

## بررسی عددی مبدل حرارتی دو لوله ای با نانو سیال داخل لوله شیاردار مارپیچی در حضور میدان مغناطیسی

در پژوهش پیش رو نوع خاصی از مبدل های حرارتی دو لوله ای هم مرکز مورد تحلیل واقع شده که لوله داخلی مبدل بصورت شیاردار در نظر گرفته شده است. از جریان آشفته نانو سیال آب-اکسید آلومینیوم در هر دو سمت مبدل استفاده شده و میدان مغناطیسی با شدت ثابت برای تقویت اثر استفاده از نانو سیال به کار رفته است. اثر استفاده از این سیستم و نیز به کارگیری نانو سیال و میدان مغناطیسی بر روی ضریب انتقال حرارت کل و نیز افت فشار کل مبدل بررسی شده است. نتایج مطالعات در این زمینه نشان می دهد که استفاده از نانو سیال باعث افزایش انتقال حرارت رخ داده در مبدل و نیز افت فشار کل میگردد. در حالی که مناسب ترین مقدار درصد حجمی نانو سیال برای بهترین نسبت انتقال حرارت به افت فشار نیز ۱۵ درصد گزارش شده است. نتایج عددی این مقاله نیز نشان داده است که بهترین شرایط بهینه از لحاظ افزایش انتقال حرارت و افت فشار (با توجه به معیار ارزیابی عملکرد  $PEC$ ) در ۱۵٪ حجمی نانو سیال می باشد. اعمال میدان مغناطیسی بر جریان نانو سیال در مبدل نیز به افزایش انتقال حرارت در مبدل کمک می کند در حالی که افت فشار کل را نیز افزایش می دهد. میزان سرعت جریان در ضریب انتقال حرارت جابجایی مبدل حرارتی و نیز میزان افت فشار کل در آن تأثیر مشهودی دارد. شبیه سازی مبدل حرارتی در مقادیر مختلف عدد رینولدز جریان آشفته نشان می دهد که افزایش عدد رینولدز تأثیر مستقیم بر روی انتقال حرارت جابجایی و افت فشار کل دارد. نتایج نشان می دهد که در شدت میدان مغناطیسی با عدد هارتمن ۴۰ بهترین نسبت انتقال حرارت به افت فشار مبدل رخ می دهد. بهترین عدد  $PEC$  در عدد هارتمن ۴۰ و به مقدار ۱/۰۵ می باشد. در حالیکه با افزایش بیشتر عدد هارتمن به ۶۰ و ۸۰ مقدار عدد  $PEC$  افت پیدا می کند و در عدد هارتمن ۸۰ به ۰/۹۹ کاهش یابد که عملاً استفاده از نانو سیال در حضور میدان مغناطیسی را بی تأثیر می کند. میزان سرعت جریان در ضریب انتقال حرارت جابجایی مبدل حرارتی و نیز میزان افت فشار کل در آن تأثیر مشهودی دارد. مقدار عدد  $PEC$  در افزایش عدد رینولدز از ۶۰۰۰ به ۱۰۰۰۰، از ۱/۰۱ به ۱/۰۹ افزایش می یابد. با این حال به نظر می رسد با افزایش نسبتاً کم عدد  $PEC$  و زیاد شدن هزینه ها در افزایش عدد رینولدز استفاده از مقادیر کمتر عدد رینولدز انتخاب بهینه تری باشد.

امین اعلمی نیا<sup>۱</sup>  
استادیار

محمد حسین  
قنبری ارزیابی<sup>۲</sup>  
کارشناسی ارشد

واژه های راهنما: مبدل حرارتی دو لوله ای، نانو سیال، لوله شیاردار مارپیچی، میدان مغناطیسی، معیار ارزیابی عملکرد

<sup>۱</sup> نویسنده مسئول، استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران  
[amin.alam@azaruniv.ac.ir](mailto:amin.alam@azaruniv.ac.ir)

<sup>۲</sup> کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران  
[hghanbari56@yahoo.com](mailto:hghanbari56@yahoo.com)

