УДК 621.311.1.018.3

**О. В. Баранюк, канд. техн. наук; А. Ю. Рачинський, канд. техн. наук;
О. О. Пікенін; А. І. Онисько, канд. військ. наук**

# ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДВОФАЗНОГО ТЕПЛООБМІНУ ТА ФАЗОВОГО РОЗШАРУВАННЯ У ЗМІЙОВИКОВИХ ПОДОВИХ ЕКРАНАХ КОТЛА ТПП-210А

*У статті проведено тривимірне розрахункове дослідження (CFD) локальної гідродинаміки, фазових перетворень та теплообміну у слабонахилених подових випарних трубах котла високого тиску ТПП-210а (15,5 МПа) в умовах гнучкого маневрування ТЕС. Метою роботи є чисельне оцінювання тривимірного локального тепломасообміну, гідродинамічної стійкості двофазного потоку та температурного стану подових екранних труб за умов сумісної дії високого тиску та одностороннього радіаційного нагріву (350 кВт/м$^2$). Методологія дослідження базується на застосуванні дворідинної ейлерової моделі (Eulerian-Eulerian Two-Fluid Model) для опису взаємопроникаючих континуумів пари й води, механістичної моделі RPI (Rensselaer Polytechnic Institute) для пристінкового бульбашкового кипіння недогрітої рідини та k-ω SST моделі турбулентності з адаптованою сіткою ($y^+ < 1$). Основні результати: Виявлено, що на прямолінійних слабонахилених ділянках змійовика під дією гравітації виникає фазове розшарування (стратифікація) з накопиченням пари біля верхньої твірної ($\alpha_v$ = 0,55…0,75). Встановлено, що при проходженні 180-градусних радіусних вигинів (калачів) відцентрові сили спричиняють формування парних вторинних вихорів Діна. Ці вихори конвективно переносять рідку фазу до верхньої та внутрішньої твірних каналу, забезпечуючи інтенсивне перемішування потоку, руйнування парових подушок та суцільне змочування металу. Визначено, що коефіцієнт тепловіддачі при бульбашковому кипінні залишається рівномірно високим вздовж усього тракту (НТС ≈ 22,4…38,1 кВт/(м$^2$·К)) без ознак настання кризи кипіння. Зовнішня температура стінки (котлова сталь 20, δ = 6 мм) не перевищує 368,4 °С при окружному перекосі 3…5 °С. Доведено високу термогідравлічну надійність та гідродинамічну стійкість подових екранів у маневрених режимах ТЕС. Отримані результати створюють науково обґрунтоване підґрунтя для безпечного розширення регулювального діапазону енергоблоків потужністю 300 МВт, верифікації гранично допустимих теплових навантажень та безаварійного подовження паркового ресурсу металу труб парогенераторів.*

***Ключові слова:*** *CFD-моделювання, двофазний потік, котел ТПП-210а, подовий екран, бульбашкове кипіння, модель RPI, вихори Діна, розшарування фаз, коефіцієнт тепловіддачі.*

## Вступ

Сучасна теплоенергетика функціонує в умовах суттєвого зростання частки відновлюваних джерел енергії у загальному енергобалансі, що змушує пиловугільні блоки теплових електростанцій (ТЕС) переходити в режими гнучкого маневрування, частих пусків-зупинок та глибокого розвантаження. За таких умов надійність та безперебійність роботи потужних парових котлів високого та надкритичного тиску, зокрема котлів типу ТПП-210а (робочий тиск 15,5 МПа), першочергово визначаються гідродинамічною стійкістю та ефективністю теплообміну у випарних поверхнях нагріву.

Особливо складними з точки зору теплогідравліки є подові екрани нижньої радіаційної частини (НРЧ) паливні. Подові труби розташовані під малим кутом до горизонту і сприймають питомі радіаційні теплові потоки високої інтенсивності ($q$ ≈ 350 кВт/м$^2$) безпосередньо від факела та рідкого шлаку. Просторова конфігурація таких поверхонь являє собою послідовність слабонахилених ділянок, з'єднаних 180-градусними радіусними вигинами (калачами). На відміну від вертикальних екранів, у слабонахилених та горизонтальних трубах під дією гравітаційних сил виникає високий ризик фазового розшарування двофазного потоку «вода–пара». Це може призводити до спливання парової фази до верхньої твірної труби, утворення локальних парових подушок, погіршення

тепловіддачі при поверхневому кипінні недогрітої рідини та, як наслідок, до критичного перегріву металу стінки. Крім того, наявність крутих вигинів створює додатковий гідравлічний опір та вторинні течії, які впливають на розподіл пароводяної суміші по довжині змійовика.

Традиційні одновимірні (1D) розрахункові методики та нормативні методи теплогідравлічного розрахунку котлів оперують лише середньоінтегральними за перерізом параметрами. Вони не здатні врахувати тривимірну структуру двофазного потоку, міжфазні сили взаємодії, відрив парових бульбашок у центрах пароутворення та локальні перекоси температур. Застосування сучасних методів обчислювальної гідродинаміки (CFD) на основі дворідинних моделей Ейлера–Ейлера та механістичних моделей стінкового кипіння (RPI) дозволяє детально дослідити локальну гідродинаміку, розподіл парової фракції та характеристики тепломасообміну в реальній геометричній конфігурації подової труби.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій і**

Забезпечення надійності та ефективності роботи випарних поверхонь нагріву високонапірних котлоагрегатів електростанцій безпосередньо залежить від точного прогнозування теплогідравлічних характеристик, режиму кипіння та стійкості двофазного потоку. У сучасних дослідженнях велика увага приділяється оптимізації температурних та гідродинамічних режимів котлів різного типу. Зокрема, у роботі [1] показано важливість оптимізації температурних параметрів живильного середовища для підвищення паливної ефективності та запобігання корозійному руйнуванню поверхонь нагріву.

Дослідження двофазних потоків у довгих випарних трубах під високим тиском (86…172 Бар) демонструють переважаючу точність підходів обчислювальної гідродинаміки (CFD) порівняно з одновимірними (1D) розрахунковими схемами. Як зазначено в роботі [2], використання секційного ейлерівсько-ейлерівського дворідинного моделювання разом із локальними моделями пристінного кипіння дозволяє визначати падіння тиску з високою точністю (похибка 1…9 %), а також виявляти зниження коефіцієнта теплопередачі через виникнення гідродинамічної нестабільності при знижених теплових навантаженнях.

Питання зростання гідравлічного опору та зміни характеристик двофазних потоків у процесі довготривалої експлуатації висвітлено в праці [3], де на основі дворідинної моделі «пара–вода» показано суттєвий вплив шорсткості відкладень (магнетитного шару) на двократне збільшення втрат тиску у випарних трубах. Моделювання гідродинамічних характеристик та оцінювання коефіцієнтів тертя й перепаду тиску в котельних елементах також підтверджується експериментальними дослідженнями та CFD-розрахунками у роботах [4-5].

