

I. О. МИХАЙЛОВА, В. В. РЯПОЛОВ

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРІЇ ТРУБНИХ ПУЧКІВ НА ГІДРОДИНАМІКУ ТА ТЕПЛООБМІН У КОНДЕНСАТОРАХ ПАРОТУР-БІННИХ УСТАНОВОК

У статті наведено комплексний аналіз сучасних підходів до інтенсифікації теплообміну в конденсаторах паротурбінних установок із особливим акцентом на вплив геометрії теплообмінних труб на процеси конденсації та гідродинаміку потоку. Конденсатор розглядається як ключовий елемент, що визначає ефективність роботи теплових електростанцій, оскільки його режимні параметри безпосередньо впливають на тиск у конденсації та загальний ККД циклу. Проаналізовано основні експлуатаційні фактори, зокрема забруднення поверхонь, підсоси повітря, умови охолодження та особливості відведення конденсату, з точки зору їх впливу на інтенсивність теплообміну. Особливу увагу приділено фізичним механізмам плівкової конденсації на горизонтальних трубках і в трубних пучках. Показано, що плівка конденсату є основним джерелом термічного опору, тоді як реальні умови істотно відрізняються від класичної моделі Нуссельта внаслідок впливу зсувних напружень, турбулентності та міжтрубної взаємодії. На основі аналізу сучасних експериментальних і числових досліджень продемонстровано ефективність застосування труб зі зміненою геометрією, зокрема еліптичних і скручених еліптичних трубок. Показано, що такі конструкції сприяють формуванню вторинних течій, покращенню стікання конденсату та зменшенню товщини плівки, що забезпечує підвищення коефіцієнта тепловіддачі на 20–70 % порівняно з гладкими круглими трубками. Водночас встановлено зростання гідравлічного опору, що обумовлює необхідність оптимізації геометричних параметрів. Отримані результати підтверджують, що зміна геометричного профілю труб є перспективним напрямом підвищення ефективності роботи конденсаторів та енергетичних установок загалом.

Ключові слова: конденсація пари, конденсатори паротурбінних установок, інтенсифікація тепловіддачі, плівкова конденсація, трубні пучки, еліптичні трубки, скручені трубки.

I. MYKHAILOVA, V. RIAPOLOV

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF TUBE BUNDLE GEOMETRY ON HYDRODYNAMICS AND HEAT TRANSFER IN STEAM TURBINE CONDENSERS

This paper presents a comprehensive analysis of modern approaches to heat transfer enhancement in steam turbine condensers, with particular emphasis on the influence of tube geometry on condensation processes and flow hydrodynamics. The condenser is identified as a critical component determining the efficiency of thermal power plants, since its operating conditions directly affect turbine backpressure and overall cycle performance. Key operational factors, including fouling, air leakage, cooling conditions, and condensate drainage, are considered in terms of their impact on heat transfer efficiency. Special attention is given to the physical mechanisms of film-wise condensation on horizontal tubes and tube bundles. It is shown that the condensate film represents the dominant thermal resistance, while real operating conditions significantly deviate from the classical Nusselt model due to the influence of shear stress, turbulence, and inter-tube interactions. Based on the analysis of recent experimental and numerical studies, the effectiveness of modified tube geometries, such as elliptical and twisted elliptical tubes, is demonstrated. These configurations promote secondary flows, improve condensate drainage, and reduce film thickness, resulting in a heat transfer enhancement of up to 20–70 % compared to smooth circular tubes. However, this improvement is accompanied by an increase in hydraulic resistance, highlighting the need for optimization of geometric parameters. The results confirm that tube geometry modification is a promising approach for improving condenser performance and enhancing the efficiency of power generation systems.

Key words: steam condensation, steam turbine condensers, heat transfer enhancement, film-wise condensation, tube bundles, elliptical tubes, twisted tubes, flow hydrodynamics.

Вступ

Унаслідок воєнних подій в Україні значна частина електростанцій потребує відновлення та модернізації, що висуває вищі вимоги до надійності й енергоефективності генеруючого обладнання. Для теплових електростанцій (ТЕС) основним обладнанням є парові котли, турбіни та конденсатори, оскільки їхній технічний стан і режимні параметри безпосередньо визначають ефективність перетворення теплоти палива в електричну енергію та рівень експлуатаційних витрат. Відтак актуальним є не лише ремонт і відновлення працездатності обладнання, а й впровадження інженерних рішень, які спрямовані на зниження втрат у тепловій схемі та підвищення енергетичної ефективності ТЕС.

Конденсатор є одним із ключових елементів паротурбінної установки, який формує умови роботи пари на виході проточної частини турбіни,

визначаючи рівень вакууму, що безпосередньо впливає на термодинамічний ККД циклу. У конденсаторі реалізується відведення значної кількості тепла, а погіршення теплопередачі через забруднення поверхонь, зміну гідродинамічних режимів охолоджувальної води чи інших експлуатаційних факторів призводить до зростання температури конденсації та втрат потужності турбоблоку. Тому підвищення ефективності роботи конденсатора є важливим напрямом удосконалення теплоенергетичних установок [1], [2].

