

Abstract

Application of existing methods of solution of direct and inverse problems for the 3D-flow at optimal design of turbomachinery grids is associated with big problems, and the method of solution of the inverse problem even for the Q3D-flow, which takes into account the characteristics of the organization of the process of optimization search, opens up new possibilities for the design. The causes for the development of a new method were also positive results of experimental studies of the grid of the nozzle profiles with wavy shapes of trough and back, designed via the inverse problem for the 2D-current, which were conducted by the author.

The direct and inverse problems for the Q3D-flow were divided into separate subtasks that could have been solved in any order or simultaneously. This provided the possibility to control any part of the designed blade in terms of strength and technological effectiveness, which could significantly reduce design time. The individual subtasks were solved by the methods of nonlinear programming that did not require storage of significant amounts of information.

The parameters of the flow in the interblade channels for the fixed and rotating working grid of a gas turbine were determined, using the direct problem. Applying the inverse problem the interblade channels of grids were designed and the effect of rotation of the form of the surface of current and the aerodynamic boundary conditions on the coefficient of the profile losses of the grid and the geometric characteristics of profiles was shown.

Keywords: gas turbine, working grid, profile, interblade channel, direct and inverse problems

УДК 536.24:533.6.011

ТЕПЛОБМІН ПУЧКІВ ТРУБ З РІВНОРОЗВИНЕНОЮ ПОВЕРХНЕЮ

Наведено результати експериментальних досліджень конвективного теплообміну шахових пучків труб з рівнорозвиненою поверхнею в діапазоні зміни чисел Рейнольдса від 5000 до 70000. Запропоновано узагальнену залежність для розрахунку конвективних коефіцієнтів тепловіддачі таких пучків. Показано, що коефіцієнт C_q при числі Рейнольдса в рівнянні подібності залежить від геометричних характеристик пучків та труб

Ключові слова: труба, пучок, рівнорозвинена поверхня, теплообмін, узагальнення, розрахунок

Приведены результаты экспериментальных исследований конвективного теплообмена шахматных пучков труб с равноразвитой поверхностью в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от 5000 до 70000. Предложена обобщенная зависимость для расчета конвективных коэффициентов теплоотдачи таких пучков. Показано, что коэффициент C_q при числе Рейнольдса в уравнении подобия зависит от геометрических характеристик пучков и труб

Ключевые слова: труба, пучок, равноразвитая поверхность, теплообмен, обобщение, расчет

Є.М. Письменний

Доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри*

Контактний тел.: (044) 406-86-18

E-mail: evgnik@i.com.ua

В.А. Рогачов

Кандидат технічних наук, доцент*

О.М. Терех

Кандидат технічних наук, старший науковий

співробітник*

Контактний тел.: (044) 454-97-87

E-mail: teram57@meta.ua

В.І. Коньшин

Кандидат технічних наук, доцент*

Д.С. Омельчук

Магістрант*

*Кафедра атомних електростанцій і

інженерної теплофізики

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут»

пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

1. Вступ

Важливим напрямком вирішення завдань ресурсо-енергозбереження є розробка і впровадження нових видів розвинутих конвективних поверхонь теплообміну, які мають високу теплоаеродинамічну ефективність, володіють технологічністю та невеликою вартістю виробництва.

2. Актуальність та об'єкт досліджень

При розробці нових теплообмінних апаратів актуальним є зменшення їх об'єму та маси, що забезпечує економію металу на виготовлення теплоенергетичного устаткування. Як правило, цього можна домогтися шляхом інтенсифікації процесів теплообміну. Крім того, розробники при конструюванні теплообмінників прагнуть досягнути високої інтенсивності теплопередачі при мінімальній витраті енергії на прокачування теплоносіїв. Тому, раціональний вибір типу та форми теплообмінних поверхонь є основою створення ефективних теплообмінних апаратів, які зазвичай збираються у пучки труб з шаховим або коридорним компонуванням.