Аспект гідродинамічної стійкості та відсутності небезпечних пульсацій чи застою потоку при зміні навантаження котла (від 30 % до 100% номінального навантаження) детально досліджений [5]. для випарників високого тиску. Автори довели, що помірний розподіл потоку забезпечує стійкість термодинамічних параметрів металу. Разом із тим, механізми конвективного кипіння та його пригнічення вивчалися [6], де на основі розділення конвективної та киплячої складових теплопередачі виявлено особливості функціональних залежностей для води при високому тиску (7,2 МПа).

Вплив термодинамічних параметрів, розподілу теплових потоків та геометричних факторів на гідравлічний опір і затримку пари (steam hold-up) у випарних елементах висвітлено в роботах [7 – 9]. Зокрема, показано, що локальні перекоси теплового навантаження значно змінюють густину двофазної суміші та викликають локальні перегріви металу.

Проблеми утворення внутрішньотрубних відкладень у зонах зміних режимів кипіння (бульбашкового та конвективного) та загальні питання цілісності й деградації випарних труб при переході до гнучкого маневреного режиму роботи електростанцій висвітлено в загальносистемних дослідженнях [9 – 10].

### Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми

Незважаючи на значну кількість публікацій, присвячених CFD-моделюванню двофазних потоків, більшість із них стосуються або вертикальних випарних труб великої довжини, або надкритичних прямоточних котлів, або кожухотрубних випарників.Водночас поза увагою дослідників залишаються специфічні умови роботи слабонахилених подових екранів котлів високого тиску (типу ТПП-210а), які характеризуються:

- Високим рівнем одностороннього радіаційного теплового навантаження від факела та рідкого шлаку.
- Простором складної конфігурації із послідовними горизонтальними та похилими ділянками, з'єднаними радіусними вигинами (калачами).
- Підвищеним ризиком гравітаційного розшарування двофазного потоку (пара–вода) на слабонахилених ділянках, що може призводити до локального погіршення тепловіддачі, виникнення гідродинамічної нестабільності та температурних пульсацій металу.

Таким чином, відсутні комплексні дослідження, які б поєднували тривимірне розрахункове моделювання гідродинамічної стійкості двофазного потоку, визначення локальних коефіцієнтів тепловіддачі при поверхневому кипінні та аналіз термомеханічного стану металу подових труб котла ТПП-210а в умовах гнучкого маневрування ТЕС. Саме вирішенню цих питань і присвячено дану статтю.

### Мета та задачі дослідження

Метою роботи є чисельне оцінювання тривимірного локального тепломасообміну, гідродинамічної стійкості двофазного потоку та термонапружено-деформованого стану подових екранних труб котла ТПП-210а за умов сумісної дії високого внутрішнього тиску, одностороннього радіаційного нагріву та маневрених режимів експлуатації.

Для досягнення поставленої мети було вирішено такі задачі:

- Побудувати повномасштабну 3D-модель просторового змійовика подової труби з урахуванням геометричних особливостей, радіусів вигину (калачів) та умов кінематичного закріплення.
- Провести чисельне розрахункове дослідження спряженого теплообміну (CFD) з урахуванням поверхневого кипіння недогрітого теплоносія та визначити розподіл температурного поля в стінці металу.

### Методика дослідження

Для досягнення поставленої мети застосовано дворідинну модель Ейлера–Ейлера (Eulerian-Eulerian Two-Fluid Model), у якій рідка (вода) та газоподібна (пара) фази розглядаються як взаємопроникаючі континуми з власними полями швидкостей, температур та об'ємних часток [11-12].

Для кожної з фаз k є $\{l, v\}$ (де $l$ – рідка фаза, $v$ – парова фаза) розв’язується система тривимірних нестаціонарних рівнянь збереження маси, імпульсу та енергії, усереднених за об'ємом:Рівняння неперервності (збереження маси):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k) + \nabla \cdot (\alpha_k \rho_k \mathbf{u}_k) = \Gamma_{jk}$$

де $\alpha_k$ – об’ємна частка $k$-ї фази ($a_l + a_v = 1$); $\rho_k$ – густина фази, кг/м$^3$; $u_k$ – вектор швидкості фази, м/с; $\Gamma_{jk}$ – інтенсивність міжфазного масообміну (випаровування/конденсації) на одиницю об’єму, кг/(м$^3$·с).

Рівняння збереження імпульсу:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k \mathbf{u}_k) + \nabla \cdot (\alpha_k \rho_k \mathbf{u}_k \mathbf{u}_k) = -\alpha_k \nabla p + \nabla \cdot \left[\alpha_k (\boldsymbol{\tau}_k + \boldsymbol{\tau}_k^{turb})\right] + \alpha_k \rho_k \mathbf{g} + \mathbf{M}_i$$

де $p$ – статичний тиск, Па; $\tau_k$ та $\tau_k^{turb}$ – молекулярний та турбулентний тензори напружень; $\mathbf{g}$ – вектор прискорення вільного падіння; $\boldsymbol{M}_{ik}$ – результуючий вектор міжфазних силових взаємодій; $\boldsymbol{u}_{inter}$ – швидкість переносу маси на межі розділу фаз.

Рівняння збереження енергії:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k h_k) + \nabla \cdot (\alpha_k \rho_k \mathbf{u}_k h_k) = \nabla \cdot \left[\alpha_k \left(\lambda_k \nabla T_k + \frac{\mu_{t,k}}{Pr_{t,k}} \nabla h_k\right)\right] + Q_{ik} + \Gamma_{jk} h$$

де $h_k$ – питома ентальпія $k$-ї фази, Дж/кг; $\lambda_k$ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К); $\mu_{t,k}$ – турбулентна динамічна в'язкість; $Pr_{t,k}$ – турбулентне число Прандтля; $Q_{ik}$ –міжфазний тепловий потік; $h_{sat}$ – ентальпія фазового переходу.

Для опису пристінкового поверхневого кипіння (RPI Wall Boiling Model)недогрітої рідини використано механістичну модель RPI (Rensselaer Polytechnic Institute). Сумарний питомий тепловий потік від внутрішньої стінки труби до двофазного теплоносія $q_w$ розщеплюється на три складові:

$$q_w = q_C + q_Q + q_E, \quad (1)$$

- Однофазна конвекція ($q_C$): тепловий потік, що передається рідкій фазі на ділянках стінки, вільних від парових бульбашок:

$$q_C = h_C (T_w - T_l) (1 - A_b), \quad (2)$$

- Загартування/турбулізація рідини ($q_Q$): тепловий потік, що витрачається на підігрів рідини, яка заповнює об'єм після відриву парової бульбашки:

$$q_Q = h_Q (T_w - T_l) A_b, \quad (3)$$

- Випаровування ($q_E$): тепловий потік, що безпосередньо витрачається на утворення пари у центрах пароутворення:

$$q_E = \frac{\pi}{6} d_{bw}^3 \rho_v f_{dep} N_n r, \quad (4)$$

де $T_w$, $T_l$ – температури стінки та рідини; $A_b$ – частка площі стінки, перекрита паровими бульбашками; $h_C$, $h_Q$ – коефіцієнти тепловіддачі; $d_{bw}$ — відривний діаметр бульбашки; $f_{dep}$ – частота відриву бульбашок; $Nn$ – площадна густина активних центрів пароутворення (визначається за кореляцією Бенджаміна–Балакришнана); $r$ – прихована теплота пароутворення при тиску 15,5 МПа.