Одним із базових підходів, що до удосконалення роботи конденсаторів є інтенсифікація тепловіддачі — шляхом конструктивних рішень, оптимізації режимів течії, керування станом поверхонь теплообміну та вдосконалення експлуатаційних практик. У статті виконано огляд сучасних методів інтенсифікації тепловіддачі в конденсаторах паротурбінних установок, зокрема досліджено



Дослідницька стаття. Ця стаття поширюється за міжнародною ліцензією Creative Commons Attribution (CC BY 4.0)

© I. О. Михайлова, В. В. Ряполов, 2026

вплив геометрії трубних пучків на гідродинамічні характеристики та процеси теплообміну.

Мета роботи

Метою роботи є аналіз сучасних підходів до інтенсифікації теплообміну в конденсаторах паротурбінних установок із урахуванням впливу геометрії трубних пучків на гідродинаміку та процеси конденсації.

Фактори, що впливають на ефективності роботи конденсаторів теплових електростанцій

Найбільш поширеними у світі є теплові електростанції конденсаційного типу. Перепад тиску пари в турбіні визначається роботою конденсатора, що безпосередньо впливає на економічність енергоблоку.

Погіршення роботи конденсатора істотно знижує ефективність всього енергоблоку. Зокрема, за даними [1], [3], втрати теплоти в конденсаторі можуть досягати 40 % – 43 % теплового балансу, а підвищення тиску конденсації спричиняє зниження потужності турбіни на 5 % – 6 % і відповідне зменшення ККД.

Створення розрідження в конденсаторі обумовлене встановленням рівноважного тиску між парою і конденсатом, що визначається температурою насичення. Оскільки температура пари залежить від умов охолодження, підвищення температури охолоджувальної води при сталому її нагріві на 5 °С – 10 °С призводить до зменшення температурного напору, що, за незмінної площі теплообміну, погіршує процес конденсації і може зменшити ефективність конденсатора від 5 % до 15 % [1], [3].

У роботах [1], [2], [4], [5] показано, що основні експлуатаційні проблеми конденсаторів безпосередньо впливають на ефективність енергоблоку, зумовлюючи зниження коефіцієнта теплопередачі, погіршення вакууму та додаткові енергетичні втрати.

Так у роботах [1], [3] встановлено, що погіршення вакууму (підвищення тиску конденсації) призводить до зниження потужності турбіни на 3 % – 6 % та зниження ККД на 0,2 % – 1 %, що обумовлено зменшенням перепаду тиску в проточній частині турбіни. Однією з причин погіршення вакууму є наявність підсосів повітря в конденсатор, при цьому парціальний тиск в конденсаторі формується як сума парціальних тисків повітря і пари. Наявність навіть 1 % повітря у парі може знизити коефіцієнт теплопередачі на 20 % – 30 % через утворення дифузійного опору [1], [3].

Забруднення внутрішньої поверхні трубок конденсаторів, а також накип на поверхні трубок, навіть тонкий шар відкладень (~0,1 мм), знижує коефіцієнт теплопередачі на 10 % – 30 %, а при

інтенсивному забрудненні втрати досягають 50 %. Крім того, корозійні відкладення зменшують теплопровідність стінки та призводять до руйнування трубки викликаючи витоки і додаткові втрати ефективності до 5 % – 10 % [1], [3].

Забруднення внутрішньої поверхні трубок приводить до зростання гідравлічного опору і до збільшення енергоспоживання насосів на 5 % – 15 %, що знижує загальний ККД установки [2], [4].

Також на ефективність роботи конденсатора істотно впливає процес відведення дренажу конденсату. В роботах [2], [4] показано, що збільшення товщини плівки конденсату призводить до зниження інтенсивності теплопередачі на 15 % – 40 %, оскільки саме плівка формує основний термічний опір процесу конденсації. Цей фактор є одним із визначальних при оцінці ефективності теплообміну в конденсаторах. Тому більшість методів інтенсифікації спрямовані на зменшення її товщини або руйнування. Зокрема, застосування профільованих поверхонь труб, ребристих труб, закручених труб, формування трубних пучків дозволяє суттєво підвищити коефіцієнт тепловіддачі (у кілька разів порівняно з гладкими трубами) на 20 % – 70 % [1], [3].

Таким чином, встановлено, що експлуатаційні фактори, пов'язані з гідродинамікою потоку, станом поверхні теплообміну та геометрією трубок, зумовлюють сумарне зниження ефективності конденсатора, що показує необхідність удосконалення їх конструкції.

Методи інтенсифікації теплообміну в конденсаторах

Методи інтенсифікації теплообміну в теплообмінних апаратах, по суті, спрямовані на зменшення сумарного термічного опору в пристінній зоні потоку під час конвективного теплообміну. Це досягається шляхом посилення турбулізації, руйнування або тоншення пограничного шару та підвищення інтенсивності перенесення теплоти до або від поверхні теплообміну. У результаті зростає коефіцієнт тепловіддачі, що забезпечується збільшення ефективної площі теплообмінної поверхні без істотного нарощування габаритів апарата.

Згідно з класифікацією, запропонованою А. Є. Берглсом, методи інтенсифікації поділяються на пасивні та активні. Пасивні методи не потребують зовнішнього підведення енергії для реалізації процесу інтенсифікації, тоді як активні методи передбачають використання додаткової енергії. У сучасних теплообмінних апаратах, зокрема при застосуванні складних способів інтенсифікації тепловіддачі, можливе комплексне поєднання зазначених методів [6], [7].

