

## ОПТИМІЗАЦІЯ ОКРЕМИХ КОНСТРУКЦІЙ КОМПАКТНОГО ПУЧКА ТРУБ МАЛОГО ДІАМЕТРУ З ВИКОРИСТАННЯМ CFD МОДЕЛЮВАННЯ

*В. І. Троханяк, кандидат технічних наук, доцент*

*В. Г. Горобець, доктор технічних наук, професор*

*В. Р. Ткаченко, студент*

*А. С. Баліцький, студент*

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

*E-mail: [trohaniak.v@gmail.com](mailto:trohaniak.v@gmail.com)*

**Анотація.** Пучки гладких циліндричних труб з шаховим і коридорним розташуванням широко використовуються в різних теплообмінних апаратах та пристроях енергетичних установок. Поверхні такого типу, які використовуються у відомих конструкціях кожухотрубних теплообмінників, мають велику масу і габарити. У дослідженні запропоновано нову конструкцію кожухотрубного теплообмінника з використанням компактних пучків труб малого діаметра, що суттєво покращило його масогабаритні показники.

Проведено оптимізацію розташування труб в трубному пучку з використанням програмного пакету ANSYS FLUENT. Планування типу кількості CFD моделей проводилося за методом «Латинського дизайну вибірки Гіперкуба» з використанням програмного забезпечення ANSYS DesignXplorer.

Як змінні параметри було вибрано зміщення труб (діаметр труб 8 мм, зміщення від 1 до 5 мм) і відстань між сусідніми рядами труб (від 5 до 10 мм). Як оптимальний параметр вибрана теплогідравлічна ефективність пучка. При оптимізації застосовувався метод MOGA.

Результати оптимізації показують, що найбільше значення теплогідравлічної ефективності має трубний пучок для якого зміщення трубок становить 0,00101986 м, відстань між трубками 0,009937333 м. При цьому коефіцієнт тепловіддачі становить 100,019304 Вт/м<sup>2</sup>К, перепад тиску 34,5701419 Па, а теплогідравлічна ефективність рівна 312,101156. Для оптимального пучка труб перепад тиску у каналах пучка лежить в інтервалі від -47 до 130 Па, а швидкість потоку в окремих перерізах каналу досягає 14 м/с.

**Ключові слова:** CFD моделювання, оптимізація, трубний пучок, теплообмін, гідродинаміка

**Актуальність.** Пучки гладких циліндричних труб із шаховим та коридорним розташуванням широко використовуються в різних теплообмінних апаратах і пристроях енергетичних установок. Слід зазначити, що поверхні такого типу з

використанням труб середнього і великого діаметру призводять до великої маси і габаритів кожухотрубних теплообмінників.

Одним із шляхів покращення цих характеристик є застосування оребрення та інтенсифікаторів теплообміну на конвективних поверхнях. Разом із тим, використання оребрених поверхонь і інтенсифікаторів суттєво підвищує гідравлічний опір у трактах теплообмінника та вимагає для прокачування теплоносіїв використання насосів і вентиляторів більшої потужності. Перспективним напрямом зниження гідравлічного опору та інтенсифікації теплообміну на робочих поверхнях теплообмінників є застосування гладких пучків труб малого діаметру з компактною конфігурацією. Тому розробка нових конструкцій кожухотрубних теплообмінників є актуальною і потребує свого вирішення.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Дослідження і вибір оптимальних конструкцій кожухотрубних теплообмінників в ряді публікацій проведено на виборі найкращої конструкції відомих робочих поверхонь. Показано, що використання багатоцільової оптимізації призводить до більш збалансованого дизайну та більшої гнучкості при проведенні оптимізації [1].

У дослідженні [2] була запропонована вдосконалена конструкція перегородок для кожухотрубного теплообмінника для зменшення втрат тиску при прокачці теплоносіїв без суттєвого погіршення теплових характеристик апарата. Оптимізація проводилася з використанням методів обчислювальної гідродинаміки (CFD моделювання) в форматі 3-D для турбулентного потоку з вибором різних форм перегородок. У результаті встановлено, що для оптимальної конструкції втрати зменшилися на 49 %, що супроводжувалося збільшенням різниці температур на стороні корпусу до 7 %. Порівняння результатів CFD моделювання з експериментальними даними показали, що максимальні відмінності складали 7,3 % для теплопередачі і 7,6 % для перепаду тиску.

Вдосконалення нових конструкцій робочих поверхонь, що супроводжується збільшенням коефіцієнта тепловіддачі, - це ефективна технологія для підвищення продуктивності кожухотрубних теплообмінників. Для досягнення цієї мети потрібна

систематична методологія розв'язку задач оптимізації для досягнення ефективного та оптимального проектного рішення.

У цій статті представлено узагальнену модель диз'юнктивного програмування для оптимізації кожухотрубних теплообмінників. Результати досліджень показують, що розроблений метод забезпечує краще проектне рішення порівняно зі звичайними процедурами проектування [3].

Перспективним напрямком досліджень [4] є використання інтеграції холодильних рідин на судні, що працюють на зрідженому природному газі з використанням органічного циклу Ренкіна. Результати аналізу продуктивності циклу показують, що установки з холодоагентами R123 і R227е мають найвищий і найнижчий термічний ККД з показниками 17–23 % та 15–21 % відповідно. Використання холодоагентів R123 та R134а демонструє найвищу та найнижчу ексергетичну ефективність холодильних установок які досягають 25–31 % та 23–29 % відповідно. Температура конденсації, за якої досягається максимальна ефективність установок, становить близько 223 К.

У роботі [5] проведено економічну оптимізацію кожухотрубного теплообмінника за допомогою двох загальноприйнятих методів (методу Керна і Белла-Делавера) та одного рідко використовуваного (методу Уїллса-Джонстона) методу. Для всіх трьох методів розроблено детальний числовий код щодо теплового, гідравлічного, ексергетичного та економічного аналізу кожухотрубного теплообмінника. Проведений аналіз показав, що проведена оптимізація значно покращила конструкцію та параметри теплообмінника: площу теплообміну зменшено на 26,4 %; капітальні витрати на 20,5 %; операційні витрати на 50,7 %; загальні витрати на 22 %.