## ۱- مقدمه

با توسعه فرآیندهای صنعتی و نیاز به ارتقای همه‌جانبه‌ی آن‌ها، توسعه و پیشرفت فرآیندهای انتقال حرارتی نیز بیش از پیش مورد توجه قرار گرفته‌است. توسعه انتقال حرارت در تمامی زمینه‌های ارتقای مقداری، بهینه‌سازی ابعادی و نیز افزایش نسبت فایده به هزینه‌های اقتصادی از زمینه‌هایی است که توجه محققان زیادی را به خود جلب کرده‌است و پژوهش‌های متعدد راه‌های جدیدی را به‌روی فرآیندهای انتقال حرارتی بهینه‌تر و کارا تر گشوده نموده‌است. تبادل گرما بین دو سیال با دماهای متفاوت که توسط یک دیواره جامد از هم جدا شده‌اند فرآیندی است که در اغلب کاربردهای مهندسی روی می‌دهد. وسیله‌ای که برای این فرآیند به کار می‌رود مبدل حرارتی نام دارد. طراحی مبدل‌های حرارتی با کارایی بالاتر و حجم فشرده‌تر یکی از اهداف پژوهش‌ها است. روش‌های گوناگونی بدین منظور مورد بررسی قرار می‌گیرد. روش‌هایی مانند: بر کردن سطح دیواره‌ها، افزودن زائده‌هایی روی دیواره‌ها، افزودن موادی به سیال و یا افزودن لرزش و یا میدان مغناطیسی از بیرون نمونه‌هایی از روش‌های مورد مطالعه هستند.

برای افزایش انتقال حرارت از روش‌های غیرفعال، فعال و یا ترکیبی از هر دو روش استفاده می‌شود. روش‌های غیرفعال از هندسه‌های سطحی ویژه یا مواد افزودنی برای افزایش انتقال حرارت استفاده می‌کنند در حالی که روش‌های فعال به توان خارجی، مثل میدان‌های الکتریکی، مغناطیسی و ارتعاش سطح یا سیال نیاز دارند. روش ترکیبی نیز برای بهینه‌سازی روش‌های فعال و غیرفعال در شرایط توام و خاص استفاده می‌شود تا بتوان به بهترین حالت بهینه برای افزایش انتقال حرارت رسید. در روش‌های ترکیبی از مجموعه عوامل مانند دستکاری سطوح (ایجاد شیار مارپیچ یا معمولی)، افزودن مواد به سیال‌های خنک‌کننده و نیز اعمال میدان‌های خارجی مانند میدان مغناطیسی استفاده می‌شود تا عملکرد حرارتی به بهترین حالت ممکن نزدیک گردد. از جمله کاربردهای جریان سیال در لوله‌های شیاردار مارپیچی، می‌توان به تجهیزات پزشکی و خطوط استخراج و انتقال نفت اشاره کرد که از سالیان دور تا به امروز مورد تحقیق بسیاری از محققان قرار گرفته‌است. مبدل حرارتی دو لوله‌ای هم‌مرکز یکی از ساده‌ترین و کاربردی‌ترین مبادله‌کننده‌های حرارتی است که به صورت گسترده در صنایع شیمیایی، غذایی، پتروشیمی، صنایع گاز، صنایعی با دما و فشار بالا و موارد مشابه کاربرد دارد. در این نوع مبدل یک سیال درون لوله‌ی داخلی جریان دارد و سیال دیگر در فضای تیوبی مابین لوله داخلی و لوله خارجی که لوله اول را احاطه کرده جریان می‌یابد. در این نوع مبدل جریان درون لوله‌ها می‌تواند هم سو و یا ناهمسو باشد. همان‌طور که گفته شد افزودن زائده و تغییر دادن هندسه‌ی سطح انتقال حرارت یکی از روش‌های غیرفعال مورد استفاده است که باعث افزایش کارایی مبادله‌کن حرارتی می‌گردد.

در پژوهش وانگ و همکارانش که بعنوان مقاله مرجع پژوهش حاضر می‌باشد، به بررسی عددی یک مبدل حرارتی دولوله‌ای با لوله شیاردار مارپیچی داخلی پرداخته شده‌است. در این تحقیق اثرات شیارهای داخلی لوله و مارپیچ بودن آن در افزایش انتقال حرارت و افت فشار بررسی شده‌است و با استفاده از ضریب و معیار ارزیابی عملکرد PEC به بهینه‌سازی دو پدیده انتقال مومنتوم و انتقال انرژی با توجه به نسبت‌های افزایش انتقال حرارت و افت فشار پرداخته شده‌است. نتایج تحقیق نشان داد که با کاهش قطر لوله پوسته هم انتقال حرارت و هم افت فشار هر دو افزایش می‌یابد. این مقاله بعنوان مقاله مرجع برای اعتباردهی نتایج حل عددی پژوهش حاضر انتخاب شده‌است [۱].