Для моделювання міжфазних сил та замикання турбулентності визначався сумарний вектор міжфазної взаємодії $\boldsymbol{M}_{ik}$ який враховує такі міжфазні сили:

$$\boldsymbol{M}_{ik} = \boldsymbol{F}_D + \boldsymbol{F}_L + \boldsymbol{F}_{WL} + \boldsymbol{F}_{TD}, \quad (5)$$

- Сила лобового опору ($\boldsymbol{F}_D$): розраховується за коефіцієнтом опору Ішії–Зубера (Ishii-Zuber) для бульбашкового режиму течії.
- Підйомна сила Магнуса–Саффмана ($\boldsymbol{F}_L$): враховує поперечний зсув бульбашок у зсувному потоці (модель Томоями).
- Сила відштовхування від стінки ($\boldsymbol{F}_{WL}$): моделює гідродинамічне відштовхування бульбашок від стінки труби (модель Антала).
- Сила турбулентної дисперсії ($\boldsymbol{F}_{TD}$): враховує перенесення парової фази пульсаційними вихорами рідкої фази (модель Бернса).

Замикання турбулентності рідкої фази реалізовано за допомогою k-ω SST (Shear Stress Transport) моделі Ментера з коригуванням на наявність диспергованих парових бульбашок (модель Sato).

Геометричну модель розрахункової області розроблено на основі технічної документації та креслень нижньої радіаційної частини (НРЧ) паливні пиловугільного котла ТПП-210а (рис. 1, а). Просторове компонування екранів подини являє собою складну багатовиткову змійовикову структуру, що сприймає нерівномірне радіаційне теплове навантаження. З метою мінімізації необхідних обчислювальних ресурсів за збереження високої деталізації тривимірної структури потоку, для моделювання виділено репрезентативний автономний гідравлічний тракт – просторовий подовий змійовик із послідовними прямолінійними

ділянками та 180-градусними радіусними вигинами (калачами) (рис. 1, б). Конструктивні параметри труби відповідають натурним: зовнішній діаметр $D_{out}$ = 60 мм, товщина стінки δ = 6 мм, матеріал – котлова сталь 20.

Для дискретизації розрахункового простору сформовано адаптовану багатозонну сітку, що складається з рідкого (теплоносій) та твердотільного (стінка труби) просторових доменів (рис. 1, в). Твердотільна область труби розбита на регулярні гексаедричні комірки для забезпечення точного моделювання спряженого кондуктивного теплопереносу (Conjugate Heat Transfer, CHT) у товщі металу з урахуванням температурної залежності його коефіцієнта теплопровідності λ($T$).

Особливу увагу приділено побудові сітки в гідравлічному об'ємі робочого тіла. Оскільки локальні характеристики пристінкового бульбашкового кипіння за механістичною моделлю RPI та профіль зсувних напружень за моделлю турбулентності k-ω SST є критично чутливими до дискретизації в'язкого підшару, вздовж усієї внутрішньої поверхні труби згенеровано блок призматичних пристінкових шарів (Inflation Layers). Параметри першого пристінкового шару розраховано таким чином, щоб безрозмірний віддалений параметр $y^+$ уздовж всієї довжини змійовика, включно з криволінійними ділянками калачів, строго задовольняв умову $y^+ < 1$. Це дозволяє безпосередньо інтегрувати рівняння переносу імпульсу, енергії та фазових часток аж до стінки без використання емпіричних пристінкових функцій.Для виключення впливу просторової дискретизації на отримані результати було проведено дослідження сіткової збіжності (Mesh Independence Study). Зіставлення результатів розрахунку перепаду тиску та локальної паровмісткості на послідовно подрібнених сітках показало, що зміна основних гідродинамічних параметрів при переході до фінальної конфігурації сітки становить менше 1,2 %, що підтверджує достатню точність та адекватність обраної дискретної моделі.

