

УДК 536.24

CFD МОДЕЛЮВАННЯ КОМПАКТНОГО ПУЧКА ТРУБ ТА ВИВЕДЕННЯ КРИТЕРІАЛЬНОГО РІВНЯННЯ ЧИСЛА Nu

В. І. Троханяк

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція автора: trokhaniak_v@nubip.edu.ua.

Історія статті: отримано – грудень 2018, акцептовано – травень 2019.
Бібл. 20, рис. 5, табл. 2.

Анотація. При розробці нових типів конструкцій теплообмінних апаратів важливу роль відіграють такі фактори, як їх масогабаритні характеристики, ефективність теплопереносу через поверхню, що розділяє теплоносії, втрати тиску в трактах для кожного з теплоносіїв та інші параметри, які характеризують теплообмінний апарат.

Проведено CFD моделювання процесів тепло- і масопереносу в пучку труб при різних числах Re з компактною розміщенням труб використовуючи програмний комплекс ANSYS Fluent. В основі математичної моделі лежать рівняння Нав'є-Стокса, рівняння збереження енергії для конвективних течій та рівняння нерозривності. У розрахунках застосовано стандартну k - ϵ модель турбулентності. Отримано поля швидкостей, температур, тисків у досліджуваних каналах. Проаналізовано умови гідродинамічної течії в каналах та проведено оцінки інтенсивності теплопереносу між гарячим та холодним теплоносієм через стінку, що їх розділяє. На основі результатів CFD моделювання виведено критеріальне рівняння числа Nu яке може бути використане при інженерних розрахунках теплообмінних апаратів з компактними пучками труб.

Ключові слова: теплообмінний апарат, CFD моделювання, тепло- масообмін, пучок труб, число Nu .

Постановка проблеми

Пучки гладких циліндричних труб із шаховим та коридорним розташуванням широко використовуються в різних теплообмінних апаратах і пристроях енергетичних установок. Огляд літературних джерел та результатів значної кількості експериментальних досліджень тепло-гідродинамічних характеристик пучків гладких труб при поперечному їх обтіканні, у тому числі досліджень з тепловіддачі шахових пучків при числах Re показує, що такі пучки мають вищу тепловіддачу порівняно з коридорними пучками. Однак при цьому вони мають більш високий гідравлічний опір порівняно з коридорними пучками.

Слід зазначити, що поверхні такого типу, які використовуються в кожухотрубних

теплообмінниках, призводять до зростання їх маси та габаритів. Одним із шляхів покращення цих характеристик є застосування ребрення та інтенсифікаторів теплообміну на конвективних поверхнях. Разом із тим, використання ребрених поверхонь та 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 конвективних поверхнях теплообмінників є застосування гладких трубних пучків із компактною конфігурацією.

Тому розробка нових конструкцій кожухотрубних теплообмінників з компактними трубними пучками є актуальною і потребує свого вирішення.

Аналіз останніх досліджень

Найпоширенішими конструкціями теплообмінників, які переважно використовуються в теплообмінному устаткуванні, є рекуперативні апарати. За своїми конструктивними відмінностями рекуперативні теплообмінники розділяються на кожухотрубні та пластинчасті. Кожна з цих конструкцій має свої переваги та недоліки залежно від умов експлуатації, гідродинамічних та температурних режимів роботи. Для енергозберігаючих вентиляційних систем більш ефективними є теплообмінники кожухотрубного типу. При розробці нових типів конструкцій теплообмінних апаратів (ТА) важливу роль відіграють такі фактори, як їх масогабаритні характеристики, ефективність теплопереносу через поверхню, що розділяє теплоносії, втрати тиску в трактах для кожного з теплоносіїв та інші параметри, які характеризують теплообмінний апарат [1]. Крім оцінки вказаних факторів, використовують, наприклад, такий параметр як теплогідравлічна ефективність [2-5], що характеризує теплову продуктивність теплообмінника віднесено до одиниці потужності, необхідної для прокачування теплоносія в трасі теплообмінника.

У роботі розглядаються теплообмінники кожухотрубного типу, які мають нову конструкцію, що відрізняється від традиційних [6-8].

Одна з перших методик по безпосередньому визначенні місцевої тепловіддачі одиночного циліндра (труби) була запропонована Г. Н. Кружиліном і В. А. Швабом [9]. Михайловим Г. А. [10] де було детально вивчено зміну тепловіддачі по периметру труб в пучку при їх поперечному обтіканні повітрям.

Умови тепловіддачі пучків труб в потоках газу вивчалися в багатьох роботах, авторами яких були Антуф'єв В. М., Кіріп'чов М. В. та інші дослідники [11-13]. В роботі Пошкаса П. С., Сурвила В. Ю. і Жукаускаса А. А. [14] вивчено механізми дії на тепловіддачу поперечно обтікаючих потоків повітря в різних рядах стиснутих шахових пучків з відносними кроками $a \times b (s_1/d \times s_2/d) = 1,5 \times 0,865$ і $1,25 \times 0,865$.

