

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 621.175:536.75

Термодинамічний аналіз процесу відкладання забруднень в проточному конденсаторі

Л. І. Морозюк¹, В. В. Соколовська-Єфименко²✉, С. В. Гайдук³✉, А. В. Мошкатюк⁴✉^{1,2,3,4} Одеська національна академія харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082, Україна✉ e-mail: ²kli24062006@gmail.com; ³gayduck.sergei@gmail.com; ⁴andryimoshkatyuk@gmail.comORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0003-4133-1984>; ²<https://orcid.org/0000-0002-7275-5061>;³<http://orcid.org/0000-0003-1627-2986>; ⁴<https://orcid.org/0000-0003-3354-0321>

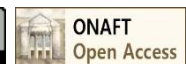
Працездатність і ефективність теплообмінного апарату залежить від відповідності розрахункових робочих параметрів і реальних умов його експлуатації. В роботі здійснено пошук інструментарію, який дозволив сформувавши загальний підхід до прогнозування відкладів в різних типах теплообмінників з різними робочими рідинами. Пошук побудований на розгляді відкладання усередині труби проточного конденсатора у вигляді пористої структури. Представлена модель механізму формування відкладання в трубі у вигляді декількох етапів. Початковий етап – заповнення шорсткостей в матеріалі труби, другий і третій – ущільнення шару різними способами з утворенням гетерогенної пористої структури, у яку проникає робоча рідина. На останньому етапі ущільнення відбувається зменшення проникності до стану гетерогенної пористої речовини, яка є непроникною для рідини. Процеси в структурі досліджені методами прикладної нерівноважної термодинаміки, зокрема, методом «мінімізації виробництва ентропії» в наведених параметрах. Розв'язана задача визначення впливу відкладання на величину необоротних втрат в проточному конденсаторі, простежуючи виробництво ентропії потоком води. Умовно потік води розділений на два, що рухаються паралельно. Нерівноважність і незворотність головного потоку обумовлені в'язкою течією рідини, що містить тверді частки, і масообміном на його кордоні. Нерівноважність і незворотність в шарі пористої структури визначені теплопровідністю твердого скелету і потоку рідини. Задача вирішена методом чисельного моделювання, в основі якого закони збереження маси, зміни внутрішньої енергії, перший і другий закони термодинаміки. Рішення отримано в загальному вигляді з використанням наведених параметрів. На окремому прикладі використанні результати натурних випробувань руху води різної жорсткості в циліндричній трубі. Застосування запропонованого методу аналізу на стадії проектування теплообмінного апарату дозволить врахувати реальні умови експлуатації і спрогнозувати міжремонтні терміни.

Ключові слова: Відклади; Пориста структура; Проточний конденсатор; Прикладна нерівноважна термодинаміка; Термодинамічний аналіз

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v56i1-2.1826>

© The Author(s) 2020. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

Умовні позначення:

Br – поправка Брінкмана;

f – коефіцієнт тертя у пористій структурі;

K – проникність пористого шару (м²);

m – масова витрата (кг/с);

ρ – густина (кг/м³);v – швидкість потоку (м³/с);q – питомий тепловий потік (Вт/м²);

s – питома ентропія (Дж/кг·К);

τ – час (с);

λ – коефіцієнт теплопровідності (Вт·м/К);

Φ – функція дисипації в'язкості;

μ – динамічна в'язкість (Па·с)

1. Вступ

Теплообмінники використовують в різних типах енергоперетворювальних систем: установках хімічних виробництв, в опалювальних системах, системах кондиціонування, холодильних і криогенних установках, в транспортних силових установках. Більшість теплообмінників класифікують, об'єднуючи їх в групи у відповідності до призначення, за типом та схемою руху теплоносіїв через теплообмінник.

Проточні теплообмінні апарати складають 70% всього теплообмінного обладнання. У таких теплообмінниках вода є найбільш поширеною робочою рідиною, яка використовується в якості охолоджуючого середовища, технологічної рідини і навіть в якості розчинника [14].

Працездатність теплообмінного апарату залежить не стільки від його типу, скільки від того, наскільки технологічний процес і його параметри відповідають умовам експлуатації.

Одним з визначальних негативних факторів, що впливають на роботу проточного апарату, є поява і зростання на теплообмінній поверхні твердих відкладів. Таке фізичне явище призводить до значного зниження загальної інтенсивності процесу теплопередавання, зниження теплової продуктивності апарату, підвищення витрати теплоносія, температурного напору, і, в підсумку, до додаткових енергетичних витрат на здійснення технологічного процесу [10].

Прогнозування швидкості утворення відкладів на теплообмінних поверхнях – складна інженерна задача. Складність її пов'язана з наявністю великої кількості взаємно впливаючих факторів, що визначають процеси кристалізації, відкладання, теплообміну та ін. Процеси в теплообміннику стають нерівноважними і нестационарними.

Відкладання є самостійним, незалежним процесом, і для кожного типу теплообмінника і робочої рідини є унікальним, тому потребує теорії.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

У сучасній технічній літературі є багато інформації, пов'язаної з явищем відкладання. Усі дослідження спрямовані на пошук підходів і рішень для зменшення відкладів, пом'якшення їх впливу на роботу теплообмінного обладнання або їх повного усунення.

Фундаментальні роботи в області теорії і практики відкладання належать Керну і Сітону [11] та Асоціації виробників ТЕМА [13]. На даний час вони складають основу для проектування більшості теплообмінників по всьому світу. На жаль, відсутність в цих роботах такого параметру, як час зростання відкладу, обмежує розуміння механізму утворення відкладу, процеси розглядаються як стаціонарні для конкретних типів теплообмінних апаратів.