До найбільш поширених методів інтенсифікації теплообміну в конденсаторах належать:

- зміна геометричного профілю конденсаторних трубок;
- хімічне очищення внутрішньої поверхні трубок конденсатора;
- нанесення поверхнево-активних речовин на зовнішню поверхню трубок;
- використання альтернативних охолоджувальних середовищ замість води;
- секціонування конденсатора за потоками охолоджувального середовища;
- застосування «сухого» охолодження пари (у повітряних охолоджувачах);
- заміна конденсаторів «підвального» типу на осеві конструкції.

Серед зазначених методів особливе місце займає зміна геометричного профілю трубок, оскільки вона безпосередньо впливає на процеси тепло- та масопереносу в пристінній зоні. Даний підхід розглядається як один із найбільш перспективних для підвищення ефективності роботи конденсаторів.

Конструкція та принцип роботи поверхневих конденсаторів паротурбінних установок

Найбільш поширеним типом поверхневих конденсаторів на теплових станціях є кожухотрубні теплообмінні апарати (рис. 1). Зазвичай трубний пучок, сформований із гладких труб круглого перерізу 3, горизонтально розміщується в циліндричному корпусі 1 та закріплюється в трубних дошках 2. Процес конденсації пари відбувається на зовнішній поверхні трубного пучка. Вхід пари організовано зверху через горловину 7, а сконденсована пара відводиться в конденсатозбірник 8.

Охолоджуюча вода рухається у два ходи, що організовано за допомогою перегородки 10 у передній водяній камері 4. Підведення та відведення охолоджуючої води здійснюється через патрубки 9 і 11 відповідно.

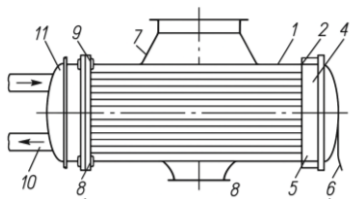


Рис. 1 – Схема горизонтального поверхневого конденсатора [3]:

- 1 – корпус; 2 – трубна дошка; 3 – трубки;
- 4, 5 – передня і задня водяні камери відповідно;
- 6 – кришка водяної камери; 7 – горловина конденсатора; 8 – конденсатозбірник;
- 9, 11 – підведення і відведення охолоджуючої води; 10 – перегородка водяної камери

Застосування круглих гладких трубок для формування поверхні теплообміну в конденсаторах зумовлене простотою їх виготовлення, відносно простим монтажем, високою механічною міцністю

та надійністю в експлуатації. Для таких труб накопичено значний обсяг експериментальних даних, на основі яких розроблено розрахункові залежності, що забезпечують достатню точність інженерних розрахунків. Тому така конструкція конденсаторів розглядається як базова при аналізі їх теплогідролічних характеристик [2], [4].

Фізичні закономірності конденсації пари на гладких трубках і в трубних пучках

У більшості промислових конденсаторів реалізується плівковий режим конденсації, при якому на поверхні теплообміну утворюється суцільна рідинна плівка. Процес теплопередачі в цьому випадку визначається сукупністю взаємопов'язаних фізичних явищ, зокрема фазовим переходом пари в рідину, теплопровідністю в плівці конденсату, конвективним теплообміном між парою та поверхнею труби, а також міжфазною взаємодією на межі «пара-рідина».

Передача теплоти від пари до стінки відбувається переважно за рахунок теплопровідності через плівку конденсату, товщина якої визначає величину термічного опору та інтенсивність теплообміну. Гідродинаміка плівки формується під дією гравітаційних сил, що зумовлюють її стікання та нерівномірний розподіл по поверхні трубки, а також під впливом зсувних напружень потоку пари, які можуть викликати вихрові структури потоку і змінювати структуру плівки.

Також важливу роль відіграють капілярні ефекти, поверхневий натяг і процеси накопичення (затоплення) конденсату в трубних пучках, що ускладнюють локальні умови теплообміну.

В роботах [5], [8], [9] наведено докладний огляд наукових робіт які показують еволюцію врахування фізики процесу в аналітичних залежностях при конденсації пари як на окремій гладкій трубці так і на трубному пучку. Класичним підходом до опису процесу плівкової конденсації на поверхні горизонтальної трубки є модель Нусельта, що базується на аналітичному розв'язанні задачі теплопровідності в плівці конденсату та дозволяє отримати залежності для визначення коефіцієнта теплопередачі (рис. 2а).

$$Nu = 0,728 \left(\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)gD_0^2\Delta h_v}{\mu_l\lambda_l\Delta T} \right)^{1/4}, \quad (1)$$

де ρ_l, ρ_v – густина рідини і пари, кг/м^3 , відповідно;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ;

D_0 – зовнішній діаметр труби, м ;

Δh_v – ентальпія фазового переходу,

$\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;

μ_l – динамічна в'язкість, $\text{Па}\cdot\text{с}$;

λ_l – теплопровідність матеріалу трубки,

$\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

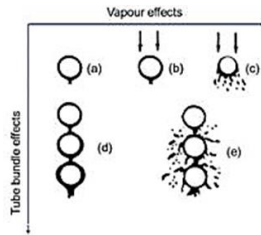


Рис. 2 – Види конденсації пари на одинокій трубці і пучку трубок [9]:
 а – в стоячій парі; б – під напругою зсуву, з ламінарною плівкою конденсату; с – під напругою зсуву, з турбулентною плівкою конденсату; д – конденсація в пучку трубок у стоячій парі, з ламінарною плівкою конденсату; е – конденсація в пучку трубок у стоячій парі, з турбулентною плівкою конденсату

ΔT – різниця між температурою насичення пари і температурою стінки трубки, К.

