

В. А. РОГАЧОВ, О. М. ТЕРЕХ, О. В. БАРАНЮК

CFD - МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОАЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВЕРХНІ З ГВИНТОПОДІБНИХ ТРУБ

Засобами CFD-моделювання досліджений конвективний теплообмін та аеродинамічний опір шахових пучків гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею в діапазоні зміни чисел Рейнольдса від $9,5 \cdot 10^3$ до $45 \cdot 10^3$. Вивчені моделі пучків з відношеннями кроків між трубами $s_1/s_2 = 0,46, 0,92$ і $1,83$. Пучки формувались з трьох досліджених типів однозахідних гвинтоподібних труб, які відрізнялися кроком гвинтової лінії – $t = 8, 12$ і 20 мм. Зовнішній діаметр $D = 16$ мм, глибина виступів-впадин $h = 2,5$ мм і загальна довжина $l = 428$ мм досліджених труб не змінювались. Запропоновані залежності для розрахунку конвективних коефіцієнтів тепловіддачі і аеродинамічного опору шахових пучків гвинтоподібних труб. Приведений теплоаеродинамічний розрахунок повітрянагрівача-регенератора.

Ключові слова: гвинтоподібна труба, шаховий пучок, теплообмін, аеродинамічний опір, узагальнююча залежність.

В. А. РОГАЧОВ, А. М. ТЕРЕХ, А. В. БАРАНЮК

CFD - МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Средствами CFD-моделирования исследованы конвективный теплообмен и аэродинамическое сопротивление шахматных пучков винтообразных труб с равноразвитой поверхностью в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от $9,5 \cdot 10^3$ до $45 \cdot 10^3$. Изучены модели пучков с соотношением шагов между трубами $s_1/s_2 = 0,46, 0,92$ и $1,83$. Пучки формировались из трех исследованных типов однозаходных винтообразных труб, которые отличались шагом винтовой линии – $t = 8, 12$ и 20 мм. Внешний диаметр $D = 16$ мм, глубина выступов-впадин $h = 2,5$ мм и общая длина $l = 428$ мм исследованных труб не изменялась. Предложены зависимости для расчета конвективных коэффициентов теплоотдачи и аэродинамического сопротивления шахматных пучков винтообразных труб. Приведен результат теплоаэродинамического расчета воздухонагревателя-регенератора.

Ключевые слова: винтообразная труба, шахматный пучок, теплообмен, аэродинамическое сопротивление, обобщающая зависимость.

V. ROGACHOV, A. TEREKH, A. BARANYUK

CFD –SIMULATION OF HEAT AERODYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE SURFACE OF HELICAL TUBES

Using CFD-simulation tools we studied the convection heat exchange and the aerodynamic characteristics of the staggered bundles of helical tubes with the isotomous surface exposed to the external air flow stream in the range of Reynolds numbers of $9,5 \cdot 10^3$ to $45 \cdot 10^3$. Bundle models with the relation of pitches between the tubes of $s_1/s_2 = 0,46, 0,92$ and $1,83$ have been studied. The bundles were formed of three studied types of single-thread helical tubes with the helical line pitch of $t = 8, 12$ and 20 mm. The outer tube diameter of $D = 16$ mm, the projection-cavity depth of $h = 2,5$ mm and the total length of $l = 428$ mm of test tubes were unvaried. CFD –simulation of the stream and heat exchange is based on the construction of the geometric model of calculated area and its discretization according to the conception of influence of the network parameters of finite elements on the stability and convergence of the solution and the specification of boundary conditions. The calculated area is covered with the nonuniform tetrahedral network concentrating near the tube walls. A minimum pitch size near the tube wall is selected provided that Re^{-1} . Minimum and maximum pitches are in this case $5 \cdot 10^{-5}$ and $1 \cdot 10^{-4}$ m. A number of the cells required for the flow discretization in the intertubular space was within 4 million. Model computations were done for periodic boundary conditions that were defined in profile planes at a distance between them equal to the transverse pitch s_1 . The process was analyzed using the developed finite element CFD-models of helical tubes in the ABSYS-Fluent program system environment. The formulated problem was solved for the stationary problem description meeting the requirement of achieving the independence of the solution on calculation network compactness. The obtained research data allowed us to suggest power dependences to compute the convective coefficients of heat emission and the aerodynamic resistance of staggered bundles of helical tubes. The tubes with the helical line pitch of $t = 20$ mm have the highest heat exchange intensity and the tubes with $t = 8$ mm have the lowest heat exchange intensity. In comparison with smooth tubular bundles, the highest increase in the heat emission (19–24 %) is observed for the bundles of helical tubes with $t = 20$ mm ($t/h = 8$), and the lowest increase (10–16 %) is observed for the bundles with $t = 8$ mm ($t/h = 3,2$). It is shown, that the resistance of the bundle of helical tubes with $s_1/s_2 = 0,46$ is higher by 17 % and 20 % in comparison with the bundles of $s_1/s_2 = 0,92$ and $1,83$, accordingly. All studied bundles of helical tubes have a higher aerodynamic resistance in comparison with smooth tubular bundles with the same geometric parameters. Thus, the resistance of the bundle of helical tubes with $s_1/s_2 = 1,83$ is higher by 46 % and that of the tube bundle with $s_1/s_2 = 0,46$ and $s_1/s_2 = 0,92$ is higher by 14 % and 5 %, accordingly. The design heat aerodynamic computation data are given for the air-heater-regenerator that consists of the sections of heat-exchange surfaces of the helical tubes. The computation was done using the standard method involving the proposed dependences. It was shown that the heat exchanger made up of helical tubes has lower overall dimensions in comparison with smooth tubular heat exchanger and its heat transfer coefficient is 1.7 times higher.