Для вирішення зазначених завдань в НТУУ „КПІ” розроблені нові теплообмінні поверхні з рівнорозвиненою поверхнею гвинтоподібного профілю [1, 2], що призначені для одночасної інтенсифікації теплообміну, як з боку зовнішнього, так і з боку внутрішнього теплоносіїв. Деякі аспекти досліджень внутрішнього теплообміну в рівнорозвинених поверхнях наведені в роботі [3].

Труби з рівнорозвиненою поверхнею виготовляються за допомогою роликового обкочування тонкостінної круглої труби з формуючим елементом усередині [1, 2]. Технологія виготовлення таких труб запропонована і освоєна в НТУУ „КПІ”. Ступінь розвинення площини їх поверхонь (коефіцієнт оребрення) може досягати значень від 1,15 до 1,4 в порівнянні з круглою трубою.

3. Методика досліджень

Для експериментальних досліджень зовнішнього теплообміну шахових пучків однозахідних гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею застосовувалися зразки труб, виготовлених з алюмінієвого сплаву Д16-Т (рис. 1). Основні геометричні характеристики досліджених двох типорозмірів гвинтоподібних труб наведені в табл.1.

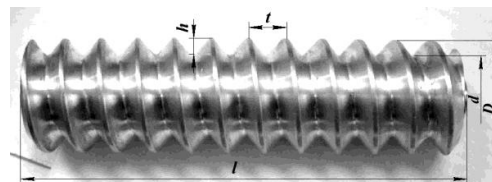
Таблиця 1

Геометричні характеристики моделей труб

Тип труб	<i>l</i> , мм	<i>D</i> , мм	<i>d</i> , мм	<i>t</i> , мм	<i>h</i> , мм	<i>γ</i>	<i>H_{гмм}</i> , м ² /м
1	140	38	28	12	5	1,163	0,13878
2	140	36	31	8	3.5	1,241	0,14811

Дослідження конвективного теплообміну шахових пучків гвинтоподібних труб при поперечному їх обтіканні повітряним потоком здійснювалися на експериментальній установці, яка представляє собою ае-

родинамічну трубу розімкненого типу прямокутного перетину за методиками, що детально описані в роботі [4]. Експериментами охоплено 30 шахових пучків, які мали різні крокові характеристики *S₁*, *S₂* і коефіцієнти оребрення *ψ*. Пучки труб об'єднані за трьома серіями, в кожній з них фіксувався поперечний крок *S₁*, а позовжній крок *S₂* та тип труби змінювався (табл. 2).



а)



б)

Рис. 1. Моделі гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею: а) модель труби типу 1; б) модель труби типу 2

Таблиця 2

Дослідні значення величин *m*, *C_q* в формулі (1)

<i>S₁</i> , мм	<i>S₂</i> , мм	<i>S₁/S₂</i>	№ розм.	<i>m</i>	<i>C_q</i>	№ розм.	<i>m</i>	<i>C_q</i>
Серія 1			Тип 1			Тип 2		
42	36,5	1,151	111	0,631	0,2628	121	0,628	0,2484
42	45	0,933	112	0,627	0,2632	122	0,634	0,2231
42	55,5	0,757	113	0,629	0,2491	123	0,641	0,2026
42	70	0,600	114	0,64	0,2155	124	0,642	0,1914
42	90	0,467	115	0,646	0,1892	125	0,648	0,1715
Серія 2			Тип 1			Тип 2		
52,5	36,5	1,438	211	0,6327	0,2804	221	0,6318	0,2600
52,5	45	1,167	212	0,6363	0,2648	222	0,6343	0,2454
52,5	55,5	0,946	213	0,6397	0,2540	223	0,6374	0,2308
52,5	70	0,750	214	0,6401	0,2420	224	0,6437	0,2090
52,5	90	0,583	215	0,6406	0,2317	225	0,6432	0,2050
Серія 3			Тип 1			Тип 2		
70	36,5	1,918	311	0,640	0,300	321	0,6345	0,280
70	45	1,556	312	0,6363	0,2972	322	0,6356	0,2715
70	55,5	1,261	313	0,6366	0,2853	323	0,6337	0,2618
70	70	1,000	314	0,6317	0,2869	324	0,6277	0,2717
70	90	0,778	315	0,6492	0,2326	325	0,6392	0,2286

