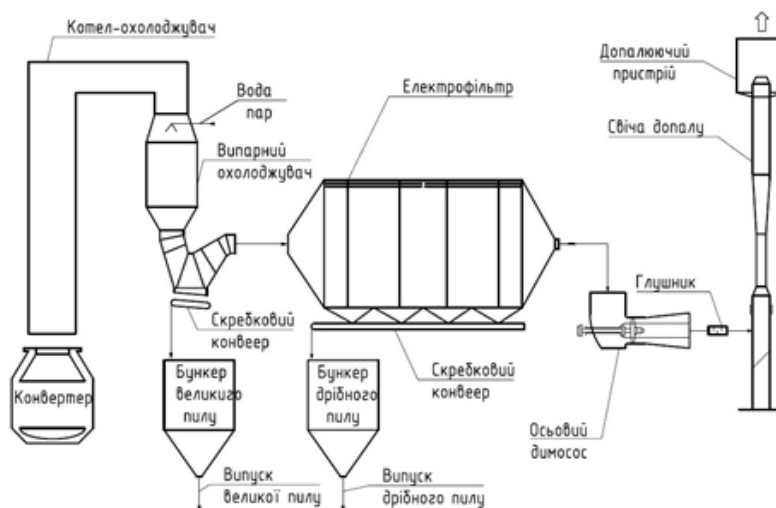


Рис. 2– Схема газівідвідного тракту з «сухою» газо-очисткою

Таблиця 1 – Порівняльні характеристики котла старої конструкції і модернізованого котла

Показники	Котел старої конструкції	Модернізований котел
Режим роботи газівідвідного тракту	Без допалювання / з допалюванням	З допалюванням
Інтенсивність продукції конвертера киснем, $\text{нм}^3/\text{ч}$	800–2000	1600
Витрата газу перед нагнітачем, $\text{тис. м}^3/\text{год}$	410–430	495
Витрата зворотньої води на газове очищення, $\text{тис. м}^3/\text{год}$	2000	–
Витрата технічної води на газове очищення, $\text{м}^3/\text{год}$	–	100
Кінцева запиленість газу за ГО, $\text{мг}/\text{нм}^3$	135	До 35
Перепад на трубі Вентурі, г Па	17–18	–
Потужність осьового димососу, кВт	3300	1600
Вміст пилу в газах, $\text{г}/\text{нм}^3$	90–150	90–150
Паропроductивність, т/год	0–285; 0–375	0–212
Тиск в барабані котла, МПа	20–40	14–36
Температура живильної води, °С	95–104	95–135
Витрата конвертерних газів на горловині конвертера, $\text{нм}^3/\text{год}$	~ 100000–300000	174550
Охолодження острішка котла	Сира технічна вода	Деаерована, хімічно очищена живильна вода котла
Водоохолоджувальні жолоби сипучих, водоохолоджувальний жолоб фурменого приладу	Котлова вода	Деаерована, хімічно очищена живильна вода котла
Вага котла (без трубопроводів в межах котла, барабана, в т.ч. жолоби сипучих, водоохолоджувальний жолоб фурменого приладу, острішок), т	156	142,5

Основні зміни в конструкції котла (рис. 2) полягають у зміні конфігурації муфти (острішка) котла для досягнення більш щільної посадки муфти на горловину конвертера і відкотного кесона, а також подовження обвідного коліна з переходом з квадратного перерізу газоходу на кругле. З'єднання існуючого кесона зі стаціонарним газоходом котла має квадратний перетин. Досягнення більш щільного з'єднання вузла сполучення «муфта-відкотний кесон» можливо при зменшенні розмірів муфти котла до розмірів фактично геометричного розміру горловини конвертера, відповідно сам кесон також повинен мати круглий перетин газоходу з подальшим переходом на квадратний перетин з'єднання зі стаціонарним газоходом кесона. Зміна рішень, що стосуються ущільнення вузла сполучення стаціонарного газоходу з відкотним кесоном не передбачено. Технічні рішення по візку відкатки кесона залишаються існуючими, що дозволить оперативна здійснювати ремонтні операції на конвертері.

У табл. 1 наведені порівняльні характеристики котла до й після модернізації.

Висновки

Модернізація газовідвідного тракту за схемою, що наведена, призведе до поліпшення екологічних параметрів роботи конвертера – зменшенню викидів забруднюючих речовин; зменшенню присосів повітря (за рахунок збільшення газошільності в елементах котла: конвертер – острішок, острішок – відкотний кесон); підвищенню надійності роботи котла за рахунок зменшення паропродуктивності і поліпшення кратності циркуляції; поліпшенню якісних показників конвертерного газу з можливістю його подальшого застосування в якості ВЕР, а також можливість його тимчасового збереження в газгольдерах як більш менш сухого газу на відміну від «вологої» газоочистки; зменшенню паропродуктивності котла разом зі зменшенням споживання кількості дорого вартісної хімічної води для заповнення втраченої конден-

сатного циклу живлення котла, а також зменшенню енергоспоживання за рахунок зменшення опору газовідвідного тракту.

Список літератури

1. Наказ № 262 від 01.07.2015 р. «Про затвердження технологічних нормативів допустимих викидів (кисневих конвертерів)». <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0875-15#Text>.
2. Haworth D., Hemming G. Industrial processes in the iron and steel industry. *Iron and Steel Engineer*. 1995. V. 5. P. 25–30.
3. Испытания, пусковые и доводочные работы головного образца котла-охладителя ОКГ-400. *Работа № 089604/0-3626. Министерство энергетического машиностроения. Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова*. Ленинград, 1978. 135 с.
4. Воскобойников В. Г., Кудрин В. А., Якушев М. А. *Общая металлургия*. 6-изд., перераб. и доп. Москва: ИКЦ «Академкнига», 2005. 768 с.
5. Кривандин В. А., Арутюнов В. А., Белоусов В. В., Крупников С. А. *Теплотехника металлургического производства*. Том 1. Москва: МИСиС, 2002.. 608 с.

References (transliterated)

1. (2016), Order № 262 vid 01.07.2016 *Pro zatverdzhennja tehnologichnyh normatyviv dopustymykh vykydiv (kysnevych konvert-eriv)* [About the statement of technological specifications of admissible emissions (oxygen converters)], <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0875-15#Text>.
2. Haworth D., Hemming G. (1995), “Industrial processes in the iron and steel industry”, *Iron and Steel Engineer*. V.5. – P.25-30.
3. (1978), “Yspytanyja, puskovyje y dovodochnyje raboty golovnoho obrazca kotla-ohladytelja OKG-400 [Tests, start-up and refining works of the main sample of the OKG-400 boiler-cooler]”, *Rabota № 089604/0-3626. Mynysterstvo energetyčeskogo mashynostroenija. Nauchno-proizvodstvennoe ob#edynenje po yssledovanyju y proektyrovanyju energetyčeskogo oborudovanyja im. Y. Y. Polzunova* [Work № 089604/0-3626. Ministry of Energy Engineering. Research and Production Association for Research and Design of Energy Equipment named after I. I. Polzunova], Leningrad, 135 p.
4. Voskoboinikov V. G., Kudrin V. A., Yakushev M. A. (2005), *Obshhaja metallurgija* [General metallurgy], 6th ed., reworked and ext, ICC “Akademkniga”, Moscow, 768 p.
5. Krivandin V. A., Arutyunov V. A., Belousov V. V. (2002), *Teplotehnyka metallurgyčeskogo proyzvodstva* [Thermal engineering of metallurgical production], vol. 1, MISiS, Moscow, 608 p.

Надійшла (received) 16.01.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Жидецький Олександр Ігорович (Жидецкий Александр Игоревич, Zhidetskyi Oleksandr) – провідний інженер відділу головного енергетика управління інжинірингу та будівництва, ТОВ «МЕТІНВЕСТ ІНЖІНІРИНГ», м. Дніпро, Україна; e-mail: a.zhidetskiy@gmail.com.

Єфімов Олександр Вячеславович (Ефимов Александр Вячеславович, Yefimov Olexander Vyacheslavovich) – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри парогенераторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3300-7447>; e-mail: AVEfimov22@gmail.com.

Каверцев Валерій Леонідович (Каверцев Валерий Леонидович, Kavertsev Valerii) – кандидат технічних наук, доцент кафедри парогенераторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: kaverseff@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9472-1658>.

A. YEFIMOV, B. ILCHENKO, L. TIUTIUNYK, T. HARKUSHA, T. YESIPENKO, A. MOTOVILNIK

BASIC BASES OF CALCULATIONS AND OPTIMIZATION OF NPP POWER UNIT EQUIPMENT PARAMETERS METHODS OF MATHEMATICAL MODELLING

The materials of the article consider the optimization of certain parameters and characteristics of the equipment of NPP power units, which are closely related to the processes of their design and construction. Modern NPP power units are complex technical systems. They include a set of interconnected equipment for different technological purposes, which ensures the performance of power units of a complex function of electricity production and heat of the specified quality and according to a given load schedule. Complete mathematical models of the functional state of steam turbine power units are characterized by a large number of nonlinear connections and contain implicit functions. This complicates their widespread use to solve problems of systematic analysis of the quality of operation of power units. The aim of the work is to analyze the basic theoretical foundations, methods and approaches to the calculation and optimization of the parameters of the equipment of NPP power units by methods of mathematical modeling. The solution of the problem of optimization of NPP power unit parameters includes the following stages: selection of optimality criteria (objective functions); development of a system of interconnected mathematical models in accordance with the required hierarchical level of optimization research; selection of computational methods and optimization algorithms. Taking into account the above methodological provisions and approaches increases the efficiency of mathematical modeling to solve problems of calculations and optimization of NPP power unit parameters.

Key words: NPP power unit equipment, mathematical modeling, parameter optimization.

О. В. ЄФІМОВ, Б. С. ІЛЬЧЕНКО, Л. І. ТЮТЮНИК, Т. А. ГАРКУША, Т. О. ЄСИПЕНКО, А. В. МОТОВІЛЬНИК

БАЗОВІ ОСНОВИ РОЗРАХУНКІВ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ УСТАТКУВАННЯ ЕНЕРГОБЛОКІВ АЕС МЕТОДАМИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

У матеріалах статті розглянуті базові основи розрахунків та оптимізація окремих параметрів і характеристик устаткування енергоблоків АЕС, які тісно пов'язані з процесами їх проектування і конструювання. Сучасні енергоблоки АЕС є складними технічними системами. Вони включають до себе безліч взаємопов'язаного між собою устаткування різного технологічного призначення, що забезпечує виконання енергоблоками складної функції виробництва електричної енергії та теплоти встановленої якості і за заданим графіком навантаження. Повні математичні моделі функціонального стану паротурбінних енергоблоків АЕС характеризуються великою кількістю нелінійних зв'язків і містять неявні функції. Це ускладнює методи та принципи їх математичного моделювання і обумовлює застосування спеціальних принципів та підходів.

Ключові слова: устаткування енергоблоків АЕС, математичне моделювання, оптимізація параметрів.

A. V. EFIMOV, B. S. ILCHENKO, L. I. TIUTIUNYK, T. A. GARKUSHA, T. A. YESIPENKO, A. V. MOTOVILNIK

БАЗОВЫЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ И ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ОБОРУДОВАНИЯ ЭНЕРГОБЛОКОВ АЭС МЕТОДАМИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В материалах статьи рассмотрены базовые основы расчетов и оптимизации отдельных параметров и характеристик оборудования энергоблоков АЭС, которые тесно связаны с процессами их проектирования и конструирования. Современные энергоблоки АЭС являются сложными техническими системами. Они включают в себя множество взаимосвязанного между собою оборудования различного технологического назначения, которое обеспечивает выполнения энергоблоками сложной функции производства электрической энергии и теплоты, установленного качества и за заданным графиком нагрузки. Полные математические модели функционального состояния паротурбінних енергоблоків АЕС, характеризуются большим количеством нелинейных связей и содержат неявные функции. Это усложняет методы и принципы их математического моделирования и обуславливает применение специальных принципов и подходов.

Ключевые слова: оборудование энергоблоков АЭС, математическое моделирование, оптимизация параметров.

Introduction

Modern NPP power units are complex technical systems. They include a set of interconnected equipment for different technological purposes, which ensures that power units perform a complex function of electricity production and heat of the specified quality and according to a given load schedule. Such systems are characterized by multiparametricity, complex structural and functional relationship of parameters, the presence of restrictions on the change of parameters and relationships, functioning under the influence of random factors, a variety of physicochemical processes occurring in them. In this regard, complete

mathematical models of the functional state of steam turbine power units are characterized by a large number of nonlinear (in many cases transcendental) connections and contain implicit functions [1, 2]. This complicates their widespread use to solve problems of system analysis of the quality of operation of power units.

The goal of the work

Optimization of individual parameters and characteristics of NPP power unit equipment is closely related to the processes of their design and construction. The initial data for the first preliminary optimiza-

tion calculations in the design process are structural developments of the equipment. The results of preliminary optimization, taking into account the change of the initial data in the allowable range of values, serve as a basis for new optimization calculations of parameters and designs of equipment, taking into account the specific conditions of its operation. Thus, the optimization of parameters and characteristics of the equipment of NPP power units is a complex iterative process, and each stage of optimization research during the creation and improvement of equipment is characterized by its methods and means.

The aim of the work is to analyze the basic theoretical foundations, methods and approaches to the calculation and optimization of the parameters of the equipment of NPP power units by methods of mathematical modeling.

The general part

In the first stage of optimization, the amount of information about the object being optimized is minimal, and the original data have a significant error. Therefore, it is often impossible to describe quite accurately how the parameters are interrelated and how they determine the type of objective function. In this regard, at the first stage of optimization calculations, the most effective analytical methods of optimization.

They allow you to clearly identify the impact of the relationship between the original data, to obtain with minimal time the general dependences to determine the optimal parameters for various combinations of technical and economic factors.

In the following stages, the amount of information about the object of optimization increases significantly. New thermodynamic, constructive, regime factors and necessary technical limitations are revealed. Since these stages are directly related to the creation of equipment, it is necessary to more accurately and fully take into account all the factors that determine the criterion of optimality, and this significantly increases the number of parameters that are optimized. At the same time, the relationship between the parameters becomes more complex, and to obtain an analytical solution is possible only with a significant simplification (idealization) of real dependencies.

The following idealization methods are used in the mathematical modeling of NPP power units: division into simpler technological subsystems (decomposition method); selection of the most significant properties and influences on them in parametric form (macromodeling method); linearization of nonlinear models in some area of variable change (linearization method); bringing the system with distributed parameters to the system with concentrated parameters; neglect of the properties of the dynamics of technological processes.

At the stages of final optimization research, the most effective optimization method is the method of simulation modeling, which allows to achieve the required degree of accuracy in the description of the object being optimized and use special mathematical methods to find the optimum in solving multifactorial and multicriteria problems [3–5].

For the effective implementation of tasks related to the determination of optimal parameters and designs of NPP power units with the help of mathematical modeling and well-developed methods of multifactor optimization, it is necessary to meet a number of requirements in their formulation. Practice shows that it is impractical to optimize with one mathematical (simulation) model the whole set of parameters that characterize this power unit, because in this formulation optimization problems are often mutually incorrect due to significant inconsistencies in the accuracy of different source information, inequality of parameters on the objective function, specific differences in the mathematical description of different components and elements of the power unit. To effectively optimize the parameters of NPP power units, it is necessary to create a system of interconnected mathematical models, which include: a group of detailed mathematical models of individual units and equipment elements of power units; more generalized mathematical models for the main equipment of power units are built on their basis; complete mathematical model of power units.

In accordance with the above, it is advisable to optimize the parameters of NPP power units using a system of mathematical models of the main equipment: reactor, steam generator, turbine. The main equipment, in turn, should be divided into characteristic units. This partition allows rationally, taking into account the specific features of the functional relationships between the parameters of each node, to create their mathematical models and optimize both individual nodes and the main equipment of NPP units by sequential refinement.

The parameters of each node can be divided into two groups: external parameters that determine the relationship between nodes, and internal parameters that characterize only this node, the values of which depend mainly on external binding parameters.

If the number of external parameters for this node is small, then the optimization of its internal parameters can be performed in the area of their expected optimum separately from other nodes with fixed external parameters, and then taking into account the optimal values of internal parameters to optimize external parameters. Thus, the NPP steam generator is connected to the turbine installation by the following parameters: thermal power, pressures, costs and temperatures of generated steam and feed water. Since the number of these connecting parameters is relatively small, the internal parameters

of the steam generator, such as water velocity in the tubes of the heat exchange surface, the length of the tubes, their outer and inner diameters, etc., can be optimized separately from the turbine. and feed water, presented in the form of restrictions. At the same value, separately from the steam generator, the internal parameters of the turbine are optimized. Then the parameters of the generated steam and feed water connecting the steam generator and the turbine are optimized using appropriate mathematical methods.

If the number of connecting parameters between nodes is large, it is advisable to optimize these nodes together in a single model. For example, it is necessary together with the main thermal and hydraulic parameters of the thermal scheme of NPP power units with WWER reactors to optimize the internal parameters of their systems of external separation and intermediate superheating of steam, because they are related to the separation pressure of heated steam, flow rates, pressures and temperatures. heating, and heated steam at the inlet and outlet of the stages of the superheater, the loss of pressure of the heated steam in the stages of the superheater and others.

Thus, the solution of the problem of optimization of NPP power unit parameters includes the following stages: selection of optimality criteria (objective functions); development of a system of interconnected mathematical models in accordance with the required hierarchical level of optimization research; selection of computational methods and optimization algorithms.

When optimizing the parameters of NPP power units, it is very important to determine under which given constraints it is advisable to optimize: at constant electric power of the NPP unit or at constant thermal capacity of the reactor of the NPP unit. If the optimization is carried out at a given constant electric power of the NPP, it is necessary to create a mathematical model that describes the operation of all equipment of the NPP, and take into account the continuous change in thermal power of the reactor.

In nuclear energy, for reasons of reliability and economy, reactors are usually designed on the basis of designs of standard fuel elements (fuel rods), which have fixed geometric characteristics and a certain thermal capacity. The total thermal capacity of the reactor varies discretely by changing the number of operating fuel rods, and, importantly, is not proportional to their number. This unevenness is due to the fact that the energy release in the core of the reactor also depends on the geometric dimensions of the zone itself. In this regard, it is very difficult to take into account the continuous change of the thermal power of the reactor in the process of optimizing the parameters under the conditions of a given constant electric power of the NPP power unit.

Therefore, it is advisable to optimize the parameters of NPP units at a constant thermal capacity of the reactor, and to bring the options to the same energy effect by taking into account changes in the electric capacity of the unit, i.e. the introduction of so-called replacement electric power in the power system. In this formulation, mathematical models of the following equipment are required to solve the problems of optimization of the main thermal and hydraulic parameters of NPP power units with water-cooled reactors: reactor, steam generator, turbine, external separation and intermediate steam superheating system, re-generation system and condenser system “water cooler”.

The depth of detail of the mathematical modeling of this equipment should be based on the principle of equal accuracy, i.e. in each model it is necessary to take into account the parameters that have one order of influence on the objective function.

Conclusions

Taking into account the above methodological provisions and approaches increases the efficiency of mathematical modeling to solve problems of calculations and optimization of NPP power unit parameters.

References (transliterated)

1. Yefimov O. V., Goncharenko L. V., Potanina T. V. (2013), *Sovershenstvovanie i optimizacija modelej, processov, konstrukcij i rezhimov raboty jenergeticheskogo oborudovanija AjeS, TjeS i otopitel'nyh kotel'nyh : monografija* [Improvement and optimization of models, processes, designs and operating modes of power equipment of nuclear power plants, thermal power plants and heating boilers], monograph, Pidruchnik NTU “KhPI”, Kharkov, 268 p.
2. Yefimov O. V., Pilipenko M. M., Potanina T. V., Kavertsev V. L., Garkusha T. A. (2017), *Reaktory i parogeneratory energoblokiv AES: shemy, procesy, materialy, konstrukcii, modeli : monografija* [Reactors and steam generators of NPP power units: schemes, processes, materials, constructions, models], LLC “In the case”, Kharkov, 420 p.
3. Yefimov O. V. et al. (2018), “Avtomatyzovana systema pidtrymky pryjnjattja rishen' ekspluatacijnym personalom energoblokiv AES po kryteriju tehniko-ekonomichnoi' efektyvnosti z urahuvannjam pokaznykiv nadijnosti [Automated decision support system by operational personnel of NPP power units according to the criterion of technical and economic efficiency taking into account reliability indicators]”, *Jaderna ta radiacijna bezpeka* [Nuclear and radiation safety], no. 2(78), pp. 11–19. <https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId=7202040387>.
4. Yefimov O. V., Potanina T. V., Yesypenko T. O., Kavertsev V. L., Harkusha T. A., Tiutiunyk L. I. (2021), *Systems supporting decisions at the stage of operation and equipment diagnostics nuclear power units with pressurised water reactors. Scientific research of the XXI century. Volume 1 : collective monograph*, Compiled by V. Shpak ; Chairman of the Editorial Board S. Tabachnikov. Sherman Oaks, GS publishing service, Los Angeles, 430 p.
5. Yefimov O. V. et al. (2018), “Vykorystannja metodiv interval'nogo analiza dlja ocinky bezpeky ta nadijnosti energoblokiv AES [Use of interval analysis methods to assess the safety and reliability of NPP power units]”, *Jaderna ta radiacijna bezpeka*

[Nuclear and radiation safety], no. 3(79), pp. 15–21.
<https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId-72020403>.

Список літератури

1. Єфімов О. В., Гончаренко Л. В., Потаніна Т. В. *Совершенствование и оптимизация моделей, процессов, конструкций и режимов работы энергетического оборудования АЭС, ТЭС и отопительных котельных : монографія*. Харків: Підручник НТУ «ХП», 2013. 268 с.
2. Єфімов О. В., Пилипенко М. М., Потаніна Т. В., Каверцев В. Л., Гаркуша Т. А. *Реактори і парогенератори енергоблоків АЕС: схеми, процеси, матеріали, конструкції, моделі : монографія*. Харків: В справі, 2017. 420 с.
3. Єфімов О. В. та ін. Автоматизована система підтримки прийняття рішень експлуатаційним персоналом енергоблоків АЕС по критерію техніко-економічної ефективності з урахуванням показників надійності. *Ядерна та радіаційна безпека*. 2018. № 2(78). С. 11–19.
<https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId-7202040387>.
4. Yefimov O. V., Potanina T. V., Yesypenko T. O., Kavertsev V. L., Harkusha T. A., Tiutiunyk L. I. *Systems supporting decisions at the stage of operation and equipment diagnostics nuclear power units with pressurised water reactors. Scientific research of the XXI century. Volume 1 : collective monograph*. Compiled by V. Shpak ; Chairman of the Editorial Board S. Tabachnikov. Sherman Oaks, Los Angeles : GS publishing service, 2021. 430 p.
5. Єфімов О. В. та ін. Використання методів інтервального аналізу для оцінки безпеки та надійності енергоблоків АЕС. *Ядерна та радіаційна безпека*. 2018. № 3(79). С. 15–21.
<https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId-72020403>.

Received (надійшла) 08.02.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Єфімов Олександр Вячеславович (Efimov Aleksandr Vyacheslavovich, Yefimov Olexander Vyacheslavovich) – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри парогенераторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3300-7447>; e-mail: AVEfimov22@gmail.com.

Ільченко Борис Самуїлович (Ilychenko Boris Samuilovich, Pchenko Boris Samuilovich) – доктор технічних наук, професор, професор кафедри нафтогазової інженерії і технології, Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова; e-mail: AVEfimov22@gmail.com.

Тютюник Лариса Іванівна (Tyutyunik Larisa Ivanovna, Tiutiunyk Larisa Ivanivna) – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри парогенераторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3128-497X>; e-mail: lara.tyutyunik@gmail.com.

Гаркуша Тетяна Анатоліївна (Harkusha Tetyana Anatoliivna, Harkusha Tetyana Anatoliivna) – асистент кафедри парогенераторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: Tetiana.Harkusha@khp.edu.ua.

Єсипенко Тетяна Олексіївна (Esipenko Tatyana Alekseevna, Yesipenko Tetyana Oleksiivna) – асистент кафедри парогенераторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6513-2088> e-mail: yestat@gmail.com.

Мотовільник Анастасія Вадимівна (Motovilnik Anastasiia Vadimovna, Motovilnik Anastasiia Vadimovna) – аспірантка, кафедра парогенераторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: Nastya.motov@gmail.com.

О. В. ЄФІМОВ, В. Л. КАВЕРЦЕВ, В. О. ДЯГІЛЕВ, Т. А. ГАРКУША, Б. Б. ЧЕРНИШ

АНАЛІЗ ДВОХСТУПЕНЕВОГО СПАЛЮВАННЯ ПАЛИВА В МУЛЬТИПАЛИВНИХ КОТЛАХ

Метою даної статті є проведення аналізу двохступеневого спалювання мультитопливного котла, який може працювати на газі та мазуті. В роботі порівнюються декілька варіантів реалізації двохступеневого спалювання в котлі. Проаналізовано вплив навантаження котла на концентрацію оксидів азота у відхідних газах, розподіл падаючих теплових потоків по висоті топки котла, зміна концентрації сірчаного ангідрида в газах за пароперегрівачем.

Ключові слова: енергетика, процеси спалювання, мультитопливні котли, газ, мазут, двохступеневе спалювання.

А. В. ЕФИМОВ, В. Л. КАВЕРЦЕВ, В. А. ДЯГИЛЕВ, Т. А. ГАРКУША, Б. Б. ЧЕРНЫШ АНАЛИЗ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА В МУЛЬТИТОПЛИВНЫХ КОТЛАХ

Целью данной статьи является проведение анализа двухступенчатого сжигания мультитопливного котла, который может работать на газе и мазуте. В работе сравниваются несколько вариантов реализации двухступенчатого сжигания в котле. Проанализировано влияние нагрузки котла на концентрацию оксидов азота в отходящих газах, распределение падающих тепловых потоков по высоте топки котла, изменение концентрации сернистого ангидрида в газах за пароперегривателем.

Ключевые слова: энергетика, процессы сжигания, мультитопливные котлы, газ, мазут, двухступенчатое сжигание.

O. YEFIMOV, V. KAVERTSEV, V. DYAHILIEV, T. GARKUSHA, B. CHERNYSH ANALYSIS OF TWO-STAGE FUEL COMBUSTION IN MULTI-FUEL BOILERS

The significant growth of industry in the second half of the 20th century led to a number of problems, one of the most important problems is the protection of the environment from pollution. The main source of air pollution is heat and power generating plants, which are based on combustion processes. The largest pollutant is thermal power plants, which burn a large volume of fossil fuel and form a corresponding amount of toxic substances, in particular nitrogen and sulfur oxides. In this paper, combustion processes with various burner devices will be considered and two fuels – natural gas, fuel oil. One of the most important tasks operation of power equipment is the development and widespread use of effective methods to reduce the formation of harmful substances and determining the optimal modes of fuel combustion, ensuring a minimum level of emissions of toxic combustion products. Two-stage fuel combustion is an effective method of reducing nitrogen oxide emissions. In two-stage combustion, one fuel burnout zone is replaced by several zones, as isolated as possible. The paper will compare several options for the implementation of two-stage combustion in the boiler. The influence of boiler load on the concentration of nitrogen oxides in the exhaust gases is analyzed. Also at two-stage combustion of fuel oil in gas-oil boilers reliability of screen surfaces of heating as a result of decrease in the maximum falling heat streams on a screen surface of heating of a copper increased.

Key words: power engineering, combustion processes, multi-fuel boilers, gas, fuel oil, two-stage fuel.

Вступ

Однією з найважливіших сучасних проблем людства є захист навколишнього середовища від забруднень. Основним джерелом забруднення атмосферного повітря є тепло- і електрогенеруючі установки, в основі яких є процеси спалювання. Найбільшим забруднювачем є теплові електричні станції, на яких відбувається спалювання великого обсягу органічного палива і утворюється відповідна кількість токсичних речовин, зокрема – оксиди азоту та сірки. На початку 2000-х років частка природного газу і мазуту становила понад 73 % від усього палива, що спалюється в енергетичних котлах [1, 2].

У даній роботі розглядаються топкові процеси з різними паливовими пристроями і двома паливами – природний газ, мазут.

Залежно від властивостей палива і умов його спалювання димові гази котлів можуть містити пил, оксиди сірки, азоту, продукти недопалу(сажа, СО, канцерогенні речовини). Тому одним з найважливіших завдань експлуатації енергетичного обладнання є розробка і широке використання

ефективних методів зниження утворення шкідливих речовин і визначення оптимальних режимів спалювання палива, забезпечення мінімального рівня викиду токсичних продуктів згорання. Для досягнення нормативних викидів шкідливих речовин в атмосферу з димовими газами котлів, як показали численні дослідження, необхідно не тільки організувати придушення NOx в процесі спалювання палива, але і забезпечити безпосередньо в факелі відновлення хоча б частини утворених оксидів азоту [3].