Key words: helical tube, staggered bundles, heat exchange, aerodynamic resistance and the generalizing dependence.

Вступ

Відомо, що існуючі трубчасті теплообмінні поверхні, які виготовлені, як правило, з гладких круглих труб, вичерпали свої можливості з точки зору підвищення їх теплоаеродинамічної ефектив-

ності. Тому, пошук нових форм та профілів труб теплообмінних поверхонь, які здатні забезпечити високу інтенсивність теплопередачі при мінімальній витраті енергії на прокачування через них теплоносіїв, є актуальною задачею [1–3].

Одним з перспективних методів збільшення

© В. А. Рогачов, О. М. Терех, О. В. Баранюк, 2018

Результати досліджень теплообміну

Результати розрахунку пучків гвинтоподібних труб в діапазоні чисел Рейнольдса від $9,5 \cdot 10^3$ до $45 \cdot 10^3$ приведені на рис. 4.

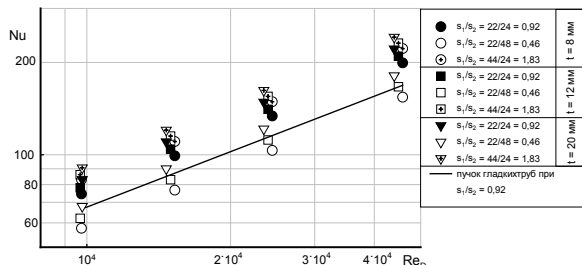


Рис. 4 – Залежність $Nu = f(Re_D)$ для шахових пучків гвинтоподібних труб

В якості характерних параметрів при обробці результатів експерименту в числах подібності використовувалися: зовнішній діаметр труби D та швидкість в самому вузькому перерізі пучка. Розшаровуючими параметрами отриманих кривих на графіку слугують крок гвинтової лінії t та параметр розміщення труб у пучку s_1/s_2 .

З рис. 4 видно, що розрахункові дані теплообміну в межах пучка з одним і тим же s_1/s_2 залежить від зміни кроку гвинтової лінії t . Так, у пучку з $s_1/s_2 = \text{idem}$ при $t = 20$ мм інтенсивність теплообміну більше на (10–15) %, ніж при $t = 8$ мм. Крім того, дані розшаровуються за параметром розміщення s_1/s_2 групами, що складаються з трьох точок. Інтенсивність теплообміну пучка труб з $s_1/s_2 = 1,83$ найвища і знаходиться в діапазоні чисел Нусельта від 90 до 230. Щільний пучок труб з $s_1/s_2 = 0,46$ має найнижчу інтенсивність теплообміну при зміні Nu від 60 до 170. У кожному з пучків інтенсивність теплообміну найвища у труб з кроком гвинтової лінії $t = 20$ мм, а найнижча – у труб з $t = 8$ мм.

Слід відмітити, що теплообмінна поверхня сформована з кроковими характеристиками пучка $s_1/s_2 = 44/24 = 1,83$, хоч і має високу інтенсивність, але площа її поверхні порівняно з іншими найменша, тому для проектування теплообмінного апарату на базі пучка з гвинтоподібних труб доцільно вибрати пучок з $s_1/s_2 = 22/24 = 0,92$, який за теплопередаючими характеристиками практично не відрізняється від попереднього, зате компактність в нього вдвічі вища.

Числові дані дослідження узагальнені степеневу залежністю виду $Nu_k = C_g Re^m$, яка широко застосовується для пучків труб різного компонування [10,11] Отримані результати порівнюються з відомими розрахунковими залежностями для визначення інтенсивності теплообміну в гладкотрубних пучках [11].