Критеріальні співвідношення числа Nu для визначення тепловіддачі трубних пучків були узагальнені в монографії Жукаускаса А., Макарявічюса В., Шланчяускаса А. [15], опублікованій в 1968 р. і доповненій Жукаускасом А. та Улинскасом Р. у 1986 [16].

Вище вивчені праці по визначенню тепловіддачі в повній мірі досліджені, які підходять до шахових і коридорних пучків труб теплообмінних апаратів. Усі виведені критеріальні рівняння є застарілими і потребують удосконалення.

Мета досліджень

Розробка нових конструкцій з компактним розміщенням пучків гладких труб при поперечному їх обтіканні теплоносіями та CFD моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах теплообмінника з подальшим виведенням критеріального рівняння числа Nu.

Результати досліджень

Розглянемо трубний пучок компактної конфігурації при поперечному їх обтіканні (рис.1). Геометрія розташування труб з діаметром $d=10$ мм є своєрідною, що відрізняється від традиційних шахових, коридорних. Відстань між трубами 5 мм. Товщина труби 1 мм. Матеріал труби «Сталь 3». На третій трубі, гранична умова «wall_L» і «wall_R», виставляємо джерело тепла в $2070,064$ Вт/м². Всі інші труби виставляємо температуру яка відповідає температурі на вході. Детальніше див. табл. 1. Для виведення критеріального рівняння числа Nu необхідно змінювати число Re, яке залежить від швидкості повітря на вході. Число Re змінювалось від 332 до 4946. Детальна методика для виведення числа Nu по кожній із CFD моделей описана у працях [6, 17, 18].

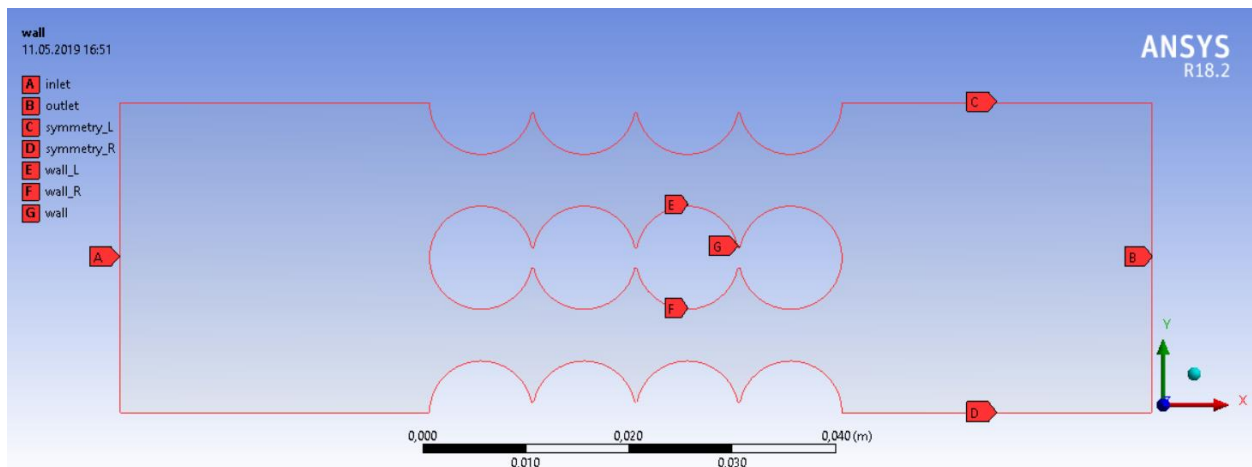


Рис. 1. Геометрія розташування пучка труб та позначення граничних умов для CFD моделювання.
Fig. 1. Geometry of the tube bundle and denote the boundary conditions for the CFD simulation.

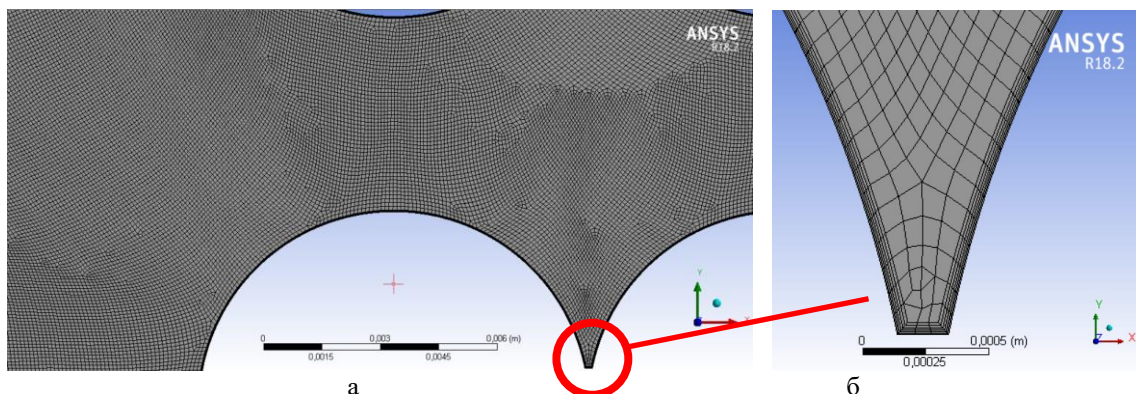


Рис. 2. Побудова чотирикутної сітки (а) МКЕ з межовим шаром (б).
Fig. 2. Construction of the quadrilateral mesh (a) FEM with boundary layer (b).