Існують різні методи реалізації для зниження викидів шкідливих речовин. Наведемо перелік основних:

- рециркуляція димових газів;
- впорскування вологи;
- зниження температури гарячого повітря;
- двохступеневе спалювання палива;
- секціонування топки двосвітними екранами.

Двохступеневе спалювання палива – ефективний метод зниження викидів оксидів азоту. При двохступеновому спалюванні одна зона вигорання палива замінюється декількома зонами - по можливості, відокремленими. В сучасній котель-

ній техніці найчастіше застосовується двох- і, рідше, трьох-ступеневе спалювання палив.

Мета роботи

Метою даної статті є проведення аналізу двохступеневого спалювання мультипаливного котла, який може працювати на газі та мазуті. В роботі порівнюються декілька варіантів реалізації двохступеневого спалювання в котлі. Проаналізовано вплив навантаження котла на концентрацію оксидів азота у вихідних газах.

Викладення основного матеріалу

Перший варіант двохступеневого спалювання реалізується шляхом перерозподілу дутьового повітря по ярусах пальників. У нижній ярус пальників подається насичена паливна суміш, а в верхній ярус – суміш з надлишком дутьового повітря або додаткового повітря. Такий спосіб організації двохступеневого спалювання палива отримав назву поярусного регулювання. Він не вимагає реконструкції котла, однак область його застосування обмежена котлами, які мають розташування пальників в кілька ярусів і досить великі розміри топки, що дозволяють спалювати паливо без недопалу.

Інший варіант двохступеневого спалювання може бути реалізований в спеціальних топкових пристроях, в яких здійснюється перерозподіл струмів палива і повітря з утворенням на першій стадії або бідної паливно-повітряної суміші з подальшим додаванням необхідної кількості палива, або багату паливно-повітряної суміші і підведенням на другій стадії повітря для допалювання продуктів неповного згоряння первинної зони горіння [4].

На рис. 1 представлена схема пальника для двохступеневого спалювання газу і мазуту.

Газомазутний пальник працює наступним чином. Паливо подають в газомазутний пальник через мазутну форсунку або через газовий колектор. Частина повітря, недостатня для повного спалювання палива, спрямовується в короб первинного повітря і, закручуючись завихрителем, подається в газифікаційну камеру. У кільцевому зазорі навколо амбразури утворюються зворотні струми, які ежектують до основи факела продукти згоряння, що внаслідок інтенсифікації процесу горіння покращує випалення шкідливих речовин (СО, бенз(а)перена, частинок сажі), а внаслідок вирівнювання температурних полів в факелі і зменшення максимальної температури знижується концентрація оксидів азота в продуктах згоряння. На виході з пальникової амбразури в потік подається додаткова кількість повітря з каналів, необхідного для повного спалювання палива.

Під час випробування котла (рис. 1) спалювався мазут з таким складом:

$$S^p = 2,0 \% ; W^p = 3,6 \% ; Q^p_n = 40,94 \text{ МДж/кг.}$$

Навантаження котла змінювалось з 1,67 до 3,42 кг/с. Вплив навантаження котла на концентрацію оксидів азота у вихідних газах показано на рис. 2.

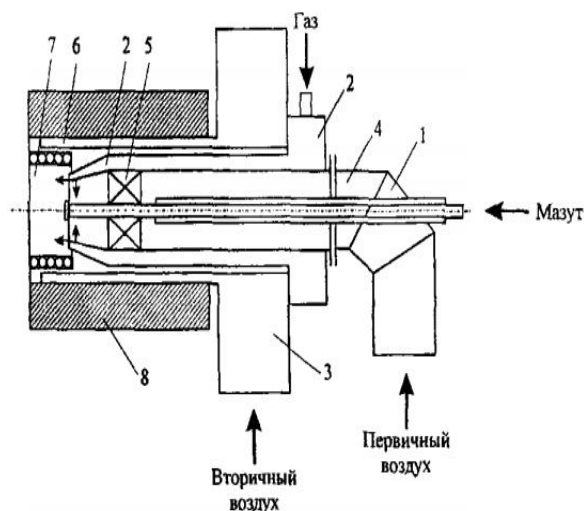


Рис. 1 – Схема газомазутного пальника для двохступеневого спалювання палива:
1 – мазутна форсунка; 2 – газовий колектор;
3 – канал вторинного палива; 4 – короб первинного повітря; 5 – аксиальний лопаточний завихритель; 6 – канал вторинного повітря;
7 – газифікаційна камера; 8 – обмурівка котла

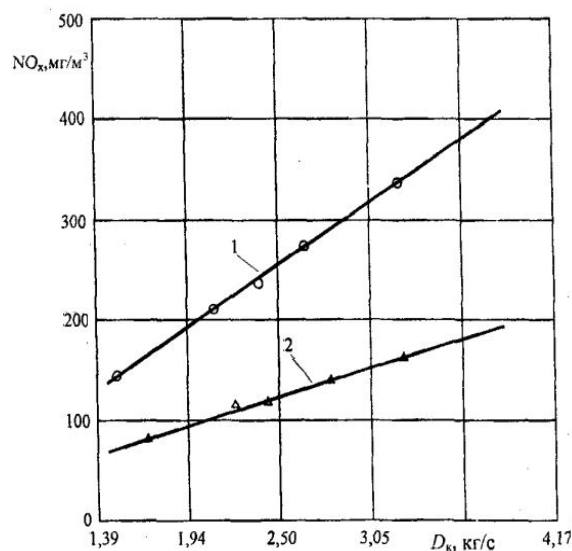


Рис. 2 – Вплив навантаження котла на концентрацію оксидів азота у вихідних газах:
1 – котел з заводськими пальниками;
2 – котел з пальниками для двохступеневого спалювання повітря

Як видно, зі збільшенням навантаження котла вихід оксидів азоту зростає. Це пояснюється тим, що з підвищенням навантаження температура в зоні горіння зростає, що призводить до зростання концентрації оксидів азоту в продуктах згорання.

З наведених даних на рис. 2 видно, що концентрація оксидів азоту в газах при роботі котла з пальниками для двоступеневого спалювання палива при навантаженні 3,42 кг/с в 2 рази нижче, ніж при роботі котла з заводськими пальниками. Аналогічна залежність концентрації оксидів азоту від навантаження котла спостерігалася також при спалюванні природного газу.

Також була досліджена динаміка утворення оксидів азоту уздовж факела котла. Отримані дані показують, що інтенсивне утворення оксидів азоту відбувається не після завершення реакцій горіння, а відразу після закінчення першої стадії горіння, яка характеризується майже повним витратанням вихідних вуглеводнів і утворенням максимальних концентрацій проміжних продуктів горіння.

Залежність концентрації сірчаного ангідриду в газах за пароперегрівником котла від навантаження з пальниками для двоступеневого спалювання палива показано на рис. 3. З графіка видно, що зі збільшенням навантаження котла концентрація сірчаного ангідриду в газах за пароперегрівником котла зростає і залежить від коефіцієнта надлишку повітря за пароперегрівником.

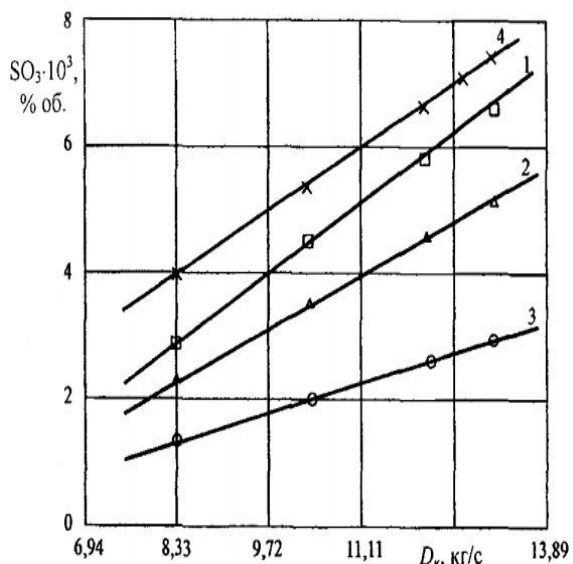


Рис. 3 – Зміна концентрації сірчаного ангідриду в газах за пароперегрівачем. Паливо – мазут:
1–3 – пальники для двохступеневого спалювання;
4 – заводські пальники

Наприклад, при надлишку повітря за пароперегрівником, рівному 1,2, при збільшенні навантаження котла з 8,3 до 12 кг/с концентрація сірчаного ангідриду в продуктах згорання збільшилася

з $2,9 \cdot 10^3$ до $5,7 \cdot 10^3$ % об. Збільшення коефіцієнта надлишку повітря за пароперегрівником призводить до зниження вмісту сірчаного ангідриду в продуктах згорання. Такий вплив навантаження і коефіцієнта надлишку повітря на утворення сірчаного ангідриду можна пояснити наступним чином. При зміні навантаження котла відбувається зміна температурного режиму як у ядрі факела, так і в кінцевих зонах, що впливає на генерацію сірчаного ангідриду.

Зміна коефіцієнта надлишку повітря надає двоякий вплив. З одного боку, підвищення змісту надлишкового повітря призводить до зростання концентрації вільного кисню в активній зоні, а це сприяє збільшенню інтенсивності утворення сірчаного ангідриду. З іншого боку, проявляється ефект розбавлення, що веде до зниження концентрації сірчаного ангідриду в газах [5].

З рис. 3 видно, що при навантаженні котла до 13 кг/с і коефіцієнті надлишку повітря за пароперегрівачем, рівному 1,2, при роботі котла з пальниками для двоступеневого спалювання палива концентрація сірчаного ангідриду в газах при однакових умовах в 1,2 рази менше, ніж при роботі котла із заводськими пальниками.

Крім того, було досліджено процес утворення сірчаного ангідриду уздовж факела котла з пальниками для двоступеневого спалювання палива. Так як в області високих температур сірчаній ангідрид утворюється за участю атомарного кисню, експериментальні дані вказують на наявність в початковій зоні значних концентрацій атомарного кисню, що утворився як в результаті термічної дисоціації молекулярного кисню, так і в результаті проміжних реакцій горіння. Отже, кількість атомарного кисню, що знаходиться в зоні горіння, визначає концентрацію сірчаного ангідриду. Тому при одних і тих же законах зміни концентрації реагентів в часі і температурі більшої кількості атомарного кисню буде відповідати велика концентрація сірчаного ангідриду.

Це підтверджує теоретичне припущення можливості одночасного зниження SO_3 і NO_3 при двохступеному спалюванні палива.

Дослідження показали, що максимальна концентрація сірчаного ангідриду в факелі спостерігається на відносній довжині факела $L/D_a \approx 7 \dots 8$ та залежить від коефіцієнта надлишку повітря.

Наприклад, при коефіцієнті з надлишком повітря на першому місці горіння $\alpha_1 = 0,86$ і загальному коефіцієнті надлишку повітря $\alpha_0 = 1,06$ максимальна концентрація сірчаного ангідриду в факелі становить $12 \cdot 10^{-3}$ % об. ($L/D_a \approx 7,5$), а при $\alpha_1 = 0,97$ та $\alpha_0 = 1,17$ – відповідно $17 \cdot 10^{-3}$ % об. ($L/D_a \approx 8,0$).

В процесі подальшого збільшення L/D_a у всіх випадках концентрація сірчаного ангідриду в факелі різко знижується.

Було проаналізовано зміну концентрації частинок сажі уздовж факела з пальниками для двохступеневого спалювання палива.

Аналіз отриманих даних показує, що максимальна концентрація сажистих частинок тим вище, чим вище відносна концентрація палива, і має місце при $L/D_a \approx 3,0$.

Наприклад, при навантаженні котла до 11,94 кг/с і коефіцієнті надлишку повітря на першій ступені горіння $\alpha_1 = 0,97$ і загальному коефіцієнті надлишку повітря $\alpha_0 = 1,17$ максимальна концентрація сажистих частинок в факелі становить 2,25 г/м³ при відносній довжині факела $L/D_a \approx 3,0$, а при тому самому навантаженні, але при максимальній концентрації частинок сажі в факелі становить 2,58 г/м³. При подальшому збільшенні L/D_a концентрація частинок сажі в факелі різко знижується і визначається швидкістю окислення сажі в потоці. Швидкість окислення сажі пов'язана з її питомою поверхнею, на якій відбувається окислення, а також залежить від концентрації кисню і температури середовища.

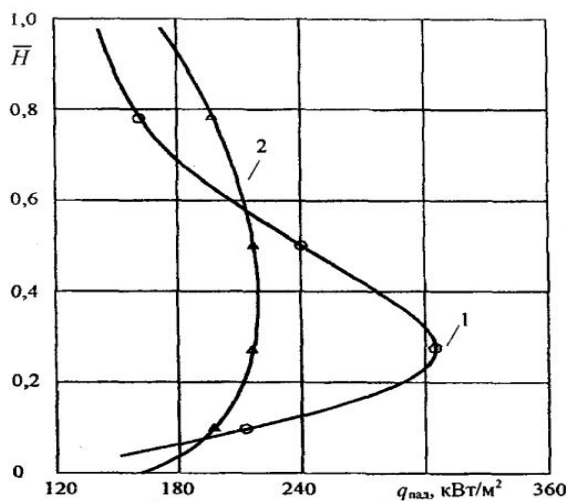


Рис. 4 – Розподіл падаючих теплових потоків по висоті топки котла:

1 – заводські пальники; 2 – пальники для двохступеневого спалювання палива

Поверхні нагрівання, що розміщені в котельній камері, сприймають променисту енергію факела. Точне визначення падаючої променевої енергії, поглиненої екранами або окремими їх ділянками, представляє великий інтерес. Найбільш повні характеристики променистого теплообміну дають дослідження, в яких проводиться вивчення розподілу потоків, що падають на екрани, і встановлюється зв'язок цих розподілів з родом палива, що спалюється, вигоранням палива по ходу газів і конструктивними особливостями топкових пристроїв. В даний час застосовуються прилади, що вимірюють безпосередньо теплові потоки. До них

відносяться одно-, двосторонній і здвоєний термозонди. Дослідження теплообміну в топці за допомогою цих термозондів показали високу надійність їх роботи і досить високу точність вимірювання.

Дослідження падаючих теплових потоків на екранні поверхні топки проводилося при різних навантаженнях котла. Розподіл падаючих теплових потоків характеризує процес формування факела, а також в значній мірі визначає теплосприйняття екранних поверхонь нагріву. Останнє в більшій мірі залежить також від розподілу забруднень по екранах, яке, в свою чергу, пов'язано з особливостями ведення топкового процесу [6].

Зміна падаючих теплових потоків по висоті топки показано на рис. 4. Розподіл падаючих теплових потоків по висоті топки стало більш рівномірним і максимальні теплові навантаження після переходу на спалювання мазуту в двохступеневих пальниках знизилися з 300 кВт/м² до 227 кВт/м² тобто в 1,32 рази. Дослідження залежності максимальних падаючих теплових потоків на екранні поверхні нагріву топки від навантаження котла показали, що при зміні навантаження з 8,3 кг/с до 12,8 кг/с максимальні падаючі теплові потоки зростають з 217 кВт/м² до 342 кВт/м².

Висновки

1 Встановлення на газомазутних котлах пальників для двохступеневого спалювання газу і мазуту приводить до зниження виходу оксидів азоту в 1,5 рази, а сірчистого ангідриду – в 1,2 рази.

2 При двохступеному спалюванні мазуту в газомазутних котлах підвищується надійність екранних поверхонь нагріву в результаті зниження максимальних падаючих теплових потоків на екранні поверхні нагріву котла в середньому в 1,3 рази.

3 Промислова експлуатація газомазутних котлів, обладнаних спеціалізованими пальниковими пристроями для двохступеневого спалювання палива, показала, що котли працюють надійно в широкому діапазоні зміни навантаження. Досвід промислової експлуатації також підтвердив високу ефективність спалювання палива в котлах з новими пальниками, що призвело до підвищення ККД котельних агрегатів в середньому на 1,6 %–2,0 % в результаті зниження коефіцієнта надлишку повітря і температури відхідних газів.

Список літератури

1. Ефимова А. В. *Совершенствование и оптимизация моделей, процессов, конструкций и режимов работы энергетического оборудования АЭС, ТЭС и отопительных котельных*. Харків: Підручник НТУ «ХПІ», 2013. 376 с.
2. Каверцев В. Л., Дягілев В. О. Огляд проблем ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів в промисловому секторі України та можливі оптимальні шляхи їх ви-

- рішення. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 10(1232). С. 92–96. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.13.
- Росляков П. В., Закиров И. А. *Нестехиометрическое сжигание природного газа и мазута на тепловых электростанциях*. Москва: МЭИ, 2001. 144 с.
 - Ефимов А. В., Каверцев В. Л., Рыженко И. Е., Гаркуша Т. А., Черняк Е. А. Характеристики работы пыле-угольных котлов высокого давления, работающих на украинских углях, и перспективы их техпереворужения путем установки газоплотных топков и других инновационных решений. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2013. № 14(988). С. 96–101. ISSN 2078-774X.
 - Ефимов А. В., Горбатенко В. Я. и др. *Защита окружающей среды от выбросов сернистых соединений в теплоэнергетике*. Харьков: Підручник НТУ «ХПІ», 2016. 132 с. ISBN 978-617-678-067-8.
 - Жихар Г. И. *Физико-химические процессы в газомазутных котлах*. Минск: Тэхналогія, 2002. 325 с.
 - clear power plants, thermal power plants and heating boilers], Textbook of NTU “KhPI”, Kharkov, 376 p.
 - Kavertsev, V. and Dyaghilev, V. (2017), “Reviewing an Efficiency of the Use of Fuel and Power Resources for the Industry of Ukraine”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 92–96, ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.13.
 - Roslyakov, P. V. (2001), *Nestekhiometricheskoe szhiganie prirodnogo gaza i mazuta na teplovykh elektrostansiyakh* [Non-stoichiometric combustion of natural gas and fuel oil at thermal power plants], MEI, Moscow, 144 p.
 - Efimov A. V. (2013), *Kharakteristiki raboty pylе-ugol'nykh kotlov vysokogo davleniya, rabotayushchikh na ukrainskikh uglyakh, i per-spektiviy ikh tekhperevooruzheniya putem ustanovki gazo-plotnykh topok i drugikh innovatsionnykh resheniy* [Characteristics of coal dust-pressure boilers, working on Ukrainian coals, and their perspective view of technical upgrade by installing a gas-tight furnace and other innovative solutions], *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 14(988), pp. 96–101.
 - Yefimov O. V., Gorbatenko V. Ya. (2016), *Zashhyta okruzhajushhej sredy ot vyybrosov sernystykh soedyneniy v teploenergetyke* [Protection of the environment from emissions of sulfur compounds in heat power engineering], Textbook of NTU “KhPI”, Kharkov, 132 p. ISBN 978-617-678-067-8.
 - Zhikhar G. I. (2002), *Fiziko-khimicheskie protsessy v gazomazutnykh kotlakh* [Physicochemical processes in gas-oil boilers], *Technologiya*, Minsk, 325 p.

References (transliterated)

Надійшла (received) 12.02.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Єфімов Олександр Вячеславович (Ефимов Александр Вячеславович, Yefimov Olexander Vyacheslavovich) – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри парогенераторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3300-7447>; e-mail: AVEfimov22@gmail.com.

Каверцев Валерій Леонідович (Каверцев Валерий Леонидович, Kavertsev Valerii) – кандидат технічних наук, доцент кафедри парогенераторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; email: kavertseff@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9472-1658>.

Дягілев Вадим Олександрович (Дягилев Вадим Александрович, Dyahiliev Vadym) – аспірант, кафедри парогенераторобудування, технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: dyaga.v@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6823-7221>.

Гаркуша Тетяна Анатоліївна (Гаркуша Татьяна Анатольевна, Harkusha Tetyana Anatoliivna) – науковий співробітник кафедри парогенераторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: tetiana.harkusha@khpri.edu.ua.

Черныш Богдан Борисович (Черныш Богдан Борисович, Chernysh Bogdan) – аспірант Одеської національної академії харчових технологій, м. Одеса, Україна, email: kavertseff@gmail.com.

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

НОВІ МЕТОДИ УСЕРЕДНЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОСТОРОВОГО ПОТОКУ ЗА СОПЛОВОЮ РЕШІТКОЮ ТУРБОМАШИНИ

Для осереднення параметрів просторового потоку за сопловою решіткою запропоновані методи, що дозволяють зберегти в початковому нерівномірному і осередненому потоках витрату, ентальпію гальмування, осьову проекцію моменту кількості руху. Показано, що вибір четвертої інтегральної характеристики (кінетична енергія, ентропія, кількість руху) не має особливого значення, оскільки не впливає на комплексний критерій якості решітки – добуток коефіцієнта швидкості на косинус кута, що враховує рівень радіальної складової швидкості. Тиск за решіткою запропоновано знаходити за умови збереження кінетичної енергії потоку в теоретичному процесі течії. В якості інтегральних характеристик решітки запропоновано використовувати коефіцієнт швидкості та два кута потоку.

Ключові слова: соплова решітка, усереднені параметри потоку, інтегральні характеристики решітки, методи усереднення параметрів.

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

НОВЫЕ МЕТОДЫ ОСРЕДНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ПОТОКА ЗА СОПЛОВОЙ РЕШЕТКОЙ ТУРБОМАШИНЫ

Для осреднения параметров пространственного потока за сопловой решеткой предложены методы, позволяющие сохранить в исходном неравномерном и осредненном потоках расход, энтальпию торможения, осевую проекцию момента количества движения. Показано, что выбор четвертой интегральной характеристики (кинетическая энергия, энтропия, количество движения) не имеет особого значения, поскольку не влияет на комплексный критерий качества решетки – произведение коэффициента скорости на косинус угла, характеризующего уровень радиальной составляющей скорости. Давление за решеткой предложено находить из условия сохранения кинетической энергии потока в теоретическом процессе истечения. В качестве интегральных характеристик решетки предложено использовать коэффициент скорости и два угла потока.

Ключевые слова: сопловая решетка, осредненные параметры потока, интегральные характеристики решетки, методы осреднения параметров.

A. LAPUZIN, V. SUBOTOVICH, Yu. YUDIN

NEW METHODS USED FOR THE SMOOTHING OF THE THREE-DIMENSIONAL FLOW BEHIND THE TURBINE NOZZLE CASCADE

To smooth the parameters of the three-dimensional flow behind the nozzle cascade new methods were suggested that allow us to sustain the flow rate, stagnation enthalpy and the axial projection of the moment of momentum for initial-, nonuniform and averaged flows. It was shown that the choice of the fourth integral characteristic (the kinetic energy, the entropy and the quantity of motion) has no particular significance because it has no effect on the complex criterion of the cascade quality, i.e. the velocity coefficient-angle cosine product that characterizes the level of the radial component of velocity. The minimum values of the velocity coefficient and the cosine angle satisfy the method that allows us to sustain the quantity of motion during the smoothing and the maximum values of the specified nozzle characteristics satisfy method 2 that enables the entropy maintenance. To evaluate the aerodynamic efficiency of the nozzle cascade the preference should be given to method 1 that enables the kinetic energy conservation and the velocity coefficient allows for the precise determination of the degree of loss of the kinetic energy that is equal to 3.6 % as for the example given in the scientific paper. As for method 1, the kinematic losses in the cascade are defined by the angle cosine that characterizes the level of the radial component of the velocity behind the cascade. For the example in question, kinematic losses are equal to 1.9 % and the complex criterion of quality equal to 0.972 corresponds to the overall losses of 5.5 %. It was suggested to use the velocity coefficient and the two angles of flow as integral cascade characteristics. The use of these characteristics enables the correct computations of the efficiency factor for the stage within the one-dimensional computation. The incisive analysis was performed for different methods used for the averaging of the parameters of the axially asymmetric flow behind the nozzle cascade. It was suggested to neglect the flow rate factor in the case of thermal computations done for the turbine stage.

Key words: nozzle cascade, averaged flow parameters, integral cascade characteristics, and parameter averaging methods.

Вступ

У теорії плоского потоку [1] основними оціночними характеристиками решіток, в яких нерівномірний потік умовно вважається циліндричним невісесиметричним (за кільцевою решіткою) або плоским (за прямим пакетом профілів), використовуються коефіцієнт витрати, коефіцієнт кількості руху (коефіцієнт швидкості), коефіцієнт корисної дії (або еквівалентний йому коефіцієнт втрат кінетичної енергії) та усереднений кут потоку. Оскільки навіть у ступеня з циліндричними

межами за решітками лопаток є радіальна складова швидкості, кількість усереднених кутів потоку необхідно збільшити до двох. Всі перераховані вище коефіцієнти істотно залежать від того, як визначається поняття ідеального процесу в решітці: ККД решітки на частки відсотка перевищує квадрат коефіцієнта швидкості, а коефіцієнт витрати може на кілька відсотків відрізнитися від коефіцієнта швидкості.

Використання в одновимірному тепловому розрахунку ступеня турбіни згаданих вище оціночних характеристик соплової та робочої

решіток призводить до того, що в більшості випадків за параметрами осередненого потоку неможливо вірно знайти витрати та колові складові швидкості, що визначають у турбінному рівнянні Ейлера осьові проекції моменту кількості руху, крутний момент і корисну потужність турбіни.

У більшості відомих методів обробки результатів тестування решітки [1–6] осереднений тиск за решіткою обчислюється без залучення параметрів гальмування перед решіткою. Найбільш просто тиск знаходиться в методах [1, 3] шляхом осереднення його за площею. За допомогою осередненого тиску за решіткою і параметрів гальмування потоку перед нею знаходяться потім теоретичні параметри потоку за решіткою, які використовуються під час обчислення коефіцієнта витрати, коефіцієнта швидкості та ККД. У методі [7], де теоретична кінетична енергія знаходиться із залученням параметрів гальмування перед решіткою за допомогою поля теоретичних швидкостей за решіткою та поля дійсних витрат, осереднений тиск за решіткою не визначається, а її ККД знаходиться як відношення кінетичної енергії вихідного нерівномірного потоку до кінетичної енергії ідеального (теоретичного) нерівномірного потоку: $\bar{\eta} = E_k / E_{kt}$.

Однією ризикою тут і нижче відзначені параметри та характеристики, усереднені вздовж кроку. На відміну від методів [1, 3, 7], які розроблені для плоского потоку, і в яких використовується коефіцієнт витрати, істотні недоліки мають і більш сучасні, так звані ентропійні методи усереднення параметрів просторового потоку [4, 5]. Ці методи забезпечують правильність обчислення ентропії та витрати, однак спотворюють осереднений тиск і осьову проекцію моменту кількості руху. Найбільш досконалим є метод [6], що забезпечує збереження витрати і осьової проекції моменту кількості руху. Єдиним його недоліком є невелике завищення усередненого тиску за решіткою, яке скомпенсовано завищеним значенням комплексного критерія якості решітки.

Мета роботи

Розробити методи усереднення параметрів просторового потоку за кільцевою сопловою решіткою, які дозволяють зберегти у початковому нерівномірному та усередненому потоках витрату, ентальпію гальмування, осьову проекцію моменту кількості руху, і обґрунтувати використання нового комплексного критерію якості решітки – добуток коефіцієнта швидкості на косинус кута, який характеризує рівень радіальної складової швидкості, що дозволить вірно визначити ККД ступеня в межах одновимірного розрахунку.

Зміст вдосконалених методів

На відміну від методу [7], в якому під час визначення ККД решітки зберігається тільки відношення кінетичних енергій плоских нерівномірних потоків в реальному та теоретичному процесах течії ($\bar{\eta} = E_k / E_{kt}$), пропонується метод 1, в якому як для плоского, так і для просторового потоків зберігаються кінетична енергія, теоретична кінетична енергія, повна енергія, витрата, осьова проекція моменту кількості руху. За витратою та теоретичною кінетичною енергією вихідного нерівномірного потоку знаходиться осереднена теоретична швидкість потоку і усереднений тиск за решіткою. Інтегральні характеристики соплової решітки (ККД та два кути потоку), визначені за допомогою методу 1, дозволяють виконати одновимірний тепловий розрахунок ступеня, якщо відомі параметри гальмування перед ступенем, тиск за ступенем, частота обертання ротора і інтегральні характеристики робочої решітки (ККД та два кути потоку). При цьому відпадає необхідність використання коефіцієнтів витрати соплової і робочої решіток.

Метод 2 відрізняється від методу 1 лише тим, що замість умови збереження кінетичної енергії у вихідному нерівномірному і осередненому потоках зберігається ентропія. При такому усередненні кінетична енергія осередненого потоку буде вищою кінетичної енергії вихідного нерівномірного потоку. Оскільки величина теоретичної кінетичної енергії в обох методах однакова, ККД решітки в методі 2 помітно вище, ніж в методі 1. Важливо підкреслити, що запропонований до використання коефіцієнт якості решітки, що враховує не тільки її ККД, але і рівень радіальної складової швидкості, є однаковим в методах 1 та 2.