Аналіз рис. 4 свідчить, що інтенсивність теплообміну пучків з гвинтоподібних труб з різними t вище, ніж у гладкотрубчастих пучках. Так, найбільше перевищення (19–24) % спостерігається у пучках із гвинтоподібних труб з $t = 20$ мм ($t/h = 8$), а найменше (10–16) % у пучках з $t = 8$ мм ($t/h = 3,2$). Відрізняється також і нахил кривих $Nu = f(Re_D)$ гвинтоподібних труб у бік підвищення, від нахилу кривої для гладкотрубних пучків, який відповідає степені $m = 0,6$ при числі Рейнольдса у формулі (1). Причому, із зростанням відносного параметру t/h збільшується і значення m . Цей факт вказує на те, що зі зміною умов омивання труби через зменшення кута нахилу гвинтової лінії відносно набігаючого поперечного потоку зростає його турбулентність, яка і призводить до інтенсифікації теплообміну. Вплив на інтенсивність теплообміну кроку t виявлено в роботі [4, 5], де досліджені пучки гвинтоподібних труб з іншими параметрами t/h , s_1/s_2 та з більшими значеннями коефіцієнта розвинення поверхні Ψ .

З цього аналізу випливає, що в силу особливостей утворення гвинтоподібної поверхні труби [8], зростання коефіцієнта розвинення поверхні Ψ (табл. 1), яке відбувається зі зменшенням параметра t/h , не може бути основною причиною інтенсифікації теплообміну через недостатнє збільшення зовнішньої площі теплообмінної поверхні гвинтоподібної труби.

При створенні розрахункових залежностей з теплообміну для пучка оребрених труб зазвичай використовують параметр розміщення s_1/s_2 та коефіцієнт оребрення труби [10, 11]. Тому, при розробці рівнянь використані підходи та рекомендації зазначених авторів. Таким чином, залежність для розрахунку конвективного теплообміну шахових пучків гвинтоподібних труб у яких s_1/s_2 змінюється у межах (0,46–1,83), а коефіцієнт розвинення поверхні Ψ лежить в діапазоні (1,0–1,13) при зміні чисел Рейнольдса від $10 \cdot 10^3$ до $45 \cdot 10^3$, має вигляд:

$$Nu = \left(-0,01 \ln \frac{s_1}{s_2} + 0,52 \right) (-0,9\Psi + 1,4) \times \times Re^{0,64} Pr^{0,43} \quad (1)$$

Похибка між розрахунковими даними CFD-модельовання і визначеними за залежністю (1) не перевищує ± 9 %.

Результати дослідження аеродинамічного опору

На рис. 5 приведені у вигляді залежностей $Eu_0 = f(Re_D)$ результати розрахунку аеродинамічного опору пучка гвинтоподібних труб, поверхні труб в якому відрізняються кроком гвинтової лінії при $s_1/s_2 = 0,46, 0,92$ і $1,83$.

інтенсивності теплообміну трубчастої поверхні при двосторонньому її обтіканні теплоносіями, є одночасний розвиток зовнішньої та внутрішньої поверхонь труб [4–7]. Авторами доведено, що така конструкція дозволяє одночасно збільшити обидві площі теплообміну у (1,15–1,4) рази. Завдяки гвинтоподібному профілю труби, утвореного послідовним чергуванням певної геометрії виступів-впадин, виникає часткове закручування потоку, яке викликає додаткову турбулізацію його всередині труби та утворення відривних областей течії. Крім того, за рахунок різкої зміни швидкості і відривного характеру течії при зовнішньому обмиванні поверхні, відбувається збільшення інтенсивності зовнішнього теплообміну. Так, залежно від геометричних характеристик гвинтоподібних труб та їх компоновок, тепловіддача порівняно з круглими трубами зростає, відповідно у 1,5–2,5 і 1,1–1,3 рази. В результаті цього коефіцієнт теплопередачі збільшується на 25–70% в порівнянні з трубами круглого перерізу. Тому з метою створення простих і надійних методик теплового розрахунку трубчастих теплообмінних апаратів типу «газ-газ», теплообмінна секція яких зібрана з гвинтоподібних труб, необхідно знати і вміти визначати їх теплогідрравлічні характеристики.

Такі труби розроблені і виготовлені в ММІ НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» за технологією трироликowego обкочування, внаслідок чого на зовнішній поверхні гладкої круглої труби утворюється гвинтоподібна канавка [8].

Одними з важливих геометричних параметрів, які впливають на конфігурацію зовнішньої поверхні гвинтоподібної труби є крок t і висота h виступів-впадин гвинтової лінії. Розробка розрахункових співвідношень для визначення коефіцієнтів зовнішньої тепловіддачі α_2 при поперечному омиванні повітряним потоком шахових пучків гвинтоподібних труб виконувалась за допомогою даних теплообміну моделей пучків з відносними кроковими параметрами $s_1/s_2 = 22/48 = 0,46$, $s_1/s_2 = 22/24 = 0,92$, $s_1/s_2 = 44/24 = 1,83$ та кількістю рядів труб поперек та вздовж потоку відповідно, $z_1 = 10$ та $z_2 = 9$. Дослідження виконано для трьох типорозмірів гвинтоподібних труб, які відрізняються кроком гвинтової лінії – $t = 8, 12$ і 20 мм, при цьому, висота виступів-впадин гвинтової лінії h не варіювалася і становила $2,5$ мм. Значення вибраних геометричних параметрів для дослідження продиктовано технологічними складнощами виготовлення гвинтоподібної труби [8].