У публікації [6] розглянута нова конструкція кожухотрубного теплообмінника та проведено його аналіз, який використовується в системі енергопостачання на базі сонячних колекторів параболічної форми і органічного циклу Ренкіна. Результати досліджень показують, що несучільний тип перегородки призводить до вищого коефіцієнта теплопередачі на стороні оболонки і, таким чином, збільшення загального коефіцієнта теплопередачі. З іншого боку, при зміні інтенсивності

сонячної радіації від 800 до 2700 Вт/м<sup>2</sup> загальний коефіцієнт тепловіддачі зменшується з 1579 до 1491 Вт/м<sup>2</sup>·К, причому площа поверхні теплообміну збільшується з 7 до 25,25 м<sup>2</sup>, що призводить до зростання потужності пристрою з 0,8723 до 0,9227 кВт.

У роботі [7] запропоновано нову конструкцію кожухотрубного теплообмінника з використанням трубчастої косинусоподібної хвильової структури пучка. В експериментальних дослідженнях вивчено вплив характеристик хвильоподібної поверхні пучка труб на інтенсифікацію процесів теплообміну. Результати досліджень показали, що коефіцієнт термічної ефективності теплообмінника зменшується при збільшенні швидкості потоку гарячої води в міжтрубних каналах.

У [8] представлені результати експериментального дослідження ефективності теплопередачі в кожухотрубному теплообміннику з круглими ребрами та без них. Отримані залежності теплових характеристик теплообмінника від швидкості впорскування рідини-теплоносія.

У публікації [9] представлено розробку нової конструкції кожухотрубного теплообмінника із сегментними пористими перегородками та проведено його аналіз. Дослідження проводились з використанням методів обчислювальної гідродинаміки в поєднанні з інструментами комп'ютерного моделювання щодо впливу сегментних пористих перегородок на термогідрравлічні характеристики теплообмінника при поперечному їх обтіканні. Використання сегментних перегородок пористого типу в кожухотрубному теплообміннику призводить до зменшення падіння тиску на 61,3 % та збільшення коефіцієнта теплопередачі на 11,15 %.

Авторами роботи [10] із застосуванням алгоритму Firefly розроблено новий підхід при оптимізації конструкторського проектування кожухотрубного теплообмінника з метою мінімізації загальної річної вартості витрат при його експлуатації. У процесі оптимізації загальні річні витрати, включаючи інвестиційні та експлуатаційні витрати, вважаються цільовою функцією. Результати оптимального проектування показують, що експлуатаційні витрати можна знизити на 77 % при зменшенні загальних витрат на 29 %. Крім того, в роботі [11]

використано новий підхід при оптимізації конструкції на основі алгоритму гравітаційного пошуку з метою отримання оптимальної з економічної точки зору конфігурації кожухотрубного теплообмінника при тій же цільовій функції. Результати моделювання показали, що експлуатаційні витрати можна знизити на 61,5 % при зменшенні загальних витрат на 22,3 % [11].

В одному з останніх досліджень [12] для підвищення продуктивності та ефективності кожухотрубних теплообмінників запропоновано метод впорскуванні повітряних бульбашок всередину теплообмінного апарату. Такий метод призводить до збільшення швидкості повітряного потоку, що викликає підвищення загального коефіцієнта тепловіддачі. Нагнітання повітря з бокової частини корпусу теплообмінника збільшило загальний коефіцієнт теплопередачі на 6-187 % залежно від швидкості потоку повітря [12].

У роботі [13] кожухотрубний теплообмінник оснащено новими однобічними гвинтовими перегородками драбинчастого типу для формування спірального потоку всередині корпусу. Така схема потоку, яка створена перегородками нового типу, суттєво впливає на підвищення продуктивності кожухотрубного теплообмінника.

Для кожухотрубного теплообмінника з рухомим насадковим шаром в дослідженні [14] запропоновано використовувати еліптичні комбіновані труби (ЕКТ). Виявлено, що характеристики теплопередачі ЕКТ подібні до еліптичної труби (ЕТ) і кращі, ніж круглої труби (КТ). Порівняно з КТ, ЕКТ значно зменшує зону застою, а також покращує теплообмін у верхній та нижній частині труби (середнє підвищення теплопередачі становить від 42 % до 53 %). Крім того, порівняно з ЕТ і КТ, ЕКТ має кращі показники теплопередачі через поверхню труб (середнє збільшення теплопередачі становить 5 % і 29 %), що пов'язано із застосуванням різноманітного внутрішнього розташування труб для інтенсифікації теплопередачі і покращеною здатністю до згинання труб, що полегшує технологію виготовлення теплообмінного обладнання.

У роботах [15-18] запропоновано та досліджено нову конструкцію трубних пучків з компактним розміщенням труб малого діаметру при поперечному їх обтіканні. Як показали чисельні та експериментальні дослідження, їх застосування

суттєво покращує масогабаритні показники кожухотрубних теплообмінників та знижує гідравлічні втрати при прокачці теплоносіїв.

**Мета дослідження** – проведення оптимізації компактних пучків гладких труб малого діаметру при поперечному їх обтіканні для окремих випадків геометрії пучка з використанням CFD моделювання.

**Матеріали та методи дослідження.** Розглянемо трубний пучок компактної конфігурації при поперечному їх обтіканні. Геометрія розташування труб відрізняється від традиційної компоновки шахових і коридорних пучків відсутністю зазорів між сусідніми трубами в окремих рядах (див. рис. 1).

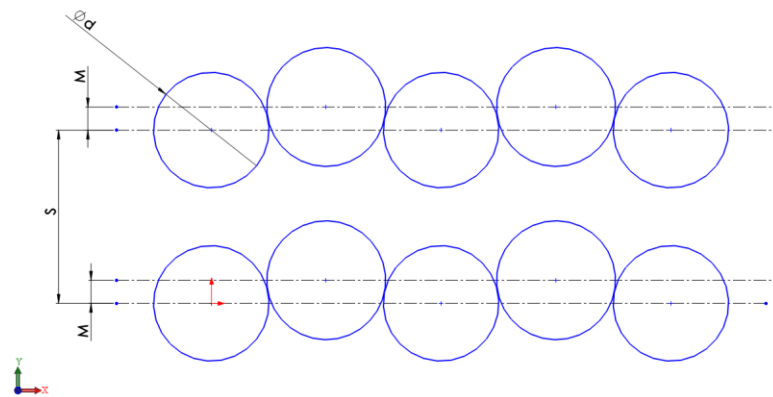


**Рис. 1. Геометричне розташування пучка труб**

При оптимізації досліджуваних пучків труб методом чисельного моделювання був використаний метод MOGA. Чисельні розрахунки проводились на базі пакету прикладних програм ANSYS FLUENT. Процеси гідродинаміки і теплопереносу описуються системою рівнянь Нав'є-Стокса і рівнянням енергії. Режим течії турбулентний. При розрахунку турбулентних течій використана k-ε модель турбулентності, яка з достатньою точністю описує турбулентні течії в каналах. Як матеріал, з якого виготовлені труби, що мають постійний діаметр  $d=8$  мм і товщину 1 мм, вибрана «Сталь 3». Змінними параметрами в задачах оптимізації були вибрані відстань між сусідніми пучками труб ( $S$ ), яка змінювалася в діапазоні від 5 до 10 мм, і зміщення труб ( $M$ ), величина якого коливається від 1 до 5 мм.