Експерименти з теплообміну проведені в умовах електрообігріву труби-калориметра (застосовувався метод локального теплового моделювання). Пучок складався в залежності від крокових характеристик з 3 - 5 труб в одному поперечному ряді, тобто *Z₁* = 3-5 та 6 поперечних рядів (*Z₂*=6). Визначення середньоповерхневих конвективних коефіцієнтів тепловіддачі здійснювалося за результатами вимірювань за допомогою 12-и мідь-константанових термопар температурного

поля виступів та стінки труби в її западині, розташованих на трубі - калориметрі. Труба-калориметр знаходилася у 5-му за ходом потоку поперечному ряді пучка.

За визначальний розмір в числах Нуссельта Nu та Рейнольдса Re приймався зовнішній діаметр труби D , обмежений вершинами виступів. Теплофізичні константи, що входять у вирази для розрахунку чисел Nu і Re , відносились до середньобалансової температури повітря t_f у ряді, в якому знаходилася труба-калориметр. За визначальну швидкість повітря в числах Re приймалася швидкість в найбільш вузькому перетині пучка.

4. Результати досліджень та їх аналіз

Дослідження теплообміну пучків гвинтоподібних труб типу 1, 2 виконано в області змін чисел Рейнольдса Re_D від 5000 до 70000. Результати цих досліджень для пучків подані на рис. 2 - 4 і свідчать, що дослідні дані достатньо добре узагальнюються ступеневою безрозмірною залежністю виду

$$Nu_D = C_q \cdot Re_D^m \quad (1)$$

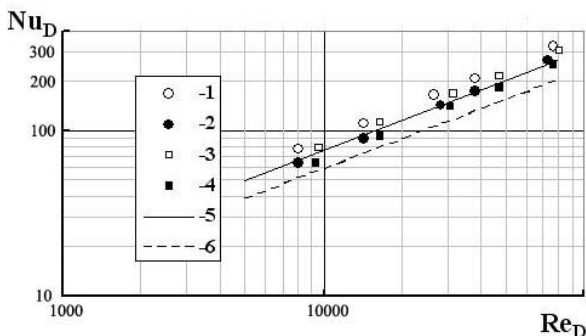


Рис. 2. Результати дослідження тепловіддачі пучків труб серії 1: 1 – пучок № 111; 2- №115; 3- №121; 4- №125; 5 – розрахунок пучків гладких труб №111, 121 за [6]; 6 – розрахунок пучків гладких труб №115, 125 за [6]

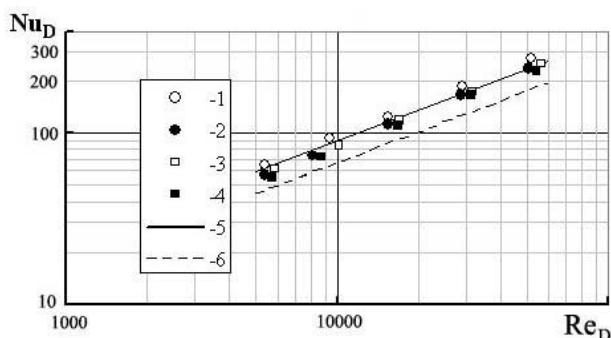


Рис.3. Результати дослідження тепловіддачі пучків труб серії 2: 1 – пучок № 211; 2- №215; 3- №221; 4- №225; 5 – розрахунок пучків гладких труб №211, 221 за [6]; 6 – розрахунок пучків гладких труб №215, 225 за [6]

На рис. 2-4 спостерігається підвищення інтенсивності теплообміну в пучках гвинтоподібних труб (відзначені точками) порівняно з гладкотрубчастими пуч-

ками (відзначені лініями), яке в залежності від чисел Re_D знаходиться в діапазоні 10 – 30 %. Причому, менше підвищення інтенсивності теплообміну відповідає меншим числам Re_D .