В роботі [8,9] на підставі 50-річного досвіду проектування наведено методи розрахунків, що забезпечують високий економічний ефект в проточних теплообмінниках зі збільшеним міжремонтним часом.

Явище відкладання на макромасштабному рівні було розділене в роботі [6] на п'ять різних категорій відповідно до причини відкладання і типу речовини, яка послідовно прикріплюється до поверхні. Головними типами відкладів в проточних теплообмінниках визнані: кристалізація, біологічні і тверді механічні частинки.

Перехід до мікромасштабу на молекулярному рівні здійснено в роботі [17], завдяки використанню передових комп'ютерних технологій. Було доведено, що морфологія і структура відкладів впливають на їх властивості, передавання тепла, масу і імпульс в потоці теплоносія всередині структури відкладу, а також тепло- і масообмін між твердим відкладом і робочою рідиною.

Дослідження механізму відкладання [4,5,16] констатують, що рух потоку робочої рідини в трубах здійснюється у вільному просторі і в шарі відкладу, що утворює тверду дисперсну фазу, жорстку або деформовану просторову структуру (сітку або каркас). Пов'язані між собою порожечі (пори) дозволяють потоку робочої рідини проходити крізь просторову структуру. Розміри пір визначають характер руху робочої рідини, і при певних їх розмірах закон руху робочої рідини змінюється, відклад набуває якісно нові властивості – стає «пористою структурою». Автори цих робіт запропонували числові моделі відкладів, які засновані на припущенні про водонепроникний шар з однорідною пористою структурою.

В роботі [15] розглянуто чотири об'єктивно існуючі моделі шару відкладу. При розробці числової моделі рекомендують розглядати структуру відкладу гетерогенною пористою, яка проникна для робочої рідини.

З огляду теоретичних і експериментальних досліджень, наведених у роботах [7,15] автори приходять до висновку, що процес відкладання є нестационарним нерівноважним як кількісно, так і якісно, а безпосередньо відклад слід розглядати як гетерогенне пористе середовище, що є проникним для робочої рідини.

На підставі викладеного, метою даної роботи є пошук інструментарію, який дозволить сформулювати загальний підхід до прогнозування відкладів в проточних типах теплообмінників з різними робочими рідинами.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- розробити модель механізму формування твердих відкладів в трубі як пористої структури;
- методами нерівноважної термодинаміки проаналізувати необоротні втрати в пористій структурі.

3. Модель механізму формування в трубі твердих відкладів як пористої структури

Розглянемо тверді відклади як пористу структуру, починаючи з динаміки формування шару. Процес розглянуто для потоку охолоджуючого середовища проточного конденсатора, який рухається в трубі, займаючи увесь живий перетин. У якості охолоджуючого середовища використано воду, класичний розбавлений розчин, що містить мінерали, зважені частинки і таке інше. За деяких умов ці розчинені речовини утворюють кристалічні відклади, які є типовим прикладом пористих структур (рис.1).

У початковий момент часу відбувається швидке утворення відкладу шляхом заповнення шорсткості в матеріалі труби з формуванням «каменів» (рис. 1a). Утворені кам'яні «піки» зриває потік води, і вони опадають у вигляді дрібних частинок на поверхню труби (рис. 1b). З'являються нові «концентратори» для відкладу, шар ущільнюється. Подальше ущільнення перетворює відклад в гетерогенну пористу структуру, яка є проникною для води (рис. 1c). Через певний час проникність твердого скелету падає, і відклад стає гетерогенною пористою речовиною, що є непроникною для води (рис. 1d).

Математичні моделі пористої структури описані в роботах Шейдеггера [19], [1,2], і Пригожина [20].

В базових рівняннях, що описують характеристики пористої структури, враховані макроскопіч-

ні потоки рідини і тепла в обмеженому об'ємі гетерогенної пористої структури, що є проникною для рідин.

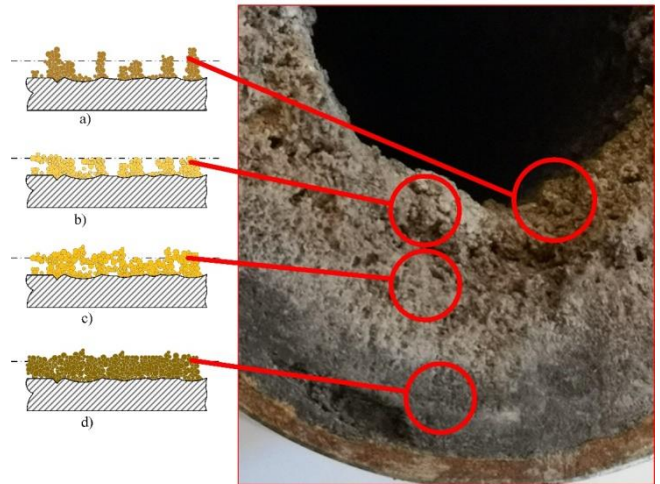


Рисунок 1 – Динаміка утворення кристалічного відкладу з води у проточному конденсаторі:
 a) перший шар відкладу; b) зрив верхніх «піків» відкладу; c) шар з існуючим «концентратором»;
 d) гетерогенне пористе середовище, що є непроникним для води

4. Метод нерівноважної термодинаміки для аналізу необоротних втрат в пористій структурі

В основу аналізу характеристик пористої структури в термодинаміці нерівноважних процесів [3,18] покладено метод «мінімізації виробництва ентропії».