Вихідними параметрами чисельного розрахунку вибиралися такі: коефіцієнт тепловіддачі, втрати тиску і теплогідравлічна ефективність. Останній параметр є

відношення кількості теплоти  $Q = c_p G \Delta T$ , яка передається через поверхню трубного пучка, до величини потужності насоса  $N = \frac{\Delta p G}{\rho}$ , яка необхідна для прокачки теплоносія

$$E = \frac{c_p \rho \Delta T}{\Delta p}, \quad (1)$$

де  $G$  - витрата теплоносія, кг/с;  $c_p$  - теплоємність теплоносія, Дж/кг К;  $\rho$  - густина теплоносія, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta T$  - температурний напір на поверхні теплообміну, К;  $\Delta p$  - втрати тиску, Па.

Теплогідравлічна ефективність (1) є функцією коефіцієнта тепловіддачі, оскільки кількість теплоти, яка відводиться, залежить від величини цього коефіцієнта і втрат тиску в пучку труб.

При чисельному розрахунку задач гідродинаміки і тепло- масопереносу використовується метод кінцевих елементів. Побудова сітки проводилася в сіткогенераторі ANSYS Meshing на базі платформи Workbench. Планування типу кількості CFD моделей проводилося за методом «Латинського дизайну вибірки Гіперкуба» (LHS) з використанням програмного забезпечення ANSYS DesignXplorer. Тип зразка визначає кількість точок, які повинен генерувати алгоритм. Цей варіант застосовується при наявності певних розширених знань про природу моделі. При цьому вдосконалена форма методу вибірки Монте-Карло дозволяє уникнути групування вибірок. У LHS точки генеруються випадковим чином у квадратній сітці через простір проектування, але при цьому дві точки не мають однакових значень. Це означає, що жодна точка не має спільного рядка чи стовпця сітки з іншою точкою.

Для ініціалізації генератора випадкових чисел у LHS встановлено значення 10. Незважаючи на те, що генерація вихідної точки є випадковою, початкове значення постійно призводить до конкретного LHS. Ця властивість дозволяє генерувати різні вибірки, змінюючи значення, або повторно генерувати ту ж вибірку, зберігаючи при цьому те саме значення. Кількість різних геометрій досліджуваного пучка при чисельних розрахунках, які обумовлені зміною параметрів  $S$  і  $M$ , встановлювалось

рівним 50 (див. рис. 2).

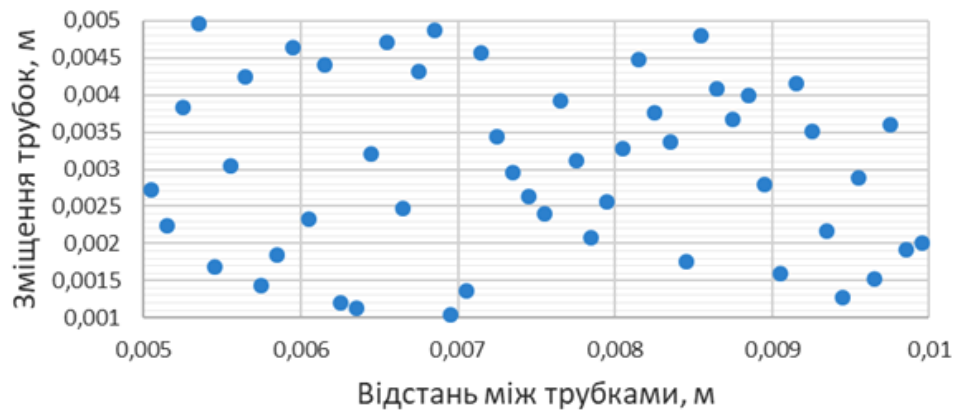


**Рис. 2. Точки, що характеризують зміну параметрів S і M, для проведення CFD моделювання**

При розв'язку задачі оптимізації застосовувався метод MOGA. Цей багатоцільовий генетичний алгоритм (MOGA), є одним з ряду алгоритмів, які використовуються в задачах оптимізації для широкого класу прикладних проблем у різних сферах діяльності (економіка, банківська сфера, наукові дослідження, тощо). Алгоритм MOGA добре адаптований до задач оптимізації енергетичного обладнання, де необхідно моделювати процеси гідродинаміки і теплопереносу. При цьому його можна використовувати як для систем оптимізації поверхонь відгуку, так і для систем прямої оптимізації.

**Результати досліджень та їх обговорення.** Із отриманого масиву результатів CFD моделювання програма ANSYS DesignXplorer запропонувала 5 найефективніших точок (див. табл. 2). Кількість точок встановлює розробник програми розрахунку або оператор. Згідно розробленого алгоритму у відібраних точках (результатах розрахунку для одної геометрії пучка) обиралося максимальне значення двох розрахункових параметрів: коефіцієнта тепловіддачі та теплогідравлічної ефективності. У вибраних точках повинні бути мінімальні значення для перепаду тиску в каналі (Па).

Порівнюючи усі знайдені найефективніші точки можна зробити такі висновки. Незначне зростання коефіцієнта тепловіддачі на 30,36 % призводить до підвищення перепаду тиску в каналі на 163,89 %. При цьому значення теплогідравлічної ефективності знижується на 62,22 %. Тобто вибрана геометрія в точці 4 робить

трубний пучок енергетично неефективним. Аналіз результатів розрахунку в точці 1 вказує на ще більше зростання тиску в каналі. Як наслідок, це призводить до падіння теплогідравлічної ефективності на 65,87 %. У точці 3 спостерігається незначне зростання коефіцієнта тепловіддачі на 2,65 % при зростанні втрат тиску на 10,1 %, що в результаті призводить до падіння теплогідравлічної ефективності на 9,19 %. Таким чином, проведений аналіз дав можливість зробити висновок, що найбільш ефективною геометрією трубного пучка є геометрія, наведена в точці 2.

