

УДК 621.036.7

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІНУ В КОНДЕНСАЦІЙНОМУ ТЕПЛООБМІННИКУ

Новаківський Є.В.¹, канд. техн. наук, Неділько А.В.², аспірант.*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»,
Берестейський проспект 37, Київ, 03056, Україна*¹канд. техн. наук, доцент <https://orcid.org/0000-0002-8682-5710>²аспірант 4 курсу <https://orcid.org/0000-0002-4030-2332><https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2025.8>*Запропоновано методику поетапного визначення локальних коефіцієнтів теплопередачі у конденсаційному теплообміннику на кожній ступені та при різних режимах навантаження котла. Наведено вплив температури димових газів і навантаження котла на інтенсивність теплообміну.**A method for step-by-step determination of local heat transfer coefficients in a condensing heat exchanger at each stage and at different boiler load modes is proposed. The influence of flue gas temperature and boiler load on the intensity of heat exchange is presented.*

Бібл.10, табл. 1, рис. 3.

Ключові слова: конденсаційний теплообмінник; моделювання теплообміну; димові гази; плівкова конденсація; конвекція; коефіцієнт тепловіддачі; коефіцієнт теплопередачі; оребрена труба; тепловий баланс; енергоефективність; утилізація теплоти відхідних газів; ORC. ϑ, t, T – температура; I, i – ентальпія; α – коефіцієнт тепловіддачі; k – коефіцієнт теплопередачі; d – діаметр; W – швидкість; H, F – площа; G – витрата; Pr – число Прандтля; Re – число Рейнольдса; Nu – число Нюсельта; p – тиск; q – питомий тепловий потік; R_{μ} – універсальна газова стала.**Верхні індекси:**

', " – вхід, вихід;

 i – режим навантаження котла.**Нижні індекси:**

рт – робоче тіло;

сдг – сухі димові гази;

дг – димові гази;

пгс – парогазова суміш;

кт – конденсаційний теплообмінник;

з, вн – зовнішній, внутрішній;

ст, р – стінка, ребро.

Вступ. Сучасний розвиток енергетики визначається вимогами підвищення енергоефективності та зменшення викидів шкідливих речовин в атмосферу. Значна частка теплової енергії в енергетичних системах, що працюють на викопному паливі, втрачається разом із відхідними газами котлів. Одним із найефективніших шляхів утилізації цієї енергії є використання конденсаційних теплообмінників, що забезпечують глибоке охолодження димових газів із конденсацією водяної пари. Такі установки дозволяють підвищити загальний ККД енергетичного обладнання до 104 %, знизити споживання палива та покращити екологічні показники виробництва [1].

У поєднанні з органічним циклом Ренкіна (ORC) конденсаційні теплообмінники можуть забезпечувати додаткову генерацію електроенергії за рахунок низькопотенційного тепла відхідних газів. У цьому випадку процес теплообміну характеризується складною взаємодією механізмів конвекції, конденсації, кипіння та випаровування, що потребує точного моделювання теплових процесів у змінних режимах роботи котельного агрегату.

Актуальність розрахунку теплообміну для конденсаційних теплообмінників, що працюють на основі органічного циклу Ренкіна (ORC) [2], зумов-

лена складним поєднанням механізмів теплопередачі — конвекції та конденсації з боку димових газів і кипіння з боку робочого тіла. Для газових енергетичних і водогрійних котлів з утилізацією теплоти відхідних газів точне визначення коефіцієнтів тепловіддачі є ключовим для проектування теплообмінного обладнання.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Незважаючи на значну кількість досліджень у сфері теплообміну в конденсаційних теплообмінниках, зокрема які встановлені на газових водогрійних котлах. Недостатньо вивченими залишаються особливості моделювання конденсаційних теплообмінників для реальних режимів роботи енергетичних котлів великої потужності. Відсутність узагальнених методик розрахунку, що одночасно враховують конвекційно-конденсаційний теплообмін із боку димових газів та кипіння органічного робочого тіла, зумовлює потребу у створенні аналітичної моделі, придатної для практичного проектування.

Мета та завдання дослідження. Розробка та обґрунтування методу розрахунку теплообміну для системи утилізації теплоти з конденсаційним теплообмінником, що працює в циклі ORC з аміаком як робочим тілом, з урахуванням змінних режимів навантаження котла.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- Визначити термодинамічні параметри димових газів і продуктів конденсації для всього діапазону навантажень котла, включаючи зміну температури, вологості та парціального тиску водяної пари.
- Розрахувати параметри робочого тіла (аміаку) на вході та виході з конденсаційного теплообмінника, з урахуванням фазових переходів — кипіння та конвекції.
- Скласти тепловий баланс утилізатора для різних режимів роботи, визначивши теплову потужність, витрату робочого тіла й кількість утвореного конденсату.
- Побудувати математичну модель розподілу коефіцієнтів тепловіддачі по рядах труб, з урахуванням реальної геометрії оребрення, умов конденсації водяної пари та кипіння робочого тіла.
- Оцінити вплив зміни навантаження котла на інтенсивність теплообміну, середній коефіцієнт теплопередачі та ефективність роботи конденсаційного теплообмінника.

