

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕНОСУ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМУ ОБТІКАННІ КОМПАКТНИХ ПУЧКІВ ТРУБ У КОЖУХОТРУБНИХ ТЕПЛООБМІННИКАХ

**В.Г. ГОРОБЕЦЬ, доктор технічних наук
В. І. ТРОХАНЯК, аспірант***

Використовуючи пакет прикладних програм ANSYS Fluent, проведено моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах кожухотрубного теплообмінника з компактним розміщенням пучків труб. Отримано поля швидкостей, температур і тисків у каналі теплообмінника та проаналізовано умови гідродинамічної течії в каналах та процесів переносу теплоти в цих каналах. Запропоновано та розроблено нову конструкцію кожухотрубного теплообмінного апарата з компактним розташуванням труб у трубних пучках.

Теплообмінник, пучок труб, математичне моделювання, міжтрубні канали, масогабаритні показники.

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 [1], у тому числі досліджень з тепловіддачі шахових пучків при числах Рейнольдса $10^3 \leq Re \leq 2 \cdot 10^5$ 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.

Мета досліджень, – розробка нових конструкцій кожухотрубних теплообмінників із компактним розміщенням пучків гладких труб при

**Науковий керівник – доктор технічних наук, доцент В.Г. Горобець
© В.Г. ГОРОБЕЦЬ, В. І. ТРОХАНЯК, 2015*

поперечному їх обтіканні теплоносіями та чисельне моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах теплообмінника.

Матеріали та методика досліджень. Розглянемо кожухотрубний теплообмінник із кожухом прямокутного перерізу, в якому розміщено пучки труб компактної конфігурації при поперечному їх обтіканні (рис. 1). У теплообмінному апараті застосовано таке розташування труб, при якому сусідні трубки дотикаються між собою та зміщені одна відносно одної по осі ординат на відстань K , де $0 < K < \sqrt{3}D/2$, а відстань C відповідає умові $C \geq D + 5\text{мм}$, що обумовлено тим, що технологія виготовлення пучків значно ускладнюється при відстанях між трубами менше 5 мм.

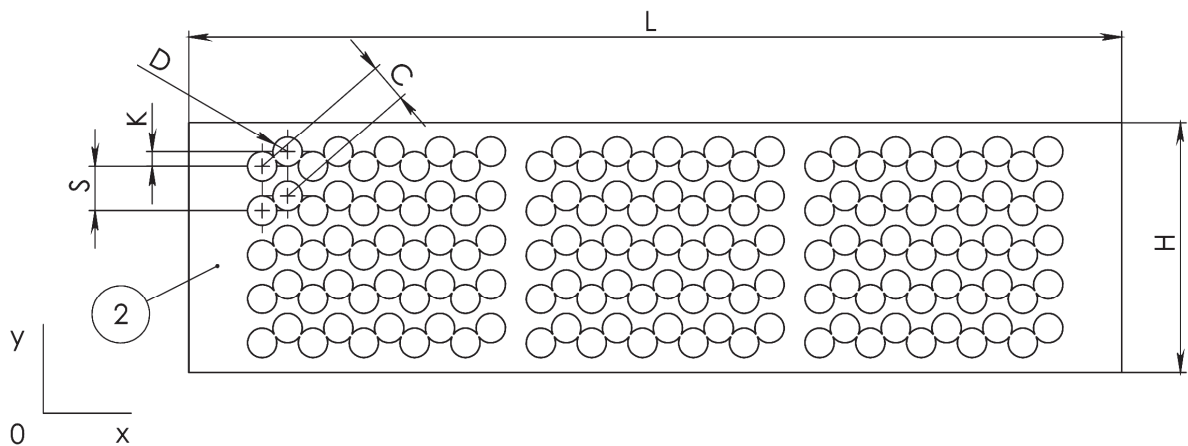


Рис. 1. Труба дошка з компакним розташуванням трубок (вигляд зверху)

Загальний вигляд запропонованого теплообмінного апарата схематично зображено на рис. 2.