Використовуючи теоретичні положення, вирішимо завдання про вплив відкладів на незворотні втрати в проточному конденсаторі, простежуючи «виробництво ентропії» потоком води. За класифікацією термодинаміки нерівноважних процесів проточний конденсатор відноситься до переривчастих термодинамічних систем. Це означає, що система складається з двох підсистем, розділених твердою теплопередавальною стінкою (рис.2). Підсистема 1 – робоча речовина, що конденсується, підсистема 2 – охолоджувальна вода. Підсистема 2 представлена фрагментом циліндричної труби з внутрішнім відкладом у вигляді пористої структури. У підсистемі 2 існує умовна межа, що розділяє потік на два середовища *A* і *B*, що рухаються паралельно. Пориста структура імітується моделлю твердих куль, в якій діаметр куль в з'єднанні з відстанню між ними характеризується числом Дарсі.

Нерівноважність і необоротність процесів в середовищі *A* обумовлені в'язкою течією потоку рідини, що містить суспензію твердих частинок, і масовіддаванням на його межі. Нерівноважність і необоротність процесів в середовищі *B* обумовлені теплопровідністю через пористу структуру. Оби-

два середовища внутрішньо нерівноважні як самі по собі, так і по відношенню один до одного.

Між середовищами можливий обмін масою і теплотою в умовах збільшення маси одного з них, внаслідок зростання товщини пористого шару.

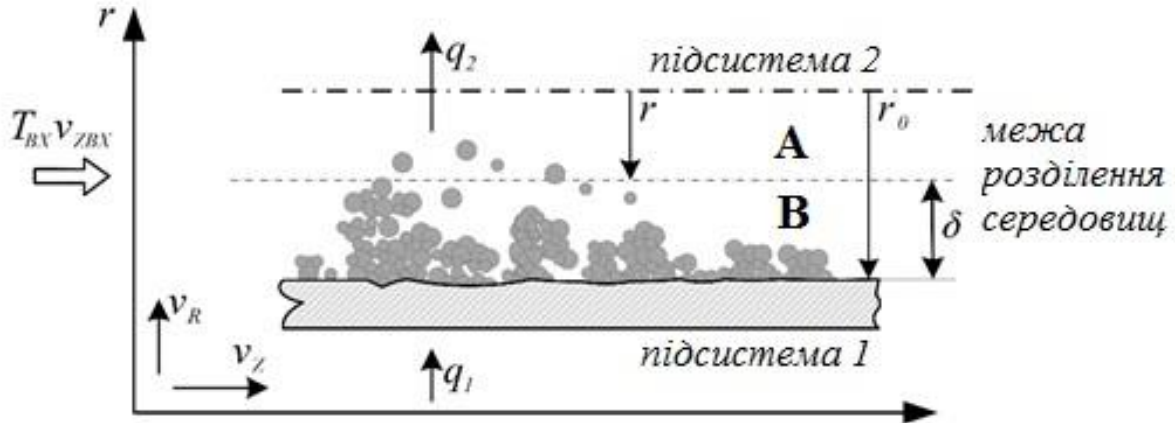


Рисунок 2 – Фрагмент циліндричної теплообмінної поверхні з внутрішнім відкладом у вигляді пористої структури

Запишемо баланс ентропії для підсистеми 2, з урахуванням теплопровідності і масообміну на межі середовищ.

Баланс маси:

$$d_t m_1^{(1)} + d_t m_1^{(2)} = 0. \quad (1)$$

Баланс теплоти в разі теплопровідності:

$$d_t Q^{(1)} + d_t Q^{(2)} = 0. \quad (2)$$

Баланс ентропії:

$$\frac{ds}{d\tau} = \frac{ds^{(1)}}{d\tau} + \frac{ds^{(2)}}{d\tau} = \left(\frac{dQ^{(1)}}{d\tau} \cdot \frac{1}{T^{(1)}} + \frac{dQ^{(2)}}{d\tau} \cdot \frac{1}{T^{(2)}} \right) + \left(\frac{\mu^{(1)}}{T^{(1)}} \cdot \frac{dm^{(1)}}{d\tau} - \frac{\mu^{(2)}}{T^{(2)}} \cdot \frac{dm^{(2)}}{d\tau} \right). \quad (3)$$

Перший доданок у правій частині (3) фіксує зростання ентропії за наявності теплопровідності пористого шару, другий – за рахунок обміну масою на межі середовищ *A* і *B* в силу випадання частини суспензії з в'язкого потоку

$$\frac{dm^{(1)}}{d\tau} = d_t m^{(2)} \quad \text{і} \quad \frac{dQ^{(1)}}{d\tau} = -\frac{dQ^{(2)}}{d\tau}. \quad (4)$$

Виробництво ентропії:

$$\bar{s}_p = \frac{dQ^{(2)}}{d\tau} \cdot \left(\frac{1}{T^{(2)}} - \frac{1}{T^{(1)}} \right) - \frac{dm^{(2)}}{d\tau} \cdot \left(\frac{\mu^{(1)}}{T^{(2)}} - \frac{\mu^{(1)}}{T^{(1)}} \right) \geq 0. \quad (5)$$

Уявімо пористий шар складним двофазним тілом – нерегулярною скелетообразною твердою речовиною (частки твердої суспензії, яка випала з потоку) – і рідиною, яка заповнила пори. Тоді на основі принципу «мінімального виробництва ентропії» знайдемо обмеження на коефіцієнт теплопровідності у складному тілі, вважаючи, що молекулярний коефіцієнт теплопровідності скелета (фази 1) дорівнює λ , а у речовини, яка знаходиться в порах (фаза 2) – $\lambda = 0$.

Нехай коефіцієнт теплопровідності в пористій системі

$$\lambda(r) = \delta(r)\lambda. \quad (6)$$

де $\delta(r) = \{ (1r \in \text{фази 1}) / (0r \in \text{фази 2}) \}$ – радіус-вектор.