Методика проведення досліджень. Науковий підхід у дослідженні ґрунтується на розрахунковому моделюванні процесів теплообміну в умовах двофазної взаємодії теплоносіїв. В процесі дослідження передбачається використання комбінації аналітичних і

чисельних методів: розрахункові співвідношення для критеріїв Нуссельта, Прандтля, Рейнольдса, а також ітераційні процедури з використанням програмного середовища Microsoft Excel Solver [3] і бібліотеки CoolProp [4] для отримання термодинамічних властивостей речовин. Дослідження процесів теплообміну в конденсаційному теплообміннику виконувалось на основі розрахунково-аналітичного моделювання, що поєднує теоретичні співвідношення тепломасообміну з чисельними методами оптимізації [5, 6, 7, 8].

Розрахунок здійснювався у два основні етапи:

1. Визначення параметрів потоків — димових газів і робочого тіла — для всіх режимів навантаження котла.

На цьому етапі визначались: температура, ентальпія, вологовміст, парціальний тиск водяної пари, а також обсяг теплоти, яка може бути передана від димових газів до робочого тіла.

2. Моделювання теплообміну по зонах теплообмінника, які характеризуються різними типами теплопередачі:

- конвекція зі сторони димових газів та кипіння аміаку;
- конденсація водяної пари з димових газів та кипіння аміаку.

Для кожної зони визначались локальні коефіцієнти тепловіддачі з обох сторін трубного пакета — зі сторони димових газів $\alpha_{\text{лгр}}^i$ та робочого тіла $\alpha_{\text{кп}}^i$, після чого обчислювався загальний коефіцієнт теплопередачі.

Параметри процесів уточнювались ітераційним способом із використанням Solver [1], а теплофізичні властивості речовин отримувалися через бібліотеку CoolProp [1].

В процесі розрахунку враховано реальні геометричні параметри теплообмінника — кроки труб, розміри оребрення, ступінь оребрення, площу теплообміну та інші. Для перевірки стабільності розрахунку здійснювалось покрокове моделювання по рядах труб, що дозволило визначити розподіл температур, кількості теплоти, коефіцієнтів теплопередачі і тд вздовж усього теплообмінника.

Отримані результати дали можливість оцінити вплив навантаження котла та конструктивних параметрів теплоутилізатора на ефективність теплопередачі й сформувати базу для подальшої оптимізації геометрії трубного пакета, в тому числі параметрів оребрення.

Результати дослідження. Для дослідження використовувався газовий енергетичний котел Е-480-14-560 ГМ. Вхідні дані для розрахунку отримані з попередніх досліджень [1] і представлені в таблиці 1.

Табл. 1. Вхідні дані для розрахунку

Table 1. Input data for calculation

Величина	Позначення	Розмірність	Навантаження, %						
			50	58	67	75	83	92	100
Витрата палива котлом	B_p	м³/сек	4,85	5,60	6,22	6,97	7,72	8,46	9,09
Надлишок повітря на вході в КТ	α'	-	1,95	1,79	1,69	1,62	1,58	1,54	1,52
Температура продуктів згорання на вході в КТ	ϑ'	°C	107	110	113	115	118	121	124
Ентальпія продуктів згорання на вході в КТ	I'	кДж/кг	2630	2530	2487	2451	2468	2483	2520
Температура продуктів згорання на виході з КТ	ϑ''	°C	32,52	32,73	32,94	33,22	34,11	34,61	35,08
Ентальпія продуктів згорання на виході з КТ	I''	кДж/кг	799,47	752,72	724,90	708,06	713,61	710,37	712,93
Вологовміст продуктів згорання на вході в КТ	d'	кг/нм³	0,11	0,12	0,12	0,13	0,13	0,14	0,14
Вологовміст продуктів згорання на виході з КТ	d''	кг/нм³	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Температура точки роси ДГ	t_s	°C	48,83	50,22	51,17	51,88	52,29	52,73	52,95
Температура аміаку на вході в КТ	t'_{pt}	°C	30	30	30	30	30	30	30
Температура аміаку на виході з КТ	t''_{pt}	°C	35	35	35	35	35	35	35

Вологовміст продуктів згорання на вході в конденсаційний теплообмінник (на виході з котла) $\frac{\Gamma}{\text{нм}^3}$, $d' = \frac{V'_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O}}{V'_{сдг} \cdot \rho_{сдг}}$,
в залежності від навантаження котла [6] (1)

Вологовміст продуктів згорання на виході з конденсаційного теплообмінника або на виході зі ступені $\frac{\Gamma}{\text{НМЗ}}$, в залежності від навантаження котла та температури димових газів [6].

$$d^i = \frac{0,0006382 + 0,004 \cdot \alpha^i}{(0,199 + \alpha^i) \cdot e^{0,062 \cdot \theta^i}} \quad (2)$$

Температура димових газів на виході з конденсаційного теплообмінника θ'' приймається відповідно до умов конденсації водяної пари з димових газів [1].

