



Numerical Study of the Effect of Grashof Number on the Mixed Convection Heat Transfer of Laminar Flow in Horizontal Curved Enhanced Heat Transfer Vipertex Tube

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Alikhani S.^{*1} MSc,
Ganjbakhsh N.² MSc,
Behzadmehr A.² PhD

How to cite this article

Alikhani S, Ganjbakhsh N, Behzadmehr A. Numerical Study of the Effect of Grashof Number on the Mixed Convection Heat Transfer of Laminar Flow in Horizontal Curved Enhanced Heat Transfer Vipertex Tube. Modares Mechanical Engineering. 2019;19(6):1429-1437.

ABSTRACT

Thermal and hydrodynamic behavior of a laminar flow of water within a horizontal curved Vipertex tube with mixed convection heat transfer, in the range of low Grashof numbers, has been numerically studied. The curved horizontal Vipertex tube has geometry of 180°, fixed dimensionless radius of centerline curvature of $2R/D=6.62$, dimensionless roughness height $e/D=0.1$, and a constant heat flux is exerted on the walls. The three-dimensional governing equations were discretized, using a finite volume method. To solve the problem, the computational fluid dynamics of ANSYS Fluent has been used. The results reveal that not only Grashof number and the buoyancy forces arising from it, but the mutual effects of the centrifugal and the buoyancy forces affect the thermal and hydrodynamic characteristics such as dimensionless axial velocity contours, secondary flow vectors, dimensionless temperature contours, heat transfer coefficient, and skin friction coefficient. So that, for a given Reynolds number, increasing Grashof number due to more interaction between buoyancy and centrifugal forces, results in temperature difference reduction in the Vipertex tube. Therefore, the buoyancy forces decrease and lead to the lower heat transfer coefficient, but in smooth curved tube increasing Grashof number leads to the higher heat transfer coefficient. Nevertheless, the Vipertex curved tube in very low range of Grashof and Reynolds, in each Grashof and Reynolds equally, has a higher heat transfer than a smooth curved pipe. The results also indicated that the skin friction coefficient in these types of tubes can be up to 3.5 times higher than that of smooth one with a Grashof increase.

Keywords Laminar Flow; Horizontal Curved Tube; Vipertex; Mixed Convection Heat Transfer

¹Mechanical Engineering Department, Faculty of Marine Engineering, Chabahar Maritime University, Chabahar, Iran

²Mechanical Engineering Department, Shahid Nikbakht Faculty of Engineering, University of Sistan and Baluchestan, Zahedan, Iran

*Correspondence

Address: Mechanical Engineering Department, Faculty of Marine Engineering, Chabahar Maritime University, Chabahar, Iran. Postal Code: 9971756499

Phone: -

Fax: -

s.alikhani@cmu.ac.ir

Article History

Received: May 17, 2018

Accepted: November 10, 2018

ePublished: June 01, 2019

CITATION LINKS

[1] Handbook of heat ... [2] Thermal performance assessment of turbulent flow through ... [3] Development and evaluation of vipertex enhanced heat transfer ... [4] Thermal-hydraulic performance of Vipertex ... [5] Comparison of condensation and evaporation heat transfer ... [6] Numerical study of the effect of roughness on the heat transfer Improved ... [7] Experimental investigation of heat ... [8] Condensation heat transfer and pressure drop characteristics ... [9] Two-phase pressure drop and flow boiling heat transfer in an ... [10] Condensation heat transfer and pressure drop ... [11] Experimental investigation of condensation heat transfer ... [12] Heat transfer and pressure loss characteristics in a ... [13] Optimization of dimples in microchannel heat sink with ... [14] Flow and heat transfer in the tree-like ... [15] Turbulent mixed convective heat transfer in the entrance ... [16] Mixed convection in a 90 Deg horizontal ... [17] The dual influence of curvature and buoyancy in fully ... [18] Turbulent mixed convection of a nanofluid in a horizontal ... [19] Numerical study of nanofluid mixed convection in a ... [20] Heat transfer and flow characteristics of conventional ... [21] Introduction to fluid ... [22] Fluid mechanics ... [23] PEfect of cooling on pressure losses in U-type ... [24] Friction factors for turbulent flow in ...

مطالعه عددی اثر تغییرات گراشیف بر انتقال حرارت ترکیبی جریان آرام در لوله خمیده افقی بهبوددهنده انتقال حرارت وایپرتکس

صادق علیخانی* MSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی دریا، دانشگاه دریانوردی و علوم دریایی چابهار، چابهار، ایران

نجمه گنج‌بخش MSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی شهیدنیک‌بخت، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران

امین بهزاد مهر PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی شهیدنیک‌بخت، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران

چکیده

این پژوهش رفتارهای حرارتی و هیدرودینامیک جریان آرام سیال عامل آب درون لوله خمیده افقی وایپرتکس، در محدوده اعداد گراشیف پایین و در محدوده انتقال حرارت جابه‌جایی ترکیبی را به روش عددی مورد بررسی قرار داده است. این لوله دارای خم ۱۸۰ درجه، شعاع انحنا بی‌بعد $2R/D=6.22$ و زبری‌های کروی شکل با ارتفاع بی‌بعد $e/D=0.1$ و شار حرارتی ثابت روی دیواره خود است. معادلات پیوستگی، مومنتم و انرژی با روش حجم محدود به‌صورت سه‌بعدی حل شده‌اند. برای حل مساله از کد دینامیک سیالات محاسباتی نرم‌افزار آنسیس فلوئنت استفاده شده است. نتایج حاصل بیانگر تأثیر عدد گراشیف و نیروهای شناوری ناشی از آن، همچنین اثر تقابلی نیروهای گریز از مرکز و شناوری در کنار زبری سطح، روی پارامترهای هیدرودینامیک و حرارتی از جمله سرعت محوری بی‌بعد، جریان‌های ثانویه، دمای بی‌بعد، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و ضریب اصطکاک سطحی است. به‌گونه‌ای که در یک رینولدز ثابت با افزایش گراشیف به دلیل تقابل شدیدتر نیروهای شناوری و گریز از مرکز، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی کاهش می‌یابد حال آن که در لوله خمیده صاف (بدون زبری) افزایش گراشیف منجر به افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی می‌شود. با این وجود لوله خمیده وایپرتکس در محدوده گراشیف و رینولدزهای بسیار پایین، در هر گراشیف و رینولدز یکسان، انتقال حرارت بالاتری نسبت به لوله خمیده صاف داشته است. همچنین نتایج نشان داد که ضریب اصطکاک سطحی در این نوع لوله‌ها با افزایش گراشیف می‌تواند تا ۳/۵ برابر بیشتر از مقدار آن در لوله خمیده صاف باشد.

کلیدواژه‌ها: جریان آرام، لوله خمیده افقی، وایپرتکس، انتقال حرارت جابه‌جایی ترکیبی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۰۲/۲۷

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۰۸/۱۹

*نویسنده مسئول: s.alikhani@cmu.ac.ir

۱- مقدمه

امروزه تعداد زیادی از محققان به دنبال روش‌های نوین در افزایش انتقال حرارت بین سطح و سیال داخل یا پیرامون آن هستند. براساس طبقه‌بندی برگس^[1]، مکانیزم‌های افزایش انتقال حرارت را می‌توان به دو دسته روش‌های فعال و غیرفعال تقسیم‌بندی کرد. در روش‌های فعال از عوامل خارجی مانند وسایل کمکی مکانیکی برای به حرکت درآوردن مایع در مبدل‌های با لوله‌های چرخان یا لرزش سطح استفاده می‌شود. در حالی که در روش‌های غیرفعال از مواد افزودنی همچون نانوسیال‌ها، مواد کامپوزیت با قابلیت هدایت حرارتی بسیار بالا یا هندسه خاص سطح مانند سطوح زیر (برجسته و فرورفته) و لوله‌های مارپیچ استفاده می‌کنند. لوله‌های بهبوددهنده انتقال حرارت که توسط زبری‌هایی به‌صورت فرورفتگی یا برجستگی و با تولید گردابه باعث افزایش انتقال حرارت جابه‌جایی می‌شوند، به دلیل افزایش نرخ انتقال حرارت، کاربرد گسترده‌ای در طراحی مبدل‌ها، بویلرها، تهویه مطبوع شامل دستگاه‌های سرمایشی و گرمایشی و صنایع مشابه آن دارند. از این