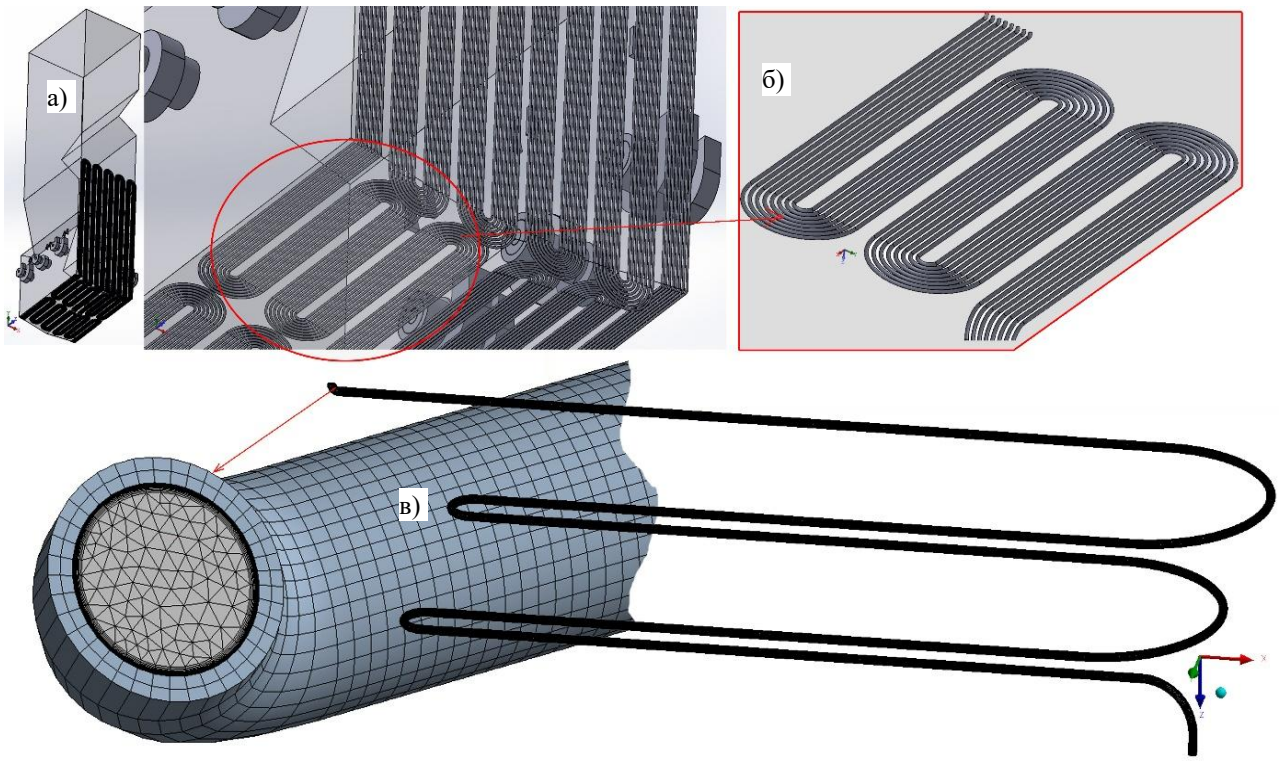



Рис. 1. Геометрична модель елементів подового екрану котла ТПП-210а та сіткова дискретизація розрахункового домену:
а) загальний вигляд 3D-моделі нижньої радіаційної частини (НРЧ) паливні; б) виносний фрагмент просторової компоновки подових змійовиків із 180-градусними радіусними вигинами (калачами); в) гексаедрична/призматична розрахункова сітка в перерізі та вздовж довжини подової труби з деталізацією пристінкових шарів (Prism Inflation Layers).

Граничні умови:

- На вхідному перерізі задавалась швидкість рідкої фази: $v_{in}$ = 1,8 м/с, що відповідає масовій швидкості $\rho w$ = 1358 кг/(м$^2$·с)). При цьому, температура води на вході $t_{in}$ становила 340 °С (недогрів до температури насичення $\Delta T_{sub}$ = 5,6 °С). При цих параметрах, у вхідний переріз подавалась недогріта до кипінні вода.
- На вихідному перерізі задавався фіксований середній статичний тиск: $p_{out}$ = 15,5 МПа ($t_{sat}$ = 345,6 °С).
- На зовнішній поверхні труби задавався нерівномірний радіаційний тепловий потік з максимальним значенням на твірній $q_{rad}$ = 350 кВт/м$^2$.

На межі «метал–рідина» (внутрішня поверхня) задавалась умова спряженого теплообміну (Conjugate Heat Transfer), за якої температура стінки та пристінковий тепловий потік розраховуються неперервно з урахуванням теплопровідності металу ($\lambda_m(t)$) котлової сталі 20.

Сучасний стан функціонування об’єднаної енергосистеми України вимагає від пиловугільних пиломістких енергоблоків потужністю 300 МВт із котлами ТПП-210а регулярної участі в покритті добових піків навантаження та роботі в глибокому регулювальному діапазоні. При переході енергоблока в режим розвантаження до рівня 50…60 % від номінальної електричної потужності ($N_e$ = 150…180 МВт) відбувається суттєва зміна теплогідравлічних умов роботи нижньої радіаційної частини (НРЧ), зокрема найбільш теплонапружених подових екранів котла.

Зниження паропродуктивності супроводжується зменшенням масової витрати живильної води через тракт екранів при збереженні високих докритичних значень тиску ($p \approx$ 15,5…16,0 МПа). Це спричиняє критичне падіння масової швидкості $\rho w$ теплоносія у змійовикових трубах. Водночас падіння локального теплового сприйняття в амбразурній зоні та на поду топочної камери відбувається нелінійно через перерозподіл факела та відключення частини пиловугільних пальників.

Для детального чисельного дослідження гідродинамічної стабільності та температурного надійнісного стану слабопохилих труб подового екрана в якості розрахункового маневреного режиму було прийнято стаціонарний режим тривалого глибокого розвантаження енергоблока до рівня 50 % номінальної потужності. Порівняння основних параметрів номінального та досліджуваного маневреного режимів наведено в табл. 1.

Таблиця 1

**Теплогідравлічні параметри середовища в трубах подового екрана котла ТПП-210а**

| Параметр режиму | Номінальний режим (100%) | Маневрений режим (50%) | Фізичні наслідки для гідродинаміки |
|---|---|---|---|
| Електрична потужність блоку, $N_e$, МВт | 300 | 150 | Зменшення навантаження котлоагрегату |
| Паропродуктивність котла, $D$, т/год | 950 | 475 | Пропорційне зниження загальної витрати води |
| Тиск середовища в колекторі НРЧ, $p$, МПа | 16,8 | 15,8 | Зниження температури насичення ($T_s$ = 345,6 °С) |
| Температура води на вході, $T_{вх}$, °С | 342,0 | 340,0 | Незначне недогрівання до кипіння ($\Delta T_{нед}$ 5,6 °С) |
| Масова швидкість теплоносія, $\rho w$, кг/(м$^2$·с) | 1400…1300 | 550…620 | Двократне зниження динамічного напору рідкої фази |
| Максимальний локальний | 480…520 | 350 | Збереження високого теплового |

| Параметр режиму | Номінальний режим (100%) | Маневрений режим (50%) | Фізичні наслідки для гідродинаміки |
|---|---|---|---|
| тепловий потік, qmax, кВт/м$^2$ | | | навантаження у ядрі факела |
| Відношення $q/(\rho w)$, кДж/кг | 0,42 | 0,58 | Зростання термогідравлічної напруженості на +38,% |
| Масовий паровміст на виході, $x_{вих}$ | 0,05…0,08 | 0,12…0,15 | Сприяє збільшенню об'ємного паровмісту φ |

Як випливає зі співвідношення режимних параметрів, за умов розвантаження енергоблока комплексне відношення теплового потоку до масової швидкості $q/(\rho w)$ помітно зростає (з 0,42 до 0,58 кДж/кг). Це зумовлює суттєве зростання пароутворення при відносно малих швидкостях руху рідини. Саме поєднання зниженої масової швидкості ($\rho w < 700$ кг/(м$^2$·с)) та слабопохилого розташування труб (кут нахилу до горизонту $\beta \approx 12…15°$) створює найбільші ризики виникнення гравітаційної стратифікації (фазового розшарування) двофазного потоку з локальним погіршенням тепловіддачі у верхній твірній труби.

**Результати дослідження**

Чисельне моделювання тривимірної гідродинаміки двофазного потоку у подовій екранній трубі котла ТПП-210а дозволило виявити складну просторову структуру течії, зумовлену сумісною дією гравітаційних сил, відцентрових ефектів у вигинах та інтенсивного фазового переходу.

Для підтвердження адекватності розробленої тривимірної моделі спряженого теплообміну та коректності налаштування фазової взаємодії в межах дворідинного підходу Ейлера з моделлю пристінного кипіння RPI було проведено процедуру верифікації. Оцінювання точності чисельного розрахунку здійснювалося шляхом зіставлення отриманих локальних значень коефіцієнта тепловіддачі $\alpha$ уздовж довжини похилої труби подового екрана із результатами інженерного розрахунку за загальноприйнятими нормативними та емпіричними методиками для конвективного кипіння води високого тиску в трубах парових котлів.