Для подальшого визначення корисної площі необхідно скласти тепловий баланс конденсаційного теплообмінника $Q_{\text{КТ}}^i$ [6] для різних значень навантаження котла.

$$Q_{\text{КТ}}^i = Q_{\text{конв1}}^i + Q_{\text{конд1}}^i - Q_{\text{конд2}}^i \quad (3)$$

де $Q_{\text{конв1}}^i = (I^i - I^{si}) \cdot Bp^i$ – теплова потужність конденсаційного теплообмінника від конвективної складової до початку конденсації;

$Q_{\text{конд1}}^i = i_s^i \cdot Gk^i$ – теплова потужність конденсаційного теплообмінника при конденсації;

$Q_{\text{конд2}}^i = i_k^i \cdot Gk^i$ – втрата теплоти конденсату з відхідними газами;

$G_{\text{рт}}^i = \frac{Q_{\text{КТ}}^i}{i_{\text{рт}}'' - i_{\text{рт}}'}$ – витрата робочого тіла через конденсаційний теплообмінник;

$Q_{\text{конв}}^i = (i_{\text{рт}}' - i_{\text{рт}}'') \cdot G_{\text{рт}}^i$ – кількість теплоти на підігрів органічного робочого тіла до температури насичення;

$Q_{\text{кип}}^i = r_{\text{рт}}'' \cdot G_{\text{рт}}^i$ – кількість теплоти на випарення органічного робочого тіла.

Маючи визначену кількість теплоти, що може бути отримана в теплообміннику можна визначити його площу попередньо задавшись загальним коефіцієнтом теплопередачі $k=65...80$ [6] з подальшим уточненням. Це дозволяє визначити геометрію трубного пучка та приблизну кількість ступенів теплообмінника.

Подальший розрахунок теплообміну проходить по окремим ділянкам, які характеризуються видами теплообміну.

Ділянка конвективного теплообміну зі сторони димових газів та кипіння органічного робочого тіла.

Визначення локального коефіцієнта тепловіддачі ділянки k^i [5].

$$k^i = \frac{0,95 \cdot \alpha_{1\text{пр}}^i}{1 + \frac{\alpha_{1\text{пр}}^i \cdot H_{\text{ЗОВ}}}{\alpha_{\text{кип}}^i \cdot H_{\text{ВН}}}} \quad (4)$$

де $\alpha_{1\text{пр}}^i = \alpha_{\text{к}}^i \cdot \frac{(E+1) \cdot f_{\text{р}}}{H_{\text{ор}}}$ – приведений коефіцієнт тепловіддачі з сторони димових газів;

$\alpha_{\text{к}}^i = 0,133 \cdot Cz \cdot Cs \cdot \frac{\lambda_{\text{ДГ1}}^i}{d_3} \cdot \left(\frac{W_{\text{ДГ}} \cdot d_3}{v_{\text{ДГ1}}^i} \right)^n \cdot Pr_{\text{ДГ1}}^{0,33}$ – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією зі сторони димових газів;

$\alpha_{\text{кип}}^i = \alpha_{\text{конв}}^i \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\alpha_{\text{кип}}^i}{\alpha_{\text{конв}}^i} \right)^2}$ коефіцієнт тепловіддачі

при кипінні робочого тіла в трубі [7],

де $\alpha_{\text{кип}}^i = \frac{3,4 \cdot p_{\text{рт}}^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot p_{\text{рт}}} \cdot q^{\frac{2}{3}}$ – коефіцієнт тепловіддачі при бульбашковому режимі кипіння,

$\alpha_{\text{конв}}^i = Nu_{\infty}^i \cdot \frac{\lambda_{\text{рт1}}^i}{d_{\text{ВН}}}$ – коефіцієнт тепловіддачі при конвекції робочого тіла, де

Nu_{∞}^i – критерій Нуссельта, яке використовується в теплообміні для розрахунку теплових характеристик потоку [7]:

$$Nu_{\infty}^i = \frac{\frac{\xi^i}{8} Re^i}{1 + \frac{900}{Re^i} + 12,7 \sqrt{\frac{\xi^i}{8} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}} \varepsilon_t^i \quad (5)$$

$$\xi^i = \left[0,79 \ln \left(\frac{Re^i}{8} \right) \right]^{-2}; \quad (6)$$

$$Re^i = \frac{W_{\text{рт}}^i \cdot d_{\text{ВН}}}{v_{\text{рт1}}^i}; \quad (7)$$

$$\varepsilon_t^i = \left(\frac{t_{\text{рт}}' + 3}{t_{\text{рт}}'} \right)^{0,36} \quad (8)$$

Температуру димових газів на вході задано як температуру на виході з попередньої ступені $t_2' = t_1''$.