Загальний вигляд досліджених гвинтоподібних труб і їх основні геометричні характеристики приведені на рис. 1 і табл. 1.

Значення поздовжніх s_1 і поперечних s_2 кроків пучків, а також геометричні розміри рівнорозв'язаної теплообмінної поверхні приведені на рис. 2.

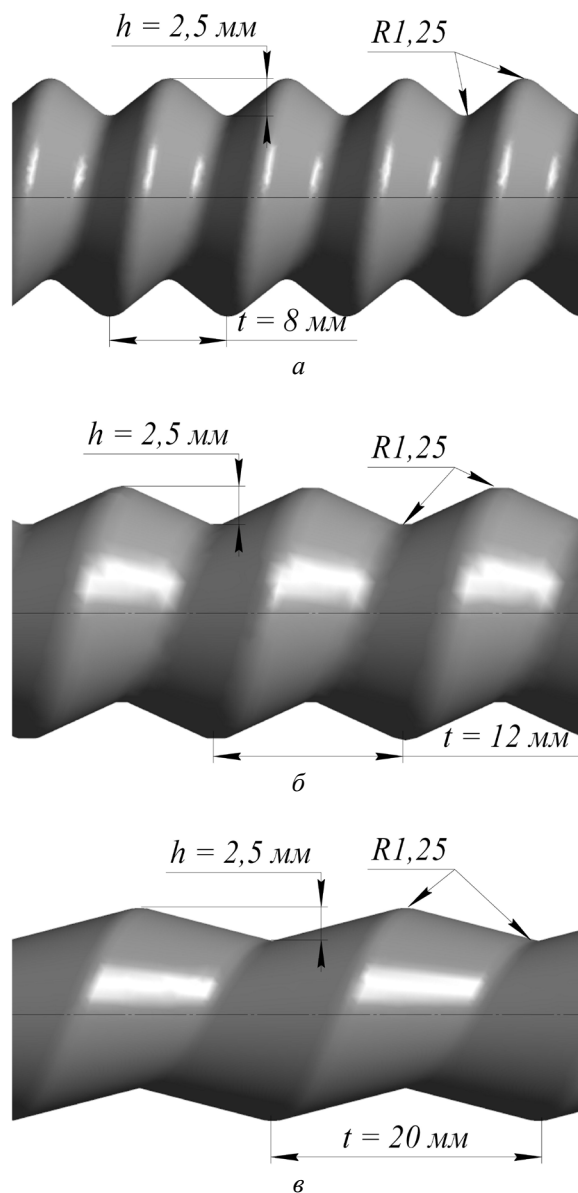


Рис. 1 – Загальний вигляд досліджених гвинтоподібних труб: а – фрагмент труби з кроком гвинтової лінії – $t = 8$ мм; б – $t = 12$ мм; в – $t = 20$ мм

Таблиця 1 – Геометричні параметри моделей гвинтоподібних труб

Параметр	№ пов.		
	1	2	3
l , мм	428		
D , мм	16		
δ , мм	1		
t , мм	8	12	20
h , мм	2,5		
r , мм	1,25		
F , м ²	$2,56 \cdot 10^{-2}$	$2,38 \cdot 10^{-2}$	$2,22 \cdot 10^{-2}$
Ψ	1,19	1,11	1,03

