



EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON THE HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN SINGLE FLOW BY WIRE-COIL INSERTS

Plamen Bonev*, Valentin Petkov, Hristo Hristov

Technical University of Gabrovo, 5300 Gabrovo, Bulgaria

ARTICLE INFO

Article history:

Received 3 October 2020

Accepted 30 November 2020

Keywords:

wire coil, heat transfer enhancement, single flow, transitional flow

ABSTRACT

This paper presents heat transfer enhancement in single-phase transitional flow by wire-coil insert with geometrical parameters rib height-to-diameter ratio $e/D=0.063$, and rib pitch-to-height ratio $p/e=5.6 \div 12.2$. The paper presents variation of friction factor and heat transfer coefficient in the ranges of Reynolds and Prandtl numbers as $1100 < Re < 10000$ and $3.8 < Pr < 10$. Wire coils are a type of inserted elements which present some advantages compared to other enhancement techniques, such as artificial roughness by mechanical deformation since they allow an easy and low-cost installation in an existing smooth tube heat exchanger.

© 2020 Journal of the Technical University of Gabrovo. All rights reserved.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Постоянният стремеж към икономия на топлинна енергия (по-точно на тази част от нея, която наричаме ексергия) и материали поставя непрекъснато въпроса за търсене и създаване на все по-ефективно топлообменно оборудване. От дълго време е известно, че това може да се постигне чрез интензификация на топлопреносните процеси. По-добри термични характеристики на топлообменните апарати (ТА) водят до икономия на енергия, материали, експлоатационни разходи, а също така и до намаляване на замърсяването на околната среда. Интензификацията на топлообмена и повишаване на енергийната ефективност на устройствата, в които протича този процес е *лайтмотива* в развитието на конвективните ТА. Решението е особено актуално за тези ТА, за които са характерни ниско потенциални топлинни потоци.

Интензификация на топлообмена означава *повишаване на коефициентите на топлопредаване* чрез различни средства. Целта може да бъде намаляване на габаритите и масата на ТА или намаляване на температурния напор, в сравнение с тези при стандартните ТА с гладки повърхности. Ако увеличаването на скоростта, в допустимите на практика граници, не осигури необходимите габарити на апарата или зададена температура на стената, то тогава се прилага интензификация на топлообмена.

Съществуват две направления в интензификацията на топлообмена. Първото е свързано с увеличаване на топлинния поток, независимо от допълнителните разходи на енергия, които са свързани с увеличената помпена мощност за пренасяне на топлоносителя. Второто направление е свързано с увеличаване на топлинния поток при неизменна мощност за преодоляване на

хидравличните съпротивления, т.е. с увеличаване на ефективността на топлопредаване. Това е особено важно при ТА работещи в стационарен режим с голяма мощност. Теплообменните апарати, в които се прилага интензификация на топлообмена трябва да бъдат пригодни за серийно производство, достатъчно надеждни и ефективни в експлоатацията им.

Кожухотръбните ТА са между най-разпространените в индустрията апарати и в зависимост от геометричните им характеристики, интензификацията на топлообмена, която се прилага може да бъде разделена на две части: вътрешно-тръбна (за поток, течащ в тръбното пространство) и външно-тръбна (за поток, течащ в междутръбното пространство) [4]. Вътрешно-тръбните техники за интензификация на топлообмена са много важен инструментариум, особено за кожухотръбните ТА. Гарсия и др. [5] класифицират вътрешно-тръбните техники за интензификация според два различни критерия: а) допълнителни устройства, които се поставят в гладката тръба, като спирални ленти и винтови пружини и б) техники за създаване на негладка тръбна повърхност (повърхностни турбулизатори), като напречно и спирално-валцовани тръби, пъпкообразни тръби и др. Комбинация от техники а) и б) създават сложна или комбинирана интензификация на топлообмена.