У межах цієї теорії приймається ряд припущень: плівка конденсату є ламінарною та рівномірною; вплив зсувних напружень з боку потоку пари відсутній; теплообмін відбувається лише за рахунок теплопровідності в плівці; фізичні властивості рідини є сталими; інерційні сили та теплообмін у паровій фазі не враховуються. За цих умов товщина плівки зростає вздовж поверхні трубки під дією гравітаційних сил, що визначає локальні характеристики теплообміну [9].

Незважаючи на припущення, ця модель залишається базовою та використовується як еталон при оцінці ефективності конденсаторів і порівнянні з удосконаленими конструкціями, зокрема з профільованими трубками.

У реальних умовах роботи конденсаторів процес плівкової конденсації суттєво залежить від гідродинамічних факторів, які не враховуються в класичній моделі Нуссельта.

На рис. 2 представлено процес конденсації на поверхні горизонтальної трубки і трубного пучка, направлення гарячого теплоносія зверху в низ. На горизонтальній осі спостерігається зростаючий вплив потоку пари навколо трубки, що викликає зсувні напруги на плівку конденсату, а на вертикальній осі – вплив ефектів пучка труб на локальну конденсацію внаслідок затоплення конденсатом [9].

Зсувні напруження з боку потоку пари (рис. 2б, с) сприяють зменшенню товщини плівки конденсату та інтенсифікації теплообміну [5], [9]. Вони обумовлені рухом пари відносно поверхні плівки і визначаються співвідношенням (2):

$$\tau = \mu_v \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_f, \quad (2)$$

де μ_v – динамічна в'язкість пари;

$\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_f$ – градієнт швидкості на межі фаз.

Наявність зсувних напружень призводить до зменшення товщини плівки конденсату за рахунок її зриву та інтенсифікації стікання, що сприяє зростанню коефіцієнта тепловіддачі [5], [8].

При збільшенні швидкості пари або довжини поверхні можливий перехід течії плівки від ламінарного до турбулентного режиму. Критерієм такого переходу зазвичай слугує плівкове число Рейнольдса:

$$Re_i = \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu_l}, \quad (3)$$

де \dot{m} – масова витрата конденсату на одиницю довжини трубки;

d – діаметр трубки;

μ_l – динамічна в'язкість рідини. При $Re_l > 1800$ плівка стає турбулентною, що супроводжується інтенсифікацією перемішування та зменшенням термічного опору [9].

Урахування гідродинамічних ефектів приводить до модифікації залежностей для числа Нуссельта, які представлені у вигляді:

$$Nu = Nu_0 \varphi(Re_l, We, Fr), \quad (4)$$

де Nu_0 – число Нуссельта для ламінарної плівки;

$\varphi(Re_l, We, Fr)$ – функція, що враховує вплив гідродинамічних параметрів (чисел Рейнольдса, Вебера, Фруда).

На відміну від конденсації на одинокій трубці, теплообмін у трубних пучках характеризується складною гідродинамікою, що проявляється у взаємному впливі потоку пари та стікання конденсату між трубами (рис. 2д, е).

Одним із ключових факторів є явище затоплення нижніх рядів труб конденсатом, що стікає з верхніх. Ступінь впливу затоплення визначається гідродинамікою потоку, яка залежить від геометрії поверхні, поверхневого натягу та режиму конденсації. При цьому зі збільшенням номера ряду коефіцієнт тепловіддачі, як правило, зменшується, що підтверджує суттєву нерівномірність теплопередачі по висоті пучка. Водночас для профільованих та закручених труб геометрія частково послаблює ефект затоплення, забезпечуючи більш стабільні теплогідрравлічні характеристики по рядах. Для постійної температури стінки та ламінарного шару Нуссельт показав вплив номера ряду на теплопередачу внаслідок затоплення як [5]

$$\alpha_n = \alpha_1 n^{-m}, \quad (5)$$

де α_n – середній коефіцієнт тепловіддачі з ряду трубок n ;

α_1 – коефіцієнт тепловіддачі для верхньої трубки;

n – номер трубки в ряду.

Таким чином, із збільшенням кількості рядів середній коефіцієнт тепловіддачі зменшується.

Взаємодія плівки конденсату між сусідніми трубками супроводжується їх злиттям, перерозподілом рідини, що впливає на локальні умови теплообміну [8].

Геометрія розташування труб також відіграє важливу роль: при шаховому розташуванні інтенсифікується перемішування потоку пари, що сприяє підвищенню тепловіддачі, однак одночасно може збільшуватися гідравлічний опір.

При поперечному обтіканні трубного пучка паром виникають додаткові зсувні напруження на поверхні плівки, що частково компенсує негативний вплив затоплення за рахунок інтенсифікації стікання конденсату. Узагальнені залежності для визначення коефіцієнта тепловіддачі в трубних пучках, мають вигляд:

$$Nu = C(Gr Pr)^m f(nS_t, S_l), \quad (6)$$

де S_t, S_l – поперечний і поздовжній кроки труб;
 f – функція, що враховує геометрію пучка та умови затоплення.

Зниження ефективності теплообміну в трубних пучках пояснюється збільшенням товщини плівки конденсату та нерівномірністю її розподілу по поверхні труб. Водночас наявність потоку пари та оптимальний вибір геометрії пучка можуть частково компенсувати ці ефекти за рахунок інтенсифікації гідродинамічних процесів [9].

