

## ВИЗНАЧЕННЯ РОЗПОДІЛУ ПОЛІВ ТЕМПЕРАТУР В КОНСТРУКЦІЙНИХ ЕЛЕМЕНТАХ КОЖУХОТРУБНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ ЗА ДОПОМОГОЮ СУКУПНОСТІ АНАЛІТИЧНИХ ТА ЧИСЕЛЬНИХ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ

Пирогов Т. В., Корольов О. В.

Об'єктом дослідження є чисельні та аналітичні теплогідрравлічні розрахунки кожухотрубного теплообмінника зворотньоточного типу. Для визначення термонапруженого стану теплообмінників виконуються розрахунки температурних полів їх елементів. В той же час, виконання чисельних теплогідрравлічних розрахунків теплообмінника, який має велику кількість теплообмінних трубок, є нетривіальним завданням. Дане твердження викликано тим, що розрахункова модель буде містити велику кількість скінченних елементів. Складності при виконанні даних розрахунків можуть виникати при використанні електронних обчислювальних машин з обмеженими технічними можливостями. Такі розрахунки можуть зайняти досить тривалий час, або взагалі не виконатись.

Запропоновано підхід для визначення розподілу полів температур в окремих елементах теплообмінника. Даний підхід полягає в поєднанні аналітичних та чисельних теплогідрравлічних розрахунків окремих елементів теплообмінника та тіл середовищ, що контактують з ними. Це дозволяє скоротити час та розрядність виконання розрахунків.

Для валідації вищезазначеного підходу побудовано дві розрахункові моделі кожухотрубного теплообмінника зворотньоточного типу. У якості першої розрахункової моделі виконувалася побудова всього корпусу теплообмінника, з врахуванням тіл його середовищ трубного та міжтрубного простору. Для даної моделі виконано тільки чисельні теплогідрравлічні розрахунки. У якості другої розрахункової моделі будувалася частина теплообмінника, з врахуванням всіх тіл середовищ, що належать до неї. За допомогою аналітичних теплових розрахунків визначалися значення температур на вході в міжтрубний та трубний простори другої розрахункової моделі. В подальшому результати, отримані аналітичним шляхом, слугували в якості граничних умов для виконання чисельних теплогідрравлічних розрахунків.

У результаті виконаних розрахунків зроблено порівняння отриманих результатів розподілу полів температур у вищезазначених розрахункових моделях. На основі аналізу отриманих результатів зроблено висновок щодо можливості використання комбінованого методу (поєднання аналітичних та чисельних теплогідрравлічних розрахунків) визначення температурних полів в окремих елементах теплообмінників.

**Ключові слова:** кожухотрубний теплообмінник, теплогідравлічні розрахунки, термонапружений стан, розрахунок температурних полів, скінченні елементи.

## 1. Вступ

Аналіз підходів до виконання чисельних теплогідравлічних розрахунків показує, що більшість дослідних та аналітичних праць базується на аналізі примітивних розрахункових моделей, наприклад [1–3]. Це обґрунтовується тим, що виконання чисельних теплогідравлічних розрахунків теплообмінника, який має велику кількість теплообмінних трубок, потребує застосування значної кількості скінченних елементів при побудові тіл середовищ теплообмінника та його корпусних елементів. Складності при виконанні даних розрахунків можуть виникати при використанні електронних обчислювальних машин з обмеженими технічними можливостями. Такі розрахунки можуть зайняти досить тривалий час, або взагалі не виконатись. В той же час в деяких аналітичних працях проводяться дослідження з оптимізації виконання теплогідравлічних розрахунків, прикладом таких досліджень можна навести роботи [4, 5].

Слід відмітити, що чисельні гідравлічні розрахунки можуть бути лише проміжним етапом, наприклад, при визначенні термонапруженого стану елементів теплообмінників. У випадках, коли необхідно визначити термонапружений стан окремих елементів кожухотрубних теплообмінників, авторами пропонується не виконувати теплогідравлічні розрахунки усєї моделі теплообмінника, а тільки в окремих його елементах, за допомогою поєднання аналітичних та чисельних теплових розрахунків. Це дозволить скоротити час та розрядність виконання розрахунків.

У зв'язку з цим *об'єктом даного дослідження* є чисельні та аналітичні теплогідравлічні розрахунки кожухотрубного теплообмінника зворотньооточного типу. *Мета цієї роботи* полягає в обґрунтуванні можливості використання комбінованого методу визначення температурних полів у теплообмінниках, отриманих за допомогою поєднання аналітичних теплових розрахунків та розрахунків методом скінчених елементів (МСЕ).