Температуру димових газів на виході задаємо як $t_2'' = t_1'' - 1$ °C з подальшим уточненням [6]. Температура димових газів на виході з ділянки приймається при виконанні умови $\Delta Q = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \leq 3\%$, де $Q_1 = \Delta I \cdot Bp$ – кількість теплоти по тепловому балансу, $Q_2 = k \cdot F \cdot \Delta t$ – кількість теплоти за рівнянням теплопередачі.

Ділянка конденсації водяної пари зі сторони димових газів та кипіння органічного робочого тіла.

Визначення локального коефіцієнта тепловіддачі ділянки проводиться за формулою (4). Визначення конденсаційної складової проводиться за методикою [8] з врахуванням певних поправок.

$\alpha_{1пр}^i = \left(\frac{H_p}{H_p + H_T} \cdot E + \frac{H_T}{H_p + H_T} \right) \cdot \alpha_\Sigma$ – приведений коефіцієнт тепловіддачі [8],

де

$$E = \frac{th(\beta \cdot h_y)}{\beta \cdot h_y} \quad (9)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_x}{\delta_p \cdot \lambda_p}} \quad (10)$$

$h_y = \ln(4 - 2 \cdot K_L^2) \cdot \left(h_p + \frac{\delta}{2} \right)$ – умовна висота ребра;

$K_L = \frac{l_k}{l}$ – узагальнений параметр, що характеризує відмінність прямих прямокутних ребер, повністю розташованих на плоскій основі, і ребер труб круглої форми.

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі зі сторони ПГС визначається за формулою:

$$\alpha_\Sigma = \alpha_{конв} + \alpha_k = \alpha_{конв} + \frac{\beta_p \cdot r \cdot (p_n - p_{cm})}{t_{ПГС} - t_{cm}}, \quad (11)$$

$\alpha_{конв} = \frac{Nu_d \cdot \lambda}{d}$ – конвективна складова сумарного коефіцієнта тепловіддачі,

де

$$Nu_d = 1,13 \cdot C_\varepsilon \cdot C_q \cdot Re_d^m \cdot Pr^{0,33} \quad (12)$$

$$m = 0,655 \cdot e^{\frac{-0,04 \cdot S_1}{S_2}} \quad (13)$$

$$C_\varepsilon = 3,23 \cdot Z_2^{0,021} - 2,38 \quad (14)$$

$$C_q = 0,149 \cdot e^{\frac{0,3 \cdot S_1}{S_2}} \quad (15)$$

$$Re_d = \frac{W_{пгс} \cdot d}{\nu} \quad (16)$$

$$W_{жс} = W_{пгс} \cdot \frac{F_n}{F_{жс}} \quad (17)$$

$\alpha_k = \frac{\beta_p \cdot r \cdot (p_n - p_{cm})}{t_{ПГС} - t_{cm}}$ – конденсаційна складова сумарного коефіцієнта тепловіддачі,

де $\beta_p = \frac{\mu_{пари}}{R_\mu} \cdot \frac{\beta}{T}$ — коефіцієнт масовіддачі, віднесений

до різниці парціальних тисків пари;

$\beta = \frac{Nu_D \cdot D}{d}$ – коефіцієнт масовіддачі, віднесений до різниці концентрацій пари;

$D = 0,226 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{T_{пгс}}{273} \right)^{1,8}$ – коефіцієнт молекулярної дифузії;

$Nu_D = Nu_{D0} \cdot \frac{p_{пгс}}{p_p - p_{cm}} \cdot \ln \left(\frac{p_{пгс} - p_{cm}}{p_{пгс} - p_p} \right)$ – дифузійне число Нуссельта;

$Nu_{D0} = 1,13 \cdot C_\varepsilon \cdot C_q \cdot Re_d^m \cdot Pr_D^{0,33}$ — дифузійне число Нуссельта, що підраховане на підставі наближеної аналогії окремо протікаючих процесів теплообміну і масообміну за відсутності поперечного потоку пари, де

$$m = 0,655 \cdot e^{\frac{-0,04 \cdot S_1}{S_2}}, C_\varepsilon = 3,23 \cdot Z_2^{0,021} -$$

$$- 2,38, C_q = 0,149 \cdot e^{\frac{0,3 \cdot S_1}{S_2}}, Pr_D = \frac{\nu_{пгс}}{D}$$

p_p і p_{cm} — парціальні тиски пари визначаються за формулою (14, 15) для відповідних температур t_p і t_{cm} .