Як базові кореляції для порівняння обрано емпіричну залежність Нормативного методу теплового розрахунку котельних агрегатів (для розвиненого бульбашкового кипіння у трубах поверхонь нагріву), а також розрахункову модель Чена (Chen correlation) [13], яка враховує суперпозицію конвективного складника однофазного потоку $\alpha_{conv}$ та мікроконвективного механізму бульбашкового кипіння $\alpha_{nb}$:

$$\alpha = S \cdot \alpha_{nb} + F \cdot \alpha_{conv}, \quad (6)$$

де $F$ – фактор двофазного конвективного підсилення (функція параметра Мартінеллі $X_{tt}$); $S$ – фактор пригнічення бульбашкового зародкоутворення внаслідок стоншення теплового підшару.

Для порівняння локальний коефіцієнт тепловіддачі у CFD-моделі визначався строго за канонічною термодинамічною різницею температур між внутрішньою стінкою труби $T_{ст.вн}$ та локальною температурою насичення $T_s(p)$ двофазного потоку:

$$\alpha_{CFD} = \frac{q_{вн}}{\left(T_{ст.вн} - T_s(p)'\right)}, \quad (7)$$

де $q_{вн}$ – результуюча густина теплового потоку на внутрішній межі поділу «метал–теплоносій», Вт/м$^2$.

Аналіз зіставлення (рис. 2) показує якісний та задовільний кількісний збіг: в усьому розрахунковому діапазоні масових паровмістів ($x = 0…0,15$) розбіжність між результатами чисельного моделювання та емпіричними даними не перевищує 12 %. Невелике

систематичне завищення коефіцієнта тепловіддачі в чисельному розрахунку зумовлене врахуванням тривимірних ефектів гравітаційної стратифікації та локального стоншення рідкої плівки у верхній твірній слабопохилої труби, що дещо інтенсифікує локальне пароутворення порівняно з одновимірними усередненими інженерними співвідношеннями.

Таким чином, застосований підхід демонструє високу фізичну узгодженість і є надійним для оцінювання теплогідравлічних характеристик та температурного стану металу подових екранів котла ТПП-210а.

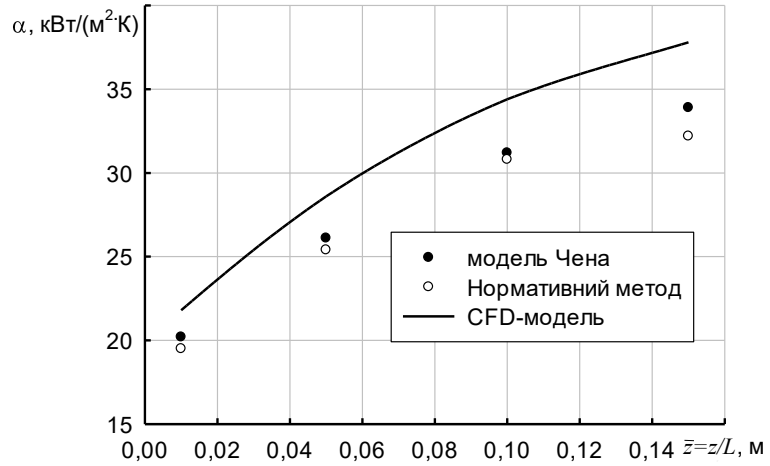



Рис. 2. Верифікація числової моделі двофазного теплообміну

На рис.2 $\bar{z} = z/L$ – відносна поздовжня координата вздовж розгорнутої осьової лінії змійовика (z – відстань від вхідного перерізу, $L$ – повна довжина розрахункового змійовика з урахуванням вигину; $\bar{z} = 0$ відповідає входу в подовий змійовик, $\bar{z} = 1$ – виходу).

Аналіз поля об'ємної частки парової фази $\alpha_v$ (рис. 3) демонструє еволюцію структури потоку вздовж розгортки довжини змійовика. На вхідній ділянці, де вода надходить із недогрівом до температури насичення ($T_{in}$ = 340 °С при тиску 15,5 МПа), спостерігається режим початкового пристінкового бульбашкового кипіння. Парова фаза зароджується у вигляді тонкого пристінкового шару у центрах пароутворення, а середня паровмісткість не перевищує $\alpha_v < 0{,}10$.

Під підпливом одностороннього теплового навантаження та в міру просування потоку слабонахиленими ділянками чітко проявляється ефект гравітаційного розшарування (стратифікації) фаз. Через суттєву різницю густин рідкої та парової фаз при тиску 15,5 МПа ($\rho_l$ ≈640 кг/м$^3$, $\rho_v$ ≈102 кг/м$^3$) та малий кут нахилу каналу до горизонту парові бульбашки вспливають до верхньої твірної труби. На прямолінійних ділянках це призводить до формування асиметричного профілю паровмісткості: біля верхньої твірної значення досягають $\alpha_v \approx 0{,}55\ldots0{,}75$, тоді як нижня частина перерізу залишається заповненою переважно рідкою фазою.

При проходженні двофазним потоком 180-градусних радіусних вигинів (калачів) структура течії суттєво перебудовується. На відміну від прямолінійних ділянок, у калачах вирішальну роль відіграють відцентрові сили, пропорційні густині фаз. Більш густа рідка фаза відтискається до зовнішнього радіуса вигину, тоді як менш густа парова фаза зміщується до внутрішнього радіуса.

Дію цих гідродинамічних механізмів підтверджує аналіз векторного поля швидкості та картини ліній течії у поперечних перерізах каналу (рис. 4). На вході у змійовик швидкість потоку становить близько 1,8 м/с. У міру інтенсивного пароутворення та відповідного зменшення середньої густини суміші відбувається прискорення потоку: на вихідній ділянці змійовика максимальна локальна швидкість парової фази досягає 14,12 м/с (рис. 4).