На першому етапі потік в контрольному перерізі за решіткою розбивається на досить велику кількість кільцевих ділянок, в межах кожної з яких параметри потоку уздовж радіуса вважаються незмінними. У кожному такому перерізі параметри потоку усереднюються вздовж кроку до одновимірного вісесиметричного потоку. Для цього на кожній ділянці обчислюються п'ять інтегральних характеристик вихідного нерівномірного потоку, а саме: повна енергія (ентальпія гальмування), витрата, теоретична кінетична енергія (гібридна характеристика, для знаходження якої використовуються параметри гальмування перед решіткою), осьова проекція моменту кількості руху, кінетична енергія для методу 1 або ентропія для методу 2. За цими характеристиками знаходяться п'ять незалежних параметрів усередненого просторового потоку: параметри гальмування \bar{T}^* , \bar{P}^* , тиск \bar{P} та два кути $\bar{\alpha}$, $\bar{\gamma}$, що визначають напрямок вектора абсолютної швидкості газу.

На другому етапі двовимірний вісесиметричний потік у сопловій решітці може бути приведений до одновимірного потоку (усереднення вздовж радіусу). Для цього підсумовуються перелічені вище інтегральні характеристики всіх кільцевих ділянок, а потім за ними визначаються всі параметри осередненого в двох напрямках просторового потоку за решіткою (\bar{T}^* , \bar{P}^* , \bar{P} , $\bar{\alpha}$, $\bar{\gamma}$). За допомогою інтегральних характеристик всієї соплової решітки можна визначити інтегральний лопатковий ККД ступеня за формулою

$$\bar{\eta}_{\text{ол}} = \frac{\omega(\bar{M}_{a1} - \bar{M}_{a2})}{GH_p},$$

де \bar{M}_{a1} , \bar{M}_{a2} – осьові проекції усереднених уздовж кроку і вздовж радіуса моментів кількості руху за сопловою і робочою решітками.

Інтегральні характеристики невісесиметричного потоку в кільцевій струмці течії

У табл. 1 у якості прикладу наведені параметри потоку повітря на одному з радіусів ($r = 94$ мм) за сопловою решіткою в семи точках вздовж кроку, розташованих на однакових відстанях у колдовому напрямку. Перед решіткою температура гальмування $T_0^* = 318$ К, надлишковий тиск гальмування $P_0^* = 2936$ кг/м², барометричний тиск $B = 10211$ кг/м². Незначна за величиною радіальна протяжність кільцевої струмки течії ($\Delta r = 2,4$ мм) дозволяє вважати вихідний нерівномірний потік в струмці двовимірним потоком.

У табл. 1 P та P^* – надлишкові тиск і тиск гальмування повітря в точках вимірювань, α і γ – кути просторового потоку (рис. 1).

Таблиця 1 – Крокова нерівномірність параметрів потоку за решіткою

j	1	2	3	4	5	6	7
P^* , кг/м ²	2929	2931	2892	2530	2610	2913	2930
P , кг/м ²	412	344	290	824	527	245	400
α , град	19,30	19,30	20,70	19,50	14,90	16,55	17,87
γ , град	5,6	5,4	4,5	-7,0	2,2	8,0	6,4
C , м/с	194,1	196,95	197,9	160,34	177,7	200,4	194,6
C_w , м/с	63,85	64,81	69,75	53,12	45,65	56,53	59,34
T , К	299,2	298,7	298,5	305,2	302,3	298,0	299,1
ρ , кг/м ³	1,212	1,207	1,202	1,235	1,213	1,198	1,211
Δg , кг/с	0,01566	0,01583	0,01695	0,01328	0,01121	0,01371	0,01455

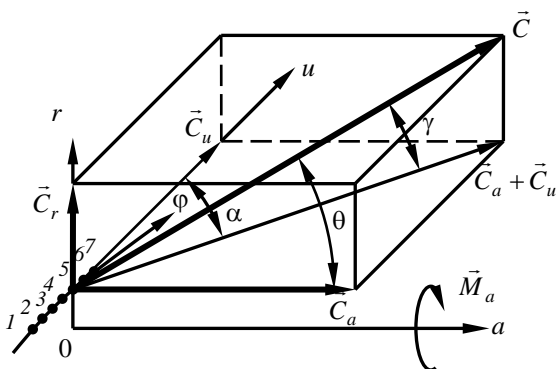


Рис. 1 – Параметри просторового потоку: точки 1–7 розташовані рівномірно на дузі ϕ ; вектор \vec{C}_u є дотичним дузі ϕ

У відповідності до цих параметрів та температури гальмування $T^* = T_0^*$ в кожній точці можна знайти:

– швидкість

$$C = \sqrt{2009T^* \left[1 - \left(\frac{P+B}{P^*+B} \right)^{0,2857} \right]};$$

– температуру

$$T = T^* - \frac{C^2}{2009};$$

– густину

$$\rho = \frac{9,8(P+B)}{287T};$$

– витрату в околі точки

$$\Delta g = \rho C \cos \gamma \sin \alpha \Delta F,$$

де $\Delta F = F/7 = 0,0002024$ м² ($F = 0,001417$ м² – торцева площа кільця).

Оскільки за соплами відсутня великомасштабна нерівномірність параметрів потоку, умовно прийнято, що у колдовому напрямку розташоване всього сім точок, а витрата в струмці течії

$g = \sum_{j=1}^m \Delta g$. Добуток $\cos \gamma \sin \alpha$ можна замінити на

$\cos \theta$, де θ – кут між вектором швидкості \vec{C} і його витратною складовою \vec{C}_a .

Загальні міркування з питання вибору способів осереднення параметрів потоку розглянуті у монографії Г. Н. Абрамовича [2]. Відзначається, що газові потоки зі змінними вздовж перерізу

параметрами в окремих випадках можна розглядати як одновимірні. При цьому виникає задача про осереднення параметрів газу в поперечному перерізі нерівномірного потоку. Задано нерівномірний потік, який характеризується низкою сумарних (інтегральних) величин, а саме: витратою газу, енергією, імпульсом, ентальпією та іншими. Ці інтегральні характеристики потоку наведено в

табл. 2. Оскільки у деяких випадках радіальна складова швидкості буває невідомою, тому інтегральні характеристики підраховано як для просторового потоку ($\gamma \neq 0$), так і для циліндричного потоку (кут γ у табл. 1 вважається таким, що дорівнює нулю).

Таблиця 2 – Інтегральні характеристики потоку за решіткою та оціночні характеристики решітки

Вид потоку	Циліндричний, $\gamma = 0$	Просторовий, $\gamma \neq 0$
Витрата, g , кг/с	0,1017	0,1012
Кінетична енергія, E_k , Дж/с	1842	1832
Кількість руху, R , Н	19,31	19,22
Осьова проекція кількості руху, R_a , Н	6,13	6,06
Колова проекція кількості руху, R_u , Н	18,30	18,11
Осьова складова повного імпульсу, I_a , Н	153,94	153,87
Осьова проекція моменту кількості руху, M_a , Н·м	1,72	1,702
Зміна питомої ентропії, ΔS , Дж/(кг·К)	1,73	1,73
Теоретичні інтегральні характеристики для $\bar{P} = 434 \text{ кг/м}^2$ та $\bar{\alpha} = 18,51^\circ$:		
– теоретична витрата, \bar{g}_t , кг/с	0,1056	0,1056
– теоретична кількість руху, \bar{R}_t , Н	20,42	20,42
– теоретична кінетична енергія, \bar{E}'_{kt} , Дж/с	1975	1975
Оціночні характеристики решітки:		
– коефіцієнт витрати, $\bar{\mu} = g/\bar{g}_t$	0,963	0,958
– коефіцієнт швидкості, $\bar{\varphi} = \frac{R/g}{R_t/\bar{g}_t}$	0,982	0,982
– ККД решітки $\bar{\eta} = \frac{E_k/g}{E'_{kt}/\bar{g}_t}$	0,969	0,968

Із табл. 2 видно, що неврахування або неможливість вимірювання радіальної складової швидкості практично не впливає на коефіцієнт швидкості та ККД решітки, але завищує масову витрату на 0,5 % та момент M_a на 1 %. У нижній половині табл. 2 представлені теоретичні величини інтегральних характеристик усередненого потоку та оціночні характеристики решітки, що були визначені відповідно до [1]. У [1] спочатку знаходиться усереднений за площею тиск за решіткою $\bar{P} = 434 \text{ кг/м}^2$ та кут $\bar{\alpha} = 18,51^\circ$, а вже потім – наступні теоретичні параметри, а саме:

$$\bar{C}_t = 193,38 \text{ м/с}, \quad \bar{g}_t = \bar{\rho}_t \bar{C}_t F \sin \bar{\alpha}, \quad \bar{E}'_{kt} = 0,5 \bar{g}_t \bar{C}_t^2.$$

На оціночні характеристики $\bar{\mu}$, $\bar{\varphi}$, $\bar{\eta}$ помітно впливає спосіб усереднення тиску. Якщо його усереднити більш коректно з урахуванням витратної складової швидкості ($\bar{P} = 423 \text{ кг/м}^2$), швидкість \bar{C}_t збільшиться до 193,84 м/с, що призведе до зниження в 1,0024–1,0016 раз коефіцієнтів швидкості та масової витрати і зниження ККД решітки з

0,969 до 0,964 (якщо $\gamma = 0$). Усереднений кут потоку за решіткою визначається в методах [1, 3, 7]

за формулою $\bar{\alpha} = \arctg\left(\frac{R_a}{R_u}\right)$. Крім цього кута в

методах [1, 7] обчислюється ККД решітки, а в методі [3] – коефіцієнт швидкості.

У монографії [2] розглянуті різні способи усереднення поступального нерівномірного потоку та зазначено, що при цьому можна зберегти постійними тільки три сумарні характеристики вихідного течії. Відсутність в [2] рекомендацій щодо усереднення просторового потоку в ступенях турбомашин стало, мабуть, однією з причин появи не цілком обґрунтованих методик обробки результатів фізичних експериментів [4, 5]. Оскільки стан одновимірного просторового потоку в кожній кільцевій струмці визначається п'ятьма незалежними параметрами (наприклад, параметрами гальмування \bar{T}^* , \bar{P}^* , тиском \bar{P} та кутами $\bar{\alpha}$ і $\bar{\gamma}$), то при усередненні вздовж кроку одночасно можна зберегти постійними тільки п'ять сумарних фізич-

них характеристик вихідної течії. Усереднені уздовж кроку параметри потоку за сопловою решіткою та його інтегральні характеристики відзначені рискою зверху, а індекс I не вказано. Із формули для ККД струмки течії (елементарного турбінного ступеня)

$$\bar{\eta}_{\text{ол}} = \frac{\omega(\bar{M}_a - \bar{M}_{a2})}{\bar{g}\bar{H}_p}$$

впливає, що для вірного визначення ККД необхідно зберегти під час осереднення уздовж кроку осьову проекцію моменту кількості руху та масову витрату. Крім \bar{M}_a та \bar{g} є доцільним зберегти не тільки відношення $E_{\text{к}}/E_{\text{кр}}$ (як це прийнято в [7]), а й фактичні величини цих кінетичних енергій, а також повну енергію E , що дозволить знайти інтегральні характеристики решітки $\bar{\varphi}$, $\bar{\alpha}$, $\bar{\gamma}$ в методі I .

Метод I усереднення параметрів невісесиметричного потоку за сопловою решіткою

Якщо температура гальмування перед решіткою T_0^* є постійною в поперечному перерізі 0 , то і за решіткою у всіх точках потоку температура гальмування дорівнює температурі T_0^* . Таким чином, умова збереження повної енергії

$$\bar{E} = C_p \bar{T}^* \bar{g} = \sum_{j=1}^m C_p T^* \Delta g = E$$

є еквівалентною умові $\bar{T}^* = T_0^*$.

Після знаходження масової витрати в струмці течії

$$\begin{aligned} \bar{g} &= \bar{\rho} \bar{C} \cos \bar{\gamma} \sin \bar{\alpha} F = \\ &= \sum_{j=1}^m \rho C \cos \gamma \sin \alpha F = \sum_{j=1}^m \Delta g = g \end{aligned}$$

із гібридної умови збереження секундної теоретичної кінетичної енергії

$$\bar{E}_{\text{кр}} = \frac{\bar{g} \bar{C}_t^2}{2} = \sum_{j=1}^m \left(\frac{C_t^2}{2} \right) \Delta g = E_{\text{кр}}$$

можна знайти усереднену теоретичну швидкість потоку за решіткою \bar{C}_t . В останній формулі локальна теоретична швидкість визначається так:

$$C_t = \sqrt{2009 T_0^* \left[1 - \left(\frac{P+B}{P_0^*+B} \right)^{0,2857} \right]}$$

Усереднений тиск за решіткою

$$\bar{P} + B = (P_0^* + B) \bar{\pi}_t,$$

де відношення тисків дорівнює $\bar{\pi}_t = (1 - 0,1666 \bar{\lambda}_t^2)^{3,5}$ та визначається за величиною зведеної теоретичної швидкості $\bar{\lambda}_t = \frac{\bar{C}_t}{18,3 \sqrt{T_0^*}}$.

Із умови збереження секундної кінетичної енергії

$$\bar{E}_{\text{к}} = \frac{\bar{g} \bar{C}^2}{2} = \sum_{j=1}^m \left(\frac{C^2}{2} \right) \Delta g = E_{\text{к}}$$

знаходиться:

- усереднена швидкість \bar{C} ;
- зведена швидкість $\bar{\lambda} = \frac{\bar{C}}{18,3 \sqrt{T_0^*}}$;
- відношення тисків $\bar{\pi} = (1 - 0,1666 \bar{\lambda}^2)^{3,5}$;
- тиск гальмування за решіткою $\bar{P}^* + B = \frac{\bar{P} + B}{\bar{\pi}}$;
- щільність газу $\bar{\rho} = \frac{9,8(\bar{P} + B)}{287(\bar{T}^* - \bar{C}^2/2009)}$.

Останнє (п'яте) інтегральне співвідношення

$$\bar{M}_a = r \bar{g} \bar{C}_u = \sum_{j=1}^m r C \cos \gamma \cos \alpha \Delta g = M_a$$

дозволяє знайти усереднену колову складову швидкості \bar{C}_u та розділити на співмножники добуток $\cos \bar{\gamma} \sin \bar{\alpha} = \frac{\bar{g}}{\bar{\rho} \bar{C} F}$:

$$\begin{aligned} \bar{\alpha} &= \arctg \left(\cos \bar{\gamma} \sin \bar{\alpha} \frac{\bar{C}}{\bar{C}_u} \right); \\ \bar{\gamma} &= \arccos \left(\frac{\cos \bar{\gamma} \sin \bar{\alpha}}{\sin \bar{\alpha}} \right). \end{aligned}$$

ККД соплової решітки $\bar{\eta} = (\bar{C}/\bar{C}_t)^2$, коефіцієнт втрат кінетичної енергії $\bar{\zeta} = 1 - \bar{\eta}$.

Аналіз різних методів усереднення

Нерівномірні за решіткою параметри потоку із табл. 1 були усереднені різними методами (табл. 3). Усереднені параметри потоку \bar{T}^* , \bar{P}^* , \bar{P} , $\bar{\alpha}$, $\bar{\gamma}$, його інтегральні характеристики \bar{g} , $\bar{E}_{\text{к}}$, \bar{M}_a , а також оціночні характеристики решітки відокремлені в табл. 3 рискою. На відміну від вихідного двовимірного потоку, в якому $\bar{\eta} > \bar{\varphi}^2$, в усередненому потоці $\bar{\eta} = \bar{\varphi}^2$.

Таблиця 3 – Результати усереднення параметрів потоку за решіткою різними методами

Параметри	Метод									
	$E/g,$ $\bar{P}_s,$ $R/g,$ R_a/R_u $\gamma = 0$	$E/g,$ $\bar{P}_s,$ $E_{кт}/g,$ R_a/R_u $\gamma = 0$	$E/g,$ $E_{кт}/E_{кт},$ R_a/R_u $\gamma = 0$	Усереднене за площею	Усереднене за масовою витратою	$E,$ $I_a,$ $S,$ g	$E,$ $R_r,$ $S,$ $g,$ R_a	$E,$ $R_r,$ $I_a,$ $g,$ M_a	$E,$ $E_{кт},$ $E_{кт},$ $g,$ M_a	$E,$ $S,$ $E_{кт},$ $g,$ M_a
	Джерело інформації									
	[3]	[1]	[7]	–	–	[4]	[5]	[6]	Метод 1	Метод 2
$\bar{T}^*, \text{К}$	318									
$\bar{P}, \text{кг/м}^2$	434	434	–	434	423	441	196	440	423	423
$\bar{P}^*, \text{кг/м}^2$	2834	2846	–	2819	2833	2857	2857	2813	2831	2856
$\bar{\theta}, \text{град}$	71,49	71,49	71,49	71,75	71,55	71,98	72,63	71,82	71,94	72,06
$\bar{\alpha}, \text{град}$	18,51	18,51	18,51	18,29	18,49	–	17,41	18,20	18,24	18,23
$\bar{\gamma}, \text{град}$	0	0	0	5,97	5,90	–	3,86	4,1	7,95	9,67
$\bar{g}, \text{кг/с}$	0,1035	0,1037	–	0,1015	0,1029	0,1012	0,1012	0,1012	0,1012	0,1012
$\bar{E}_k, \text{Вт}$	1866	1877	–	1819	1862	1834	2035	1808	1832	1849
$\bar{M}_a, \text{Нм}$	1,752	1,758	–	1,705	1,736	–	1,816	1,702	1,702	1,702
$P_0^* - \bar{P}^*, \text{кг/м}^2$	102	90	–	117	103	79	79	123	105	80
$\bar{\eta}$	0,964	0,969	0,964	0,959	0,963	0,972	0,975	0,957	0,964	0,973
$\bar{\varphi}$	0,982	0,984	0,982	0,979	0,981	0,986	0,987	0,978	0,982	0,986
$\bar{\zeta}$	0,036	0,031	0,036	0,041	0,037	0,028	0,025	0,043	0,036	0,027
$\bar{\varphi} \cos \bar{\gamma}$	0,982	0,984	0,982	0,974	0,976	–	0,985	0,976	0,972	0,972

В позначенні методів перераховані інтегральні характеристики, які зберігаються під час усереднення. Для методу 1 це – $E, E_k, E_{кт}, g, M_a$. Для методу 2 та методів [4, 5] умова збереження ентропії ($\bar{S} = S$) є еквівалентною щодо умови збільшення ентропії в сопловій решітці: $\Delta \bar{S} = \Delta S$, де $\Delta \bar{S} = -R \ln \left[\frac{\bar{P}^* + B}{P_0^* + B} \right]$. Усереднений тиск гальмування за решіткою визначається у цьому випадку за формулою [2]

$$\bar{P}^* + B = \exp \left\{ \frac{1}{g} \sum_{j=1}^m [\ln(P^* + B)] \Delta g \right\}.$$

У деяких методах зберігаються наступні інтегральні характеристики потоку або їх співвідношення:

– кількість руху

$$\bar{R} = \bar{g} \bar{C} = \sum_{j=1}^m C \Delta g = R;$$

– осьова проекція кількості руху

$$\bar{R}_a = \bar{g} \bar{C}_a = \sum_{j=1}^m C \cos \gamma \sin \alpha \Delta g = R_a;$$

– колова проекція кількості руху

$$\bar{R}_u = \bar{g} \bar{C}_u = \sum_{j=1}^m C \cos \gamma \cos \alpha \Delta g = R_u;$$

– радіальна проекція кількості руху

$$\bar{R}_r = \bar{g} \bar{C}_r = \sum_{j=1}^m C \sin \gamma \Delta g = R_r;$$

– осьова складова повного імпульсу

$$\bar{I}_a = \bar{g} \bar{C}_a + (\bar{P} + B) 9,8 F = R_a + \sum_{j=1}^m (P + B) 9,8 \Delta F = I_a.$$

У двох найпростіших методах усереднення за площею та за масовою витратою були усереднені $P, P^*, \sin \alpha, \cos \gamma$. Оскільки запропоновані до використання методи 1 та 2 забезпечують вірність визначення масової витрати крізь решітку ($\bar{g} = g$), тиску за решіткою $\bar{P} = 423 \text{ кг/м}^2$, а також осьової проекції моменту кількості руху ($\bar{M}_a = M_a$), всі інші методи були оцінені за мірою спотворення масової витрати, моменту та усередненого тиску.

Порівняння методів, в яких не забезпечується збереження масової витрати

Найпростіший метод усереднення параметрів за площею завищує масову витрату тільки на 0,3 %, момент \bar{M}_a – на 0,17%, а тиск – на 11 кг/м^2 . Для степені реактивності ступеня 0,33 така помилка у визначенні тиску підвищує степінь реактивності до 0,333. Однак, для інших масивів початко-

вих даних похибка цього методу може бути набагато більшою.

Використання усереднених за масовою витратою $\bar{P}, \bar{P}^*, \bar{\alpha}, \bar{\gamma}$ забезпечує вірність визначення тиску \bar{P} , проте масова витрата \bar{g} виявляється більше фактичної на 1,7 %, а момент \bar{M}_a – більше фактичного на 2 %. Таким чином, цей метод усереднення є незадовільним.

Якщо під час визначення параметрів потоку знехтувати радіальною складовою швидкості, поклавши рівним до нуля кут γ в табл. 1, та скористатися методами [1, 3] усереднення параметрів плоского потоку, витрата крізь решітку виявиться завищеною на 2,3–2,5 %, а момент – на 3–3,3 %. У цих методах усереднений тиск також є дещо завищеним (на 11 кг/м²), оскільки знаходиться шляхом усереднення локальних тисків за площею. Невеликі розбіжності в оціночних характеристиках пояснюються тим, що в методі [3] зберігається питома кількість руху R/g , що є основою визначення коефіцієнта швидкості $\bar{\varphi} = 0,982$, $\bar{\varphi}^2 = 0,964$, а в методі [1] зберігається питома кінетична енергія, що є основою визначення ККД решітки $\bar{\eta} = 0,969$.

На відміну від методу [1], де зберігається питома кінетична енергія $E_{\text{к}}/g$, а теоретичні параметри потоку знаходяться для $\bar{P} = 434$ кг/м², в методі [7] ККД решітки обчислюється як відношення $E_{\text{к}}/E_{\text{к}0}$, в якому чисельник і знаменник знаходяться з використанням одних і тих же полів тиску та локальних фактичних масових витрат за решіткою. Величина ККД решітки в методах [1, 7] відрізняються незначно, однак це не має особливого значення, оскільки коректність методів слід оцінювати не за рівнем ККД, а за величиною похибок у визначенні масової витрати, осрової проекції кількості руху та тиску, які в методі [7] не обчислюються.

Для визначення цих параметрів замість умови збереження $E_{\text{к}}/E_{\text{к}0}$ в методі [7] можна зберегти питоми енергії $E_{\text{к}}/g$ та $E_{\text{к}0}/g$, а замість умови $\gamma = 0$ зберегти відношення R_p/R , що дасть можливість знайти усереднений кут $\bar{\gamma} = 4,1^\circ$. Гібридна умова $\bar{E}_{\text{к}}/g = E_{\text{к}}/g$ дозволить коректно, як це зроблено в методі 1, визначити усереднений тиск за решіткою, який практично не відрізняється від тиску, усередненого за масовою витратою. Однак й у цьому вдосконаленому методі – $E/g, E_{\text{к}}/g, E_{\text{к}0}/g, R_p/R, R_p/R$ – усереднена масова витрата \bar{g} буде завищена на 2 %, а усереднений момент \bar{M}_a – на 2,7 %.

Порівняння методів, що забезпечують збереження масової витрати

Із табл. 3 видно, що метод E, I_a, S, g завищує тиск \bar{P} . Використання під час усереднення параметрів просторового потоку лише чотирьох інтегральних характеристик не дозволяє розділити добуток $\cos \bar{\gamma} \sin \bar{\alpha}$ на окремі множники, і, отже, знайти момент \bar{M}_a і кути $\bar{\alpha}$ та $\bar{\gamma}$. У цьому випадку [4] ККД струмки течії знаходиться за формулою

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{\bar{g} C_p (\bar{T}^* - \bar{T}_2^*)}{\bar{g} \bar{H}_p},$$

яка забезпечує прийнятну точність лише за високої різниці температур гальмування, що вимірюються за допомогою термопар.

Метод E, R_r, S, g, R_a абсолютно неприйнятний, оскільки занижує тиск \bar{P} на 227 кг/м² і завищує момент \bar{M}_a на 6,7 %.

Недоліком методу E, R_r, I_a, g, M_a є незначне завищення тиску \bar{P} на 17 кг/м². Для ступені реактивності ступеня 0,33 така помилка завищує ступінь реактивності до 0,335, а цим можна знехтувати, враховуючи похибки експериментального визначення тиску за решіткою. Завищення тиску занижує теоретичну швидкість потоку \bar{C}_t , тому вірне визначення колової складової швидкості $\bar{C}_u = \bar{C}_t \bar{\varphi} \cos \bar{\gamma} \cos \bar{\alpha}$ забезпечується за рахунок зростання комплексу $\bar{\varphi} \cos \bar{\gamma}$ з 0,972 до 0,976.

Метод 2 усереднення параметрів невісесиметричного потоку за сопловою решіткою

В [2] зазначається, що за будь-якого способу усереднення параметрів нерівномірного потоку зберігається тільки частина його сумарних характеристик, і неминуче втрачаються деякі властивості потоку. Звідси випливає, що в кожному окремому випадку необхідно вибрати такий спосіб усереднення, який найбільш повно відображав би особливості поставленого завдання. Тому незначне заниження кута $\bar{\alpha}$ і завищення кута $\bar{\gamma}$ в розглянутому вище методі 1 не є істотним недоліком, оскільки забезпечує можливість вірного знаходження масової витрати \bar{g} та моменту \bar{M}_a . Не є, мабуть, значущим недоліком і суттєве завищення ентропії, оскільки економічність решітки прийнято оцінювати за величиною втрат кінетичної енергії, а не за величиною приросту ентропії

$$\Delta \bar{S} = -R \ln \left[\frac{\bar{P}^* + B}{P_0^* + B} \right].$$

На жаль, під час усереднення параметрів нерівномірного потоку неможливо зберегти ентропію та кінетичну енергію, не спотворивши при цьому такий важливий параметр як тиск за сопловою решіткою \bar{P} , який визначається із умови $\bar{E}_{кт} = E_{кт}$.

Відповідно до пропозицій [2] в тих випадках, коли за змістом завдання потрібно оцінити працездатність вихідного потоку газу, доцільно проводити усереднення так, щоб зберегти постійною сумарну величину ентропії газу ($\bar{S} = S$). Такий не зовсім традиційний підхід цілком можливий, якщо під час усереднення зберегти також E , $E_{кт}$, g , M_a . Розрахунки показують, що за умови заміни в методі 1 кінетичної енергії E_k ентропією S параметри потоку \bar{P} , \bar{T}^* і теоретична швидкість \bar{C}_t залишаються незмінними. Збільшення надлишкового тиску гальмування \bar{P}^* з 2831 до 2856 кг/м² підвищує швидкість \bar{C} . Коефіцієнт швидкості $\bar{\varphi} = \bar{C}/\bar{C}_t$ збільшується з 0,9815 до 0,986. Оскільки кут $\bar{\alpha}$ практично не змінюється, збільшення швидкості \bar{C} відбувається за рахунок зростання радіальної складової швидкості, тобто за рахунок збільшення кута $\bar{\gamma}$ з 7,95° до 9,67°.

Важливо відзначити, що на відміну від коефіцієнта швидкості $\bar{\varphi}$, який в методах з однаковими E , $E_{кт}$, g , M_a підвищується під час заміни E_k ентропією S , добуток $\bar{\varphi} \cos \bar{\gamma}$ залишається незмінним (0,972). Таким чином, цей добуток є універсальною характеристикою якості соплової решітки. В [8] показано, що ККД елементарного ступеня турбіни залежить від режимних пара-

метрів u/\bar{C}_ϕ та $\bar{\lambda}_\phi = \bar{C}_\phi/\bar{a}_{кр}$, кутів потоку $\bar{\alpha}$ та $\bar{\gamma}$, а також комплексних критеріїв якості соплової і робочої решіток $\bar{\varphi} \cos \bar{\gamma}$ і $\bar{\psi} \cos \bar{\gamma}_2$.

На закінчення відзначимо, що в методі 2 умова збереження ентропії можна замінити умовою збереження кількості руху у початковому нерівномірному та усередненому потоках (метод 3). Незважаючи на зниження до 0,979 коефіцієнта швидкості і до 6,89° кута $\bar{\gamma}$, а також зростання до 18,25° кута $\bar{\alpha}$, комплексний критерій якості соплової решітки практично не змінюється.

Усереднення параметрів вздовж радіуса

У табл. 4 наведені усереднені уздовж кроку методом 1 параметри потоку на семі радіусах за решіткою.