## 2. Методика проведення досліджень

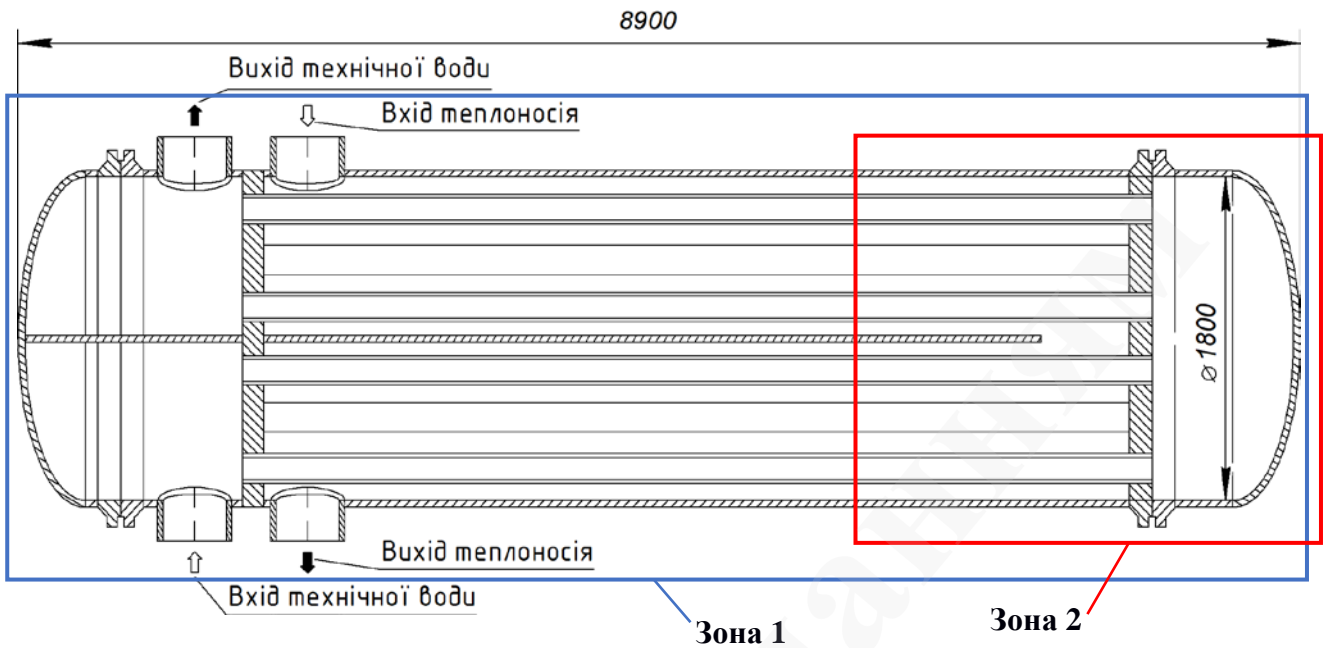
### 2.1. Опис об'єкту дослідження

Розглянемо кожухотрубний теплообмінник зворотньооточного типу, загальний вигляд якого приведено на рис. 1.

Для вирішення поставленої мети дослідження розроблено дві розрахункові моделі:

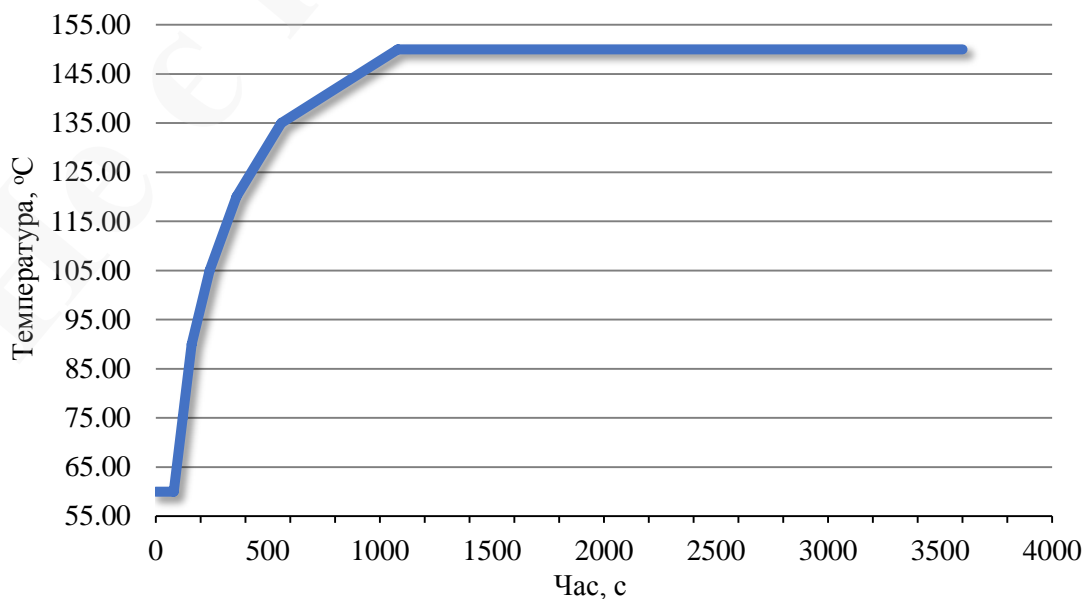
– перша розрахункова модель, яка включає в себе всі елементи теплообмінника (Зона 1, рис. 1);

– друга розрахункова модель, яка включає в себе тільки Зону 2 теплообмінника (рис. 1).



**Рис. 1.** Загальний вид кожухотрубного теплообмінника зворотньооточного типу

Прийmemo, що температура охолоджуючої води на вході в теплообмінник, яка потрапляє в трубний простір, дорівнює  $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Температура теплоносія, який потрапляє в міжтрубний простір теплообмінника, змінюється на вході від  $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+150\text{ }^{\circ}\text{C}$ , у відповідності до графіку зміни температури від часу, наведеному на рис. 2. Значення тиску міжтрубного та трубного середовищ є постійним, та дорівнює 2,1 та 0,5 МПа, відповідно. Аналогічно, витрати для міжтрубного та трубного середовищ дорівнюють 700 т/год та 150 т/год. У якості середовищ міжтрубного та трубного простору прийнята вода, у якості матеріалу елементів теплообмінника – конструкційна сталь.



**Рис. 2.** Зміна температури теплоносія від часу

## 2.2. Опис математичної моделі виконання чисельних теплогідрравлічних розрахунків

Для вирішення поставленого завдання з визначення розподілу полів температур в елементах теплообмінника використовувалися чисельні теплогідрравлічні розрахунки, виконані за допомогою методу МСЕ [6]. Для виконання таких розрахунків використовувалася математична модель потоку рідини, в основі якої лежать осередненні по Рейнольдсу рівняння Нав'є-Стокса для нестисливої рідини. Вони представляються рівняннями нерозривності, зміни кількості руху та зберігання енергії.