Повне виробництво ентропії в системі обумовлено теплопровідністю:

$$\int_V \bar{s}_p dV = \int_V \lambda(r) (\nabla T)^2 dV = \min. \quad (7)$$

Введемо середні значення градієнта температури і густини теплового потоку

$$\frac{1}{V} \int_V \nabla T dV \equiv G \cdot q \equiv -\lambda_{\text{эф}} G = -\int_V \lambda(r) \nabla T dV.$$

Нехай справжнє значення градієнта температури

$$\nabla T = G + \nabla T^*$$

де ∇T^* – «геометрична флуктуація» температури; тоді

$$\int_V \theta dV = \lambda \cdot G^2 \cdot \eta + 2 \cdot \lambda \int_V \delta(r) G \nabla T^* dV + \lambda \int_V \delta(r) G \nabla T^* \cdot \nabla T^* dV = \min \quad (8)$$

Тут $\eta \equiv 1/V \int_V \delta(r) dV$ – унарна кореляційна функція середовища.

Якщо мінімум цього функціонала реалізує флуктуація T^{**} , де $T^{**} = \varepsilon \cdot T^*$, а ε – варіаційний параметр, то підставляючи це значення флуктуації в вираз функціоналу і здійснюючи мінімізацію знаходимо.

$$\frac{\partial}{\partial \varepsilon} \int_V \bar{s}_p dV = 0, \quad (9)$$

де

$$\varepsilon = - \left(-1 \int_V \delta(r) G \nabla T^{**} dV \right) \left(\int_V \delta(r) G T^{**} \cdot T^{**} dV \right)^{-1} \quad (10)$$

Виробництво ентропії приймає мінімальне значення за умови $\varepsilon = 1$ з урахуванням (10):

$$\int_V \bar{s}_p dV = -G \cdot q = \lambda_{\text{эф}} \cdot G^2 = \min. \quad (11)$$

Однак, оскільки справжнє значення флуктуації температури невідомо, то оптимальна величина параметра ε повинна бути відмінна від одиниці, і в цьому сенсі найкращим її значенням служить (11). Підставляючи його в (7) і враховуючи, що: $\int_V \bar{s} dV \Big|_{\min} = \int_V \bar{s} dV \Big|_{\varepsilon \neq 1}$, можна знайти необхідне обмеження на коефіцієнт теплопровідності в двофазному тілі, тому що другий доданок в фігурній дужці є позитивним:

$$\lambda_{\text{эф}} \leq \lambda \left\{ \eta - \frac{\left\{ G \int_V \delta(r) \cdot \nabla T^* dV \right\}^2}{G \cdot G \int_V \delta(r) \nabla T^* \cdot \nabla T^* dV} \right\} \leq \lambda \cdot \eta. \quad (12)$$

У задачі простежується вплив відкладу на процеси передавання тепла потоком води (зміна

термічної складової виробництва ентропії).

Термічна складова виробництва ентропії при певній структурі твердого скелету шару відкладу має мінімум. Цей мінімум вказує на необхідність проведення робіт з очищення поверхні теплообмінника.

5. Приклад термодинамічного аналізу необоротних втрат в пористій структурі

Для визначення повного виробництва ентропії в потоці рідини вирішуємо завдання, в якому пориста структура складається з двох самостійних фаз зі своїми коефіцієнтами теплопровідності, відмінними від нуля.

Для її вирішення використовуємо числовий метод математичного моделювання, докладно описаний в роботі [11], в основі якого лежать: закон збереження маси, перший закон термодинаміки, другий закон термодинаміки, закон зміни внутрішньої енергії.

Величину фізичної складової виробництва s^T ентропії, що описує необоротні втрати в пористій структурі, умовно розподілено на дві складові: термічну s^T і механічну s^M , які є результатом двох процесів: передавання тепла за наявності кінцевої різниці температур та рух потоку з тертям.

$$s^p = s^T + s^M = \frac{\lambda}{T^2} \nabla T^2 - \frac{w}{T} \geq 0 \quad (13)$$

Величина s^M для потоку рідини, що не стискається, виражається через величини динамічної в'язкості робочої речовини μ в порах, функцію дисипації в'язкості потоку Φ і фактора f , що визначає наявність ($f \neq 0$) або відсутність ($f = 0$) пористої структури.

В математичній моделі прийнято таке: деяка частина охолоджувальної води, що проходить всередині труби, рухається ламінарно в пористому шарі; товщина пористого шару зростає в часі ($\bar{r} \neq const$); потік робочої речовини однорідний за швидкістю і температурою на вході в трубу; температура стінки труби $T_{\text{ст}}$ вища за температуру вхідного потоку T_m ; потік води через пористий шар двомірний; ефект плинності пористого шару незначний.

Для циліндричної поверхні, частково заповненій всередині пористою структурою, (13) має вигляд:

$$s^p = s^T + s^M = \frac{\lambda}{T^2} [\nabla T^2] + (1-f) \frac{\mu \Phi}{T} + f \frac{\mu}{K \cdot T} [\bar{v}]^2 \quad (14)$$

Рівняння (14) для визначених вище умов має бути ускладнено двовірним рухом потоку: радіальному (вісь r) і поздовжньому (вісь z) (рис. 2), в зв'язку з чим вираз для визначення Φ становить

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v_r}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[\frac{\partial v_r}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial r} \right]^2 \quad (15)$$