По мірі того, як пара тече глибше всередині пучка труб, її швидкість зменшується, що зменшує швидкість конденсації. Тому трубки на зовнішньому шарі пучка мають найкращу швидкість конденсації, що є перевагою для розробника конденсатора, змінюючи розташування трубок. Це відомо як геометричні ефекти [9].

Таким чином, гладкі трубки круглого перерізу розглядаються як базова модель при аналізі процесів конденсації та оцінці теплогідравлічних характеристик конденсаторів. Як видно з досліджень, визначальним фактором, який обмежує інтенсивність теплообміну, є термічний опір плівки конденсату, а реальні умови роботи значно складніші за припущення класичної моделі Нуссельта. Це зумовлює необхідність застосування методів інтенсифікації теплообміну, серед яких особливу ефективність демонструє зміна геометричного профілю теплообмінних труб.

Зміна геометричного профілю конденсаторних трубок

Починаючи ще з 80-х років минулого століття дослідники привертають значну увагу теплообмінним трубкам еліптичної або сплющеної форми в поперечному перерізі. Аналізуючи роботи, присвячені дослідженню інтенсифікації процесу теплообміну шляхом зміни геометрії труб, слід відзначити, що основна увага приділялася аналізу гідродинаміки та теплообміну для різних режимів течії, і фізичного стану (пара, рідина, двофазні потоки),

зокрема в умовах конденсації на горизонтальних трубах і трубних пучках. При цьому розглядалися як окремі трубки: гладкі, еліптичні (ЕТ) та закручені еліптичні (ТЕТ), так і трубні пучки, що дозволило оцінити вплив міжтрубної взаємодії та затоплення конденсатом на інтенсивність теплообміну [5], [10] – [12].

На рис. 3 представлена секція ТЕТ з геометричними характеристиками [11].

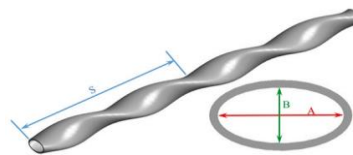


Рис. 3 – Закручена трубчаста секція:
 S – крок повороту ТЕТ;
 A – велика вісь еліпса; B – мала вісь еліпса [11]

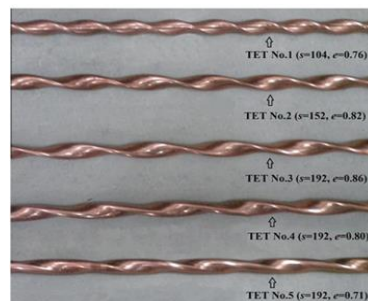


Рис. 4 – Фотографія протестованих ТЕТ [10]:
ТЕТ № 1 – $S = 104$ мм і $e = 0,76$;
ТЕТ № 2 – $S = 152$ мм і $e = 0,82$;
ТЕТ № 3 – $S = 192$ мм і $e = 0,86$;
ТЕТ № 4 – $S = 192$ мм і $e = 0,80$;
ТЕТ № 5 – $S = 192$ мм і $e = 0,71$

Так у роботі [10] експериментально досліджено процес теплопередачі при конденсації пари на горизонтальних трубах. Об'єктами дослідження були гладка кругла трубка, еліптична трубка (ЕТ) та п'ять варіантів заручених еліптичних трубок (ТЕТ) (рис. 4).

Порівняльний аналіз отриманих експериментальних даних із класичними розрахунковими залежностями показав, що значення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації для гладкої круглої труби в середньому на 32 % перевищують результати, передбачені моделлю Нуссельта (1). Це свідчить про те, що в реальних умовах необхідно враховувати вплив зсувних напружень з боку потоку пари, які діють на плівку конденсату, спричиняючи її розрідження та часткове руйнування. Унаслідок цього зменшується термічний опір з боку конденсату та зростає коефіцієнт тепловіддачі [10].

Інтенсивність процесу конденсації значною мірою визначається ступенем переохолодження стінки, який характеризується різницею між температурою насичення пари та температурою теплообмінної поверхні.

Також результати експерименту, наведені у роботі [10], показує, що на інтенсивність теплообміну суттєво впливає ступінь переохолодження стінки. Встановлено, що для труб різної геометрії зі збільшенням переохолодження стінки коефіцієнт тепловіддачі при конденсації зменшується. Це пояснюється тим, що зі зростанням різниці температур між парою та стінкою тепловий потік істотно збільшується (до чотирьох разів), що, у свою чергу, призводить до інтенсифікації процесу конденсації та збільшення масової швидкості утворення конденсату. Як наслідок, на поверхні труби формується більш товста плівка рідини, яка створює підвищений термічний опір і обмежує подальше зростання коефіцієнта тепловіддачі.

Результати дослідів [10] дозволяють оцінити вплив еліптичності труби і її закрутки на коефіцієнт теплопередачі (рис. 5). Так показано, що збільшення еліптичності труби, приводить до підвищення коефіцієнта теплопередачі, для труб № 2, № 3, № 4. Але треба відмітити, що для трубок з кроком $S = 104$ мм і $e = 0,76$ і $S = 192$ мм і $e = 0,71$, в цьому випадку менший крок повороту і нижча еліптичність, коефіцієнт теплопередачі найменший в порівнянні з іншими ТЕТ, що вказує на необхідність комплексної оптимізації геометрії.

Для кількісної оцінки ефективності застосовується коефіцієнт посилення (КП), який визначається як відношення коефіцієнта тепловіддачі конденсації для модифікованої трубки до відповідного значення для гладкої круглої трубки.