Таблиця 1. Параметри повітря на вході.**Table 1.** Parameters of the air inlet.

Параметр	Значення									
Швидкість повітря на вході, м/с	0,5	1,4	2,3	3,4	4	4,7	5,4	6	6,6	7,4
Температура повітря на вході, °C	17,1	16,2	16,7	16,4	16,1	15,6	15,5	15,5	15,5	15,5
Число Re	331,9	934,5	1530,5	2254,9	2658,4	3149,2	3609,0	4007,9	4409,9	4946,0

При чисельному розрахунку задач гідродинаміки і тепло- масопереносу використовується метод кінцевих елементів (МКЕ). Побудова сітки проводилася в сіткогенераторі ANSYS Meshing на базі платформи Workbench.

При побудові сітки для пучка труб усіх моделей використано локальне управління сіткою.

Побудова чотирикутної сітки (рис. 2 а) з використанням побудови межового шару методом загальної товщини (Total Thickness), товщиною першого шару $5 \cdot 10^{-5}$ м при кількості 6 шарів (див. рис. 2 б). Показник якості сітки Orthogonal Quality [19, 20] становить 0,55.

Мінімальний розмір елемента становить $1 \cdot 10^{-6}$ м. Максимальний розмір грані $1 \cdot 10^{-4}$ м. Кількість елементів становить близько 280 тис.

Проведено чисельне моделювання процесів тепло- і масопереносу в пучках труб компактної конфігурації, використовуючи пакет прикладних програм ANSYS Fluent.

В основі математичної моделі лежать рівняння Нав'є-Стокса [2] та рівняння конвективного переносу енергії. У розглянутому випадку вибрано стандартну k-ε модель турбулентності (KES) [3–5].

Рівняння Нав'є-Стокса, які описують масоперенос у каналах теплообмінника, мають вигляд:

рівняння руху:

$$\left. \begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right); \\ \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right); \\ \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right); \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де ρ – густина середовища, кг/м³; μ – динамічна в'язкість середовища, Па·с; p – тиск, Па; u, v, w – векторне поле швидкості; t – час, с.

рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0; \quad (2)$$

рівняння збереження енергії:

$$\rho C_p \left(V_x \frac{\partial T}{\partial x} + V_y \frac{\partial T}{\partial y} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right), \quad (3)$$

де T – температура в деякій точці, К°; λ – коефіцієнт теплопровідності середовища, Вт/м·К°; C_p – питома теплоємність середовища, Дж/кг·К°.

Задаємо граничні умови (див. рис. 1.):

на вході:

$$x = 0; W = W_0; T = T_0 \quad (4)$$

на виході:

$$x = H; \partial W / \partial x = 0 \quad (5)$$

стінки труби:

$$T(x = x_{mp.вн.})(y = y_{mp.вн.}) = T_{ст.,0} \quad (6)$$

умови прилипання на стінці труби:

$$x = x_{mp.зов.}; y = y_{mp.зов.} \quad (7)$$

Для стандартної k - ε моделі турбулентності рівняння мають такий вигляд:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (8)$$

і

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + G_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (9)$$

де G_k – генерація турбулентності кінетичної енергії за рахунок градієнтів швидкості; G_b – генерація турбулентності кінетичної енергії за рахунок плавучості; Y_M – являє собою вклад дисипації яка коливається в стисливій турбулентності в загальній швидкості дисипації; $C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}$ і $C_{3\epsilon}$ – константи; σ_k і σ_ϵ – турбулентні числа Прантля для k і ϵ відповідно.

Результати чисельних розрахунків подано на рисунках 3–6. На рис. 3 наведено розподіл температурного поля в каналах трубного пучка.

Кількість тепла, яке виділяється третьою трубою є однаковим для усіх моделей. За рахунок збільшення потоку повітря в каналах пучків труб, температура є різною і становить від 288 °К (+15 °С) до 372 °К (+99 °С).

На рис. 4 наведено поле швидкостей у каналах теплообмінника.

Аналіз отриманого поля швидкостей показує, що максимальні значення швидкості потоку спостерігаються між трубами у найвужчому перерізі.