ژای و همکارانش در یک پژوهش تجربی تأثیر گام‌های پیچ و زوایای چرخش را بر خصوصیات جریان و انتقال حرارت نانوسیال در لوله‌های مارپیچ نشانگر این مسئله هست که تغییر گام و زاویه لوله مارپیچ با افق بر میزان انتقال حرارت تأثیر می‌گذارد. این مطالعه که در سال ۲۰۱۹ توسط ژای و همکارانش انجام گرفته‌است، ویژگی‌های جریان و انتقال حرارت نانوسیال‌ها را در لوله‌های مارپیچی به صورت تجربی مورد مطالعه قرار داده است. اثرات گام‌های پیچ مختلف و کسر جرمی نانوذرات متفاوت در جریان و عملکرد انتقال حرارت تجزیه و تحلیل شده است. نتایج نشان می‌دهد که عدد ناسلت با کاهش گام پیچ و افزایش کسر جرمی نانوذرات افزایش می‌یابد [۲].

بررسی عددی انتقال حرارت جریان آرام در حضور میدان مغناطیسی غیر یکنواخت در یک کانال، که در سال ۲۰۱۹ توسط اسدی و همکارانش صورت گرفته است را می‌توان بعنوان نمونه دیگری از این پژوهش‌ها معرفی کرد. در این پژوهش به مطالعه عددی انتقال حرارت همرفتی اجباری دوبعدی فروسیال (آب و  $Fe_3O_4$ ) در حضور میدان مغناطیسی غیر یکنواخت در کانالی با دیواره موجدار سینوسی پرداخته شده‌است. عملکرد حرارتی و هیدرودینامیکی فروسیال با استفاده از روش ترکیبی و روش حجم محدود بررسی شده و اثرات افزایش دامنه کانال موجی، کسر حجمی، عدد رینولدز و گرادیان میدان مغناطیسی منفی بر رفتارهای هیدرودینامیکی و حرارتی بررسی و مورد بحث قرار گرفته‌است. مشاهده می‌شود که با افزایش دامنه موج، کسر حجمی نانوذرات، عدد رینولدز یا گرادیان میدان مغناطیسی منفی، عدد ناسلت افزایش می‌یابد [۳].

افزایش سطح انتقال حرارت از پایه‌ای‌ترین روش‌هایی است که می‌تواند برای بهبود فرآیند انتقال حرارت به کار گرفته‌شود. این روش با ابزارهای متعدد قابل پیاده‌سازی است. از روش‌های به نسبت قدیمی‌تر افزایش سطح انتقال حرارت می‌توان به پره‌ها اشاره نمود. با استفاده از پره‌ها و با در نظر گرفتن آثار جانبی افت فشار می‌توان سطوح انتقال حرارتی را افزایش داد و به نتایج بهتری در رابطه با انتقال حرارت دست یافت. استفاده از مواد متخلخل نیز پدیده‌ای است که در سال‌های اخیر مورد توجه بوده و پژوهش‌های بسیاری در مورد اثر استفاده از ماده متخلخل برای افزایش مقدار انتقال حرارت انجام شده‌است. استفاده از نانوسیال‌ها در حضور میدان مغناطیسی نیز با توجه به کارایی خوب آن که در مطالعات بسیاری مورد تایید قرار گرفته‌است، از روش‌های فعالی است که برای افزایش نرخ انتقال حرارت به کار می‌رود. با استفاده از میدان مغناطیسی می‌توان رفتار نانوسیال را در میدان حرکتی تحت تأثیر قرار داد و به هدایت حرکت سیال در محدوده‌های خاص نیز پرداخت. در کنار تمامی موارد فوق تأثیر تغییرات در هندسه مبدل‌ها و ایجاد مانع‌های ضعیف در مقابل حرکت سیال نیز می‌تواند با افزایش سطح انتقال حرارت و نیز ایجاد اغتشاش در جریان به بهبود پارامترهای انتقال حرارتی کمک نماید. ایجاد شیارهای حلقوی و یا مارپیچ در لوله‌های داخلی مبدل‌ها می‌تواند به اهداف فوق کمک نماید. استفاده از شیارها در هندسه‌های مختلف و در مقاصد انتقال حرارتی نیز در ادبیات فن و پژوهش محققان بسیاری موضوع پرطرفداری بوده‌است و نتایج بدست آمده در پژوهش ایشان نشان می‌دهد که استفاده از شیارها ابزاری مهم در افزایش انتقال حرارت به‌شمار می‌روند. به‌عنوان گام‌هایی رو به جلو، تلفیق روش‌های پیش‌گفته اثر مثبت هر کدام از پارامترهای فوق را می‌تواند افزایش داده و در کل نتیجه بهتری را در یک ابزار انتقال حرارتی نتیجه دهد. لذا استفاده هم‌زمان از شیارهای مارپیچ در مبدل‌های دولوله‌ای، در حضور نانوسیال و نیز اعمال میدان مغناطیسی می‌تواند موضوعی جذاب برای افزایش انتقال حرارت باشد که در ادبیات فن نیز