Различните видове вложки, поставени в гладка тръба, между които са спиралните ленти и винтовите пружини, показват обещаващ потенциал за приложение в различни топлообменни устройства. Гарсия и др. [5] считат, че най-често използваните тръбни вложки в инженерните приложения са винтовите пружини и спиралните ленти. И двата вида тръбни вложки са най-

* Corresponding author. E-mail: eng.plamen.bonev@gmail.com

подходящи за прилагане към съществуващ ТА, поради ниските разходи за модифициране на апарата.

Винтовите пружини са тръбни вложки, които имат някои важни предимства в сравнение с други техники, като тези, които създават повърхностни турбулизатори чрез механична деформация. Те лесно се инсталират в гладката тръба на съществуващ ТА и разходите им за производство и експлоатация са ниски.

Характерът на потока в тръба с турбулизатори определя и степента на интензификация на топлообмена. Познаването на особеностите му е важно и много полезно за да се оптимизират геометричните параметри на турбулизаторите. Два вида потоци са характерни за тръби с повърхностни турбулизатори. Първият е въртелив поток, който се причинява от ъгъла на винтовата линия и височината на турбулизатора. Интензивността на пренасянето му от пристенната област към ядрото на потока се определя от флуидния режим. Вторият вид поток е надлъжен поток над пристенния турбулизатор, като преносът на момент (количество на движение) в осова посока е много по-голям от този в радиална посока.

Една от характеристиките на надлъжния поток е откъсване от турбулизатора и достигане до базовата повърхнина между турбулизаторите. Важен конструктивен фактор, който контролира този процес е отношението между стъпката и височината на турбулизатора p/e . В тръба с повърхностни турбулизатори потокът, в голяма степен, зависи от числото на Рейнолдс, Re , височината e , ъгъла на винтовата линия β и стъпката на турбулизатора p и в много по-малка степен от формата на профила на турбулизатора.

2 ОПИТНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

2.1. Методика за изпитване

Реална оценка на ползите от използване на различни техники за интензификация на топлообмена може да се получи, ако експерименталните данни, за коефициента на топлопредаване за гладка тръба и такава с интензификатори на топлообмена, са получени при еднакви режимни условия.

Когато експериментът се провежда в условията на противотоков ТА, това означава, че за всеки режим масовите потоци и входните температурни разлики между студения (вътрешен) и горещия (външен) воден поток при гладка тръба и такава с пружина се поддържат с еднакви стойности [1]. Експериментите са извършени на опитна установка, която е подробно описана в [6].

Експерименталната програма включваше 2 тръби с винтови пружини и една гладка за сравнение. Таблица 1 показва геометричните параметри на поставените в гладката тръба пружини.

Таблица 1

No	D_i mm	p mm	e mm	p/e -	e/D_i -	p/D_i -
01	14.3	5.0	0.9	5.6	0.063	0.350
02	14.3	6.6	0.9	7.3	0.063	0.462
03	14.3	8.0	0.9	8.9	0.063	0.559
04	14.3	8.7	0.9	9.7	0.063	0.608
05	14.3	11	0.9	12.2	0.063	0.769

Входната температура на изследвания флуид (студена вода във вътрешната тръба) се изменяше в границите

6.5-45.1 °C, при което числото на Прандтл беше в границите $10.1 > Pr > 3.9$. Температурата на горещата вода в пръстеновидния канал беше поддържана такава, че да осигури еднаква входна температурна разлика между студената (отвътре) и горещата (отвън) вода при гладката тръба и гладка тръба с пружина, $\Delta T_i^* = 1$.

Измерванията на пада на налягане Δp , при изотермични (адиабатни) и неизотермични (диабатни) условия, бяха направени при различни температури на водата в границите 5.5-50 °C и област на изменение на критерия на Рейнолдс, $1.2 \times 10^3 < Re < 1.7 \times 10^4$. От измерените обемен разход \dot{V} и пад на налягане Δp се определя коефициента на Фанинг от уравнение

$$f = \frac{\pi^2 D_i^2 \Delta p}{32 \rho L \dot{V}^2}. \quad (1)$$

Топлообменните експерименти имаха за цел да се получат стойности за средните коефициенти на топлопредаване: за вътрешната тръба h_i и съответно за пръстеновидния канал h_o [1]. Тъй като, стенната температура беше измервана, индивидуалните коефициенти бяха определени от уравнението,

$$\dot{Q} = h_i A_i \Delta T_{m,i} = h_o A_o \Delta T_{m,o}, \quad (2)$$

където \dot{Q} е средният топлинен поток от \dot{Q}_i (приет от студената вода) и \dot{Q}_o (отдаден от горещата вода),