رو مطالعات بسیاری در این زمینه صورت گرفته است، از جمله نیوسرانتگسان و همکاران^[2] به بررسی عملکرد حرارتی جریان مغشوش سیال عامل آب در لوله‌های بهبوددهنده انتقال حرارت حفره‌دار پرداختند. آنها در آزمایش خود به ارزیابی ویژگی‌های انتقال حرارت و ضریب اصطکاک در لوله‌های حفره‌دار با دو آرایش خطی و متناوب و در محدوده اعداد رینولدز بین ۶۷۰۰-۹۸۰۰ پرداخته‌اند. هدف آنها از انجام این آزمایش بررسی اثر جریان مغشوش روی عملکرد مبدل حرارتی لوله‌ای بوده است که در آن لوله‌های حفره‌دار نقش عامل اغتشاش را داشته‌اند. آنها پس از مقایسه نتایج لوله‌های حفره‌دار با لوله‌های صاف (بدون زبری) به این نتیجه رسیدند که لوله‌های حفره‌دار با آرایش تناوبی حفره‌ها، ضریب انتقال حرارت بالاتری نسبت به لوله‌های حفره‌دار با آرایش خطی و همچنین لوله‌های صاف داشته‌اند.

کوکولکا و همکاران^[3] به ارزیابی تجربی لوله‌های بهبوددهنده انتقال حرارت وایپرتکس در شرایط رسوب پرداخته‌اند. نتایج آنها نشان داد که لوله‌های وایپرتکس، نرخ رسوب کمتری نسبت به لوله‌های صاف داشتند، به‌گونه‌ای که مقدار رسوب در لوله صاف برابر با ۰/۲۵۷ و در لوله وایپرتکس ۰/۰۴۱ بوده است. کوکولکا و اسمیت^[4] نیز با بررسی عملکرد حرارتی لوله‌های وایپرتکس نسبت به لوله‌های صاف، افزایش ۱۰۰ درصدی انتقال حرارت جریان مغشوش برای حالت گرمایش در مقایسه با لوله صاف و افزایش کوچک انتقال حرارت در محدوده جریان آرام در حالت انتقال حرارت جابه‌جایی ترکیبی را مشاهده نمودند. کوکولکا و همکاران^[5] با بررسی اثر زبری لوله‌های بهبوددهنده انتقال حرارت وایپرتکس در شرایط تبرید دریافتند که ضریب انتقال حرارت گازهای R22 و R410 در این لوله‌ها بین یک تا ۴ برابر بزرگ‌تر از مقادیر آنها در لوله صاف است. جریان مغشوش نانوسیال در داخل لوله وایپرتکس راست افقی توسط سبحانی و بهزاد مهر^[6] مورد بررسی عددی قرار گرفت و نشان داده شد که وجود زبری چه به‌صورت فرورفتگی و چه فرورفتگی- برجستگی سبب بهبود پارامترهای حرارتی و هیدرولیک جریان درون لوله می‌شود. کومار و همکاران^[7] با بررسی آزمایشگاهی اثر برجستگی‌های داخلی روی بهبود جریان و انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی نشان دادند که در محدوده جریان مغشوش، ایجاد برجستگی‌های داخلی باعث می‌شود تا انتقال حرارت و عملکرد هیدرولیک و حرارتی در حالت کمترین گام طولی و عرضی به ترتیب ۴۳/۳ و ۳۱/۲ برابر بهبود یابد. آنها همچنین یک رابطه آماری که تابع عدد رینولدز، ارتفاع و گام زبری‌ها بوده است را برای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و عملکرد هیدرولیک و حرارتی لوله‌هایی با برجستگی داخلی ارائه داده‌اند.

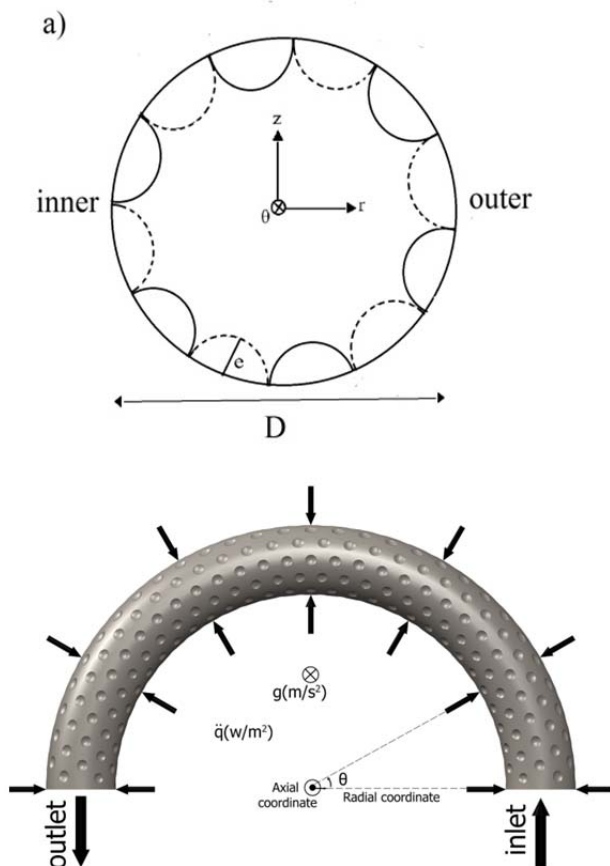
سرمیدیان و همکاران^[8] به بررسی آزمایشگاهی جریان مبرد ایزوبوتان در لوله‌های افقی وایپرتکس با آرایش مارپیچ پرداختند. تمام آزمایشات با کیفیت بخار حداکثر ۰/۸۲ و دمای اشباع بین ۳۸ تا ۴۲°C انجام شده است. نتایج تجربی نشان داد که ضرایب انتقال حرارت لوله زیر فرورفته ۱/۲ تا ۲ برابر بیشتر از لوله صاف است. /یوب و همکاران^[9] به بررسی آزمایشگاهی جریان مبرد R-134a درون لوله بهبوددهنده انتقال حرارت هم‌مرکز با میله‌ای جامد پرداخته‌اند. در این پژوهش نشان داده شده که انتقال حرارت در این حالت تا ۳ برابر بیشتر از لوله بدون زبری و در غیاب میله هم‌مرکز با آن است. آرونزات و وونگو/بیزز^[10] انتقال حرارت جریان R-134a داخل لوله‌های دارای فرورفتگی‌هایی با آرایش پیچشی و گام‌های مختلف را بررسی و نتایج را ارائه دادند. طبق نتایج، افزایش گام فرورفتگی‌ها (فاصله هر دو فرورفتگی متوالی در امتداد محور لوله)

گرفته و هیومینیک و هیومینیک [20] کارهای انجام شده در زمینه انتقال حرارت و ویژگی‌های جریان مایعات معمولی و نانوسیال‌ها در لوله‌های منحنی را جمع‌آوری و ارایه کرده‌اند.

براساس مطالعات انجام شده در پژوهش‌های پیشین، تاکنون جریان آرام سیال درون لوله خمیده وایپرتکس، تحت شار حرارتی ثابت روی دیواره بررسی نشده است. از این رو هندسه مساله منحصر به فرد است. هدف این تحقیق، بررسی اثر تغییرات عدد گراشیف در کنار زبری خاص سطح روی پارامترهای حرارتی و هیدرودینامیک جریان آرام سیال درون لوله خمیده وایپرتکس است.