Виходячи з того, що рідини в теплообміннику рухаються турбулентно, для моделювання впливу турбулентності та опису турбулентного граничного слою на твердих поверхнях приймається напівемпірична модель  $k-\omega$  Ментера [7, 8]. Дана модель забезпечує достатню точність результатів та ефективну збіжність ітераційного процесу навіть при досить грубих сітках та при помірній розрядності граничного слою [9].

Теплопередача в корпусі моделюється рівнянням теплопровідності:

$$\frac{d}{dt}(\rho c_p T) = \frac{d}{dx_j} \left( \lambda \frac{dT}{dx_j} \right), \quad (1)$$

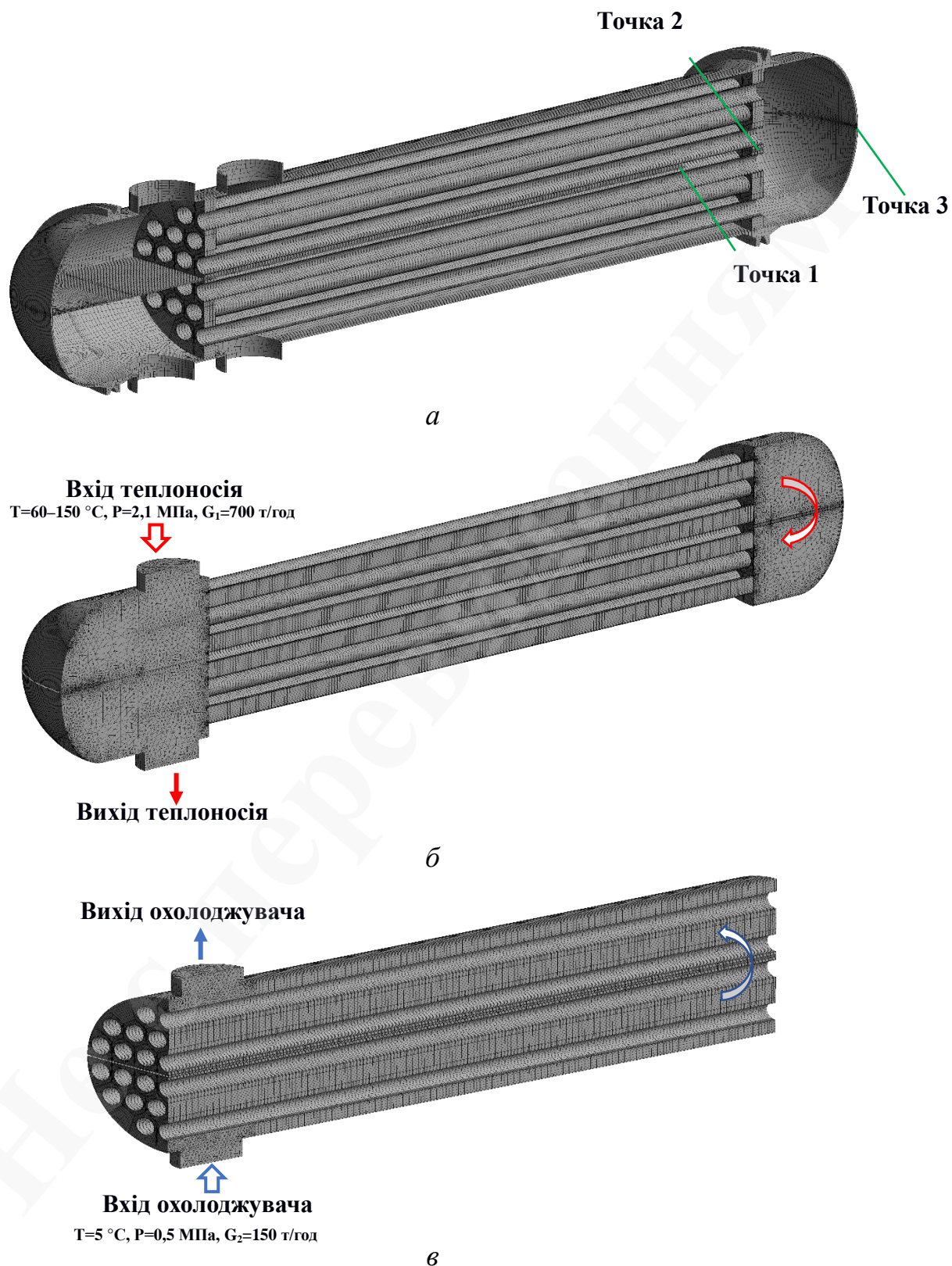
де  $t$  – час;  $x_j$  – декартові координати;  $\rho$  – густина;  $c_p$  – теплоємність при постійному тиску;  $T$  – температура;  $\lambda$  – теплопровідність.

Граничними умовами для виконання чисельних теплогідрравлічних розрахунків є витрата, тиск та температура рідини на вході в міжтрубний та трубний простори. Приймалося, що ззовні теплообмінник не має теплоізоляції та обдувається повітрям з температурою 20 °С та природною конвекцією.

Для вирішення спільної задачі теплогідрравлики та теплопровідності, на границі між рідиною та елементами корпусу теплообмінника, приймається рівність температур і теплових потоків.

## 2.3. Опис першої розрахункової моделі

У якості першої розрахункової моделі виконувалася побудова всього корпусу теплообмінника, з врахуванням тіл його середовищ трубного та міжтрубного простору. Загальний вид першої скінченоелементної розрахункової моделі теплообмінника приведено на рис. 3. Дана модель включає в себе 3269908 вузлів і 4421121 скінченних елементів, та враховує п'ять комірок в граничному шарі рідини.