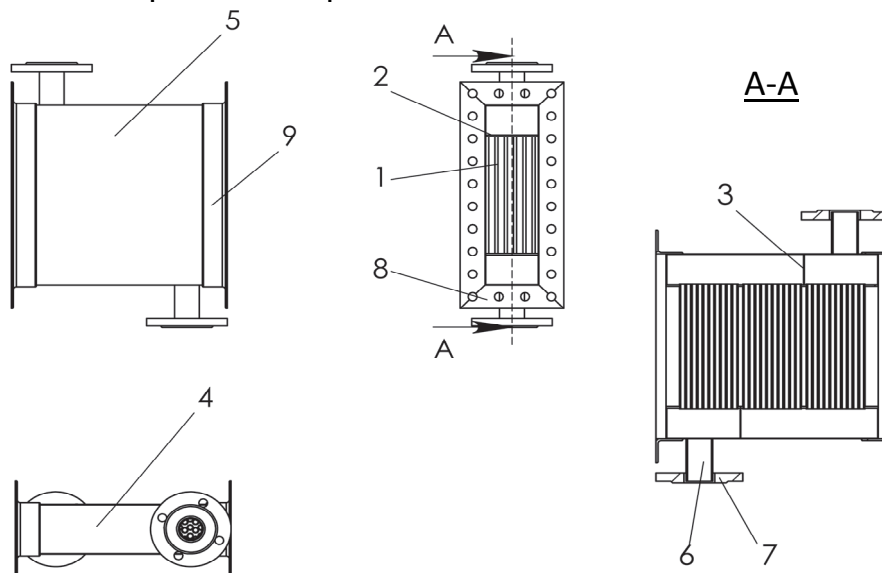


Рис. 2. Загальний вигляд кожухотрубного теплообмінника

Трубки в пучку 1 дотикаються між собою та зміщені по осі ординат на відстань $D/2$, утворюючи криволінійний канал. Теплообмінний апарат

складається з бокових 5 та верхніх стінок 4 із закріпленими в ньому трубними дошками 2 (див. рис. 1), між якими встановлено вертикальний пучок трубок 1. Кожен ряд трубок у пучку 1 має технологічний зазор, що ділить ряд на три частини, оскільки теплообмінний апарат триходовий по охолоджувальній рідині і має перегородку 3 у верхньому та нижньому колекторі. Підведення та відведення охолоджуючої рідини здійснюється через фланець 7 та трубку 6 (див. рис. 2). Корпус являє собою суцільну жорстку констр.-укц. та з торців закритий кутниками 8 та 9.

Моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах теплообмінника. Проведено чисельне моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах теплообмінника компактної конфігурації, використовуючи пакет прикладних програм САПР 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/м^3 ; μ – динамічна в'язкість середовища, $\text{Па}\cdot\text{с}$;

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, K^0 ; λ – коефіцієнт теплопровідності середовища, $\text{Вт/м}\cdot\text{K}^0$; C_p – питома теплоємність середовища, $\text{Дж/кг}\cdot\text{K}^0$.

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

на вході:

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

на виході:

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

на стінці труби:

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

на стінці кожуха:

$$\left. \frac{\partial T_{ст.кор.}}{\partial y} \right|_{y=0} = 0; \quad (7)$$

умови прилипання на стінці труби:

$$x = x_{тр.зов.}; y = y_{тр.зв.}; \quad (8)$$

умови прилипання на стінці кожуха:

$$y = H; W = 0; y = 0. \quad (9)$$

Для стандартної $k - \varepsilon$ моделі турбулентності рівняння мають такий вигляд:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (10)$$

і

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (11)$$

де G_k – генерація турбулентності кінетичної енергії за рахунок градієнтів швидкості; G_b – генерація турбулентності кінетичної енергії за рахунок плавучості; Y_M – вклад у розширення коливань стисливості турбулентності в загальній швидкості дисипації; $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ і $C_{3\varepsilon}$ – константи; σ_k і σ_ε – турбулентні числа Прантля для k і ε відповідно.

Масова витрата повітря на вході в теплообмінний апарат становить 1000 кг/год з початковою температурою $T_0=40$ °С. Висота труб – 200 мм, їх зовнішній діаметр 10 мм, а температура трубного пучка 10 °С. Ширина міжтрубного каналу для цієї конфігурації пучка 5 мм.