۲- معادلات

در این پژوهش، جریان آرام و پایای سیال تراکم‌ناپذیر نیوتنی مطابق با شکل ۱ وارد لوله می‌شود. جریان در ورودی لوله توسعه یافته در نظر گرفته شده است. بدین صورت که در قسمت ورودی، یک لوله صاف (مستقیم) و غیرزبر قرار گرفته است تا جریان را قبل از ورود به لوله خمیده توسعه یافته نماید. این قسمت لوله صاف صرفاً برای توسعه یافتگی جریان ورودی به کار گرفته شده است. از آنجایی که هدف و تمرکز پژوهش پیش رو بررسی جریان در قسمت خمیده لوله است، لوله مستقیم و غیرزبر که باعث توسعه یافتگی جریان در ورودی لوله بود، از شکل حذف و به ذکر شرط مرزی جریان توسعه یافته بسنده شده است. خواص فیزیکی سیال، غیر از چگالی در معادله مومنتوم که با تقریب بوسینسک به صورت تابعی از دما بیان می‌شود، ثابت در نظر گرفته شده‌اند.



شکل ۱) هندسه لوله زیر از نمای جانبی و ناحیه محاسباتی؛ الف) هندسه لوله زیر از نمای جانبی، ب) ناحیه محاسباتی

و نیز افزایش زاویه پیچش، انتقال حرارت به میزان ۱/۸۸ برابر و افت فشار حداکثر را تا ۶۳۰٪ نسبت به لوله صاف افزایش می‌دهد. آرونر و وونگو/یزر [11] همچنین انتقال حرارت جریان R-134a داخل لوله‌های دارای فرورفتگی با عمق‌های متفاوت را به صورت آزمایشگاهی بررسی کرده‌اند. نتایج نشان‌دهنده آن است که وجود فرورفتگی‌ها می‌تواند انتقال حرارت را تا ۱/۸۱ برابر نسبت به لوله صاف افزایش دهد. لیو و همکاران [12] نیز انتقال حرارت و افت فشار جریان مغشوش درون لوله‌های خنک‌کننده چرخشی با فرورفتگی‌هایی در صفحه داخلی را به صورت عددی مورد مطالعه قرار دادند. آنها نشان دادند که انتقال حرارت در این نوع لوله‌ها می‌تواند به دلیل افزایش سطح انتقال حرارت و نیز بهرم‌کنش جریان چرخشی و فرورفتگی‌های دیواره تا ۷/۲٪ نسبت به لوله چرخشی بدون زبری افزایش یابد. از طرفی افت فشار نیز تا ۱۵/۶٪ در مقایسه با لوله چرخشی صاف کاهش داشته است.

مینگ و همکاران [13] به بهینه‌سازی فرورفتگی‌ها در هیت سینک‌های میکروکانال به همراه جت‌های برخوردکننده پرداختند. آنها دریافتند که وجود فرورفتگی‌ها در کنار این جت‌ها باعث بهبود انتقال حرارت می‌شود. شوی و همکاران [14] تاثیر فرورفتگی‌ها بر بهبود انتقال حرارت در میکروکانال‌ها را به صورت عددی و آزمایشگاهی بررسی کردند. نتایج نشان می‌دهد که استفاده از فرورفتگی در میکروکانال‌ها، عملکرد حرارتی را به طرز قابل توجهی بهبود می‌بخشد. این در حالی است که این اثر با افزایش رینولدز کاهش می‌یابد.

لوله‌های خمیده نیز کاربرد گسترده‌ای در صنایع مختلف از قبیل تهویه مطبوع، میکروالکترونیک، مبدل‌های حرارتی، خنک‌کاری و غیره دارند. جریان‌های ثانویه ناشی از نیروهای گریز از مرکز در لوله‌های خمیده می‌توانند در بهبود کارایی مبدل‌های حرارتی با لوله‌های مارپیچ بسیار با اهمیت باشند، زیرا باعث افزایش میزان انتقال حرارت بین سیال و جداره می‌شوند. تاکنون محققان زیادی روی تاثیر انحنای در جریان لوله‌های خمیده کار کرده‌اند. به عنوان نمونه لی و همکاران [15] انتقال حرارت در ناحیه ورودی لوله منحنی، برای جریان مغشوش با دمای دیواره ثابت را با کار عددی مورد بررسی قرار دادند. آنها همچنین پارامتری تعریف کردند تا اثر نیروی شناوری و نیروی گریز از مرکز را مورد مطالعه قرار دهند.

سیلکس و همکاران [16] نیز انتقال حرارت جابه‌جایی ترکیبی جریان آرام در یک لوله با خم ۹۰ درجه را به صورت عددی مورد بررسی قرار دادند. آنها نسبت سرعت جریان ثانویه ناشی از نیروی شناوری به سرعت جریان ثانویه ناشی از نیروی گریز از مرکز را به صورت تابعی از اعداد گراشیف و دین بیان کردند. گورینگ و همکاران [17] تاثیر انحنای و شناوری را در جریان‌های کاملاً توسعه یافته درون لوله، با روش عددی بررسی کردند. آنها دو نوع شرایط مرزی دمای ثابت و شار حرارتی ثابت را روی دیواره مورد مطالعه قرار دادند و الگوهای جریان ثانویه، سرعت محوری و عدد ناسلت را برای هر دو نوع شرایط مرزی ارایه کردند.

غفاری و همکاران [18] و همچنین علیخانی و همکاران [19] پارامترهای حرارتی و هیدرودینامیک سیال نانو را با مدل دوفازی مخلوط، درون لوله خمیده افقی به ترتیب برای جریان مغشوش و آرام مورد بررسی قرار دادند. محققان در هر دو مطالعه در بررسی خود مشاهده نمودند که با افزایش کسر حجمی جامد- مایع در رینولدز و گراشیف ثابت، انتقال گرما افزایش می‌یابد و ضریب اصطکاک سطحی تغییر چندانی نمی‌کند. مطالعات فراوانی در مورد انتقال گرمای جابه‌جایی ترکیبی سیال نانو درون لوله خمیده انجام

سرعت بی‌بعد و دمای بی‌بعد نیز به شکل زیر هستند:

$$V^* = \frac{\vec{V}}{\bar{V}} \quad (10)$$

$$T^* = \frac{T - T_0}{\left(\frac{q_w D}{k}\right)} \quad (11)$$

که $\bar{V}$ سرعت میانگین و T_0 دمای سیال در ورودی لوله خمیده است.

فشار و شتاب گرانش بی‌بعد عبارت از روابط زیر هستند:

$$g^* = \frac{\vec{g}}{g} \quad (12)$$

$$P^* = \frac{P}{\rho \bar{V}^2} \quad (13)$$

عدد دین که در حقیقت بیانگر تاثیر نیروهای گریز از مرکز بر جریان سیال درون لوله‌ها و مجراهای خمیده است، به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$De = Re \left(\frac{D}{2R} \right)^{1/2} \quad (14)$$

با توجه به ثابت در نظر گرفتن قطر و شعاع انحنا در تمام گراف‌ها، عملاً تغییرات عدد دین تنها متأثر از تغییرات عدد رینولدز است. بنابراین با افزایش عدد رینولدز متعاقباً عدد دین که نسبت مستقیم با رینولدز دارد نیز افزایش می‌یابد و در نهایت منجر به افزایش نیروهای گریز از مرکز و جریان‌های ثانویه ناشی از آن می‌شود. در این پژوهش، همچنین اثر تغییرات گراشیف بر ضریب اصطکاک نیز بررسی شده است که از رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho \bar{V}^2} \quad (15)$$

۱-۲- شرایط مرزی

با توجه به شکل ۱ شرایط مرزی به صورت زیر تعریف می‌شوند: در ورودی لوله ($\theta=0$):

$$V_{\theta}^* = \frac{V_{\theta}(r,z)}{\bar{V}}, \quad V_r^* = V_z^* = 0, \quad T^* = 0 \quad (16)$$

با توجه به شرط عدم لغزش روی سطح تماس سیال و دیواره:

$$V_{\theta}^* = V_r^* = V_z^* = 0 \quad (17)$$

و شار حرارتی ثابت روی دیواره:

$$q_w'' = -\frac{k}{D} (T_w - T_0) \frac{\partial T^*}{\partial r^*} \quad (18)$$

در خروجی لوله ($\theta=\pi$)، علاوه بر بالانس جرمی:

$$\frac{\partial \phi^*}{\partial \theta} = 0 \quad (19)$$

لازم به ذکر بوده که ϕ^* تمام متغیرهای بی‌بعد جریان به جز فشار است.