$$p_p = e^{(1500 + 23,5 \cdot t_p) / (234 + t_p)} \quad (18)$$

$$p_{ст} = e^{(1500 + 23,5 \cdot t_{ст}) / (234 + t_{ст})} \quad (19)$$

Температуру на поверхні базової труби задано як $t_{cm} \approx t_{кип}^{пр}$. Температуру димових газів на вході задано як температуру на виході з попередньої ступені $t_2' = t_l''$. Температуру димових газів на виході задаємо як $t_2'' = t_l'' - 1$ з подальшим уточненням [6]. Аналогічно, температура димових газів на виході з ділянки приймається при виконанні умови $\Delta Q = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \leq 3\%$,

де $Q_1 = (AI + Is \cdot Dk) \cdot Vp$ – кількість теплоти по тепловому балансу, $Q_2 = k \cdot F \cdot \Delta t$ – кількість теплоти за рівнянням теплопередачі.

Результати дослідження. На рисунку 2 представлена залежність температури димових газів та коефіцієнту теплопередачі по кожній ділянці конденсаційного теплообмінника в режимі навантаження котла 100%.

На рисунку 3 представлена залежність температури димових газів та кількість конденсату, що випав по кожній ділянці конденсаційного теплообмінника на режимі навантаження котла 100%.

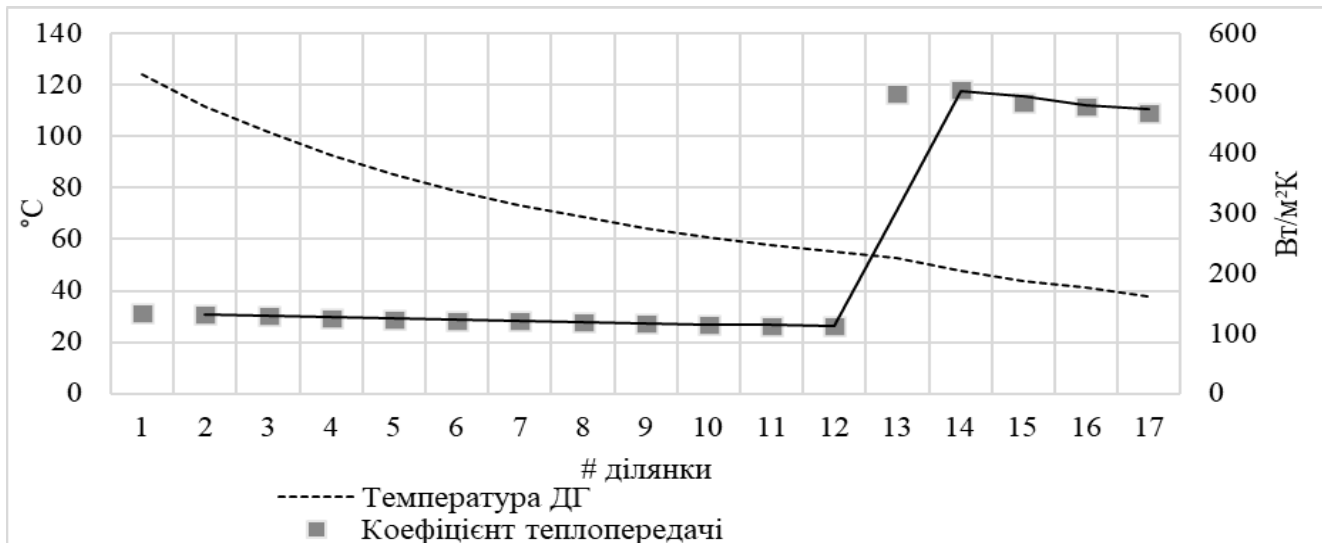


Рисунок 2. Графік залежності температури димових газів та коефіцієнту тепловіддачі
Figure 2. Graph of flue gas temperature and heat transfer coefficient

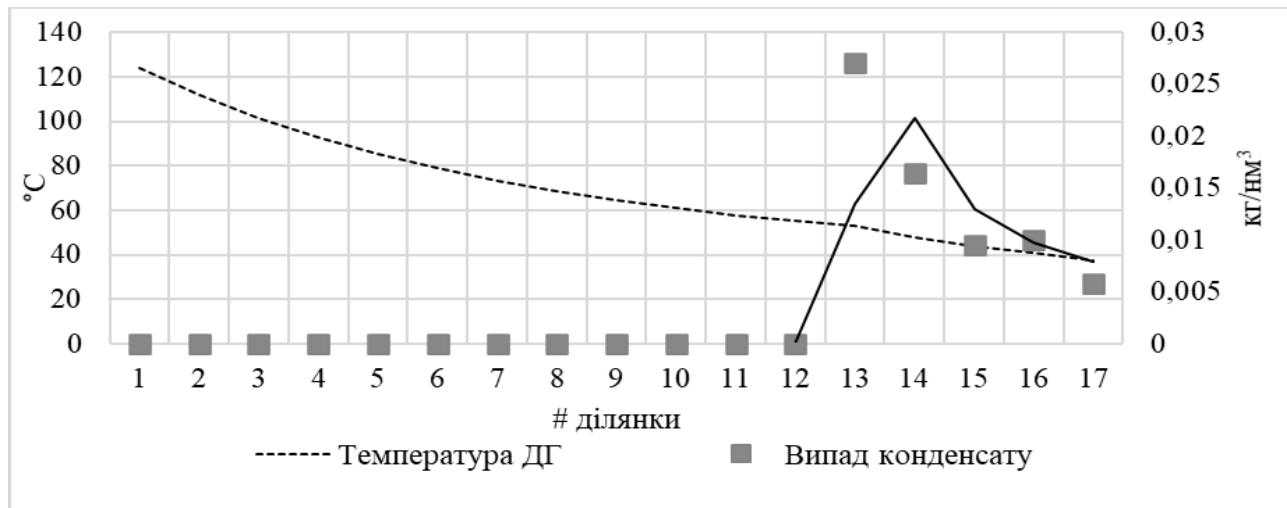


Рисунок 3. Графік залежності температури димових газів та кількості конденсату
Figure 3. Graph of flue gas temperature versus condensate amount

На рисунку 4 представлена залежність температури димових газів, приведенного коефіцієнту тепловіддачі зі сторони димових газів та коефіцієнту тепловіддачі при кипінні зі сторони робочого тіла по кожній ділянці конденсаційного теплообмінника на режимі навантаження котла 100%.

Із наведених вище графіків видно, що при режимі навантаження котла 100% на ділянках 1-11 теплообмін здійснюється в конвективному режимі. Коефіцієнт тепловіддачі на цих ділянках має значення $k = 111 \dots 133 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$.

На ділянці 12 температура димових газів досягла температури насичення $t_s = 52,95^\circ\text{C}$ і було виз-

начено кількість конденсату, тому ділянка 12-17 характеризується конденсаційним теплообміном зі сторони димових газів. Коефіцієнт тепловіддачі, в свою чергу, значно зростає до значень $k = 468 \dots 500 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$, за рахунок випадку конденсату.

Аналогічні результати були отримані по іншим режимам навантаження котла. Порядок значень відповідає попереднім науковим публікаціям [6, 9, 10].

Висновки. Розроблено методику розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі для двофазного теплообміну в конденсаційному теплообміннику, яка враховує особливості ORC-циклу з робочим тілом аміак. Показано вплив навантаження котла на співвідношення кон-

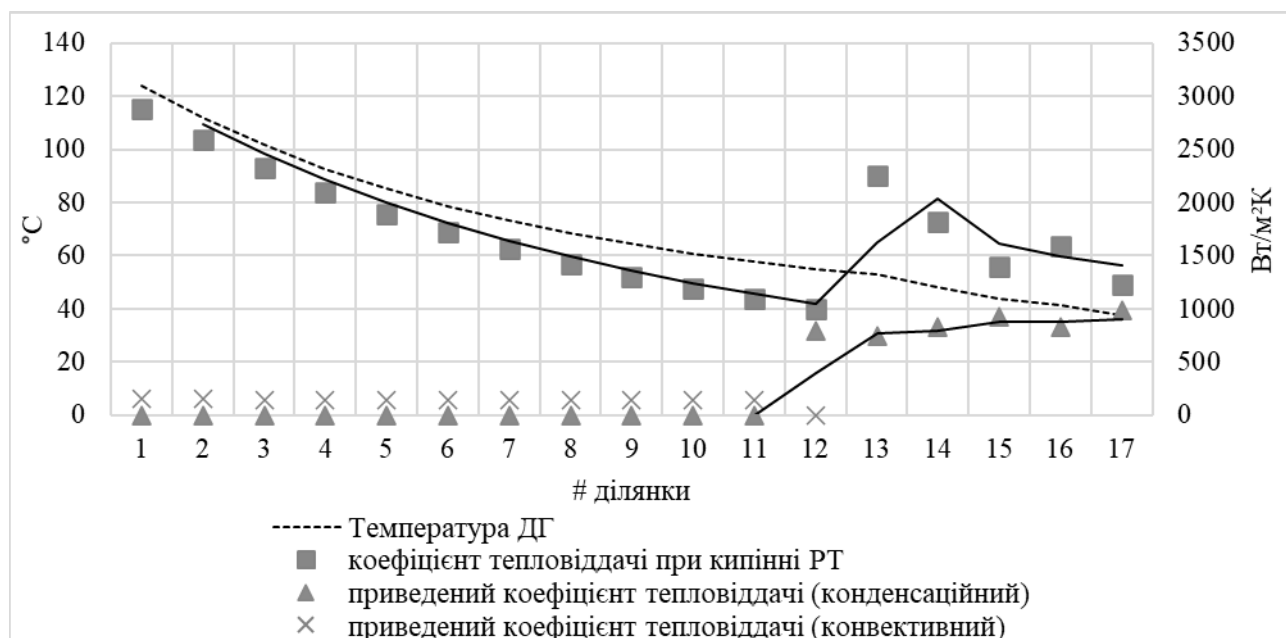


Рисунок 4. Графік залежності температури димових газів та коефіцієнтів тепловіддачі

Figure 4. Graph of flue gas temperature and heat transfer coefficients

вективного та конденсаційного теплообміну. Отримані результати можуть бути використані для оптимізації геометричних параметрів теплообмінника та вибору матеріалів труб. Запропонований підхід придатний для аналогічних систем утилізації теплоти димових газів продуктів згоряння природного газу.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Ye.V. Novakivskyi, A.V. Nedilko. «Zastosuvannia kondensatsiinykh ekonomazeriv na hazovykh enerhetychnykh ta vodohriinykh kotlakh» zhurnal «Enerhetyka: ekonomika, tekhnolohii, ekolohiia» № 4 (66), 2021, s. 62-70
<https://doi.org/10.20535/1813-5420.4.2021.257271>.
2. A. V. Nedilko, Ye. V. Novakivskyi, “Method of selecting the working body for ORC cycles of flue gas heat recovery,” KPI Science News, no. 1, pp. 56–62, 2025.
<https://doi.org/10.20535/kpissn.2025.1.321969>.
3. Microsoft Excel Solver [Електронний ресурс].—URL: <https://support.microsoft.com/en-us/office/load-the-solver-add-in-in-excel-612926fc-d53b-46b4-872c-e24772f078ca>
4. Software complex CoolProp [Електронний ресурс]. — URL: <https://www.coolprop.org/>

5. *Thermal Calculation of Boilers*. Standard Method.— Saint Petersburg: SPbSTU Publishing, 1998, 256 p.

6. V.P. Trushlyakov, V.V. Sapunkov. «Sovremennye tekhnologii glubokogo ohlazhdeniya produktov sgoraniya topliva v kotelnnykh ustanovkakh: ikh problemy i puti resheniya», monografiya, NTU «KhPI», Kharkiv, 2013, 220 s.

7. B.S. Petukhov, V.N. Popov, “Theoretical calculation of heat exchange and frictional resistance in turbulent flow in tubes of constant wall temperature,” *Advances in Heat Transfer*, vol. 6, pp. 503–564, 1970. DOI: 10.1016/S0065-2717(08)70153-9

8. *Методи теплових та аеродинамічних розрахунків конденсаційних утилізаторів тепла для глибокого охолодження продуктів поверхневого згоряння з профільованих ребристих труб. Звіт про наукову роботу*. Керивик Туз В.О. No 0217U004991, Київ, 2017.

9. Chen W., Liu H., Feng X., Li S., Li Z. Study on heat transfer characteristics of flue gas condensation in narrow-gap heat exchangers // *ResearchGate preprint*, 2023. DOI: 10.21203/rs.3.rs-2855371/v1.

10. Jiang J., Zhao B., Liu X., et al. Experimental and numerical study on flue gas condensation heat transfer in a horizontal tube heat exchanger // *Applied Sciences*, 2022, vol. 12, no. 24, article 12650. DOI: 10.3390/app122412650.

MODELING OF HEAT EXCHANGE IN A CONDENSATION HEAT EXCHANGER

National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", 37 Beresteiskyi Avenue, Kyiv, 03056, Ukraine

¹Ph.D (engin.), Associate Professor <https://orcid.org/0000-0002-8682-5710>

²Postgraduate student of the 4th year <https://orcid.org/0000-0002-4030-2332>

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2025.8>

The scientific approach in the study is based on computational modeling of heat transfer processes in conditions of two-phase interaction of heat carriers. The study involves the use of a combination of analytical and numerical methods: computational relations for the Nusselt, Prandtl, Reynolds criteria, as well as iterative procedures using the Microsoft Excel Solver software environment [3] and the CoolProp library [4] to obtain thermodynamic properties of substances. The study of heat transfer processes in a condensation heat exchanger was carried out on the basis of computational and analytical modeling, which combines theoretical relations of heat and mass transfer with numerical optimization methods [5, 6, 7, 8].