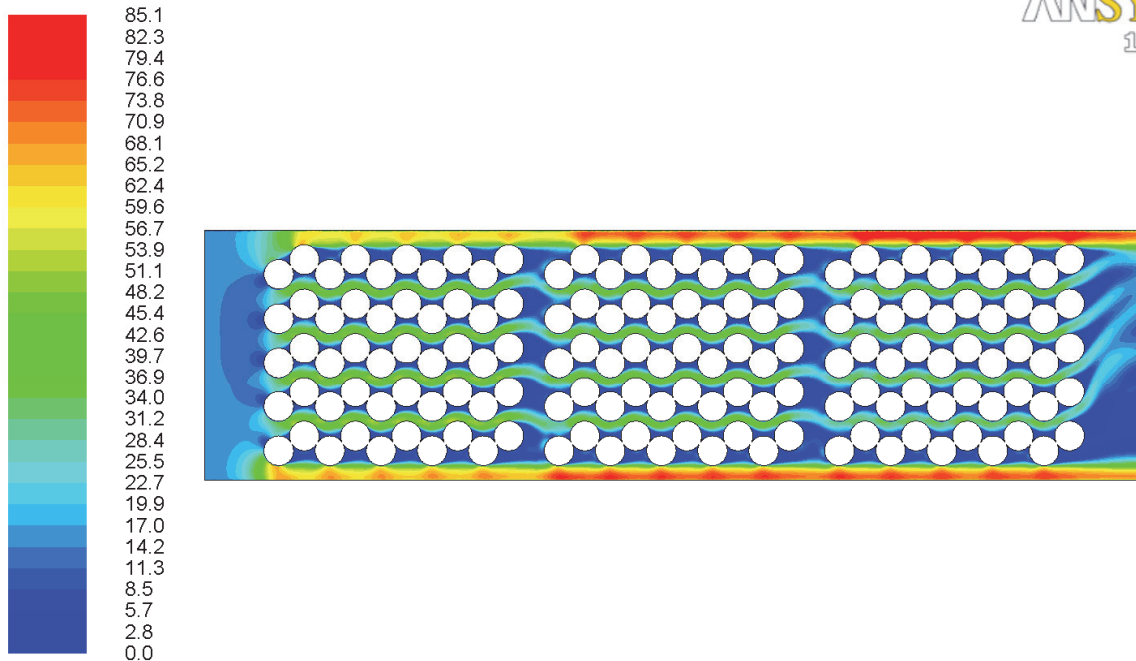
Результати досліджень. Результати чисельних розрахунків подано на рисунках 3–6. На рис. 3 наведено поле швидкостей у каналах теплообмінника. Аналіз отриманого поля швидкостей показує, що максимальні значення швидкості потоку спостерігаються біля бокових стінок теплообмінника, причому їх значення в два рази перевищують швидкість в міжтрубних каналах. В окремих точках каналу швидкість повітря досягає 85 м/с, а середня швидкість повітря у найвужчому поперечному перерізі каналу становить близько 45 м/с (рис. 4). На ділянках каналу, що розділяє три секції трубного пучка, мають місце застійні зони за останньою трубою кожного пучка. Крім того, такі зони спостерігаються на ділянках криволінійного каналу для окремих елементів трубного пучка.

На рис. 4 також показано розподіл векторів швидкості в окремому елементі пучка труб. У верхній точці труби відбувається відрив межового шару, а на стику сусідніх труб є застійні зони. В цих зонах спостерігаються два відривних вихори, в яких швидкість потоку суттєво менша, ніж в основному потоці.

На рис. 5 наведено розподіл температурного поля в каналах теплообмінника. Як видно з рисунка температура теплоносія падає при наближенні до виходу з теплообмінника. Якщо на вході в теплообмінник

вона становила 40°C , то на виході її усереднене значення 22°C . Разом із тим поблизу стінок каналу локальні значення температури становлять близько 30°C .