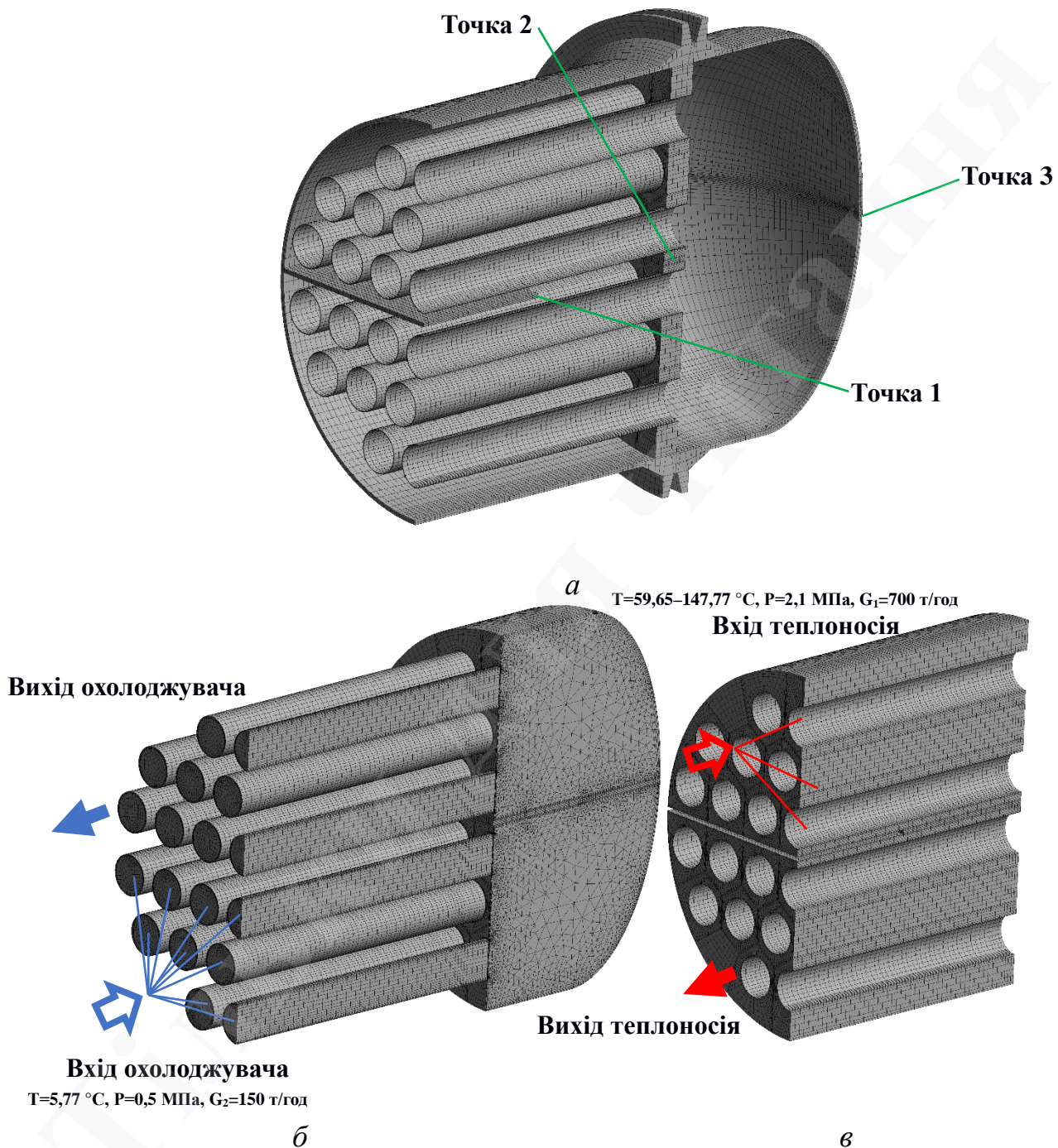


**Рис. 3.** Загальний вид скінченноелементної розрахункової моделі теплообмінника: *a* – корпусу; *б* – середовищ трубного простору; *в* – середовищ міжтрубного простору

#### 2.4. Опис другої розрахункової моделі

У якості другої розрахункової моделі будувалася частина теплообмінника, загальний вид скінченноелементної розрахункової моделі якої та її середовищ

приведено на рис. 4. Дана модель включає в себе 984912 вузлів і 1332479 скінченних елементів, та враховує п'ять комірок в граничному шарі рідин.



**Рис. 4.** Загальний вид скінченноелементної розрахункової окремої частини теплообмінника: *а* – корпусу; *б* – середовищ трубного простору; *в* – середовищ міжтрубного простору

Для визначення значень температур на вході в міжтрубний та трубний простори другої розрахункової моделі виконувалися аналітичні теплові розрахунки. За допомогою цих розрахунків визначається середнє значення температури середовищ в заданому перерізі теплообмінника. В подальшому

результати, отримані аналітичним шляхом, слугують як граничні умови для виконання чисельних теплогідравлічних розрахунків методом МСЕ.

Сформулюємо математичну модель аналітичного теплового розрахунку з визначення температур по перерізу кожухотрубних теплообмінників зворотноточного типу [10, 11].

Запишемо формулу різниці температур, що змінюються по довжині теплообмінника, відповідно до:

$$\Delta t = \Delta t_0 e^{-mkF}, \quad (2)$$

де  $\Delta t = t_2 - t_1$  – різниця температур середовищ трубного та міжтрубного простору теплообмінника в одній точці його довжини, °С; різниця температур на кінці теплообмінника:

$$\Delta t_0 = t_2'' - t_1',$$

де  $t_1'$  – початкова температура рідини, що нагрівається;  $t_2''$  – кінцева температура рідини, що віддає тепло;  $k$  – коефіцієнт теплопередачі;  $F$  – площа поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>;  $m$  – константа, с·град/дж:

$$m = \frac{1}{G_1 c_1} - \frac{1}{G_2 c_2},$$

де  $G_1, G_2$  – масовий об'єм рідин, кг/с;  $c_1, c_2$  – питомі теплоємності рідин, дж/(кг·град).