۳- حل عددی و بررسی صحت نتایج

برای گسسته‌سازی معادلات حاکم، از روش حجم محدود استفاده شده است. باید توجه کرد که نرم‌افزار FLUENT، ترم‌های دیفیوژن را به صورت تفاضل مرکزی مرتبه دوم گسسته‌سازی می‌کند. در این پژوهش برای عبارات جابه‌جایی طرح اختلاف بالادست مرتبه دوم و برای ارتباط بین میدان سرعت و فشار، الگوریتم سیمپل‌سی استفاده شده است. معیار همگرایی در نرم‌افزار نیز $1E-06$ در نظر گرفته شده است.

لازم به ذکر است که نحوه استخراج این معادلات در منابع بسیاری [21, 22] به تفصیل آمده و در ادامه تنها به آوردن معادله‌های نهایی که مستقیماً در پژوهش حاضر به کار رفته، اکتفا شده است. معادلات بقا با توجه به فرضیات مساله، به فرم بیضوی و به صورت بی‌بعد عبارت از موارد زیر هستند:

$$\frac{1}{r^*} \frac{\partial V_r^*}{\partial r^*} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial V_{\theta}^*}{\partial \theta} + \frac{\partial V_z^*}{\partial r^*} = 0 \quad (1)$$

معادله مومنوم:

در راستای r:

$$V_r^* \frac{\partial V_r^*}{\partial r^*} + \frac{\partial V_{\theta}^*}{r^*} \frac{\partial V_r^*}{\partial \theta} + V_z^* \frac{\partial V_r^*}{\partial z^*} - \frac{V_{\theta}^{*2}}{r^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial r^*} + \frac{1}{Re} \left[\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(r^* \frac{\partial V_r^*}{\partial r^*} \right) + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial^2 V_r^*}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_z^*}{\partial z^{*2}} - \frac{V_r^*}{r^{*2}} - \frac{2}{r^{*2}} \frac{\partial V_{\theta}^*}{\partial \theta} \right] \quad (2)$$

در راستای θ :

$$V_r^* \frac{\partial V_{\theta}^*}{\partial r^*} + \frac{\partial V_{\theta}^*}{r^*} \frac{\partial V_{\theta}^*}{\partial \theta} + V_z^* \frac{\partial V_{\theta}^*}{\partial z^*} - \frac{V_r^* V_{\theta}^*}{r^*} = -\frac{1}{r^*} \frac{\partial P^*}{\partial \theta} + \frac{1}{Re_D} \left[\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(r^* \frac{\partial V_{\theta}^*}{\partial r^*} \right) + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial^2 V_{\theta}^*}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_z^*}{\partial z^{*2}} - \frac{V_{\theta}^*}{r^{*2}} + \frac{2}{r^{*2}} \frac{\partial V_r^*}{\partial \theta} \right] \quad (3)$$

در راستای z:

$$V_r^* \frac{\partial V_z^*}{\partial r^*} + \frac{\partial V_{\theta}^*}{r^*} \frac{\partial V_z^*}{\partial \theta} + V_z^* \frac{\partial V_z^*}{\partial z^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial z^*} + \frac{1}{Re} \left[\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(r^* \frac{\partial V_z^*}{\partial r^*} \right) + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial^2 V_z^*}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_z^*}{\partial z^{*2}} \right] + \frac{Gr}{Re^2} T^* g_z^* \quad (4)$$

معادله انرژی:

$$V_r^* \frac{\partial T^*}{\partial r^*} + \frac{\partial V_{\theta}^*}{r^*} \frac{\partial T^*}{\partial \theta} + V_z^* \frac{\partial T^*}{\partial z^*} = \frac{1}{RePr} \left[\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(r^* \frac{\partial T^*}{\partial r^*} \right) + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial^2 T^*}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial z^{*2}} \right] + \frac{Ec}{Re} \Phi^* \quad (5)$$

که در اینجا V_{θ}^* ، V_r^* و V_z^* مولفه‌های بی‌بعد سرعت و T^* و P^* به ترتیب، دما و فشار بدون بعد هستند. Φ در معادله انرژی ترم اتلافات ویسکوز است. اعداد بی‌بعد ظاهر شده در معادلات شامل عدد رینولدز بوده که نسبت نیروهای اینرسی وارد شده به سیال در حال حرکت به نیروهای ناشی از ویسکوزیته سیال به صورت زیر است:

$$Re = \frac{\bar{V} D}{\nu} \quad (6)$$

عدد گراشیف که از نسبت نیروی شناوری به نیروی لزجت حاصل می‌شود:

$$Gr = \frac{g \beta q_w'' D^4}{\nu} \quad (7)$$

عدد پرانتل که بیانگر نسبت نفوذ اندازه حرکت (ویسکوزیته سینماتیک) به نفوذ گرمایی است:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (8)$$

عدد اکرت که نشان‌دهنده نسبت انرژی جنبشی سیال به اختلاف آنتالپی در لایه مرزی گرمایی است:

$$Ec = \frac{\bar{V}^2}{C_p \Delta T} \quad (9)$$

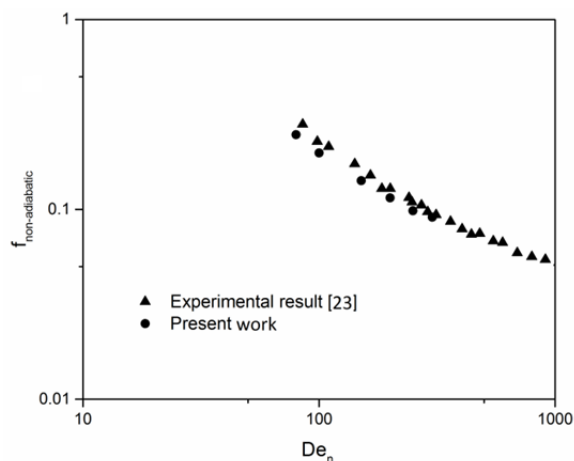
۲-۳- اعتبارسنجی مدل سازی عددی

برای اعتبارسنجی الگوریتم محاسباتی، نتایج حل عددی با کار آزمایشگاهی واکوویک و پوپیل [23] مقایسه شده است. با توجه به نمودارهای ۳ و ۴ مشاهده می شود که مقادیر ضریب اصطکاک کار حاضر برای دو شرط مرزی دیواره (غیرآدیباتیک و آدیباتیک)، در محدوده اعداد دین جدید $De_n = 80 \sim 303$ برای حالت غیرآدیباتیک با خطای نسبی متوسط ۴٪ و در محدوده $De_n = 20 \sim 300$ برای حالت آدیباتیک با خطای نسبی متوسط کمتر از ۵٪ با کار آزمایشگاهی واکوویک و پوپیل [23] مطابقت خوبی دارند.