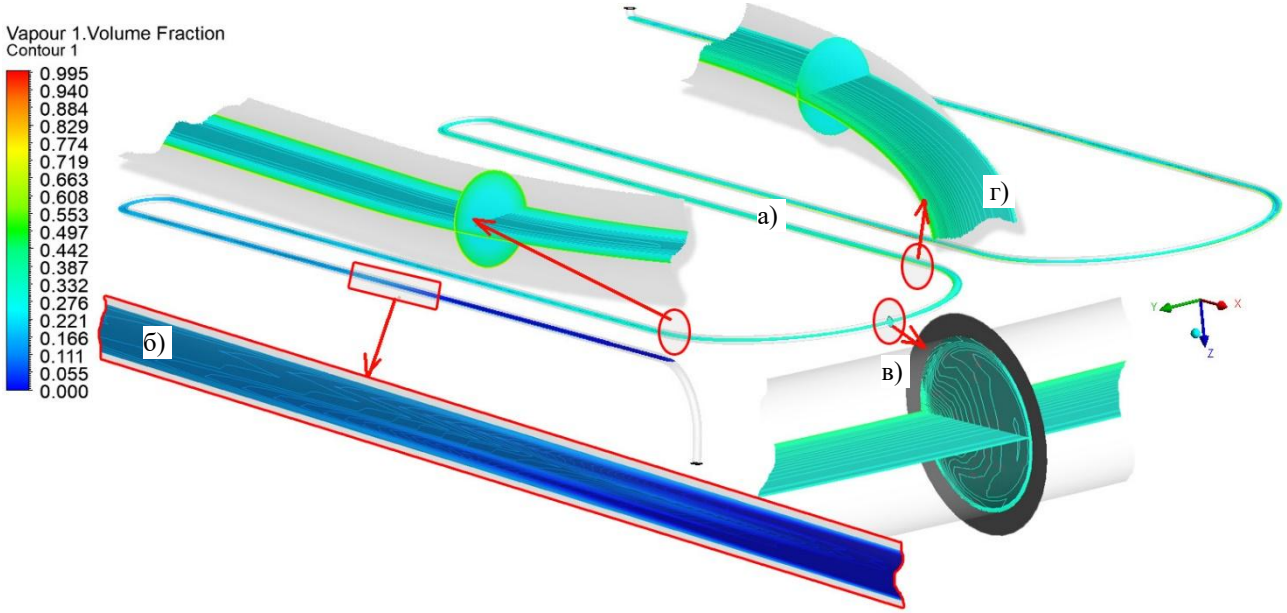



Рис. 3. Розподіл об'ємної частки парової фази $\alpha_v$ вздовж подового змійовика котла ТПП-210а: а) загальний вигляд поля паровмісткості; б) деталізація пристінкового кипіння на вхідній ділянці; в) гравітаційне розшарування фаз на слабонахиленому каналі; г) перерозподіл двофазної суміші в 180-градусному вигині (калачі).

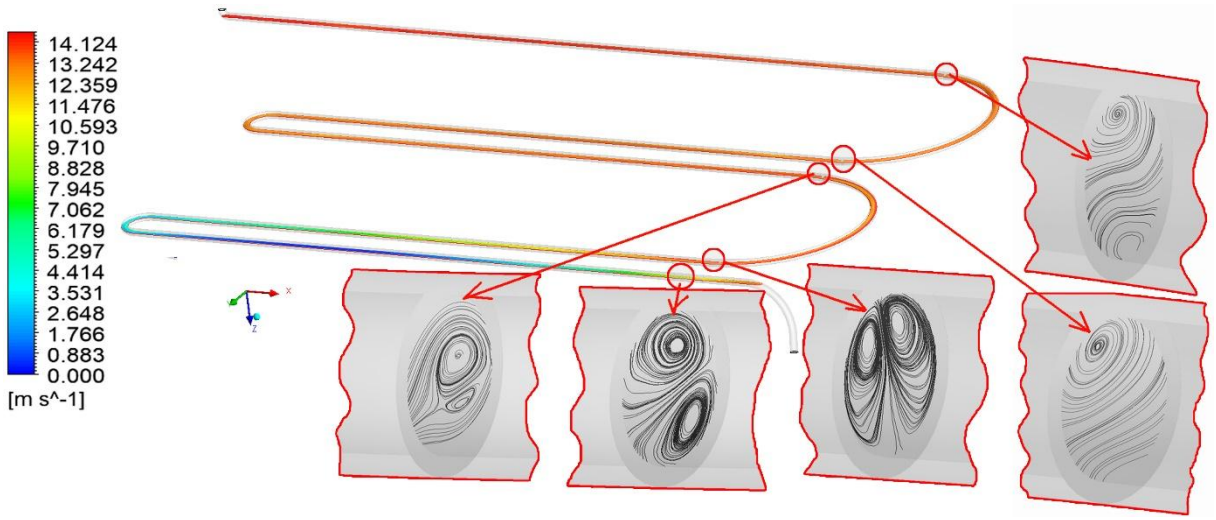



Рис. 4. Поле модуля швидкості двофазного потоку та структура вторинних течій (вихорів Діна) у поперечних перерізах подової труби та еволюція вторинних вихорних структур у перерізах 180-градусних вигинів (калачів).

У поперечних перерізах калачів розрахунково зафіксовано формування вторинних течій – парних вихорів Діна (рис. 4, виносні елементи). Взаємодія відцентрового поля масових сил та радіального градієнта тиску створює циркуляційні вихорні комірки. Ці вторинні течії забезпечують конвективне перенесення рідини з пристінкової зони зовнішнього радіуса до верхньої та внутрішньої твірних труби. Внаслідок цього відбуваються інтенсивне перемішування двофазного потоку, часткове руйнування парових подушок та змочування всієї внутрішньої поверхні металу, що відіграє вирішальну роль у запобіганні погіршенню тепловіддачі.

Розподіл температурного поля стінки металу подової труби (Сталь 20) наведено на рис. 5. Аналіз температурного стану свідчить про стабільність теплового режиму та відсутність критичних локальних перегрівів за досліджуваних параметрів.

Температура зовнішньої поверхні металу зростає вздовж тракту від 356,2 °С на вході (де середовище має недогрів до насичення) до максимальних значень 368,4 °С у зонах високої паровмісткості та на виході зі змійовика (рис. 5). Оскільки температура насичення чистої

води при робочому тиску $p$ = 15,5 МПа становить $T_{sat} \approx 345{,}6$ °С, температура внутрішньої стінки труби на всій довжині знаходиться на рівні $T_w \approx$ 356…368 °С, що забезпечує сталий режим розвиненого пристінкового бульбашкового кипіння.

У поперечних зрізах труби (рис. 5, акцентні фрагменти) простежується чітко виражений окружний перекіс температур. Лобова сторона труби, повернута до об'єму паливні й піддана радіаційному тепловому потоку $q$ = 350 кВт/м$^2$, має температуру на 3…5 °С вищу, ніж тильна (затінена/ізольована) сторона. Проте завдяки високій теплопровідності котлової сталі 20 та високій інтенсивності тепловіддачі при бульбашковому кипінні всередині труби, температурні градієнти в стінці товщиною 6 мм залишаються помірними й не створюють небезпечних температурних напружень.