Використаємо формулу теплового балансу теплообмінника:

$$Q = G_1 c_1 (t_1'' - t_1') = G_2 c_2 (t_2' - t_2''), \quad (3)$$

де  $t_2'$  – початкова температура рідини, віддає тепло;  $t_1''$  – кінцева температура рідини, що нагрівається.

З формули (2) можливо визначити значення температур по перерізу теплообмінника, в заданих точках довжини його теплообмінних елементів:

$$t_1 = t_1' + \frac{G_2 c_2}{G_1 c_1} (t_2 - t_2''), \quad (4)$$

$$t_2 = \frac{t_1' - \frac{G_2 c_2}{G_1 c_1} t_2'' + (t_2'' - t_1') e^{-mkF}}{1 - \frac{G_2 c_2}{G_1 c_1}}, \quad (5)$$

де  $t_1$  – температура рідини, що нагрівається, у заданій точці довжини теплообмінника, °С;  $t_2$  – температура рідини, що віддає тепло, у заданій точці довжини теплообмінника, °С.

### 3. Результати дослідження та обговорення

#### 3.1. Результати чисельних теплогідравлічних розрахунків першої розрахункової моделі

В результаті проведених чисельних теплогідравлічних розрахунків за допомогою методу МСЕ отримано розподілення полів температур по товщині стінок елементів теплообмінника.

Графічний вигляд розподілу полів температур, отриманих для часу виконання розрахунку 1 с та 3600 с, приведено на рис. 5.