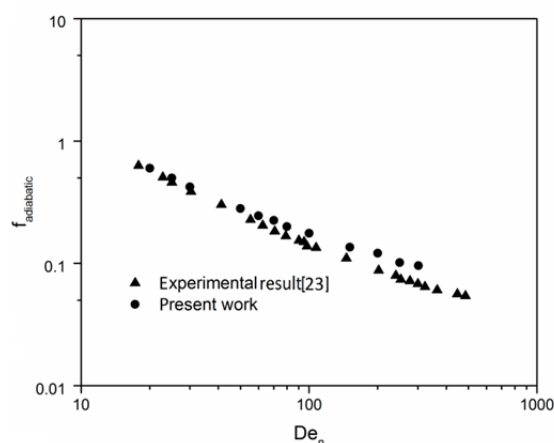
لازم به ذکر است که عدد دین جدید توسط [24] در سال ۱۹۵۹ ارائه شده است. ضریب اصطکاک داری در این لوله ها و عدد دین جدید به ترتیب از روابط ۲۰ و ۲۱ به دست می آیند.

$$f = \frac{\Delta p D}{0.5 \rho \bar{V}^2 L} \quad (20)$$

$$De_n = Re \cdot \left(\frac{D}{2R} \right) \quad (21)$$



نمودار (۳) مقایسه کار حاضر با کار تجربی واکوویک و پوپیل [23]



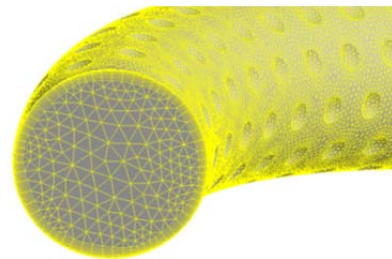
نمودار (۴) مقایسه کار حاضر با کار تجربی واکوویک و پوپیل [23]

۴- نتایج

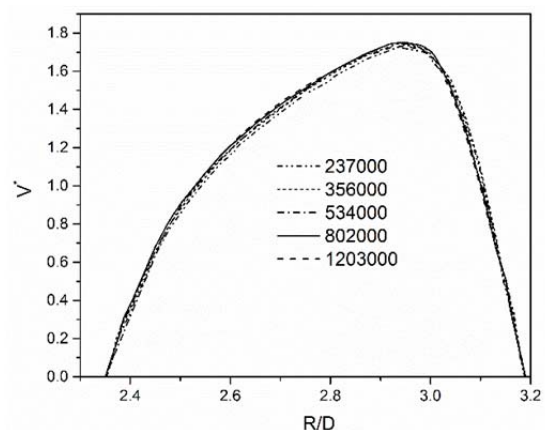
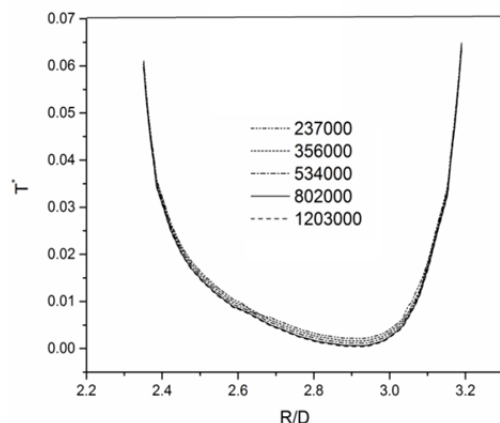
در بررسی و تحلیل دقیق پارامترهای حرارتی و هیدرودینامیک جریان درون لوله های مستقیم (فاقد انحنا) تحت شار حرارتی دیواره، دو عامل بر رژیم جریان اثرگذار است. اول جابه جایی اجباری ایجاد شده توسط جریان محوری است که از عدد رینولدز تاثیر

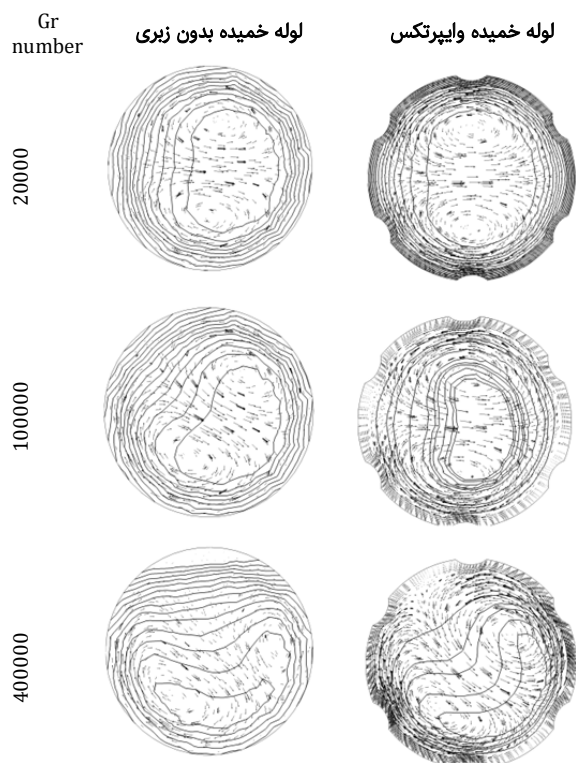
۱-۳- شبکه بندی هندسه جریان و استقلال حل از شبکه

برای بررسی استقلال حل از شبکه و پیدا کردن تعداد سلول های بهینه مورد نیاز، پنج شبکه به تعداد ۲۳۷۰۰۰، ۳۵۶۰۰۰، ۶۳۴۰۰۰، ۸۰۲۰۰۰ و ۱۲۰۳۰۰۰ مورد بررسی قرار گرفتند که در هر مرحله تعداد مش ها ۱/۵ برابر شده اند. همان طور که در شکل ۲ مشاهده می شود، شبکه بندی مورد استفاده در نزدیکی دیواره لوله، با توجه به بزرگ بودن تغییرات سرعت و دما ریزتر در نظر گرفته شده و ضریب رشد مش روی دیواره ۱/۲ است. با توجه به نمودارهای ۱ و ۲ که اثر افزایش تعداد گره ها روی پروفیل سرعت محوری بی بعد و دمای بی بعد را در مقطع عرضی لوله در $\theta = 5\pi/6$ و راستای افقی نشان می دهند، در شبکه بندی متشکل از ۸۰۲۰۰۰ گره محاسباتی، با افزایش تعداد گره ها تغییری در نتایج حاصل نمی شود. بنابراین در راستای بهینه سازی در هزینه محاسبات، شبکه متشکل از ۸۰۲۰۰۰ سلول برای حل مساله انتخاب شده است.



شکل (۲) مش بندی مساله حاضر

نمودار (۱) اثر افزایش تعداد گره ها روی پروفیل سرعت محوری در راستای افقی در مقطع $\theta = 5\pi/6$ نمودار (۲) اثر افزایش تعداد گره ها روی پروفیل دمای بی بعد در راستای افقی در مقطع $\theta = 5\pi/6$



شکل ۴) بردارهای سرعت ثانویه، کانتورهای دمای بی‌بعد در لوله خمیده وایپرتکس و خمیده بدون زبری در $Re=100$ و اعداد گراشهف مختلف در مقطع $\theta=5\pi/6$

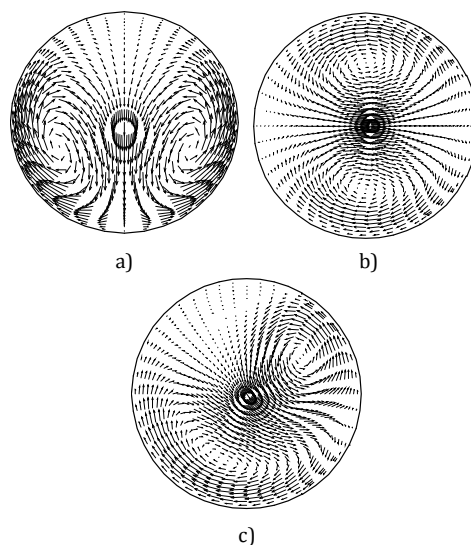
همان گونه که در شکل پیداست، در لوله وایپرتکس و $Gr=20000$ ، غلبه کامل نیروهای گریز از مرکز بر شناوری کاملاً مشهود است. همچنین به‌منظور ارضای معادله پیوستگی در نواحی نزدیک به فرورفتگی‌ها، جریان‌های ثانویه افزایش می‌یابد و این امر سبب می‌شود تا ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در لوله وایپرتکس در $Gr=20000$ نسبت به لوله خمیده بدون زبری بیشتر باشد. اما با افزایش عدد گراشهف و قدرت‌گرفتن نیروهای شناوری در لوله وایپرتکس، بر اثر تقابل با نیروهای گریز از مرکز، به تضعیف برآیند جریان‌های ثانویه می‌انجامد که در نهایت منجر به کاهش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی شده است. اما در لوله خمیده بدون زبری به‌دلیل ضعیف‌تر بودن جریان‌های ثانویه ناشی از نیروهای گریز از مرکز، افزایش گراشهف، برآیند جریان‌های ثانویه را در جهت ساعت‌گرد از حالت متقارن خارج می‌کند که این امر نشان از دور شدن از حالت تقابل و غلبه شناوری بر گریز از مرکز است و باعث افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی می‌شود (نمودار ۵).