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_i c_{p,i} (T_{i,o} - T_{i,i}) \quad (3)$$

и

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_o c_{p,o} (T_{o,i} - T_{o,o}). \quad (4)$$

За определяне на коефициентите на топлопредаване h_i и h_o бяха използвани средно-логаритмичните температурни разлики $\Delta T_{m,i}$ и $\Delta T_{m,o}$, където

$$\Delta T_{m,i} = \frac{\Delta T_{x=0} - \Delta T_{x=L}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{x=0}}{\Delta T_{x=L}} \right)}, \quad (5)$$

и $\Delta T_{x=0} = T_w(o) - T_{i,i}$, а $\Delta T_{x=L} = T_w(L) - T_{i,o}$.

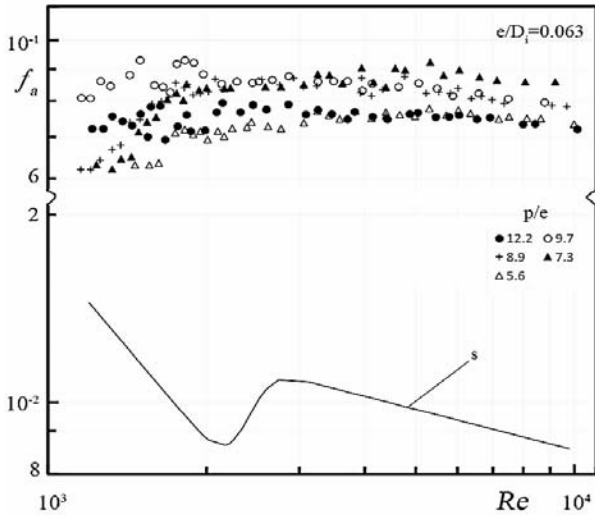
2.2. Експериментални резултати

От измерванията на температурата на стената в отделните сечения по дължината на тръбата стана ясно, че стенната температура има линейно изменение и може да се опише с корелация от вида $T_w(x) = a_1 + a_2 x$, с константи a_1 и a_2 , които се определят за всеки режим.

Тъй като, експерименталните стойности за f_a са получени при различни температури на водата и едновременно с топлообменните експерименти, за приблизително еднакви стойности на Re бяха налице няколко стойности за f_a .

Поради тази причина, за усреднени стойности на Re бяха определени усреднени стойности за f_a . Фигура 1 представя изменение на така усреднени

стойности за f_a , заедно с кривата на f_s за гладката тръба.



Фиг. 1. Изменение на f_a с Re

Няколко извода могат да се направят от така получените резултати:

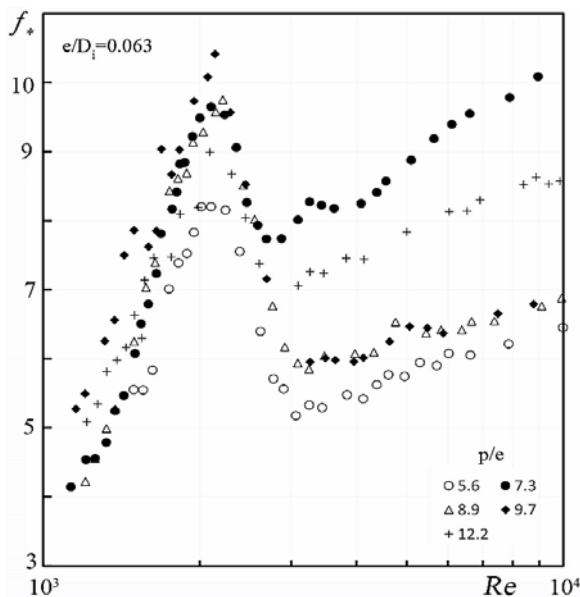
(i) определено по-високи стойности на коефициентът на хидравлично съпротивление, f_a , както за ламинарен, така и за турбулентен поток в сравнение със стойностите на този за гладката тръба, f_s ;