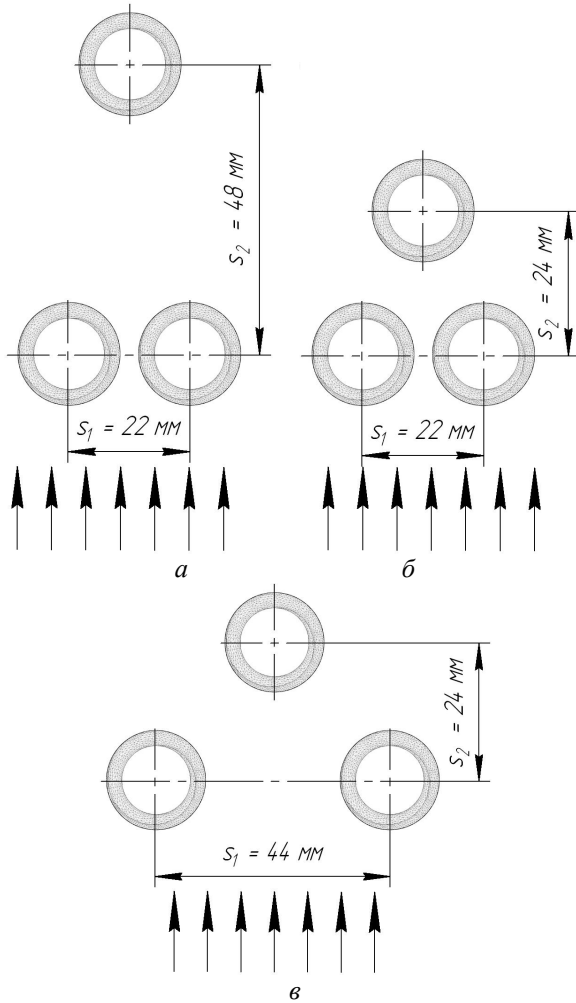


Рис. 2 – Досліджені пучки гвинтоподібних труб:
 $a - s_1/s_2 = 0,46$; $b - s_1/s_2 = 0,92$; $в - s_1/s_2 = 1,83$

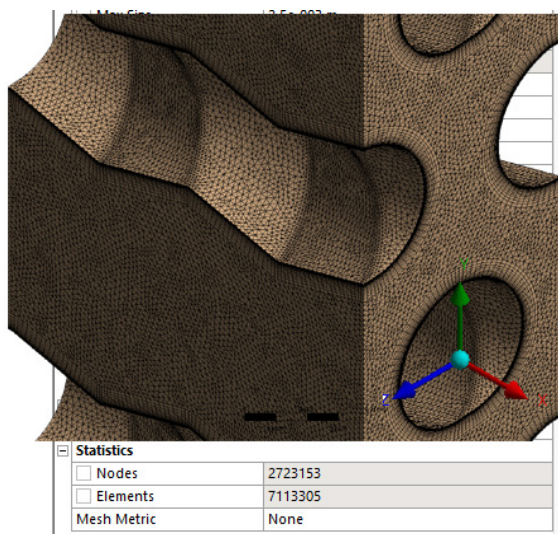


Рис. 3 – Фрагмент скінчено-елементної сітки пучка гвинтоподібних труб з $s_1/s_2 = 0,92$ для $t = 20$ мм

Мета дослідження

Метою роботи є розробка системи розрахункових залежностей для визначення теплообміну і аеродинамічного опору шахових пучків гвинтоподібних труб. Ці залежності можна використовувати в методиках тепло аеродинамічних розрахунків рекуперативних теплообмінників з гвинтоподібних труб.

Методика досліджень

Розробка CFD-моделювання течії та теплообміну ґрунтується на побудові геометричної моделі розрахункової області та її дискретизації згідно з поняттями про вплив параметрів сітки кінцевих елементів на стійкість і збіжність рішення, завданні граничних умов. Розрахункова область покривається нерівномірною, зі згущенням до стінок труби тетраедричною сіткою. Розмір мінімального кроку у стінки труби вибирається згідно рекомендацій [9] за умови Re^{-1} . Мінімальний і максимальний кроки при цьому становлять $5 \cdot 10^{-5}$ і $1 \cdot 10^{-4}$ м. Тривимірною розрахунковою сіткою для випадку омивання потоком зовнішньої поверхні гвинтоподібних труб представлена на рис. 2. Кількість чарунок необхідних для дискретизації потоку в міжтрубному просторі не перевищувало 4 млн. Як свідчить рис. 2, скінчено-елементна сітка міжтрубного простору двохшарова – вона містить пристінну область, яка апроксимується за допомогою елементарних паралелепіпедів і міжтрубну область, яка апроксимується за допомогою тетраедрів. Така побудова розрахункової сітки виконана згідно вимог [9] і забезпечує максимальну вірогідність з фізичної точки зору, отриманих результатів.

Обчислення на моделі проводилися при періодичних граничних умовах, які визначались в бічних площинах. Відстань між згаданими бічними площинами відповідала поперечному кроку між трубами s_1 (рис. 2).

Приведений нижче аналіз виконувався за допомогою розроблених скінчено-елементних CFD-моделей гвинтоподібних труб в середовищі програмного комплексу *ANSYS-Fluent*. Поставлена задача вирішувалась в стаціонарній постановці з дотриманням вимоги досягнення незалежності рішення від щільності розрахункової сітки. При моделюванні для всіх типорозмірів вибирались незмінними наступні граничні умови:

- температура потоку на вході в пучок гвинтоподібних труб $t_{вх} = 26$ °С;
- температура стінки труби $t_{ст} = 100$ °С.
- витрата повітря в представленому обчислювальному експерименті дорівнювала чотирьом фіксованим значенням $1 \cdot 10^{-4}$, $9 \cdot 10^{-4}$, $9 \cdot 10^{-3}$, $3 \cdot 10^{-2}$.

Теплофізичні властивості повітря задавалися у вигляді поліноміальних функцій температури.