## 1. Результати оптимізації трубного пучка

| D=8 mm  | обмеження                    | обмеження              | Мінімальне        |          | Максимальне                                  |          | Максимальне                    |          |
|---------|------------------------------|------------------------|-------------------|----------|----------------------------------------------|----------|--------------------------------|----------|
|         | 0,005 - 0,01                 | 0,001 - 0,005          | Перепад тиску, Па |          | Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м <sup>2</sup> К |          | Тепло гідравлічна ефективність |          |
| Ім'я    | Відстань між трубками (S), м | Зміщення трубок (M), м | Параметр          | Варіація | Параметр                                     | Варіація | Параметр                       | Варіація |
| Точка 1 | 0,0050025                    | 0,00100092             | 100,967087        | 192,06%  | 134,694965                                   | 34,67%   | 106,516998                     | -65,87%  |
| Точка 2 | 0,009937333                  | 0,001001986            | 34,5701419        | 0,00%    | 100,019304                                   | 0,00%    | 312,101156                     | 0,00%    |
| Точка 3 | 0,009380798                  | 0,001000335            | 38,0618444        | 10,10%   | 102,670826                                   | 2,65%    | 283,412907                     | -9,19%   |
| Точка 4 | 0,005421226                  | 0,001001782            | 91,2285853        | 163,89%  | 130,389099                                   | 30,36%   | 117,917734                     | -62,22%  |

Нижче на рис. 2-5 наведені результати чисельних розрахунків трубного пучка з геометрією, яка була закладена у найбільш ефективній точці 2 (див. табл. 1). На рис. 2 показаний розподіл тиску в каналі трубного пучка. Перепад тиску у різних точках каналу лежить в інтервалі від -47 до 130 Па. Якщо на вході в канал він максимальний, то в областях між трубами спостерігається падіння тиску від 21 до -47 Па.

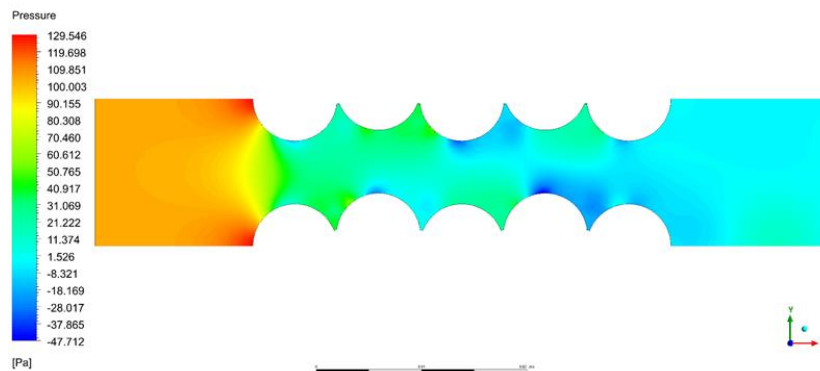


Рис. 2. Поле тисків в каналі теплообмінного апарата, Па

На рис. 3-4 наведено поле швидкості та лінії току в каналі. Як видно з рис.3, в поперечному перерізі каналу в окремих точках значення швидкості досягає 14 м/с. В окремих точках на стиках сусідніх труб утворюються застійні зони течії, в яких значення швидкості наближається до нуля. При заданій середній швидкості повітря на вході 5 м/с у верхній точки труби має місце відрив пограничного шару від поверхні обтікання. У впадинах на стиках труб спостерігаються відривні вихрові течії і застійні зони. Як вже було відмічено раніше, в цих зонах швидкість повітря спадає до нуля. У верхній частині каналу на виході також утворюється відривний вихор. Як відомо, у відривних зонах результат швидкість потоку суттєво менша ніж швидкість в основному потоці.

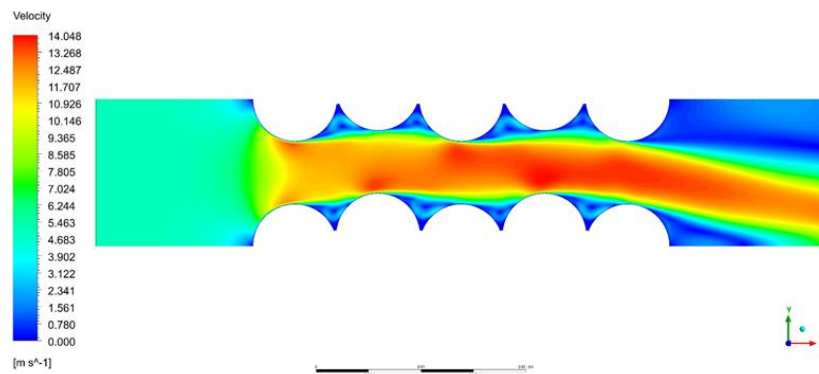


**Рис. 3. Поле швидкостей в каналі трубного пучка, м/с.**

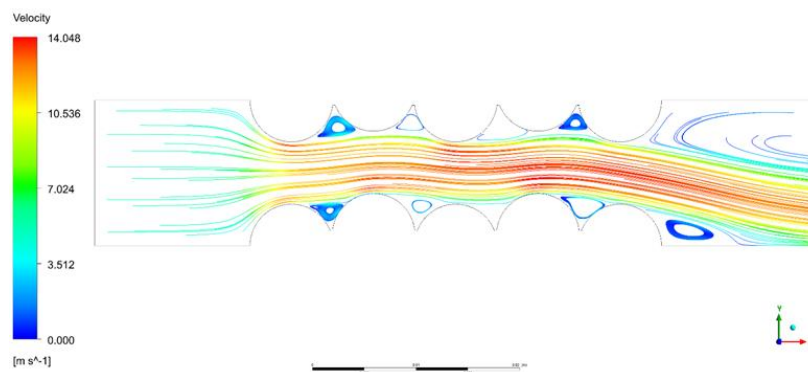


**Рис. 4. Лінії току в каналі трубного пучка, м/с**

На рис. 5 показано розподіл температур у каналі. Розрахунки показали, що практично в усіх точках каналу спостерігається рівномірне поле температур, значення яких близьке 288,15 К (+15 °С). На поверхні третьої труби температура становить 386,6 К (+113,5 °С). Підвищення температури теплоносія спостерігається у верхній частині каналу в областях наближених до виходу з каналу. Поблизу

досліджуваної трубки від її поверхні відбувається відрив пограничного шару. Внаслідок малої швидкості течії та слабкої турбулізації потоку в області застійних зонах теплоносій прогрівається, що призводить до підвищення температури повітря.