В окремих точках каналу швидкість повітря досягає 24,44 м/с при Re=4946, а середня швидкість повітря у найвужчому поперечному перерізі каналу становить близько 22,19 м/с (рис. 4 г).

Детальні результати CFD моделювання наведено в таблиці 2.

На рис. 5 також показано розподіл векторів швидкості на виході пучка труб. У верхній точці труби відбувається відрив межового шару, а на стику сусідніх труб є застійна зона.

В цій зоні спостерігається відривний вихор, в яких швидкість потоку суттєво менша, ніж в основному потоці.

Порівнюючи отримані результати поля швидкостей повітря (див. рис. 4-5), гідродинаміка потоку повітря в каналах є однаковою.

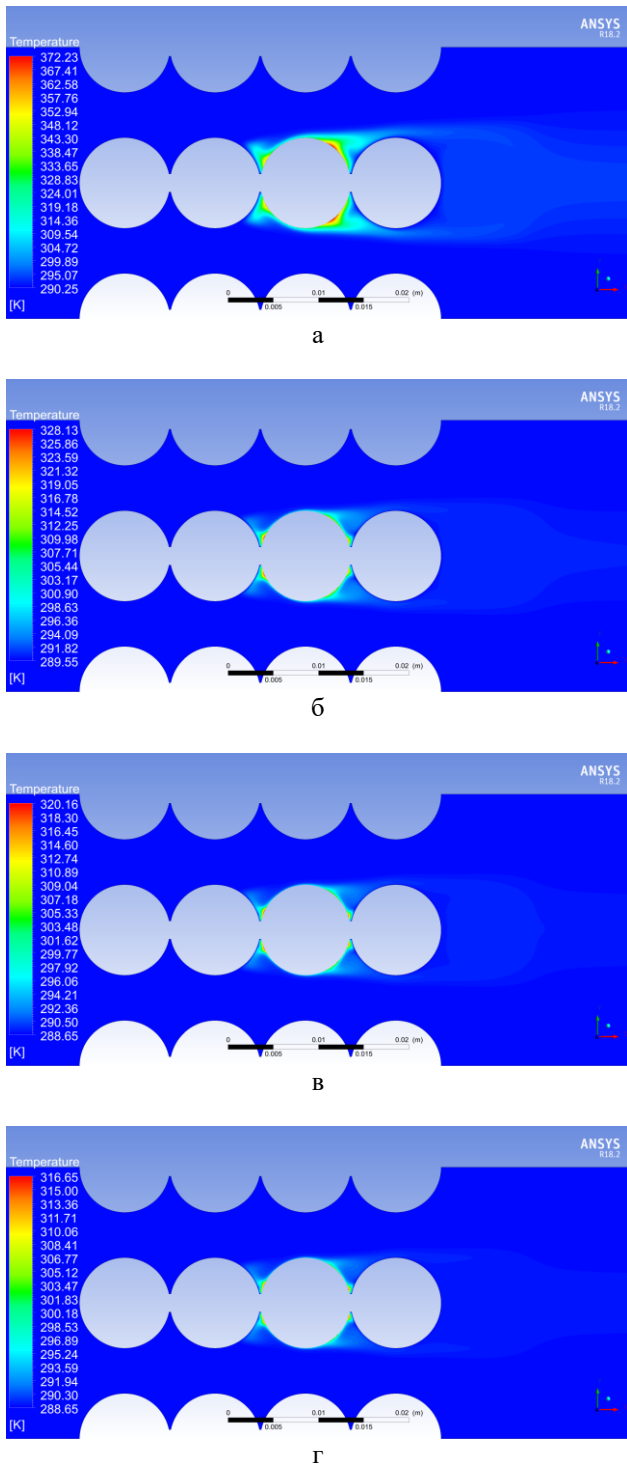


Рис. 3. Розподіл температур в пучку труб при різних числах Re, °K: а – Re=332; б – Re=2255; в – Re=3609; г – Re=4946.

Fig. 3. Temperature distribution in the beam pipes at different numbers Re, °K

Критеріальне рівняння числа Nu використовується в інженерних розрахунках теплообмінних апаратів. Дане рівняння характеризує інтенсивність переходу теплоти (теплопередачі) на границі потік-стінка для стаціонарних процесів конвекційного теплообміну в однофазній нестисливій рідині з постійними (окрім густини) фізичними властивостями. Залежність $Nu=f(Re, Pr)$ можна трактувати таким чином: кількість тепла, яке