Числовий метод математичного моделювання дозволяє розв'язати поставлене завдання в узагальненому випадку, абстрагуючись від деяких реальних умов експлуатації теплообмінного апарату, таких як масові витрати обох потоків в апараті, теплофізичні властивості робочих речовин; геометрії і матеріалу труби і таке інше. Для цього представимо (15) в безрозмірному вигляді:

$$\bar{s}^P = \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{z}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} \right)^2 + Br^* \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \bar{r}} \right)^2 + \left(\frac{\bar{v}_r}{\bar{r}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial \bar{z}} \right)^2 \right] + \left[\frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \bar{z}} + \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial \bar{r}} \right]^2 \right\} + f \frac{Br^*}{Da} [\bar{v}_r]^2 \quad (16)$$

де $\bar{T} = T - T_{\text{вх}} / T_m - T_{\text{вх}}$ – наведена температура; $\bar{v}_z = v_z / v_{\text{вх}}$ – наведена швидкість по довжині труби; $\bar{v}_r = v_r / v_{\text{вх}}$ – наведена швидкість в радіальному напрямку; $\bar{r} = r / r_0$ – наведений радіус $\bar{z} = z / r_0$ – наведена довжина труби. Нижній символ «0» описує умови, за яких шар пористої структури відсутній, символ «вх» – стан на вході труби.

У математичній моделі застосовані модифіка-

ції Брінкмана в рівнянні Дарсі для аналізу пористих структур [1] за прийнятими осесиметричними граничними умовами:

- градієнти швидкості і температури в радіальному напрямку дорівнюють нулю $r = 0$ ($v_r = 0$).
- швидкість $v_r = 0$, якщо $v_z = v_{z,\text{вх}}$ і $T = t_{\text{вх}}$ при $z = 0$.
- для $z = L$ градієнти змінних в осьовому напрямку також прирівнюються нулю.
- для $r = R_{\text{вх}}$ і $0 < z < L$ додаткові умови відсутні, тобто $v_z = v_r = 0$ і $T = T_{\text{ст}}$.

Передбачалося, що існує локальна теплова рівновага між твердою фазою (твердими кулями) і рідиною, що проходить всередині пористої структури.

Розглянемо у якості приклада циліндричну трубу, в якій $L/2r_0 = 25$. Зростання ентропії, викликане наявністю внутрішнього відкладання, представлено в двох перетинах труби: входному і вихідному. Такий вибір дає можливість зіставити результати моделювання та результати натурних випробувань, оскільки візуальний контроль і виміри шару відклада всередині труби неможливі.

Аналізу піддані результати моделювання величин \bar{s}^T і \bar{s}^M для усього потоку, а \bar{s}^P – для частини потоку, що циркулює всередині пористого шару.

Завдання 1. Структура пористого шару характеризується числом Дарсі $Da = 10^{-2}$, використовується для імітації кристалічного відкладу, що випадає з води, яка не пройшла попередню демінералізацію.

Результати розрахунків у графічному вигляді надані на рис.3.

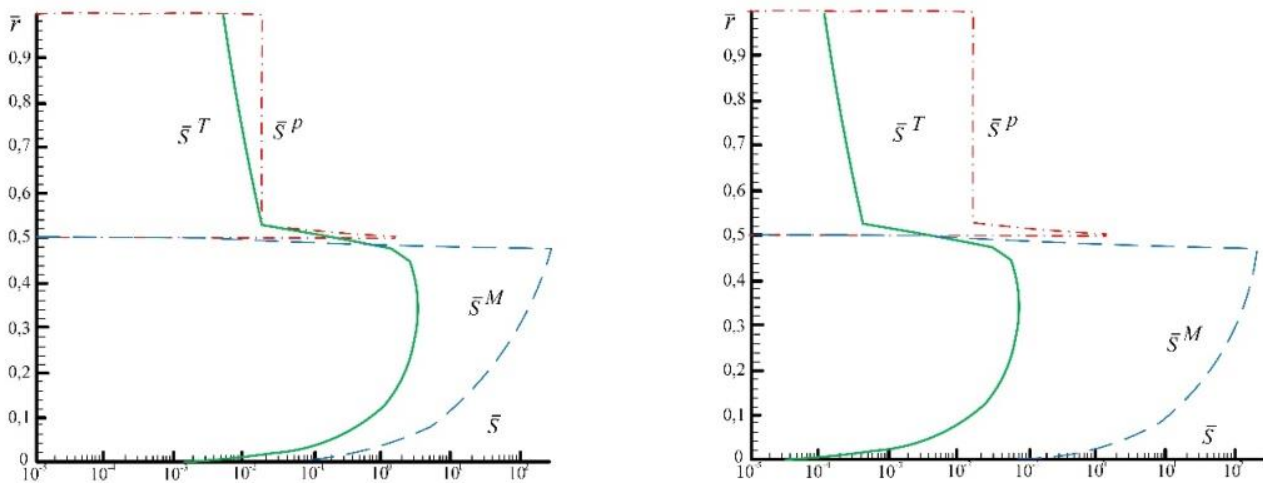


Рисунок 3 – Виробництво ентропії для шару $Da=10^{-2}$:
а) входний перетин труби; б) вихідний перетин труби

Результати розрахунків для випадку $Da = 10^{-2}$

показують, що величина \bar{s}^M істотно перевищує в

зоні пористого середовища, а аномалії, що виникають з \bar{s}^M за $\bar{r} = 0,75$ характеризують першу стадію формування шару кристалічного відкладу. Криві розподілу \bar{s}^P і \bar{s}^M гетерогенного пористого середовища, що є непроникним для води, якісно відповідає моделі, наведеній на рис 2. Зростання \bar{s}^T в зоні відкладання і \bar{s}^P за $Da = \text{const}$ проходить без аномалій. Величини \bar{s}^M і \bar{s}^P за $Da = \text{const}$ залишаються практично незмінними для вхідного і вихідного перерізів труби, в той час як величина \bar{s}^T зменшується майже в сто разів для вихідного перетину, що демонструє зближення температур стінки труби і потоку на виході з теплообмінного апарату.