Інтегральними характеристиками потоку є питома повна енергія $E = 263080$ Дж/кг, витрата $G = 0,8236$ кг/с, питома кінетична енергія $E_k = 15810$ Дж/кг, осьова проекція моменту кількості руху $M_a = 13,22$ Н·м, а гібридною інтегральною характеристикою – питома теоретична кінетична енергія $E_{кт} = 16850$ Дж/кг.

Цим характеристикам в методі 1 відповідають наступні параметри потоку: $\bar{T}^* = 318$ К, $\bar{P}^* = 2743$ кг/м², $\bar{P} = 217$ кг/м², $\bar{\alpha} = 18,9^\circ$, $\bar{\gamma} = 8,25^\circ$. Окрім кутів $\bar{\alpha}$ та $\bar{\gamma}$ інтегральною характеристикою решітки є коефіцієнт втрат кінетичної енергії $\bar{\zeta}_c = 0,062$.

Таблиця 4 – Розподіл уздовж радіуса усереднених параметрів потоку

i	1	2	3	4	5	6	7
r , мм	78	79	81	87,6	94	96	97,2
Δr , мм	0,8	1,2	2,8	10,4	2,4	1,6	0,8
\bar{P}^* , кг/м ²	2040	2487	2848	2794	2831	2638	2468
\bar{P} , кг/м ²	-214	-33	42	197	423	523	595
$\bar{\alpha}$, град	16,25	22,03	19,69	19,05	18,24	19,09	16,33
$\bar{\gamma}$, град	19,0	13,6	6,3	7,0	7,95	8,13	9,47
\bar{C} , м/с	189,9	197,9	206,6	198,5	190,3	178,9	168,9
g , кг/с	0,0224	0,0500	0,1163	0,4380	0,1012	0,0678	0,0279

Висновки

1 Виконано аналіз переваг та недоліків найбільш поширених методів усереднення параметрів нерівномірного потоку за решітками турбомашин.

2 Доведено, що для коректного усереднення параметрів потоку за решіткою необхідно обов'язково зберегти три інтегральні характеристики вихідного нерівномірного потоку, а саме:

масову витрату, ентальпію гальмування та осьову проекцію моменту кількості руху.

3 В якості четвертої інтегральної характеристики течії можна використовувати кінетичну енергію (метод 1), ентропію (метод 2), кількість руху (метод 3).

4 У методах 1, 2 та 3 газодинамічні характеристики соплової решітки (коефіцієнт швидкості і два кути потоку) помітно відрізняються. В той же час, запропонований для використання комплекс-

ний критерій якості решітки – добуток коефіцієнта швидкості решітки на косинус кута, який визначає величину радіальної складової швидкості потоку, не залежить від вибору четвертої інтегральної характеристики течії.

5 У методах 1, 2 та 3 запропоновано визначити теоретичні параметри за решіткою (тиск та швидкість потоку) за умови збереження кінетичної енергії у теоретичному процесі течії. Замість цієї гібридної характеристики течії можна використовувати середньовитратний спосіб усереднення тиску.

6 Інтегральні характеристики соплової та робочої решіток (два коефіцієнта швидкості та чотири кути потоку), які визначено за допомогою запропонованих методів усереднення, є надійним підґрунтям для теплового розрахунку ступеня турбіни в одновимірній постановці.

Список літератури

1. Степанов Г. Ю. *Гидродинамика решёток турбомашин*. Москва: Физматгиз, 1962, 812 с.
2. Абрамович Г. Н. *Прикладная газовая динамика*. Москва: Наука, 1991, 600 с.
3. Венедиктов В. Д., Грановский А. В., Карелин А. М., Колесов А. Н., Мухтаров М. Х. *Атлас экспериментальных характеристик плоских решёток охлаждаемых газовых турбин*. Москва: ЦИАМ, 1990. 393 с.
4. Бодрунов А. П. *Исследование работы последних ступеней мощных турбин в условиях близких к натурным : дис. ... канд. техн. наук / Александр Петрович Бодрунов*. Харьков: Харьковский политехнический институт, 1976. 187 с.
5. Дронник Ю. М., Винарский Б. Б., Богуславская З. Д. *Методика зондовых измерений пространственного потока пара в моделях сопловых аппаратов последних ступеней турбин. Энергетическое машиностроение*. 1978. Вып. 25. С. 72–85.
6. Лим Ч. С. *Разработка метода прогнозирования характеристик турбины на основе экспериментального моделирования газодинамических процессов : дис. ... канд. техн. наук / Чан Сан Лим*. Харьков, НТУ «Харьковский политехнический институт», 2012. 157 с.

7. Дейч М. Е. *Техническая газодинамика*. Москва: Энергия, 1974. 592 с.
8. Лапузин А. В. *Исследование влияния регенеративного отбора на работу турбинного отсека : дис. ... канд. техн. наук / Александр Викторович Лапузин*. Харьков: Харьковский политехнический институт, 1981. 216 с.

References (transliterated)

1. Stepanov G. Yu. (1962), *Gidrodinamika reshotok turbomashin* [Hydrodynamics of turbomachine], Fizmatgiz, Moscow, 812 p.
2. Abramovich G. N. (1991), *Prikladnaya gazovaya dinamika* [Applied gas dynamics], Nauka, Moscow, 600 p.
3. Venediktov V. D., Granovskiy A. V., Karelin A. M., Kolesov A. N., Mukhtarov M. Kh. (1990), *Atlas eksperimental'nykh kharakteristik ploskikh reshotok okhlazhdayemykh gazovykh turbin* [Atlas of experimental characteristics of flat cascades of cooled gas turbines], TSIAM, Moscow, 393 p.
4. Bodrunov A. P. (1976), *Issledovaniye raboty poslednykh stupeney moshchnykh turbin v usloviyakh blizkikh k naturnym* [Study of the work of the last stages of powerful turbines in conditions close to natural ones], Ph.D. Thesis, Kharkov Polytechnic Institute, Kharkov, 187 p.
5. Dronnik Yu. M., Vinarskiy B. B., Boguslavskaya Z. D. (1978), "Metodika zondovykh izmereniy prostranstvennogo potoka para v modelyakh soplovykh apparatov poslednykh stupeney turbin [Technique of probe measurements of three-dimensional steam flow in models of nozzle devices of the last stages of turbines]", *Yenergeticheskoye mashinostroyeniye* [Power engineering], Issue 25, pp. 72–85.
6. Lim Chan Sun (2012), *Razrabotka metoda prognozirovaniya kharakteristik turbiny na osnove eksperimental'nogo modelirovaniya gazodinamicheskikh protsessov* [A method for the prediction of turbine performance characteristics through the experimental simulation of gas dynamic processes], Ph.D. Thesis, NTU "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, 157 p.
7. Deych M. Ye. (1974), *Tekhnicheskaya gazodinamika* [Technical gas dynamics], Energiya, Moscow, 592 p.
8. Lapuzin A. V. (1981), *Issledovaniye vliyaniya regenerativnogo otbora na rabotu turbinnogo отсека* [Research of the influence of regenerative selection on the work of the turbine compartment], Ph.D. Thesis, Kharkiv Polytechnic Institute, Kharkov, 216 p.

Надійшла (received) 16.02.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Лапузін Олександр Вікторович (Лапузин Александр Викторович, Lapuzin Alexander) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри турбінобудування, м. Харків, Україна; e-mail: alexlapuzin14@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6445-3979>.

Суботович 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>.

Юдін 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>.

М. П. КУЗИК, Т. І. РИМАР

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ КУТІВ НАХИЛУ СОНЯЧНИХ ПАНЕЛЕЙ ДЛЯ ДОВІЛЬНИХ ЧАСОВИХ ІНТЕРВАЛІВ НА ТЕРИТОРІЇ УКРАЇНИ

Представлені результати визначення оптимальних кутів нахилу до горизонту плоских сонячних панелей з постійною орієнтацією на південь. Отримано аналітичний вираз, який описує залежність оптимальних кутів для часових інтервалів симетричних відносно 1 липня від їх тривалості в місяцях. Встановлені параметри цього виразу для кількох міст України. Запропоновано спосіб визначення (оцінки) оптимальних кутів нахилу для довільних часових інтервалів, окрім тих, що знаходяться в діапазоні листопад-лютий.

Ключові слова: сонячна радіація, сонячні колектори, оптимальні кути нахилу, часові інтервали.

М. П. КУЗЫК, Т. И. РЫМАРЬ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ УГЛОВ НАКЛОНА СОЛНЕЧНЫХ ПАНЕЛЕЙ ДЛЯ ЛЮБОГО ВРЕМЕННОГО ИНТЕРВАЛА НА ТЕРРИТОРИИ УКРАИНЫ

Представлены результаты определения оптимальных углов наклона к горизонту плоских солнечных панелей с постоянной ориентацией на юг. Получено аналитическое выражение, описывающее зависимость оптимальных углов для временных интервалов симметричных относительно 1 июля от их продолжительности в месяцах. Установлены параметры этого выражения для нескольких городов Украины. Предложен способ определения (оценки) оптимальных углов наклона для произвольных временных интервалов, кроме тех, что находятся в диапазоне ноябрь-февраль.

Ключевые слова: солнечная радиация, солнечные коллекторы, оптимальные углы наклона, временные интервалы.

М. КУЗЫК, Т. РЫМАР

DETERMINATION OF OPTIMAL ANGLES OF SOLAR PANELS FOR SATISFIED TIME INTERVALS ON THE TERRITORY OF UKRAINE

The results of determining the optimal angles of inclination to the horizon of flat solar panels with a constant orientation to the south are presented. An analytical expression is obtained, which describes the dependence of the optimal angles for time intervals symmetric with respect to July 1 on their duration in months. The parameters of this expression are set for several cities of Ukraine. A method for determining (estimating) the optimal angles of inclination for arbitrary time intervals, except for those in the range of November-February. It was shown that for symmetric relatively summer (July 1) and relatively winter (January 1) intervals there is a certain functional relationship between the value of the optimal angle β_{opt} and the duration of intervals in months. For summer and winter months, these dependences are described by polynomials of the 2nd order, which makes it possible to determine β_{opt} for arbitrary time intervals of the mentioned symmetry.

Key words: solar radiation, solar collectors, optimal angles of inclination, time intervals.

Вступ

У середині ХХ-го століття з'явилися сонячні колектори та сонячні батареї – перші спеціальні пристрої для утилізації сонячного випромінювання шляхом його перетворення в теплову чи електроенергію. Їх виробництво зараз досягло бурхливого розвитку і вони є важливим фактором розвитку сучасної енергетики.

Ефективність сонячних енергетичних установок передусім визначається сумарним потоком прямої та дифузної радіації.

Для оптимального режиму роботи сонячних енергетичних пристроїв суттєве значення має їх орієнтація стосовно положення Сонця на небосхилі. Найбільш простий спосіб визначення фіксованого оптимального кута нахилу до горизонту β_{opt} за незмінної орієнтації панелей на південь полягає в прив'язці його до географічної широти φ місця розташування сонячного пристрою [1]. Ця прив'язка є неоднозначною і рекомендації з вибору кутів є різними. Початково і в значній мірі на сьогодні за незмінної орієнтації вибирають $\beta_{opt} \approx \varphi = \text{const}$. Проте такий підхід є частково доцільним тільки в випадку переважання прямої ра-

діації, що характерно для територій Землі з географічною широтою $\varphi \leq \pm 30^\circ$. У випадку врахування дифузної складової радіації користуються залежністю [2]

$$\beta_{opt} \approx (0,9 - 1,1) \varphi = \text{const}.$$

Зрозуміло, що незмінна орієнтація є найбільш зручним варіантом кріплення сонячної панелі. Оптимальний кут нахилу панелей, у випадку їх нестационарного розташування, визначають переважно для певних часових місячних інтервалів. Вибір цих інтервалів продиктований часто умовами використання і видом енергії (електрична, теплова), що надходить з панелей, а також режимом її споживання протягом року. Так, теплова енергія може використовуватись для гарячого водопостачання або для підтримки системи тепlopостачання в опалювальний сезон. Електрична енергія може використовуватись як безпосередньо так і в режимі акумулювання.

За двопозиційної орієнтації, яка часто використовується для зорієнтованих на південь панелей, літній і зимовий кути нахилу вибирають відповідно рівними $\beta_{зим} = \varphi + \Delta$ і $\beta_{літн} = \varphi - \Delta$, де Δ може бути рівним від 8 до 20° [1].

Особливо важливим є правильний вибір кута нахилу в літні місяці. Так, у червні–липні у випадку використання кута $\beta = \varphi$ замість оптимального для цього часового проміжку втрати сприйнятої панеллю енергії в м. Львові перевищують 10 %.

Мета роботи

Мета дослідження полягає в опрацюванні методології визначення оптимальних кутів нахилу зорієнтованих на південь плоских сонячних панелей на території України для довільних часових інтервалів.

Аналіз останніх публікацій та досліджень

Точний розрахунок характеристик сонячної радіації в довільно заданій географічній точці і віддаленій від актинометричних станцій точці практично неможливий і під час розрахунку мова може йти тільки про наближені моделі з емпіричними параметрами.

Найбільш складною для визначення є розсіяна радіація, оскільки вона безпосередньо залежить від розсіюючих властивостей атмосферних частинок і хмарного покриття, турбулентності атмосфери та інших факторів [1]. У всіх моделях основною проблемою є перерахунок дифузної радіації, визначеної для горизонтальної площини, в радіацію на похилій площині. Найбільш повний огляд моделей сонячної радіації, які розроблені до нашого часу, подані в роботах [3–5].

Сучасні зміни у кліматичній системі зумовлюють перебудову центрів дії атмосфери і спричиняють їх переміщення у просторі і часі та посилюють вплив на атмосферні процеси. Це стає причиною коливання у формуванні режиму хмарності, яка є одним із факторів, що визначає надходження радіації до робочої поверхні [6].

Нерівномірний розподіл хмарності, який особливо проявляється влітку через антициклональний тип погоди, зумовлює територіальні зміни сумарної радіації, які відмінні від широтних.

У цій ситуації доцільно визначити оптимальний кут нахилу на основі експериментально отриманих метеоданих, які усереднені за достатньо тривалий період, наприклад метеодані NASA. Для декількох міст України, для яких є метеодані в базі NASA, нами були проведені відповідні розрахунки з визначення оптимальних кутів нахилу площин сонячних плоских панелей для різних часових інтервалів.

Основний матеріал

Нами використовувались метеодані, зокрема для похилих площин, які подані в базі даних аерокосмічного агенства США NASA SSE (NASA

Surface meteorology and Solar Energy) [7]. Ці дані є результатом моделювання актинометричних величин, які отримані синтезом наземних актинометричних вимірювань і супутникових досліджень поверхні Землі протягом останнього 22-річного періоду. На цій базі розраховані стандарні актинометричні величини для наземної сітки $2,5^\circ \times 2,5^\circ$, які потім інтерпольовані на сітку розміром $1^\circ \times 1^\circ$.

Методика досліджень, у вигляді чисельного експерименту, полягає в побудові для кожного місяця графіків залежності надходження добової середньомісячної сумарної сонячної радіації від кута нахилу панелей до горизонту в діапазоні від 0 до 90° . В усіх випадках панель зорієнтована строго на південь. Для кожного місяця визначено оптимальний кут $\beta_{\text{опт.міс}}$. На підставі цього будувалися графіки залежності $\beta_{\text{опт.міс}}$ впродовж року. На рис. 1, як приклад, показано такий графік $\beta_{\text{опт.міс}}$ для м. Львова, який апроксимується поліномом 6-го порядку:

$$\beta_{\text{опт.міс}} = 68,8 - 4,32 \cdot n + 2,98 \cdot n^2 - 2,89 \cdot n^3 + 0,625 \cdot n^4 - 0,0502 \cdot n^5 - 0,00139 \cdot n^6, \quad (1)$$

де n – порядковий номер місяця року.

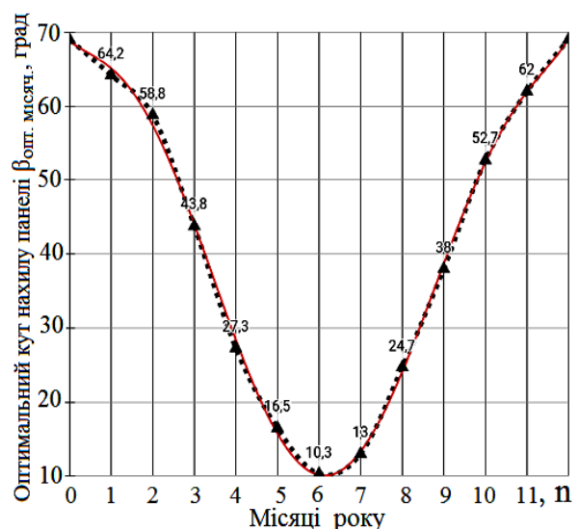


Рис. 1 – Залежність $\beta_{\text{опт.міс}}$ впродовж року для м. Львова

Надалі для кожного з кутів нахилу з інтервалом 10° визначено середньомісячні надходження радіації, на основі яких розраховані і побудовані графічні залежності сумарного надходження радіації від кута нахилу $E_{\text{прих}} = E_{\text{прих}}(\beta)$ протягом певного часового інтервалу: року, півроку, кварталу, зрештою для довільних часових інтервалів (в місяцях). На рис. 2 показані такі графіки для м. Львів. Використовуючи ці графіки аналітично (переважно з використанням поліномів 4-го порядку) або графічно визначені оптимальні річні кути: $\beta_{\text{опт.річне}}$ для фіксованої орієнтації панелі; $\beta_{\text{опт.літн}}$ – для радіа-

ційно-теплого періоду (квітень-вересень включно); $\beta_{\text{опт.зимов}}$ – для холодного півріччя, тощо. Для вказаних оптимальних кутів визначені відповідні максимальні надходження сонячної радіації $E_{\text{макс}}$. В табл. 1, на прикладі м. Львів, наведені значення оптимальних кутів $\beta_{\text{опт}}$ і максимальне надходження радіації $E_{\text{макс}}$ для перерахованих вище, а також для інших часових інтервалів. Розглянемо ці величини більш детально.

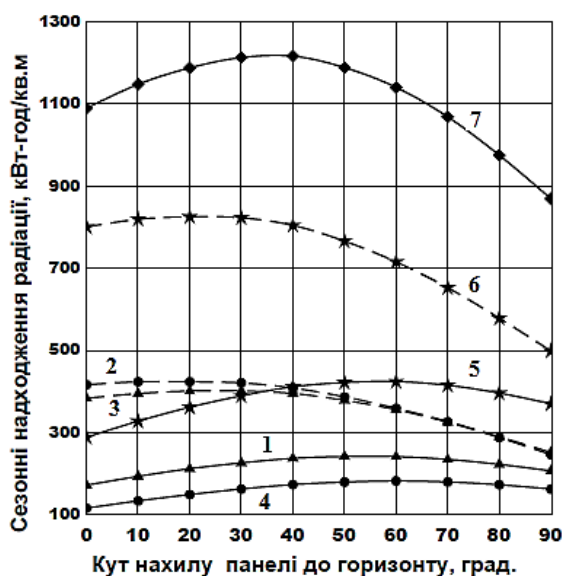


Рис. 2 – Залежність надходження сумарної радіації від кута нахилу панелі: 1 – 1 квартал; 2 – 2 квартал; 3 – 3 квартал; 4 – 4 квартал; 5 – зимове півріччя; 6 – літнє півріччя; 7 – рік

У рядках 1–3 табл. 1 наведені дані по оптимальних кутах нахилу та максимальному надходженню радіації $E_{\text{макс}}$ в літнє та зимове півріччя, а також сумарне річне надходження за такої двопозиційної орієнтації. У рядках 4–6 наведено аналогічні дані також для двопозиційної орієнтації, але за кутів β рівних $\varphi - 15^\circ$ і $\varphi + 15^\circ$ відповідно для літнього та зимового півріччя. Такі кути найчастіше рекомендуються для двопозиційної орієнтації. Різниця в річному надходженні радіації для двох розглянутих випадків двопозиційної орієнтації складає $13 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^2$, що є несуттєво.

В рядках 7–11 табл. 1 подано дані для чотирьохпозиційної (поквартальної) орієнтації, де, наприклад, $\beta_{\text{опт.3}}$ – оптимальний нахил панелі до горизонту в 3-ому кварталі. За такої орієнтації сумарне річне надходження радіації дещо зростає порівняно з двома вище розглянутими випадками.

Рядок 12 табл. 1 відповідає фіксованому положенню панелі протягом року з кутом нахилу, що дорівнює географічній широті її місця розташування. В рядку 13 наведено дані для фіксованого положення панелі за оптимального річного кута нахилу. Рядок 14 відповідає ситуації, коли кожен місяць встановлюється оптимальний для цього місяця кут нахилу панелі. Значення цих кутів можна визначити з графіку місячної залежності $\beta_{\text{опт}}$, зразок якого подано на рис. 1.

Аналіз даних табл. 1 показує, що з усіх розглянутих нами варіантів, найбільш ефективною з точки зору отримання $E_{\text{макс}}$, є щомісячна зміна орієнтації, що є очевидно. Проте така щомісячна переорієнтація є незручною з огляду експлуатації. Найменша ефективність властива положенню панелі протягом року з кутом нахилу, що дорівнює географічній широті її місця розташування.

Таблиця 1 – Значення оптимальних кутів та максимального надходження радіації

№	Часовий період: квартал, (рік)	Кути нахилу, град	Максимальне надходження радіації, кВт-год/м ²
1	2 кв. – 3 кв.	$\beta = \beta_{\text{опт.літн.}} = 23^\circ$	826
2	4 кв. – 1 кв.	$\beta = \beta_{\text{опт.зим.}} = 58^\circ$	424
3	(2 кв. – 3 кв.) + (4 кв. – 1 кв.) = рік	$\beta_{\text{опт.літн.}} = 23^\circ$ $\beta_{\text{опт.зим.}} = 58^\circ$	1250
4	2 кв. – 3 кв.	$\beta = \varphi - 15^\circ = 35^\circ$	817
5	4 кв. – 1 кв.	$\beta = \varphi + 15^\circ = 65^\circ$	420
6	(2 кв. – 3 кв.) + (4 кв. – 1 кв.) = рік	$\beta_{\text{літн.}} = \varphi - 15^\circ = 35^\circ$ $\beta_{\text{зим.}} = \varphi + 15^\circ = 65^\circ$	1237
7	1 кв.	$\beta = \beta_{\text{опт.1}} = 55^\circ$	242
8	2 кв.	$\beta = \beta_{\text{опт.2}} = 18^\circ$	424
9	3 кв.	$\beta = \beta_{\text{опт.3}} = 26^\circ$	403
10	4 кв.	$\beta = \beta_{\text{опт.4}} = 60^\circ$	183
11	1 кв. + 2 кв. + 3 кв. + 4 кв. = рік	$\beta_{\text{опт.1}}; \beta_{\text{опт.2}};$ $\beta_{\text{опт.3}}; \beta_{\text{опт.4}}$	1252
12	рік	$\beta = \varphi = 50^\circ$	1188
13	рік	$\beta = \beta_{\text{опт.річн.}} = 36^\circ$	1220
14	рік	$\beta_{\text{опт.міс.}}$	1256

Відомо, що найбільше надходження енергії на сонячні панелі можна отримати за безперервного відстеження положення Сонця. Для цього використовують трекерні пристрої, які забезпечують 25 %–35 % збільшення надходження радіації на панель. Його основним елементом є фотоелектричний блок, який дає можливість автоматично орієнтувати панель під кут 90° до напрямку сонячних променів і відстежувати положення Сонця. Проте навіть з врахуванням очевидного економічного ефекту ці пристрої є достатньо дорогі і споживають електроенергію.

Варто зауважити, що наведені в базі метеоданих NASA значення добового середньомісячного або місячного надходження сумарної радіації на горизонтальні чи вертикальні, а тим більше похилі площини (для них дані обмаль) часто можуть суттєво відрізнятися від даних інших баз, довідників, стандартів [8, 9], що пов'язано з різною методологією досліджень, використанням, як уже згадувалося, різних наближених моделей.

Основною задачею нашого дослідження є визначення кутових величин. Для оцінки впливу неоднозначності величин сумарної радіації на значення оптимальних кутів нахилу панелей нами були використані результати роботи [10], яка була виконана в Інституті прикладної фізики АН Молдови (м. Кишинів). За допомогою багатofункціонального радіометричного вимірювального комплексу, всі датчики сонячної радіації якого та інші елементи сертифіковані відповідно до вимог Всесвітньої метеорологічної організації, були визначені середньомісячні суми повної радіації, що падає на нахилені поверхні панелей. Кут нахилу змінювався від 0 до 90° завдяки рухомій платформі з датчиками. На основі отриманих даних були визначені $\beta_{\text{опт.літнє}}$, $\beta_{\text{опт.зим.}}$ та $\beta_{\text{опт.річне}}$.

Нами на базі метеоданих NASA по процедурі використаній для розрахунків $\beta_{\text{опт}}$ для м. Львів були визначені кути, які відрізняються від наведених в [10] відповідних кутів не більше $\pm 1^\circ$. Молдова, центр та південь України знаходяться в одній кліматичній зоні. Таке узгодження дає можливість нам використовувати саме метеодані NASA. Таким чином, є підстави використовувати саме ці дані для визначення оптимальних кутів нахилу сонячних панелей на території України. Однак, варто зазначити, що метеодані [10] про сонячну радіацію, падаючу на горизонтальну поверхню, відчутно відрізняються від відповідних наведених в [7].

Обговорення результатів

Очевидно часових інтервалів, в місяцях, протягом року, можна виділити багато. Насамперед практичний інтерес представляє радіаційно-теплий період року (квітень-вересень), на який припадає більше 70 % падаючої на горизон-

тальну поверхню сонячної радіації. Як видно з табл. 1 сумарні радіації за другий квартал і за третій квартал відрізняються, у випадку використання оптимальних кутів $\beta_{\text{опт.2}}$ і $\beta = \beta_{\text{опт.3}}$, не більше 6 %. Це дає можливість розглянути насамперед часові інтервали, які симетричні відносно 1 липня (і 1 січня), що досить близько до літнього сонцестояння 22 червня.

Визначались $\beta_{\text{опт.}}$ для літніх інтервалів червень–липень, травень–серпень, квітень–вересень, тощо. Як зимові інтервали, симетричні відносно 1 січня, розглядалися грудень–січень, листопад–лютий, тощо. Ці інтервали нумерувались кількістю місяців, які в них входять. Так, інтервал травень–серпень має номер $m = 4$, грудень–січень фігурує під номером $m = 2$. Рік має номер $m = 12$. Використовуючи отримані значення $\beta_{\text{опт.}}$ для різних літніх та зимових інтервалів були побудовані графіки $\beta_{\text{опт.}} = \beta_{\text{опт.}}(m)$ для цих інтервалів. На рис. 3, як приклад, наведені такі графіки для м. Львів. Верхня крива (крива 2) відповідає зимовим інтервалам різної тривалості, нижня (крива 1) – літнім. Залежності $\beta_{\text{опт.}} = \beta_{\text{опт.}}(m)$ добре описуються поліномами 2-го порядку:

$$\beta_{\text{опт.}}(m) = a + b \cdot m + c \cdot m^2. \quad (2)$$

Точка для $m = 12$ (річний інтервал) є спільною для літнього та зимового інтервалів і складає $\beta_{\text{опт.річне}} = 36^\circ$ для Львова.

В табл. 2 для п'яти міст України, розташованих в різних кліматичних зонах, наведені коефіцієнти a , b і c згаданих поліномів, які дають можливість для цих міст розрахувати $\beta_{\text{опт.літнє}}$ і $\beta_{\text{опт.зим.}}$ для будь яких часових інтервалів симетричних відносно 1 червня (1 січня). Точки позначені символом \blacktriangle на рис. 3 були отримані шляхом використання даних з графіку річної залежності $\beta_{\text{опт.міс.}}$ на рис. 1 наступним чином. Оптимальні кути $\beta_{\text{опт.міс.}}$ для всіх місяців, які включені в конкретний часовий інтервал, сумувались і знаходили їх середнє арифметичне значення $\beta_{\text{опт.середнє}}$ для цього інтервалу, яке і подано на графіку для конкретного m . Спостерігається добре узгодження значень $\beta_{\text{опт.}}$ і $\beta_{\text{опт.середнє}}$ в діапазоні зміни m від 3 до 8 як для літніх так і для зимових інтервалів.

Вказаний підхід у визначенні $\beta_{\text{опт.середнє}}$ і порівнянні його з $\beta_{\text{опт.}}$, отриманий аналізом залежності сумарного надходження радіації протягом певного часового інтервалу $E_{\text{прих}} = E_{\text{прих}}(\beta)$ від кута нахилу був використаний для довільних часових інтервалів.

На рис. 4 наведено попарно значення $\beta_{\text{опт.}}$ і $\beta_{\text{опт.середнє}}$ (пунктирні лінії) для деяких часових інтервалів для м. Львова.