پژوهش گران اندکی بدان پرداخته‌اند. بررسی چنین مبحث ترکیبی با روش‌های عددی می‌تواند به نتایج جالب توجهی در حوزه‌ی ارتقای انتقال حرارت منجر شود. در پژوهش پیش‌رو این تحلیل عددی بر پایه‌ی نیاز روز پژوهشی انجام شده است. مبدل حرارتی دولوله‌ای هم‌مرکز با شیارهای مارپیچ در لوله‌ی داخلی به عنوان مورد مطالعاتی انتخاب شده است. نانوسیال در یکی از دو قسمت لوله‌ی داخلی و یا قسمت تیوی شکل در نظر گرفته شده است و میدان مغناطیسی یکنواختی در جهت عمود بر جریان سیال اعمال شده است تا اثر آن نیز بررسی گردد. نتایج تجربی نشان می‌دهد که افزودن نانوذرات به سیال پایه باعث افزایش چشم‌گیر ضریب انتقال حرارت رسانایی در نانوسیال می‌گردد. از این‌رو استفاده از نانوسیال‌ها گزینه‌ی مناسبی برای کاربردهای انتقال حرارتی با حجم بالا به شمار می‌رود [۴، ۵، ۶ و ۷].

تحقیقات گوناگونی روی مبدل‌های دو یا چند لوله ای انجام شده است. در همین راستا آکپینار<sup>۱</sup> سیم‌های مارپیچ را در سطح داخلی لوله داخلی یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای هم‌مرکز قرار داد. نتایج تجربی پژوهش ایشان نشان می‌دهد که عدد ناسلت این مبدل حرارتی نسبت به مبادله کن حرارتی با لوله خالی  $2/64$  برابر بهبود می‌یابد. هم‌چنین با افزایش عدد رینولدز از  $6500$  تا  $13000$ ، ضریب اصطکاک در حدود  $2/74$  برابر افزایش می‌یابد [۸].

چن و دونگ<sup>۲</sup> به صورت عددی مبدل حرارت دو لوله‌ای را با چینش‌های مختلف لوله داخلی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها پی بردند که استفاده از جریان موازی انتقال حرارت را  $1/22$  الی  $1/36$  برابر افزایش می‌دهد. این افزایش کمی بهتر از جریان‌های مخالف جهت هم گزارش شده است [۹].

بهادوری<sup>۳</sup> و همکاران به شیوه‌ی آزمایشگاهی جریان هوا را در یک مبدل دو لوله‌ای مورد مطالعه قرار دادند که لوله داخلی داکتی مربعی بود که پیچ خورده شده بود. مطالعه ایشان در هر دو محدوده‌ی آرام و آشفتنه و در اعداد رینولدز  $400 - 6000$  بود. ایشان بهترین نتایج را برای مشخصات هندسی داکت داخلی و عدد رینولدز مرتبط به دست آوردند [۱۰].

تانگ<sup>۴</sup> و همکاران در مطالعه‌ی تجربی انتقال حرارت در یک تیوپ سه گوشه‌ای پیچ‌خورده را با انتقال حرارت در یک تیوپ بیضوی پیچ‌خورده مورد مقایسه قرار دادند. مطالعه‌ی ایشان در محدوده‌ی آشفتنه‌ی عدد رینولدز بود. نتایج پژوهش ایشان نشان داد که استفاده از تیوپ سه گوشه‌ای پیچ‌خورده افزایش انتقال حرارت بهتری را در مقایسه با تیوپ بیضوی پیچ‌خورده نتیجه می‌دهد [۱۱].

وانگ<sup>۵</sup> و همکاران تأثیر پارامترهای هندسی را بر روی جریان آشفتنه و نیز مشخصات انتقال حرارتی در لوله‌های موج‌دار مورد مطالعه قرار دادند. نتایج پژوهش ایشان نشان می‌داد که به کارگیری لوله‌های موج‌دار پارامترهای انتقال حرارتی را بهبود می‌بخشد. هم‌چنین ایشان گزارش دادند که بیشترین مقدار عدد ناسلت موضعی و ضریب اصطکاک موضعی در اتصال موج‌ها به لوله‌ی اصلی اتفاق می‌افتد در حالی که کم‌ترین مقدار پارامترهای فوق در هسته‌ی جریان پیچشی دیده می‌شود [۱۲].