переноситься (Nu) залежить від виду швидкісного поля (Re) і його зв'язку з полем температур (Pr). Таким чином, вивісни рівняння регресії, отримаємо наступне:

$$Nu = 1,46 \cdot Re^{0,54} \cdot Pr^{1,19} \quad (10)$$

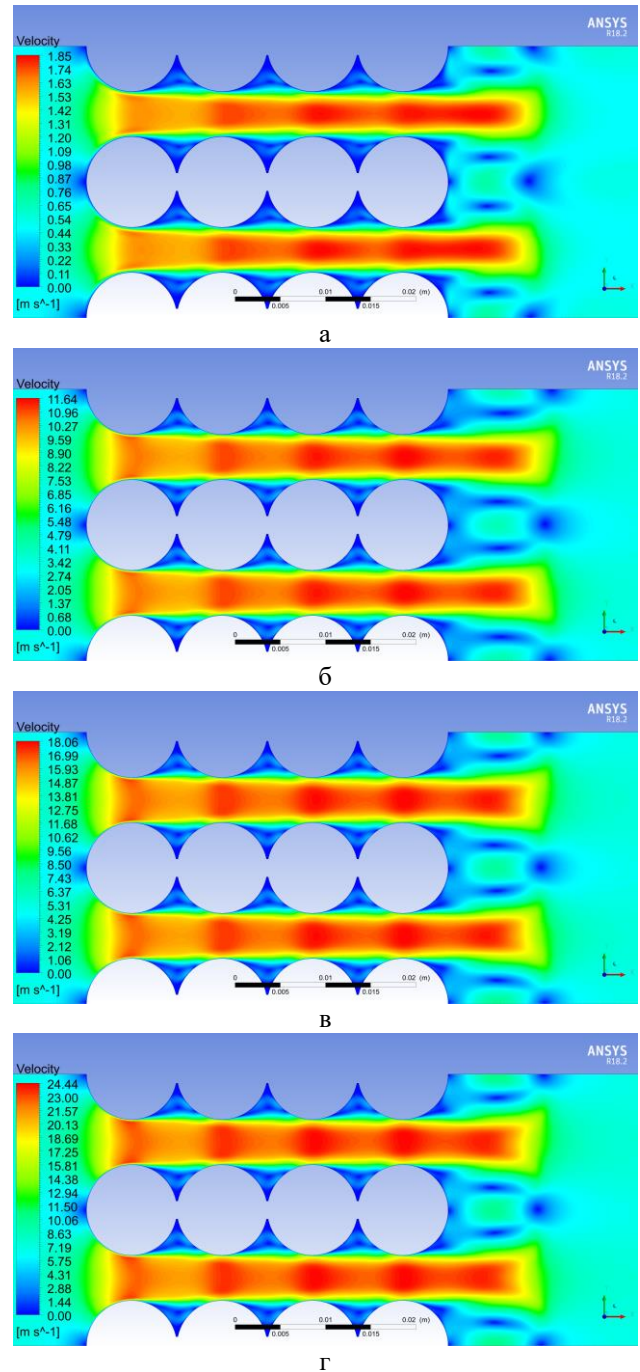


Рис. 4. Поле швидкостей в пучку труб при різних числах Re, м/с: а – Re=332; б – Re=2255; в – Re=3609; г – Re=4946

Fig. 4. Velocity field in the beam pipes at different numbers Re, m/c

Похибка рівняння (10) не виходить за межі 6% відносно CFD моделювання компактного пучка труб, результати яких подані в таблиці 2. Дане рівняння може бути використане лише при Re від 300 до 5000 та Pr від 0,7029 до 0,7033.