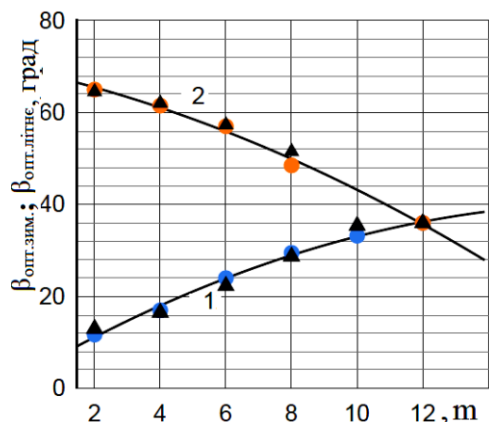


Рис. 3 – Залежність оптимальних кутів від тривалості t симетричних стосовно 1 липня часових інтервалів: \blacktriangle – $\beta_{\text{опт.середнє}}$; крива 1 – відповідає зимовим інтервалам різної тривалості; крива 2 – літнім інтервалам різної тривалості

Таблиця 2 – Коефіцієнти поліномів у рівнянні (2)

Місто	Сезон	a	b	c
Чернігів	Літо	4,4	3,93	-0,0988
	Зима	71,9	-1,82	-0,0886
Чернівці	Літо	2,2	4	-0,109
	Зима	69,6	-2,16	-0,0631
Запоріжжя	Літо	2,45	4,04	-0,112
	Зима	65,9	-0,99	-0,137
Миколаїв	Літо	-1,15	4,41	-0,132
	Зима	68,1	-1,93	-0,0929
Одеса	Літо	-2,15	5,15	-0,185
	Зима	61,8	-0,50	-0,158
Львів	Літо	3,79	3,88	-0,0969
	Зима	69,1	-1,62	-0,098

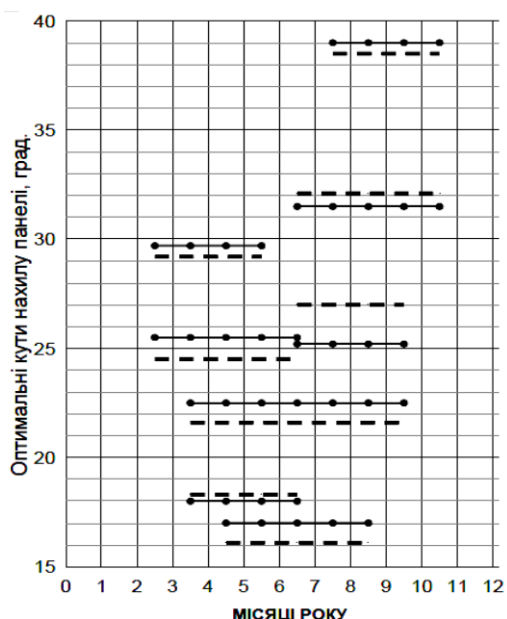


Рис. 4 – Значення оптимальних кутів для часових інтервалів: \bullet – $\beta_{\text{опт.}}$; $---$ – $\beta_{\text{опт.середнє}}$

Різниця між ними не перевищує $\pm 2^\circ$, що дає можливість стверджувати про доцільність визначення $\beta_{\text{опт}} \approx \beta_{\text{опт.середнє}}$ описаним вище способом для довільних часових інтервалів, окрім тих, що знаходяться в діапазоні листопад-лютий.

Висновки

Використання метеоданих NASA щодо надходження радіації на підстильну поверхню території України дало можливість встановити оптимальні кути нахилу орієнтованих на південь панелей плоских сонячних пристроїв до горизонту для певних часових інтервалів. Це має насамперед практичний інтерес з точки зору раціонального використання панелей протягом року.

Було показано, що для симетричних відносно літніх (1 липня) і відносно зимових (1 січня) інтервалів існує певна функціональна залежність між значенням оптимального кута $\beta_{\text{опт.}}$ і тривалістю інтервалів в місяцях. Для літніх та зимових місяців ці залежності описуються поліномами 2-ого порядку, що дає можливість визначати $\beta_{\text{опт.}}$ для довільних часових інтервалів згаданої симетрії. Для деяких міст України, які знаходяться в різних кліматичних зонах, наведені значення коефіцієнтів поліномів.

Запропонована методика визначення $\beta_{\text{опт.середнє}}$ для довільних часових інтервалів, крім інтервалів з діапазону листопад-лютий. Методика базується на використанні даних про оптимальні місячні кути $\beta_{\text{опт.міс.}}$ місяців, які входять в ці часові інтервали. У цьому випадку визначалось $\beta_{\text{опт.середнє}}$ як середнє арифметичне $\beta_{\text{опт.міс.}}$ місяців, які входять в цей часовий інтервал. Похибка визначення $\beta_{\text{опт}} \approx \beta_{\text{опт.середнє}}$ не перевищує $\pm 2^\circ$.

Таким чином, за наявності $\beta_{\text{опт.міс.}}$ можна відносно просто визначати оптимальний кут нахилу панелі для будь якого часового інтервалу з радіаційно-теплого періоду року.

Список літератури

1. Гаевский А. Ю., Ушкаленко О. В. Определение оптимальных углов наклона фотоэлектрических панелей. *Відновлювальна енергетика*. 2016. № 1. С. 21–27.
2. Виссарионов В. И. [и др.] *Солнечная энергетика* : учебное пособие. Москва: МЭИ, 2008. 320 с.
3. Noorian A. M., Moradi I., Kamali G. A. Evaluation of 12 Modes to Estimate Hourly Diffuse Irradiation on Inclined Surfaces. *Renewable Energy*. 2008. no. 33(6). P. 1406–1412.
4. Jakhriani A. O., Othman A., Rigit A. R. H. et al. Estimation of Incident Solar Radiation on Tilted Surface by Different Empirical Models. *Int. Journ. Sci. Research Publications*. 2012. Vol. 2. Issue 12. ISSN 2250-3153.
5. Страшко В. В. Методика і програма розрахунку надходження сонячної радіації на довільно орієнтовану площину. *Проблеми загальної енергетики*. 2005. № 12/2005. С. 65–68.
6. Рибченко Л. С., Ревера Т. О. Сумарна сонячна радіація та альbedo підстильної поверхні в Україні. *Наук. праці УкрНДГМІ*. 2007. Вип. 256. С. 99–111.

7. Джерело бази метеоданих NASA. Режим доступу: <https://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/grid.cgi?email=skip@larc.nasa.gov> (дата звернення: 21.10.2020)
8. Справочник по климату СССР. Украинская ССР. Часть I. Солнечная радиация, радиационный баланс и солнечное сияние. Ленинград: Гидрометеорологическое изд. 1966. 126 с.
9. Будівельна кліматологія. ДСТУ-НБВ.1.1-27:2010. Київ: Мінрегіонбуд, 2011. 123 с.
10. Акулинин А., Смыков В. Оценка возможностей солнечной энергетики на основе точных наземных измерений солнечной радиации. Проблемы региональной энергетики. 2008. № 1. С. 29–39.
5. Strashko V. V. (2005), “Metodyka i programa rozrachunku nadkodzhennya sonyachnoyi radiaciyi na dovilno oriyentovanu ploshhynu [Methodology and program for calculating the inflow of solar radiation to an arbitrarily oriented plane]”, *Problemy zagalnoyi energetyky [Problems of general energy]*, no. 12, pp. 65–68.
6. Rybchenko L. S., Revera T. O. (2007), “Sumarna sonyachna radiaciya ta albedo pidstylnoyi poverxni v Ukraini [Total solar radiation and albedo of the underlying surface in Ukraine]”, *Nauk. praci UkrNDGMI [Scientific work UkrNDGMI]*, vol. 256, pp. 99–111.
7. Source of NASA meteorological database, Access mode: <https://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/grid.cgi?email=skip@larc.nasa.gov> (accessed 23 October 2020).
8. (1966), *Spravochnik po klimatu SSSR. Ukrainskaja SSR. Chast I. Solnechnaja radiacija, radiacionnyj balans i solnechnoe sijanie* [Reference book on the climate of the USSR. Ukrainian SSR. Part I. Solar radiation, radiation balance and sunshine], Gidrometeorologicheskoe, Leningrad, 126 p.
9. (2011), *Budivelna klimatologiya [Construction climatology]. DSTU-NBV.1.1-27: 2010*, Ministry of Regional Development, Kyiv, 123 p.
10. Akulinin A., Smykov V. (2008), “Ocenka vozmozhnostej solnechnoj jenergetiki na osnove tochnyh nazemnyh izmerenij solnechnoj radiacii [Assessment of solar energy capabilities based on accurate ground-based measurements of solar radiation]”, *Problemy regionalnoj jenergetiki [Regional energy problems]*, no. 1, pp. 29–39.

References (transliterated)

1. Gaevskij A. Ju., Ushkalenko O. V. (2016), “*Opredelenie optimalnyh uglov naklona fotoelektricheskikh panelej* [Determination of optimal angles of inclination of photovoltaic panels]”, *Vidnovljувalna energetika [Renewable energy]*, no. 1, pp. 21–27.
2. Vissarionov V. I. (2008), *Solnechnaja jenergetika* [Solar energy], Moscow, Russia, MEI.
3. Noorian A. M., Moradi I., Kamali G. A. (2008), “Evaluation of 12 Modes to Estimate Hourly Diffuse Irradiation on Inclined Surfaces”, *Renewable Energy*, vol. 33(6), pp. 1406–1412.
4. Jakhрани A. O., Othman A., Rigit A.R.H. et al. (2012), “Estimation of Incident Solar Radiation on Tilted Surface by Different Empirical Models”, *Int. Journ. Sci. Research Publications*, vol. 2, issue 12, ISSN 2250-3153.

Надійшла (received) 12.02.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кузык Мирон Петрович (Кузык Мирон Петрович, Кузык Myron) – кандидат фізико-математичних наук, доцент кафедри теплоенергетики, теплових та атомних електричних станцій, Національний університет «Львівська політехніка»; м. Львів, Україна; e-mail: Myron.P.Kuzyk@lpnu.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4947-0970>.

Римар Тетяна Іванівна (Рымарь Татьяна Ивановна, Rymar Tetiana) – кандидат технічних наук, доцент кафедри теплоенергетики, теплових та атомних електричних станцій, Національний університет «Львівська політехніка»; м. Львів, Україна; e-mail: Tetiana.I.Rymar@lpnu.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7662-2063>.

О. В. БАРАНЮК, А. Ю. РАЧИНСЬКИЙ

ТЕПЛООБМІН ШАХОВИХ ПАКЕТІВ ГВИНТОПОДІБНИХ ТРУБ З РІВНОРОЗВИНЕНОЮ ПОВЕРХНЕЮ В УМОВАХ ПРИРОДНОЇ ТЯГИ

Проведено дослідження структури течії та теплообміну в шахових пакетах гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею в умовах природної тяги засобами *CFD*-моделювання. Отримані числові розподіли швидкостей і температур поблизу поверхні труб та в сліді за ними, які дають змогу розробити узагальнюючі розрахункові залежності для визначення середнього теплообміну в пакетах таких труб. Результати досліджень можуть бути використані для модернізації методик розрахунку теплообміну апаратів повітряного охолодження.

Ключові слова: теплообмін, гвинтоподібна труба, шаховий пучок, природна тяга, моделювання.

A. V. BARANYUK, A. YU. RACHINSKIY

ТЕПЛООБМЕН ШАХМАТНЫХ ПАКЕТОВ ВИНТОВЫХ ТРУБ С РАВНОРАЗВИТОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ В УСЛОВИЯХ ЕСТЕСТВЕННОЙ ТЯГИ

Проведено исследование структуры течения и теплообмена в шахматных пакетах винтовых труб с равноразвитой поверхностью в условиях естественной тяги средствами *CFD*-моделирования. Полученные численные распределения скоростей и температур вблизи поверхности труб и в следе за ними, которые позволяют разработать обобщающие расчетные зависимости для определения среднего теплообмена в пакетах таких труб. Результаты исследований могут быть использованы для модернизации методик расчета теплообмена аппаратов воздушного охлаждения.

Ключевые слова: теплообмен, винтообразная труба, шахматный пучок, естественная тяга, моделирование.

A. BARANYUK, A. RACHINSKIY

HEAT EXCHANGE IN STAGGERED THREADED PIPE BANKS WITH SIMILAR DEVELOPED SURFACE PATTERNS UNDER NATURAL DRAFT CONDITIONS

Helical pipes with similar developed surface patterns efficiently operate under forced convection conditions. The available literature describes their essential advantages over the tubes of a round-ribbed profile and the possibility of their application as a heat-exchanging section for the air-cooling unit. However, the peculiarities of the operation of such units require checking an opportunity for the use of helical pipes with similar developed surface patterns under natural draft conditions. The purpose of the research is to get new data on the flow structure in the intertube space of the staggered banks of such pipes under natural draft conditions. These data are required for the in-depth analysis of the appropriateness of the use of such pipes for "dry" air cooling systems. The methods of investigation included the use of the academic licensed software package ANSYS Student for numerical computations. It was established that the heat exchange in ribbed pipes under natural draft conditions is specified first of all by the parameters of the staggered bank (longitudinal and transversal pitches of the arrangement of pipes in the bank) and the geometric parameters of the pipes, in particular the pitch between the humps and the dents on the tube surface that form its helical surface. Design ratios were suggested for the determination of the averaged heat exchange in the staggered banks of the single-thread helical pipes with similar developed surface patterns. It was shown that the pitch characteristics of the banks have the greatest effect on the similarity equation. A preliminary validation was carried out for the methods adopted for the design of helical pipes and the known methods used for the computation of the staggered banks of smooth cylindrical pipes. The obtained research data can be used for the evaluation of the intensification of the heat exchange and for the flow analysis in order to increase the efficiency of the heat-exchange equipment.

Key words: heat exchange, helical pipe, staggered bank, natural draft and the simulation.

Вступ

На сьогоднішній день існує необхідність забезпечення потреб ринку України новими ресурсозберігаючими системами охолодження технологічних продуктів («сухі» градирні, апарати повітряного охолодження). Аналіз доступних літературних джерел щодо стану розробок в галузі технологій повітряного охолодження технічної води довів, що запропоновані в НТУУ «КПІ», поверхні з гвинтоподібні труб з рівнорозвиненою поверхнею, які призначені для одночасної інтенсифікації теплообміну, як з боку зовнішнього, так і з боку внутрішнього теплоносіїв доцільно застосовувати для створення систем «сухого» охолодження. Таке теплообмінне обладнання буде володіти невисокими масогабаритними характеристиками та вартістю, що стане прийнятними для їх широкого

розповсюдження.

Деякі аспекти досліджень внутрішнього і зовнішнього теплообміну в умовах вимушеної конвекції рівнорозвинених поверхонь теплообміну наведені в роботах [1–4]. Проте, досліджень поведінки таких труб при вільній конвекції і в умовах природної тяги в доступній літературі не має. Тому авторами зроблена спроба прогнозування характеристик теплообміну таких труб в умовах вільної конвекції яка реалізована засобами *CFD*-моделювання.

Мета роботи

Метою роботи є отримання нових даних щодо структури течії в шахових пакетах гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею в умовах природної тяги. Ці дані необхідні для проведення

© О. В. Баранюк, А. Ю. Рачинський, 2021

поглибленого аналізу доцільності використання таких труб в системах «сухого» повітряного охолодження.

Для досягнення поставленої мети вирішені наступні завдання:

- виконано *CFD*-моделювання теплообміну гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею в умовах природної тяги;
- отримані узагальнюючі розрахункові співвідношення для визначення коефіцієнтів теплообміну шахових пакетів гвинтоподібних труб в широкому діапазоні зміни кроків труб у пакеті а їх геометричних характеристик.

Аналіз літературних джерел

Проблема інтенсифікації теплообміну в теплоенергетичному обладнанні була і буде актуальним науково-технічною задачею. Ефективність теплообмінного обладнання, як правило, визначається відношенням величини теплообміну до величини гідравлічних втрат в цьому обладнанні при інших рівних економічних умовах виготовлення цього обладнання.

Основні ідеї методів інтенсифікації теплообміну при рівності фізичних властивостей теплоносія засновані на турбулізації потоку, в тому числі і за допомогою створення закручених потоків в гвинтових трубах.

Дослідження [5] свідчать, що застосування інтенсифікатора у вигляді гвинтової накатки, має значний ефект підвищення інтенсивності теплообміну в порівнянні з гладкою трубою. Максимальний ефект досягається для труби з мінімальним кроком гвинтової накатки $S/D = 0,72$. Зростання кроку гвинтової накатки відзначається зближення залежностей $Nu = f(Re)$ і $Nu_0 = f(Re)$ для гладкої труби. Це дозволяє зробити висновок про значний вплив кроку гвинтової накатки на інтенсивність теплообмінних процесів. З ростом висоти гвинтової накатки також проявляється тенденція до зростання інтенсивності теплообміну. Отже, подальше дослідження в цьому напрямку є перспективним.

Гвинтоподібні труби з рівнорозвиненою поверхнею досліджувалися авторами [1–3]. Автори довели, що їх конструкція дозволяє одночасно суттєво збільшити як зовнішню, так і внутрішню поверхню теплообміну (в 1,15–1,4 рази). Завдяки формі поверхні труби, що сформована виступами-впадинами, які послідовно чергуються із заданою висотою-глибиною і кроком, вони викликають додаткову турбулізацію примежового шару [3]. За рахунок закрутки внутрішнього і зовнішнього потоків і різкої зміни швидкості потоку при омиванні поверхні відбувається одночасне збільшення інтенсивності внутрішнього і зовнішнього теплообміну в залежності від геометричних характеристик труб і кроків між ними в 1,5–2,5 і 1,1–1,3 рази відповідно. За рахунок цього коефіцієнт тепलो-

редачі збільшується на 25 %–70 % в порівнянні з трубами круглого перерізу.

Технологія отримання гвинтових профілів на трубах, заснована на використанні трохроlikового обкочування і розроблена співробітниками Механіко-машинобудівного інституту КПІ ім. Ігоря Сікорського [6]. Потрібно відзначити, що розроблена нова технологія дозволяє отримати латунні трубки діаметром 16 мм з однозаходним гвинтоподібним профілем великої довжини – більше 2 м (рис. 1).

Експериментальні дослідження з теплообміну шахових пучків гвинтоподібних труб показали, що застосування таких труб у теплообмінних апаратах є достатньо ефективним засобом інтенсифікації теплообміну. Інтенсивність зовнішньої тепловіддачі в пучках гвинтоподібних труб порівняно з гладкотрубчастими пучками збільшується у 1,1–1,3 рази, що в поєднанні з факторами збільшення поверхні теплообміну та інтенсифікації внутрішньої тепловіддачі призводить до значного збільшення теплового потоку від одного теплоносія до іншого. При цьому, залишається відкритим питання, які значення поздовжнього S_2 і поперечного S_1 кроків слід обирати для формування пучка труб.

Аналіз наведених графічних залежностей в [2] свідчить, що в умовах вимушеної конвекції пучки гвинтоподібних труб у яких поперечний крок між трубами S_1 становив 42 мм мають більший аеродинамічний опір на 15 %–25 % ніж пучки труб у яких S_1 був 52,5 мм та 70 мм, що погіршує експлуатаційні характеристики цих пучків і приводить до збільшення витрат потужності вентилятора (або димососа) на подолання опору. Але пучки труб з $S_1 = 42$ мм мають менший аеродинамічний опір на 3 %–20 % (в залежності від чисел Рейнольдса) ніж відповідні пучки круглих труб. В той же час, хоча у пучків з $S_1 = 52,5$ мм та 70 мм опір менший ніж у пучків з $S_1 = 42$ мм, він більший на 10 %–60 % (в залежності від чисел Рейнольдса) ніж у відповідних за геометричними характеристиками пучків круглих труб. Тому питання вибору крокових характеристик пучка для роботи в умовах вільної конвекції залишається відкритим.

При цьому слід зазначити, що в доступній літературі даних щодо теплообміну в пучках гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою конвекцією немає. При цьому відомо, що характеристичне рівняння, яке, за загальноприйнятими оцінками, описує процес вільноконвективного теплообміну має вигляд:

$$Nu = A Ra^n, \quad (1)$$

де Ra – число Релея (за характерної температури, якою, відповідно до [7], прийнято температуру теплоносія на віддаленні від поверхні теплообміну), коефіцієнти A та n визначаються відповідно до аналізу графічних залежностей чисел Nu від чисел Ra представлених в логарифмічних координатах,

та, в загальному випадку, залежать від геометричної поверхні, на якій відбувається процес теплообміну, напрямку теплового потоку, інтенсивності процесу, тощо.

Методи дослідження структури течії в пакетах гвинтоподібних труб в умовах природної тяги

Дослідження розподілу температур, полів осередненої швидкості та структури течії в пакетах гвинтоподібних труб в умовах природної тяги проводилося методами *CFD*-моделювання. Обчислення проводились за допомогою академічної ліцензії програмного комплексу *ANSYS Student*. Дана ліцензія є абсолютно безкоштовною (з 2015 року) і призначена для вирішення ознайомлювальних і освітніх задач в академічному середовищі.

Попередні дослідження [1–4] свідчать, що найбільш перспективним для моделювання є один оптимізований типорозмір гвинтоподібної труби, основні геометричні характеристики якого наведені в табл. 1. З цих труб комбінувалися три серії пучків. Всього експериментами охоплено 15 пучків, які мали різні крокові характеристики S_1 , S_2 (табл. 2). Обчислення на моделі проводилися при періодичних граничних умовах, які визначались в бічних площинах. Відстань між бічними площинами відповідала поперечному кроку між трубами S_1 (рис. 1). Пучок, складався з 6 поперечних рядів ($Z_2 = 6$).

Коефіцієнт розвинення поверхні гвинтоподібної труби Ψ представляє собою відношення повної зовнішньої поверхні гвинтоподібної труби, яка обчислюється за допомогою процедур програмного коду *Fluent* до повної поверхні гладкої циліндричної труби такого ж діаметру D і довжини (табл. 1).

Приведений нижче аналіз виконувався за допомогою розроблених скінченно-елементних *CFD*-моделей гвинтоподібних труб в середовищі програмного комплексу *ANSYS-Fluent*. Для моделювання використовувалась нерівномірна, зі згущенням до стінок труби тетраедрична сітка. Скінченно-елементна сітка міжтрубного простору двошарова – вона містить пристінну область, яка апроксимується за допомогою елементарних паралелепіпедів і міжтрубну область, яка апроксимується за допомогою тетраєдрів. Така побудова розрахункової сітки забезпечує максимальну коректність отриманих результатів з фізичної точки зору. Тривимірна розрахункова сітка для випадку омивання потоком зовнішньої поверхні гвинтоподібних труб представлена на рис. 1. Кількість чарунок необхідних для дискретизації потоку в міжтрубному просторі не перевищувала 8 млн.

Таблиця 1 – Оптимізовані геометричні характеристики гвинтоподібної труби

Найменування величини	Позначення	Значення
Зовнішній діаметр труби	D , мм	16,0
Крок виступів-впадин гвинтової лінії	t , мм	20,0
Висота виступів-впадин	h , мм	2,5
Радіус округлення при вершинах виступів-впадин	r , мм	1,25
Коефіцієнт розвинення поверхні	Ψ	1,03

Таблиця 2 – Крокові характеристики досліджених пучків труб

S_2 , мм	S_1 , мм		
	22	32	42
20	1,1	1,6	2,1
25	0,88	1,28	1,68
30	0,73	1,07	1,4
35	0,63	0,91	1,2
45	0,49	0,71	0,93

Поставлена задача вирішувалась в стаціонарній постановці з дотриманням вимоги досягнення незалежності рішення від щільності розрахункової сітки. При моделюванні для всіх типорозмірів труб вибирались незмінними наступні граничні умови:

- температура потоку на вході в пучок гвинтоподібних труб $t_{вх} = 26$ °С;
- температури стінки труби $t_{ст}$ становили 100 °С і 50 °С.

Відомо, що явища вільної конвекції в рідинах загалом описуються досить складною нелінійною системою рівнянь в частинних похідних. Ця система містить рівняння збереження енергії, імпульсу і маси та рівняння стану. В числовому моделюванні широко застосовуються різноманітні наближені підходи, найбільш поширеним є підхід Бусінеска. При використанні цього підходу вважають, що фізичні параметри середовища постійні, густина залежить тільки від температури і цю залежність необхідно враховувати тільки в виразі для сили тяжіння. Тому математична модель для рідинних об'ємів містить [8] рівняння нерозривності потоку, рівняння Нав'є-Стокса для ламінарного режиму течії та рівняння Фур'є-Кірхгофа.

В дану систему, в якості теплофізичних параметрів входять коефіцієнт температуропровідності, коефіцієнт кінематичної в'язкості і коефіцієнт об'ємного розширення повітря. Всі вище перераховані коефіцієнти в моделі описуються за допомогою поліноміальних залежностей від температури.

Аналіз результатів моделювання та їх узагальнення

На рис. 2 представлена числова візуалізація температурних полів і миттєвих швидкостей потоку в міжтрубному просторі пучка для найбільш «тісного» пучка ($S_1/S_2 = 1,1$ де $S_1 = 22$ мм $S_2 = 20$ мм).

Як свідчить рис. 2 на поверхні труби максимально нагрітою є кормова по ходу потоку зона, а зона з мінімальною температурою розташована в лобовій точці. Це свідчить про розвиток теплового примежового шар, товщина якого збільшується по мірі просування потоку вглиб між трубного простору. Максимальну товщину примежового шару можна оцінити лише візуально (пристінна область поблизу труби (рис. 2)), проте візуальний аналіз свідчить, що зі збільшенням підведеної потужності товщина примежового шару зменшується, що в свою чергу свідчить про збільшення локальної швидкості потоку.

Аналіз даних з розподілу швидкостей потоку підтверджує прогнозовану тенденцію про збільшення швидкості в місцях підвищеної температури. З рис. 2 видно, що потік, який рухається знизу вгору під дією різниці густин повітря, в першу чергу направляється в зазор між поверхнями сусідніх труб, де і спостерігається максимальна швидкість потоку. Також необхідно відмітити зростання швидкості при збільшенні підведеного теплового потоку. Аналіз отриманих даних (рис. 2) також свідчить, що кормовій частині по ходу потоку спостерігається утворення вихорової зони (ближній слід), який співпадає, або навіть перевищує поперечний розмір труби D . Крім того, в умовах природної тяги, масштаб вихору за плоскоовальною трубою значно більший ($\sim 5D$), ніж при вимушеній ($3/2D$) [6]. Саме ця обставина відрізняє розподіл швидкостей отриманий в умовах природної тяги від розподілу швидкостей при вимушеній конвекції.

Для порівняння на рис. 3 представлена числова візуалізація температурних полів і миттєвих швидкостей потоку в міжтрубному просторі пучка для найбільш «розрідженому» пучку ($S_1/S_2 = 0,93$, де $S_1 = 42$ мм $S_2 = 45$ мм).

Як свідчать приведені дані, в найбільш «тісному» пучку труби знаходяться в зоні «аеродинамічної тіні» від попередніх рядів. Тим самим створюються умови прискореного прогрівання потоку. Проте в перерізах на виході з трубного пучка спостерігається утворення нерівномірного профілю температури внаслідок впливу відривної зони за останньою трубою.

При обробці і аналізі результатів моделювання і залежностей чисел Нуссельта від чисел Релея велика увага приділялася геометричним факторам, що впливають на інтенсивність теплообміну. У

роботах [2, 3] показано, що такими чинниками є крокові характеристики пакетів, і параметр розміщення труб в пакеті (відношення поперечного кроку між трубами до поздовжнього S_1/S_2).

На рис. 4 представлені дані залежностей чисел Нуссельта від параметра розміщення S_1/S_2 . При зменшенні параметра S_1/S_2 від 1,1 до 0,49 простежується зростання інтенсивності теплообміну в середньому на 15 %–25 %.

Схожа тенденція спостерігається і на рис. 5, за свідченням якого найменшою інтенсивністю тепловіддачі володіє найбільш розріджений пучок, фактор розміщення труб S_1/S_2 якого становить 2,1. А найбільшою – пучок з $S_1/S_2 = 0,93$, що має на 36 % вищу інтенсивність теплообміну. При цьому «найкращий» в цій серії пучок (з $S_1/S_2 = 0,93$) має на 60 % меншу інтенсивність теплообміну чим пучок у якого фактор розміщення труб S_1/S_2 якого становить 0,49 (рис. 4). Такий результат, в певній мірі, спростовує твердження про те, що для організації теплообміну в умовах вільної конвекції, слід розташовувати теплообмінні поверхні на достатньому віддаленні – щоб був доступ охолоджуючого теплоносія до нагрітої стінки.

