

# مطالعه‌ی تجربی اثر دوران مانع در داخل لوله‌ی مبدل حرارتی بر انتقال حرارت و مشخصات جریان

سید هادی بنی‌هاشمی (دانشجوی دکتری)

گروه مهندسی مکانیک، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران

محمدرضا عساری\* (دانشیار)

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی شاپور، دزفول، ایران

سید محمد جوادی (استادیار)

گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی قوچان، قوچان، ایران

سعید وحیدی فر (استادیار)

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده‌ی محمد منتظری، دانشگاه فنی و حرفه‌ای استان خراسان رضوی، ایران

مهندسی مکانیک شریف، (پاییز ۱۳۹۹)  
دوری ۳-۲، شماره ۲، ص. ۱۰۸-۹۷

بهبود انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی با روش قرار دادن موانع مختلف، توجه زیادی را به خود جلب کرده است و تقریباً هندسه‌ی ارائه شده در تمام مطالعاتی که تاکنون انجام شده، بر روی موانع ثابت بوده است. در مطالعه‌ی حاضر اثر دوران مانع دیسکی از  $5^\circ$  تا  $20^\circ$  دور بر دقیقه در نسبت زوایای مختلف و در گام‌های ۱ و ۲ بر ضریب عملکرد حرارتی در مبدل پوسته و لوله از نوع آب‌وهوا در محدوده‌ی عدد رینولدز  $9000$  تا  $26000$  به صورت تجربی بررسی و نتایج مقایسه و گزارش می‌شود. با توجه به نتایج، بیشترین افزایش انتقال حرارت برای مانع با نسبت زاویه‌ی  $12.5^\circ$  در نسبت گام ۲ به دست می‌آید. عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد حرارتی نسبت به لوله‌ی صاف، به ترتیب  $30.3^\circ$ ،  $38.6^\circ$  و  $131$  درصد افزایش می‌یابد. بیشترین ضریب عملکرد حرارتی مانع دورانی نسبت به مانع ثابت،  $162$  برابر در نسبت گام ۳، نسبت زاویه‌ی  $12.5^\circ$  و سرعت دورانی  $20^\circ$  دور بر دقیقه ثبت شد.

hadi.banihashemi@yahoo.com  
assari@zsu.ac.ir  
mohammad.javadi@qiet.ac.ir  
svahidifar@tvu.ac.ir

واژگان کلیدی: دوران مانع، انتقال حرارت، جریان آشفته، مبدل حرارتی.

## ۱. مقدمه

دو بار، سه بار پیچ‌خورده با نسبت عرض‌ها و پیچ‌خوردگی مختلف را برای بررسی انتقال حرارت و ضریب اصطکاک سیال در یک لوله‌ی مبدل حرارتی به کار بردند. آن‌ها دریافته‌اند که با کاهش نسبت پیچش، انتقال حرارت و راندمان حرارتی افزایش می‌یابد. تعدادی از محققین نیز نوارهای پیچ‌خورده‌ی ترکیبی را به ترتیب با حلقه‌ی دایره‌ای و سیم پیچیده شده به کار گرفتند<sup>[۶]</sup> که در مقایسه با مبدل‌های حرارتی لوله‌ی صاف، نتیجه‌ی بهتری برای انتقال حرارت و راندمان کلی حرارتی حاصل شد. کنگکاپایون و همکاران<sup>[۷]</sup> با استفاده از حلقه‌ی مخروطی سوراخ‌دار در محدوده‌ی اعداد رینولدز بین  $4000$  تا  $20000$ ، تحت شرایط شار حرارتی یکنواخت و هوا به عنوان سیال کاری مطالعه‌ی تجربی خود را انجام دادند. آن‌ها نشان دادند که نرخ انتقال حرارت بیش از  $137\%$  نسبت به لوله‌ی صاف افزایش می‌یابد. او در مطالعه‌ی دیگری<sup>[۸]</sup> از مانع رینگ دایره‌ای در آزمایش خود استفاده کرد. با توجه به نتایج تجربی، نرخ انتقال حرارت در لوله در حالت قرار گرفتن موانع در داخل آن حدود  $57$  تا  $195$  درصد در مقایسه با لوله‌ی صاف، افزایش می‌یابد. برخی از دیگر هندسه‌ها به شکل ورق مارپیچ یا فنر مارپیچ<sup>[۹]</sup>، رینگ تولیدکننده‌ی گردابه<sup>[۱۰]</sup>، ترکیب سیم پیچ فنی و نوار پیچ‌خورده<sup>[۱۱]</sup>، نازل مخروطی به همراه ایجاد چرخش در ورودی لوله<sup>[۱۲]</sup>

افزایش انتقال حرارت مسئله‌ی مهم برای بقاء انرژی است که از نقطه نظر اقتصادی نیز مفید است. استفاده از روش‌های غیرفعال مانند نوارهای پیچیده، ایجاد زبری، سیم‌ها و ... روش‌هایی مؤثر برای تقویت انتقال حرارت‌اند. این اثرات در نهایت باعث افزایش نرخ انتقال حرارت جابه‌جایی و بهبود عملکرد مبدل خواهد شد. برگلس<sup>[۱]</sup> بررسی جامعی در خصوص انواع روش‌های افزایش انتقال حرارت انجام داد و این روش‌ها را به‌طور کلی تحت عنوان سیزده تکنیک افزایش انتقال حرارت تقسیم‌بندی کرد. این تکنیک‌ها در دو گروه تکنیک‌های غیرفعال و فعال تقسیم‌بندی می‌شود. ایجاد محرک در درون لایه‌ی مرزی سبب می‌شود که در اثر برخورد جریان با آنها، الگوی جریان تغییر یابد و پایداری لایه‌ی مرزی از بین برود. شکل و موقعیت مانع برای این تغییر بسیار با اهمیت تلقی می‌شود. ایجاد آشفته‌گی یا اصلاح جریان سیال با استفاده از برخی هندسه‌ها به عنوان مانع در مسیر جریان باعث بهبود و افزایش انتقال حرارت می‌شود.<sup>[۲-۴]</sup> باس و ازیسیهان<sup>[۲]</sup> و بایا<sup>[۳]</sup> در مطالعات خود نوارهای تک،

\* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۳۹۸/۱۱/۳۰، اصلاحیه ۱۳۹۹/۴/۱۴، پذیرش ۱۳۹۹/۴/۲۸.

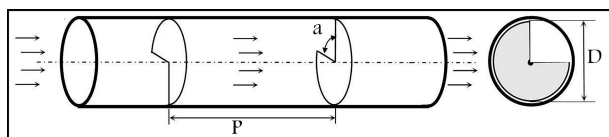
DOI:10.24200/J40.2020.54968.1543

استفاده کردند. ژنگ<sup>[۱۳]</sup> شبیه‌سازی عددی افزایش انتقال حرارت در یک لوله‌ی مبدل حرارتی مجهز به میله‌ی گردابی‌کننده را برای رسیدن به بهترین پیکربندی برای بیشینه‌ی افزایش انتقال حرارت با کمینه‌ی افت فشار، با در نظر گرفتن اثرات متقابل پارامترها انجام داد. وحیدی‌فر و همکاران<sup>[۱۴]</sup> در تحقیقی موانع با اشکال مخروط، دیسک، طوقه و حلقه (با نسبت انسداد مسیر یکسان ۴۰ درصد) در داخل مبدلی با دو لوله‌ی هوا و آب و با هدف تحریک جریان و افزایش انتقال حرارت بررسی کردند. نسبت عدد ناسلت با تحریک به عدد ناسلت بدون تحریک، در بهترین شرایط بین ۲/۶ الی ۳/۲ (وابسته به عدد رینولدز) اندازه‌گیری و محاسبه شد. شیخ‌الاسلامی و همکاران<sup>[۱۵]</sup> جریان آشفته و انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی آب و هوا در عدد رینولدز ۱۲۰۰۰-۶۰۰۰ را با استفاده از رینگ دایره‌ای به طور تجربی مطالعه کردند. در این مطالعه، بیشترین مقدار عملکرد حرارتی ۱/۵۹ در رینولدز ۶۰۰۰ گزارش شد. ریپاتانایپات و همکاران<sup>[۱۶]</sup> انتقال حرارت در مبدل حرارتی را با قرار دادن حلقه‌های مخروطی شش ضلعی تغییر یافته به صورت عددی در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰ تا ۳۰۰۰ مطالعه کردند. آنها دریافتند که این هندسه منجر به انتقال حرارت بیشتر و ضریب اصطکاک پایین‌تر می‌شود. در یک پژوهش عددی<sup>[۱۷]</sup> انتقال حرارت در لوله همراه با مانع مخروطی بررسی شد. در آن پژوهش، هوا به عنوان سیال عامل در محدوده‌ی عدد رینولدز ۶۰۰۰ تا ۲۵۰۰۰ و بهترین بازده حرارتی لوله برای حلقه‌ی واگرا با نسبت قطر ۴/۰ و نسبت گام ۲ در عدد رینولدز ۶۰۰۰ به دست آمد. العبیدی<sup>۱</sup> و همکاران<sup>[۱۸]</sup> در مطالعه‌ی خود، اثر قرارگیری نوارهای پیچ‌خورده<sup>۲</sup> در یک لوله‌ی دایره‌ای را بر میدان جریان بررسی کردند. نتایج حاصله نشان داد که اضافه کردن نوارهای پیچ‌خورده، با تغییر پیکربندی و پارامترهای لوله باعث افزایش انتقال حرارت، افت فشار و کارایی انتقال حرارت (حدود ۴۶٪) می‌شود. ویرجیلیو<sup>۳</sup> و همکاران<sup>[۱۹]</sup> داده‌های تجربی مربوط به آیرودینامیک جریان‌های پیچیده در لوله‌های شیاردار را بر اساس نتایج تجزیه و تحلیل عددی ارائه کرده‌اند. پرامونگ<sup>۴</sup> و همکاران<sup>[۲۰]</sup> در مطالعه‌ی خود، عملکرد ترموهیدرولیکی لوله‌های مبدل حرارتی جایگذاری شده با V-DW و V-RW ۴۵ درجه‌ای را برای گام‌های مختلف در جریان آشفته با عدد رینولدز ۴۱۳۰ تا ۲۵۹۰۰ ارزیابی کردند. برای ارزیابی خصوصیات جریان آشفته‌ی سیال و انتقال حرارت از یک لوله‌ی دایره‌ای همراه با توربولاتور، آنالیز تجربی و عددی توسط نالواد<sup>۵</sup> و همکاران<sup>[۲۱]</sup> انجام شده است. توربولاتور به طور مؤثری باعث افزایش عملکرد حرارتی شده است. ورماس<sup>۶</sup> و همکاران<sup>[۲۲]</sup> به طور تجربی تأثیر قرارگیری سیم‌های فنری را بر خصوصیات حرارتی و ویژگی‌های جریان یک مبدل حرارتی لوله‌ای بررسی کردند. آنها نتیجه گرفتند که عدد ناسلت افزایش یافته و شاخص عملکرد ترموهیدرولیکی برای لوله‌های دارای سیم فنری مناسب‌تر است. سوری<sup>۷</sup> و همکاران<sup>[۲۳]</sup> به طور تجربی تأثیر سوراخ‌های مربعی ایجاد شده در نوارهای پیچ‌خورده‌ی چندتایی بر ویژگی‌های دمایی یک مبدل حرارتی لوله‌ای را مورد مطالعه قرار دادند. آنها دریافتند که استفاده از نوارهای پیچ‌خورده‌ی چندتایی، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک مبدل حرارتی را در مقایسه با لوله‌های صاف به ترتیب ۶۹۲٪ و ۷۸۹٪ افزایش می‌دهد. شرف‌الدین<sup>۸</sup> و همکاران<sup>[۲۴]</sup> مطالعه‌ی را به منظور بررسی تأثیر قرارگیری سیم پیچیده شده<sup>۹</sup> بر انتقال حرارت و ویژگی‌های جریان سیال آشفته در یک لوله‌ی مبدل انجام دادند. نتایج نشان داد که بهبود قابل توجهی در بازده حرارتی ایجاد شده است. کامبوج<sup>۱۰</sup> و همکاران<sup>[۲۵]</sup> به طور تجربی اثر توربولاتور فنری همگرا-واگرا<sup>۱۱</sup> را بر عملکرد حرارتی-هیدرولیکی یک مبدل حرارتی با لوله‌ی دوتایی بررسی کردند. نتایج نشان داد که بیشترین بهبود انتقال حرارت و ضریب اصطکاک به ترتیب ۲۶/۷۶ و ۶۶/۸۷ درصد بوده است. چانگ<sup>۱۲</sup> و همکاران<sup>[۲۶]</sup> برای بررسی اثرات سطح مقطع‌های مختلف و پیچش لوله بر رفتار حرارتی جریان سیال یک مبدل

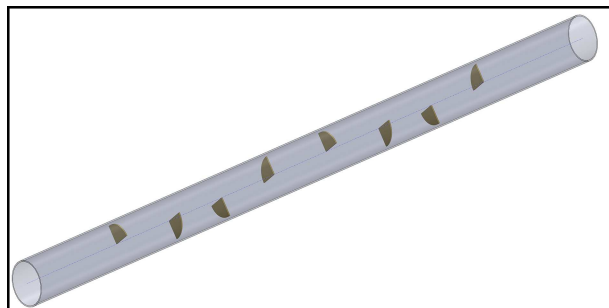
حرارتی لوله‌ای، تجزیه و تحلیل عددی سه‌بعدی انجام دادند. آن‌ها نشان دادند که در عدد رینولدز ۳۵۰، سطح مقطع پنج ضلعی و گام پیچش لوله ۱۷/۰ باعث بیشینه شدن عملکرد حرارتی به اندازه ۲/۶۹ می‌شود. برزگر و همکاران<sup>[۲۷]</sup> تلاش کردند با استفاده از نوارهای پیچ‌خورده با برش مستطیلی، بازده حرارتی یک مبدل حرارتی را بهبود بخشند. آنها بیشترین ضریب عملکرد حرارتی را معادل ۱/۴۶ به دست آوردند. اثرات حرارتی و هیدرولیکی توبولاتورهای سطح صاف بر جریان هوا-آب درون یک مبدل حرارتی با لوله‌ی دوتایی، توسط یداو<sup>۱۳</sup> و همکاران<sup>[۲۸]</sup> بررسی شد. آنها آزمایش‌های تجربی را برای چندین هندسه‌ی ژئوتورگردابی<sup>۱۴</sup> و برای دامنه‌های متنوعی از اعداد رینولدز بین ۳۲۰۰ تا ۱۰۵۰۰ انجام دادند. در مطالعه‌ی دیگر<sup>۱۵</sup>، اثرات استفاده از توربولاتورهای دارای نوار پیچ‌خورده با هندسه‌های مختلف در هر دو طرف یک مبدل حرارتی با لوله‌ی دوتایی مورد بررسی قرار گرفته است. بر اساس نتایج حاصله، با افزایش تعداد نوارهای پیچ‌خورده از یک پره<sup>۱۵</sup> به چهار پره، ضریب عملکرد، عدد ناسلت و افت فشار به ترتیب ۶۳/۹٪، ۶۴٪ و ۳/۱٪ افزایش می‌یابد. چانگ و همکاران<sup>[۲۰]</sup> روشی جدید را برای افت فشار و افزایش انتقال حرارت در محدوده‌ی عدد رینولدز ۷۵۰ تا ۷۰۰۰۰ ارائه دادند. در یک تحقیق تجربی دیگر، بارتوال<sup>۱۶</sup> و همکاران<sup>[۲۱]</sup> به صورت تجربی و عددی، عملکرد حرارتی و ویژگی‌های جریان سیال یک شار حرارتی یکنواخت را با استفاده از مش‌های سیمی برای بهبود انتقال گرما در یک مبدل حرارتی لوله‌ی مدور مورد بررسی قرار دادند. یافته‌های آن‌ها بیان می‌دارد که مش سیمی بر اعداد ناسلت و ضریب اصطکاک در محدوده‌ی عدد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰ تأثیر معنی‌داری دارد به طوری که دستاوردهای به دست آمده را می‌توان در کاربردهای صنعتی به عنوان ابزاری کارآمد برای بهبود انتقال حرارت به کار برد. با توجه به مطالعات انجام شده و این که تاکنون مطالعاتی پیرامون موانع متحرک در داخل لوله صورت نگرفته، در این مقاله اثر موانع متحرک در سرعت‌های زاویه‌ای مختلف بر انتقال حرارت و افت فشار داخل مبدل مورد مطالعه قرار گرفته است. با توجه به دوران موانع در سرعت‌های دورانی ۵۰ تا ۲۰۰ دور بر دقیقه، اثر کاهش سطح مقطع موانع نسبت به موانع ثابت بررسی و تغییرات عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد حرارتی و مقایسه‌ی نتایج گزارش می‌شود. همچنین استفاده از دیسک با سرعت دورانی و نسبت زاویه‌ای مناسب، پیشنهادی سودمند برای بهبود عملکرد مبدل‌های حرارتی مورد استفاده در صنایع مختلف است.

## ۲. معرفی بستر آزمایش

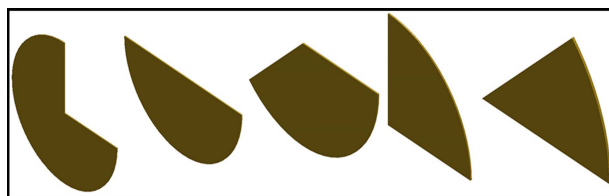
برای بررسی عملکرد حرارتی و خصوصیات جریان سیال در جریان داخلی در حضور موانع از یک مبدل حرارتی با دو لوله‌ی هم‌مرکز استفاده شده است. جنس لوله‌ها از فولاد، قطر لوله‌ی داخلی ۷۳ میلی‌متر، قطر لوله‌ی خارجی ۱۳۰ میلی‌متر و ضخامت لوله‌ها ۲ میلی‌متر است. در این مبدل هوا به عنوان سیال مورد آزمون در لوله‌ی داخلی و آب به عنوان سیال گرم در پوسته توسط یک پمپ خطی در جریان است. خواص هوا و آب در جدول‌های ۱ و ۲ معرفی شده است. شماتیک و شکل واقعی بستر آزمون مطالعه‌ی تجربی به ترتیب در شکل‌های ۱ و ۲ نشان داده شده است. سیال عامل، هوا توسط یک فن گریز از مرکز از یک جهت به داخل لوله‌ی داخلی مبدل به عنوان بستر اصلی آزمایش و به طول ۱۶۰۰ میلی‌متر مکیده می‌شود. برای جلوگیری از افت فشار و یکنواخت کردن جریان در ورودی لوله‌ی داخلی یک عدد شیپوره نصب شده است. برای افزایش دمای آب از یک عدد گرم‌کن برقی به ظرفیت ۲ کیلووات استفاده شده است که به صورت مستقیم آب موجود در پوسته را



شکل ۳. قسمتی از لوله همراه با قطاعی از مانع دیسکی و پارامترهای آن.



شکل ۴. لوله با یک چهارم مانع‌های دیسکی توپر جایگذاری شده در آن در گام ۲.



شکل ۵. مانع‌های جایگذاری شده در داخل لوله.

### ۳. بررسی موانع داخل لوله

در شکل‌های ۳ و ۴ نمایه‌های متفاوتی از لوله که یک مانع دیسکی درون آن قرار داده شده، نشان داده شده است. در آزمایش‌ها با هدف تغییر برای کاهش هزینه و همچنین جلوگیری از افزایش افت فشار و ساختار جریان، و نیز بررسی پدیده‌های تأثیرگذار بر انتقال حرارت و افت فشار در جریان داخل لوله از مانع‌های دیسک توپر با نسبت زاویه‌های متفاوت استفاده شده است (شکل ۵). برای انسداد کمتر مسیر از جریان سیال دیسک با قطاع‌های متفاوت استفاده می‌شود. موانع با سرعت‌های ۲۰۰، ۱۵۰، ۱۰۰ و ۵۰ دور بر دقیقه نسبت به محور لوله دوران می‌کنند و در طول لوله با زاویه‌ی ۹۰ درجه نسبت به مانع قبلی قرار گرفته‌اند. در این مطالعه‌ی تجربی برای ایجاد شدت اغتشاشات متفاوت، موانع در طول گام‌های ۱۴۶ میلی‌متر (نسبت گام ۲) و ۲۱۹ میلی‌متر (نسبت گام ۳) در داخل لوله قرار گرفته و با سیم‌های نازکی به محور مشترکی اتصال پیدا کردند تا شرایط برای دوران مهیا شود. قطر دیسک توپر ثابت و برابر با ۶۵ میلی‌متر است.

### ۴. محاسبات

برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت سمت هوا از روابط انتقال حرارت زیر استفاده شده است. قابل ذکر است که از میزان تلفات حرارتی در مبدل صرف نظر شده است.

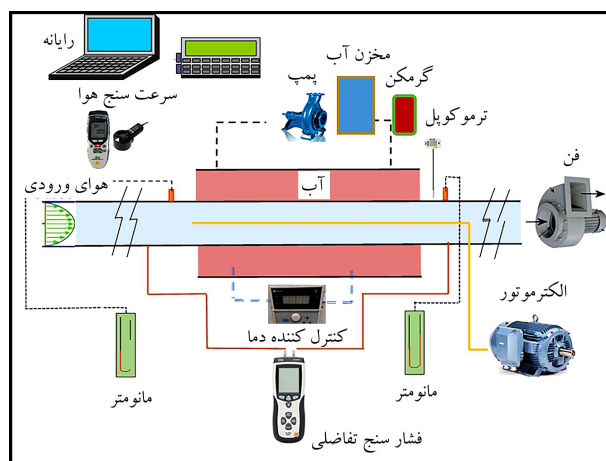
$$Q_w = Q_{convection} \quad (1)$$

جدول ۱. خواص فیزیکی هوا در سمت لوله.

مقدار	واحد	خاصیت
۱٫۱۷۵	کیلوگرم بر مترمکعب	چگالی
۰٫۲۶	وات بر مترکلوین	ضریب هدایت
۱۰۰۷	ژول بر کیلوگرم کلوین	ظرفیت حرارتی ویژه
۰٫۷۰۸	-	پرانتل
۰٫۰۰۰۰۱۸۳۱	پاسکال ثانیه	گرانروی

جدول ۲. خواص فیزیکی آب در سمت پوسته.

مقدار	واحد	خاصیت
۹۸۰	کیلوگرم بر مترمکعب	چگالی
۰٫۶۶	وات بر مترکلوین	ضریب هدایت
۴۱۸۸	ژول بر کیلوگرم کلوین	ظرفیت حرارتی ویژه
۲٫۶۶	-	پرانتل
۰٫۰۰۰۰۴۲۰	پاسکال ثانیه	گرانروی



شکل ۱. شکل شماتیک دستگاه تجربی.



شکل ۲. بستر آزمون مطالعه‌ی تجربی حاضر.

گرم می‌کند. آب خروجی از این گرم‌کن توسط پمپ خطی به سمت پوسته هدایت می‌شود. برای کنترل دمای آب در یک مقدار مشخص از یک کنترل‌کننده‌ی دما استفاده می‌شود. برای جلوگیری از تلفات حرارتی در مدار ثانویه‌ی مبدل، از عایق حرارتی در این قسمت استفاده شده است. در جدول ۳ مشخصات مربوط به تجهیزات استفاده شده در بستر آزمون تجربی آمده است.

جدول ۳. مشخصات مربوط به تجهیزات بستر آزمون تجربی.

نام	مدل	دقت	محدوده‌ی کاربرد
فشارسنج تفاضلی	DTA۹۲۰	۱Pa	± ۵۰۰۰ Pa
ترمومتر	TA۲۸۸	± ۱k	۵۷۳ - ۲۲۳k
سرعت‌سنج حرارتی ویژه	DTA۵۰	°/۲m/s	°/۴ - ۳° m/s
دورسنج	AT - ۱۰	دقیقه ۵rpm/°	۲۰۰۰۰ - ۱rpm
ترموستات	NOVA/AT	°/۱k	۱۶۲۳ - ۷۳k

افزایش حرارت توسط هوا از رابطه‌ی ۲ به دست می‌آید.

عدد رینولدز نیز مطابق رابطه‌ی ۹ محاسبه می‌شود:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (9) \quad Q_w = \dot{m} c_p (T_o - T_i) \quad (2)$$

که در آن  $\dot{m}$  مقدار جریان جرمی هوا،  $c_p$  ضریب حرارتی ویژه‌ی هواست. نرخ انتقال حرارت جابه‌جایی از سطح گرم لوله برابر است با:

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \frac{L}{D} \rho V^2} \quad (10) \quad Q_{convection} = U_i A_i \Delta T_m \quad (3)$$

که در آن  $A_i$  سطح مساحت لوله است و  $U_i$  ضریب انتقال حرارت کلی است. سطح  $A_i$  از رابطه‌ی ۴ تعیین می‌شود.

$$A_i = \pi D_P L \quad (4)$$

که در آن  $D_P$  قطر و  $L$  طول لوله است. با فرض تساوی انتقال حرارت جابه‌جایی از سطح دیوار لوله‌ی مبدل با افزایش حرارت جریان سیال هوا در داخل لوله، معادله‌ی موازنه‌ی انرژی را می‌توان چنین نوشت:

$$\eta = \left( \frac{Nu}{Nu_S} \right) \left( \frac{f_S}{f} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (11)$$

## ۵. بحث و نتایج

### ۱.۵. اعتبارسنجی نتایج

برای اطمینان از صحت نتایج، کلیه وسایل اندازه‌گیری قبل از ثبت نتایج آزمایش کالیبره شده است. نتایج مطالعه‌ی حاضر در یک لوله‌ی صاف ابتدا به‌صورت عدد ناسلت و ضریب اصطکاک گزارش می‌شود. نتایج حاصل با نتایج به دست آمده از رابطه‌های شناخته شده برای جریان آشسته در لوله‌های دایره‌ای مقایسه می‌شوند. دیتوس - بولتر،<sup>[۲۲]</sup> رابطه‌ی ۱۲ را برای عدد ناسلت معرفی کردند:

$$Nu = 0.625 Re^{1/4} Pr^{1/4} \quad (12)$$

گنیلینسکی،<sup>[۲۴]</sup> عدد ناسلت را چنین معرفی کرد:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{\lambda}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{\lambda}\right)^{1/4}(Pr^{1/4} - 1)}, \quad 3 \times 10^2 \leq Re \leq 5 \times 10^5 \quad (13)$$

اماکی و کرای فوردر،<sup>[۲۵]</sup> عدد ناسلت را مطابق رابطه‌ی ۱۴ معرفی کردند:

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^{1/4} \quad (14)$$

$$Q = \dot{m} c_p (T_o - T_i) = U_i A_i \Delta T_m \quad (5)$$

مقاومت حرارتی به ازای واحد سطح داخلی لوله برابر است با:

$$R_i = \frac{1}{h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)A_i}{2\pi L k} + \frac{A_i}{h_o A_o} \quad (6)$$

که در آن:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln \frac{\Delta T_i}{\Delta T_o}}, \Delta T_i = T_w - T_{A_i}, \Delta T_o = T_w - T_{A_o} \quad (7)$$

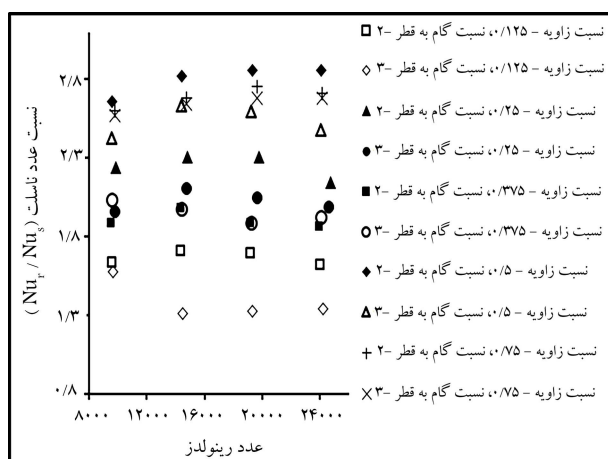
برای محاسبه‌ی مقدار ضریب انتقال حرارت سمت آب از روابط اصلاح شده گنیلینسکی بر مبنای قطر هیدرولیکی استفاده شده و در کل محاسبات مقدار آن عددی ثابت فرض شده است.  $T_w$  دمای دیواره لوله است و فرض بر این است که توزیع دما در طول سطح دیوار یکنواخت است. با توجه به رابطه‌ی مقاومت حرارتی و ضریب انتقال حرارت کلی و ترکیب روابط، ضریب انتقال حرارت داخلی<sup>۱۷</sup> به دست می‌آید و با استفاده از آن مقدار عدد ناسلت محاسبه می‌شود:

$$Nu = \frac{h_i D}{k} \quad (8)$$

که در آن  $k$  ضریب هدایت هوا در دمای  $T_b$  است.

## ۲.۵. بررسی تأثیر موانع بر انتقال حرارت

هدف اصلی آزمایش، بهبود انتقال حرارت در مقایسه با مبدل‌های حرارتی لوله‌ای صاف، همچنین بررسی اثر دوران بر انتقال حرارت و افت فشار و تغییرات آنها نسبت به مانع ثابت در شرایط مشابه است. در لوله‌ی صاف، ورودی جریان به صورت منظم است ولی به تدریج گرانیوی اثر کرده و ذرات کنار دیوار شروع به ساکن شدن می‌کنند. با افزایش طول ضخامت، لایه‌ی مرزی نیز افزایش می‌یابد ولی هنگامی که مانع در مسیر جریان عبوری از لوله قرار داده می‌شود، ابتدا جریان منظم است اما پس از برخورد به مانع ساختار جریان به هم می‌ریزد. بعد از این مانع جریان می‌خواهد دوباره شکل خود را بگیرد ولی باز با مانع بعدی برخورد می‌کند و این موضوع تکرار می‌شود. در این حالت افزایش ضخامت لایه‌ی مرزی به طور دائم اتفاق نمی‌افتد. در واقع ذرات کنار دیواره در اثر اصطکاک تدریجاً انرژی خود را از دست داده و به حالت سکون می‌رسند، ولی تحریک انرژی ذرات در برخورد به مانع و دیگر ذرات افزایش می‌یابد.<sup>[۳۹]</sup> در موانع متحرک همراه با افزایش توربولانسی، چرخش جریان و در نتیجه اختلاط بیشتر جریان را نیز داریم. تغییر در پروفیل سرعت تغییر در پروفیل دما را به همراه دارد. با برخورد سیال به مانع و به علت به هم زنی و توربولانسی بالا دمای سیال از سمت دیواره شروع به افزایش می‌کند و نفوذ حرارت در محل موانع مشهود است. یکی از تفاوت‌های مانع ثابت و دوار در همین میزان جابه‌جا کردن ذرات با انرژی کم و زیاد است که بر میزان انتقال حرارت تأثیر می‌گذارد. در منطقه‌ی گردابه، سیال محبوس در گردابه که دمایی به مراتب کمتر از دمای دیواره دارد انرژی دریافت می‌کند. از طرف دیگر به دلیل پایین بودن خاصیت هدایت حرارتی، سیال محبوس مانند یک عایق حرارتی مانع انتقال حرارت دیواره به سیال متحرک می‌شود. اثرات نسبت گام، نسبت زاویه و عدد رینولدزهای مختلف روی نسبت عدد ناسلت<sup>۱۸</sup> در شکل‌های ۸ تا ۱۱ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۸ نشان داده شده، این نسبت با افزایش عدد رینولدز و نسبت گام افزایش و با کاهش نسبت زاویه کاهش می‌یابد. افزایش نرخ انتقال حرارت در نتیجه‌ی افزایش مساحت سطح انتقال حرارت و مدت زمان ماندگاری طولانی جریان هوا در لوله است. چنان که در شکل ۸ تا ۱۱ بررسی شده، بیشترین افزایش در عدد ناسلت با استفاده از دیسک دایره‌ای در سرعت دورانی ۲۰۰ دور بر دقیقه، نسبت گام ۲ و نسبت زاویه‌ی ۰/۷۵، در محدوده‌ی عدد رینولدز بین ۹۰۰۰ تا ۲۶۰۰۰، ۳ برابر لوله‌ی صاف است.



شکل ۸. تغییرات نسبت عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در سرعت ۵۰ دور بر دقیقه و گام‌های ۲ و ۳ برای موانع مختلف.

برای تعیین ضریب اصطکاک در معادله‌ی ۱۴ از نمودار مودی می‌توان استفاده کرد. رابطه‌ی ۱۵ از نمودار مودی،<sup>[۳۶]</sup> به دست می‌آید.

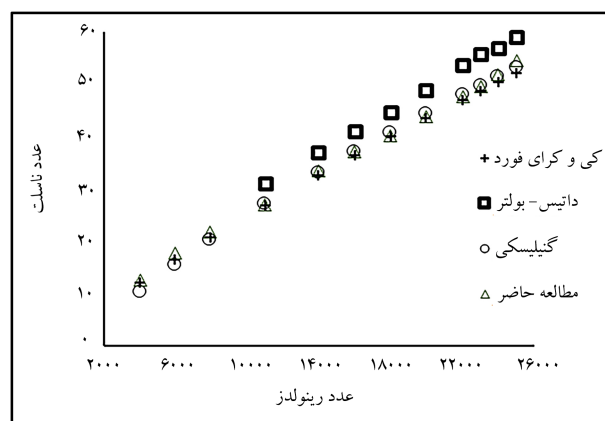
$$f = 0.316 Re^{-0.25}, Re \leq 2000 \quad (15)$$

بتخوف،<sup>[۳۷]</sup> رابطه‌ی ۱۶ را برای ضریب اصطکاک ارائه داد:

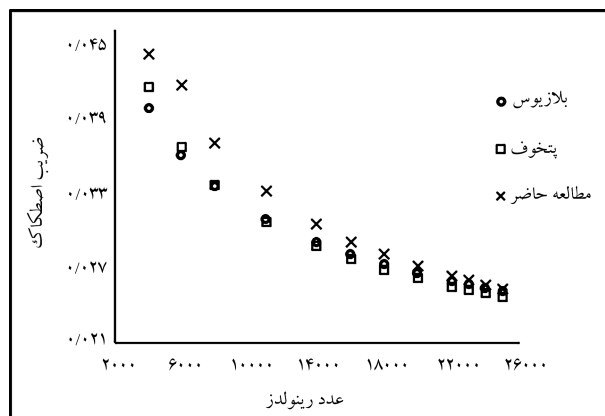
$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}, 3 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (16)$$

با توجه به نتایج، شکل‌های ۶ و ۷، اعتبارسنجی ضریب اصطکاک و عدد ناسلت را برای لوله‌ی صاف نشان می‌دهند. انحراف  $\pm 6\%$  در مورد عدد ناسلت و  $\pm 8\%$  در مورد ضریب اصطکاک در مقایسه با لوله‌ی صاف دیده می‌شود. این انحراف کوچک در نتایج آزمون تجربی نشان از دقت بستر آزمون و صحت نتایج دارد.

همچنین میزان خطای حاصل از نتایج تجربی با استفاده از شرط عدم قطعیت بر مبنای روش دقیق کلین و مک‌کلین<sup>[۳۸]</sup> محاسبه شده است. حداکثر عدم قطعیت محاسبه شده برای عدد رینولدز  $\pm 5/3\%$ ، برای عدد ناسلت  $\pm 7/3\%$ ، ضریب اصطکاک  $\pm 7/4\%$  و برای ضریب راندمان کلی تحریک  $\pm 5\%$  است.



شکل ۶. مقایسه‌ی عدد ناسلت به دست آمده برای لوله‌ی صاف در مطالعه‌ی حاضر، با نتایج تحلیلی موجود برای عدد رینولدزهای مختلف.

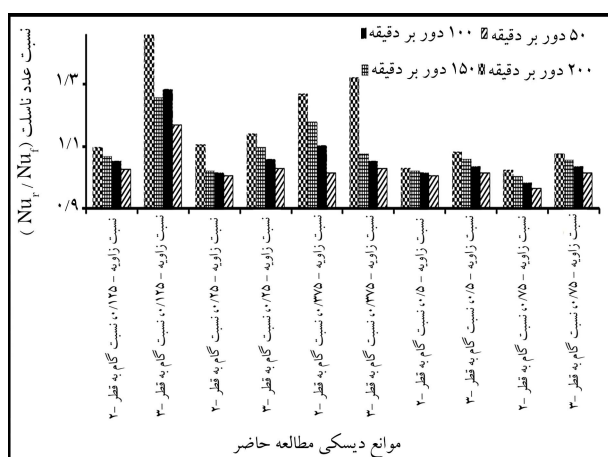


شکل ۷. مقایسه‌ی ضریب اصطکاک به دست آمده برای لوله‌ی صاف در مطالعه‌ی حاضر، با نتایج تحلیلی موجود برای عدد رینولدزهای مختلف.

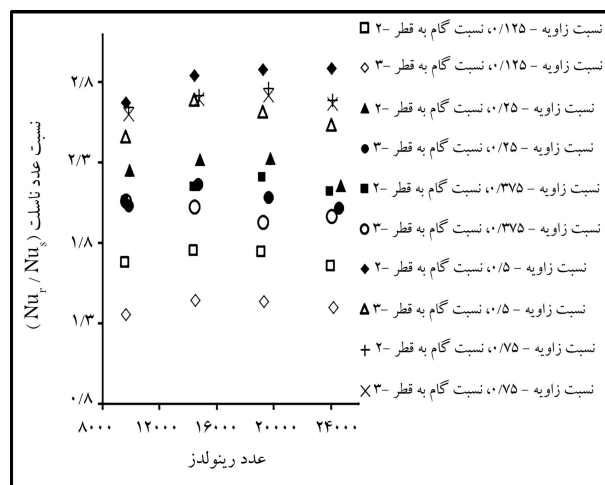
برای نسبت گام ۲ و نسبت زاویه‌ی ۰/۷۵ در سرعت دورانی ۲۰۰ دور بر دقیقه افزایش انتقال حرارت بین ۰/۲۷۵٪ و ۳۰۰٪ در محدوده‌ی عدد رینولدز ۹۰۰۰ تا ۲۶۰۰۰ نسبت به لوله‌ی صاف است. در همان محدوده‌ی عدد رینولدز، افزایش انتقال حرارت بین ۰/۲۶۹٪ تا ۰/۲۹۵٪ برای نسبت گام ۳ و نسبت زاویه ۰/۷۵ نسبت به لوله‌ی صاف است. در نسبت گام ۲ نسبت عدد ناسلت برای نسبت زاویه ۰/۱۲۵ و ۰/۳۷۵ به ترتیب به ۰/۱۷۷٪ و ۰/۲۴۹٪ در محدوده‌ی عدد رینولدز ۹۰۰۰ تا ۲۶۰۰۰ ارتقا داده می‌شود. در عدد رینولدزهای یکسان، نسبت عدد ناسلت به دست آمده برای نسبت زاویه‌ی ۰/۳۷۵ در نسبت گام ۲، حدود ۰/۱۳۱٪ تا ۰/۱۴۲٪ بالاتر از نسبت زاویه‌ی ۰/۱۲۵ است. با ارزیابی نسبت گام ۲ تا نسبت گام ۳ برای نسبت زاویه‌ی ۰/۱۲۵، در محدوده‌ی عدد رینولدز ۹۰۰۰ تا ۲۶۰۰۰ نسبت عدد ناسلت ۰/۱۳٪ تا ۰/۱۸٪ کاهش می‌یابد.

این نتایج نشان می‌دهد که افزایش انتقال حرارت برای نسبت‌های زاویه، بالاتر از نسبت‌های گام است. با توجه به نتایج، عدد ناسلت با افزایش سرعت دورانی مانع افزایش می‌یابد. زیرا دوران مانع باعث می‌شود که جریان در اطراف مانع دور بزند و در نتیجه گردابه‌ها جابه‌جا شده و به دیواره که محل انتقال حرارت است نزدیک شوند و ذرات کم‌انرژی و ساکن شده در کنار دیوار را با ذرات با انرژی بیشتر جابه‌جا کرده و منجر به کاهش ضخامت لایه‌ی مرزی شود. کاهش ضخامت زیر لایه‌ی آرام و افزایش اغتشاش جریان، باعث تخت‌تر شدن پروفیل‌های دما و سرعت در مرکز جریان و افزایش شدید گرادیان‌های دما و سرعت در نزدیک دیواره شده و این موضوع باعث افزایش عدد ناسلت می‌شود. مشاهده می‌شود که نسبت عدد ناسلت در همه حالت‌ها با افزایش عدد رینولدز از ۹۰۰۰ تا ۲۶۰۰۰ کاهش می‌یابد.

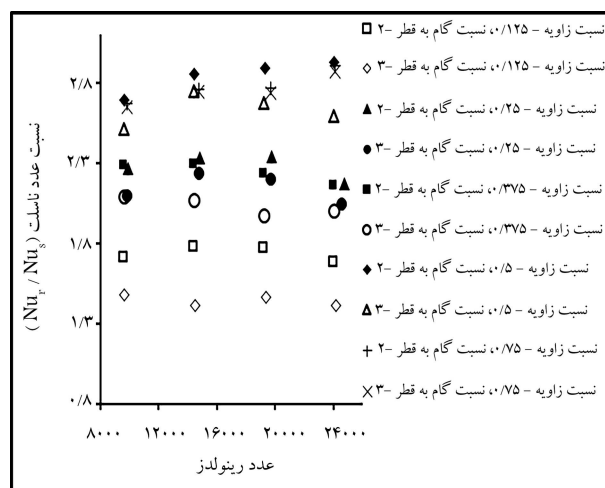
با توجه به این‌که برای موانع مورد مطالعه بیشترین افزایش در انتقال حرارت در عدد رینولدز ۱۵۰۰۰ مشاهده شد، لذا در شکل ۱۲، نسبت تغییرات عدد ناسلت<sup>۱۹</sup> برای موانع دیسکی مطالعه‌ی حاضر برحسب سرعت‌های دورانی مختلف در عدد رینولدز ۱۵۰۰۰ نمایش داده شده است. این وضعیت مزیت استفاده از مانع‌های دیسکی در حال دوران را نشان می‌دهد. بیشترین افزایش در انتقال حرارت برای مانع در حالت دوران نسبت به مانع ثابت در شرایط مشابه برای نسبت زاویه‌ی ۰/۱۲۵، نسبت گام ۳ در سرعت دورانی ۲۰۰ دور بر دقیقه مشاهده می‌شود. همچنین مشاهده می‌شود با افزایش سرعت دورانی استفاده از موانع دورانی در داخل لوله توجیه بیشتری دارد.



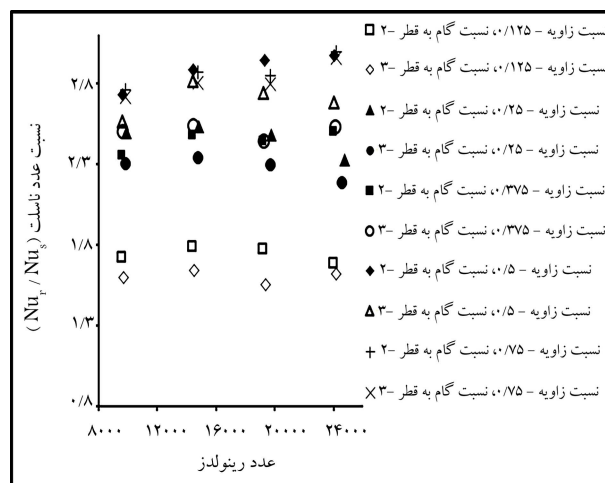
شکل ۱۲. مقایسه تغییرات نسبت عدد ناسلت در عدد رینولدز ۱۵۰۰۰ و در گام‌های ۲ و ۳ برای موانع مختلف.



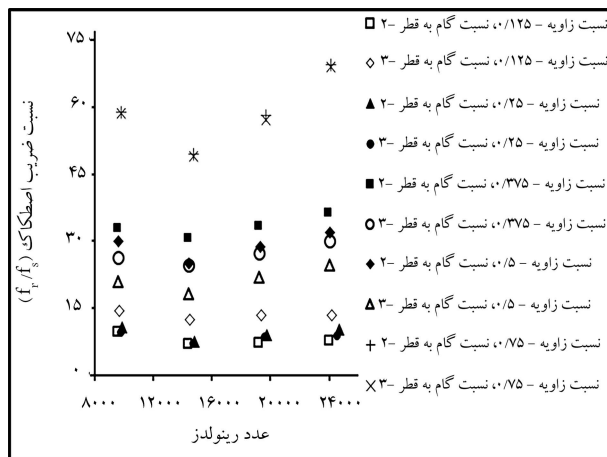
شکل ۹. تغییرات نسبت عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در سرعت ۱۰۰ دور بر دقیقه و گام‌های ۲ و ۳ برای موانع مختلف.



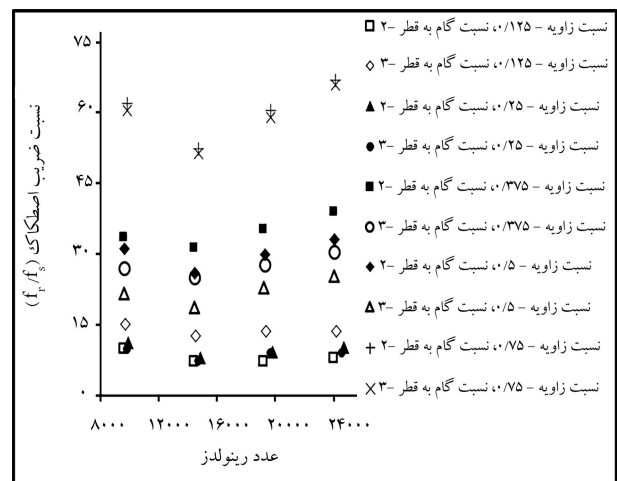
شکل ۱۰. تغییرات نسبت عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در سرعت ۱۵۰ دور بر دقیقه و گام‌های ۲ و ۳ برای موانع مختلف.



شکل ۱۱. تغییرات نسبت عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در سرعت ۲۰۰ دور بر دقیقه و گام‌های ۲ و ۳ برای موانع مختلف.



شکل ۱۴. تغییرات نسبت ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز در سرعت ۱۵۰ دور بر دقیقه و گام‌های ۲ و ۳ برای موانع مختلف.

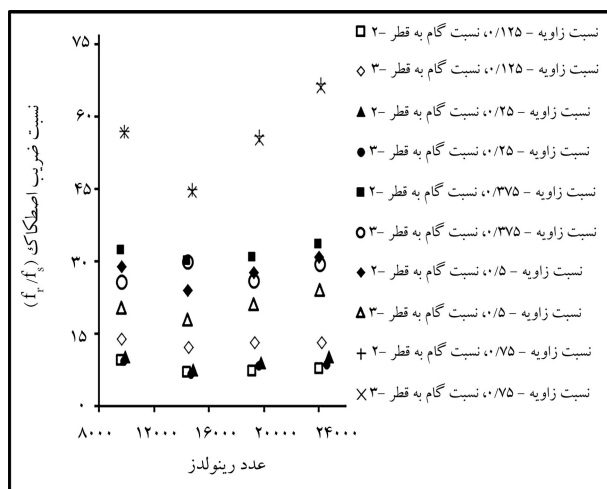


شکل ۱۳. تغییرات نسبت ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز در سرعت ۵۰ دور بر دقیقه و گام‌های ۲ و ۳ برای موانع مختلف.

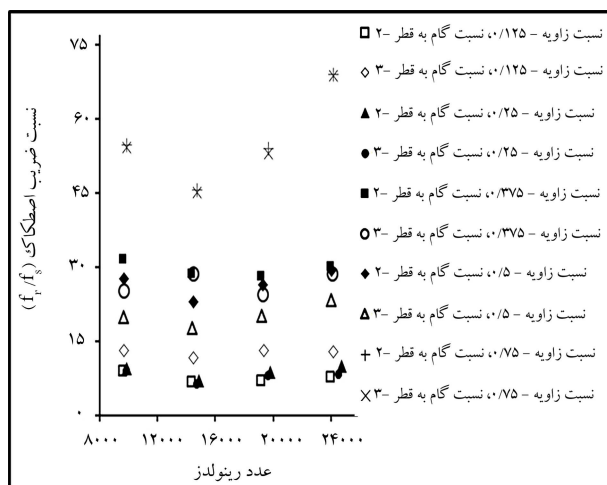
### ۳.۵. بررسی تأثیر موانع بر ضریب اصطکاک

برای مقادیر بالای ضریب اصطکاک، عملکرد حرارتی کاهش می‌یابد. بنابراین به منظور ارتقای عملکرد حرارتی، کنترل ضریب اصطکاک بسیار ضروری است. با وجود موانع به دلیل افزایش جریان چرخشی و جریان برگشتی نسبت به لوله‌ی صاف، ضریب اصطکاک افزایش خواهد یافت. به دلیل وجود موانع، انسداد مسیر، اضمحلال فشار دینامیکی، افزایش سطح تماس سیال در مقایسه با لوله‌ی صاف میزان افزایش ضریب اصطکاک تشدید خواهد شد. در حالت دوران مانع، ایجاد نیروی گریز از مرکز سیال باعث شکل‌گیری جریان ثانویه گشته که این جریان تأثیر به‌سزایی در مقادیر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک دارد. نسبت تغییرات نسبت ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز، در شکل‌های ۱۳ تا ۱۶ نشان داده شده است. نسبت ضریب اصطکاک<sup>۲۰</sup> با کاهش عدد رینولدز کاهش می‌یابد. افزایش مساحت سطح تماس و زمان ماندگاری طولانی جریان در لوله منجر به افزایش ضریب اصطکاک می‌شود. برای نسبت گام ۲، میانگین ضریب اصطکاک ایجاد شده توسط مانع دیسکی با نسبت زاویه ۰/۲۵ از نسبت زاویه‌ی ۰/۳۷۵ و نسبت زاویه ۰/۵ به ترتیب در حدود ۳۹٪ و ۲۳٪ بالاتر است. چنان‌که در شکل‌های ۱۳ تا ۱۶ بررسی شده، میانگین نسبت ضریب اصطکاک به دست آمده با استفاده از مانع‌های دیسکی در کوچک‌ترین نسبت گام ۲، نسبت زاویه‌ی ۰/۱۲۵ و نسبت زاویه‌ی ۰/۳۷۵، حدود ۱/۵ و ۳/۲ برابر لوله‌ی صاف می‌شود. در مورد موانعی که به صورت ناقص و چندتکه‌ی درون لوله قرار می‌گیرند و پیکربندی یکسانی ندارند و نیز موانعی که به جریان چرخش می‌دهند،<sup>[۴۰]</sup> از عدد رینولدز ۱۵۰۰۰ به بعد، با افزایش عدد رینولدز و همچنین سرعت جریان سیال، نیروی گریز از مرکز سیال بیشتر شده که باعث به وجود آمدن جریان ثانویه مؤثرتری می‌شود. همچنین سرعت دورانی مانع باعث تشکیل گردابه‌های قوی‌تر شدن بعد از مانع می‌شود.

از طرفی سرعت بالای جت سیال کنار موانع باعث تلفات بیشتر انرژی سیال می‌شود که این عوامل باعث افزایش ضریب اصطکاک می‌شوند. همچنین دوران مانع گردابه‌ها را منحرف کرده و توزیع فشار را تغییر می‌دهد و بر مکان جدایی لایه‌ی مرزی تأثیر می‌گذارد. این امر باعث کاهش آثار اصطکاک جداری بر لایه‌ی مرزی می‌شود. در لوله‌ی صاف اثر درگ اصطکاک باعث کاهش ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز است. در اثر حضور موانع دیسکی، لایه‌های جریان در پشت

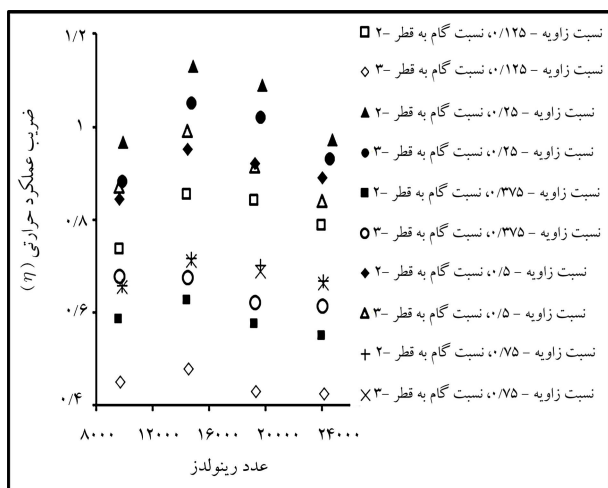


شکل ۱۵. تغییرات نسبت ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز در سرعت ۱۵۰ دور بر دقیقه و گام‌های ۲ و ۳ برای موانع مختلف.

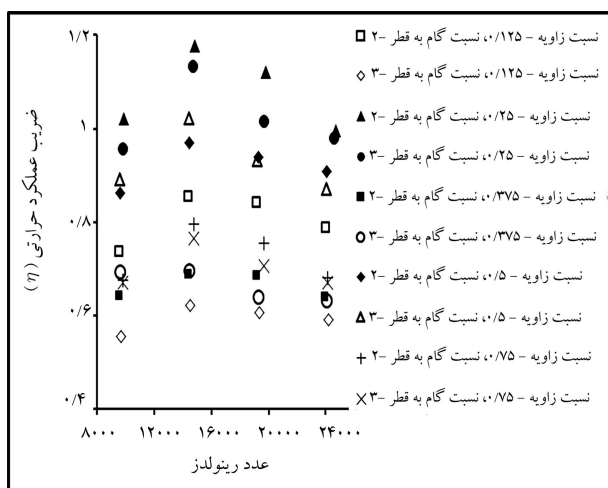


شکل ۱۶. تغییرات نسبت ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز در سرعت ۲۵۰ دور بر دقیقه و گام‌های ۲ و ۳ برای موانع مختلف.

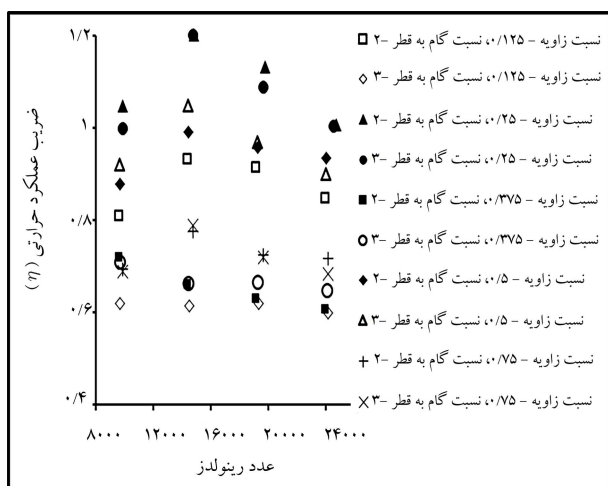




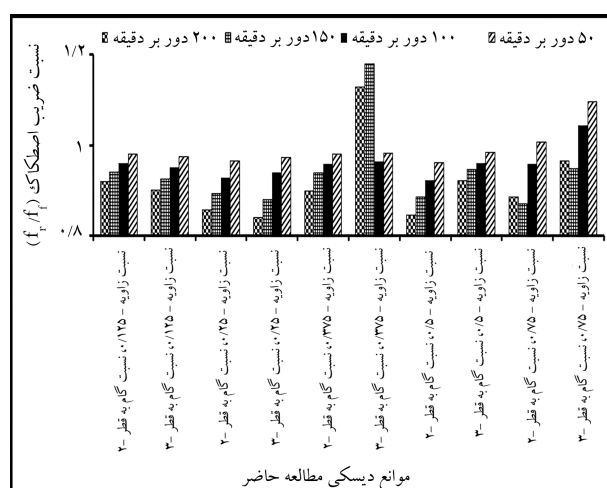
شکل ۱۸. تغییرات ضریب عملکرد حرارتی برحسب عدد رینولدز در سرعت  $5^\circ$  دور بر دقیقه و گام‌های ۲ و ۳ برای مانع مختلف.



شکل ۱۹. تغییرات ضریب عملکرد حرارتی برحسب عدد رینولدز در سرعت  $10^\circ$  دور بر دقیقه و گام‌های ۲ و ۳ برای مانع مختلف.



شکل ۲۰. تغییرات ضریب عملکرد حرارتی برحسب عدد رینولدز در سرعت  $15^\circ$  دور بر دقیقه و گام‌های ۲ و ۳ برای مانع مختلف.



شکل ۱۷. مقایسه‌ی تغییرات نسبت ضریب اصطکاک در عدد رینولدز  $15000$  و گام‌های ۲ و ۳ برای مانع مختلف.

آن با یکدیگر فاصله بیشتری دارند، از این رو فشار کمتری در پشت آن وجود دارد. با ثابت فرض کردن فشار جریان ورودی دیسک، با کاهش فشار در پشت آن، اختلاف فشار جلو و پشت جریان زیادتر شده و منجر به درگ بیشتر می‌شود. در ابتدا درگ فشاری آن قدر افزایش پیدا نکرده است که بتواند بر درگ اصطکاکی غلبه کند و سبب افزایش درگ کلی شود. در مطالعه‌ی حاضر در نسبت‌های زاویه‌ی بزرگ‌تر با توجه به چیدمان مانع که روبه‌روی هم قرار ندارند شدت آشفستگی جریان افزایش بیشتری می‌یابد و درگ فشاری را تحت تأثیر بیشتر قرار می‌دهد.

با توجه به این که برای مانع مورد مطالعه بیشترین کاهش افت فشار در عدد رینولدز  $15000$  مشاهده شد، لذا در شکل ۱۷، نسبت تغییرات  $fr/ff$  برای مانع دیسکی مطالعه‌ی حاضر برحسب سرعت‌های دورانی مختلف در عدد رینولدز  $15000$  نمایش داده شده است. بیشترین کاهش در افت فشار برای حالت مانع دورانی نسبت به مانع ثابت در شرایط مشابه برای نسبت زاویه‌ی  $0.25$ ، نسبت گام ۳ در سرعت دورانی  $20^\circ$  دور بر دقیقه مشاهده می‌شود.

#### ۴.۵. بررسی تأثیر مانع بر ضریب عملکرد حرارتی

در استفاده از میل حرارتی، برای این که به لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه باشد، ضریب عملکرد حرارتی یک جنبه‌ی بسیار مهم است. مانع متحرک با ایجاد جریان چرخشی، تغییر مداوم ضخامت لایه‌ی مرزی، افزایش سطح تماس حرارتی سیال و جابه‌جایی مؤثر ذرات سیال بر عملکرد حرارتی تأثیر قابل ملاحظه‌ی دارد. تغییرات ضریب عملکرد حرارتی در شکل‌های ۱۸ تا ۲۱ نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود، بیشترین ضریب عملکرد حرارتی  $1.32$  برای مانع دیسکی با پارامترهای نسبت زاویه  $0.25$ ، نسبت گام ۲ در سرعت دورانی  $20^\circ$  دور بر دقیقه حاصل می‌شود. با استفاده از این مانع در حالت دوران، عدد ناسلت نسبت به مانع ثابت مشابه،  $111\%$  و نسبت به حالت بدون مانع  $253\%$  افزایش می‌یابد. و برای همین مانع در گام ۳، ضریب عملکرد حرارتی  $4\%$  کاهش می‌یابد. بیشترین نسبت ضریب عملکرد حرارتی برای مانع مورد مطالعه برای عددهای رینولدز  $9000$  و  $26000$  به ترتیب  $1.17$  و  $1.08$  به دست می‌آید. برای نسبت زاویه  $0.25$ ، میانگین ضریب عملکرد حرارتی با نسبت گام ۲، در حدود  $3.3\%$  بالاتر از نسبت گام ۳ می‌شود.



جدول ۴. مقدار عدد ناسلت برای مانع دیسکی قرار داده شده در داخل لوله با نسبت زاویه ۰/۸۳، سرعت دورانی ۵۰ تا ۲۰۰ دور بر دقیقه و گام ۲.

سرعت دورانی	معادله ۱	عددی	تجربی
۵۰	۳۲,۹۴۹۹	۳۴,۵۹۷۴	۳۵,۵۸۵۹
۱۰۰	۳۴,۷۹۴۴	۳۱,۶۶۲۹	۳۲,۷۰۶۷
۱۵۰	۳۸,۹۲۰۹	۳۸,۰۷۶۲	۳۷,۳۵۷۷
۲۰۰	۳۶,۷۴۲۱	۳۳,۸۰۲۷	۳۴,۱۷۰۱

هندسه‌ی ورودی که در بررسی حاضر استفاده می‌شود، اعتبار دارد. بر اساس تجزیه و تحلیل رگرسیون و همبستگی به دست آمده، دیده می‌شود که انحراف مقدار تجربی و پیش‌بینی شده به ترتیب برای ضریب اصطکاک، عدد ناسلت و ضریب عملکرد حرارتی  $\pm 0.5\%$ ،  $\pm 1.4\%$  و  $\pm 0.8\%$  است. این رابطه برای مانع با نسبت زاویه‌ی ۰/۸۳ توسط حل عددی و تجربی بررسی و نتیجه‌ی حاصل با معادله‌ی ارائه شده مقایسه شده است (جدول ۴).

## ۷. نتیجه‌گیری

در این نوشتار، اثر دوران موانع دیسکی در دوگام و پنج نسبت زاویه در محدوده‌ی اعداد رینولدز ۹۰۰۰ تا ۲۶۰۰۰ بررسی شد. بر اساس نتایج به دست آمده:

۱. با کاهش مقدار نسبت گام، مقدار انتقال حرارت افزایش می‌یابد. برای نسبت گام ۲، این مقدار بیشینه است. همچنین با افزایش مقدار نسبت گام، ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد.

۲. کمترین افت فشار در حالت دوران مانع، برای مانع با نسبت زاویه‌ی ۰/۲۵ و نسبت گام ۳ ثبت شد.

۳. موانع دوار افت فشار کمتری نسبت به موانع ثابت با شکل و چیدمان مشابه دارند به‌طوری‌که برای مانع دیسکی تا ۱۶٪ درصد کاهش نسبت به مانع ثابت مشابه، نشان می‌دهد.

۴. مانع دیسکی با پارامترهای نسبت زاویه‌ی ۰/۱۲۵ و نسبت گام ۳ در حالت دوران، بیشترین افزایش ضریب عملکرد حرارتی را نسبت به مانع ثابت مشابه دارد، به‌طوری‌که در سرعت دورانی ۲۰۰ دور بر دقیقه، ۶۲ درصد افزایش مشاهده می‌شود.

۵. از بین موانع بررسی شده مانع با نسبت زاویه‌ی ۰/۲۵، نسبت گام ۲ و سرعت دورانی ۲۰۰ دور بر دقیقه بیشترین ضریب عملکرد حرارتی را دارد.

۶. بیشترین افزایش عملکرد حرارتی در حدود ۳۲ درصد ثبت شد.

## فهرست علائم

$V$ : سرعت سیال m/s؛

$D$ : قطر لوله m؛

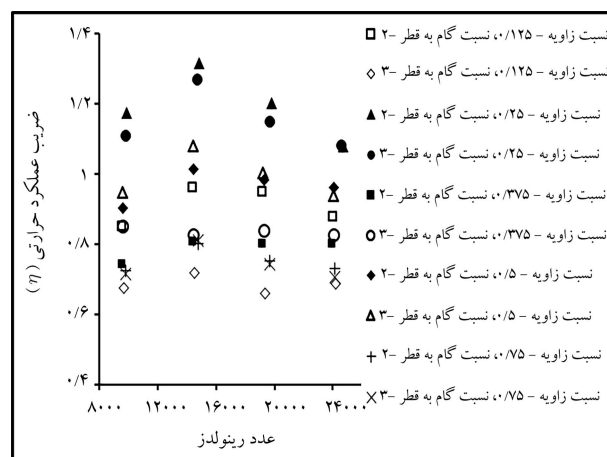
$PR = P/D_P$ : نسبت گام؛

$AR = \alpha/360$ : نسبت زاویه؛

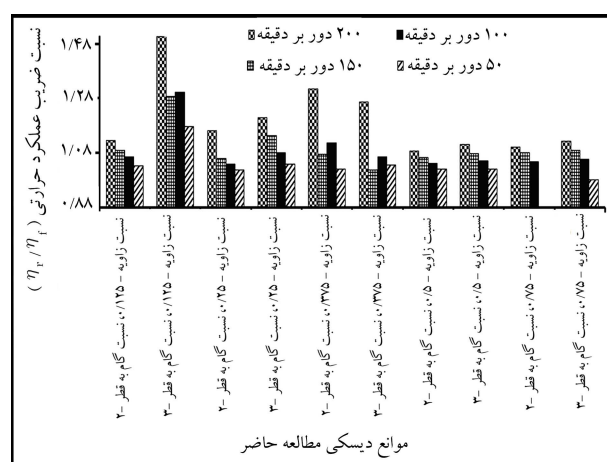
$pr$ : عدد پرانتل؛

$\rho$ : چگالی،  $\text{kg/m}^3$ ؛

$\mu$ : گرانیوی دینامیکی Pa.s؛



شکل ۲۱. تغییرات ضریب عملکرد حرارتی بر حسب عدد رینولدز در سرعت ۲۰۰ دور بر دقیقه و گام‌های ۲ و ۳ برای موانع مختلف.



شکل ۲۲. مقایسه‌ی تغییرات  $\eta_{rot}/\eta_{fix}$  در عدد رینولدز ۱۵۰۰ و گام‌های ۲ و ۳ برای موانع مختلف.

در شکل ۲۲ برای مقایسه، تغییرات  $\eta_{rot}/\eta_{fix}$  برای موانع دیسکی با نسبت زاویه‌های مختلف در عدد رینولدز ۱۵۰۰ برای سرعت‌های دورانی مختلف رسم شده است.

## ۶. همبستگی

بسیاری از محققین از روش‌های آماری برای توسعه‌ی پیشرفت همبستگی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک استفاده کردند [۲۳-۲۱] و نتیجه گرفتند که این همبستگی‌های آماری قادر به پیش‌بینی عملکرد مبدل حرارتی است. با توجه به نتایج تجربی به دست آمده برای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد حرارتی و نیز با توجه به پارامترهای مختلف جریان و هندسه‌ی مانع در جریان داخلی و بر اساس تجزیه و تحلیل رگرسیون، همبستگی به دست آمده برای عدد ناسلت توسط معادله‌ی ۱۷ ارائه می‌شود.

$$Nu = 0.4522 Re^{0.802} pr^{0.4} AR^{0.219} PR^{-0.004} n^{0.0786} \quad (17)$$

این همبستگی‌ها کاملاً بر اساس نتایج تجربی حاصل شده در محدوده‌ی دما و فشار حاصل از کار حاضر است و تنها برای هوا به‌عنوان سیال کار و همان نوع

$T$ : درجه حرارت K؛  
 $f$ : ضریب اصطکاک؛  
 $Re$ : عدد رینولدز؛  
 $Nu$ : عدد ناسلت؛  
 $rpm$ : دور بر دقیقه.  
 زیر نمادها  
 $i$ : داخلی؛  
 $o$ : خارجی؛  
 $a$ : هوا؛  
 $s$ : صاف؛  
 $f$ : ثابت؛  
 $p$ : لوله؛  
 $w$ : دیوار؛  
 $r$ : دوران؛  
 $b$ : بالک.

$h$ : ضریب انتقال حرارت  $W/m^2$ ؛  
 $U$ : ضریب انتقال حرارت کلی  $W/m^2$ ؛  
 $\Delta P$ : اختلاف فشار سمت هوا Pa؛  
 $C_p$ : ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت  $KJ/kg.k$ ؛  
 $C$ : ثابت مقاومت  $m^2.k/w$ ؛  
 $Q$ : انتقال حرارت مبادله شده  $W$ ؛  
 $\eta$ : ضریب عملکرد حرارتی  $\eta$ ؛  
 $L$ : طول لوله  $m$ ؛  
 $\Delta T_m$ : اختلاف دمای متوسط لگاریتمی  $K$ ؛  
 $K$ : ضریب انتقال حرارت  $W/m.k$ ؛  
 $A$ : سطح حرارتی مبدل  $m^2$ ؛  
 $n$ : سرعت دورانی؛  
 $R_t$ : مقاومت کلی حرارتی  $m^2.k/w$ ؛  
 $Q$ : دبی حجمی هوا  $m^3/s$ ؛  
 $\dot{m}$ : دبی جرمی  $kg/s$ ؛

## پانوشته‌ها

1. Al-Obaidi
2. twisted tapes
3. Virgilio
4. Promvonge
5. Nalavade
6. Verma
7. Suri
8. sharafeldeeen
9. wire coil
10. Kamboj
11. divergent-convergent
12. Cheng
13. Yadav
14. vortex
15. fin
16. Bartwal
17. hi

۱۸. نسبت عدد ناسلت در حالت جایگذاری مانع دورانی در داخل لوله نسبت به لوله‌ی بدون مانع در شرایط مشابه.
۱۹. نسبت عدد ناسلت در حالت مانع دورانی نسبت با مانع ثابت جایگذاری شده در داخل لوله در شرایط مشابه (Nur /Nuf)
۲۰. نسبت ضریب اصطکاک در حالت جایگذاری مانع دورانی در داخل لوله نسبت به لوله‌ی بدون مانع در شرایط مشابه (fr/fs).
۲۱. نسبت ضریب اصطکاک در حالت مانع دورانی نسبت با مانع ثابت جایگذاری شده در داخل لوله در شرایط مشابه (fr/ff).

## منابع (References)

1. Bergles, A.E., *Techniques to augment heat transfer, Handbook of heat transfer*, (A 74-17085 05-33) New York,

McGraw-Hill Book Co, 1973 pp. 10-1 (1973).

2. Bas, H. and Ozceyhan, V. "Heat transfer enhancement in a tube with twisted tape inserts placed separately from the tube wall", *Experimental Thermal and Fluid Science*, **41**, pp. 51-58 (2012).
3. Bhuiya, M.M.K. and et al. "Performance assessment in a heat exchanger tube fitted with double counter twisted tape inserts", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **50**, pp. 25-33 (2014).
4. Bhuiya, M.M.K. and et al. "Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with triple twisted tape inserts", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **48**, pp. 124-132 (2013).
5. Eiamsa-ard, S., Kongkaitpaiboon, V. and Nanan, K. "Thermohydraulics of turbulent flow through heat exchanger tubes fitted with circular-rings and twisted tapes", *Chinese Journal of Chemical Engineering*, **21**(6), pp. 585-593 (2013).
6. Promvonge, P. "Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators", *Energy Conversion and Management*, **49**(11), pp. 2949-2955 (2008).
7. Kongkaitpaiboon, V., Nanan, K. and Eiamsa-ard, S. "Experimental investigation of heat transfer and turbulent flow friction in a tube fitted with perforated conical-rings", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **37**(5), pp. 560-567 (2010).
8. Kongkaitpaiboon, V., Nanan, K. and Eiamsa-ard, S. "Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **37**(5), pp. 568-574 (2010).

9. Gunes, S., Ozceyhan, V. and Buyukalaca, O. "Heat transfer enhancement in a tube with equilateral triangle cross sectioned coiled wire inserts", *Experimental Thermal and Fluid Science*, **34**(6), pp. 684-691 (2010).
10. Promvonge, P. and et al. "Thermal performance enhancement in a heat exchanger tube fitted with inclined vortex rings", *Applied Thermal Engineering*, **62**(1), pp. 285-292 (2014).
11. Eiamsa-ard, S. and et al. "Influence of combined non-uniform wire coil and twisted tape inserts on thermal performance characteristics", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **37**(7), pp. 850-856 (2010).
12. Promvonge, P. and Eiamsa-ard, S. "Heat transfer in a circular tube fitted with free-spacing snail entry and conical-nozzle turbulators", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **34**(7), pp. 838-848 (2007).
13. Zheng, N. and et al. "Numerical simulation and optimization of heat transfer enhancement in a heat exchanger tube fitted with vortex rod inserts", *Applied Thermal Engineering*, **123**, pp. 471-484 (2017).
14. Vahidifar, S.K.a.h.r.o.m.M. and Mamoueian, M. "Experimental and numerical evaluation of heat transfer enhancement in tubes with obstacles in turbulence regimes", *Mechanical Engineering*, **31.3**(1), pp. 65-71 (In Persian) (2015).
15. Sheikholeslami, M., Gorji-Bandpy, M. and Ganji, D.D. "Experimental study on turbulent flow and heat transfer in an air to water heat exchanger using perforated circular-ring", *Experimental Thermal and Fluid Science*, **70**, pp. 185-195 (2016).
16. Sripattanapipat, S. and et al. "Numerical heat transfer investigation in a heat exchanger tube with hexagonal conical-ring inserts", *Energy Procedia*, **100**, pp. 522-525 (2016).
17. Ibrahim, M.M., Essa, M.A. and Mostafa, N.H. "A computational study of heat transfer analysis for a circular tube with conical ring turbulators", *International Journal of Thermal Sciences*, **137**, pp. 138-160 (2019).
18. Al-Obaidi, A.R. and Sharif, A. "Investigation of the three-dimensional structure, pressure drop, and heat transfer characteristics of the thermohydraulic flow in a circular pipe with different twisted-tape geometrical configurations", *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, pp. 1-26 (2020).
19. Virgilio, M. and et al. "Effects of 2-D and 3-D helical inserts on the turbulent flow in pipes", *Experimental Thermal and Fluid Science*, **110**, pp. 109923 (2020).
20. Promvonge, P. and Skullong, S. "Thermo-hydraulic performance in heat exchanger tube with v-shaped winglet vortex generator", *Applied Thermal Engineering*, **164**, pp. 114424 (2020).
21. Nalavade, S.P., Prabhune, C.L. and Sane, N.K. "Effect of novel flow divider type turbulators on fluid flow and heat transfer", *Thermal Science and Engineering Progress*, **9**, pp. 322-331 (2019).
22. Verma, A., Kumar, M. and Patil, A.k. "Enhanced heat transfer and frictional losses in heat exchanger tube with modified helical coiled inserts", *Heat and Mass Transfer*, **54**(10), pp. 3137-3150 (2018).
23. Suri, A.R.S., Kumar, A. and Maithani, R. "Experimental investigation of heat transfer and fluid flow behaviour in multiple square perforated twisted tape with square wing inserts heat exchanger tube", *Heat and Mass Transfer*, **54**(6), pp. 1813-1826 (2018).
24. Sharafeldein, M. and et al. "Experimental investigation of heat transfer and pressure drop of turbulent flow inside tube with inserted helical coils", *Heat and Mass Transfer*, **53**(4), pp. 1265-1276 (2017).
25. Kamboj, K. and et al. "Heat transfer augmentation in double pipe heat exchanger using mechanical turbulators", *Heat and Mass Transfer*, **53**(2), pp. 553-567 (2017).
26. Cheng, J. and et al. "Numerical study of heat transfer and flow characteristic of twisted tube with different cross section shapes. Heat and Mass Transfer", **55**(3), pp. 823-844 (2019).
27. Barzegar, A. and Vahid, D.J. "Numerical study on heat transfer enhancement and flow characteristics of double pipe heat exchanger fitted with rectangular cut twisted tape", *Heat and Mass Transfer*, **55**(12), pp. 3455-3472 (2019).
28. Yadav, S., Paulraj, M.P. and Sahu, S.K. "Thermal performance of air to water heat exchanger with plain surface disc turbulators: experimental and numerical study", *Heat and Mass Transfer*, pp. 1-15 (2020).
29. Noorbakhsh, M., Zaboli, M. and Ajarostaghi, S.S.M. "Numerical evaluation of the effect of using twisted tapes as turbulator with various geometries in both sides of a double-pipe heat exchanger", *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, pp. 1-13 (2019).
30. Chang, S.W. and Yu, K.-C. "Heat transfer enhancement by spirally coiled spring inserts with and without segmental solid cords", *Experimental Thermal and Fluid Science*, **97**, pp. 119-132 (2018).
31. Bartwal, A. and et al. "Thermal performance intensification of a circular heat exchanger tube integrated with compound circular ring-metal wire net inserts", *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, **124**, pp. 50-70 (2018).
32. Webb, R.L. and Kim, N.-H., *Principles Enhanced Heat Trans*, Garland Science (2004).
33. Dittus, F. and Boelter, L. "University of california publications on engineering", *University of California publications in Engineering*, **2**, p. 371 (1930).
34. Gnielinski, V. "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow", *Int. Chem. Eng.*, **16**(2), pp. 359-368 (1976).
35. Kays, W.M. and Crawford, M.E., *Convective Heat and Mass Transfert*, McGraw-Hill (1993).
36. Moody, L.F. "Friction factors for pipe flow", *Trans. Asme*, **66**, pp. 671-684 (1944).
37. Petukhov, B.S. "Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties", in *Advances in Heat Transfer*, J.P. Hartnett and T.F. Irvine, Editors. Elsevier. pp. 503-564 (1970).

38. Kline, S.J. "Describing uncertainty in single sample experiments", *Mech. Engineering*, **75**, pp. 3-8 (1953).
39. Date, A. and Saha, S. "Numerical prediction of laminar flow and heat transfer characteristics in a tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **11**(4), pp. 346-354 (1990).
40. Fan, A. and et al. "A numerical study on thermo-hydraulic characteristics of turbulent flow in a circular tube fitted with conical strip inserts", *Applied Thermal Engineering*, **31**(14-15), pp. 2819-2828 (2011).
41. Singh, S., Chander, S. and Saini, J.S. "Heat transfer and friction factor correlations of solar air heater ducts artificially roughened with discrete V-down ribs", *Energy*, **36**(8), pp. 5053-5064 (2011).
42. Kumar, R., Kumar, A. and Goel, V. "Performance improvement and development of correlation for friction factor and heat transfer using computational fluid dynamics for ribbed triangular duct solar air heater", *Renewable Energy*, **131**, pp. 788-799 (2019).
43. Yadav, S. and Sahu, S.K. "Heat transfer augmentation in double pipe water to air counter flow heat exchanger with helical surface disc turbulators", *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, **135**, pp. 120-132 (2019).