نمودار ۶، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی را برای این دو نوع لوله در اعداد گراشهف مختلف و در $Re=200$ نشان می‌دهد. با توجه به نمودار، با افزایش عدد رینولدز از ۱۰۰ به ۲۰۰، در نتیجه افزایش نیروی گریز از مرکز و جریان‌های ثانویه ناشی از آن در لوله خمیده بدون زبری، ضریب انتقال حرارت در مقایسه با مقادیر آن در نمودار ۵ در هر گراشهف افزایش یافته که این افزایش در طول لوله کاملاً مشهود و قابل مقایسه بوده، به‌گونه‌ای که مقدار h به‌ازای $Gr=40000$ و $Re=200$ به‌طور متوسط ۲۷٪ در مقایسه با مقدار آن در $Gr=40000$ و $Re=100$ افزایش داشته است. در لوله وایپرتکس مجدداً در این نمودار نیز به‌دلیل بزرگی نسبی جریان‌های ثانویه ناشی از گریز از مرکز، ضریب انتقال حرارت در $Gr=20000$ نسبت به لوله خمیده بدون زبری، دارای مقادیر بالاتری است و با افزایش

می‌گیرد. دوم جابه‌جایی آزاد ناشی از نیروی شناوری است که با افزایش جریان ثانویه ناشی از این نیروها افزایش می‌یابد. شکل ۳- الف این جریان‌های ثانویه را در داخل لوله مستقیم (فاقد انحنا و نیروی گریز از مرکز) نشان می‌دهد. اما در مورد لوله‌های خمیده، عامل سومی نیز بر رژیم جریان اثرگذار بوده و آن جابه‌جایی اجباری بر اثر جریان‌های ثانویه ناشی از نیروی گریز از مرکز است که از عدد دین تاثیر می‌پذیرند. برای درک بهتر، نمونه‌ای از جریان‌های ثانویه ناشی از نیروی گریز از مرکز در غیاب نیروهای شناوری (لوله خمیده بدون شار حرارتی روی دیواره) در شکل ۳- ب نشان داده شده است.

از طرفی اثر هم‌زمان نیروهای شناوری و گریز از مرکز همواره باعث ایجاد رژیمی از جریان‌های ثانویه در لوله‌های خمیده می‌شود که نمونه آن در شکل ۳- ج آورده شده است. بنابراین با فرض عدد گراشهف ثابت در یک لوله خمیده با هندسه ثابت، با افزایش عدد رینولدز و به‌تبع آن افزایش نیروهای گریز از مرکز، رژیم جریان‌های ثانویه به شکل ۳- ب، متمایل و نهایتاً منجر به غلبه نیروهای گریز از مرکز بر پارامترهای ترموهیدرولیک می‌شود. حال آن که با فرض ثابت بودن عدد رینولدز در همان لوله و افزایش عدد گراشهف و نیروهای شناوری ناشی از آن، رژیم جریان‌های ثانویه به شکل ۳- الف متمایل می‌شود، به‌گونه‌ای که می‌توان در نهایت انتظار غلبه کامل نیروهای شناوری بر پارامترهای ترموهیدرولیک و جابه‌جایی آزاد داشت. اما نکته بسیار مهم در این میان، تقابل این دو نیرو در محدوده‌ای از اعداد رینولدز و گراشهف است که در آن با افزایش گراشهف و نیروهای شناوری، عملاً برآیند جریان‌های ثانویه تضعیف می‌شود و به کاهش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی می‌انجامد.

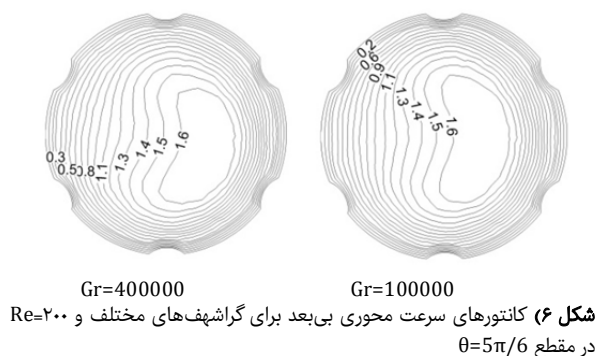
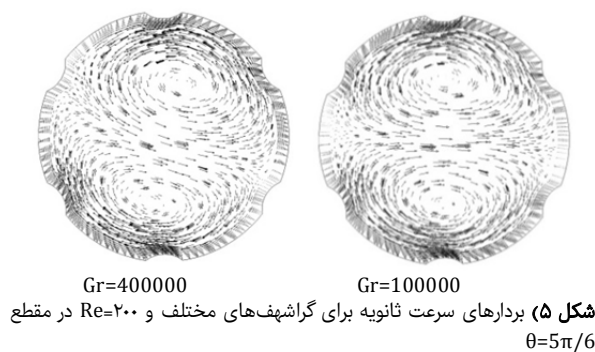
همان طور که قبلاً نیز اشاره شد، هدف این پژوهش بررسی اثر فرورفتگی‌ها (زبری‌ها) بر پارامترهای حرارتی و هیدرودینامیک با توجه به اثر تقابلی نیروهای شناوری و گریز از مرکز است. در شکل ۴ بردارهای سرعت ثانویه و کانتور دمای بی‌بعد در $Re=100$ و گراشهف‌های مختلف و در مقطع $\theta=5\pi/6$ به‌صورت هم‌زمان برای هر دو نوع لوله خمیده آورده شده که نشان می‌دهد کانتور دما به‌عنوان یک پارامتر حرارتی متأثر از جریان‌های ثانویه بوده و از آن تبعیت کرده است.



شکل ۳) بردارهای سرعت ثانویه؛ الف) حرارتی لوله مستقیم با شار حرارتی روی دیواره، ب) لوله خمیده در غیاب شار حرارتی، ج) لوله خمیده با شار حرارتی روی دیواره