Дані по інтенсивності теплообміну для пучків у яких поздовжній крок труб становить $S_1 = 32$ мм = const розташовані більш щільно – зміна інтенсивності теплообміну відбувається в межах 14 %. Таку тенденцію можна пояснити тим, що в достатньо широкому і досить короткому міжтрубному просторі в глибині пучка створюються умови для того щоб маси рухомого повітря «прослизали» крізь пучок не контактуючи з нагрітою стінкою (рис. 6).

Аналіз представлених на рис. 4–6 даних свідчить, що інтенсивність теплообміну в «тісних» пучках гвинтоподібних труб вища ніж в «розріджених». Це можливо пояснити тим, що в умовах дії масових сил, збільшення швидкості потоку пропорційно мірі нагрітості стінки. Чим ближче нагріті поверхні труб одна до одної, тим вище температура потоку. Відбувається зменшення густин шарів повітря і збільшується швидкість його руху.

Крім того, аналіз приведених вище даних свідчать, що збільшення поздовжнього кроку між трубами S_1 призводить до зменшення інтенсивності тепловіддачі. Це твердження стає більш наглядним, якщо зафіксувати значення S_1 , а змінювати S_2 (рис. 7–9).

Таким чином, можна зробити висновок – найбільшою інтенсивністю тепловіддачі в умовах природної тяги володіють пучки гвинтоподібних труб з кроком та глибиною виступів-впадин $t = 20$ мм і $h = 2,5$ мм відповідно і які задовольняють вимозі $S_1/S_2 \rightarrow 1$. При чому, крок труб S_1 , рекомендується вибирати пропорційним зовнішньому діаметру гвинтоподібної труби.

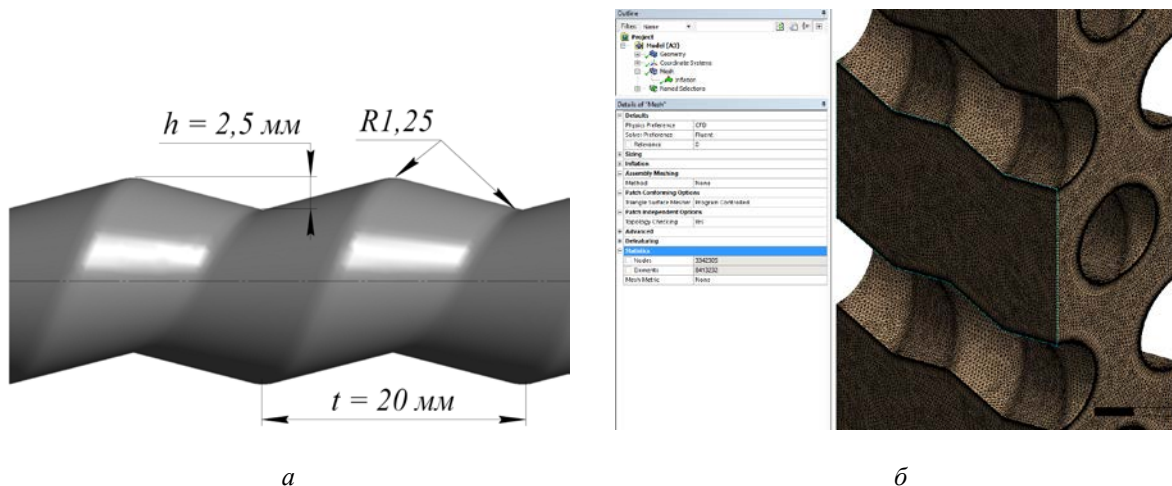


Рис. 1 – Предмет і об’єкт дослідження:
 а – пояснення; б – розрахункова скінченно-елементна сітка

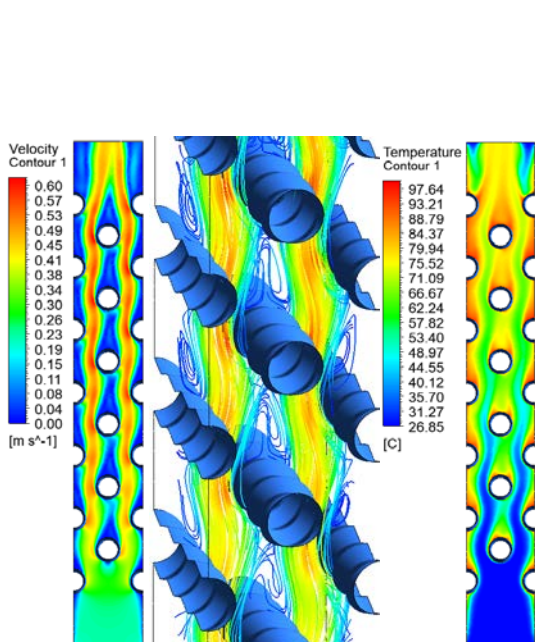


Рис. 2 – Розподіл швидкостей і температур потоку в міжтрубному просторі при температурі стінки 100 °C для $S_1/S_2 = 1,1$ (22 мм/20 мм)

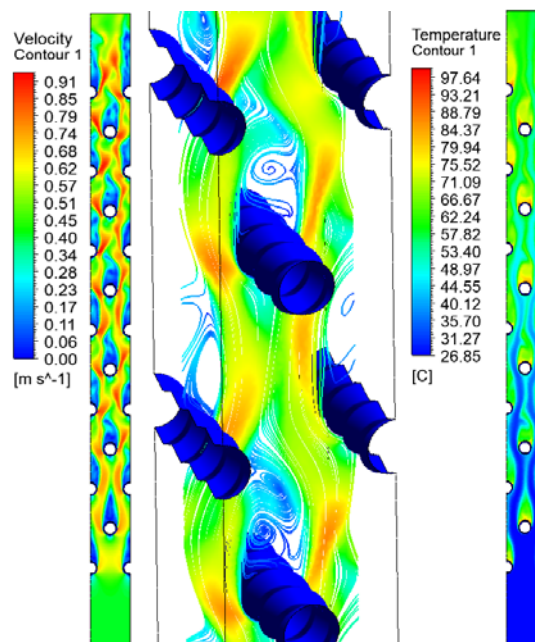


Рис. 3 – Розподіл швидкостей і температур потоку в міжтрубному просторі при температурі стінки 100 °C для $S_1/S_2 = 0,93$ (42 мм/45 мм)

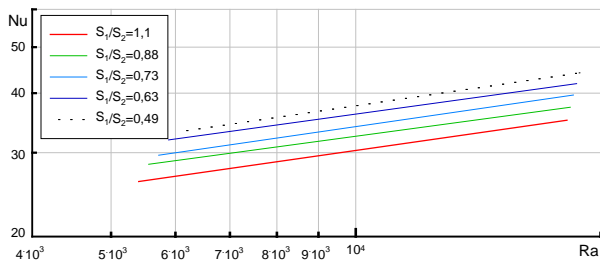


Рис. 4 – Залежність $Nu = f(Ra)$:
 при $S_1 = 22$ мм $S_2 = var$

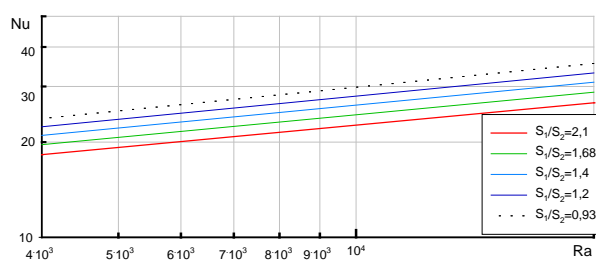


Рис. 5 – Залежність $Nu = f(Ra)$:
 при $S_1 = 45$ мм $S_2 = var$

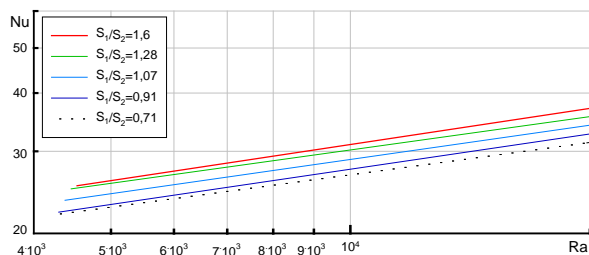


Рис. 6 – Залежність $Nu = f(Ra)$:
при $S_1 = 32$ мм $S_2 = var$

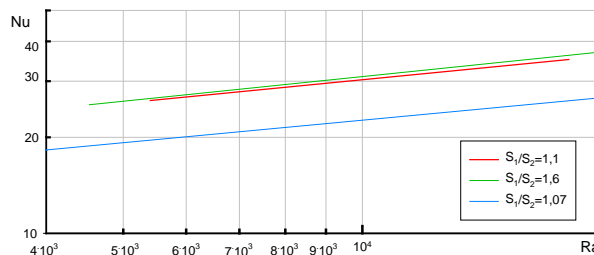


Рис. 7 – Залежність $Nu = f(Ra)$:
при $S_2 = 20$ мм $S_1 = var$

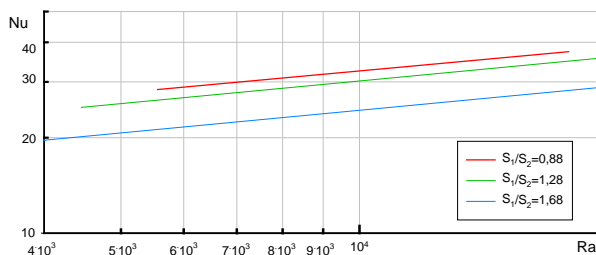


Рис. 8 – Залежність $Nu = f(Ra)$:
при $S_2 = 25$ мм $S_1 = var$

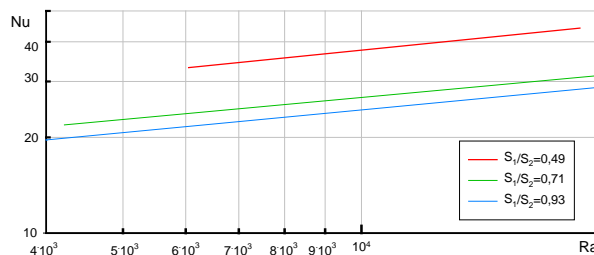


Рис. 9 – Залежність $Nu = f(Ra)$:
при $S_2 = 45$ мм $S_1 = var$

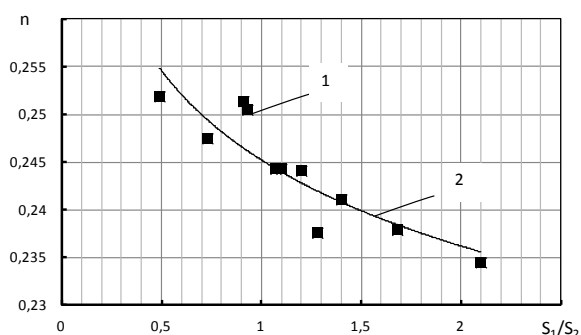


Рис. 10 – Залежність $n = f(S_1/S_2)$:
1 – дані CFD-моделювання;
2 – апроксимуюча залежність

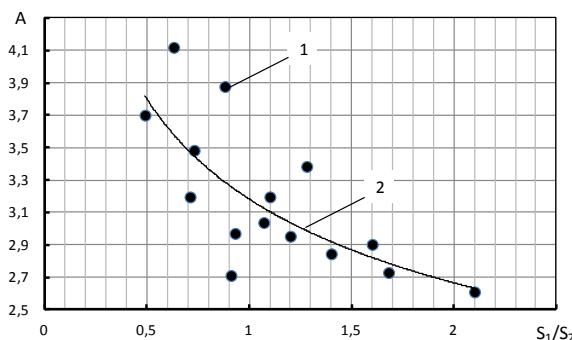


Рис. 11 – Залежність $C_q = f(S_1/S_2)$:
1 – дані CFD-моделювання;
2 – апроксимуюча залежність

Аналіз розрахункових даних показав, що значення показника ступеня n при числі Релля в рівнянні (1) не є постійним і залежить від параметру розміщення S_1/S_2 . Залежність $n = f(S_1/S_2)$ (рис. 10) дає змогу розробити узагальнюючу залежність виду:

$$n = 0,25(S_1/S_2)^{-0,05}. \quad (2)$$

Аналогічний аналіз для розрахункових значень коефіцієнта A співвідношення (1) в залежності від S_1/S_2 показав (рис. 11), що значення коефіцієнта A апроксимуються якісно схожою залежністю:

$$A = 3,18(S_1/S_2)^{-0,26}. \quad (3)$$

Таким чином, для розрахунку конвективного теплообміну глибинних рядів шахових пакетів гвинтоподібних труб з рівнорозвинутою поверхнею при значеннях параметра розміщення S_1/S_2

(0,49...2,1) в області чисел Релля Ra_D ($2,8 \cdot 10^3 \dots 24 \cdot 10^3$) пропонуються залежності (1)–(3).

Висновки

За допомогою CFD моделювання отримані дані щодо структури течії в пакетах гвинтоподібних труб з рівнорозвинутою поверхнею в умовах природної тяги. Отримані картини візуалізації течій з характерними гідродинамічними областями, які дозволили пояснити механізм інтенсифікації теплообміну на в досліджених пучках труб. Основні висновки по проведеній роботі наступні:

1 Встановлено, що в кормовій частині за ходом потоку спостерігається утворення вихорової зони, яка співпадає, або навіть перевищує поперечний розмір труби D .

2 В умовах природної тяги, масштаб вихору за плоскоовальною трубою значно більший ($\sim 5D$), ніж при вимушеній ($3/2D$). Крім того, потік, що рухається в зазорі між ребрами сусідніх труб в пакеті, має найбільші локальні швидкості і по інерції рухається з цією швидкістю на відстань що перевищує $5D$.

3 При конструюванні теплообмінних апаратів, для роботи в умовах природної тяги трубні дошки яких слід проектувати вимоги дотримання фактора розміщення труб $S_1/S_2 \approx 1$. При чому, поздовжній крок труб S_1 , рекомендується вибирати пропорційним зовнішньому діаметру гвинтоподібної труби.

Список літератури

1. Рева С. А., Рогачов В. А., Терех О. М., Алфьорова О. В. Теплообмін малорядних пучків гвинтоподібних труб. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2013. №3/8 (63). С. 54–56.
2. Письменний Є. М., Терех О. М., Рогачов В. А., Коншин В. І., Омельчук Д. С. Теплообмін пучків труб з рівнорозвиненою поверхнею. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2013. №6(8). С. 29–33.
3. Письменний Є. М., Терех О. М., Рогачов В. А., Руденко О. І., Рева С. А. Аеродинамічний опір пучків труб з рівнорозвиненою поверхнею. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2013. №6(8). С. 31–35.
4. Баранюк О. В., Рачинський А. Ю. Розрахункові залежності теплообміну і аеродинамічного опору гвинтоподібних труб. *Науково-технічний журнал «Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві»*. 2017. № 4. С. 111–116.
5. Лаптев А. Г., Николаев Н. А., Башаров М. М. *Методы интенсификации и моделирования теплообменных процессов* : учебно-справочное пособие. Москва: Тепло-техник, 2011. 335 с.
6. Маковей В. О., Проценко П. Ю. Особливості профілювання одно- та трьохзахідних гвинтоподібних труб. *Вестник Национального технического университета «ХПИ»*. 2013. № 43(1016). С. 153–162.
7. Неїло Р. В. Експериментальне дослідження гідродинаміки та теплообміну в умовах вільної конвекції. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2013. № 6/5(14). С. 31–33.
8. Гебхарт Б., Джалурія І., Махаджан Р., Саммакія Б. *Свободноконвективные течения. Тепло- и массообмен*. Москва: Мир, 1991. 678 с.

References (transliterated)

1. Reva S. A., Rogachev V. A., Terekh O. M., and Alferova O. V. (2013), "Teplobmin maloryadnykh puchkiv hvyntopodibnykh trub [Heat transfer of low-order bundles of helical pipes]", *Vostochno-Evropeyskyy zhurnal peredovykh tekhnolohyy* [Eastern European Journal of Advanced Technology], no. 3/8(63), pp. 54–56, Kharkov, Ukraine.
2. Pis'mennyi E. N., Rogachev V. A., Terekh O. M., Konshin V. I., and Omelchuk D. S. (2013), "Teplobmin puchkiv trub z rivnorozvynenoyu poverkhneyu [Heat transfer of tube bundles with the equalincreased surfaces]", *Vostochno-Evropeyskyy zhurnal peredovykh tekhnolohyy* [Eastern European Journal of advanced technologies], no. 1/8(61), pp. 29–33, Kharkov, Ukraine.
3. Pis'mennyi E. N., Terekh A. M., Rogachov V. A., Rudenko A. I., and Reva S. A. (2013), "Aerodynamichnyy opir puchkiv trub z rivnorozvynenoyu poverkhneyu [Aerodynamic drag of tube bundles with the equalincreased surfaces]", *Vostochno-Evropeyskyy zhurnal peredovykh tekhnolohyy* [Eastern European Journal of advanced technologies], no. 6/8 (66), pp. 31–35, Kharkov, Ukraine.
4. Baranyuk O. V., and Rachinsky A. Y. (2017), "Rozrakhunkovi zalezhnosti teplobminu i aerodynamichnoho oporu hvyntopodibnykh trub [Calculated dependences of heat transfer and aerodynamic resistance of helical tubes]", *Naukovo-tekhnichnyy zhurnal "Suchasni tekhnolohiyi, materialy i konstruktivni v budivnytstvi"* [Scientific and technical journal "Modern technologies, materials and structures in construction"], no. 4, pp. 111–116, Vinnytsia, Ukraine.
5. Laptev A. G., Nikolaev N. A., and Basharov M. M. (2011), *Metody intensifikatsii i modelirovaniya teplomassoobmennyykh protsessov* : *uchebno-spravochnoye posobiye* [Methods of intensification and modeling of heat and mass transfer processes. Study guide], Teplotekhnik, Moscow, Russian.
6. Makovey V. O., and Protsenko P. Yu. (2016), "Osoblyvosti profilyuvannya odno- ta tr'okhzhakhidnykh hvyntopodibnykh trub [Features of profiling of one- and three-western helical tubes]", *Vestnyk Natsyonal'noho tekhnicheskoho unyversyteta "KHPY"* [Bulletin of NTU "KhPI"], no. 43, pp. 153–162, Kharkov, Ukraine.
7. Neilo R. V. (2017), "Eksperymental'ne doslidzhennya hidrodynamiky ta teplobminu v umovakh vil'noyi konvektsiyi" [Experimental study of hydrodynamics and heat transfer under free convection]", *Enerhetyka: ekonomika, tekhnolohiyi, ekolohiya* [Energy: economics, technology, ecology], no. 6/5(14), pp. 31–33, Kiev, Ukraine.
8. Gebhart B., Jaluria I., Mahajan R., and Sammakia B. (1991), *Svobodnokonvektivnyye techeniya. Teplo- i massobmen* [Free convection flows. Heat and mass transfer], Mir, Moscow, Russian.

Надійшла (received) 05.02.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Баранюк Олександр Володимирович (Баранюк Александр Владимирович, Baranyuk Alexandr) – кандидат технічних наук, доцент, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ, тел.: 067-379-80-69; e-mail: aleksandrW@i.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6008-6465>.

Рачинський Артур Юрійович (Рачинский Артур Юрьевич, Rachynskiy Artur) – кандидат технічних наук, доцент, кафедра теплоенергетичних установок теплових і атомних електричних станцій, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ, тел.: 098-981-55-75; e-mail: arturrachinskiy@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6622-1517>.

В. О. ТАРАСОВА, М. О. КУЗНЕЦОВ**АНАЛІЗ ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ ЦИКЛІВ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ВИЗНАЧАЛЬНИХ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОБОЧИХ РЕЧОВИН**

Показано принципову можливість визначення термодинамічної ефективності циклів холодильних машин і теплових насосів за обмеженою кількістю даних про властивості робочих речовин. Проведено дослідження термодинамічної ефективності пароконденсуючих одноступінчатих простих і регенеративних циклів холодильних машин на різних робочих речовинах, отримано узагальнені регресійні залежності. Запропоновано нове аналітичне рівняння для оцінки ефективності простого і регенеративного циклів на основі визначального модифікованого критерію Клаузіуса.

Ключові слова: термодинамічний аналіз; холодильний коефіцієнт; регенеративний цикл; холодоагент; критерій Клаузіуса.

В. А. ТАРАСОВА, М. А. КУЗНЕЦОВ**АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ХОЛОДИЛЬНЫХ ЦИКЛОВ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ РАБОЧИХ ВЕЩЕСТВ**

Показана принципиальная возможность определения термодинамической эффективности циклов холодильных машин и тепловых насосов по ограниченному количеству сведений о свойствах рабочих веществ. Проведено исследование термодинамической эффективности пароконденсующих одноступенчатых простых и регенеративных циклов холодильных машин на различных рабочих веществах, получены обобщенные регрессионные зависимости. Предложено новое аналитическое уравнение для оценки эффективности простого и регенеративного циклов на основе определяющего модифицированного критерия Клаузиуса.

Ключевые слова: термодинамический анализ; холодильный коэффициент; регенеративный цикл; хладагент; критерий Клаузиуса.

V. TARASOVA, M. KUZNETSOV**ANALYZING THE THERMODYNAMIC EFFICIENCY OF COOLING CYCLES DEPENDING ON THE DETERMINANT THERMAL AND PHYSICAL PROPERTIES OF OPERATING MEDIA**

The goal of this research was to develop the methods used for the analysis of the thermodynamic efficiency of the ordinary single-stage and regenerative cooling cycles depending on the determinant thermal-&-physical properties of cooling agents. The thermodynamic efficiency of the steam-compressive single-stage ordinary and regenerative cycles of cooling machines operating on different cooling agents has been investigated. The dependence was established between the effectiveness value of the use of the regeneration for the cooling cycle and the modified Clausius criterion of the cooling agent. Generalized regressive dependences were obtained for the evaluation of the efficiency of the ordinary and regenerative cycles based on the determinant modified Clausius criterion and these give us an opportunity to establish the fields for the preferential use of the promising cooling agents for regenerative cycles and establish requirements to the properties of cooling agents during their choice. These contribute to the selection of the rational flowchart for the specified thermal and physical characteristics of the cooling agent and for the thermal behavior of the unit operation and form appropriate rational geometric characteristics for the heat exchangers and interconnecting piping. The suggested methods enable the determination of the expected characteristics of the unit and the boundary attainable values of its efficiency in the conditions of the limited information on the thermal-&-physical properties of new (by-way) cooling agents without waiting for the appearance of accurate state diagrams. Analytical equations used for the estimation of the cooling factor depending on the modified Clausius criterion allow us to perform the front-end project computations making use of only absolute values of evaporation and condensation temperatures. The effect of the steam depression, the dryness value and the efficiency factor of the regenerative heat exchanger on the cooling factor of the cycle has been studied. A practical value of the obtained data consists in the opportunity of the objective and operative estimation of the efficiency of the use of the cooling agent for the regenerative and steam compressing cycles of the cooling machine using no multiparameter optimization procedure.

Key words: thermodynamic analysis, cooling factor, regenerative cycle, cooling agent and Clausius criterion.

Вступ

Однією з важливих науково-технічних проблем в холодильній промисловості є оцінка якості наявних установок. Конкуренція між фірмами виробниками холодильної техніки вимагає закритості інформації щодо конструктивних і експлуатаційних характеристик установок, що є серйозним стримуючим фактором в оцінці якості техніки, що випускається. Предметом «ноу-хау» фірм-виробників, в тому числі, є і методики оцінки ефективності холодильних машин (ХМ) і теплових

насосів (ТН). Зрозуміло, що ці умови вимагають створення нових універсальних способів оцінки якості та ефективності ХМ і ТН.

Підвищення ефективності ХМ і ТН можна забезпечити за рахунок використання процесу внутрішньої регенерації в термодинамічному циклі [1]. Вивчення впливу перегріву всмоктуваної пари на роботу холодильного компресора було розпочато ще в роки створення перших аміачних холодильних машин. Було показано, що всмоктування вологої пари дозволяє наблизити дійсний цикл до оборотного циклу Карно. Однак практика показа-

ла, що аміачні холодильні машини з вологим ходом компресора мають низьку холодопродуктивність та великі енергетичні втрати. У зв'язку з цим постало питання про перехід до циклу зі всмоктуванням сухої насиченої або перегрітої пари.

Регенеративний теплообмін застосовують в дійсних циклах пароконденсійних холодильних машин малої та середньої продуктивності з конденсаторами повітряного охолодження, що працюють, як правило, при більш високій температурі конденсації, ніж машини з водяними конденсаторами. Значно рідше регенеративний теплообмін застосовують у циклах теплонасосних установок і автономних кондиціонерів. Слід зазначити, що теплообмін в регенеративному теплообміннику між рідким холодоагентом після конденсатора і пароподібним після випарника, з одного боку, призводить до збільшення холодопродуктивності в циклі (теплота, що підводиться від охолоджуваного середовища до робочого речовини у випарнику, кДж/кг), а, з іншого боку, – до зменшення кількості циркулюючої робочої речовини (кг/с). Таким чином, енергетична ефективність установки (холодильний коефіцієнт), а також її продуктивність (кВт) можуть як підвищуватися, так і знижуватися в залежності від температурних меж циклу і виду холодоагенту, що застосовується. Температурні межі циклу і вид холодоагенту можна вважати основними факторами, що впливають на результативність регенерації в циклі. Роль кожного з цих факторів необхідно оцінювати ще на етапі передпроектних розробок холодильних машин і теплових насосів.

У зв'язку з цим актуальним є розвиток нових методів аналізу термодинамічної ефективності простих одноступінчастих і регенеративних циклів. Крім термодинамічної оцінки ефективності циклу при роботі з тою чи іншою речовиною цей аналіз необхідний також для того, щоб недолати реальної холодильної машини або теплового насоса необґрунтовано не були віднесені на рахунок принципових особливостей конструктивного виконання окремих деталей і вузлів.

Мета роботи

Метою роботи є розробка методики аналізу термодинамічної ефективності простих одноступінчастих і регенеративних холодильних циклів в залежності від визначальних теплофізичних властивостей робочих речовин.

Аналіз літературних джерел і постановка задач дослідження

В роботі [1] автори досліджували вплив використання регенеративного теплообмінника (РТ) числовими методами. Ними встановлено, що ви-

користання РТ підвищує ефективність систем, що використовують холодоагенти R507A, R134a, R12, R404A, R290, R407C, R600 і R410A. В роботі запропоновано кореляційне рівняння, яке встановлює зв'язок між величиною охолодження рідини та теплофізичними властивостями холодоагентів. Слід зазначити, що для проектування ХМ з РТ важливо мати кореляційну залежність між величиною результативності регенерації в циклі і теплофізичними властивостями робочої речовини.

Авторами роботи [2] для визначення оптимальної температури перегріву досліджено залежність коефіцієнта перетворення теплового насоса μ від температури випаровування при різних значеннях величини перегріву $\Delta T_{\text{пер}}$ і при фіксованому температурному напорі між випарником і конденсатором ($T_k - T_0 = 50^\circ\text{C}$). Встановлено, що максимальному значенню перегріву $\Delta T_{\text{пер}}$ відповідає максимальний коефіцієнт перетворення μ_{max} . Крім того, авторами знайдено оптимальне значення перегріву при нефіксованому температурному напорі $T_k - T_0$, якому відповідає μ_{max} . Однак, за результатами досліджень нами не встановлено існування оптимальної величини перегріву, що відповідає максимальному значенню коефіцієнта перетворення ТН. Максимальні значення μ_{max} , що отримані в роботі [2], слід пояснити наближенням температури конденсації до критичної температури робочої речовини при збереженні постійними температурних меж циклу ($T_k - T_0 = 50^\circ\text{C}$) і варіюванні величини перегріву пари. У даному випадку це призводить до зменшення прихованої теплоти пароутворення і зниження ефективності циклу. На противагу цьому, одночасне збільшення температури випаровування, що сприяє збільшенню ефективності циклу, призводить до виникнення μ_{max} . Таким чином, наявність μ_{max} визначається тут фіксованим температурним напором між випарником і конденсатором $T_k - T_0$, а не величиною перегріву пара в циклі, що варіюється.

Автори роботи [3] зосередилися на експериментальному дослідженні впливу РТ на ефективність систем, що використовують неазеотропні суміші холодоагентів. Аналіз отриманих результатів показав, що для таких систем РТ дає істотне збільшення холодопродуктивності в порівнянні з установками, які використовують як холодоагент однокомпонентні робочі речовини. Тим часом, авторами не досліджено вплив перегріву в різних режимах та при різних схемах підключення РТ і дросельного пристрою.

В роботі [4] автори використовують принцип відповідних станів робочої речовини для оцінки нових холодоагентів. Встановлено, що має місце зв'язок між молекулярною масою холодоагенту і ефективністю застосування регенерації в циклі холодильної машини та теплового насоса. Авторами введено, так званий, індекс молекулярної скла-

дності холодоагенту. Головним чином він залежить від теплоємності газу. Для холодоагентів, що мають високі значення даного індексу, застосування регенерації в циклі може бути тим рішенням, яке сприяє підвищенню загальної ефективності системи. Можна констатувати, що на питання про доцільність застосування регенерації в циклах холодильних машин і теплових насосів даний метод аналізу однозначної відповіді не дає.