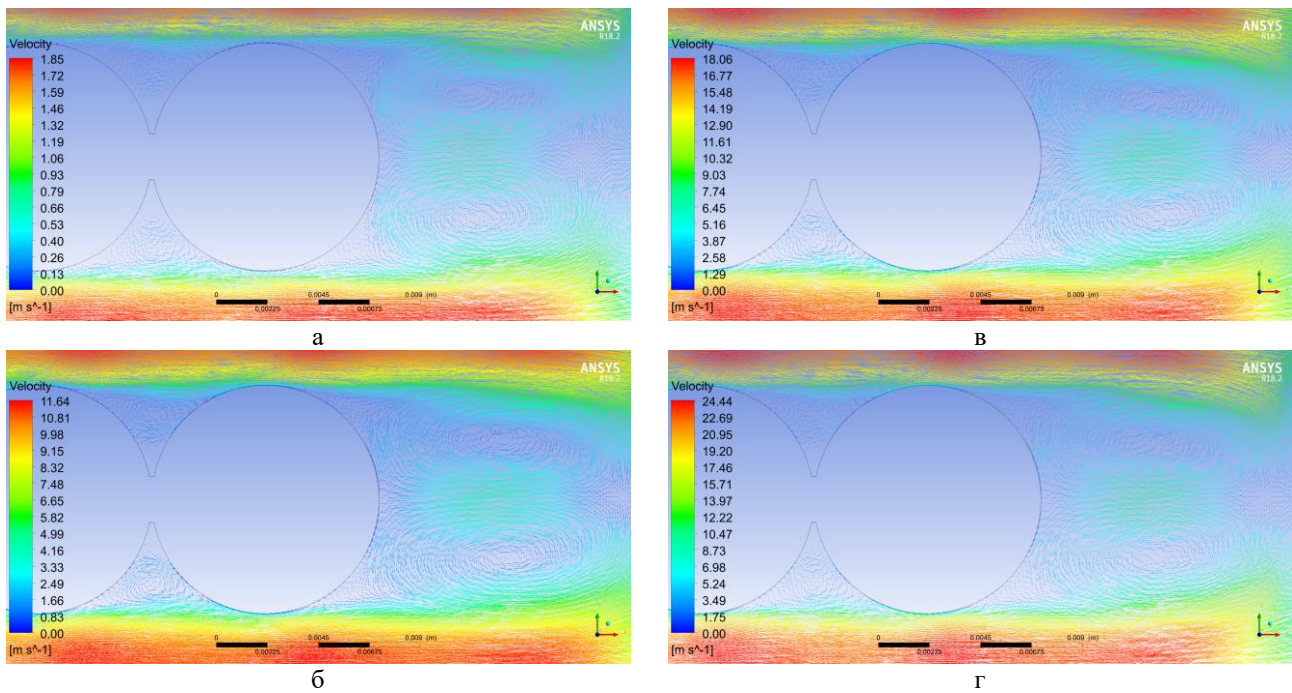


Рис. 5. Вектор швидкості в пучку труб при різних числах Re, м/с: а – Re=332; б – Re=2255; в – Re=3609; г – Re=4946.

Fig. 5. Velocity vector in the beam pipes at different numbers Re, m/s

Таблиця 2. Результати CFD моделювання компактного пучка труб.

Table 2. The results of CFD modelling of compact tube bundle.

Параметр	Значення									
Число Рейнольда (Re)	331,9	934,5	1530,5	2254,9	2658,4	3149,2	3609,0	4007,9	4409,9	4946,0
Середня швидкість повітря в найвужчому перерізі канату, м/с	1,506	4,205	6,903	10,201	11,999	14,096	16,195	17,993	19,792	22,188
Середня температура на стінці з труби, °C	63,584	44,031	38,334	33,905	32,033	30,056	28,766	27,914	27,181	26,355
Коефіцієнт тепловіддачі трубного пучка, Вт/м ² К	59,377	99,173	127,58	157,67	173,24	190,93	208,06	222,36	236,29	254,27
Число Прандтля (Pr)	0,703	0,7032	0,7031	0,7029	0,703	0,7033	0,70323	0,70324	0,70325	0,70326
Число Нуссельта (Nu)	22,668	37,979	48,782	60,172	66,187	73,233	79,678	85,179	90,514	97,413

Висновки

1. Запропоновано та розроблено нову конструкцію компактного розташування труб у трубних пучках теплообмінного апарата.

2. Проведено CFD математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах пучків труб із використанням програмного комплексу ANSYS Fluent. Отримано поля швидкостей та температур у досліджуваних каналах. Проаналізовано умови гідродинамічної течії в каналах та процесів переносу теплоти в цих каналах.

3. На основі результатів CFD моделювання виведено критеріальне рівняння числа Nu яке може бути використане при інженерних розрахунках теплообмінних апаратів з компактними пучками труб. Дане рівняння має похибку до 6%.

Список літератури

1. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. Москва. Наука, 1982. 472 с.

2. *Горобець В. Г.* Теплогідрравлічна ефективність поверхонь з інтенсифікаторами теплообміну та оребренням. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2010. № 148. С. 46-56.

3. *Халатов А. А., Онищенко В. Н., Борисов И. И.* Аналогия переноса теплоты и количества движения в каналах с поверхностями генераторами вихрей. Доклады НАН Украины. Киев. 2007. № 6. С. 70-75.

4. *Горобець В. Г., Троханяк В. І.* Моделювання процесів переносу та теплогідрравлічна ефективність кожухотрубного теплообмінника з компактним розташуванням пучків труб. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2014. Вип. 194, ч. 2. С. 147-155.

5. *Троханяк В. І., Богдан Ю. А.* Оценка теплогидравлической эффективности кожухотрубного теплообменного аппарата с компактным размещением труб в пучках на основе компьютерного численного моделирования процессов тепломассопереноса: [электронный ресурс]. APRIORI. Серія: естественные и технические науки. 2015. № 6. Режим доступа к ресурсу: <http://apriori-journal.ru/seria2/6-2015/Trokhanyak-Bogdan2.pdf>.

6. *Троханяк В. І.* Визначення коефіцієнта тепловіддачі при чисельному моделюванні трубного пучка. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь. 2015. Вип. 15, Т. 2. С. 332-337.

7. *Горобець В. Г., Троханяк В. І.* Экспериментальне дослідження теплообмінного апарата нової конструкції: [електронний ресурс]. Енергетика і автоматика. 2015. Режим доступу до ресурсу: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/viewFile/5247/5160>.