Завдання 2. Структура пористого шару харак-

теризується числом Дарсі $Da = 10^{-6}$, використовується для імітації кристалічного відкладу, що випадає з води, яка не пройшла попередню демінералізацію. Результати розрахунків у графічному вигляді надані на рис. 4. Результати розрахунків для випадку $Da = 10^{-6}$ показують, що величина \bar{s}^M в зоні гетерогенної пористої структури настільки мала, що на рис. 4 взагалі відсутня і не впливає на характер процесів всередині пористого шару, що є непроникним для води. Крива зміни \bar{s}^M повторює характер цієї величини для випадку $Da = 10^{-2}$. Для спрощення аналізу можна відмовитися від використання теорії пористих структур, а шар відкладу на внутрішній теплообмінній циліндричній поверхні вважати додатковим суцільним шаром.

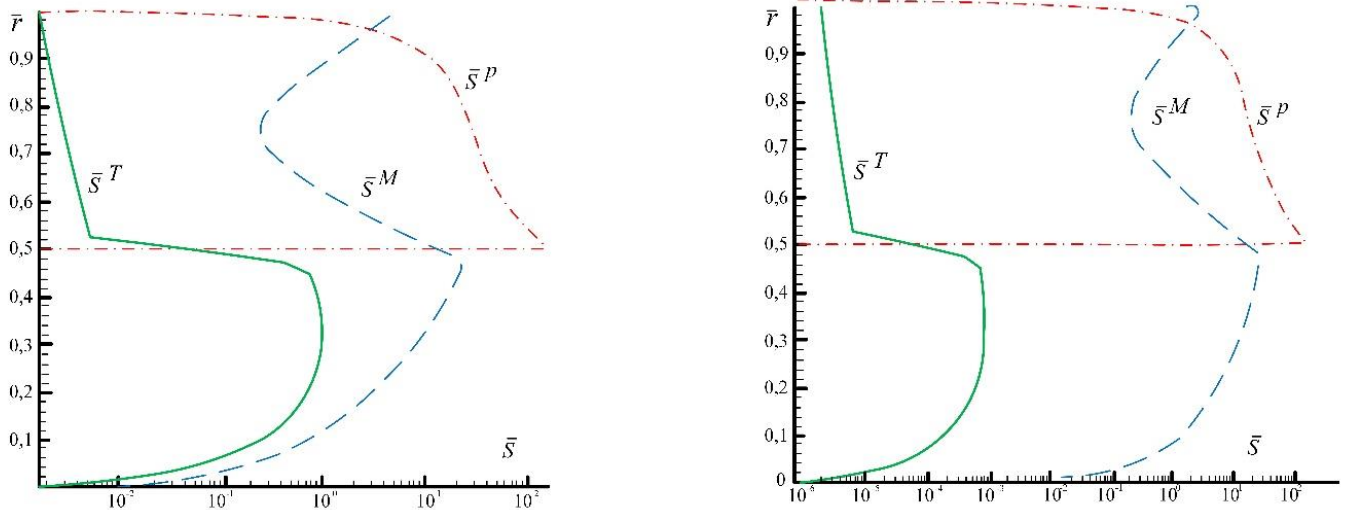


Рисунок 4 – Виробництво ентропії для шару $Da=10^{-6}$:
а) вхідний перетин труби; б) вихідний перетин труби.

Практичний висновок, отриманий за результатами моделювання повного «виробництва ентропії» показує, що вплив втрат в теплових і гідродинамічних процесах рівнозначний. Їх вплив при проектуванні теплообмінного апарату повинно бути враховано в рівній мірі. Загальне виробництво ентропії визначається якісним складом конкретної робочої рідини.

6. Висновки

1. Використання методів термодинаміки нерівноважних необоротних процесів сприяють на стадії проектування при наявності експериментальних даних подібних конструкцій теплообмінників: а) здійсненню проектної оптимізації тепло-

обмінника з урахуванням реальних відкладів; б) прогнозуванню міжремонтних термінів.

2. Розгляд відкладу як тіла пористої структури з рухомими всередині пір потоками рідини забезпечує аналіз макроскопічних потоків рідин будь-якого якісного складу.

3. Теоретичний інструментарій для вивчення впливу відкладання в будь-якому теплообміннику повинен містити положення теорії пористих структур і термодинаміки нерівноважних процесів.

Література

1. **Baytas A. C.** Thermal non-equilibrium natural convection in a square enclosure filled with a heat-generating solid phase, non-Darcy porous medium // Inter-