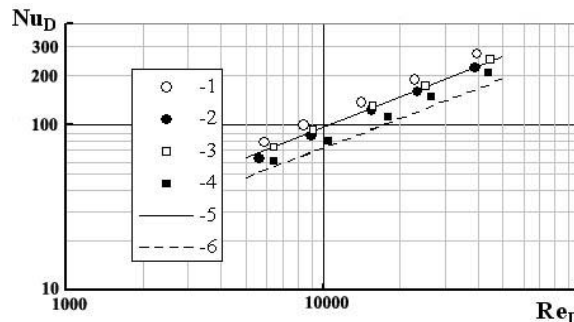


Рис.4. Результати дослідження тепловіддачі пучків труб серії 2: 1 – пучок № 311; 2- №315; 3- №321; 4- №325; 5 – розрахунок пучків гладких труб №311, 321 за [6]; 6 – розрахунок пучків гладких труб №315, 325 за [6]

При обробленні та аналізі експериментальних даних велика увага приділялась вибору узагальнюючих геометричних факторів. Аналіз отриманих результатів показав, що, як і для шахових пучків круглих оребрених труб [4], найбільш точно та вичерпно враховують вплив на теплообмін коефіцієнт оребрення ψ , залежний від геометрії гвинтоподібних труб, та параметр їх розміщення у пучку S_1/S_2 .

На рис. 5 наведені значення конвективних чисел Нуссельта, розрахованих на зовнішню повну поверхню гвинтоподібної труби Nu_D для двох типів труб і крокових характеристик S_1/S_2 при $Re_D = 20000$.

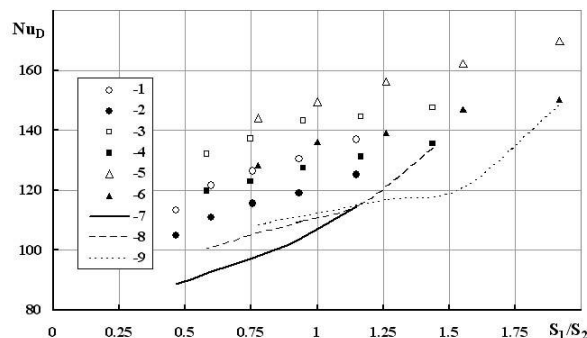


Рис.5. Залежність $Nu_D = f(S_1/S_2)$ при $Re_D=20000$. 1 – серія 1, труби типу 1; 2 – серія 1, труби типу 2; 3 – серія 2, труби типу 1; 4 – серія 2, труби типу 2; 5 - серія 3, труби типу 1; 6 – серія 3, труби типу 2; 7 – серія 1, гладкі труби; 8 – серія 2, гладкі труби; 9 – серія 3, гладкі труби

Аналіз експериментальних даних показав незначну зміну величини показника ступеня m при числі Рейнольдса у рівнянні (1), як у межах окремого типу пучків з постійною геометрією ребристих труб $\psi = \text{const}$, так і для пучків з однаковими параметрами розміщення S_1/S_2 (рис.6). В той же час треба відмітити, що рівень значень m в даному випадку вищий, ніж для пучків гладких кру-

глих труб, для яких у розглянутому діапазоні S_1/S_2 його значення майже постійне і дорівнює $m \approx 0,6$ [6].