Встановлено, що трубки з найбільшою еліптичністю демонструють найкращі теплотехнічні характеристики: зокрема для трубки з еліптичністю $e = 0,86$ і крок закрутки труби $S = 0,192$ мм коефіцієнт тепловіддачі зростає приблизно на 34 % порівняно з базовою гладкою трубкою [10].

В роботі [12] виконано числове дослідження гідродинаміки та теплообміну в трубних пучках зі скручених овальних труб при поперечному обтіканні потоком (рис. 6).

Проаналізовано вплив ключових геометричних параметрів, зокрема співвідношення осей еліпса A/B , кроку закрутки S , поперечного та поздовжнього кроків труб S_t, S_l , а також кількості рядів труб Z , у діапазоні чисел Рейнольдса $Re = 500 - 23000$.

Результати досліджень показали, що трубні пучки зі скручених овальних труб характеризуються вищими коефіцієнтами тепловіддачі порівняно з круглими, еліптичними та гофрованими трубами за аналогічних умов обтікання. Крім того, показано, що шахове розташування труб є більш ефективним з точки зору інтенсифікації теплообміну, ніж лінійне. Завдяки глибокому аналізу літературних джерел і проведеному числовому дослідженню запропоновано узагальнені кореляції для

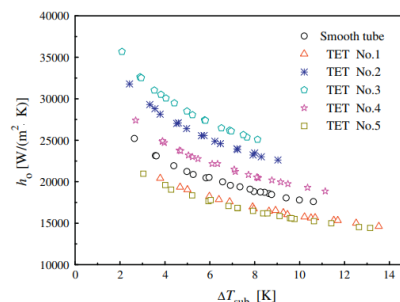


Рис. 5 – Коефіцієнти теплопередачі конденсації пари на ТЕТ та на гладкій круглій трубці як функція переохолодження стінки [10]

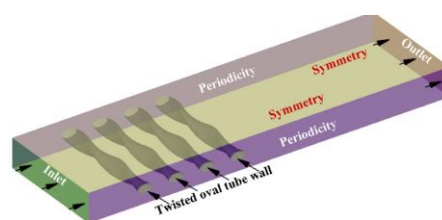


Рис. 6 – 3D модель трубних пучків зі скручених овальних труб (ТЕТ) [12]

визначення числа Нуссельта (Nu) та числа Ейлера (Eu). Аналіз отриманих кореляцій показав, що вплив кроку закрутки S на число Нуссельта є більш суттєвим порівняно з впливом параметра A/B , що підтверджує суттєву роль інтенсивності закрутки потоку у процесах теплопередачі. Порівняння розрахункових значень із результатами числового моделювання свідчить про достатню точність запропонованих залежностей: відхилення для числа Нуссельта не перевищує 10%, а для числа Ейлера — 6,2 % [12].

Хоча дослідження [12] виконано для однофазного потоку, отримані закономірності є важливими і для процесів конденсації, оскільки підтверджують визначальну роль геометрії у формуванні структури потоку, перерозподілі плівки конденсату та зменшенні термічного опору.

В роботі [11] систематизовано сучасні підходи до інтенсифікації теплообміну за рахунок використання труб зі зміненою геометрією (крок закрутки і еліптичність). Проаналізовано вплив закрутки труб на структуру потоку, гідродинамічні характеристики та інтенсивність теплообміну, різних типів рідин, газів як при однофазному, так і при фазовому теплообміні, включаючи процеси конденсації. Зведені результати числових і експериментальних дослідів по основним параметрам при проектуванні теплообмінних апаратів таких як, критерії Нуссельта, коефіцієнт тертя, критерій ефективності і з подальшою їх кореляцією.

Показано, що основним механізмом інтенсифікації в закручених трубках є формування стійких вторинних течій, які сприяють інтенсивному перемішуванню потоку та руйнуванню теплового пограничного шару. У випадку конденсації пари

це додатково призводить до перерозподілу плівки конденсату по поверхні трубки, зменшення її локальної товщини та підвищення коефіцієнта тепловіддачі. Водночас встановлено, що зі зростанням ступеня закрутки збільшується гідравлічний опір, що вимагає врахування енергетичних витрат при проектуванні теплообмінників.

В огляді підкреслюється, що закручені еліптичні трубки загалом демонструють кращі харак-

теристики в ламінарному режимі порівняно з турбулентним потоком, водночас забезпечуючи переваги в турбулентному потоці при низьких числах Рейнольдса. Загалом, скручені еліптичні трубки є перспективним та ефективним методом досягнення вищої теплопередачі та більш компактних конструкцій теплообмінників (табл. 1).