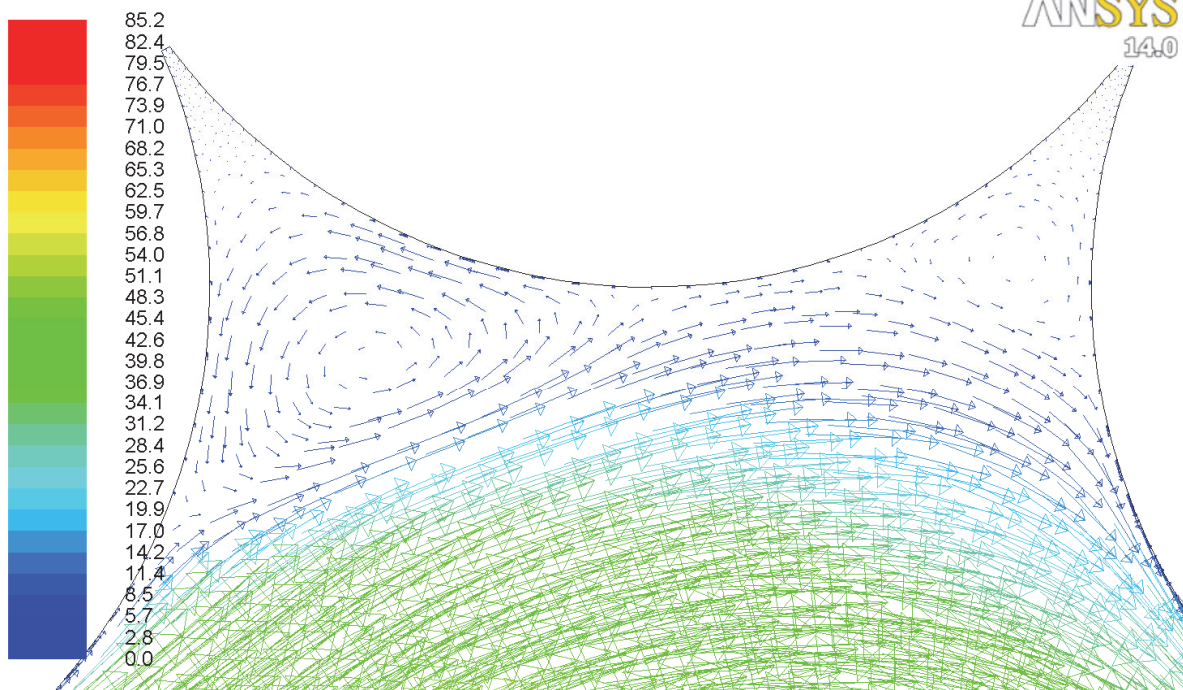
ANSYS
14.0



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Feb 24, 2015
ANSYS FLUENT 14.0 (2d, pbns, ske)

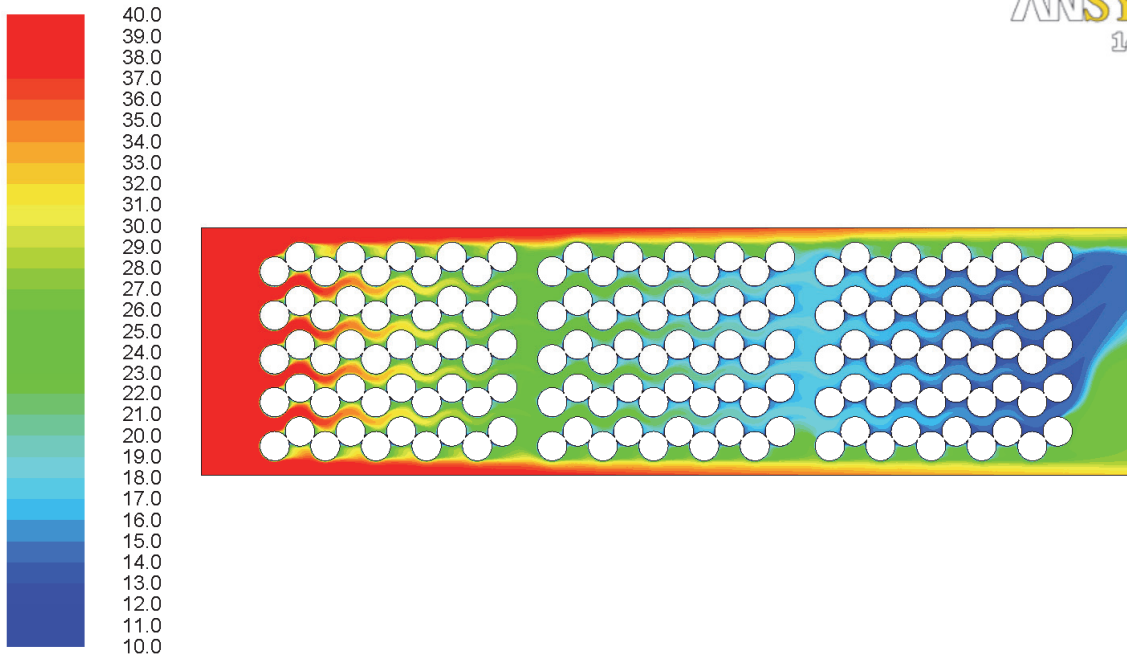
Рис. 3. Швидкість повітря в каналі, м/с



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

Feb 24, 2015
ANSYS FLUENT 14.0 (2d, pbns, ske)