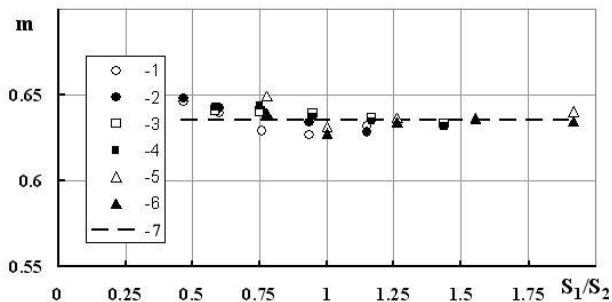


Рис. 6. Залежність показника ступеня m у формулі (1) від параметру розміщення S_1/S_2 : 1 – серія 1, труби типу 1; 2 – серія 1, труби типу 2; 3 – серія 2, труби типу 1; 4 – серія 2, труби типу 2; 5 – серія 3, труби типу 1; 6 – серія 3, труби типу 2; 7 – середнє значення величини $m=0,635$

Виступи гвинтоподібних труб, що взаємодіють з набігаючим потоком, в деякій мірі можна вважати ребрами, які сприяють утворенню більш високого ступеня його турбулентності. Тому показник m для пучків гвинтоподібних труб має більше, ніж для гладкотрубчастих пучків значення. Як видно з рис.6 він змінюється від 0,625 до 0,65. Зважаючи на незначне його зміння, величину m в рівнянні подібності (1) можна прийняти постійною величиною і рівною 0,635 (рис.6, пунктирна лінія).

Аналіз дослідних значень коефіцієнта C_q в залежності від параметру розміщення S_1/S_2 на рис. 7 показав, що для різних серій пучків труб із зростанням S_1/S_2 коефіцієнт C_q збільшується.

Крім того, простежується розширення значень коефіцієнта C_q за параметром оребрення ψ . Дослідні дані групуються по серіях, світлі маркери відносяться до труб типу 1 з $\psi=1,163$, де коефіцієнт C_q більше, а темні – до труб типу 2 з $\psi=1,241$.

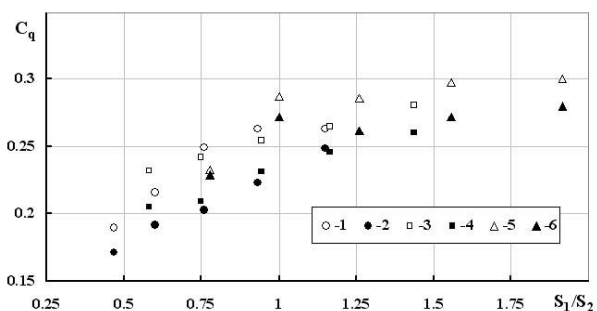


Рис.7. Залежність $C_q = f(S_1/S_2)$: 1 – серія 1, труби типу 1; 2 – серія 1, труби типу 2; 3 – серія 2, труби типу 1; 4 – серія 2, труби типу 2; 5 – серія 3, труби типу 1; 6 – серія 3, труби типу 2

Математична обробка представленого на рис. 7 матеріалу приводить до наступного співвідношення для розрахунку коефіцієнта C_q

$$C_q = -a \cdot \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{-1} + b, \tag{2}$$

в якому a, b – емпіричні коефіцієнти, які є функціями від коефіцієнту оребрення

$$a = 0,05 \cdot \psi, \tag{3}$$

$$b = 0,56 - 0,2 \cdot \psi. \tag{4}$$

Після підстановки (3) та (4) співвідношення (2) для розрахунку коефіцієнта C_q приводиться до виду

$$C_q = 0,56 - \psi \cdot \left[0,05 \left(\frac{S_2}{S_1}\right) + 0,2 \right]. \tag{5}$$

Таким чином, для розрахунку конвективного теплообміну глибинних рядів шахових пучків гвинтоподібних труб типів 1 та 2 з параметрами розміщення $S_1/S_2 = 0,46 - 1,92$ в області чисел Рейнольдса $Re_D (5 \times 10^3 - 7 \times 10^4)$ пропонуються залежності (1), (5) з показником ступеня $m = 0,635$.

Оцінка точності узагальнюючих формул (1), (5) здійснювалася шляхом зіставлення дослідних Nu_d і розрахункових Nu_p значень чисел Нуссельта при граничних числах Рейнольдса $Re = 5000$ і $Re = 70000$ за формулою

$$\Delta = \frac{Nu_d - Nu_p}{Nu_p} \cdot 100\%. \tag{6}$$

Результати цієї оцінки, виконаної на основі масиву експериментальних даних для 30 досліджуваних пучків свідчать, розбіжність Δ між дослідними і розрахунковими значеннями чисел Нуссельта не перевищує $\pm 10\%$.