Таблиця 1 – Порівняння теплогідравлічних характеристик труб різної геометрії

Тип трубки	Робоче середовище	Залежність для числа Нуссельта (узагальнено)	Підвищення тепловіддачі, h , %	Гідравлічний опір, Δp	Теплогідравлічна ефективність, PEC	Особливості геометрії
Гладка кругла трубка	Насичена водяна пара	$Nu = 0,728 \left(\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)gD_0^3\Delta h_v}{\mu_l\lambda_l\Delta T} \right)^{1/4}$	Базовий рівень	Базовий рівень	PEC \approx 1,0	Формування товстої плівки конденсату, високий термічний опір
Еліптична трубка (ЕТ)	Насичена водяна пара	$Nu = C Re^m Pr^n f \left(\frac{A}{B} \right)$	+10 % – 25 %	Незначне зростання	PEC \approx 1,1–1,3	Підвищення тепловіддачі за рахунок стоншення плівки конденсату та вторинні течії
Закручена еліптична трубка (ТЕТ)	Насичена водяна пара	$Nu = C Re^m Pr^n f \left(\frac{A}{B}, \frac{S}{D} \right)$	+25 % – 70 %	Зростає у 2–5 разів	PEC \approx 1,2–1,6	Інтенсифікація тепловіддачі за рахунок вторинних вихорів і руйнування пограничного шару

Висновки

Оскільки конденсатор формує умови роботи паротурбінного циклу, підвищення його ефективності є визначальним чинником роботи паротурбінної установки. Одним з шляхів підвищення ефективності його роботи є інтенсифікація процесу теплообміну. Проведений аналіз свідчить, що інтенсифікація процесу конденсації пари в конденсаторах може бути досягнута шляхом цілеспрямованої зміни геометричного профілю теплообмінних труб. Використання еліптичних і, особливо, закручених еліптичних труб дозволяє суттєво змінити гідродинаміку плівки конденсату, інтенсифікувати її стікання, зменшити товщину рідинної плівки та відповідно знизити термічний опір, що забезпечує підвищення коефіцієнта тепловіддачі. Встановлено, що ключовим чинником ефективності є раціональне поєднання геометричних параметрів трубних пучків, яке забезпечує максимальний ефект інтенсифікації теплообміну при допустимому зростанні гідравлічного опору. Проведений аналіз обґрунтовує доцільність подальших досліджень у напрямі оптимізації конструкції трубних систем конденсаторів паротурбінних установок.

Інформація щодо наборів даних

Нові набори даних у рамках цього дослідження не створювалися.

Заява про внесок авторів

Михайлова І. О.: концептуалізація, перевірка результатів, написання, обробка даних та редагування.

Ряполов В. В.: збір та обробка даних, формальний аналіз. Написання початкового варіанту.

Усі автори ознайомилися з остаточною версією рукопису та погодилися з її публікацією.

Заява щодо фінансування та подяки

Це дослідження не отримувало зовнішнього фінансування.

Заява щодо конфлікту інтересів

Автори заявляють про відсутність конфлікту інтересів.

Заява щодо використання інструментів штучного інтелекту

У процесі підготовки цієї роботи автори використовували ChatGPT 5.2 з метою мовного редагування тексту, перекладу, пошуку літератури. Весь згенерований контент було перевірено та відредаговано авторами. Автори несуть повну відповідальність за зміст публікації.

Список літератури

- Ibrahim S. M. A. Adverse Effects of Condenser Cooling Seawater Temperature, Fouling, and Salinity on the Output Power and Thermal Efficiency of BWR NNPs / S. M. A. Ibrahim, I. M. A. Aggour // Journal of Mechanical Materials and Mechanics Research. – 2022. – Vol. 5, Is. 1. – PP. 21–39. – DOI: <https://doi.org/10.30564/jmmmr.v5i1.4617>.
- Dosa I. Efficiency Assessment of Condensing Steam Turbine / I. Dosa, D. C. Petrelean // Advances in Environment, Ecosystems and Sustainable Tourism. – 2013. – PP. 203–208. – ISBN 978-1-61804-195-1. – URL: https://www.researchgate.net/publication/285768077_Efficiency