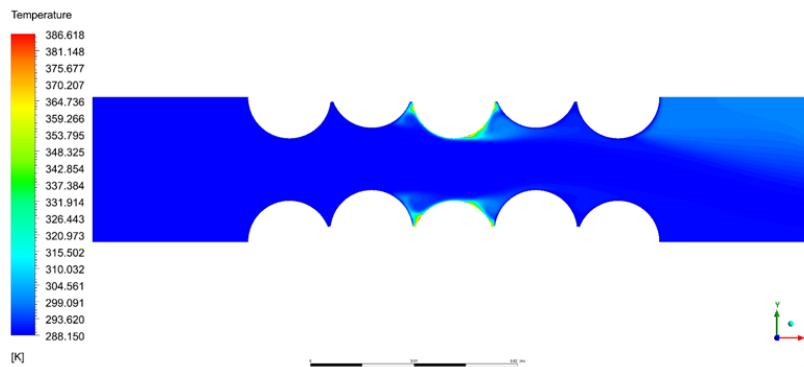


Рис. 5. Поле температур в каналі трубного пучка, °С

На рис. 6 представлено місцеву чутливість проведеної оптимізації у точці 2, яка характеризує вплив зміщення (M) та відстані (S) між трубами на основні вихідні параметри. Значний негативний вплив на перепад тиску та числа Ейлера має зміщення труб, величина якого досягає 62 %. Вплив відстані між трубами на вищевказані параметри незначний і не перевищує 8 %. У свою чергу на підвищення коефіцієнта тепловіддачі і числа Нуссельта значний вплив має відстань між трубами. При зміщенні сусідніх труб на 41 % вказані вище параметри зростають на 55 %. Максимальне збільшення величини відстані і зміщення між трубами призводить відповідно до зростання теплогідравлічної ефективності на 68 % та її падіння на 39 %.

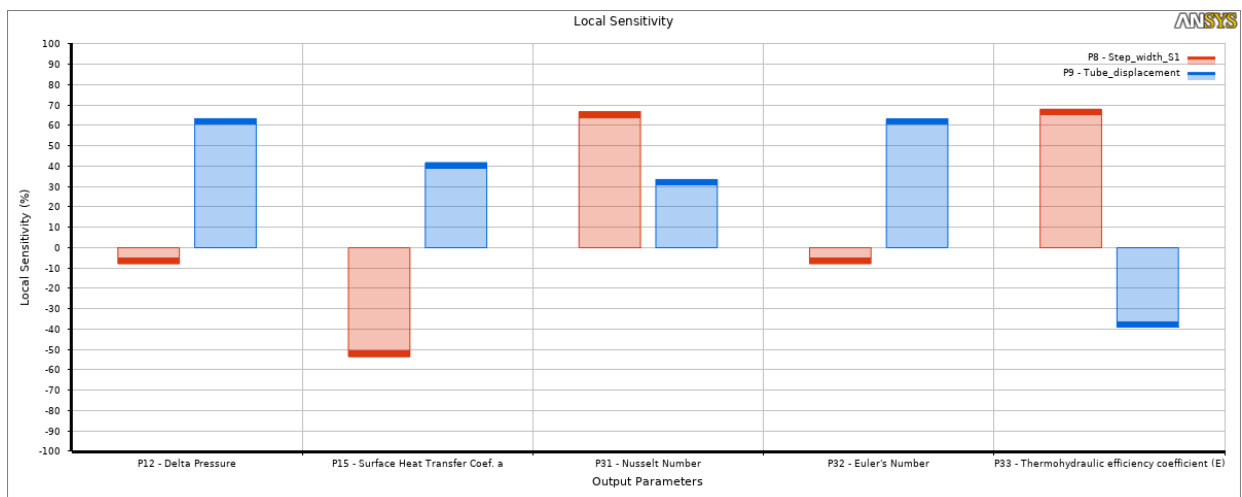
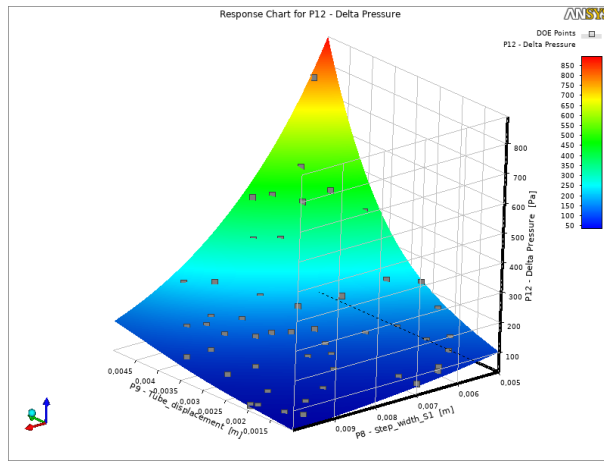
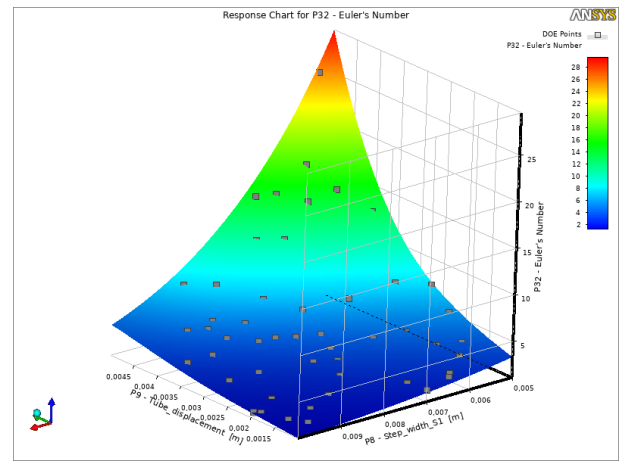