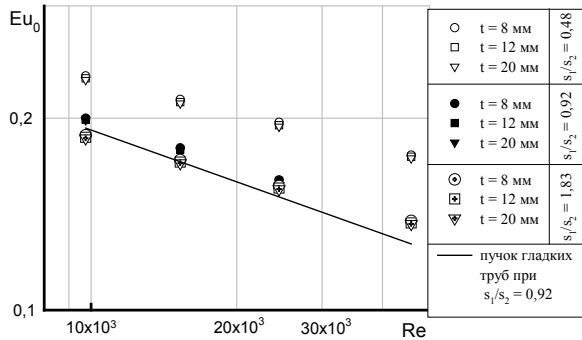


Рис. 5 – Залежність $Eu_0 = f(Re_D)$ для пучків гвинтоподібних і гладких труб

Аналіз рис. 5 дозволяє зробити висновок, що зміна кроку гвинтової лінії поверхні труби майже не впливає на зміну опору при зовнішньому обтіканні.

Отримані результати порівнювались з результатами розрахунку опору шахових гладкотрубних пучків [10–12].

Рис. 5 свідчить, що збільшення s_2 при $s_1 = \text{const}$ призводить до зростання аеродинамічного опору, а збільшення s_1 при $s_2 = \text{const}$, навпаки, призводить до його зменшення. При цьому найбільшим опором володіє пучок з найбільшим поздовжнім кроком $s_2 = 48$ мм, що відповідає $s_1/s_2 = 0,46$. Числа Ейлера для цього пучка знаходяться в діапазоні від 0,23 до 0,17. При цьому опір пучка $s_1/s_2 = 0,46$ майже на 17 % і 20 % відповідно вище, ніж для пучків з $s_1/s_2 = 0,92$ і 1,83. Аналіз приведених на рисунках даних також свідчить, що всі досліджені пучки гвинтоподібних труб мають вищий аеродинамічний опір, ніж гладкотрубні пучки з тими ж параметрами. Так, пучок гвинтоподібних труб з $s_1/s_2 = 1,83$ має на 46 % більший опір, а пучки труб з $s_1/s_2 = 0,46$ і $s_1/s_2 = 0,92$ на 14 % і на 5 % відповідно.

Рис. 5 також свідчить, що приведені на ньому дані можна узагальнити залежністю виду $Eu = C_s Re^{-n}$, де показник степені при числі Рейнольдса n становить 0,25, що характерно для турбулентного режиму течії.

На основі приведених вище даних можна констатувати, що пучок з співвідношенням кроків $s_1/s_2 = 22/48 = 0,46$ має найбільший опір. Числа Ейлера у цього пучка знаходяться в діапазоні від 0,23 до 0,17. Для порівняння, опір гладкотрубних пучків для цього діапазону чисел Рейнольдса знаходиться в діапазоні від 0,2 до 0,14. Тобто, цей пучок має в середньому на 20 % більший опір, ніж пучок гладких круглих труб з такими ж кроковими характеристиками.

Пучки труб, з $s_1/s_2 = 22/24 = 0,92$ і $s_1/s_2 = 44/24 = 1,83$ мають близькі дані по опору, які відрізняються не більше ніж на 3 % та з врахуванням даних по теплообміну і з врахуванням рекомендацій щодо вимог компактності теплообмінного апарату, бажано теплообмінну поверхню ви-

готовляти з гвинтоподібних труб, крок гвинтової лінії яких t складає 20 мм, а висота виступів-впадин 2,5 мм. Труби слід розташовувати в шаховому порядку з поздовжнім s_1 і поперечним s_2 кроками, які становлять 22 і 24 мм відповідно.

Аналіз приведених вище даних свідчить, що при поперечному омиванні пучка труб у якого співвідношення поздовжнього і поперечного кроків складає $s_1/s_2 = 0,92$ залежність аеродинамічного опору від режимних параметрів потоку $Eu = f(Re_D)$ можна узагальнити степеневою залежністю виду

$$Eu = C_s Re_D^{-n}. \quad (2)$$

Для того щоб отримати більш універсальну залежність, треба визначити ряд параметрів, від яких залежить опір гвинтоподібної труби. Коефіцієнти C_s і n в формулі (2) є функціями крокових характеристик пучка і геометричних параметрів труб, які складають цей пучок. Враховуючи результати аналізу [6] залежність для розрахунку аеродинамічного опору гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею має вигляд:

$$Eu = \left(\frac{6,7}{2,1s_1/s_2 + 2,1s_1/s_2} \right) \times Re^{-(2,1s_2/s_1 + 2,1s_1/s_2)^{-1}}. \quad (3)$$

Оцінка точності залежності (3), що виконувалась шляхом зіставлення даних CFD-моделювання (рис. 4) і обчислених за апроксимованою залежністю (3) чисел Ейлера при фіксованих значеннях чисел Рейнольдса $Re_D = 10 \cdot 10^3$ і $Re_D = 45 \cdot 10^3$, показало розбіжність між даними не вище ± 6 %.