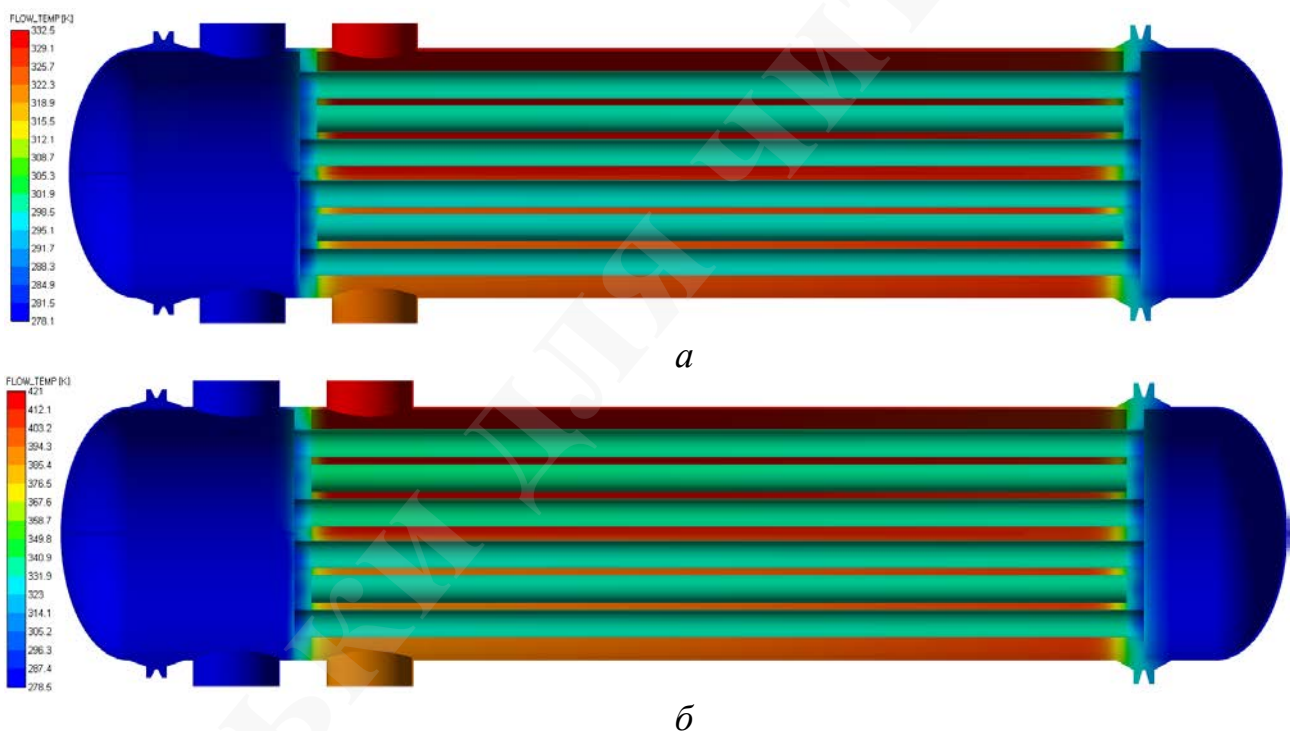


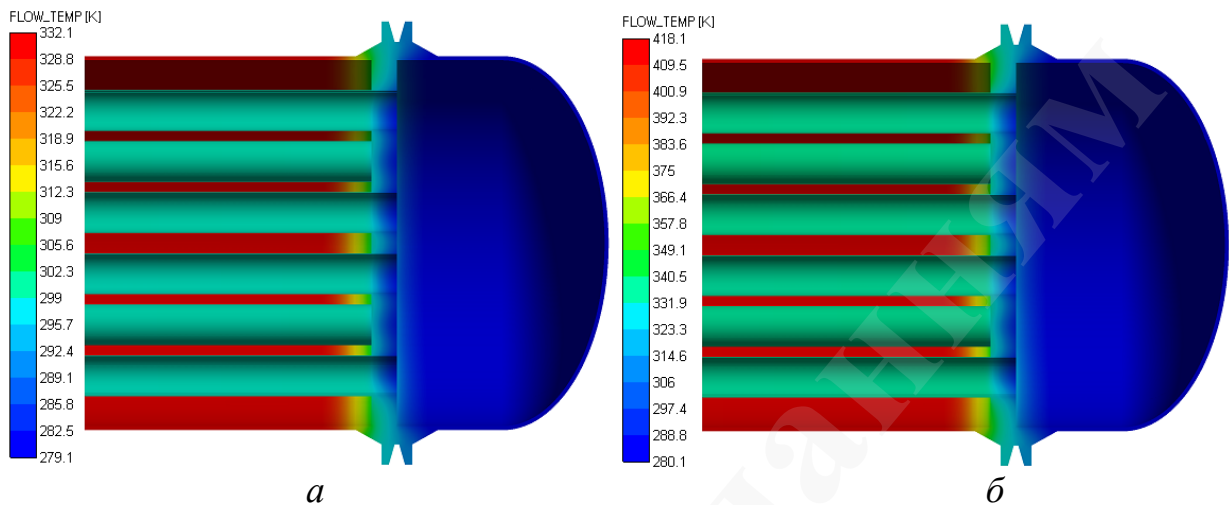
Рис. 5. Розподілення полів температур в елементах першої розрахункової моделі теплообмінника для: *a* – 1 с; *б* – 3600 с розрахунку

#### 3.2. Результати чисельних теплогідравлічних розрахунків другої розрахункової моделі

За допомогою аналітичних розрахунків, виконаних із застосуванням рівнянь (2)–(5), визначили, що значення температури на вході середовища в міжтрубний простір другої розрахункової моделі, змінюються з 59,65 °С до 147,77 °С. Значення температури на вході середовища в трубний простір змінюються з 5,77 °С до 6,99 °С. Дані значення температур слугували в якості граничних умов для чисельного теплогідравлічного розрахунку другої розрахункової моделі, виконаного за допомогою методу МСЕ.



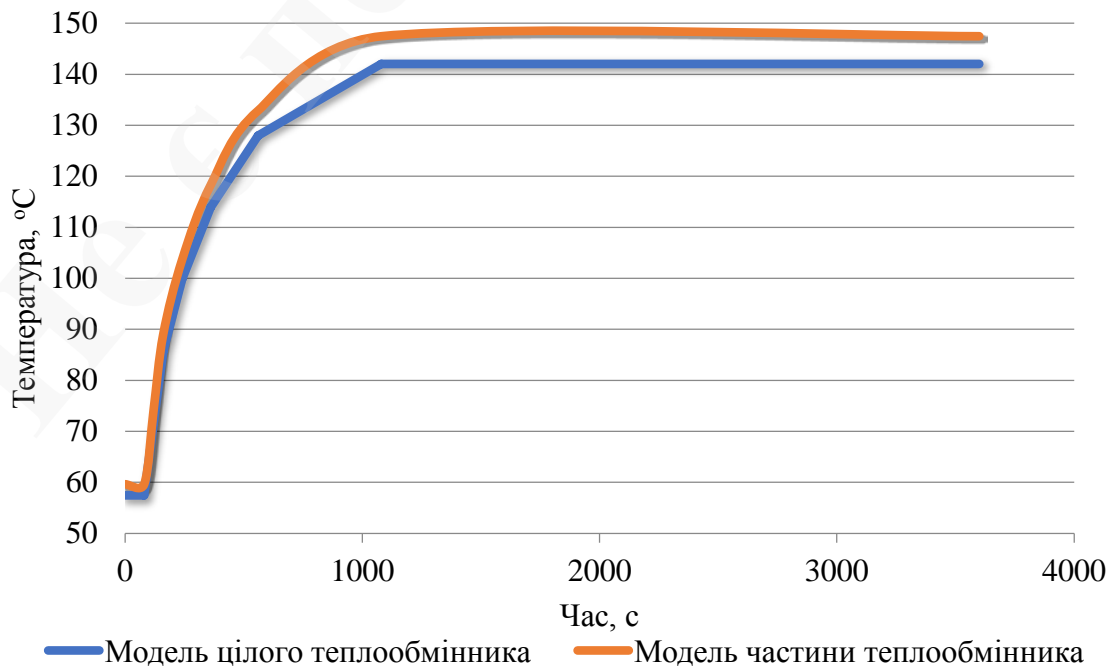
Графічний вигляд розподілу полів температур в елементах другої розрахункової моделі, отриманих для часу виконання розрахунку 1 с та 3600 с, приведено на рис. 6.



**Рис. 6.** Розподілення температурних полів в елементах другої розрахункової моделі теплообмінника для: *а* – 1 с; *б* – 3600 с