8. *Горобець В. Г., Богдан Ю. О., Троханяк В. І.* Теплообмінне обладнання для когенераційних установок. Київ. ЦП «Компринт, 2017. 203 с.

9. *Троханяк В. І.* Побудова сітки ANSYS Meshing для CFD моделей методом кінцевих елементів Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 209, ч. 2. С. 244-249.

10. *Троханяк В. І., Богдан Ю. О.* Застосування методу кінцевих елементів при побудові сітки в Ansys Meshing для CFD моделей. Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія «Технічні науки». 2015. Вип. 30, Т. 2. С. 181-189.

11. *Кружилин Г. Н., Шваб В. А.* Исследование поля на поверхности круглого цилиндра, омываемого поперечным потоком воздуха, в интервале значений критерия Рейнольдса $21 \cdot 10^3$. Журнал технической физики, 1935. Т. 5, № 4. С. 707-710.

12. *Михайлов Г. А.* Конвективный теплообмен в пучках труб. Советское котлотурбостроение, 1939. № 12. С. 434-437.

13. *Антуфьев В. М., Белецкий Г. С.* Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке. Москва. Машиздат, 1948. 123 с.

14. *Кирпичев М. В., Михеев М. А.* Моделирование тепловых устройств. Москва. Ленинград. Изд-во. АН СССР, 1936. 320 с.

15. *Haley D. C.* Evaporative cooling, now-anywhere. ASHRAE Trans. Symp. Pap. Calif., 19-22 jan. 1986. V. 92. Pt. IB. P. 901-909.

16. *Пошкас П. С., Сурвила В. Ю., Жукаускас А. А.* Местная теплоотдача трубы в поперечно обтекаемых потоком воздуха сжатых шахматных пучках при больших Re. Труды Академии наук Литовской ССР. Ссерия Б. 1977. Т. 4 (101). С. 73-79.

17. *Жукаускас А., Макарявичюс В., Шланчяускас А.* Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. Вильнюс: Минтис, 1968. 192 с.

18. *Жукаускас А., Улинскас Р.* Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. Вильнюс: Мокслас, 1986. 204 с.

19. *Троханяк В. І., Антипов С. О., Богдан Ю. О.* Розробка та чисельне моделювання теплообмінного обладнання нової конструкції для систем підтримання мікроклімату у пташниках. Інженерія природокористування. 2018. №1(9). С. 48-56.

20. *Троханяк В. І., Горобець В. Г.* Математичне моделювання теплообмінного апарата з шаховим та компактним розташуванням труб в трубному пучку. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь. 2015. Вип. 15, Т. 4. С. 142-149.

References

1. *Zukuskas A. A.* (1982). Convective transfer in heat exchangers. Moscow: Nauka. 472.

2. *Gorobets V. G.* (2010). Thermohydraulic efficiency of surfaces with heat exchange and sharpening intensifiers. In Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. "Technologies and Power Engineering", vol. 148, 46-56.

3. *Khalatov A. A., Onishchenko V. N., Borisov I. I.* (2007). Analogy of the transfer of heat and momentum in channels with surfaces of vortex generators. Reports of the National Academy of Sciences of Ukraine. Kyiv. 2007, vol. 6, 70-75.

4. *Gorobets V. G., Trokhanyak V. I.* (2014). Modeling of transfer processes and thermal-hydraulic efficiency of a shell heat exchanger with a compact arrangement of pipe beams. In Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. "Technologies and Power Engineering", vol. 194, no 2, 147-155.

5. *Trokhaniak V. I., Bohdan Yu. O.* (2015). Evaluating of thermal-hydraulic efficiency shell-and-tube heat exchanger with the compact arrangement of the tube bundles on the basis of the computer numerical simulation of process of heat and mass transfer. APRIORI Series "Natural and technical sciences." vol. 6.

Resource Access Mode: <http://apriori-journal.ru/seria2/6-2015/Trokhanyak-Bogdan2.pdf>.

6. Trokhaniak V. I. (2015). Definition of coefficient of heat transfer numerical simulation tube bundle. Proceedings of the Tavria State Agrotechnological University. vol. 15, no 2, 332–337.

7. Gorobets V. G., Trokhaniak V. I., Bohdan Yu. O. (2015). Experimental study heat exchanger new design. Power engineering and automation. Resource Access Mode: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/viewFile/5247/5160>.

8. Gorobets V. G., Bohdan Yu. O., Trokhaniak V. I. (2018). Heat-exchange equipment for cogeneration plants. Kyiv. PC «Komprint, 198.

9. Trokhaniak V. I. (2015). Construction mesh in ANSYS MESHING models for CFD finite elements method. In Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. “Technologies and Power Engineering”, vol. 209, no 2, 244–249.

10. Trokhanyak V. I., Bogdan Yu. O. (2015). The finite element method in making up meshes in ANSYS Meshing for CFD models. In: Bulletin of Pryazovslyi State Technical University. vol. 30, no. 2, 181–189.