Автори статті [5] провели оцінку суміші холодоагентів, що запропонована як замітник холодоагенту R22 в кондиціонерах і теплових насосах. Аналіз отриманих результатів показав збільшення ефективності установки на 6%–7% у разі її оснащення РТ. З метою отримання конкретних рекомендацій для проектування, доцільно було б встановити граничне значення величини перегріву, що дає позитивний вплив на підвищення ефективності системи.

В роботі [6] виконано аналіз регенеративних циклів холодильних машин і теплових насосів на основі створеної напівемпіричної математичної моделі циклу. За результатами моделювання характеристик циклу для різних робочих речовин авторами встановлено, що холодоагенти, які мають високу теплоємність пари, дозволяють досягти більш високої продуктивності і ефективності установки. До недоліків даної роботи можна віднести наступне. Вибираючи конструкцію регенеративного теплообмінника, необхідно враховувати поряд з видом робочої речовини також і вид технологічної схеми установки, тип компресора, конструктивне виконання конденсатора і випарника.

Авторами роботи [7] розроблено емпіричні математичні моделі оцінки ефективності холодильних регенеративних циклів. Емпіричні моделі містять кілька констант, які визначаються шляхом обробки експериментальних даних конкретної моделі холодильної машини або теплового насоса. Емпіричні моделі мають широке застосування в силу своєї простоти, проте вони не дають уявлення про основні термодинамічні процеси циклу. Це ускладнює їх аналіз. З іншого боку, холодильний коефіцієнт або коефіцієнт перетворення можуть бути розраховані за рівняннями ентальпійного балансу. Для цього необхідні точні діаграми властивостей робочих речовин або рівняння стану. Цей підхід досить трудомісткий і вимагає проведення великої кількості різноманітних розрахунків циклу з подальшим узагальненням отриманих результатів. Доцільніше розвивати інший підхід, який поєднує переваги двох зазначених вище підходів, і ґрунтується на спрощених припущеннях про теплофізичні властивості робочих речовин. В цьому випадку точність аналітичного виразу для оцінки ефективності циклу буде достатньою для проектних розрахунків і математичного моделювання. Обмеженням тут є неможливість прогнозування

ефективності циклів при відсутності експериментальних даних про властивості для нових холодоагентів.

У роботах [8, 9] також розвинений аналітичний підхід до оцінки термодинамічної ефективності ХМ. Хоча цей підхід і здатний дати досліднику аналітичне рівняння для холодильного коефіцієнта, він не враховує особливості термодинамічних властивостей робочої речовини. Це обумовлено тим, що в його основу покладено рівняння термодинаміки при кінцевому часі, яка вивчає цикли з зовнішньої необоротністю, що зумовлена впливом кінцевої різниці температур при теплообміні. При цьому використовуються тільки рівняння теплопереносу, крім того, вводиться припущення про внутрішню оборотність циклу, тобто про зневагу необоротністю процесів стиснення і дроселювання.

Щоб врахувати втрати від внутрішньої незворотності при розрахунку холодильного коефіцієнта, можна вдатися до фундаментальних термодинамічних співвідношень для ідеального газу [10]. Використовуючи співвідношення Другого Закону термодинаміки, неможливо врахувати всі втрати від незворотності в циклі. На такому підході заснована аналітична модель [11]. Однак її недоліком є те, що модель не враховує процеси перегріву і переохолодження. Це призводить до неможливості її застосування для аналізу регенеративних циклів ХМ і ТН.

Задачами дослідження, яке представлено в цій статті, є:

1 Отримання аналітичних співвідношень для оцінки термодинамічної ефективності простих одноступінчастих і регенеративних холодильних циклів.

2 Дослідження термодинамічної ефективності застосування регенерації в холодильному циклі з різними робочими речовинами і узагальнення результатів у вигляді регресійних і графічних залежностей.

Методика термодинамічного аналізу циклу холодильної машини з регенеративним теплообмінником

У даній роботі розглядаються тільки докритичні цикли ХМ. Термодинамічний аналіз позакритичних циклів ХМ представлений в роботі [12].

Оцінку ефективності термодинамічних циклів проводять з метою вибору схем холодильних машин або теплових насосів та їх робочої речовини для заданих робочих температур циклу. Найбільш часто різні холодоагенти порівнюють на основі їх теоретичної ефективності при роботі за стандартним циклом. Однак таке порівняння не зовсім коректно. Оскільки для підвищення ефективності установки набагато більш доцільним є пристосувати цикл до властивостей робочої речовини, ніж

забезпечити виконання вимоги повної відповідності вихідним процесам якогось стандартного циклу [13]. Зараз холодильною індустрією проводиться безліч робочих речовин, у яких характер правої граничної кривої має яскраво виражену увігнутість. У цьому випадку використання стандартного циклу і підтримання в ньому заданої постійної величини перегріву може привести до того, що параметри пари після стиснення в компресорі будуть перебувати в безпосередній близькості до правої граничної кривої, що неприпустимо з міркувань безпечної експлуатації ХМ. Оскільки на практиці така ситуація може стати причиною потрапляння крапель рідини в компресор.

Зіставлення робочих речовин можна проводити з використанням аналізу їх термодинамічних властивостей [14]. Визначення ефективності регенеративних циклів рекомендується виконувати за допомогою коефіцієнтів оборотності, відносної зміни холодопродуктивності і відносної зміни роботи циклу. Коефіцієнти являють собою безрозмірні величини. Однак визначення цих коефіцієнтів вимагає проведення складних розрахунків.

Запропонована методика аналізу ефективності циклів в залежності від визначальних термодинамічних властивостей робочих речовин дозволить визначити очікувані характеристики установки та гранично досяжні значення її ефективності. На цьому принципі, як відомо [15], заснований метод Планка, а також метод системного аналізу циклів з урахуванням структурно-топологічних особливостей схеми [12, 16, 17]. При такому аналізі використовуються лише ті властивості, які впливають на внутрішні незворотні втрати в циклі. До внутрішніх втрат в циклі відносяться втрати внаслідок дроселювання і втрати, що пов'язані з нагріванням пари при стисканні вище температури конденсації. Так, наприклад, втрати, що пов'язані з процесом дроселювання, залежать від середньої питомої теплоємності насиченої рідини (на лівій граничній кривій при ступені сухості $x = 0$ (рис. 1)) в інтервалі температур випаровування T_1 і конденсації T_3 , що дорівнює температурі в т. 6 циклу ХМ

$$\bar{c}'_p = \frac{i_3 - i_6}{T_3 - T_1}, \quad (1)$$

де i_3 – ентальпія рідини на лінії насичення при T_3 , кДж/кг; i_6 – ентальпія рідини на лінії насичення при $T_1 = T_6$, кДж/кг.

Робочі речовини, що мають велику теплоту пароутворення r_0 і малу середню питому теплоємність насиченої рідини \bar{c}'_p , характерні низькими незворотними втратами в процесі дроселювання. При здійсненні циклу в області, що лежить ближче до критичної точки, втрати від незворотності в процесі дроселювання будуть збільшуватися, оскільки $r_0 \rightarrow 0$, а $\bar{c}'_p \rightarrow \infty$.

Необоротні втрати, що зумовлені нагріванням пари при стисканні в компресорі вище температури конденсації, залежать від середньої питомої теплоємності сухої насиченої пари \bar{c}''_p (на правій граничній кривій) в інтервалі температур $T_1 \dots T_3$, а також від теплоємності перегрітої пари c_p^{III} при тиску конденсації P_k поблизу граничної кривої. При малому значенні c_p^{III} нахил ізобар в області перегрітої пари досить крутий, тому температура пари в кінці процесу стиснення підвищується, що знижує ефективність цього процесу. Таким чином, для робочих речовин, що мають велику термодинамічну ефективність процесу стиснення, але в той же час, малу ефективність процесу дроселювання, слід включати в цикл процеси, що знижують дросельні втрати.

Ефективність холодоагенту стосовно до робочих процесів термодинамічного циклу ХМ характеризується також критичним тиском, критичною температурою, критичним питомим об'ємом, молекулярною масою, показником адиабати і теплою пароутворення. Так, наприклад [13], молекулярна маса холодоагенту робить дуже великий вплив на характеристики ХМ або ТН. Маса холодоагенту, який заправляється в систему для забезпечення необхідної продуктивності, прямо пропорційна молекулярній масі. Для того щоб залишатися в розумних межах гідравлічних втрат, діаметри трубопроводів, клапанів, вентилів необхідно розраховувати виходячи з цього правила.

Зниження втрат в процесі дроселювання залежить від співвідношення між критичною температурою $T_{кр}$ та температурами випаровування T_1 і конденсації T_3 . Для мінімізації цих втрат співвідношення $T_{кр}/T_1 = 1,5$.

Розглянемо методику визначення холодильного коефіцієнта в залежності від визначальних термодинамічних властивостей холодоагентів. Для цього спочатку зробимо графо-аналітичні побудови на T, s -діаграмі одноступінчастого і регенеративного циклів ХМ (рис. 1).

Для зіставлення, регенеративний і одноступінчастий цикли на рис. 1 як би накладені один на інший. Таким чином, можна показати відмінні процеси регенеративного циклу (на рис. 1 показані пунктиром) від процесів простого одноступінчастого циклу.

Як відомо [18], в циклі з регенерацією відбувається обмін теплотою між рідким холодоагентом на ділянці високого тиску і паром, що всмоктується на ділянці низького тиску. Гранична регенерація може бути досягнута тільки при повній еквідивалентності в T, s -діаграмі ізобар регенеративного теплообміну, що можливо тільки при рівності теплоємностей грюючого та нагріваемого потоків. Для реальних речовин теплоємності потоків знаходять-

ся в великій залежності від параметрів стану, особливо поблизу критичної області та поблизу кривої насичення. У зв'язку з цим гранична регенерація неможлива навіть при нульових значеннях температурних напорів в регенеративному теплообміннику.

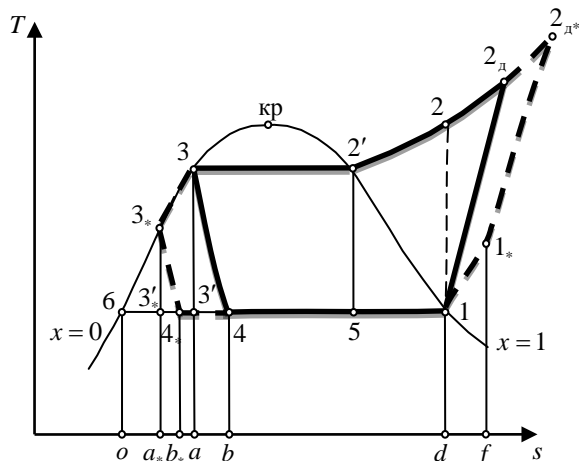


Рис. 1 – Побудова процесів дійсного циклу ХМ на T, s -діаграмі

Холодопродуктивність простого циклу ХМ з дросельним вентилем еквівалентна площі фігури під процесом $4-1$ пл. $(1-4-b-d)$ в T, s -діаграмі. Робота, що витрачається в дійсному циклі $(1-2_d-2'-3-4)$ та дорівнює роботі компресора, зображується площею пл. $(1-2_d-2'-3-6)$. Площа фігури пл. $(4-3'-a-b)$ являє собою втрату холодопродуктивності і, відповідно, втрату роботи в дросельному вентилі. Робоча речовина в т. 3 має запас потенційної енергії, що еквівалентна площі пл. $(3-6-3')$. В процесі дроселювання ця енергія переходить в енергію рухомого струменя робочої речовини. За дроселем кінетична енергія перетворюється при гальмуванні потоку робочої речовини в теплоту тертя і підводиться до самої робочої речовини. Ця теплота еквівалентна площі пл. $(4-3'-a-b)$. Відповідно до закону збереження енергії пл. $(3-6-3') = пл. (4-3'-a-b)$.

Холодильний коефіцієнт простого одноступінчастого циклу ХМ в графічній інтерпретації на T, s -діаграмі зображується у вигляді співвідношення наступних площ:

$$\varepsilon = \frac{\text{пл.}(d-1-4-b)}{\text{пл.}(1-2-2'-3-6) + \text{пл.}(1-2_d-2-1)}. \quad (2)$$

Нижче проведено чисельно-аналітичне дослідження термодинамічної ефективності простого одноступінчастого циклу ХМ і циклу з регенеративним теплообмінником.

Теоретичний холодильний коефіцієнт простого циклу ХМ з процесом розширення в «віртуаль-

ному» детандері можна представити у вигляді співвідношення

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{(i_2 - i_1) - (i_3 - i_4)}. \quad (3)$$

Різницю ентальпій в точках 1 і 4 можна представити у вигляді наступного виразу $(1-x_4)r_0$. Для знаходження x_4 використовуємо загальне рівняння [19]

$$ds + d \frac{xr}{T} = 0. \quad (4)$$

Після інтегрування (4) отримаємо

$$s_4 - s_6 = \frac{x_4 r_0}{T_1}. \quad (5)$$

Також можна записати наступні залежності для визначення ентропії в точках простого циклу як

$$s_3 = s_{2'} - \frac{r_k}{T_3}, \quad (6)$$

де r_k – теплота конденсації,

$$s_{2'} = s_1 - \int_{T_1}^{T_3} \frac{\bar{c}_p''}{T} dT, \quad (7)$$

$$s_{2'} = s_{2_d} - \int_{T_{2'}}^{T_{2_d}} \frac{\bar{c}_p^{\text{мп}}}{T} dT. \quad (8)$$

При цьому середні питомі теплоємності пара у виразах (7) і (8) визначаються як

$$\bar{c}_p'' = \frac{i_2' - i_1}{T_3 - T_1}, \quad (9)$$

$$\bar{c}_p^{\text{мп}} = \frac{i_{2_d} - i_{2'}}{T_{2_d} - T_3}. \quad (10)$$

Різницю ентропій $(s_4 - s_3)$ можна знайти з припущення про еквівалентність площ пл. $(3-6-3')$ та пл. $(4-3'-a-b)$:

$$\begin{aligned} \text{пл.}(4-3'-a-b) &= \text{пл.}(3-6-3') = \\ &= \int_{T_1}^{T_3} \bar{c}_p' dT - T_1(s_3 - s_6) = \int_{T_1}^{T_3} \bar{c}_p' dT - T_1 \left(\frac{r_0}{T_1} - \frac{r_k}{T_3} \right). \end{aligned}$$

Тоді

$$\begin{aligned} (s_4 - s_3) &= \frac{1}{T_1} \text{пл.}(4-3'-a-b) = \\ &= \frac{1}{T_1} \int_{T_1}^{T_3} \bar{c}_p' dT - T_1(s_3 - s_6) = \int_{T_1}^{T_3} \bar{c}_p' dT - T_1 \left(\frac{r_0}{T_1} - \frac{r_k}{T_3} \right). \end{aligned} \quad (11)$$

З рівняння (5) шляхом підстановки рівнянь (6)–(11) отримаємо

$$x_4 = \frac{T_1}{r_0} (s_4 - s_6) = \frac{\bar{c}_p'}{r_0} (T_3 - T_1). \quad (12)$$

Таким чином

$$i_1 - i_4 = (1 - x_4)r_0 = r_0 - \bar{c}_p'(T_3 - T_1). \quad (13)$$

З іншого боку –

$$\begin{aligned} (i_{2d} - i_1) - (i_3 - i_4) &= (i_2 - i_3) - (i_1 - i_4) = \\ &= r_k + \int_{T_2}^{T_{2d}} \bar{c}_p^{nn} dT - (i_1 - i_4). \end{aligned} \quad (14)$$

Підставивши в (14) вираз для $(i_1 - i_4)$ (13), отримаємо

$$\begin{aligned} (i_{2d} - i_1) - (i_3 - i_4) &= \\ &= r_k + \int_{T_2}^{T_{2d}} \bar{c}_p^{nn} dT - (i_1 - i_4) - r_0 + \bar{c}'_p (T_3 - T_1). \end{aligned} \quad (15)$$

А підставивши у вираз (3) залежності (13) і (15), враховуючи при цьому, що $T_2 = T_3$, отримаємо

$$\varepsilon = \frac{r_0 - \bar{c}'_p (T_3 - T_1)}{r_k + \int_{T_3}^{T_{2d}} \bar{c}_p^{nn} dT - (i_1 - i_4) - r_0 + \bar{c}'_p (T_3 - T_1)}. \quad (16)$$

Вираз для холодильного коефіцієнта можна привести до наступного вигляду:

$$\varepsilon = \frac{Kl - 1}{Kl \left(\frac{r_k}{r_0} - 1 \right) + 1 + \frac{\bar{c}_p^{nn} (T_{2d} - T_3)}{\bar{c}'_p (T_3 - T_1)}}, \quad (17)$$

де Kl – критерій Клаузіуса, $Kl = r_0 / (\bar{c}'_p (T_3 - T_1))$.

Для даного випадку цей критерій записується для рідини і має бути віднесений до різниці температур конденсації і випаровування робочої речовини.

Відносні похибки розрахунку для холодильного коефіцієнта за формулами (3) і (17) складають не більше 0,17 %.

На рис. 2 представлена залежність холодильного коефіцієнта простого циклу ХМ для різних робочих речовин від критерію Клаузіуса.

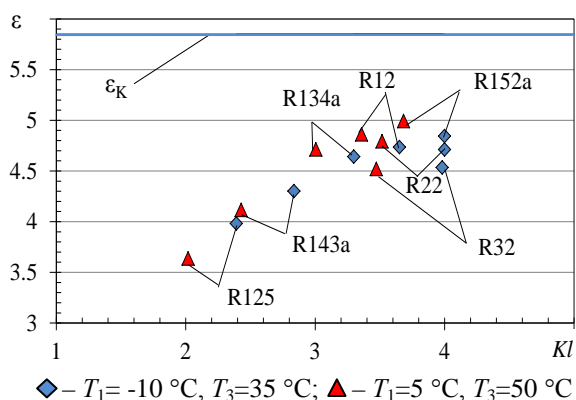


Рис. 2 – Залежність ε від Kl для різних робочих речовин

Як можна бачити з рис. 2, чим більше критерій Kl , тим більше ефективність теоретичного циклу наближається до ефективності циклу Карно, яка визначається як

$$\varepsilon_k = \frac{T_1}{T_3 - T_1}.$$

Також з рис. 2 видно, що для робочих речовин R125 і R143a холодильний коефіцієнт при $T_1 = -10$ °C і $T_3 = 35$ °C більше, ніж при $T_1 = 5$ °C і $T_3 = 50$ °C, в той час як для холодоагентів R134a, R152a, R22 і R12 навпаки – ε при більш високих температурах більше. Для R32 холодильний коефіцієнт практично не змінюється при різних температурах T_3 і T_1 .

Холодильний коефіцієнт циклу ХМ з регенеративним теплообмінником в графічній інтерпретації на T, s -діаграмі можна представити у вигляді співвідношення наступних площ (штрихпунктирна лінія на рис. 1):

$$\varepsilon_{рт} = \frac{\text{пл.}(d - l - 4_* - b_*)}{\text{пл.}(l - 2 - 2' - 3 - 6) + \text{пл.}(l_* - 2_{d*} - 2 - l)}. \quad (18)$$

Для перетворення формули (17) у вигляді залежності $\varepsilon_{рт}$ від критерію Kl слід записати систему рівнянь, за аналогією з системою рівнянь для простого циклу (5)–(8), в такий спосіб:

$$s_{4_*} - s_6 = \frac{x_{4_*} r_0}{T_1}; \quad (19)$$

$$s_{3_*} = s_3 - \int_{T_{3_*}}^{T_3} \frac{\bar{c}_p^{r3-3_*}}{T} dT; \quad (20)$$

$$s_{1_*} = s_1 - \int_{T_1}^{T_{1_*}} \frac{\bar{c}_p^{r1-1_*}}{T} dT; \quad (21)$$

$$s_{2'} = s_{2d*} - \int_{T_2}^{T_{2d*}} \frac{\bar{c}_p^{np}}{T} dT. \quad (22)$$

Середні питомі теплоємності рідини і пари визначаються за формулою (1) з урахуванням температурного діапазону.

Різниця ентропій $(s_{4_*} - s_{3_*})$ знаходиться за умови, що $\text{пл.}(4_* - 3_*' - a_* - b_*) = \text{пл.}(3_* - 6 - 3_*)$.

Далі, вирішуючи систему рівнянь (19)–(22) і включаючи в неї також рівняння (6) і (7), отримаємо

$$x_{4_*} = \frac{\bar{c}_p^{r3-1}}{r_0} (T_{3_*} - T_1). \quad (23)$$

Таким чином

$$i_1 - i_{4_*} = (1 - x_{4_*}) r_0 = r_0 - \bar{c}_p^{r3-1} (T_{3_*} - T_1). \quad (24)$$

Представивши (18) у вигляді співвідношення різниць ентальпій в точках циклу як

$$\begin{aligned} \varepsilon_{рт} &= \frac{(i_1 - i_{4_*})}{(i_{2d*} - i_{1*}) - (i_3 - i_{4_*})} = \\ &= \frac{(i_1 - i_{4_*})}{(i_{2d*} - i_{3*}) - (i_{1*} - i_1) - (i_1 - i_{4_*})}, \end{aligned} \quad (25)$$

де

$$(i_{2д*} - i_{3*}) - (i_{1*} - i_1) = r_k + \int_{T_2'}^{\overline{T}_{2д*}} \overline{c}_{p*}^{пп} dT + \int_{T_3*}^{\overline{T}_3} \overline{c}_p'^{3-3*} dT - \int_{T_1}^{\overline{T}_{1*}} \overline{c}_p'^{1-1*} dT, \quad (26)$$

отримаємо

$$\epsilon_{рт} = \frac{r_0 - \overline{c}_p'^{3*-1} (T_{3*} - T_1)}{r_k + \overline{c}_{p*}^{пп} (T_{2д*} - T_2') + \overline{c}_p'^{3-3*} (T_3 - T_{3*}) - \overline{c}_p'^{1-1*} (T_{1*} - T_1) - r_0 + \overline{c}_p'^{3*-1} (T_{3*} - T_1)}. \quad (27)$$

Вираз для холодильного коефіцієнта $\epsilon_{рт}$ можна представити у вигляді функції від критерію Kl як

$$\epsilon_{рт} = \frac{Kl - \frac{\overline{c}_p'^{3*-1} (T_{3*} - T_1)}{\overline{c}_p' (T_3 - T_1)}}{Kl \left(\frac{r_k}{r_0} - 1 \right) + \frac{\overline{c}_{p*}^{пп} (T_{2д*} - T_2') + \overline{c}_p'^{3-3*} (T_3 - T_{3*}) - \overline{c}_p'^{1-1*} (T_{1*} - T_1) + \overline{c}_p'^{3*-1} (T_{3*} - T_1)}{\overline{c}_p' (T_3 - T_1)}}. \quad (28)$$

Вираз (28) можна спростити, допустивши, що $\frac{\overline{c}_p'^{3*-1}}{\overline{c}_p'} \approx \frac{\overline{c}_p'^{3-3*}}{\overline{c}_p'} \approx 1$, а також записавши вирази для

величин переохолодження $\Delta T_{по} = T_3 - T_{3*}$ та перегріву холодоагенту в циклі $\Delta T_{пер} = T_{1*} - T_1$. Тоді $\epsilon_{рт}$ можна представити як

$$\epsilon_{рт} = \frac{Kl - \frac{\overline{c}_p'^{3-3*}}{\overline{c}_p'} \frac{\Delta T_{по}}{(T_3 - T_1)}}{Kl \left(\frac{r_k}{r_0} - 1 \right) + 1 + \frac{\overline{c}_{p*}^{пп} (T_{2д*} - T_3)}{\overline{c}_p' (T_3 - T_1)} - \frac{\overline{c}_p'^{1-1*}}{\overline{c}_p'} \frac{\Delta T_{пер}}{(T_3 - T_1)}}$$

або, записавши, що $\overline{c}_p'^{1-1*} \Delta T_{пер} = \overline{c}_p'^{3-3*} \Delta T_{по}$, тоді

$$\epsilon_{рт} = \frac{Kl (r_0 - \overline{c}_p'^{1-1*} \Delta T_{пер})}{Kl (r_k - r_0) + r_0 + Kl \left(\overline{c}_{p*}^{пп} (T_{2д*} - T_3) - \overline{c}_p'^{1-1*} \Delta T_{пер} \right)} \quad (29)$$

Відносна похибка визначення $\epsilon_{рт}$ за формулами (25) і (29) не перевищує 0,01 %.

З урахуванням рекомендацій роботи [20] для циклу з регенерацією, вираз для визначення холодильного коефіцієнта також можна представити в наступному вигляді

$$\epsilon_{рт} = \epsilon \frac{1 + \frac{\overline{c}_p'^{1-1*} (T_{1'} - T_1)}{r_0 - \overline{c}_p' (T_3 - T_1)}}{1 + \frac{v_{1'} - v_1}{v_1}}, \quad (30)$$

де $v_1, v_{1'}$ – питомі об'єми пара холодоагенту в т. I і т. I' .

Розрахунок $\epsilon_{рт}$ за формулами (29) і (30) показав, що відносна похибка між отриманими значеннями становить не більше 1 %. Таким чином, для визначення холодильного коефіцієнта $\epsilon_{рт}$ можна користуватися цими двома залежностями – (29) і (30).

Для оцінки ефективності регенерації в циклі скористаємося співвідношенням для ККД РТ [1]

$$\eta_{рт} = \frac{T_{1*} - T_1}{T_3 - T_{1*}} \cdot 100 \%$$

На рис. 3 представлено залежності холодильного коефіцієнта простого і регенеративного циклів від критерію Клаузіуса.

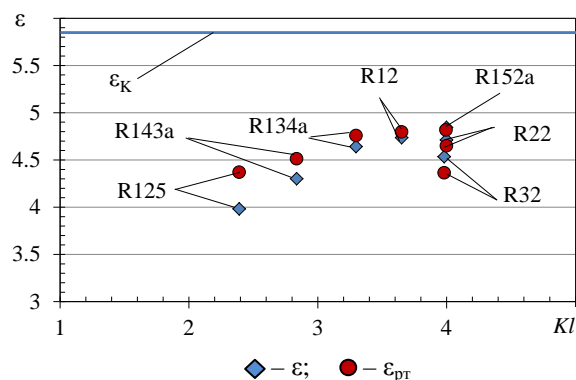


Рис. 3 – Залежність ϵ від Kl для різних холодоагентів при $T_1 = -10^\circ\text{C}$, $T_3 = 35^\circ\text{C}$ і $\eta_{рт} = 0,56$

Видно, що для холодоагентів R125 і R143a $\epsilon_{рт}$ істотно вище ϵ , для R152a, R22 і R12 ці коефіцієнти практично однакові.

На рис. 4 показано залежність $\epsilon_{рт}/\epsilon$ від величини $\eta_{рт}$ в циклі.

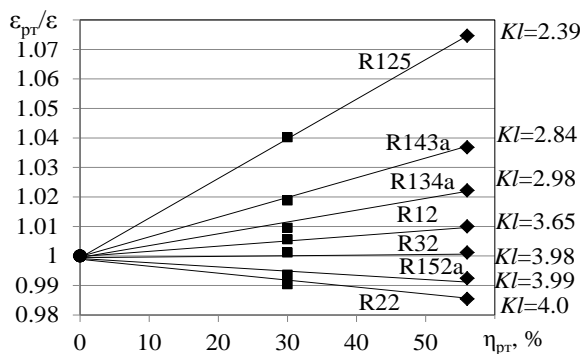


Рис. 4 – Залежність $\epsilon_{рт}/\epsilon$ від $\eta_{рт}$ для різних робочих речовин при $T_1 = -10^\circ\text{C}$, $T_3 = 35^\circ\text{C}$

У ряді випадків при проведенні передпроектного аналізу більш обґрунтованим є визначення результативності регенерації $\varepsilon_{рт}/\varepsilon$ в залежності від ККД РТ $\eta_{рт}$ при варіативності температур випарування і конденсації. Тоді критерій Клаузіуса може бути представлений в наступному вигляді:

$$KL^* = \frac{r_k}{c'_p T_{кр}}$$

де KL^* – модифікований критерій Клаузіуса; c'_p – питома теплоємність рідини при T_3 ; r_k – питома теплота фазового переходу при температурі конденсації T_3 ; $T_{кр}$ – критична температура холодоагенту.

Доцільність використання у критерії Клаузіуса критичної температури холодоагенту показано за допомогою оцінки взаємовпливу повністю незалежних параметрів циклу, таких як: температури випарування і конденсації; гідравлічні опори; критерії, що характеризують властивості робочої речовини. За допомогою теорії планування експерименту отримано відповідні регресійні залежності та проведено аналіз ступеня впливу зазначених незалежних параметрів циклу на холодильний коефіцієнт ХМ, що працює на різних однокомпонентних холодоагентах.