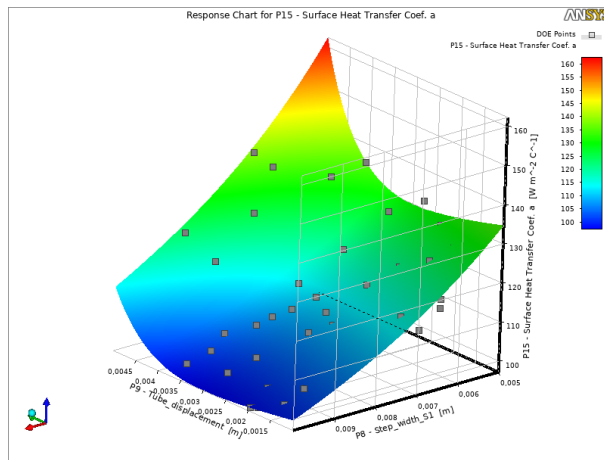
Рис. 6. Місцева чутливість оптимізації



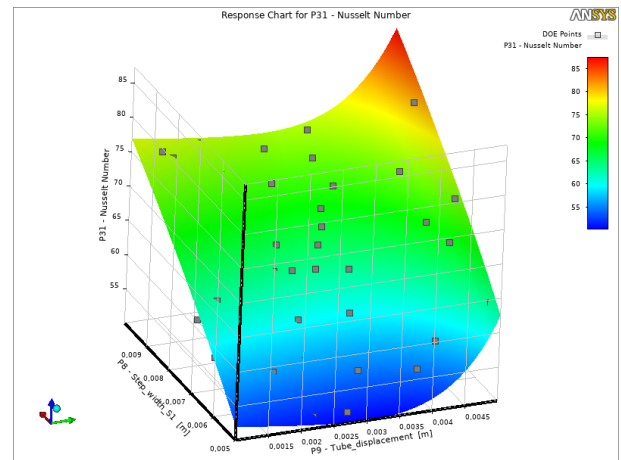
*a*



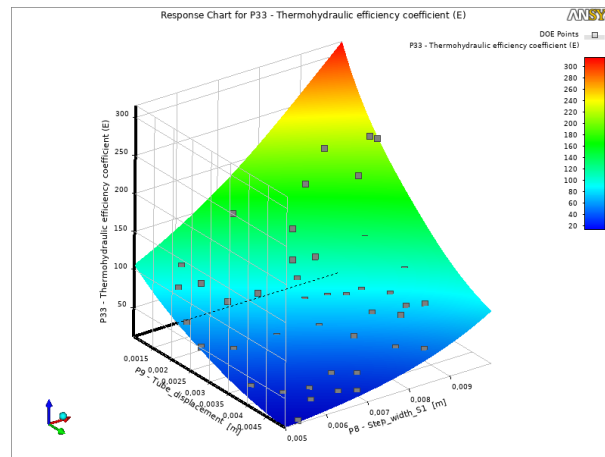
*б*



*в*



*г*



*д*

**Рис. 7. Поверхні відгуку проведеної оптимізації пучка труб:**  
*a* – перепад тиску в каналі, Па; *б* – число Ейлера;  
*в* – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м<sup>2</sup> К; *г* – число Нуссельта;  
*д* – теплогідравлічна ефективність

На рис. 7 представлено поверхні відгуку для п'яти основних параметрів, які

можуть бути використані при проектуванні та інженерному розрахунку кожухотрубних теплообмінних апаратів з пучками труб.

Для визначення закономірностей впливу геометрії пучка, що характеризують вплив відстані між трубами ( $S$ ) та їх зміщення ( $M$ ) на основні параметри пучка після проведеного CFD моделювання і обробки чисельних результатів, були отримані рівняння регресії, які описують поверхні відгуку (див. рис. 7). Нижче представлені результати цієї обробки:

- для перепаду тиску в каналі, Па

$$\Delta P = 216,3928 - 652141312 \cdot S + 1,4837 \cdot 10^5 \cdot M + 6,8819 \cdot 10^6 \cdot S^2 - 2,9827 \cdot 10^7 \cdot SM + 2,6366 \cdot 10^7 \cdot M^2 \quad (1)$$

- для числа Ейлера

$$Eu = 7,1588 - 21623237 \cdot S + 49147584 \cdot M + 2,2838 \cdot 10^5 \cdot S^2 - 9,897 \cdot 10^5 \cdot SM + 8,7488 \cdot 10^5 \cdot M^2 \quad (2)$$

- для коефіцієнта тепловіддачі, Вт/м<sup>2</sup> К

$$\alpha = 200,2877 - 162779668 \cdot S - 46768115 \cdot M + 7,74 \cdot 10^5 \cdot S^2 - 8,4712 \cdot 10^5 \cdot SM + 2,3931 \cdot 10^6 \cdot M^2 \quad (3)$$

- для числа Нуссельта

$$Nu = 21,7328 + 74909636 \cdot S - 43250253 \cdot M - 1,2506 \cdot 10^5 \cdot S^2 - 2,7803 \cdot 10^5 \cdot SM + 1,3436 \cdot 10^6 \cdot M^2 \quad (4)$$

- для теплогідравлічної ефективності

$$E = 59,2934 + 70652395 \cdot S - 21202963 \cdot M + 2,4866 \cdot 10^6 \cdot S^2 - 6,9954 \cdot 10^6 \cdot SM + 5,7409 \cdot 10^6 \cdot M^2 \quad (5)$$

У табл. 2 представлено результати обчислень мінімального та максимального параметрів при CFD моделюванні в певних точках. Проаналізувавши перепад тиску та число Ейлера, визначили, що вони будуть при найменшій відстані трубок та їх зміщення (0,01\*0,01 м) і становлять 34,18 Па та 1,12 відповідно. При цій самій точці теплогідравлічна ефективність буде досягати максимальних значень 315,6. Максимальні значення для перепаду тиску досягають 892,1 Па, 29,6 для числа Ейлера та коефіцієнта тепловіддачі 162,4 Вт/м<sup>2</sup> К (0,05\*0,05 м). Число Нуссельта коливається від 50,1 до 87,3, беручи до уваги різні варіації розташування трубок у трубному пучку.

## 2. Мінімальний та максимальний значення параметрів для основних параметрів при CFD моделюванні трубного пучка

| Параметр                                     | Відстань між трубками (S), м | Зміщення трубок (M), м | Значення    |
|----------------------------------------------|------------------------------|------------------------|-------------|
| <b>Вихідний мінімальний параметр</b>         |                              |                        |             |
| Перепад тиску, Па                            | 0,01                         | 0,001                  | 34,18396273 |
| Число Ейлера                                 | 0,01                         | 0,001                  | 1,124594    |
| Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м <sup>2</sup> К | 0,01                         | 0,003                  | 97,17468469 |
| Число Нуссельта                              | 0,005                        | 0,003029847            | 50,10733    |
| Теплогідравлічна ефективність                | 0,005                        | 0,005                  | 12,001244   |
| <b>Вихідний максимальний параметр</b>        |                              |                        |             |
| Перепад тиску, Па                            | 0,005                        | 0,005                  | 892,108818  |
| Число Ейлера                                 | 0,005                        | 0,005                  | 29,57663    |
| Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м <sup>2</sup> К | 0,005                        | 0,005                  | 162,4038284 |
| Число Нуссельта                              | 0,01                         | 0,005                  | 87,31261    |
| Теплогідравлічна ефективність                | 0,01                         | 0,001                  | 315,63058   |

Як показує аналіз результатів оптимізації трубного пучка, найбільш впливовим фактором для зростання перепаду тиску в каналі, числа Ейлера та коефіцієнта тепловіддачі є величина зміщення сусідніх труб у ряду. Відстань між рядами труб впливає на величину числа Нуссельта, а також частково на значення теплогідравлічної ефективності. Представлені результати досліджень з оптимізації компактних пучків труб малого діаметра можуть бути корисними для інженерів і науковців при виборі найбільш ефективної (або необхідної) конструкції кожухотрубного теплообмінника.