Розрахунок теплообмінного апарату з гвинтоподібними трубами

Нижче наведені результати конструкторського теплоаеродинамічного розрахунку повітрянагрівача-регенератора, що складається з секцій теплообмінних поверхонь гвинтоподібних труб, виконаного на основі нормативного методу із залученням залежностей (1)–(3). В середині гвинтоподібних рівнорозвинених труб тече повітря, а ззовні газу.

При розрахунках задавались умови роботи з боку повітря та димових газів:

– температура повітря на вході T_1 і на виході з труб T_2 ;

– температура димових газів на вході θ_1 ;

– витрати повітря G_p та димових газів G_r .

Результати розрахунку та порівняння теплообмінників з гвинтоподібних та гладких труб представлено в табл. 2.

З табл. 2 видно, що при заданих вхідних параметрах, теплообмінник з гладких труб менш компактний, ніж теплообмінник з гвинтоподібних труб. Звідси, має місце значне зростання аеродинамічного опору при зовнішньому обтіканні гладкотрубчастого пучка.

Таблиця 2 – Результати розрахунку повітрянагрівача-регенератора

Параметр	Позначення	Гвинто-подібні труби	Круглі труби
Температура потоку повітря в трубах	$t_{вх}, ^\circ\text{C}$	80	
	$t_{вих}, ^\circ\text{C}$	48	
Температура набігаючого потоку перед пучком труб	$\theta_{вх}, ^\circ\text{C}$	26	
	$\theta_{вих}, ^\circ\text{C}$	28	
Теплове навантаження теплообмінника	$Q, \text{Вт}$	2250,81	
Швидкість потоку всередині труб	$u, \text{м/с}$	15	
Швидкість зовнішнього потоку перед пучком труб	$w, \text{м/с}$	15	
Швидкість потоку в «живому» перерізі	$w_{ж}, \text{м/с}$	38,5	44,5
Кількість труб поперек потоку	z_1	6	
Кількість труб вздовж потоку	z_2	5	9
Загальна кількість труб	z	30	54
Поздовжній крок труб	$S_1, \text{мм}$	22	
Поперечний крок труб	$S_2, \text{мм}$	24	
Коефіцієнт теплопередачі	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$	90	53,3
Втрати тиску по газовій стороні	$\Delta P_2, \text{Па}$	171	1784
Втрати тиску по повітряній стороні	$\Delta P_1, \text{Па}$	1131	116

В той же час спостерігається різке зростання опору всередині гвинтоподібних труб, проте його абсолютне значення знаходиться у допустимих межах втрат тиску для даного повітрянагрівача-регенератора.

Висновки

Аналіз представлених в статті результатів CFD-моделювання теплообміну шахових пучків гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею дозволяє зробити наступні висновки:

– застосування таких труб в теплообмінних апаратах є достатньо ефективним засобом інтенсифікації теплообміну порівняно з гладкими круглими трубами;

– причиною інтенсифікації теплообміну є турбулізація потоку та наявність відривних течій при омиванні поверхні;

– всі досліджені пучки гвинтоподібних труб мають вищу інтенсивність тепловіддачі, ніж глад-

котрубні пучки з тими ж геометричними параметрами в середньому на (10–24) %;

– найбільша інтенсивність теплообміну проявляється в пучках гвинтоподібних труб з відносним кроком $t/h = 8$;

– всі досліджені пучки гвинтоподібних труб мають вищий аеродинамічний опір, ніж гладкотрубні пучки з тими ж геометричними параметрами;

– найбільший аеродинамічний опір має пучок з відносним кроком $s_1/s_2 = 0,46$.

Враховуючи рекомендації, щодо вимог компактності теплообмінного апарату, бажано теплообмінну секцію виготовляти з гвинтоподібних труб крок гвинтової лінії яких складає 20 мм, а висота виступів-впадин 2,5 мм. Труби слід розташовувати у шаховому порядку з поздовжнім s_1 і поперечним s_2 кроками, відповідно 22 і 24 мм.

В подальшому доцільно більш детально дослідити вплив кількості заходів гвинтової канавки на теплоаеродинамічні характеристики пакетів гвинтоподібних труб та розширити діапазон компоновочних та режимних характеристик пучків труб.