Для розширення області застосування розрахункових співвідношень на інші види газових теплоносіїв необхідно за аналогією з роботами [5, 6] ввести у формулу подібності (1) число Прандтля в ступені 0,33, після чого вона прийме вид:

$$Nu = 1,13 \cdot C_q \cdot Re_d^m \cdot Pr^{0,33}. \tag{7}$$

5. Висновки

Експериментальні дослідження з теплообміну шахових пучків гвинтоподібних труб показали, що застосування таких труб у теплообмінних апаратах є достатньо ефективним засобом інтенсифікації теплообміну.

Інтенсивність зовнішньої тепловіддачі в пучках гвинтоподібних труб порівняно з гладкотрубчастими пучками підвищується у 1,1-1,3 рази, що в поєднанні з факторами збільшення поверхні теплообміну та інтенсифікації внутрішньої тепловіддачі призводить до значного збільшення теплового потоку від одного теплоносія до іншого.

Література

1. Pis'mennyi E.N. Ways for Improving the Tubular Heaters Used in Gas Turbine Units/ E.N. Pis'menyi// Thermal Engineering . – 2012. – V.59. - №6. – pp.485-490.
2. Патент на корисну модель №67783 Україна, МПК F28F1/08. Теплообмінна труба/Є.М. Письменний, О.М. Терех, О.І Руденко, О.П. Ніщик, О.В. Баранюк; заявник та володар патенту на корисну модель НТУУ "КПІ" – u201108293; заявл. 01.07.2011; опубл. 12.03.2012. Бюл. №5.
3. Письменний, Е.Н. Равноразвитые поверхности теплообмена и методика численных исследований их теплогидравлических характеристик/ Е.Н. Письменний, А.В. Баранюк, М.М. Вознюк// Промышленная теплотехника. – 2012. – Т.34. – №1. – С.45-54.
4. Письменний Е.Н. Конвективный теплообмен поперечно-омываемых шахматных пакетов плоско-овальных труб/ Е.Н. Письменний, В.А. Кондратюк, Ю.В. Жукова, А.М. Терех// Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – №2/8 (50). – С. 4-8.
5. Письменний Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребрённых труб / Е.Н. Письменний – Киев: АльтерпТ рес, 2004. – 244 с.
6. Тепловой расчет котельных агрегатов: нормативный метод/под ред. Н.В. Кузнецова. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.

Abstract

The article is devoted to the experimental studies of convective heat transfer of tube bundles with the equally increased surface, which were held in range of Reynolds numbers from 5,000 to 70,000, in order to create high-performance heat exchangers with reduced mass and volume.

The study of convective heat transfer of the chess tube bundles with the equally increased surface during the cross flow of the air-blow were carried out on the experimental installation, which was represented by the open type wind tunnel with rectangular cross section. The studies were conducted by the local thermal simulation method.

For the first time we have obtained resumptive dependences for the calculation of convective heat transfer coefficients in the tube bundles with the equally increased surface. For the first time we have demonstrated the influence of the geometric characteristics of the tubes and the parameter of their location in the bundle on the heat transfer intensity. The comparative analysis of the tube bundles with the equally increased surface and the bundles of smooth tubes of the same outside diameter was carried out. It was shown that the intensity of heat transfer in the tube bundles with the equally increased surface has been 1.1-1.3 times higher.

These studies can be used to develop the regenerative heat exchangers of high thermal aerodynamical efficiency, used in the heat and power engineering, petrochemical industry, gas compressor units of gas transportation system of Ukraine.

These results can be the basis of thermal calculations while designing new heat exchangers from the tubes with the equally increased surface.

Keywords: tube, bundle, equally increased surface, heat exchange, generalization, calculation