### Висновки і перспективи.

1. Для компактних пучків труб малого діаметра проведена оптимізація методом CFD моделювання з використанням генетичного алгоритму MOGA. Як змінні параметри вибрані відстань між рядами і зміщення сусідніх труб нормально до напрямку потоку теплоносія. Оптимізація проводилась з метою отримання максимальних значень теплогідравлічної ефективності і коефіцієнта тепловіддачі на поверхні пучка та мінімізації втрат тиску при прокачці теплоносія в міжтрубних каналах.

2. Оптимізація проведена для окремих геометрій пучка з діаметром труб 8 мм і діапазонами зміни таких параметрів: відстань між рядами від 0,001 до 0,01 м; зміщення сусідніх труб від 0,001 до 0,005 м.

3. У результаті знайдено оптимальну геометрію трубного пучка, який має такі параметри: зміщення труб 0,001001986 м, відстань між трубами 0,009937333 м. При цьому величина коефіцієнта тепловіддачі становить  $100,019304 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$ , перепад тиску  $34,5701419 \text{ Па}$ , а теплогідравлічна ефективність 312,101156.

4. Представлені результати чисельного моделювання для пучка труб оптимальної геометрії. Отримані розподіли швидкостей і поля температур, локальні значення і величину втрат тиску для такого пучка. Побудовані поверхні відгуку і отримані рівняння регресії цих поверхонь для таких параметрів: перепад тиску в каналах, число Ейлера, коефіцієнт тепловіддачі, число Нуссельта, теплогідравлічна ефективність трубного пучка.

5. Отримані результати можуть бути використані при розробці нових конструкцій кожухотрубних теплообмінників, у яких як робоча поверхня вибрані компактні пучки труб малого діаметра.

#### **Список використаних джерел**

1. Caputo A.C., Federici A., Pelagagge P.M., Salini P. On the selection of design methodology for shell-and-tube heat exchangers optimization problems. Thermal Science and Engineering Progress. 2022. Вип. 34. 101384. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101384>.
2. Biçer N., Engin T., Yaşar H., Büyükkaya E., Aydın A., Topuz A. Design optimization of a shell-and-tube heat exchanger with novel three-zonal baffle by using CFD and taguchi method. International Journal of Thermal Sciences. 2021. Вип. 155. 106417. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106417>.
3. Yang Z., Ma Y., Zhang N., Smith R. Design optimization of shell and tube heat exchangers sizing with heat transfer enhancement. Computers & Chemical Engineering. 2020. Вип. 137. 106821. <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2020.106821>.
4. Lim T.-W., Choi Y.-S. Thermal design and performance evaluation of a shell-and-tube heat exchanger using LNG cold energy in LNG fuelled ship. Applied Thermal Engineering. 2020. Вип. 171. 115120. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115120>.
5. Jamil M. A., Goraya T. S., Shahzad M. W., Zubair S. M. Exergoeconomic optimization of a shell-and-tube heat exchanger. Energy Conversion and Management. 2020. Вип. 226. 113462. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113462>.
6. Erdogan A., Ozgur Colpan C. Thermal Design and Modeling of Shell and Tube Heat Exchangers Combining PTSC and ORC Systems. Exergetic, Energetic and

Environmental Dimensions. 2018. С. 279-305 <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-813734-5.00016-0>.

7. Milani Shirvan K., Mamourian M., Abolfazli Esfahani J. Experimental investigation on thermal performance and economic analysis of cosine wave tube structure in a shell and tube heat exchanger. Energy Conversion and Management. 2018. Вип. 175. С. 86–98. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.08.103>.

8. Cheng H., Luo T., Yu J., Yang X., Liu Y., Gu Z., Jin L. Experimental study of a shell-and-tube phase change heat exchanger unit with/without circular fins. Energy Procedia. 2018. Вип. 152. С. 990–996. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.09.105>.

9. Abbasi H. R., Sadeh E. S., Pourrahmani H., Mohammadi M. H. Shape optimization of segmental porous baffles for enhanced thermo-hydraulic performance of shell-and-tube heat exchanger. Applied Thermal Engineering. 2020. Вип. 180. 115835. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115835>.

10. Mohanty D. K. Application of firefly algorithm for design optimization of a shell and tube heat exchanger from economic point of view. International Journal of Thermal Sciences. 2016. Вип. 102. С. 228–238. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.12.002>.

11. Mohanty D. K. Gravitational search algorithm for economic optimization design of a shell and tube heat exchanger. Applied Thermal Engineering. 2016. Вип. 107. С. 184–193. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.133>.

12. Moosavi A., Abbasalizadeh M., Sadighi Dizaji H. Optimization of heat transfer and pressure drop characteristics via air bubble injection inside a shell and coiled tube heat exchanger. Experimental Thermal and Fluid Science. 2016. Вип. 78. С. 1–9. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.05.011>.

13. Bahiraei M., Naseri M., Monavari A. A CFD study on thermohydraulic characteristics of a nanofluid in a shell-and-tube heat exchanger fitted with new unilateral ladder type helical baffles. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2021. Вип. 124. 105248. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105248>.

14. Tian X., Guo Z., Jia H., Yang J., Wang Q. Numerical investigation of a new type tube for shell-and-tube moving packed bed heat exchanger. Powder Technology. 2021. Вип. 394. С. 584–596. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2021.08.080>.

15. Горобець В. Г., Троханяк В. І. Експериментальне дослідження теплообмінного апарата нової конструкції. Енергетика і автоматика. 2015. № 4. С. 191-196. Режим доступу до ресурсу: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/viewFile/5247/5160>.

16. Горобець В. Г., Богдан Ю. О., Троханяк В. І. Теплообмінне обладнання для когенераційних установок. К.: «ЦП «Компринт», 2017. 198 с.

17. Троханяк В. І. Система енергозбереження у пташниках із використанням низькопотенціальної енергії ґрунту. Київ: «ЦП «Компринт», 2018. 386 с.