Для аналізу були обрані однокомпонентні холодоагенти, значення модифікованого критерію Клаузіуса яких дорівнює: $KL^* = 0,371$ (R12), $KL^* = 0,404$ (R22), $KL^* = 0,342$ (R134a), $KL^* = 0,596$ (R717), $KL^* = 0,336$ (R290).

На рис. 5 наведено залежності величини $\varepsilon_{рт}/\varepsilon$, що представляє собою відношення холодильного коефіцієнта регенеративного циклу до холодильного коефіцієнту простого одноступінчастого циклу, від ККД РТ $\eta_{рт}$ при різних значеннях KL^* . Ці залежності отримані для різних температурних меж циклу і при постійних значеннях величини перегріву у випарнику $\Delta T_{пер} = 5^\circ\text{C}$ і переохолодження у конденсаторі $\Delta T_{по} = 2^\circ\text{C}$. Втрати тиску у всмоктувальній лінії $\Delta P_{вс}$ еквівалентні заданому зниженню температури випарування, рівному 0,5 К.

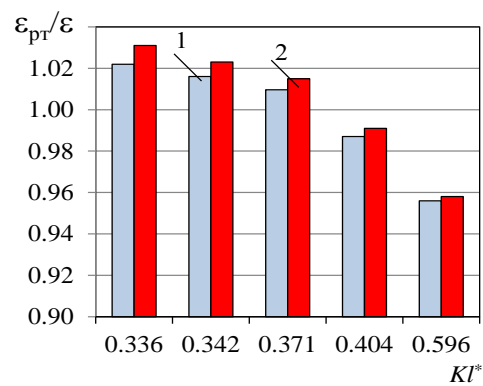
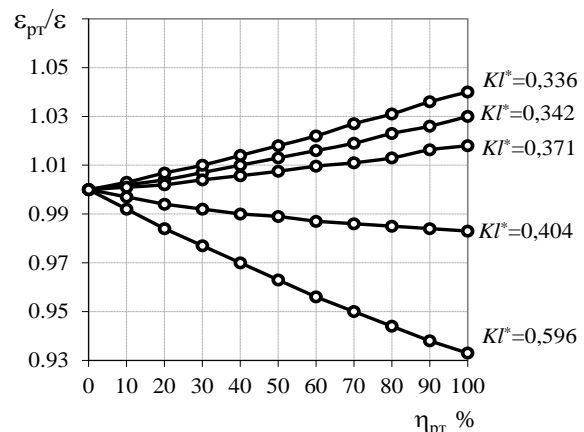
Аналіз залежностей, що представлені на рис. 5, показав, що при збільшенні KL^* для однокомпонентних холодоагентів величина $\varepsilon_{рт}/\varepsilon$, яка характеризує результативність регенерації, зменшується. При цьому, для холодоагентів з малими значеннями KL^* при збереженні постійної різниці між температурою випарування і конденсації в циклі ($T_3 - T_1 = 45^\circ\text{C}$) і одночасному збільшенні T_1 та T_3 , величина $\varepsilon_{рт}/\varepsilon$ зростає. В цілому характер зміни $\varepsilon_{рт}/\varepsilon$ від $\eta_{рт}$ для різних значень KL і KL^* носить лінійний характер.

Для детального аналізу нижче приведена узагальнена залежність для визначення холодильного коефіцієнта. Тут до числа незалежних факторів також відносяться T_3 , T_1 , $\Delta P_{в}$, $\Delta P_{к}$ і $\Delta P_{вс}$.

$$\varepsilon = 6,3129 + 1,6636KL^* - 0,0683T_3 + 0,0807T_1 - 0,0025\Delta P_{в} - 0,0004\Delta P_{к} - 0,0071\Delta P_{вс} \quad (31)$$

Рівняння (31) справедливо в наступному діапазоні зміни факторів: модифікований критерій Клаузіуса $KL^* = 0,271-0,596$; втрати тиску у випарнику $\Delta P_{в} = 20-60$ кПа; падіння тиску у конденсаторі $\Delta P_{к} = 10-40$ кПа; гідравлічний опір лінії всмоктування $\Delta P_{вс} = 20-50$ кПа; температури конденсації $T_3 = 30^\circ\text{C} \dots 65^\circ\text{C}$ і випарування $T_1 = -30^\circ\text{C} \dots 10^\circ\text{C}$.

В цілому можна відзначити, що перегрів без переохолодження або ж при малій величині переохолодження рідини (до 5°C) для більшості однокомпонентних холодоагентів (R290, R134a, R600, R124) не призводить до збільшення енергетичної ефективності. Для R717 перегрів пари взагалі не доцільний, оскільки призводить до зниження холодильного коефіцієнта. З іншого боку, збільшення величини переохолодження рідини до 10°C при будь-якому значенні перегріву пари завжди підвищує холодильний коефіцієнт на 6%–8%. Залежність $\varepsilon_{рт} = f(\Delta T_{пер}, \Delta T_{по})$ – лінійна.



1 – $T_1 = -10^\circ\text{C}$, $T_3 = 35^\circ\text{C}$;

2 – $T_1 = 10^\circ\text{C}$, $T_3 = 55^\circ\text{C}$

б

Рис. 5 – Залежність показника $\varepsilon_{рт}/\varepsilon$: а – від $\eta_{рт}$ для різних KL^* ; б – від KL^* при $\eta_{рт} = 60\%$

Проаналізуємо ефективність регенерації в разі віднесення крапель рідини з випарника і, відповідно, надходження в регенеративний теплообмінник не сухої насиченої пари ($x_{рт} = 1$), а вологої пари зі ступенем сухості $x_{рт} = 0,9-0,98$.

У табл. 1 і 2 наведені розрахунки параметрів і характеристик докритичного регенеративного циклу з холодоагентом R744 при зміні ефективності регенерації $\eta_{рт}$ і ступеня сухості пара на вході в регенеративний теплообмінник $x_{рт}$. Ізоентропний ККД компресора в розрахунках приймався $\eta_{is} = 80\%$.

Встановлено, що регенеративний теплообмін між парою зі $x_{рт} < 1$ і рідиною не призводить до збільшення холодильного коефіцієнта $\epsilon_{рт}$. При варіюванні $\eta_{рт}$ і $x_{рт}$ для наведених в табл. 1 температур випаровування і конденсації (точки 1 і 3) значення холодильного коефіцієнта залишалися постійним $\epsilon_{рт} = 1,51$. Змінювалися лише питомою холодопродуктивністю q_0 , теплопродуктивністю q_k і робота l (табл. 2).

Установка регенеративного теплообмінника в цьому випадку доцільна, якщо збільшення питомою холодопродуктивності перевищує приріст питомою роботи. В цілому можна відзначити, що позитивний ефект від регенерації досягається при збільшенні температурних меж циклу ($T_3 - T_1$).

Слід також зазначити, що застосування РТ може бути ефективно до певного рівня втрат тиску пари в ньому [21]. В іншому випадку показники установки при використанні регенеративного теплообмінника можуть навіть погіршитися.

Розглянемо вплив депресії пари в регенеративному теплообміннику $\Delta P_{рт}$ на ефективність циклу. Для аналізу термодинамічної незворотності в циклі використовувалася методика, що запропонована в роботі [22]. Був обраний холодоагент R134a, який має досить високий рівень втрат тиску в циклі в порівнянні з іншими робочими речовинами.

В табл. 3 наведені результати розрахунку ефективності регенеративного циклу ХМ з холодоагентом R134a при варіативності $\Delta P_{рт}$ і $\eta_{рт}$. Розрахунки проведені при наступних вихідних даних: $T_3 = 35\text{ }^\circ\text{C}$; $T_1 = -10\text{ }^\circ\text{C}$; $\eta_{is} = 0,777$; холодопродуктивність $Q_0 = 10\text{ кВт}$. Значення гідравлічних опорів регенеративного теплообмінника задавалися виходячи з існуючого досвіду проектування і експлуатації реальних ХМ [21].

Як можна бачити з табл. 3, депресія холодоагенту в РТ майже не позначається на енергетичних характеристиках циклу. Потужність приводу компресора $N_{км}$ зростає в середньому на 3,1%, а холодильний коефіцієнт $\epsilon_{рт}$ знижується на 3%. Теплова потужність РТ $Q_{рт}$ фактично не змінюється.

Таблиця 1 – Параметри регенеративного циклу з холодоагентом R744 при зміні $\eta_{рт}$ і $x_{рт}$

Точки циклу	Температура в точках регенеративного циклу, $^\circ\text{C}$					
	$\eta_{рт} = 0,6$			$\eta_{рт} = 0,7$		
	$x_{рт}=0,9$	$x_{рт}=0,95$	$x_{рт}=0,98$	$x_{рт}=0,9$	$x_{рт}=0,95$	$x_{рт}=0,98$
1*	-9,40	-3,38	0,28	-0,75	3,85	6,63
2'	125,04	133,18	138,10	136,71	142,87	146,57
3	26,00	26,00	26,00	26,00	26,00	26,00
3*	11,98	15,22	17,04	8,66	12,69	14,95
4*	-30,00	-30,00	-30,00	-30,00	-30,00	-30,00
1	-30,00	-30,00	-30,00	-30,00	-30,00	-30,00

Таблиця 2 – Енергетичні характеристики регенеративного циклу з холодоагентом R744 при зміні $\eta_{рт}$ і $x_{рт}$

Параметр, кДж/кг	Характеристики регенеративного циклу					
	$\eta_{рт} = 0,6$			$\eta_{рт} = 0,7$		
	$x_{рт}=0,9$	$x_{рт}=0,95$	$x_{рт}=0,98$	$x_{рт}=0,9$	$x_{рт}=0,95$	$x_{рт}=0,98$
q_0	179,51	185,57	189,20	188,18	192,72	195,45
l	118,91	122,88	125,23	124,57	127,50	129,24
q_k	280,58	290,01	295,65	294,06	301,09	305,30

Таблиця 3 – Енергетичні характеристики регенеративного циклу з холодоагентом R134a при зміні $\eta_{рт}$ і $\Delta P_{рт}$

Параметр	Характеристики регенеративного циклу з холодоагентом R134a					
	$\eta_{рт} = 0,35$			$\eta_{рт} = 0,65$		
	$\Delta P_{рт}=0,02\text{ бар}$	$\Delta P_{рт}=0,06\text{ бар}$	$\Delta P_{рт}=0,1\text{ бар}$	$\Delta P_{рт}=0,02\text{ бар}$	$\Delta P_{рт}=0,06\text{ бар}$	$\Delta P_{рт}=0,1\text{ бар}$
$Q_{рт}$, кВт	0,69	0,7	0,7	1,26	1,26	1,26
$N_{км}$, кВт	2,77	2,8	2,86	2,74	2,78	2,83
$\epsilon_{рт}$	3,61	3,55	3,50	3,65	3,59	3,54

Обговорення результатів

Таким чином, створена універсальна аналітична методика оцінки ефективності простих одноступінчастих і регенеративних холодильних циклів на основі визначальних термодинамічних критеріїв в умовах обмеженої інформації про теплофізичні властивості робочих речовин. Методика дозволяє оцінювати ефективність циклів на нових (маловивчених) речовинах, не чекаючи появи точних діаграм стану. Отримані узагальнені залежності дають можливість виявити області пріоритетного використання перспективних робочих речовин в регенеративних циклах і висувати вимоги до властивостей холодоагентів при їх відборі. З їх допомогою для заданих теплофізичних характеристик робочої речовини і температурного режиму роботи установки можна вибрати раціональну технологіч-

ну схему і сформувати відповідні раціональні геометричні характеристики теплообмінних апаратів та трубно-обв'язки. Запропоновані аналітичні рівняння для оцінки холодильного коефіцієнта в залежності від критерію Клаузіуса представляються більш зручними для передпроектних розрахунків, ніж відомі рівняння, що отримані в [23], оскільки в них використовується не середня температура в холодильному циклі, а абсолютні значення температур випаровування і конденсації.

Висновки

Встановлено, що вплив зони переохолодження рідини в регенеративному теплообміннику на холодильний коефіцієнт набагато більше, ніж вплив зони перегріву пари. Вплив депресії холодоагенту в паровій зоні РТ на холодильний коефіцієнт мізерно для більшості однокомпонентних робочих речовин. Виняток становить холодоагент R134a. За результатами численних досліджень термодинамічних циклів з холодоагентом R744 не встановлено істотного впливу на холодильний коефіцієнт ступені сухості пари на вході в регенеративний теплообмінник. Зі збільшенням значення модифікованого критерію Клаузіуса Kl^* результативність застосування регенерації в холодильному циклі $\varepsilon_{pr}/\varepsilon$ знижується. Причому характер цієї залежності не змінюється навіть при високих значеннях ККД регенеративного теплообмінника η_{pr} .

Перспективи подальших досліджень у даному напрямку полягають у використанні запропонованої методики в поєднанні з термоекономічними методами [24–26] для оптимального проектування різних схемних рішень термотрансформаторів.

Список літератури

- Klein S. A., Reindl D. T., Brownell K. Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*. 2000. Vol. 23, Issue 8. P. 588–596. doi: 10.1016/S0140-7007(00)00008-6.
- Чайченец Н. С. Способы повышения эффективности теплонасосных сушильных установок. *Холодильная техника*. 1987. № 7. С. 15–20.
- Stoecker W. F., Walukas D. J. Conserving energy in domestic refrigerators through the use of refrigerant mixtures. *International Journal of Refrigeration*. 1981. Vol. 4, Issue 4. P. 201–208. doi: 10.1016/0140-7007(81)90051-7.
- McLinden M. O. Optimum refrigerants for non-ideal cycles: an analysis employing corresponding states. *1990 USNC/IR Purdue Refrigeration Conference and 1990 ASHRAE Purdue CFC Conference, July 17–20, 1990*. West Lafayette, Indiana: Purdue University. 1990. P. 69–79.
- Bivens D. B., Allgood C. C., Rizzo J. J., Shiflett M. B., Patron D. M., Chisolm T. E. C., Shealy G. S., Yokozeki A., Wells W. D., Geiger K. A. HCFC-22 alternative for air conditioners and heat pumps. *ASHRAE transactions 1994: Technical and symposium papers*. 1994. Vol. 100, Pt. 2. P. 566–572.
- Domanski P. A., McLinden M. O. A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures. *International Journal of Refrigeration*. 1992. Vol. 15, Issue 2. P. 81–88. doi: 10.1016/0140-7007(92)90031-O.
- Man Y., Yang H., Fang Z. Study on hybrid ground-coupled heat pump systems. *Energy and Buildings*. 2008. Vol. 40, Issue 11. P. 2028–2036. doi:10.1016/J.ENBUILD.2008.05.010.
- Agrawal D. C., Menon V. J. Finite-time Carnot refrigerators with wall gain and product loads. *Journal of Applied Physics*. 1993. Vol. 74, Issue 4. P. 2153–2158. doi: 10.1063/1.354748.
- Feidt M. Thermodynamics applied to reverse cycle machines, a review. *International Journal of Refrigeration*. 2010. Vol. 33, Issue 7. P. 1327–1342. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.016.
- Shelton M. R., Grossmann I. E. A shortcut procedure for refrigeration systems. *Computers & Chemical Engineering*. 1985. Vol. 9, Issue 6. P. 615–619. doi: 10.1016/0098-1354(85)87017-4.
- Alefeld G. Efficiency of compressor heat pumps and refrigerators derived from the second law of thermodynamics. *International Journal of Refrigeration*. 1987. Vol. 10, Issue 6. P. 331–341. doi: 10.1016/0140-7007(87)90119-8.
- Мацевитый Ю. М., Братута Э. Г., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. *Системно-структурный анализ пароконденсаторных термотрансформаторов*. Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2014. 269 с.
- Лоренцен Г. Холод, энергия и окружающая среда. *Холодильная техника*. 1991. № 5. С. 3–6.
- Калнинь И. М., Фадеев К. Н. Оценка эффективности термодинамических циклов пароконденсаторных холодильных машин и тепловых насосов. *Холодильная техника*. 2006. № 3. С. 16–25.
- Морозюк Т. В. *Теория холодильных машин и тепловых насосов*. Одесса: Негоциант, 2006. 721 с.
- Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Современные методы термозкономического анализа и оптимизации холодильных установок. *Технические газы*. 2015. № 6. С. 55–64. doi: 10.18198/j.ind.gases.2015.0802.
- Kharlampidi D., Tarasova V., Kuznetsov M., Omelichkin S. Application of graphic apparatus of C-curves for the analysis and optimization of supercritical cycles of thermotransformers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 5, No. 8(83). P. 20–25. doi: 10.15587/1729-4061.2016.79988.
- Андрющенко А. И., Дубинин А. Б., Крылов Е. Е. Зависимость оптимальной конфигурации циклов газотурбинных установок от термодинамических свойств рабочих тел. *Известия вузов. Энергетика*. 1988. № 6. С. 50–55.
- Андрющенко А. И. *Основы технической термодинамики реальных процессов*. Москва: Высшая школа, 1975. 264 с.
- Domanski P. A., Didion D. A., Doyle J. P. Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*. 1994. Vol. 17, Issue 7. P. 487–493. doi: 10.1016/0140-7007(94)90010-8.
- Крузе А. С. Теплопередача и гидродинамика в регенеративных теплообменниках малых холодильных машин. *Холодильная техника*. 1973. № 9. С. 46–49.
- Якобсон В. Б. Исследование влияния перегрева всасываемого пара на работу холодильной машины. *Холодильная техника*. 1964. № 2. С. 22–29.
- Розенфельд Л. М., Ткачев А. Г. *Холодильные машины и аппараты*. Москва: Госторгиздат, 1960. 656 с.
- Мацевитый Ю. М., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. *Термозкономическая диагностика и оптимизация пароконденсаторных термотрансформаторов*. Харьков: Технологический Центр, 2016. 160 с.
- Kuznetsov M. A., Tarasova V. A., Kharlampidi D. Kh. Method for the Optimal Design of Vacuum-Evaporative Heat Pumps. *Journal of Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 22, No. 2 (June). P. 21–31. doi: 10.15407/pmach2019.02.021.
- Kuznetsov M., Kharlampidi D., Tarasova V., Voytenko E. Thermoeconomic optimization of supercritical refrigeration system with the refrigerant R744 (CO₂). *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 6, No. 8(84). P. 24–32. doi: 10.15587/1729-4061.2016.85397.

References (transliterated)

- Klein S. A., Reindl D. T. and Brownell K. (2000), "Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers", *Int. J. Refrigeration*, vol. 23(8), pp. 588–596, doi: 10.1016/S0140-7007(00)00008-6.
- Chajchenec N. S. (1987), "Sposoby povysheniya jeffektivnosti teplonosnyh sushil'nyh ustanovok [Ways to improve the efficiency of heat pump drying plants]", *Holodil'naja tehnika [Refrigeration technique]*, no. 7, pp. 15–20.
- Stoecker W. F. and Walukas D. J. (1981), "Conserving energy in domestic refrigerators through the use of refrigerant mixtures", *Int. J. Refrigeration*, vol. 4(4), pp. 201–208, doi: 10.1016/0140-7007(81)90051-7.
- McLinden M. O. (1990), "Optimum refrigerants for non-ideal cycles: an analysis employing corresponding states", *1990 USNC/IR Purdue Refrigeration Conference and 1990 ASHRAE Purdue CFC Conference*, July 17–20, Purdue University, West Lafayette, Indiana, pp. 69–79.
- Bivens D. B., Allgood C. C., Rizzo J. J., Shiflett M. B., Patron D. M., Chisolm T. E. C., Shealy G. S., Yokozeki A., Wells W. D. and Geiger K. A. (1994), "HCFC-22 alternative for air conditioners and heat pumps", *ASHRAE transactions 1994: Technical and symposium papers*, vol. 100(2), pp. 566–572.
- Domanski P. A. and McLinden M. O. (1992), "A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures", *Int. J. Refrigeration*, vol. 15(2), pp. 81–88, doi: 10.1016/0140-7007(92)90031-O.
- Man Y., Yang H. and Fang Z. (2008), "Study on hybrid ground-coupled heat pump systems", *Energy Build.*, vol. 40(11), pp. 2028–2036, doi: 10.1016/j.enbuild.2008.05.010.
- Agrawal D. C. and Menon V. J. (1993), "Finite-time Carnot refrigerators with wall gain and product loads", *J. Appl. Phys.*, vol. 74(4), pp. 2153–2158, doi: 10.1063/1.354748.
- Feidt M. (2010), "Thermodynamics applied to reverse cycle machines, a review", *Int. J. Refrigeration*, vol. 33(7), pp. 1327–1342, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.016.
- Shelton M. R. and Grossmann I. E. (1985), "A shortcut procedure for refrigeration systems", *Comput. Chem. Eng.*, vol. 9(6), pp. 615–619, doi: 10.1016/0098-1354(85)87017-4.
- Alefeld G. (1987), "Efficiency of compressor heat pumps and refrigerators derived from the second law of thermodynamics", *Int. J. Refrigeration*, vol. 10(6), pp. 331–341, doi: 10.1016/0140-7007(87)90119-8.
- Matsevityi Ju. M., Bratuta Je. G., Kharlampidi D. Kh. and Tarasova V. A. (2014), *Sistemno-strukturnyj analiz parokompressornyh termostransformatorov [System-structural analysis of steam compressor thermostransformers]*, IPMash NAN Ukrainy [IPMash of NAS of Ukraine], Kharkov, Ukraine, 269 p.
- Lorenzen G. (1991), "Holod, jenergija i okruzhajushhaja sreda [Cold, energy and the environment]", *Holodil'naja tehnika [Refrigeration technique]*, no. 5, pp. 3–6.
- Kalnin' I. M. and Fadekov K. N. (2006), "Ocenka jeffektivnosti termodinamicheskikh ciklov parokompressionnyh holodil'nyh mashin i teplovyh nasosov [Evaluation of the efficiency of thermodynamic cycles of vapor compression refrigerating machines and heat pumps]", *Holodil'naja tehnika [Refrigeration technique]*, no. 3, pp. 16–25.
- Morozjuk T. V. (2006), *Teorija holodil'nyh mashin i teplovyh nasosov [Theory of refrigerating machines and heat pumps]*, Negociant [Negociant], Odessa, Ukraine, 721 p.
- Kharlampidi D. Kh., Tarasova V. A. and Kuznetsov M. A. (2015), "Sovremennye metody termoekonomicheskogo analiza i optimizacii holodil'nyh ustanovok [Modern methods of thermo-economic analysis and optimization of refrigeration units]", *Tekhnicheskie gazy [Industrial gases]*, no. 6, pp. 55–64, doi: 10.18198/j.ind.gases.2015.0802.
- Kharlampidi D., Tarasova V., Kuznetsov M. and Omelichkin S. (2016), "Application of graphic apparatus of C-curves for the analysis and optimization of supercritical cycles of thermostransformers", *Eastern-European J. Enterprise Technologies*, vol. 5, no. 8(83), pp. 20–25, doi: 10.15587/1729-4061.2016.79988.
- Andrjushhenko A. I., Dubinin A. B. and Krylov E. E. (1988), "Zavisimost' optimal'noj konfiguracii ciklov gazoturbinyh ustanovok ot termodinamicheskikh svoystv rabochih tel [Dependence of the optimal configuration of the cycles of gas turbine plants on the thermodynamic properties of working substances]", *Izvestija vuzov. Jenergetika [Proc. of universities. Energy]*, no. 6, pp. 50–55.
- Andrjushhenko A. I. (1975), *Osnovy tekhnicheskoy termodinamiki real'nyh processov [Fundamentals of technical thermodynamics of real processes]*, Vysshaja shkola [High school], Moscow, Russia, 264 p.
- Domanski P. A., Didion D. A. and Doyle J. P. (1994), "Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle", *Int. J. Refrigeration*, vol. 17(7), pp. 487–493, doi: 10.1016/0140-7007(94)90010-8.
- Kruze A. S. (1973), "Teploperedacha i gidrodinamika v regenerativnyh teploobmennikah malyh holodil'nyh mashin [Heat transfer and hydrodynamics in regenerative heat exchangers of small refrigeration machines]", *Holodil'naja tehnika [Refrigeration technique]*, no. 9, pp. 46–49.
- Jakobson V. B. (1964), "Issledovanie vlijaniya peregreva vsasyvaemogo para na rabotu holodil'noj mashiny [Investigation of the influence of suction steam overheating on the operation of the refrigerating machine]", *Holodil'naja tehnika [Refrigeration technique]*, no. 2, pp. 22–29.
- Rozenfel'd L. M. and Tkachev A. G. (1960), *Holodil'nye mashiny i apparaty [Refrigerating machines and apparatus]*, Gostorgizdat [Gostorgizdat], Moscow, Russia, 656 p.
- Matsevityi Ju. M., Kharlampidi D. Kh., Tarasova V. A. and Kuznetsov M. A. (2016), *Termostatsionnaja diagnostika i optimizacija parokompressornyh termostransformatorov [Thermo-economic diagnostics and optimization of steam compressor thermostransformers]*, ChP "Tekhnologicheskij Centr" [PE "Technological Center"], Kharkov, Ukraine, 160 p.
- Kuznetsov M. A., Tarasova V. A. and Kharlampidi D. Kh. (2019), "Method for the Optimal Design of Vacuum-Evaporative Heat Pumps", *J. Mechanical Engineering*, vol. 22(2), pp. 21–31, doi: 10.15407/pmash2019.02.021.
- Kuznetsov M., Kharlampidi D., Tarasova V. and Voytenko E. (2016), "Thermo-economic optimization of supercritical refrigeration system with the refrigerant R744 (CO₂)", *Eastern-European J. Enterprise Technologies*, vol. 6, no. 8(84), pp. 24–32, doi: 10.15587/1729-4061.2016.85397.

Надійшло (received) 07.02.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Тарасова Вікторія Олександрівна (Tarasova Viktorija Aleksandrovna) – доктор технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів; м. Харків; тел.: (068) 888–34–59; e-mail: vat523710@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3252-7619>.

Кузнецов Михайло Олександрович (Kuznetsov Mikhail Aleksandrovych) – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів; м. Харків; тел.: (067) 359–24–52; e-mail: childeric1975@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5180-8830>.

ДО ВІДОМА АВТОРІВ

Редакція тематичного випуску Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування запрошує науково-технічну громадськість до співпраці з журналом за такою тематикою:

Спеціальності:

- 113 Прикладна математика
- 122 Комп'ютерні науки
- 132 Матеріалознавство
- 133 Галузеве машинобудування
- 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
- 142 Енергетичне машинобудування
- 143 Атомна енергетика
- 144 Теплоенергетика
- 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології

ПОРЯДОК ПОДАННЯ СТАТЕЙ ДЛЯ ОПУБЛІКУВАННЯ у Віснику НТУ «ХПІ»

Для опублікування статті у Віснику НТУ «ХПІ» необхідно подати наступні документи:

1 Текст статті оформлений в **MS Word 2003** зареєстрований на сайті

<http://etpo.khpi.edu.ua/user/register>.

2 Акт експертизи про можливість опублікування матеріалів у відкритій пресі.

3 Текст статті збережений в PDF надіслати на e-mail: naumenkos@outlook.com.

4 Заявку такого вигляду, підписану всіма авторами:

«Прошу прийняти статтю ... (вказати прізвища авторів, назва статті) на ... сторінках (вказати число сторінок) для опублікування в Віснику НТУ «ХПІ». Оплату гарантуємо.

Відомості про авторів: (вказати прізвища, ім'я, по батькові кожного автора, місце роботи, науковий ступінь, звання, назва організації, службова адреса та телефони: роб. і мобільний (обов'язково), e-mail (робочий або домашній) і вказівка, з яким автором краще вести переписку)».

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ СТАТТІ

Матеріал має бути підготовлений на IBM-сумісному комп'ютері, набраний тільки в редакторі текстів **MS Word 2003** без нумерації сторінок. **Формули** мають бути набрані в редакторі формул **Microsoft Equation 3.0**. Він знаходиться в **Word 2007–2013** Вставка–Об'єкт–Microsoft Equation 3.0.

Остання сторінка має бути повною або заповненою на 80%. **Мінімальна кількість сторінок – 4.**

Для отримання **зразків** заяви та статті необхідно надіслати листа на e-mail: naumenkos@outlook.com з вказівкою відомості про автора.

З усіх питань звертатися

Україна, 61002, Харків-2, вул. Кирпичова, 2,

НТУ «ХПІ», кафедру турбінобудування, кім. № 19

Науменко Світлана Петрівна, тл.: +38 (057) 707-61-30, м. 098-579-05-64, Viber 099-018-78-84

e-mail: naumenkos@outlook.com.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

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

Збірник наукових праць

№ 1(5)'2021

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 27.02.2021 р. Формат 60x90¹/₈. Папір офсетний 80 г/м².
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,6.
Наклад 100. Зам. № 2461-21. Ціна договірна.

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт»
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців
ДК № 333 від 09.02.2001 р.
61023, м. Харків, а/с 10325.
тел. (057) 714-09-08