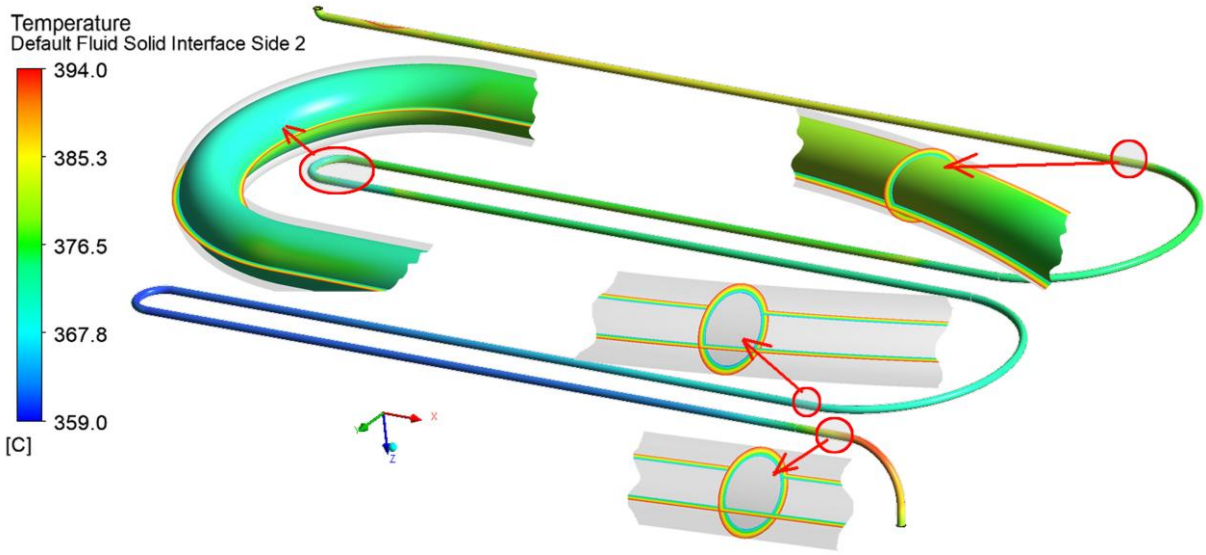



Рис. 5. Розподіл температурного поля $T_w$ стінки подової труби та поперечні температурні градієнти.

Коефіцієнт тепловіддачі (HTC) на внутрішній поверхні труби (рис. 6) є ключовим показником ефективності охолодження металу. У розрахунках зафіксовано надзвичайно високі значення інтенсивності теплообміну, які знаходяться в діапазоні від 22,4 кВт/(м²·К) до 38,1 кВт/(м²·К).

Такий високий рівень коефіцієнтів тепловіддачі пояснюється специфікою двофазного теплообміну при високому тиску (15,5 МПа) та реалізацією механізму бульбашкового кипіння. Згідно з моделлю RPI, основними чинниками посилення теплообміну є:

- Висока густина активних центрів пароутворення на шорсткій поверхні металу під дією високого теплового потоку;
- Турбулізація пристінкового шару рідини за рахунок постійного росту, пульсацій та відриву парових бульбашок (складова загартування $q_Q$);
- Додаткова вихорна турбулізація потоку вторинними течіями Діна в калачах, що підтримує постійний приплив рідкої фази до лобової твірної (рис. 6, виносні перерізи).

Завдяки цьому коефіцієнт тепловіддачі залишається рівномірно високим як на прямолінійних ділянках, так і в калачах. Локального падіння HTC, яке б свідчило про настання кризи кипіння I роду (плівкового кипіння) або висихання рідкої плівки (dryout), у розрахунках не виявлено.

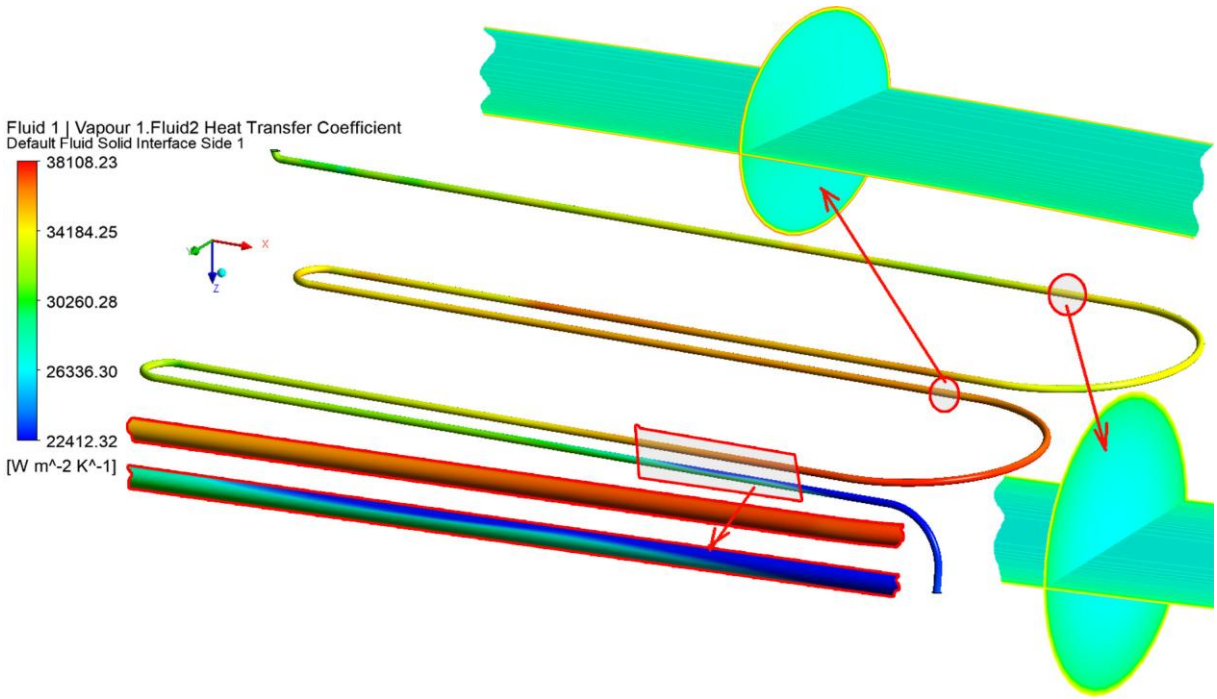



Рис. 6. Розподіл локального коефіцієнта тепловіддачі (HTC) на внутрішній поверхові подової труби.

Отримані тривимірні розрахункові дані підтверджують, що за умов досліджуваного режиму котла ТПП-210а ($p$ = 15,5 МПа, $q$ = 350 кВт/м$^2$, $v_{in}$ = 1,8 м/с) геометрія подових змійовиків із 180-градусними калачами забезпечує достатній рівень гідродинамічної стійкості. Гравітаційне розшарування фаз, яке виникає на слабонахилених ділянках, циклічно компенсується перемішуванням двофазної суміші у вигинах під дією вторинних вихорів Діна, що підтримує високу інтенсивність тепловіддачі (HTC ≈ 38 кВт/(м$^2$·К) та надійно захищає метал від температурного перегріву.