18. Gorobets V., Bohdan Y., Trokhaniak V., Antypov I. Investigations of heat transfer and hydrodynamics in heat exchangers with compact arrangements of tubes. Applied Thermal Engineering. 2019. Вип. 151. С. 46-54. [doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.059](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.059).

## References

1. Caputo, A.C., Federici, A., Pelagagge, P.M., Salini, P. (2022). On the selection of design methodology for shell-and-tube heat exchangers optimization problems. *Thermal Science and Engineering Progress*, 34, 101384. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101384>.
2. Biçer, N., Engin, T., Yaşar, H., Büyükkaya, E., Aydın, A., Topuz, A. (2021). Design optimization of a shell-and-tube heat exchanger with novel three-zonal baffle by using CFD and taguchi method. *International Journal of Thermal Sciences*, 155, 106417. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106417>.
3. Yang, Z., Ma, Y., Zhang, N., Smith, R. (2020). Design optimization of shell and tube heat exchangers sizing with heat transfer enhancement. *Computers & Chemical Engineering*, 137, 106821. <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2020.106821>.
4. Lim, T.-W., Choi, Y.-S. (2020). Thermal design and performance evaluation of a shell-and-tube heat exchanger using LNG cold energy in LNG fuelled ship. *Applied Thermal Engineering*, 171, 115120. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115120>.
5. Jamil, M. A., Goraya, T. S., Shahzad, M. W., Zubair, S. M. (2020). Exergoeconomic optimization of a shell-and-tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, 226, 113462. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113462>.
6. Erdogan, A., Ozgur Colpan, C. (2018). Thermal Design and Modeling of Shell and Tube Heat Exchangers Combining PTSC and ORC Systems. *Exergetic, Energetic and Environmental Dimensions*, 279-305 <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-813734-5.00016-0>.
7. Milani Shirvan, K., Mamourian, M., Abolfazli Esfahani, J. (2018). Experimental investigation on thermal performance and economic analysis of cosine wave tube structure in a shell and tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, 175, 86–98. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.08.103>.
8. Cheng, H., Luo, T., Yu, J., Yang, X., Liu, Y., Gu, Z., Jin, L. (2018). Experimental study of a shell-and-tube phase change heat exchanger unit with/without circular fins. *Energy Procedia*, 152, 990–996. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.09.105>.
9. Abbasi, H. R., Sadeh, E. S., Pourrahmani, H., Mohammadi, M. H. (2020). Shape optimization of segmental porous baffles for enhanced thermo-hydraulic performance of shell-and-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 180, 115835. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115835>.
10. Mohanty, D. K. (2016). Application of firefly algorithm for design optimization of a shell and tube heat exchanger from economic point of view. *International Journal of Thermal Sciences*, 102, 228–238. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.12.002>.
11. Mohanty, D. K. (2016). Gravitational search algorithm for economic optimization design of a shell and tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 107, 184–193. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.133>.
12. Moosavi, A., Abbasalizadeh, M., Sadighi Dizaji, H. (2016). Optimization of heat transfer and pressure drop characteristics via air bubble injection inside a shell and coiled tube heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 78, 1–9. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.05.011>.

13. Bahiraei, M., Naseri, M., Monavari, A. (2021). A CFD study on thermohydraulic characteristics of a nanofluid in a shell-and-tube heat exchanger fitted with new unilateral ladder type helical baffles. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 124, 105248. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105248>.
14. Tian, X., Guo, Z., Jia, H., Yang, J., Wang, Q. (2021). Numerical investigation of a new type tube for shell-and-tube moving packed bed heat exchanger. *Powder Technology*, 394, 584–596. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2021.08.080>.
15. Gorobets, V.G., Trokhaniak, V.I. (2015) Eksperymentalne doslidzhennia teploobminnoho aparata novoi konstruktsii. [Experimental study of a new design heat exchanger]. *Enerhetyka i avtomatyka*, 4, 191-196. <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/viewFile/5247/5160>.
16. Gorobets, V.G., Bohdan, Yu.O, Trokhaniak, V.I. (2017). Teploobminne obladdannya dlya koheneratsiynykh ustanovok [Heat-exchange equipment for cogeneration plants] Kyiv: «PC «Komprint», 198.
17. Trokhaniak, V. I. (2018). Systema enerhozberezhennia u ptashnykakh iz vykorystanniam nyzkopotentsialnoi enerhii gruntu [Power saving system in poultry-houses with usage of soil low-potential energy]. Kyiv: «PC «Komprint», 386.
18. Gorobets, V., Bohdan, Y., Trokhaniak, V., Antypov, I. (2019). Investigations of heat transfer and hydrodynamics in heat exchangers with compact arrangements of tubes. *Applied Thermal Engineering*, 151, 46-54. [doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.059](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.059)

## OPTIMIZATION OF INDIVIDUAL CONSTRUCTIONS OF A COMPACT SMALL DIAMETER PIPE BUNDLE USING CFD SIMULATION

**V. Trokhaniak, V. Gorobets, V. Tkachenko, A. Balitsky**

**Abstract.** Bundles of smooth cylindrical pipes with a checkerboard and corridor arrangement are widely used in various heat exchange devices and devices of power plants. Surfaces of this type, which are used in known designs of shell and tube heat exchangers, have a large mass and dimensions. The research proposed a new design of the shell-and-tube heat exchanger using compact bundles of small-diameter tubes, which significantly improved its mass-dimensional indicators.

The location of the pipes in the pipe bundle was optimized using the ANSYS FLUENT software package. CFD model type planning was carried out using the "Latin Hypercube Sampling Design" method using ANSYS DesignXplorer software.

The pipe offset (pipe diameter 8 mm, offset 1 to 5 mm) and the distance between adjacent rows of pipes (5 to 10 mm) were selected as variable parameters. The thermal-hydraulic efficiency of the beam was chosen as the optimal parameter. The MOGA method was used for optimization.

The optimization results show that the greatest value of thermohydraulic efficiency has a pipe bundle for which the displacement of the tubes is 0.00101986 m, the distance between the tubes is 0.009937333 m. At the same time, the heat transfer coefficient is 100.019304 W/m<sup>2</sup>K, the pressure drop is 34.5701419 Pa, and thermohydraulic efficiency is equal to 312.101156. For an optimal bundle of pipes, the pressure drop in the channels of the bundle lies in the range from -47 to 130 Pa, and the flow speed in individual sections of the channel reaches 14 m/s.

**Key words:** CFD modeling, optimization, tube bundle, heat exchange, hydrodynamics