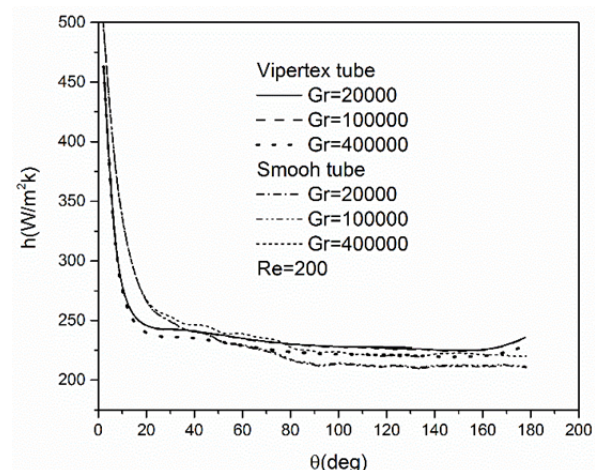
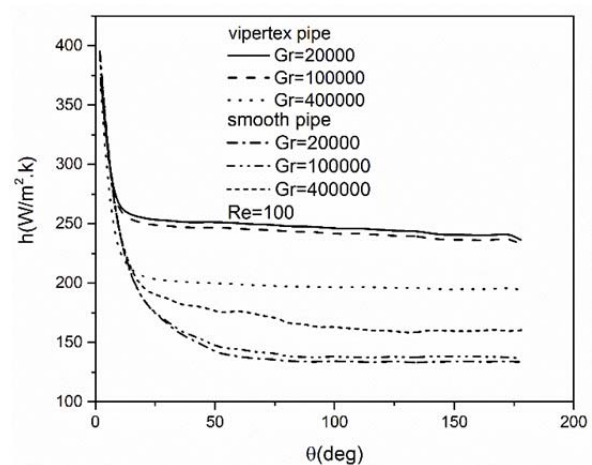
شناوری نسبت به مولفه نیروی گریز از مرکز در جریان‌های ثانویه است. در شکل ۵ و در اعداد گراشیف پایین، ناحیه‌ای که در آن بردارهای سرعت ثانویه خیلی ضعیف هستند، روی محور افقی و در نزدیکی دیواره داخلی و خارجی لوله قرار دارند که با افزایش گراشیف و تقابل بیشتر نیروی شناوری با نیروی گریز از مرکز، این دو ناحیه در جهت ساعت‌گرد تغییر مکان می‌دهند و گردابه‌های پایین و بالای محور افقی به صورت ساعت‌گرد از حالت متقارن قبلی منحرف می‌شوند. گردابه بالایی جمع‌تر می‌شود و گردابه پایینی به موازات دیواره لوله تا نزدیکی دیواره داخلی و محور افقی مقطع کشیده می‌شود. دلیل این پدیده، غلبه نیروهای شناوری در ناحیه بالای مقطع لوله و همچنین هم‌جهت‌بودن نیروهای شناوری و گریز از مرکز در ناحیه بین دیواره داخلی تا پایین لوله است.

در شکل ۶، با افزایش عدد گراشیف، کانتورهای سرعت به تبعیت از تغییرات جریان‌های ثانویه تغییر می‌کنند و در نزدیکی مرکز سطح مقطع، به طرف بالا، کشیده و در نزدیکی دیواره خارجی، نواحی سرعت محوری بیشینه به سمت پایین منحرف می‌شوند. علت این پدیده را می‌توان در رژیم جریان‌های ثانویه جست‌وجو کرد. همان‌طور که می‌دانیم نیروی گریز از مرکز باعث ایجاد جریان‌های ثانویه در نیمه بالایی و پایینی و نیروهای شناوری باعث ایجاد جریان‌های ثانویه در نیمه داخلی و خارجی مقطع عمود بر محور لوله می‌شوند. ملاحظه می‌شود که با افزایش عدد گراشیف و در نتیجه افزایش نیروهای شناوری و تقابل آنها با نیروی گریز از مرکز، تقارن شکل در نزدیکی دیواره خارجی به هم خورده است. در اثر تقابل این دو مولفه تولید جریان‌های ثانویه، ناحیه سرعت محوری بیشینه به سمت پایین منحرف می‌شود. دلیل این امر نیز در جهت بردارهای سرعت ثانویه ناشی از برآیند نیروهای شناوری و نیروی گریز از مرکز به خوبی مشهود بوده که باعث انحراف ناحیه سرعت محوری بیشینه در راستای حرکت خود به سمت پایین مقطع لوله شده است.



نمودار ۷ بیانگر تغییرات ضریب اصطکاک سطحی لوله زیر و صاف در $Re=100$ و برای اعداد گراشیف مختلف است. در واقع با

گراشیف و تضعیف برآیند جریان‌های ثانویه به دلیل تقابل، ضریب انتقال حرارت لوله وایپرتکس کاهش می‌یابد. اما این نمودار نشان می‌دهد که افزایش عدد رینولدز از ۱۰۰ به ۲۰۰ (و افزایش عدد دین)، نیروهای گریز از مرکز را تقویت می‌کند و با غلبه کامل بر نیروهای شناوری، تاثیر این نیروها را بر ضریب انتقال حرارت نسبت به نمودار ۵ به میزان قابل توجهی کاهش داده است. بنابراین با مقایسه این دو نمودار می‌توان گفت که اثر هم‌زمان نیروهای شناوری و گریز از مرکز بر عملکرد حرارتی هر دو لوله نقش موثری داشته است، تا جایی که در لوله زیر، افزایش عدد رینولدز می‌تواند نتیجه‌ای کاملاً متفاوت با لوله صاف (بدون زبری) داشته باشد. به طوری که در نمودار ۶ در اعداد گراشیف ۲۰۰۰ و ۱۰۰۰۰۰، مقدار ضریب انتقال حرارت لوله وایپرتکس بیشتر از لوله صاف بوده است، اما در گراشیف‌های بالا ($Gr=400000$) شاهد کاهش متوسط ۴/۴٪ مقادیر h در لوله وایپرتکس نسبت به لوله صاف هستیم.



شکل‌های ۵ و ۶ به ترتیب بردارهای سرعت ثانویه و کانتور سرعت محوری بی‌بعد را برای $Re=200$ و اعداد گراشیف مختلف در مقطع $\theta=5\pi/6$ نشان می‌دهد. توجه هم‌زمان به این دو شکل و اثر جریان‌های ثانویه بر کانتور سرعت حایز اهمیت است. در هر دو شکل، در اعداد گراشیف پایین، تقارنی نسبت به قطر افقی مقطع لوله احساس می‌شود که علت آن کوچک‌بودن مولفه ناشی از نیروی

مقدمه/پژوهشگر اصلی یا کمکی/تحلیلگر آماری (۳/۳۳٪)
منابع مالی: موردی از سوی نویسندگان ذکر نشده است.

۵- پی‌نوشت

C_f	ضریب اصطکاک سطحی
D	قطر لوله (m)
De	عدد دین
De_n	عدد دین جدید
e	ارتفاع زبری (m)
f	ضریب اصطکاک داریسی
g	شتاب گرانش (ms^{-2})
Gr	عدد گراشهف
k	ضریب هدایت حرارتی ($Wm^{-1}k^{-1}$)
L	طول لوله (m)
p	فشار (Pa)
q_w	شار حرارتی دیواره (Wm^{-2})
r	راستای شعاعی
R	شعاع انحنای لوله (m)
Re	عدد رینولدز
T	دما (K)
V	سرعت (ms^{-1})
z	راستای محوری

علامه یونانی

α	نفوذ گرمایی (m^2s^{-1})
β	ضریب انبساط حجمی (k^{-1})
ν	ویسکوزیته سینماتیک (m^2s)
θ	مختصات زاویه‌ای
ρ	چگالی (kgm^{-3})
τ_w	تنش برشی (Nm^{-2})