**Висновки**

У результаті проведеного тривимірного розрахункового дослідження (CFD) локального тепломасообміну, фазових перетворень та гідродинаміки двофазного потоку у подових екранних трубах котла ТПП-210а ($p$ = 15,5 МПа, $q$ = 350 кВт/м$^2$, $v_{in}$ = 1,8 м/с) зроблено такі основні висновки:

1. Встановлено особливості просторової структури двофазного потоку. На прямолінійних слабонахилених ділянках подового змійовика під дією масових сил гравітації та внаслідок значної різниці густин фаз ($\rho_l \approx 640$ кг/м$^3$, $\rho_v \approx 102$ кг/м$^3$) чітко проявляється ефект фазового розшарування (стратифікації). Парова фаза спливає до верхньої твірної труби, де локальна паровмісткість досягає $\alpha_v$ = 0,55…0,75. У міру інтенсивного випаровування середня швидкість потоку зростає від 1,8 м/с на вході до максимальних значень 14,12 м/с на виході зі змійовика.

2. Виявлено механізм компенсації фазового розшарування за рахунок вторинних течій. Доведено, що при проходженні двофазним потоком 180-градусних радіусних вигинів (калачів) відцентрові сили спричиняють формування парних циркуляційних вихорів Діна. Ці вторинні течії відтискають важчу рідку фазу до зовнішнього радіуса вигину та забезпечують конвективне перенесення рідини до верхньої і внутрішньої твірних каналу. Це сприяє інтенсивному перемішуванню суміші, руйнуванню парових подушок та надійному змочуванню всієї внутрішньої поверхні металу.

3. Визначено характеристики теплообміну при пристінковому бульбашковому кипінні. Застосування механістичної моделі RPI підтвердило високу ефективність охолодження внутрішньої стінки. Коефіцієнт тепловіддачі у розрахунках знаходиться у вузькому діапазоні HTC ≈ 22,4…38,1 кВт/(м$^2$·К), що забезпечується високою густиною центрів пароутворення та

додатковою турбулізацією пристінкового шару вторинними вихорами. Ознак локального погіршення тепловіддачі чи настання кризи кипіння I роду не зафіксовано.

4. Оцінено температурний стан подової труби. Максимальна температура зовнішньої поверхні металу (котлова сталь 20, товщина стінки 6 мм) не перевищує 368,4 °C за температури насичення середовища $T_{sat} \approx 345{,}6$ °C. Окружний температурний перекіс між лобовою (нагріваною) та тильною (адіабатною) твірними труби становить лише 3…5 °C, що свідчить про високу термогідравлічну надійність подових поверхонь нагріву за умов номінальних та маневрених режимів експлуатації котла ТПП-210а.

Практичне значення отриманих результатів полягає у доведенні гідродинамічної стійкості подових екранів зі складною просторовою конфігурацією. розроблений чисельний підхід на основі дворідинної моделі Ейлера-Ейлера та механіки стінкового кипіння рекомендується для використання під час розрахункового обґрунтування надійності та оптимізації геометрії випарних елементів котлів високого тиску ТЕС.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Fediai B. Determination of the optimum feed water temperature at the inlet to the fire-tube steam boiler equipped with a non-boiling economizer. *Ventilation, Illumination and Heat Gas Supply*. 2025. Vol. 53. P. 57–67. DOI: https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.53.57-67.

2. Mali C. R., Vinod V., Patwardhan A. New methodology for modeling pressure drop and thermal hydraulic characteristics in long vertical boiler tubes at high pressure. *Progress in Nuclear Energy*. 2019. Vol. 113. P. 112–122. DOI: https://doi.org/10.1016/j.pnucene.2019.01.026.

3. Increased hydraulic resistance in tubes of once-through boiler due to fouling: A case study of 650 MWe lignite fired unit / V. Stevanovic et al. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2023. Vol. 42. Art. 102706. DOI: https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.102706.

4. Experimental Investigation and CFD Analysis of Pressure Drop in an ORC Boiler for a WHRS Implementation / C. Paz et al. *Sensors.* 2022. Vol. 22, Iss. 23. Art. 9437. DOI: https://doi.org/10.3390/s22239437.

5. Numerical Simulation on the Hydrodynamic Performance of high-pressure evaporator in once-through Heat Recovery Steam Generators / C. Nie et al. *Applied Thermal Engineering*. 2022. Vol. 217. Art. 119208. DOI: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119208.

6. Aounallah Y. A Separate-Effect-Based New Appraisal of Convective Boiling and its Suppression. *Journal of Nuclear Science and Technology*. 2008. Vol. 45, №2. P. 149–159. DOI: https://doi.org/10.3327/jnst.45.149.

7. Analysis of the Hydraulic Resistance of a Water Wall Based on a Distributed Parameter Model in a Supercritical Once-Through Boiler / Z.-X. Luo et al. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*. 2013. Vol. 6, Iss. 1. Art. 011006. DOI: https://doi.org/10.1115/1.4024875.

8. Effects of the gas/particle flow and combustion characteristics on water-wall temperature and energy conversion in a supercritical down-fired boiler at different secondary-air distributions / X. Li et al. *Energy*. 2021. Vol. 238. Art. 121983. DOI: https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121983.

9. Moelling D., Malloy J. Role of Boiling Mode and Rate in Formation of Waterside Deposits in Heat Recovery Steam Generator Evaporator Tubes. *ASME 2014 Power Conference*. 2014. Paper №: POWER2014-32106. DOI: https://doi.org/10.1115/POWER2014-32106.

10. HRSG Fleet Integrity Management: Lessons Learned From the Field / A. Fabricius et al. *ASME 2020 Power Conference*. 2020. Paper №: POWER2020-16890. DOI: https://doi.org/10.1115/POWER2020-16890.

11. Numerical Investigation on Two-Phase Flow Characteristic in the Separated Structure Shell-and-Tube Waste Heat Boiler / H. S. Shao et al. *ASME 2017 Power Conference Joint With ICOPE-17*. 2017. Paper №: POWER-ICOPE2017-3283. DOI: https://doi.org/10.1115/POWER-ICOPE2017-3283.

12. Phone W. Y., Abukhdeir N. M., Treeratanaphitak T. Numerical Investigation of Shell-Side Flow Behavior and Vapor Distribution in Waste Heat Boilers. *ACS Omega*. 2024. Vol. 9, Iss. 25. DOI: https://doi.org/10.1021/acsomega.4c01573.

13. Chen J. C. Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*. 1966. Vol. 5, Iss. 3. P. 322–329. DOI: https://doi.org/10.1021/i260019a023.

Стаття надійшла до редакції 11.08.2026.
Стаття пройшла рецензування 28.09.2026.
Стаття опублікована 30.09.2026.

***Баранюк Олександр Володимирович*** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри теплової та альтернативної енергетики, ORCID: 0000-0001-6008-6465.

***Рачинський Артур Юрійович*** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри теплової та альтернативної енергетики, ORCID: 0009-0006-2120-5541.
***Пікенін Олексій Олександрович*** – старший викладач кафедри космічної інженерії, Навчально-наукового інституту аерокосмічних технологій, ORCID: 0000-0003-2602-4708.
***Онисько Андрій Ілліч*** – канд. військ. наук, доцент, доцент кафедри цифрових технологій в енергетиці технологій, ORCID: 0000-0001-7178-1471.
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського».