

بررسی تأثیر درونلوله‌ای ستاره‌ای روی عملکرد حرارتی آبگرمکن گازی در جریان مغشوش

کوروش گودرزی^{1*}، غلامرضا زنده‌بودی²، سید یوسف گودرزی³

¹استادیار دانشکده مهندسی، دانشگاه یاسوج، یاسوج، ایران

kgoudarzi@yu.ac.ir

²استادیار دانشکده مهندسی، دانشگاه یاسوج، یاسوج، ایران

zendehebudi@yu.ac.ir

³دانشجوی کارشناسی ارشد دانشکده مهندسی، دانشگاه یاسوج، یاسوج، ایران

Syg2367@yu.ac.ir

چکیده: در این تحقیق، به بررسی آثار درونلوله‌ای ستاره‌ای، به عنوان یکی از مهم‌ترین روش‌های افزایش انتقال حرارت در آبگرمکن گازی، به عنوان یک نوع خاص از مبدل‌های حرارتی، پرداخته شده است. آثار جایگذاری درونلوله‌ای ستاره‌ای با طول گام‌های مختلف بر عملکرد حرارتی آبگرمکن، به کمک روش عددی حجم محدود، مورد مطالعه قرار گرفته است. در تمامی حالت‌های بررسی شده (اعداد رینولدز بین 5800 تا 18600) عدد ناسلت خیلی بیشتر از عدد ناسلت در حالت بدون درونلوله‌ای است؛ به طوری که متوسط عدد ناسلت در محدوده رینولدزهای بررسی شده، برای طول گام‌های 2، 3 و 4/5 سانتی‌متر به ترتیب، 1/91، 1/755 و 1/592 برابر عدد ناسلت لوله بدون درونلوله‌ای محاسبه شد. به منظور بررسی افت فشارهای ایجاد شده همراه با افزایش انتقال حرارت، به واسطه جایگذاری درونلوله‌ای، از متغیر ضریب عملکرد استفاده می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که تأثیر کلی جایگذاری درونلوله‌ای ستاره‌ای با طول گام‌های مختلف، بر روی عملکرد آبگرمکن مطلوب است.

واژه‌های کلیدی: مبدل حرارتی، آبگرمکن گازی، درونلوله‌ای ستاره‌ای.

انتقال حرارت نامیده می‌شود. تأثیرگذاری و سودمندتر بودن هر یک از این روش‌ها شدیداً به نحوه انتقال حرارت، تک‌فاز بودن یا نبودن جریان، نوع انتقال حرارت، یعنی جابه‌جایی آزاد یا اجباری، نوع مبدل و فرایند کاربردی در آن مبدل‌های حرارتی بستگی دارد. شایان ذکر است که با توجه به اینکه ضریب انتقال حرارت در لوله‌های ساده معمولاً پایین است، روش‌های افزایش انتقال حرارت، نقشی حیاتی برای جریان‌های درون لوله بازی می‌کنند. در ادامه، به نمونه‌هایی از روش‌های غیرفعال افزایش انتقال گرما که محققان قبلی بررسی کرده‌اند، اشاره می‌شود.

ایمسا و همکاران [1]، مطالعه آزمایشگاهی بر روی متوسط عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و افزایش عملکرد حرارتی در لوله با درون‌لوله‌ای معمول که تحت شار حرارتی یکنواخت بود، انجام دادند. در این آزمایش، سیال کاری هوا و در ناحیه آشفتگی بررسی شده است. این درون‌لوله‌ای به دو صورت طول کوتاه تا قسمتی از مسیر و طول بلند سرتاسری بوده که در چندین نسبت گام، به کار برده شده است. درون‌لوله‌ای معمول طول کوتاه به عنوان یک وسیله چرخشی‌کننده جریان برای تولید یک جریان با چرخش قوی در ورودی لوله به کار برده شده است. از طرف دیگر، از درون‌لوله‌ای معمول طول بلند، برای ایجاد یک جریان چرخشی قوی در سرتاسر لوله استفاده شده است. نتایج آزمایشگاهی نشان داد که درون‌لوله‌ای با طول کوتاه انتقال حرارت و ضریب اصطکاک کمتری را نسبت به درون‌لوله‌ای معمول با طول بلند داشته است. علاوه بر این، لوله با درون‌لوله‌ای معمول با طول کوتاه، ضریب عملکرد حرارتی کمتری را نسبت به لوله با درون‌لوله‌ای معمول سرتاسری داشته است.

گانز و همکاران [2] در تحقیق آزمایشگاهی، افزایش انتقال حرارت و افت فشار در لوله‌ای با درون‌لوله‌ای فنری در جریان آشفتگی را بررسی کردند. آزمایش برای فنر با سطح مقطع مثلثی و سه نسبت گام مختلف و دو نسبت فاصله فنر تا دیواره لوله متفاوت انجام شده است. شار حرارتی یکنواخت به دیواره خارجی لوله اعمال و سیال هوا در این تحقیق که در محدوده اعداد رینولدز 4100 تا 26400 جریان داشته، بررسی شده است. با توجه به نتایج این آزمایش، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک با کاهش طول گام و کاهش فاصله فنر از دیواره لوله، افزایش داشته‌اند. همچنین بیشترین ضریب عملکرد حرارتی برای درون‌لوله‌ای فنری با کمترین نسبت گام و کمترین فاصله فنر تا دیواره لوله در عدد رینولدز 4220 به دست آمده است.

بهابادی و همکاران [3]، تحقیق آزمایشگاهی را برای بررسی تأثیرات درون‌لوله‌ای فنری با طول گام‌های مختلف، بر روی افزایش

چنان‌که آمارهای گزارش شده نشان می‌دهد، حدود 25 درصد از کل انرژی کشور ایران، در بخش خانگی مصرف می‌شود که سهم عمده آن مربوط به گاز است. این آمارها حکایت از اختصاص سهم 69 درصدی مصرف گاز به بخش مصارف خانگی و تجاری دارد. طبق جدیدترین گزارش شرکت ملی گاز ایران، مصرف گاز در دهه اول آذر 1391، رشد 21 درصدی داشته و 385/5 میلیون مترمکعب از گاز تولیدی کشور، در بخش خانگی و تجاری مصرف شده است. بخش عمده‌ای از مصرف انرژی در ساختمان، صرف گرمایش محیط، گرمایش آب و پخت‌وپز می‌شود. نحوه استفاده از این سوخت و کاربردهای مختلف خانگی نشان می‌دهد که 71 درصد برای گرمایش محیط (موضعی)، 22 درصد برای گرمایش آب و 7 درصد برای پخت‌وپز می‌باشد. با توجه به مصارف یادشده، بهینه‌سازی مصرف سوخت و انتخاب تجهیزات و لوازم خانگی با راندمان انرژی بالاتر، از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. از آنجاکه آبگرمکن گازی به عنوان یکی از مهم‌ترین لوازم خانگی به‌شمار می‌رود و در اکثر منازل کشور، گرمایش آب توسط این وسیله انجام می‌شود، بهبود عملکرد و کاهش مصرف سوخت در این وسیله، از اهمیت بسیار بالایی برخوردار است.

به‌طور کلی، روش‌های افزایش انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی متداول، اساساً باعث کاهش مقاومت گرمایی با افزایش ضریب انتقال حرارت، به وسیله افزایش سطح (استفاده از پره یا توسعه دادن سطح) یا بدون آن می‌شوند؛ بنابراین، اندازه مبدل حرارتی می‌تواند کاهش یا کار مورد نیاز حرارت در آن مبدل افزایش یابد؛ به عبارت دیگر، کار پمپ مورد استفاده در سیستم یا اختلاف دمای لازم جهت انتقال حرارت می‌تواند کاهش یابد. روش‌های افزایش انتقال حرارت را به‌طور کلی، می‌توان به سه دسته روش‌های فعال¹، غیرفعال² یا ترکیبی از هر دو، تقسیم‌بندی کرد. ویژگی اصلی روش‌های غیرفعال برخلاف روش‌های فعال، این است که روش‌های غیرفعال به منبع قدرت خارجی برای افزایش انتقال حرارت نیاز ندارند. در این روش‌ها معمولاً از اصلاحات سطحی یا هندسی در کانال‌های جریان، ترکیب و جادادن مواد یا فنرهای خاص یا اضافه کردن بعضی از وسایل خاص، استفاده می‌شود. به جز برای سطوح توسعه‌یافته که سطح انتقال حرارت مؤثر آن افزایش یافته است، طرح‌های غیرفعال با آشفتگی کردن رفتار جریان موجود، باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شوند. استفاده هم‌زمان از دو روش فعال و غیرفعال، روش ترکیبی افزایش

1. Active Techniques
2. Passive Techniques

حرارت، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد حرارتی در لوله‌های با این درون‌لوله‌های با نسبت گام‌های مختلف با هم مقایسه شده‌اند. نتایج نشان داد که میانگین عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در لوله با هر دو نوع درون‌لوله‌ای، با کاهش نسبت گام افزایش می‌یابد. همچنین برای هر دو درون‌لوله‌ای بررسی شده، ضریب عملکرد حرارتی بیشتر از یک شد.

انوری و همکاران [7] مطالعه‌ای آزمایشگاهی را بر روی درون‌لوله‌های مخروطی انجام دادند. این درون‌لوله‌ها به دو صورت همگرا و واگرا بررسی شده‌اند. سیال کاری در لوله آزمایش، آب بود که تحت جابه‌جایی اجباری و در جریان گذرا قرار گرفته است. نتایج آزمایش با روابط ثابت موجود جهت معبرسازی مقایسه شده است. نتایج نشان داد که عدد ناسلت و افت فشار برای لوله با هر دو درون‌لوله‌ای افزایش داشته است. افزایش عدد ناسلت و افت فشار برای درون‌لوله‌ای مخروطی واگرا بیشتر از همگرا شده است.

رحیمی و همکاران [8]، تحقیقات آزمایشگاهی و عددی را بر روی لوله‌ای با درون‌لوله‌ای‌هایی از خانواده معمول با نسبت گام‌های متفاوت انجام دادند. سیال کاری در این تحقیق، آب بود که در جریان آشفته بررسی شده است. نتایج آزمایش‌ها نشان داد که عدد ناسلت و ضریب اصطکاک برای همه درون‌لوله‌ای‌ها نسبت به لوله صاف افزایش داشته است. ضریب عملکرد حرارتی برای درون‌لوله‌ای معمول دنداندار نسبت به دیگر درون‌لوله‌ای‌های بررسی شده، بیشتر شده است. شبیه‌سازی سه‌بعدی این آزمایش توسط نرم‌افزار فلونت انجام گرفته است. در این شبیه‌سازی، از مدل آشفتگی $k-\epsilon$ نوع RNG استفاده شده است. همچنین نتایج این تحلیل با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده که مطابقت خیلی خوبی بین نتایج مشاهده شد.

پرم وانگ [9] تحقیقی آزمایشگاهی را بر روی جریان در لوله با درون‌لوله‌ای مخروطی انجام داد. سیال کاری در این تحقیق، هوای سرد بود. این سیال در محدوده اعداد رینولدز 6000 تا 26000 در لوله‌ای که شار حرارتی ثابت به آن اعمال شده، بررسی شده است. درون‌لوله‌ای مخروطی در سه دسته همگرا، واگرا و همگرا-واگرا با نسبت قطرهای مختلف، بررسی شده است. نتایج نشان داد که نرخ انتقال حرارت و ضریب اصطکاک برای لوله با درون‌لوله‌ای‌های مخروطی نسبت به لوله بدون درون‌لوله‌ای افزایش داشته‌اند. عدد ناسلت به ترتیب، برای درون‌لوله‌ای‌های مخروطی همگرا-واگرا، واگرا و همگرا بیشترین مقدار را داشته است.

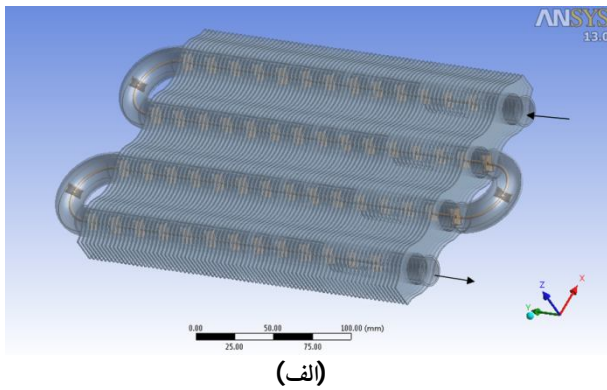
چیو و همکاران [10]، تحقیقی را به صورت عددی و آزمایشگاهی برای مطالعه خواص حرارتی-هیدرولیکی هوا در لوله مجهز به

انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی دولوله‌ای با جریان مرکزی انجام دادند. سیال کاری در این آزمایش، در لوله مسی داخلی مبدل، روغن موتور بود. جریان بخار اشباع در بیرون لوله داخلی باعث گرم شدن روغن می‌شد. آن‌ها نشان دادند که ضریب اصطکاک و عدد ناسلت برای لوله با درون‌لوله‌ای فنری در همه طول گام‌ها نسبت به لوله بدون درون‌لوله‌ای افزایش داشته است. همچنین بیشترین ضریب اصطکاک و عدد ناسلت برای کمترین طول گام فنر اتفاق افتاده است.

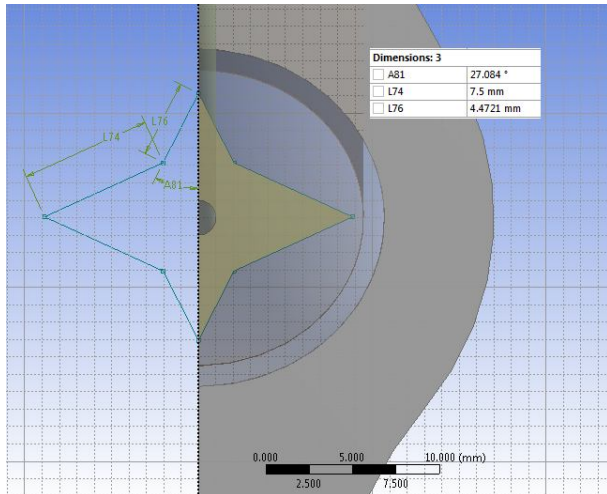
شعبانیان و همکاران [4] تحقیقی را به صورت آزمایشگاهی و عددی، برای بررسی آثار سه نمونه درون‌لوله‌ای پروانه‌ای، معمول و دنداندار بر روی افزایش انتقال حرارت، افت فشار و ضریب عملکرد حرارتی در یک مبدل حرارتی انجام دادند. سیال کاری در این مبدل، آب داغ بود که در جریان آشفته در محدوده اعداد رینولدز 4000 تا 16000 جریان داشته و با عبور جریان هوای خنک از روی مبدل حرارتی، خنک شده است. درون‌لوله‌ای پروانه‌ای برای سه زاویه تقاطع پروانه با میله نگه‌دارنده 45، 90 و 135 درجه و درون‌لوله‌ای‌های معمول و دنداندار برای سه نسبت گام مختلف به کار برده شده‌اند. آن‌ها نشان دادند که در محدوده اعداد رینولدز بررسی شده، بیشترین ضریب عملکرد حرارتی برای درون‌لوله‌ای پروانه‌ای با زاویه پروانه 90 درجه به دست آمده است. همچنین اختلاف بین نرخ انتقال حرارت در لوله با درون‌لوله‌ای معمول و دنداندار با کم شدن نسبت گام، کاهش می‌یابد. این مسئله توسط نرم‌افزار فلونت نیز به صورت سه‌بعدی شبیه‌سازی شد. در این شبیه‌سازی، از مدل آشفتگی $k-\epsilon$ نوع RNG بهره گرفته شده است. نتایج این تحلیل با نتایج آزمایشگاهی مقایسه و مطابقت خیلی خوبی بین این نتایج مشاهده شده است.

ابراهیم [5] تحقیقی را روی خصوصیات انتقال حرارت و ضریب اصطکاک در یک مبدل دو لوله‌ای با درون‌لوله‌ای‌های مارپیچی با نسبت گام‌های مختلف و درون‌لوله‌ای‌های مارپیچی با نسبت فواصل مختلف بررسی کرده است. آب سرد و آب گرم به ترتیب، به عنوان سیال کاری در داخل پوسته و لوله به کار برده شده‌اند. آزمایش‌ها در محدوده اعداد رینولدز 5700 تا 13000 انجام شده‌اند. نتایج نشان داد که عدد ناسلت و ضریب اصطکاک با افزایش فاصله طولی درون‌لوله‌ای مارپیچی کاهش می‌یابند. همچنین انتقال حرارت و افت فشار برای لوله با همه درون‌لوله‌ای‌ها افزایش داشته است.

مرگوسن و همکاران [6]، تحقیقی آزمایشگاهی را بر روی جریان آب در لوله با درون‌لوله‌ای معمول ساده و معمول با برش‌های کوچک V شکل در لبه‌های این درون‌لوله‌ای انجام دادند. انتقال



(الف)



(ب)

شکل (1): نمای از (الف) مدل مورد مطالعه و (ب) هندسه درون لوله‌ای

در این تحقیق، شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی با استفاده از انسیس سی اف ایکس¹ 13 انجام شده است. معادلات پیوستگی، مومنتم، انرژی همراه با معادلات آشفستگی برای به‌دست‌آوردن الگوی جریان سیال و نرخ انتقال حرارت استفاده شده‌اند. در تحقیق حاضر، مدل آشفستگی $k-\epsilon$ با افزایش توابع دیوار برای مدل‌کردن جریان آشفته کنار دیوار استفاده شده‌اند. الگوریتم سیمپل²، فشار استاندارد، روش گسسته‌سازی بالادستی³ از مرتبه دو برای معادلات مومنتم، انرژی، انرژی جنبشی آشفستگی و انرژی اتلافی⁴ در این مدل، به‌کار برده می‌شوند. همچنین ملاک همگرایی برای همه متغیرهای محاسباتی به‌جز انرژی⁴ 10^{-4} است. برای انرژی مقدار 10^{-7} در نظر گرفته شده است.

درون لوله‌ای‌های مختلف انجام داده‌اند. سه نمونه درون لوله‌ای شامل معمول با طول گام‌های مختلف، نواری سوراخ‌دار و نواری بدون سوراخ انجام داده‌اند. هوا با سرعت 3 تا 18 متر بر ثانیه در لوله جریان دارد. با توجه به نتایج این تحقیق، ضریب انتقال حرارت و افت فشار در لوله با همه درون لوله‌ای‌ها نسبت به لوله معمولی افزایش قابل توجهی داشتند. ضریب انتقال حرارت و افت فشار به ترتیب، در لوله با درون لوله‌ای معمول، نواری بدون سوراخ و نواری با سوراخ مقداری بیشتری داشتند. همچنین تحقیقات دیگری نیز در این زمینه، توسط دیگر محققان صورت پذیرفته است [11-21].

بنابراین، درون لوله‌ای‌ها به‌عنوان نمونه‌ای از روش‌های غیرفعال افزایش انتقال حرارت محسوب می‌شوند. افزایش در خاصیت آشفستگی و چرخش سیال مهم‌ترین دلایل استفاده از درون لوله‌ای‌ها برای افزایش انتقال حرارت است. از آنجاکه تاکنون مطالعه‌ای درباره تأثیر استفاده از درون لوله‌ای بر روی عملکرد آبرگرمکن‌های گازی انجام نشده و با توجه به استفاده وسیع انواع آبرگرمکن‌های گازی در مصارف تجاری و خانگی، در تحقیق حاضر، یک نمونه درون لوله‌ای در یک نمونه خاص از آبرگرمکن‌های گازی دیواری، به‌صورت عددی شبیه‌سازی شده و تأثیرات این نوع درون لوله‌ای بر عملکرد مبدل بررسی شده است.

2. مدل‌سازی

آبرگرمکن مورد مطالعه از سری آبرگرمکن‌های بوتان، مدل B3215i با ظرفیت تأمین 6-13/6 لیتر بر دقیقه آب گرم، حداقل فشار آب ورودی 0/2 بار و حداکثر 10 بار است. در تحقیق حاضر، با توجه به اینکه درون لوله‌ای در قسمتی از لوله که در تماس مستقیم با محفظه احتراق آبرگرمکن قرار دارد، جای داده می‌شود، تنها همان قسمت مدل‌سازی و تحلیل شده است. این قسمت از آبرگرمکن شامل لوله‌ای مسی با طول 1/376 متر، سه خم با شعاع 22 میلی‌متر و سطح مقطع بیضی با قطر داخلی کوچک و بزرگ به ترتیب، 17 و 19 میلی‌متر و ضخامت 1 میلی‌متر است. این لوله شامل 80 عدد پره بیرونی به ضخامت 1 میلی‌متر و از جنس مس است که به‌صورت طولی و با فاصله‌ای یکسان سطح لوله را پوشانده‌اند. شکل (1) هندسه این مدل را نشان می‌دهد.

1. Ansys CFX
2. SIMPLE Algorithm
3. Upwind Difference
4. Dissipation

1.2. معادلات حاکم

معادلات حاکم شامل پیوستگی، ممتوم، انرژی و معادلات آشفستگی به شرح زیر است [4].

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

معادله ممتوم:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i} \rho (\bar{u}_i \bar{u}_j) = & -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} \\ & + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right. \\ & \left. - \overline{\rho u_i' u_j'} \right] \end{aligned} \quad (2)$$

معادله انرژی:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} \rho c_p (\bar{u}_j \bar{T}) = & \bar{u}_j \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \overline{u_j' \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j}} \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \rho c_p \overline{u_j' T'} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

معادله انرژی جنبشی آشفستگی:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i k) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \rho (P_r - \varepsilon) \quad (4)$$

معادله نرخ اتلافات:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i \varepsilon) = & -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) \\ & + \rho \frac{\varepsilon}{k} \left[\left(c_1 + c_3 \frac{P_r}{\varepsilon} \right) P_r - c_2 \varepsilon \right] \end{aligned} \quad (5)$$

در رابطه‌های بالا متغیر P_r ، μ_t و μ_{eff} از روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$P_r = \frac{\mu_t}{\rho} \left[2 \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right)^2 - \frac{2}{3} (\nabla u_i)^2 \right] \quad (6)$$

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (8)$$

مقادیر ثابت معادله‌های انرژی جنبشی آشفستگی (k) و نرخ اتلاف

(ε) در جدول (1) آمده است.

جدول (1) مقادیر ثابت معادله‌های انرژی جنبشی آشفستگی و نرخ اتلاف

c_1	c_2	c_μ	c	σ_k	σ_ε
0/15	1/9	0/09	0/25	0/75	1/15

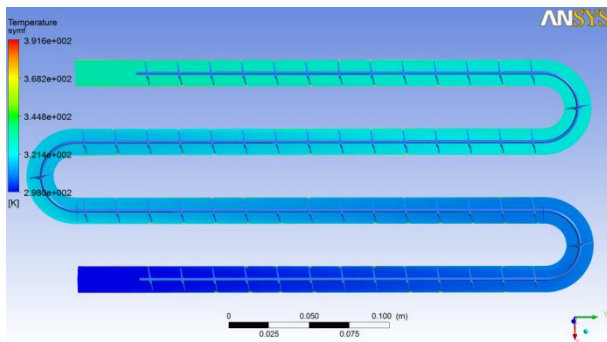
2.2. شرایط مرزی

به‌طور کلی، شرایط مرزی حاکم بر مسئله شامل شرط مرزی ورودی در ورودی لوله، شرط مرزی خروجی در خروجی لوله و شرط مرزی دیوار برای دیواره لوله و درون‌لوله‌ای می‌شود. در تحقیق حاضر، آب با فشار 0/2 بار و دمای 298 کلون وارد لوله شده و با دبی متغیر از 0/05 تا 0/2 کیلوگرم بر ثانیه، معادل اعداد رینولدز 5800 تا 18600 از لوله خارج می‌شود. همچنین انتقال حرارت جابه‌جایی و تشعشعی که در بیرون لوله، بر اثر احتراق سوخت با هوا وجود دارد، با جریان هوای عبوری داغ از روی لوله شبیه‌سازی شده است. با توجه به سنگین بودن و زمان‌بر بودن شبیه‌سازی هم‌زمان ورود آب درون لوله و جریان خارجی هوای داغ و دو فازی شدن تحلیل، ابتدا مسئله عبور هوای داغ با دمای 750 کلون از روی لوله شبیه‌سازی شده و ضریب انتقال حرارت و دمای میانگین هوا محاسبه شده است. این مقادیر به ترتیب، $40 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$ و 700 کلون به دست آمده است که برای قسمت دوم شبیه‌سازی، یعنی عبور آب از درون لوله، به‌عنوان شرایط مرزی، مورد استفاده قرار گرفته است.

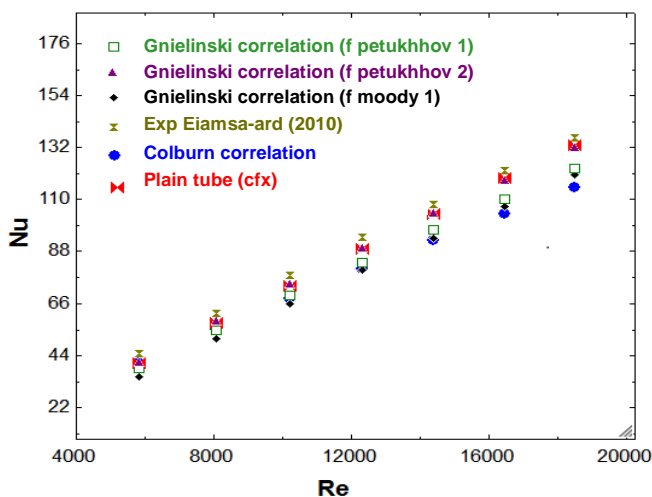
3.2. تولید شبکه و استقلال نتایج از شبکه‌بندی

برای تعیین میدان جریان و توزیع دما، دامنه مدنظر مدل تحقیقاتی حاضر (مدل طراحی شده شامل لوله خمیده، پره‌ها و درون‌لوله‌ای‌ها) شبکه‌بندی شده است. برای این کار، از نرم‌افزار انسیس مش¹ استفاده شده است. ناحیه‌هایی در نزدیکی دیواره لوله و به‌خصوص در نزدیکی دیواره درون‌لوله‌ای، به‌صورت ریزتر شبکه‌بندی می‌شود تا ناحیه‌های تنگ موجود را که توسط لبه‌های درون‌لوله‌ای به‌وجود می‌آیند، بهتر نشان دهد. این کار برای تخمین دقیق‌تر نتایج است. از آنجاکه تولید یک شبکه مناسب و بهینه از مهم‌ترین موضوعات یک مطالعه عددی است، شبکه‌های مختلفی در هر دو حالت بررسی شده است؛ برای مثال، مستقل از شبکه‌بودن نتایج برای لوله بدون درون‌لوله‌ای در عدد رینولدز 5818 صورت گرفته که همان‌طور که در نمودار شکل (2) مشخص است، اندازه المان‌های شبکه چند بار تغییر و در نهایت بهترین اندازه المان‌ها چنان انتخاب شد تا بعد از آن، تغییر در اندازه المان، تأثیر چندانی بر نتایج محاسبه‌شده نداشته باشد. برای دیگر موارد نیز، شبکه‌های مختلف یعنی از شبکه درشت تا شبکه ریز این بررسی انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که شبکه مناسب برای حالت ساده (بدون درون‌لوله‌ای) حدود 600000 سلول و برای حالت دوم، (همراه با درون‌لوله‌ای) حدود 1100000 سلول دارد.

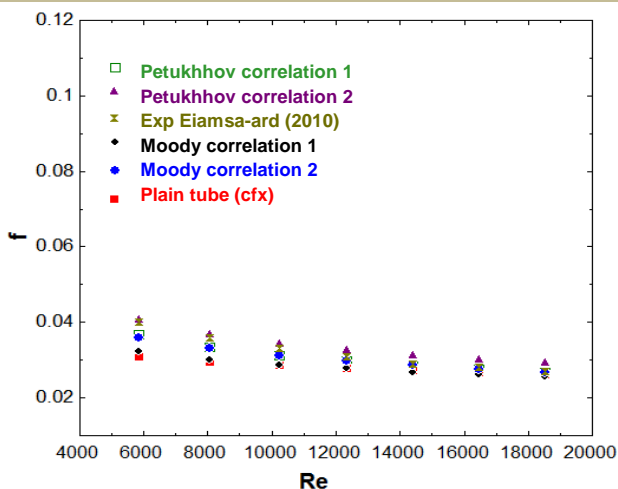
اعتبارسنجی تحلیل عددی برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در شکل‌های (4) و (5) نشان داده شده است. همچنین این نتایج با حاصل نتایج آزمایشگاهی ایمسا که با کمک همکاران در شرایط تقریباً مشابهی در سال 2010 انجام گرفته [26]، مقایسه شده است.



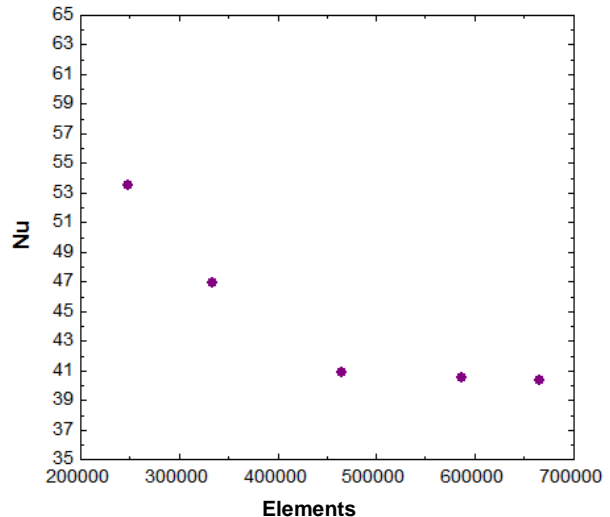
شکل (3): تغییرات دما در طول لوله آبگرمکن



شکل (4): تغییرات عدد ناسلت بر حسب رینولدز



شکل (5): تغییرات ضریب اصطکاک برای لوله بدون فنر و مقایسه با روابط مشهور و نتایج آزمایشگاهی



شکل (2): تغییرات ناسلت بر حسب اندازه شبکه

3. بحث و بررسی نتایج

قبل از شبیه‌سازی و تحلیل لوله دارای درون‌لوله‌ای، جریان در لوله بدون درون‌لوله‌ای شبیه‌سازی شده و عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در لوله ساده محاسبه می‌شوند. این متغیرها به کمک توزیع دما و توزیع سرعت حاصل شده از تحلیل عددی به دست می‌آیند؛ برای نمونه، توزیع دما در طول لوله آبگرمکن در شکل (3) نشان داده شده است. جهت ارزیابی صحت مقادیر محاسبه شده برای لوله‌های ساده، اطلاعات به دست آمده با نتایج به دست آمده از رابطه‌های مشهور عدد ناسلت و ضریب اصطکاک و نتایج آزمایشگاهی با شرایط مشابه مقایسه می‌شوند. نتایج محاسبه شده برای اعداد ناسلت و ضریب اصطکاک درون لوله با روابط مشهور به شرح زیر مقایسه شده‌اند:

رابطه ضریب اصطکاک پتوخف [22]:

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (9)$$

روابط ضریب اصطکاک مودی [23]:

$$f = 0.184 Re^{-0.2} \quad (10)$$

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad (11)$$

رابطه عدد ناسلت جینی لینسکی [24]:

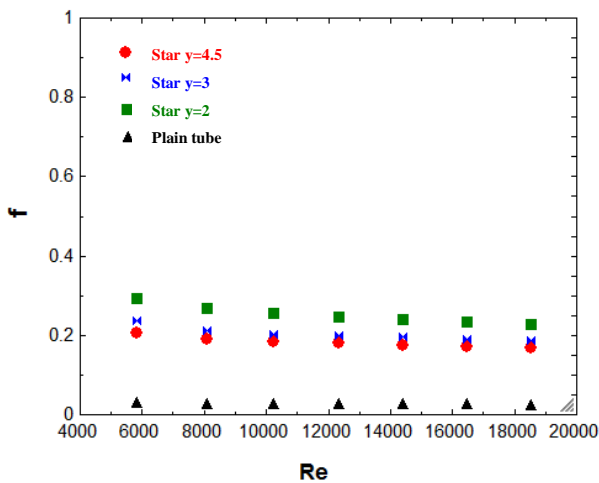
$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \left(pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (12)$$

رابطه عدد ناسلت کلبرن [25]:

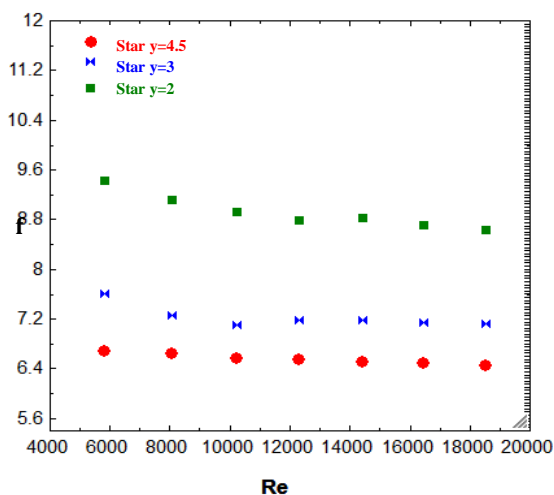
$$Nu = 0.023 Re^{0.8} pr^{0.4} \quad (13)$$

در روابط فوق، f ضریب اصطکاک، Re عدد رینولدز، Pr عدد پرانتل و Nu عدد ناسلت است.

درونلوله‌ای در رینولدزهای مختلف در شکل (9) نشان داده شده است.



شکل (7): تغییرات ضریب اصطکاک با عدد رینولدز

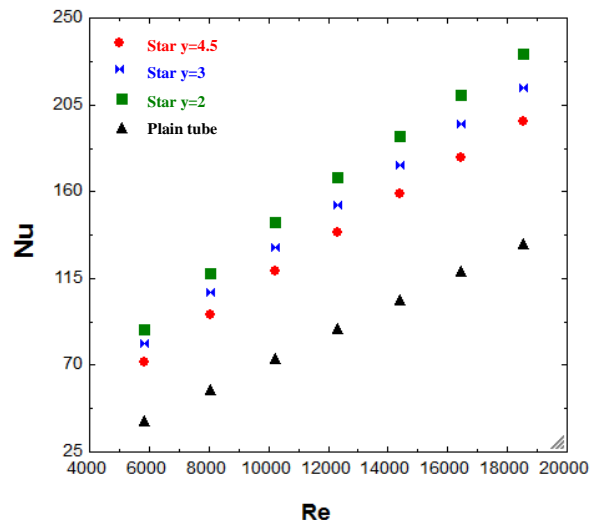


شکل (8): نسبت ضریب اصطکاک لوله با درونلوله‌ای به ضریب اصطکاک لوله بدون درونلوله‌ای

همان‌طور که نتایج ارائه شده در شکل‌ها نشان می‌دهند، بیشترین نسبت عدد ناسلت و نسبت ضریب اصطکاک مربوط به درونلوله‌ای ستاره‌ای با گام 2 سانتی‌متر در عدد رینولدز 5832 که به ترتیب برابر 2/16 و 9/4 است. این نسبت‌ها تقریباً با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابند؛ یعنی مقدار این افزایش و تأثیرگذاری در اعداد رینولدز پایین بیشتر است. علت آن کم شدن زمان تبادل انرژی در رینولدزهای بالا می‌باشد؛ یعنی با وجود تولید گردا به‌ها و جریان چرخشی با قدرت بالا، به دلیل سرعت بالا، زمان لازم برای تبادل حرارت چندان وجود ندارد.

همان‌طور که در شکل‌های (4) و (5) دیده می‌شود، همخوانی نسبتاً خوبی بین نتایج لوله صاف بدون درونلوله‌ای و روابط مشهور موجود و همچنین نتایج آزمایشگاهی ایمسا و همکاران [26] وجود دارد.

تغییرات عدد ناسلت با عدد رینولدز برای لوله‌هایی که با درونلوله‌ای ستاره‌ای با طول گام متفاوت مجهز شده‌اند، در شکل (6) نشان داده شده است.

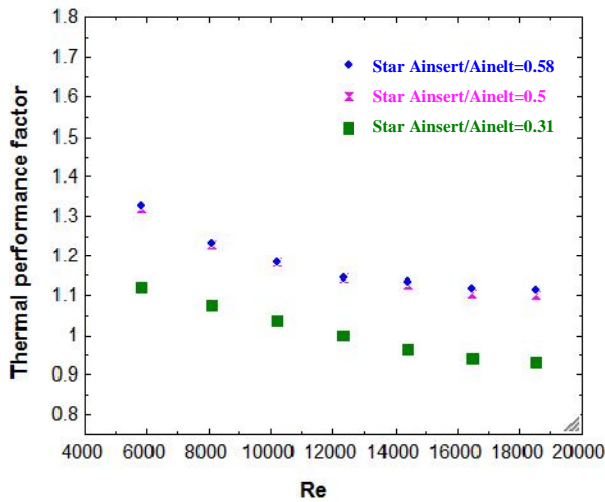


شکل (6): تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز

نتایج کلی نشان می‌دهد که افزایش در عدد ناسلت با افزایش در عدد رینولدز متناسب است. علاوه بر این، این شکل نشان می‌دهد که در همه مراحل، هنگامی که لوله با هریک از درونلوله‌ای‌ها مجهز شده است، اعداد ناسلت خیلی بیشتر از اعداد ناسلت به دست آمده برای لوله‌های صاف بدون درونلوله‌ای هستند. دلیل این افزایش در عدد ناسلت، افزایش در خاصیت آشفتگی جریان عبوری از لوله توسط درونلوله‌ای است.

شکل (7) تغییرات ضریب اصطکاک را برای لوله با درونلوله‌ای‌های ستاره‌ای مختلف نشان می‌دهد؛ لذا ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد و ضریب اصطکاک با گام ستاره‌ها رابطه عکس دارد؛ یعنی با کاهش گام ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد. شکل (8) نیز نسبت ضریب اصطکاک لوله با درونلوله‌ای (f) را به ضریب اصطکاک لوله بدون درونلوله‌ای (f₀) نشان می‌دهد. چنان‌که در شکل دیده می‌شود، به‌کارگیری درونلوله‌ای ستاره‌ای، به‌تنهایی سبب افزایش افت فشار بسیار زیادی (حدود 6 تا 10 برابر) در آبگرمکن در مقایسه با حالت بدون درونلوله‌ای می‌شود.

نسبت عدد ناسلت لوله با درونلوله‌ای به عدد ناسلت لوله بدون



شکل (10): ضریب عملکرد حرارتی برای لوله با درون لوله‌ای ستاره‌ای با گام 2 میلی‌متر و نسبت سطح‌های مختلف

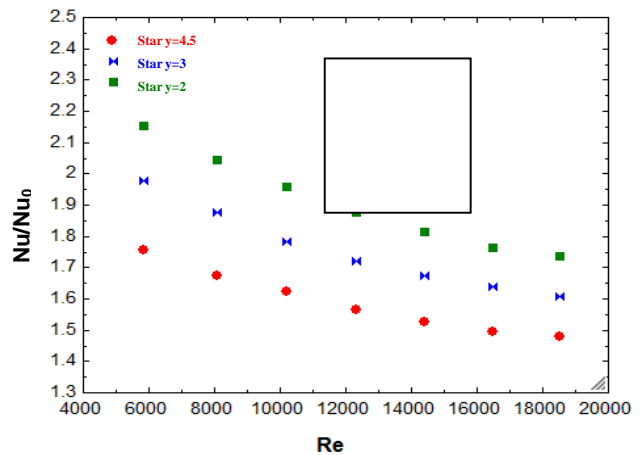
شکل (10) نشان می‌دهد که با افزایش سطح، افزایش چشمگیری در ضریب عملکرد حرارتی حاصل می‌شود. متوسط ضریب عملکرد حرارتی برای لوله با درون لوله‌ای ستاره‌ای با نسبت سطح‌های مورد مطالعه 1/01 تا 1/183 است. این افزایش ناشی از بهبود و تقویت نسبتاً زیاد خواص حرارتی جریان در مقایسه با افت فشار است.

4. نتیجه‌گیری

با توجه به بررسی انجام شده، جایگذاری درون لوله‌ای‌های ستاره‌ای در لوله‌های آبگرمکن‌های گازی، باعث افزایش عملکرد حرارتی می‌شود. در تحقیق حاضر، عدد ناسلت برای لوله با درون لوله‌ای ستاره‌ای با طول گام‌های 2، 3 و 4/5 به ترتیب، 1/91، 1/755 و 1/592 برابر عدد ناسلت لوله بدون درون لوله‌ای است. متوسط ضریب عملکرد حرارتی برای لوله با به کارگیری درون لوله‌ای ستاره‌ای با نسبت سطح‌های مورد مطالعه 1/01 تا 1/183 است؛ بنابراین، جایگذاری درون لوله‌ای مناسب به عنوان یک روش غیرفعال و روشی با هزینه‌های نسبتاً ناچیز می‌تواند باعث افزایش انتقال حرارت چشمگیری در انواع آبگرمکن‌های گازی دیواری شود. همچنین این روش می‌تواند صرفه‌جویی قابل توجه انرژی را در مبدل‌های حرارتی مختلف در پی داشته باشد.

سپاسگزاری

نویسندگان این مقاله از هم‌فکری و همکاری شرکت گاز استان کهگیلویه و بویراحمد، کمال سپاسگزاری را دارند.



شکل (9): نسبت عدد ناسلت لوله با درون لوله‌ای به عدد ناسلت لوله بدون درون لوله‌ای

بنابراین، افزایش ضریب اصطکاک در درون لوله‌ای‌های ستاره‌ای با گام‌های مختلف، بسیار بیشتر از حالت اولیه (لوله صاف) است. این مهم‌ترین اشکال استفاده از این روش است؛ به عبارت دیگر، این روش یعنی به کارگیری درون لوله‌ای‌های ستاره‌ای در کنار بهبود ضریب انتقال حرارت و نرخ انتقال حرارت، سبب افزایش افت فشار و همچنین توان پمپ می‌شود؛ البته سهم افزایش انتقال حرارت در مقایسه با هزینه‌های تحمیلی، به سبب افزایش افت فشار به گونه‌ای است که در حالت کلی، استفاده از این روش را مجاز می‌کند.

بنابراین، علاوه بر بررسی‌های انجام شده، تاکنون بررسی تأثیر هم‌زمان درون لوله‌ای بر روی افزایش انتقال حرارت و افت فشار لازم و ضروری به نظر می‌رسد. به همین منظور، متغیر ضریب عملکرد به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\eta = \frac{h_c}{h_s} \left(\frac{f_s}{f_c} \right)^{\frac{1}{3}} = \frac{Nu_c}{Nu_s} \left(\frac{f_s}{f_c} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (14)$$

h_c ضریب انتقال حرارت مربوط به لوله اصلاح شده با درون لوله‌ای به h_s ضریب انتقال حرارت مربوط به لوله صاف بدون درون لوله‌ای با یک قدرت مکش ثابت است. pp بیانگر قدرت مکش ثابت در هر دو حالت است. زیرنویس c بیانگر لوله اصلاح شده با درون لوله‌ای و زیرنویس s معرف لوله صاف بدون درون لوله‌ای است.

شکل (10) ضریب عملکرد حرارتی را برای لوله با درون لوله‌ای ستاره‌ای با نسبت سطح‌های مختلف نشان می‌دهد.

- [1] Eiamsa-ard, S., Thianpong, C., Eiamsa-ard, P., Promvong, P., "Convective Heat Transfer in a Circular Tube with Short-Length Twisted Tape Insert", International Communications In Heat And Mass Transfer, Vol. 36, pp.365–371, 2009.
- [2] Gunes, S., Ozceyhan, V., Buyukalaca, O., "The Experimental Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in a Tube With Coiled Wire Inserts Placed Separately from the Tube Wall", Applied Thermal Engineering, Vol.30, pp.1719-1725, 2010.
- [3] Akhavan-Behabadi, M.A., Kumar, R., Salimpour, M.R., Azimi, R., "Pressure Drop and Heat Transfer Augmentation Due to Coiled Wire Inserts During Laminar Flow of Oil Inside a Horizontal Tube", International Journal of Thermal Sciences, Vol.49, pp.373–379, 2010.
- [4] Shabanian, S.R., Rahimi, M., Shahhosseini, M., Alsairafi, A.A., "CFD And Experimental Studies on Heat Transfer Enhancement in an Air Cooler Equipped with Different Tube Inserts", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol.38, pp.383–390, 2011.
- [5] Ibrahim, E.Z., "Augmentation of Laminar Flow and Heat Transfer in Flat Tubes by Means of Helical Screw-Tape Inserts", Energy Conversion and Management, Vol.52, pp.250–257, 2011
- [6] Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S., Srinivasan, P.S.S., "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in a Circular Tube Fitted with and without V-Cut Twisted Tape Insert", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol.38, pp.329–334, 2011.
- [7] Anvari, A.R., Lotfi, R., Rashidi, A.M., Sattari, S., "Experimental Research on Heat Transfer of Water in Tubes with Conical Ring Inserts in Transient Regime", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol.38, pp.668–671, 2011.
- [8] Rahimia, M., Shabaniana, S. R., Abdulaziz Alsairafi, A., "Experimental And CFD Studies on Heat Transfer And Friction Factor Characteristics of a Tube Equipped with Modified Twisted Tape Inserts", Chemical Engineering and Processing, Vol.48, pp.762–770, 2009.
- [9] Promvong, P., "Heat Transfer Behaviors in Round Tube with Conical Ring Inserts", Energy Conversion and Management, Vol.49, pp.8–15, 2008.
- [10] Chiu, Y., Jang, J., "3D Numerical and Experimental Analysis for Thermal-Hydraulic Characteristics of Air Flow Inside a Circular Tube with Different Tube Inserts", Applied Thermal Engineering, Vol.29, pp.250–258, 2009.
- [11] Bergles, A.E., Techniques to Augment Heat Transfer, Handbook of Heat Transfer Amplification, New York, McGraw-Hill; 1985.
- [12] A.E., Bergles, "Some Perspectives on Enhanced Heat Transfer, Second Generation Heat Transfer Technology", ASME Journal of Heat Transfer, Vol.110, pp.1082–96, 1988.
- [13] Sethumadhavan, R., Rao, M.R., "Turbulent Flow Heat Transfer and Fluid Friction in Helical Wire Coil Inserted Tubes", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.26, pp.1833–1845, 1983.
- [14] Yakut, K., Sahin, B., "The Effects of Vortex Characteristics on Performance of Coiled Wire Turbulators Used for Heat Transfer Augmentation", Applied Thermal Engineering, Vol.24, pp.2427–2438, 2004.
- [15] Parthasarathy, P., Talukdar, P., Kishore, V.R., "Enhancement of Heat Transfer with Porous/Solid Insert for Laminar Flow of a Participating Gas in a 3-D Square Duct", Numerical Heat Transfer; Part A: Applications, Vol.56, pp.764–784, 2009.
- [16] Kiwan, S., Alzahrany, M.S., "Effect of Using Porous Inserts on Natural Convection Heat Transfer between Two Concentric Vertical Cylinders", Numerical Heat Transfer; Part A: Applications, Vol.53, pp.870–889, 2008.
- [17] Yucel, N., Guven, R.T., "Forced-Convection Cooling Enhancement of Heated Elements in a Parallel-Plate Channels Using Porous Inserts", Numerical Heat Transfer; Part A: Applications, Vol.51, pp.293–312, 2007.
- [18] Tong, X., Khan, J.A., Amin, M.R., "Enhancement of Heat Transfer by Inserting a Metal Matrix into a Phase Change Material", Numerical Heat Transfer; Part A: Applications, Vol.30, pp.125–141, 1996.
- [19] Yilmaz, M., Comakli, O., Yapici, S., "Enhancement of Heat Transfer by Turbulent Decaying Swirl Flow", Energy Conversion and Management, Vol.40, pp.1365–1376, 1999.
- [20] Durmus, A., Esen, M., "Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in a Concentric Heat Exchanger with Snail Entrance", Applied Thermal Engineering, Vol.22, pp.321–332, 2002.
- [21] Yilmaz, M., Comakli, O., Yapici, S., Nuri Sara, O., "Heat Transfer and Friction Characteristics in Decaying Swirl Flow Generated by Different Radial Guide Vane Swirl Generators", Energy Conversion and Management, Vol.44, pp.283–300, 2003.
- [22] Petukhov, B.S., "Heat Transfer in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties", Advances in Heat Transfer, Vol.6, 1970.
- [23] Moody, L.F., "Friction Factors for Pipe Flow", Trans. ASME, Vol.66, pp.671–684, 1944.

- [24] Gnielinski V., "New Equations for Heat and Mass Transfer Inturbulent Pipe Flow and Channel Flow", International Chemical Engineering, Vol.16, pp. 359-368, 1976.
- [25] Incropera, F.P., DeWitt, P.D., Bergman, T.L., Lavine, A.S., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John-Wiley & Sons, 2006.
- [26] Eiamsa-ard, S., Seemawute, P., Wongcharee, Kh., "Influences of Peripherally-Cut Twisted Tape Insert on Heat Transfer and Thermal Performance Characteristics In Laminar and Turbulent Tube Flows", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.34, pp. 711-719, 2010.