- national Journal of Energy Research. – 2003. – Vol. 27(10). – P. 975-988.
DOI: <https://doi.org/10.1002/er.929>.
2. **Baytas A. C., Ingham D. B., Bejan A., Mamut E., Pop I.** Entropy Generation for Free and Forced Convection in a Porous Cavity and a Porous Channel // Emerging Technologies and Techniques in Porous Media. NATO Science Series (Series II: Mathematics, Physics and Chemistry). – Springer, Dordrecht, 2004. – Vol. 134. – P. 259-270.
DOI: https://doi.org/10.1007/978-94-007-0971-3_17.
3. **Bejan A.** Entropy Generation through Heat and Fluid Flow. – New York: Wiley, 1982. – 248 p.
4. **Brahim F., Augustin W., Bohnet M.** Numerical simulation of the fouling process // International Journal of Thermal Sciences. – 2003. – Vol. 42(3). – P. 323-334.
DOI: [https://doi.org/10.1016/s1290-0729\(02\)00021-2](https://doi.org/10.1016/s1290-0729(02)00021-2).
5. **Brahim F., Augustin W., Bohnet M.** Numerical Simulation of the Fouling on Structured Heat Transfer Surfaces (Fouling) // Proceedings of Heat Exchanger Fouling and Cleaning: Fundamentals and Applications. – ECI Symposium Series, Santa Fe, New Mexico, USA, 2004. – P. 121-129.
<https://dc.engconfintl.org/heatexchanger/17>.
6. **Epstein N.** Thinking About Heat Transfer Fouling: A 5×5 Matrix // Heat Transfer Engineering. – 1983. – Vol. 4(1). – P. 43-56.
DOI: <https://doi.org/10.1080/01457638108939594>.
7. **Feidt M., Schaal L.** Optimization of the Dynamic Behavior of a Heat Exchanger Subject to Fouling Comparison of Three Optimization Models // International Journal of Applied Thermodynamics. – 1999. – Vol. 2(2). – P. 89-96.
https://pdfs.semanticscholar.org/7cf3/45170b3a414a52ad07dff2a0d12ca46c879.pdf?_ga=2.238874944.1974048602.1574281037-334184882.1574281037.
8. **Hans M.-S.** C4 Fouling of Heat Exchanger Surfaces. – VDI Heat Atlas. VDI-Buch, Springer, Berlin, Heidelberg, 2010. – P. 79-104.
DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6_7.
9. **Hans M.-S.** Heat Transfer Fouling: 50 Years After the Kern and Seaton Model // Heat Transfer Engineering. – 2010. – Vol. 32(1). – P. 1-13
DOI: <https://doi.org/10.1080/01457632.2010.505127>.
10. **Kazi S. N. et al.** Study of mineral fouling mitigation on heat exchanger surface // Desalination. – 2015. – Vol. 367. – P. 248-254.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2015.04.011>.
11. **Kern D. Q., Seaton R. E.** A Theoretical Analysis of Thermal Surface Fouling // British Chemical Engineering. – 1959. – Vol. 4(5). – P. 258-262.
12. **Morosuk T., Mohamad A., Morosuk L., Klimenko A.,** Heat Exchangers: Fouling Layer Formation Problem // Congress of Chemical and Process Engineering. – CHISA. Praha, 2004. – P. 86.
13. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 9th edn. – TEMA Inc, New York, USA, 2007. – 296 p.
14. **Teng K. H., et al.** Calcium carbonate fouling on double-pipe heat exchanger with different heat exchanging surfaces // Powder Technology. – 2017. – Vol. 315. – P. 216-226.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.powtec.2017.03.057>.
15. **Xiao J., Han J., Zhang F., Chen X. D.** Numerical Simulation of Crystallisation Fouling: Taking into Account Fouling Layer Structures // Heat Transfer Engineering. – 2017. – Vol. 38(7-8). – P. 775-785.
DOI: <https://doi.org/10.1080/01457632.2016.1206419>.
16. **Zhang F., Xiao J., Chen X. D.** Towards predictive modeling of crystallization fouling: A pseudo-dynamic approach // Food and Bioproducts Processing. – 2015. – Vol. 93. – P. 188-196.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fbp.2014.10.017>.
17. **Zhao X., Chen X. D.** A Critical Review of Basic Crystallography to Salt Crystallization Fouling in Heat Exchangers // Heat Transfer Engineering. – 2013. – Vol. 34(8-9). – P. 719-732.
DOI: <https://doi.org/10.1080/01457632.2012.739482>.
18. **Морозюк Л. І.** Оптимізація теплообмінних апаратів холодильних машин методом мінімізації виробництва ентропії // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2015. – № 4 (8). – С. 42-48.
DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.47753>.
19. **Пригожин І.** Введення в термодинаміку необоротних процесів. – М.: Видавництво іноземної літератури, 1960. – 160 с.
20. **Шейдеггер А.Е.** Фізика течії рідин через пористі середовища. – М.: Гостоптехіздат, 1960. – 250 с.

Thermodynamic analysis of the fouling formation process in a flow-through condenser

L. Morozuk¹, V. Sokolovska-Yefymenko²✉, S. Gayduk³✉, A. Moshkatiuk⁴✉

^{1,2,3,4} Odessa National Academy of Food Technologies, 1/3 Dvoryanskaya str., Odessa, 65082, Ukraine

✉ e-mail: ²kli24062006@gmail.com; ³gayduck.sergei@gmail.com; ⁴andryimoshkatyuk@gmail.com

ORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0003-4133-1984>; ²<https://orcid.org/0000-0002-7275-5061>;

³<http://orcid.org/0000-0003-1627-2986>; ⁴<https://orcid.org/0000-0003-3354-0321>

Performance capability and efficiency of a heat exchanger depends on the correspondence of calculated operating parameters and real conditions of its operation. Research paper is devoted to the search for tools that made it possible to form a general approach to predicting fouling deposition in various types of heat exchangers with various working fluids. The search is based on the consideration of fouling inside a flow-through condenser tube in the form of a porous media. A model of the mechanism of the fouling formation in the tube in several stages is presented. The initial stage is the filling of roughness in the tube material. The second and third stages are the densification of the layer in different ways with the formation of a heterogeneous porous media that is permeable to the working fluid. At the last stage of the densification, the permeability decreases to the state of the heterogeneous porous substance impermeable to liquid. The processes in the media are investigated by applied nonequilibrium thermodynamics methods, in particular, by the method of "minimization entropy production" in the given parameters. A problem of determining the fouling effect on the value of irreversible losses in the flow-through condenser is solved by tracing the entropy production by the water flow. The water flow is conditionally divided into two flows moving in parallel. Non-equilibrium state and irreversibility of the main flow are due to the viscous flow of liquid containing solid particles and mass transfer at its boundary. Non-equilibrium state and irreversibility in the layer of the porous media are determined by thermal conductivity of the solid skeleton and the fluid flow. The problem is solved by the numerical modeling method based on the mass conservation laws, changes in internal energy, first and second laws of thermodynamics. The solution is obtained in general form using the parameters given. In a particular example, the results of full-scale tests of the movement of water of different hardness in a cylindrical tube are used. Application of the proposed analysis method at the design stage of the heat exchanger will allow taking into account the real operating conditions and predicting the intermaintenance period.