### 3.3. Порівняння отриманих результатів

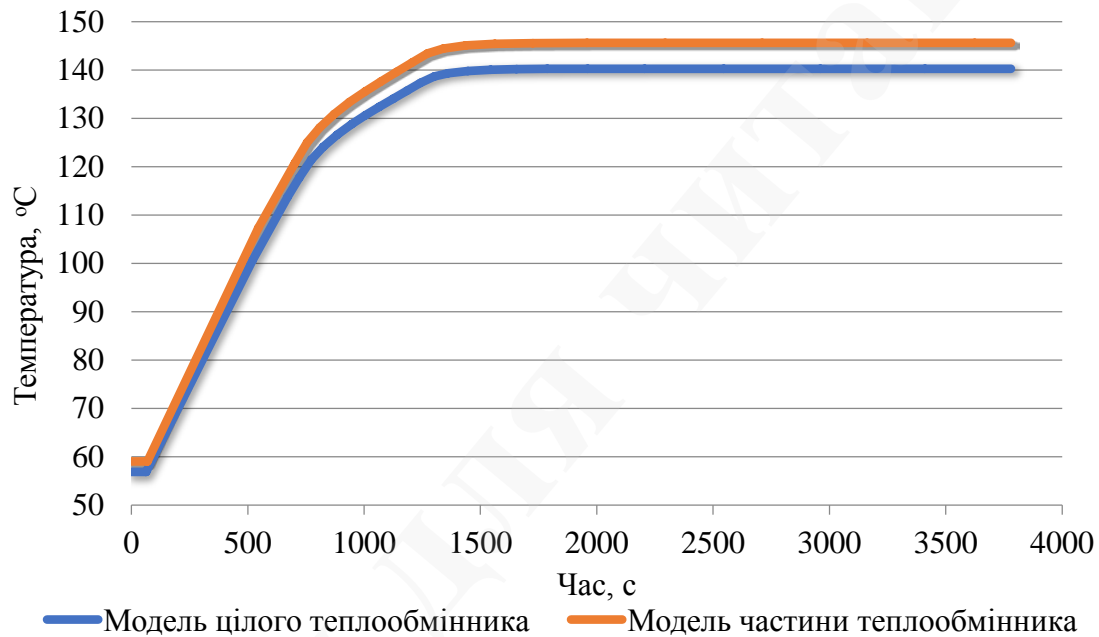
Виконаємо порівняння значень отриманих температур теплоносія міжтрубного середовища по перерізу теплообмінника, отриманих аналітичним шляхом для другої розрахункової моделі, та в результаті чисельного теплогідралічного розрахунку першої розрахункової моделі. Графіки зміни температур від часу наведено на рис. 7.



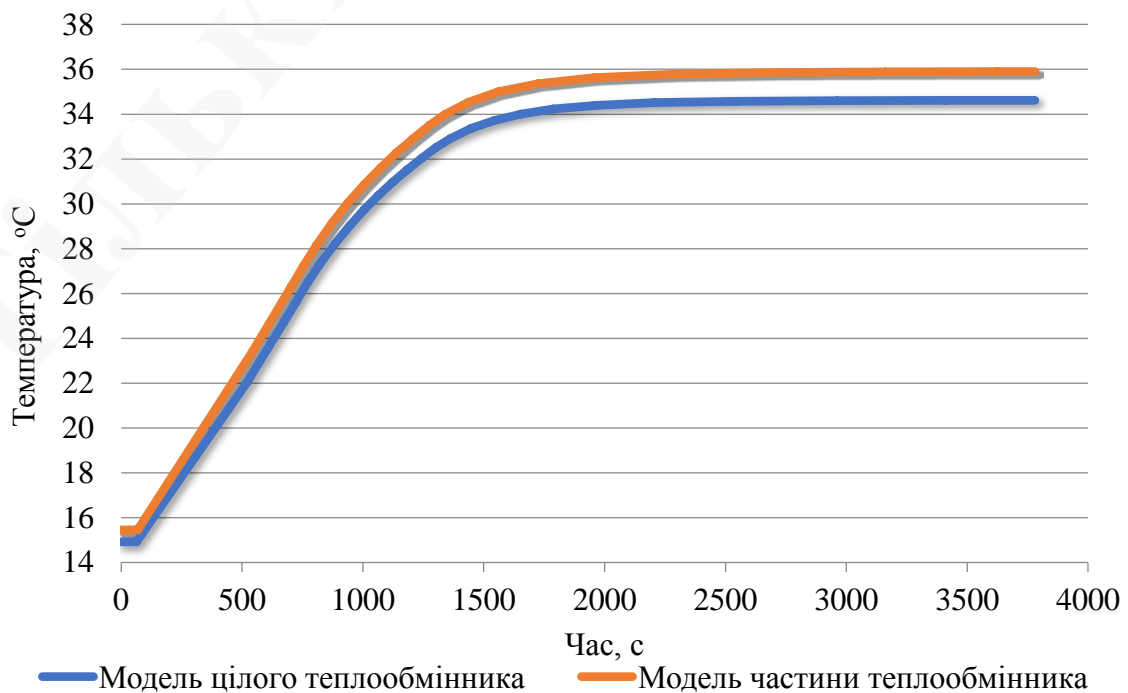
**Рис. 7.** Розподілення отриманих температур по перерізу теплообмінника, від часу

Як видно на графіку рис. 7, різниця температур, отриманих аналітичним та чисельним розрахунками, не перевищує 4 %. Це вказує на достатню точність аналітичних теплових розрахунків та можливість їх застосування для визначення граничних умов чисельних теплогідравлічних розрахунків.