11. Kruzhilin G. N., Schwab V. A. (1935). Field study on the surface of a circular cylinder washed by a transverse air flow in the range of values of the Reynolds criterion. $21 \cdot 10^3$. Journal of Technical Physics. vol. 5, no 4, 701-710.

12. Mikhailov G. A. (1939). Convective heat transfer in bundles of pipes. Soviet Kotloturbostroenie. 1939, vol. 2, 434–437.

13. Antufiev V. M., Beletsky G. S. (1948). Heat transfer and aerodynamic resistance of tubular surfaces in the transverse flow. Moscow. Mashizdat. 123.

14. Kirpichev M. V., Mikheev M. A. (1936). Simulation of thermal devices. Moscow. Publishing House. USSR Academy of Sciences. 320.

15. Haley D. C. (1986). Evaporative cooling, now-anywhere. ASHRAE Trans. Symp. Pap. Calif., 19-22 jan. vol. 92. 901-909.

16. Poskas P. S., Survila V. Yu., Zukauskas A. A. (1977). Local heat transfer of a tube in a compact staggered banc of tubes in cross-flow of air at high Re. Works of the Academy of Sciences of the Lithuanian SSR. - Series B. vol. 4, no 101, 73-79.

17. Zukauskas A., Makarevicius V., Slanciauskas A. (1968). Heat transfer in banc of tubes in cross-flow of fluid. Vilnius. Mintis. 192.

18. Zukauskas A., Ulinskas R. (1986). Heat transfer in banc of tubes in cross-flow. Vilnius. Mokslas. 204.

19. Trokhaniak V. I., Antipov I. O., Bohdan Yu. O. (2018). Development and numerical simulation of new design heat exchange equipment for microclimate maintenance systems in poultry houses. Scientific journal Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture «Engineering of nature management». vol. 1, no 9, 48-56.

20. Trokhanyak V. I., Gorobets V. G. (2015). Mathematical modeling of heat-exchange apparatus with staggered and compact arrangement of tubes in the tube bundle. Proceedings of the Tavria State Agrotechnological University. vol. 15, no 4, 142-149.

CFD МОДЕЛИРОВАНИЯ КОМПАКТНОГО ПУЧКА ТРУБ И ВЫВОД КРИТЕРИАЛЬНОГО УРАВНЕНИЯ ЧИСЛА Nu

В. И. Троханяк

Аннотация. При разработке новых типов конструкций теплообменных аппаратов важную роль играют такие факторы, как их массогабаритные характеристики, эффективность теплопереноса через поверхность, разделяющую теплоносители, потери давления в трактах для каждого из теплоносителей и другие параметры, которые характеризуют теплообменный аппарат.

Проведения CFD моделирования процессов тепло- и массопереноса в пучке труб при различных числах Re с компактным размещением труб используя программный комплекс ANSYS Fluent. В основе математической модели лежат уравнения Навье-Стокса, уравнения сохранения энергии для конвективных течений и уравнение неразрывности. В расчетах применены стандартную k-ε модель турбулентности. Получены поля скоростей, температур в исследуемых каналах. Проанализированы условия гидродинамических течений в каналах и проведения оценки интенсивности теплопереноса между горячим и холодным теплоносителем через стенку, разделяющую их. На основе результатов CFD моделирования выведено критериальное уравнение числа Nu которое может быть использовано при инженерных расчетах теплообменных аппаратов с компактными пучками труб.

Ключевые слова: Теплообменный аппарат, CFD моделирования, тепло- массообмен, пучок труб, число Nu.

CFD MODELING OF COMPACT BUNDLE OF TUBES AND OUTPUTTING THE CRITERION EQUATION OF Nu NUMBER

V. I. Trokhaniak

Abstract. In the development of new types of designs of heat-exchange units, factors such as their mass-overall characteristics, the efficiency of heat transfer through the surface separating the heat carrier, the loss of pressure in the tract for each of the heat-carrier and other parameters characterizing the heat-exchange apparatus play an important role.

The CFD modeling of heat and mass transfer processes in a bundle of pipes at various Re numbers with a compact pipe arrangement was carried out using the ANSYS Fluent software complex. The basis of the mathematical model is the Navier-Stokes equation, the energy conservation equation for convective currents and the continuity equation. In the calculations, a standard k-ε turbulence model was used. The fields of velocities, temperatures, and pressure in the studied channels are obtained. The conditions of the hydrodynamic flow in the channels are analyzed and the heat transfer intensity measurements between the hot and cold coolant through the wall that separates them are carried out. On the basis of the results of CFD simulation a criterion equation Nu is derived which can be used for engineering calculations of heat exchangers with compact bundles of pipes.

Key words: Heat Exchanger, CFD Modeling, Heat-Mass Transfer, Tube Bundle, Number Nu.

В. І. Троханяк ORCID 0000-0002-8084-1568.