Keywords: Fouling; Porous media; Flow-through condenser; Applied nonequilibrium thermodynamics; Thermodynamic analysis

References

1. Baytas, A. C. (2003) Thermal non-equilibrium natural convection in a square enclosure filled with a heat-generating solid phase, non-Darcy porous medium. *International Journal of Energy Research*, 27(10), 975-988. DOI: <https://doi.org/10.1002/er.929>.
2. Baytas, A. C., Ingham, D. B., Bejan, A., Mamut, E., Pop, I. (2004) Entropy Generation for Free and Forced Convection in a Porous Cavity and a Porous Channel. *Emerging Technologies and Techniques in Porous Media. NATO Science Series (Series II: Mathematics, Physics and Chemistry)*, Springer, Dordrecht, 134, 259-270. DOI: https://doi.org/10.1007/978-94-007-0971-3_17.
3. Bejan, A. (1982) Entropy Generation through Heat and Fluid Flow. *New York: Wiley*, 248.
4. Brahim, F., Augustin, W., Bohnet, M. (2003) Numerical simulation of the fouling process. *International Journal of Thermal Sciences*. 42(3), 323-334. DOI: [https://doi.org/10.1016/s1290-0729\(02\)00021-2](https://doi.org/10.1016/s1290-0729(02)00021-2).
5. Brahim, F., Augustin, W., Bohnet, M. (2004) Numerical Simulation of the Fouling on Structured Heat Transfer Surfaces (Fouling). *Proceedings of Heat Exchanger Fouling and Cleaning: Fundamentals and Applications, ECI Symposium Series, Santa Fe, New Mexico, USA, 121-129*. <https://dc.engconfintl.org/heatexchanger/17>.
6. Epstein, N. (1983) Thinking About Heat Transfer Fouling: A 5×5 Matrix. *Heat Transfer Engineering*, 4(1), 43-56. DOI: <https://doi.org/10.1080/01457638108939594>.

7. **Feidt, M., Schaal, L.** (1999) Optimization of the Dynamic Behavior of a Heat Exchanger Subject to Fouling Comparison of Three Optimization Models. *International Journal of Applied Thermodynamics*, 2(2), 89-96.
https://pdfs.semanticscholar.org/7cf3/45170b3a414a52ad07dff2a0d12ca46c879.pdf?_ga=2.238874944.1974048602.1574281037-334184882.1574281037.
8. **Hans, M.-S.** C4 Fouling of Heat Exchanger Surfaces. *VDI Heat Atlas. VDI-Buch, Springer, Berlin, Heidelberg*, 79-104.
DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6_7.
9. **Hans, M.-S.** (2010) Heat Transfer Fouling: 50 Years After the Kern and Seaton Model. *Heat Transfer Engineering*, 32(1), 1-13.
DOI: <https://doi.org/10.1080/01457632.2010.505127>.
10. **Kazi, S. N. et al.** (2015) Study of mineral fouling mitigation on heat exchanger surface. *Desalination*, 367, 248-254.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2015.04.011>.
11. **Kern, D. Q., Seaton, R. E.** (1959) A Theoretical Analysis of Thermal Surface Fouling. *British Chemical Engineering*, 4(5), 258-262.
12. **Morosuk, T., Mohamad, A., Morosuk, L., Klimenko, A.,** (2004) Heat Exchangers: Fouling Layer Formation Problem. *Congress of Chemical and Process Engineering. CHISA. Praha*, 86.
13. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 9th edn. (2007) *TEMA Inc, New York, USA*, 296.
14. **Teng, K. H., et al.** (2017) Calcium carbonate fouling on double-pipe heat exchanger with different heat exchanging surfaces. *Powder Technology*, 315, 216-226.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.powtec.2017.03.057>.
15. **Xiao, J., Han, J., Zhang, F., Chen, X. D.** (2017) Numerical Simulation of Crystallisation Fouling: Taking into Account Fouling Layer Structures. *Heat Transfer Engineering*, 38(7-8), 775-785.
DOI: <https://doi.org/10.1080/01457632.2016.1206419>.
16. **Zhang, F., Xiao, J., Chen, X. D.** (2015) Towards predictive modeling of crystallization fouling: A pseudo-dynamic approach. *Food and Bioprocess Processing*, 93, 188-196.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fbp.2014.10.017>.
17. **Zhao, X., Chen, X. D.** (2013) A Critical Review of Basic Crystallography to Salt Crystallization Fouling in Heat Exchangers. *Heat Transfer Engineering*, 34(8-9), 719-732.
DOI: <https://doi.org/10.1080/01457632.2012.739482>.
18. **Morozyuk, L. I.** (2015) Optimization of heat exchangers of refrigeration machines by the method of minimizing the production of entropy. *Eastern European Journal of Enterprise Technologies*, 4 (8), 42-48.
DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.47753>.
19. **Prigozhin, I.** (1960) Introduction to the thermodynamics of non-reversible processes. *Moscow: Izdatelstvo inostranoi literatury*, 160.
20. **Scheidegger, A. E.** (1960) Physics of fluid flow through porous media. *Moscow: Gostoptekhizdat*, 250.

Received 07 February 2020
Approved 03 March 2020
Available in Internet 04 July 2020