The calculation was carried out in two main stages:

1. Determination of flow parameters — flue gases and working fluid — for all boiler load modes.

At this stage, the following were determined: temperature, enthalpy, moisture content, partial pressure of water vapor, as well as the amount of heat that can be transferred from the flue gases to the working fluid.

2. Modeling of heat transfer in heat exchanger zones characterized by different types of heat transfer:

- convection from the flue gas side and ammonia boiling;
- condensation of water vapor from flue gases and ammonia boiling.

For each zone, local heat transfer coefficients were determined on both sides of the pipe package - on the flue gas side $\alpha_{\text{гп}}^i$ and working fluid $\alpha_{\text{кпн}}^i$, after which the overall heat transfer coefficient was calculated.

The process parameters were refined iteratively using Solver [1], and the thermophysical properties of substances were obtained through the CoolProp library [1].

The calculation process took into account the real geometric parameters of the heat exchanger - pipe pitches, fin sizes, fin degree, heat exchange area, etc. To check the stability of the calculation, step-by-step modeling was carried out along the rows of pipes, which allowed determining the distribution of temperatures, heat amounts, heat transfer coefficients, etc. along the entire heat exchanger.

The results obtained made it possible to assess the influence of the boiler load and the design parameters of the heat exchanger on the efficiency of heat transfer and to form a basis for further optimization of the geometry of the tube bundle, including the fin parameters.

A method for calculating heat transfer coefficients for two-phase heat exchange in a condensing heat exchanger has been developed, which takes into account the features of the ORC cycle with ammonia as the working fluid. The influence of boiler load on the ratio of convective and condensation heat exchange has been shown. The results obtained can be used to optimize the geometric parameters of the heat exchanger and the selection of pipe materials. The proposed approach is suitable for similar systems for utilizing the heat of flue gases of natural gas combustion products.

References 10, table 1, figures 4.

Key words: condensing heat exchanger; heat transfer modeling; flue gases; film condensation; convection; heat transfer coefficient; heat transfer coefficient; finned tube; heat balance; energy efficiency; waste gas heat recovery; ORC.

1. Ye. V. Novakivskiy, A. V. Nedilko. «Zastosuvannia kondensatsiinykh ekonomazeriv na hazovykh enerhetychnykh ta vodohriinykh kotlakh» zhurnal «Enerhetyka: ekonomika, tekhnolohii, ekolohiia» № 4 (66), 2021, s. 62-70

<https://doi.org/10.20535/1813-5420.4.2021.257271>.

2. A. V. Nedilko, Ye. V. Novakivskiy, "Method of selecting the working body for ORC cycles of flue gas heat recovery," KPI Science News, no. 1, pp. 56–62, 2025. <https://doi.org/10.20535/kpissn.2025.1.321969>.

3. Microsoft Excel Solver. – URL: <https://support.microsoft.com/en-us/office/load-the-solver-add-in-in-excel-612926fc-d53b-46b4-872c-e24772f078ca>

4. Software complex CoolProp. – URL: <https://www.coolprop.org/>

5. Thermal Calculation of Boilers. Standard Method.— Saint Petersburg: SPbSTU Publishing, 1998, 256 p.

6. *V.P. Trushlyakov, V.V. Sapunkov. «Sovremennye tekhnologii glubokogo ohlazhdeniya produktov sgoraniya topliva v kotelnykh ustanovkakh: ikh problemy i puti resheniya», monohrafiia, NTU «KhPI», Kharkiv, 2013, 220 s.*
7. *B.S. Petukhov, V.N. Popov, “Theoretical calculation of heat exchange and frictional resistance in turbulent flow in tubes of constant wall temperature,” Advances in Heat Transfer, vol. 6, pp. 503–564, 1970. DOI: 10.1016/S0065-2717(08)70153-9*
8. *Methods of thermal and aerodynamic calculations of condensing heat utilizers for deep cooling of surface combustion products from profiled finned pipes. Research report . Kerivky Tuz V.O. No. 0217U004991, Kyiv, 2017.*
9. *Chen W., Liu H., Feng X., Li S., Li Z. Study on heat transfer characteristics of flue gas condensation in narrow-gap heat exchangers // ResearchGate preprint, 2023. DOI: 10.21203/rs.3.rs-2855371/v1.*
10. *Jiang J., Zhao B., Liu X., et al. Experimental and numerical study on flue gas condensation heat transfer in a horizontal tube heat exchanger // Applied Sciences, 2022, vol. 12, no. 24, article 12650. DOI: 10.3390/app122412650.*

Отримано 05.10.2025

Received 05.10.2025

Прийнято до друку 04.11.2025

Accepted for publication 04.11.2025