Рис. 4. Вектор швидкості в каналі, м/с

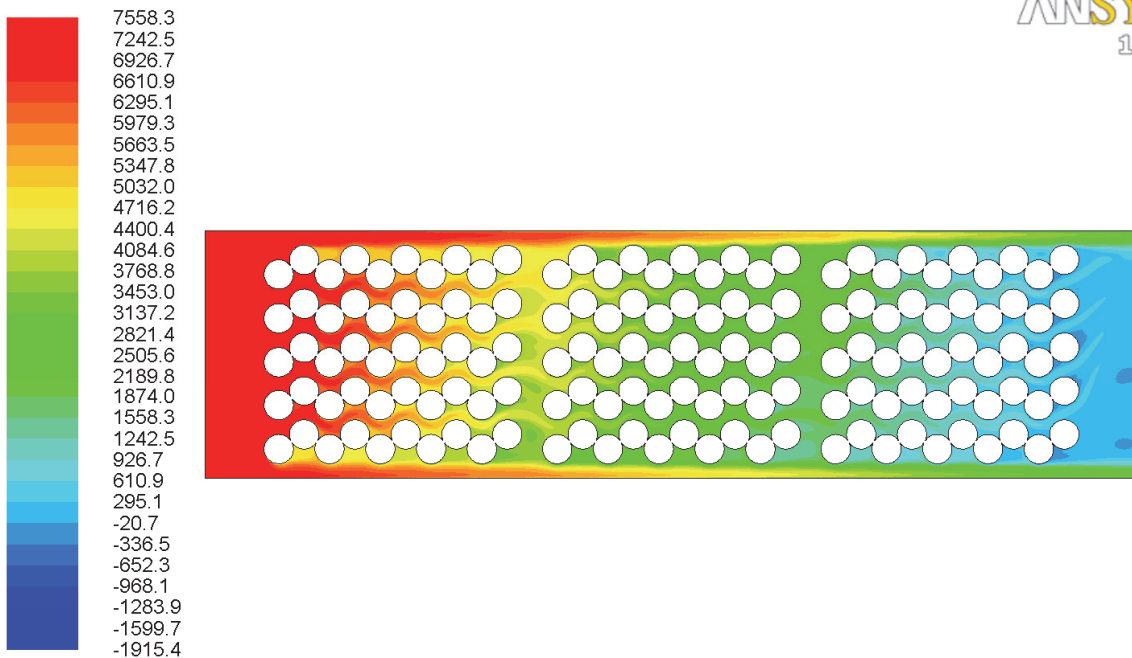


Contours of Total Temperature (c)

Feb 24, 2015
ANSYS FLUENT 14.0 (2d, pbns, ske)

Рис. 5. Зміна температури в каналі, °C

На рис. 6 наведено розподіл поля тиску в каналах досліджуваної конструкції теплообмінника. З отриманих розподілів тиску витікає, що загальне падіння тиску становить близько 7000 Па.



Contours of Total Pressure (pascal)

Feb 24, 2015
ANSYS FLUENT 14.0 (2d, pbns, ske)

Рис. 6. Перепад тиску в каналі, Па

Комп'ютерне моделювання дає можливість проаналізувати умови гідродинамічної течії і теплопереносу в досліджуваних каналах. Як витікає з аналізу поля швидкостей, температур та тисків, необхідно зменшувати ширину каналу між стінкою і трубним рядом, що знаходиться поблизу стінки. Це дасть можливість зменшити швидкість потоку і температуру в пристінному каналі та підвищити швидкість в основних каналах теплообмінника.