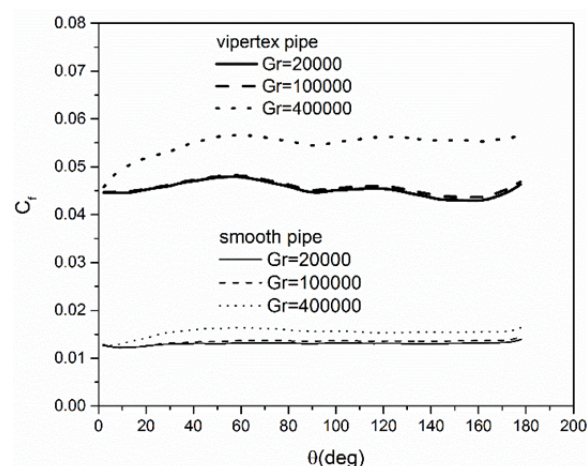
زیرنویس‌ها

n	جدید
0	مقدار اولیه
w	دیواره

منابع

- 1- Rohsenow WM, Hartnett JP, Cho YI, editors. Handbook of heat transfer. Volume 1. 3rd Edition. New York: McGraw-Hill; 1998.
- 2- Nivesrangsarn P, Pethkool S, Nanan K, Pimsarn M, Eiamsa-ard S. Thermal performance assessment of turbulent flow through dimpled tubes. 14th International Heat Transfer Conference, 8-13 August, 2010, Washington DC, USA. New York: The American Society of Mechanical Engineers; 2010.
- 3- Kukulka DJ, Smith R, Zaepfel J. Development and evaluation of vipertex enhanced heat transfer tubes for use in fouling conditions. Theoretical Foundations of Chemical Engineering. 2012;46(6):627-633.
- 4- Kukulka DJ, Smith R. Thermal-hydraulic performance of Vipertex 1EHT enhanced heat transfer tubes. Applied Thermal Engineering. 2013;61(1):60-66.
- 5- Kukulka DJ, Smith R, Li W. Comparison of condensation and evaporation heat transfer on the outside of smooth and enhanced 1EHT tubes. Applied Thermal Engineering. 2016;105:913-922.
- 6- Sobhani M, Behzadmehr A. Numerical study of the effect of roughness on the heat transfer Improved pipes of heat transfer. 3rd Nation Conference and 1st International Conference on Applied Research in Electrical, Mechanical and Mechatronic, 17 February, 2016, Tehran, Iran. Tehran: Male Ashtar University of Technology; 2016. [Persian]
- 7- Kumar P, Kumar A, Chamoli S, Kumar M. Experimental investigation of heat transfer enhancement and fluid

گرم‌تر شدن سیال در طول لوله، نیروی شناوری باعث شتاب‌گیری سیال در نزدیکی دیواره و افزایش گرادیان سرعت می‌شود. بنابراین افزایش عدد گراشهف در یک رینولدز ثابت، منجر به افزایش کلی تنش برشی دیواره و ضریب اصطکاک سطحی محلی می‌شود. لوله خمیده و ایپرتکس در مقایسه با لوله خمیده صاف به دلیل نیروی شناوری قوی‌تر و در نتیجه گرادیان سرعت بالاتر می‌تواند ضریب اصطکاک تا ۳/۵ برابر لوله صاف در گراشهف‌های بالا داشته باشد.



نمودار ۷) مقایسه پروفیل ضریب اصطکاک محلی در طول لوله خمیده و ایپرتکس و لوله خمیده صاف با افزایش گراشهف و $Re=100$

۴- نتیجه‌گیری

جریان آرام درون لوله خمیده افقی و ایپرتکس و با در نظر گرفتن انتقال حرارت ترکیبی، به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفت. مشاهده شد که با افزایش عدد گراشهف، تقارن کانتورهای سرعت محوری بی‌بعد، تحت تاثیر افزایش نیروی شناوری و مولفه جریان‌های ثانویه ناشی از آن قرار می‌گیرند و به صورت ساعت‌گرد منحرف می‌شوند. سرعت محوری بیشینه نیز در مقطع عمود بر لوله به سمت دیواره خارجی لوله متمایل می‌شود. همچنین با افزایش گراشهف در لوله و ایپرتکس بر خلاف لوله صاف، با توجه به تقابل نیروهای شناوری و گریز از مرکز و کاهش برآیند جریان‌های ثانویه ناشی از این دو مولفه نیرو، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی کاهش می‌یابد، اما در اعداد رینولدز و گراشهف پایین‌تر به دلیل تاثیر کمتر این نتیجه منفی تقابل جریان‌های ثانویه نسبت به اثر مثبت زبری‌ها بر مولفه انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری ناشی از جریان محوری، شاهد بهبود ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در لوله و ایپرتکس نسبت به لوله صاف هستیم. به علاوه در یک رینولدز ثابت، افزایش گراشهف، مقدار ضریب اصطکاک را در هر دو نوع لوله افزایش می‌دهد. اما لوله و ایپرتکس در مقایسه با لوله صاف، مقادیر بالاتری از ضریب اصطکاک را به دلیل گرادیان سرعت بیشتر در نزدیکی دیواره به خود اختصاص می‌دهد.

تشکر و قدردانی: موردی از سوی نویسندگان ذکر نشده است.

تأییدیه اخلاقی: موردی از سوی نویسندگان ذکر نشده است.

تعارض منافع: موردی از سوی نویسندگان ذکر نشده است.

سهم نویسندگان: صادق علیخانی (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/روش‌شناس/پژوهشگر اصلی (۴/۳۳٪)؛ نجمه گنج‌بخش (نویسنده دوم)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۳/۳۳٪)؛ امین بهزادمهر (نویسنده سوم)، نگارنده

- curved pipe with uniform wall-temperature. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1998;41(23):3793-3805.
- 16- Sillekens JJM, Rindt CCM, Van Steenhoven AA. Mixed convection in a 90 Deg horizontal bend. 10th International Heat Transfer Conference, 14-18 August, 1994, Brighton, UK. Rugby: Institute of Chemical Engineers; 1994.
- 17- Goering DJ, Humphrey JAC, Greif R. The dual influence of curvature and buoyancy in fully developed tube flows. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1997;40(9):2187-2199.
- 18- Ghaffari O, Behzadmehr A, Ajam H. Turbulent mixed convection of a nanofluid in a horizontal curved tube using a two-phase approach. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2010;37(10):1551-1558.
- 19- Alikhani S, Behzadmehr A, Saffar-Avval M. Numerical study of nanofluid mixed convection in a horizontal curved tube using two-phase approach. Heat and Mass Transfer. 2011;47(1):107-118.
- 20- Huminic G, Huminic A. Heat transfer and flow characteristics of conventional fluids and nanofluids in curved tubes: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2016;58:1327-1347.
- 21- Fox RW, McDonald AT, Pritchard PJ. Introduction to fluid mechanics. 6th Edition. Hoboken: Wiley; 2005. pp. 213-215.
- 22- Frank WM. Fluid mechanics. Volume 1. 5th Edition. Boston: McGraw-Hill; 2003. pp 188-189.
- 23- Wojtkowiak J, Popiel CO. Effect of cooling on pressure losses in U-type wavy pipe flow. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2000;27(2):169-177.
- 24- Ito H. Friction factors for turbulent flow in curved pipes. The American Society of Mechanical Engineers. 1959;81:123-134.
- flow characteristics in a protruded surface heat exchanger tube. Experimental Thermal and Fluid Science. 2016;71:42-51.
- 8- Sarmadian A, Shafaei M, Mashouf H, Mohseni SG. Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R-600a in horizontal smooth and helically dimpled tubes. Experimental Thermal and Fluid Science. 2017;86:54-62.
- 9- Ayub ZH, Ayub AH, Ribatski G, Moreira TA, Khan TS. Two-phase pressure drop and flow boiling heat transfer in an enhanced dimpled tube with a solid round rod insert. International Journal of Refrigeration. 2017;75:1-13.
- 10- Aroonrat K, Wongwises S. Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R-134a flowing through dimpled tubes with different helical and dimpled pitches. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2018;121:620-631.
- 11- Aroonrat K, Wongwises S. Experimental investigation of condensation heat transfer and pressure drop of R-134a flowing inside dimpled tubes with different dimpled depths. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019;128:783-793.
- 12- Liu Y, Rao Y, Weigand B. Heat transfer and pressure loss characteristics in a swirl cooling tube with dimples on the tube inner surface. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019;128:54-65.
- 13- Ming T, Cai C, Yang W, Shen W, Gan T. Optimization of dimples in microchannel heat sink with impinging jets-Part A: Mathematical model and the influence of dimple radius. Journal of Thermal Science. 2018;27(3):195-202.
- 14- Shui L, Sun J, Gao F, Zhang Ch. Flow and heat transfer in the tree-like branching microchannel with/without dimples. Entropy. 2018;20(5):379.
- 15- Li LJ, Lin CX, Ebadian MA. Turbulent mixed convective heat transfer in the entrance region of a