(ii) преходът от ламинарен към турбулентен режим се появява по-рано, в сравнение с този при гладката тръба;

(iii) изглежда, че е налице и „втори преход“ в областта $3 \times 10^3 < Re < 10^4$.

Тези резултати са аналогични на резултати, получени от други автори [4], [5]. По-ранният преход се обяснява с наличието на „пристенен“ турбулизатор, както и с по-високите му стойности.

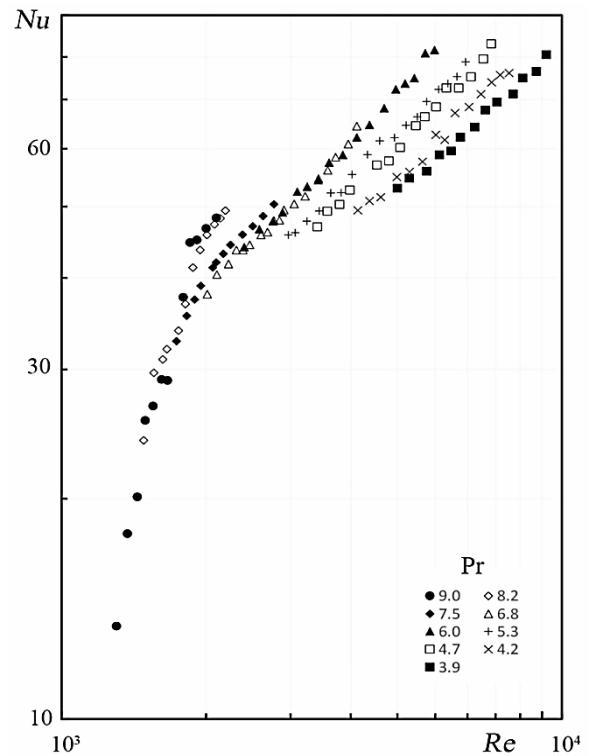
Фиг. 4 показва изменението на $Nu_* = Nu_a / Nu_s$ от Re и Pr за тръби 01. Подобни графики са получени и за останалите 5 тръби [2].



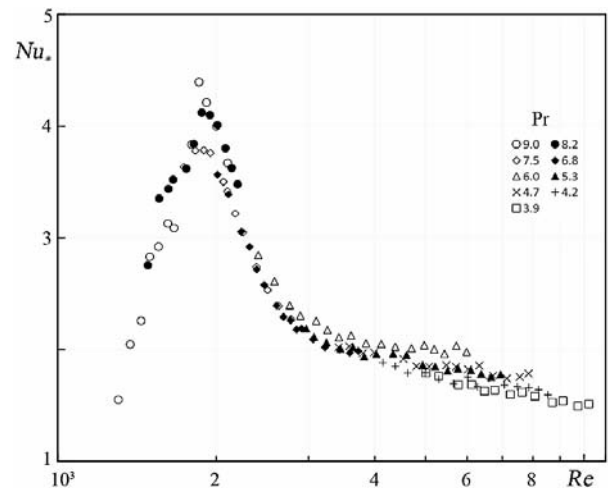
Фиг. 2. Изменение на f_* в зависимост от Re

Фиг. 2 показва нарастването на коефициента на хидравлично съпротивление $f_* = f_a / f_s$, причинено от наличието на винтовата пружина, в зависимост от Re и p/e ($e/D_i = 0.063$).

Фиг. 3 показва изменението на Nu_a от Re и Pr за тръба 01 ($e/D_i = 0.063$, $p/e = 5.6$).