Після порівняння масогабаритних показників запропонованої конструкції із кожухотрубним теплообмінним апаратом при шаховому або коридорному розташуванні труб маємо зменшення габаритів та маси до 60 % при однаковій тепловій потужності.

Висновки.

1. Запропоновано та розроблено нову конструкцію кожухотрубного теплообмінного апарата з компактним розташуванням труб у трубних пучках.

2. Проведено комп'ютерне математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах теплообмінника при компактному розміщенні труб із використанням програмного комплексу ANSYS Fluent 14.0. Отримано поля швидкостей, температур, тисків у досліджуваних каналах.

3. Проаналізовано умови гідродинамічної течії в каналах та процесів переносу теплоти в цих каналах. Запропоновано шляхи вдосконалення конструкції кожухотрубного теплообмінного апарата.

4. Проведено порівняльний аналіз масогабаритних характеристик відомих конструкцій теплообмінників із запропонованою конструкцією та знайдено зменшення масогабаритних показників на 60% при однаковій тепловій потужності.

Список літератури

1. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 712 с.
3. Bardina J.E. Turbulence Modeling Validation, Testing and Development / Bardina J.E., Huang P.G., Coakley T.J., // California, NASA reports. – April, 1997. – 88 p.
4. Hanjalic, K. Advanced Turbulence Closure Models: A View on the Current Status and Future Prospects, Int. J. Heat & Fluid Flow. – 1994. – Vol. 15. – P. 178–203.
5. Speziale C.G. Modeling of Turbulent Transport Equations, in T. Gatski, M. Hussaini and J. Lumley, eds., Simulation and Modeling of Turbulent Flows, Oxford University Press, 1996.

Используя пакет прикладных программ ANSYS Fluent, проведено моделирование процессов тепло- и массопереноса в каналах кожухотрубного теплообменника с компактным размещением пучков труб. Получены поля скоростей, температур и давлений в канале теплообменника и проанализированы условия гидродинамического течения в каналах и процессов переноса теплоты в этих каналах. Предложена и разработана новая конструкция кожухотрубного теплообменного аппарата с компактным расположением труб в трубных пучках.

Теплообменник, пучок труб, математическое моделирование, межтрубные каналы, массогабаритные показатели.

Using the software package ANSYS Fluent simulations of processes of heat and mass transfer in channels with a compact tube heat exchanger tube bundles placement. The fields of velocity, temperature and pressure in the heat exchanger channel and analyzed in terms of hydrodynamic flow channels and heat transfer processes in these channels. Proposed and developed a new design of shell and tube heat exchanger with a compact arrangement of tubes in tube bundles.

Heat exchanger, tube bundle, mathematical modeling, shell side channels, mass and size parameters.

УДК 644 112

КРИТЕРИИ ОТБОРА ИСТОЧНИКОВ ГЕНЕРАЦИИ ДЛЯ МИКРОСЕТЕЙ НА ОСНОВЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

**В.В. ХАРЧЕНКО, доктор технических наук
В.А. ГУСАРОВ, кандидат технических наук
ФГБНУ «Всероссийский институт электрификации сельского
хозяйства», г. Москва**

Предложена концепция микросети на основе преимущественного использования возобновляемых источников энергии, представляющая собой новую форму реализации идеологии распределенной энергетики. Это впервые открывает возможность эффективного применения возобновляемых источников энергии для решения задачи энергоснабжения удаленных, в первую очередь, сельских территорий, малоэтажного строительства и автономного энергоснабжения отдельно располагаемых единичных объектов. Впервые микросеть на основе возобновляемых источников энергии выделена в самостоятельную группу среди микросетей, реализуемых на практике.

Микросеть, генерация, возобновляемые источники энергии.

Одной из стратегических задач сельской энергетики сегодня является снижение энергоемкости сельхозпроизводства на основе широкого использования новых прогрессивных технологий выработки и потребления энергетических ресурсов. Перспективным путем решения проблемы является расширение масштабов использования возобновляемых источников энергии (ВИЭ). В этой ситуации актуальным становится организация автономного энергоснабжения. Однако основные источники возобновляемой энергии – солнце и ветер – непостоянны в своем проявлении и имеют непрогнозируемые перерывы в поступлении энергии. Это требует создания мощных аккумулирующих систем и

© В.В. ХАРЧЕНКО, В.А. ГУСАРОВ, 2015