Список літератури

- Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Копп И. З., Мячковин А. С. *Эффективные поверхности теплообмена*. Москва: Энергоатомиздат, 1998. 400 с.
- Антуфьев В. М. *Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева*. Москва: Энергия, 1966. 184 с.
- Kays W. M., London A.L. *Compact Heat Exchangers. Second edition*. New York: Mc Graw – Hill Book Company, 1967. 224 p.
- Pis'menniy E. N. Ways for improving the tubular heaters used in gas turbine units. *Thermal Engineering*, 2012. Vol. 59. No. 6, pp. 485–490.
- Письменный Е. М., Рогачов В. А., Терех О. М., Коньшин В. Л., Омельчук Д. С. Теплообмін пучків труб з рівнорозвиненою поверхнею. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2013. № 1/8(61). С. 29–33, ISSN 1729-3774.
- Письменный Е. М., Рева С. А., Терех О. М. Аеродинамічний опір пучків гвинтоподібних труб. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2013. № 6/8(66). С. 31–35, ISSN 1729-3774.
- Письменный Е. Н., Рева С. А., Терех А. М., Руденко А. И. Обобщение данных по аэродинамическому сопротивлению пакетов винтообразных труб. *Международный научно-исследовательский журнал*. 2014. Ч. 1. № 5(24). С. 103–106, ISSN:2303-9868.
- Маковой В. О., Проценко П. Ю. Особливості профілювання одно- та трьохзахідних гвинтоподібних труб. *Вестник Национального технического университета «ХПИ»*. 2013. № 43(1016). С. 153–162, ISSN:2078-5459.
- Быстров Ю. А., Исаев С. А., Кудрявцев Н. А., Леонтьев А. И. *Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб*. Санкт-Петербург: Судостроение, 2005. 392 с.
- Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. *Теплопередача*. Москва: Энергия, 1975. 199 с.
- Жукаускас А., Макарявичюс В., Шланчяускас А. *Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости*. Вильнюс: Минтис, 1968. 192 с.
- Аэродинамический расчет котельных установок* : нормативный метод. изд. 3. Под ред. С. И. Мочана. Ленинград: Энергия, 1977. 256 с.

References (transliterated)

1. Kalinin E. K., Dreitser G. A., Kopp I. Z. and Myakochin A. S. (1998), *The effective surfaces of heat exchange*, Energoatomisdat, Moscow, Russian.
2. Antufyev V. M. (1966), *Efficiency of various forms of convective heating surfaces*, Energia, M-L, Russian.
3. Kays, W. M., London A. L. (1967), *Compact Heat Exchangers. Second edition*, Mc Graw – Hill Book Company, New York, 224 p.
4. Pis'mennyi E. N. (2011), "Efficient heat-transfer surfaces assembled from partially finned flat-oval tubes", *Thermal Engineering*, Vol. 58, Issue 4, pp. 277–282.
5. Pis'mennyi E. N., Rogachev V. A., Terekh O. M., Konshin V. I., and Omelchuk D. S. (2013), "Heat transfer of tube bundles with the equalincreased surfaces", *Eastern European Journal of advanced technologies*, № 1/8(61), pp. 29–33, ISSN 1729-3774.
6. Pis'mennyi E. N., Terekh A. M., Rogachov V. A., Rudenko A. I., and Reva S. A. (2013), "Aerodynamic drag of tube bundles with the equalincreased surfaces", *Eastern European Journal of advanced technologies*, № 6/8(66), pp. 31–35, ISSN:1729-3774.
7. Pis'mennyi E. N., Reva S. A., Terekh A. M., and Rudenko A. I. (2014), "The generalized data of aerodynamic drag of the staggered bundles of screw-shaped tubes", *International research journal*, Vol. 1, No. 5(24), pp. 103–106, ISSN 2303-9868.
8. Makovey V. O., and Protsenko P. Yu. (2016), "Features of profiling of one- and three-western spiral pipes", *Bulletin of the National Technical University "KhPI"*, № 43(1016), pp. 153–162, ISSN:2079-5459.
9. Bystrov, Y. A., Isaev, S. A., Kudryavtsev, N. A., and Leontiev, A. I. (2005), *Numerical simulation of heat transfer enhancement in the vortex bags pipes*, Sudostroenie, Saint-Petersburg, Russian.
10. Isachenko V. P., Osipova V. A., and Sukomel A. S. (1975), *Heat transfer*, Energy, Moscow, Russian.
11. Zhukauskas A., Makaryavichyus V., and Schlanciauskas A. (1968), *Heat transfer of tube bundles in a transverse flow of liquid*, Publishing house "Mintis", Vilnius, Lithuania.
12. (1977), *Aerodynamic calculation of boiler plants (standard method)*. Ed. 3, Ed. S. Mochan, Energy, Leningrad, USSR.

Надійшла (received) 14.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Рогачов Валерій Андрійович (Рогачов Валерий Андреевич, Rogachov Valeriy) – кандидат технічних наук, доцент, кафедра атомних електростанцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сикорського»; г. Київ, Україна; e-mail: valeriy_rogachov@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5489-874X>.

Терех Олександр Михайлович (Терех Александр Михайлович, Terekh Alexandr) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, кафедра атомних електростанцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сикорського»; г. Київ, Україна; e-mail: teram57@meta.ua; ORCID: <https://orcid.org/000-0002-1320-4890>.

Баранюк Олександр Володимирович (Баранюк Александр Владимирович, Baranyuk Alexandr) – кандидат технічних наук, старший преподаватель, кафедра атомних електростанцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сикорського»; г. Київ, Україна; e-mail: aleksandrW@i.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6008-6465>.