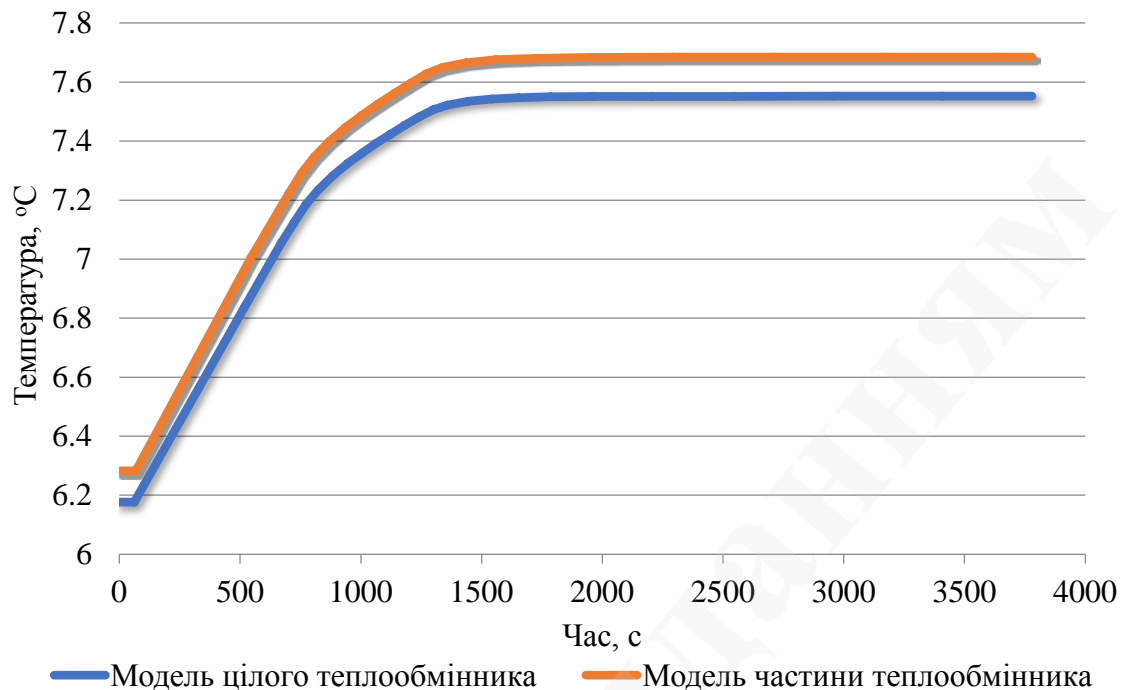
Виконаємо порівняння значень отриманих температур в елементах розрахункових моделей теплообмінника від часу. Для цього порівняємо три аналогічні точки у першій та другій розрахункових моделях теплообмінника. Графіки змін температур від часу, в зазначених точках елементів теплообмінника наведено на рис. 8–10.



**Рис. 8.** Розподілення температур від часу в точці 1



**Рис. 9.** Розподілення температур від часу в точці 2



**Рис. 10.** Розподілення температур від часу в точці 3

Аналіз отриманих результатів показав, що різниця значень температур, в аналогічних точках першої та другої розрахункових моделей, не перевищує 3,8 %. Тобто, можна стверджувати про високу точність результатів, отриманих за допомогою використання запропонованого авторами підходу до визначення температурних полів у кожухотрубних теплообмінниках. В той же час розмірність задачі та розрахунків зменшилась в 3,32 рази (з 4,42 млн. скінчених елементів для повної моделі теплообмінника до 1,33 млн. скінчених елементів для моделі його окремої частини).

#### 4. Висновки

У даній роботі авторами приводиться підхід до визначення температурних полів у кожухотрубних теплообмінниках за допомогою сукупності аналітичних розрахунків та розрахунків методом МСЕ. Додатково виконано детальне порівняння результатів теплових розрахунків, виконаних за допомогою запропонованого підходу, та класичного, методом розрахунку всього теплообмінника.

За результатами проведеного аналізу отриманих результатів розрахунків можна зробити наступні висновки:

1) значення температур середовищ по перерізу теплообмінника, отримані за допомогою аналітичних теплових розрахунків, показують можливість використання даних результатів у якості граничних умов для наступних чисельних теплогідравлічних розрахунків;

2) різниця результатів розрахунків, отриманих за допомогою тільки чисельних теплогідравлічних розрахунків методом МСЕ, а також результатів

сукупності аналітичних розрахунків і чисельних теплогідрравлічних розрахунків методом МСЕ, не перевищує 3,8 %;

3) розмірність розрахункової моделі зменшилась у 3,32 рази, час виконання розрахунків зменшився аналогічно.

В результаті виконаного дослідження можна зробити висновок, що для визначення температурних полів у окремих елементах теплообмінників немає необхідності виконувати розрахунки всіх його елементів, достатньо визначити граничні умови для необхідної його частини, до складу якої мають входити об'єкти дослідження. Даний підхід дозволяє скоротити кількість скінченних елементів та час виконання розрахунків, а також дозволяє отримати достатньо точні результати.

### Література

1. Renze, P., Akermann, K. (2019). Simulation of Conjugate Heat Transfer in Thermal Processes with Open Source CFD. *ChemEngineering*, 3 (2), 59. doi: <http://doi.org/10.3390/chemengineering3020059>
2. Abbasian Arani, A. A., Uosofvand, H. (2019). Improving shell and tube heat exchanger thermohydraulic performance using combined baffle. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 30 (8), 4119–4140. doi: <http://doi.org/10.1108/hff-06-2019-0514>
3. Hemanth, M., Mulabagal, S. (2017). CFD analysis of shell and tube heat exchanger with and without baffles by using nano fluids. *International Journal of Emerging Technologies and Innovative Research*, 4 (12), 25–31.
4. Petrik, M., Szepesi, G. L. (2018). Shell Side CFD Analysis of a Model Shell-and-Tube Heat Exchanger. *Chemical engineering transactions*, 70, 313–318. doi: <http://doi.org/10.3303/CET1870053>
5. *Heat Transfer Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchanger through CFD Studies* (2011). Goteborg: Chalmers University of Technology, 39.
6. Zenkevich, O. (1975). *The finite element method in technology*. Moscow: Mir Publishing House, 541.
7. Menter, F. R. (1997). Eddy Viscosity Transport Equations and Their Relation to the k- $\epsilon$  Model. *Journal of Fluids Engineering*, 119 (4), 876–884. doi: <http://doi.org/10.1115/1.2819511>
8. Menter, F. R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32 (8), 1598–1605. doi: <http://doi.org/10.2514/3.12149>
9. Belov, I. A. (2001). *Modeling turbulent flows*. Saint Petersburg: BSTU, 107.
10. Florea, O., Smigelsky, O.; Kagan, S. Z. (Ed.) (1971). *Calculations for processes and devices of chemical technology*. Moscow: Chemistry, 448.
11. Kern D. (1950). *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill, 871.