- y_Assessment_of_Condensing_Steam_Turbine (дата звернення 25.04.2026).
- Nag P. K. *Power Plant Engineering* / P. K. Nag. – Third Ed. – New Delhi : McGraw-Hill, 2008. – 976 p. – ISBN 978-0-07-064815-9. – URL: <https://www.scribd.com/document/693751568/Power-Plant-Engineering-Pk-Nag> (дата звернення 25.04.2026).
 - Pattanayak L. Thermal performance assessment of steam surface condenser / L. Pattanayak, B. N. Padhi, B. Kodamasingh // *Case Studies in Thermal Engineering*. – 2019. – Vol. 14. – Paper No. 100484. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2019.100484>.
 - Browne M. W. An overview of condensation heat transfer on horizontal tube bundles / M. W. Browne, P. K. Bansal // *Applied Thermal Engineering*. – 1999. – Vol. 19, Is. 6. – PP. 565–594. – ISSN 1359-4311 (print). – DOI: [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(98\)00055-6](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(98)00055-6).
 - Bergles A. E. 3. Techniques to Augment Heat Transfer / A. E. Bergles ; W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, E. N. Ganic (Ed.) // *Handbook of Heat Transfer Applications*. – New York : McGraw-Hill, 1985. – 2nd Ed. – PP. 3-1–3-80. – ISBN 0-07-053553-1. – URL: <https://ru.scribd.com/document/818526122/Handbook-Of-Heat-Transfer-Applications-Second-Edition> (дата звернення 25.04.2026).
 - Bergles A. E. ExHFT for fourth generation heat transfer technology / A. E. Bergles // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 2002. – Vol. 26, Is. 2–4. – PP. 335–344. – DOI: [https://doi.org/10.1016/S0894-1777\(02\)00145-0](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(02)00145-0).
 - Bano T. An overview of recent progress in condensation heat transfer enhancement across horizontal tubes and the tube bundle / T. Bano, H. M. Ali // *Journal of Thermal Engineering*. – 2021. – Vol. 7, Is. 1. – PP. 1–36. – DOI: <https://doi.org/10.18186/thermal.840018>.
 - Bonneau C. Comprehensive review of pure vapour condensation outside of horizontal smooth tubes / C. Bonneau, C. Josset, V. Melot, B. Auvity // *Nuclear Engineering and Design*. – 2019. – Vol. 349. – PP. 92–108. – ISSN 0029-5493 (print). – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2019.04.005>.
 - Zhang L. Experimental study on condensation heat transfer characteristics of steam on horizontal twisted elliptical tubes / L. Zhang, S. Yang, H. Xu // *Applied Energy*. – 2012. – Vol. 97. – PP. 881–887. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.11.085>.
 - Azizi A. S. Comprehensive review of heat transfer and fluid flow characteristics of elliptical/oval twisted tubes / A. S. Azizi, S. M. Mousavi, K. Vafai, A. Ali R. Darzi // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. – 2025. – Vol. 112. – Paper No. 109639. – ISSN 0142-727X (print). – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2024.109639>.
 - Li X. Parametric study on heat transfer and pressure drop of twisted oval tube bundle with in line layout / X. Li, D. Zhu, Y. Yin, A. Tu, S. Liu // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2019. – Vol. 135. – PP. 860–872. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.02.031>.
 - search, vol. 5, is. 1, pp. 21–39, <https://doi.org/10.30564/jmmmr.v5i1.4617>.
 - Dosa I., Petrilean D. C. (2013), “Efficiency Assessment of Condensing Steam Turbine”, *Advances in Environment, Ecosystems and Sustainable Tourism*, pp. 203–208, ISBN 978-1-61804-195-1, Access mode: https://www.researchgate.net/publication/285768077_Efficiency_Assessment_of_Condensing_Steam_Turbine (accessed 25 April 2026).
 - Nag P. K. (2008), *Power Plant Engineering*, Third Ed, McGraw-Hill, New Delhi, 976 p., ISBN 978-0-07-064815-9, Access mode: <https://www.scribd.com/document/693751568/Power-Plant-Engineering-Pk-Nag> (accessed 25 April 2026).
 - Pattanayak L., Padhi B. N., Kodamasingh B. (2019), “Thermal performance assessment of steam surface condenser”, *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 14, paper no. 100484, <https://doi.org/10.1016/j.csite.2019.100484>.
 - Browne M. W., Bansal P. K. (1999), “An overview of condensation heat transfer on horizontal tube bundles”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 19, is. 6, pp. 565–594, ISSN 1359-4311 (print), [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(98\)00055-6](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(98)00055-6).
 - Bergles A. E. ; Rohsenow W. M., Hartnett J. P., Ganic E. N. (Ed.) (1985), “3. Techniques to Augment Heat Transfer”, *Handbook of Heat Transfer Applications*, McGraw-Hill, New York, 2nd Ed, pp. 3-1–3-80, ISBN 0-07-053553-1, Access mode: <https://ru.scribd.com/document/818526122/Handbook-Of-Heat-Transfer-Applications-Second-Edition> (accessed 25 April 2026).
 - Bergles A. E. (2002), “ExHFT for fourth generation heat transfer technology”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 26, is. 2–4, pp. 335–344, [https://doi.org/10.1016/S0894-1777\(02\)00145-0](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(02)00145-0).
 - Bano T., Ali H. M. (2021), “An overview of recent progress in condensation heat transfer enhancement across horizontal tubes and the tube bundle”, *Journal of Thermal Engineering*, vol. 7, is. 1, pp. 1–36, <https://doi.org/10.18186/thermal.840018>.
 - Bonneau C., Josset C., Melot V., Auvity B. (2019), “Comprehensive review of pure vapour condensation outside of horizontal smooth tubes”, *Nuclear Engineering and Design*, vol. 349, pp. 92–108, ISSN 0029-5493 (print), <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2019.04.005>.
 - Zhang L., Yang S., Xu H. (2012), “Experimental study on condensation heat transfer characteristics of steam on horizontal twisted elliptical tubes”, *Applied Energy*, vol. 97, pp. 881–887, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.11.085>.
 - Azizi A. S., Mousavi S. M., Vafai K., Darzi A. Ali R. (2025), “Comprehensive review of heat transfer and fluid flow characteristics of elliptical/oval twisted tubes”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 112, paper No. 109639, ISSN 0142-727X (print), <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2024.109639>.
 - Li X., Zhu D., Yin Y., Tu A., Liu S. (2019), “Parametric study on heat transfer and pressure drop of twisted oval tube bundle with in line layout”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 135, pp. 860–872, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.02.031>.

References (transliterated)

- Ibrahim S. M. A., Aggour I. M. A. (2022), “Adverse Effects of Condenser Cooling Seawater Temperature, Fouling, and Salinity on the Output Power and Thermal Efficiency of BWR NPPs”, *Journal of Mechanical Materials and Mechanics Re-*

Надійшла (received) 17.04.2026
 Прийнята (accepted) 11.05.2026
 Публікація (published) 29.05.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Михайлова Ірина Олександрівна (Mykhailova Iryna) – кандидат технічних наук, доцент; доцент кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна; тел.: +38(068) 953-5054; e-mail: Iryna.Mykhailova@khpri.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1857-0787>.

Ряполов Вячеслав Васильович (Riapolov Viacheslav) – аспірант кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: +38(050) 621-50-10; e-mail: Viacheslav.Riapolov@iee.khpi.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-9886-5078>.