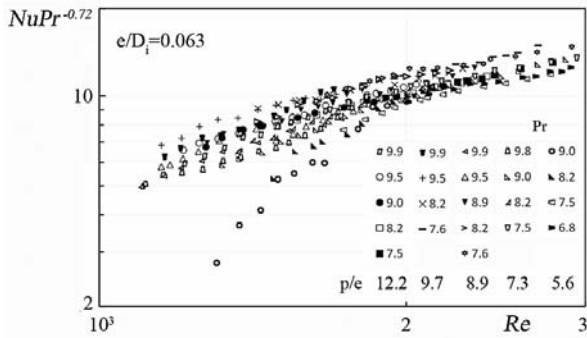


Фиг. 3. Изменение на Nu_a от Re при различни Pr ($e/D_i = 0.063$, $p/e = 5.6$)



Фиг. 4. Изменение на Nu_* от Re при различни Pr ($p/e = 5.6$, $e/D_i = 0.063$)

В областта $10^3 < Re < 2 \times 10^3$, $p/e = 5.6 - 12.5$ се наблюдава следното явление. Ако се нормализират резултатите за Нуселт във вида $Nu/Pr^{0.72}$, фиг. 5, с изключение на тръба 01, $p/e = 5.6$, всички останали тръби, 02, 03, 04 и 05, показват незначителна, или липса на зависимост на Нуселт от относителната стъпка p/e .



Фиг. 5. Изменение на $Nu/Pr^{0.72}$ от Re

Същите могат да се представят с обща корелационна зависимост от вида, ур. (6).

$$Nu_a = 0.056 Re^{0.69} Pr^{0.72} \quad (6)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Изследвани са 5 броя опитни образци на тръби с винтови пружини с различни геометрични параметри, $e/D_i = 0.063$ и p/e (на пет нива). Основната цел е търсенето на оптимално p/e (за максимален ефект при интензификация на топлообмена).

Резултатите са представени на фигури във вида: за $e/D_i = 0.063$, коефициентът на хидравлично съпротивление f_a и числото на Нуселт, Nu_a . Установено е, че е налице критично число на Рейнолдс, $Re_{cr,2}$, при което приключва преходът на течението от напълно развит ламинарен поток и започва преходът към

напълно развит турбулентен, който приключва при $Re \approx 3 \times 10^3$.

ACKNOWLEDGMENT

This work was supported by the European Regional Development Fund within the OP "Science and ducation for Smart Growth 2014 – 2020", Project CoC "Smart Mechatronic, Eco- and Energy Saving Systems and Technologies", № BG05M2OP001-1.002-0023.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Bonev P.J., Heat Transfer Enhancement in Single-Phase Transitional Flow by Wire-Coil Inserts. Part 1: Friction Factor and Heat Transfer Coefficient, Thermal Eng. 2017 VIII (1) 41-46
- [2] Bonev P.J., Petkov V.M., Performance Evaluation of Wire Coil Inserts in Turbulent Tube Flow – Critical Review, J. Tech. Univ. Gabrovo 53 (2016) 27-34
- [3] Bonev P.J., Petkov V.M., Heat Transfer Enhancement in Single-Phase Transitional Flow by Wire-Coil Inserts, Thermal Eng. 2017 VIII (1) 61-65.
- [4] Olivier J.A., Single-phase heat transfer and pressure drop of water inside horizontal circular smooth and enhanced tubes with different inlet configurations flow regime, Ph.D. Thesis, Department of Mechanical and Aeronautical Engineering, University of Pretoria, South Africa, 2009
- [5] García A., Solano J.P., Vicente P.G., Viedma A., Flow pattern assessment in tubes with wire coil inserts in laminar and transition regimes, Int. J. Heat Fluid Flow 28 (2007)a 516-525
- [6] Petkov V.M, Possibilities of an experimental system for research of heat exchange intensification during single-phase flow in pipes and channels, International Scientific Conference UNITECH'13 22-23 November 2013 Gabrovo III (2013) 316-320 ISSN 1313-230X