<sup>1</sup> Akpınar

<sup>2</sup> Chen & Dung

<sup>3</sup> Bhadouriya

<sup>4</sup> Tang

<sup>5</sup> Wang

وانگ و همکاران در تحقیقی دیگر اثر موج‌های عرضی را بر روی پارامترهای انتقال حرارت و ضریب اصطکاک در جریان آشفته مورد بررسی قرار دادند. در تحلیل حرکت سیال در موج‌ها مشاهده کردند که جت‌های شدید سیال و گردابه‌های شدید آشفته‌گی در محدوده‌ی موج‌ها عاملی برای افزایش انتقال حرارت در لوله‌های موج‌دار به شمار می‌رود. ایشان گزارش نمودند که بیش‌ترین افزایش در عدد ناسلت و کارایی انتقال حرارتی در لوله‌ی مورد مطالعه‌ی ایشان به ترتیب ۱/۷۷ و ۱/۴۰ است [۱۳].

کی<sup>۱</sup> و همکاران به صورت عددی و تجربی اثر نانوسیال‌های حاوی دی‌اکسید تیتانیوم را بر روی رفتارهای انتقال حرارتی و اصطکاک لوله‌های موج‌دار مطالعه نمودند. نتایج پژوهش ایشان نشان داد که استفاده هم‌زمان از نانوسیال و لوله‌ی موج‌دار می‌تواند مقدار انتقال حرارت را تا ۵۴ درصد بیافزاید [۱۴].

صدیقی دیزجی و همکاران به صورت تجربی اثرات وجود موج‌های محدب و مقعر را در هر دو سمت لوله و پوسته در یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای مورد مطالعه قرار دادند. نتایج پژوهش ایشان بیان می‌کند که وجود موج‌ها در قسمت لوله‌ی داخلی عدد ناسلت و افت فشار را به ترتیب به مقدار ۵۲-۱۰ درصد و ۱۵۰-۱۹۰ درصد می‌افزاید در حالی که وجود موج‌ها در هر دو قسمت مبدل، عدد ناسلت و افت فشار را به ترتیب به مقدار ۱۱۷-۲۳ درصد و ۲۵۴-۲۰۰ درصد می‌افزاید [۱۵].

ورما<sup>۲</sup> و همکاران اثرات وجود موج‌های مربعی را در لوله‌ی داخلی مبدل دو لوله‌ای بر روی انتقال حرارت به صورت تجربی بررسی نمودند. نتایج پژوهش ایشان بهترین انتقال حرارت و عدد نوسلت را برای گام و عمق ایده‌آل موج‌ها معرفی نمود. تحقیق ایشان در محدوده‌ی جریان آشفته مورد مطالعه قرار گرفته بود [۱۶].

جین<sup>۳</sup> و همکاران در دو پژوهش مجزا اثرات موج‌دار کردن لوله را بر روی مقاومت جریان و انتقال حرارت به صورت عددی مطالعه کردند. نتایج تحقیق ایشان نشان داد که با افزودن گام موج‌ها هم ضریب اصطکاک جریان و هم عدد ناسلت کاهش می‌یابد. همچنین نسبت ضریب اصطکاک در لوله‌ی موج‌دار نسبت به لوله‌ی ساده در محدوده‌ی ۱/۵ تا ۲/۴۱ افزایش می‌یابد در حالی که عدد ناسلت لوله‌ی موج‌دار نسبت به عدد ناسلت لوله‌ی ساده افزایشی در محدوده‌ی ۱/۰۵ تا ۱/۳۳ به خود می‌بیند [۱۷ و ۱۸].

کورکولس<sup>۴</sup> و همکاران در یک پژوهش عددی و تجربی فرآیند انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای که لوله‌ی داخلی موج‌دار بود، مورد بررسی قرار دادند. ایشان تأثیر پارامترهای هندسی بر روی نرخ انتقال حرارت را مطالعه کردند. آن‌ها در پژوهش خود ترکیب‌های متفاوتی از طول گام و ارتفاع موج‌ها را تحلیل نمودند و به بهترین ترکیب از پارامترهای فوق برای بیشترین انتقال حرارت و کم‌ترین افت فشار دست یافتند [۱۹].

در بحث استفاده از روش‌های فعال در افزایش انتقال حرارت و در پژوهشی دیگر علم‌قلیلو (اعلمی نیا) و اسماعیل-زاده به مطالعه‌ی تجربی خنک‌کاری ریب‌های مستطیلی شکل که درون یک کانال مستطیلی جازنی شده بود پرداختند و اثر استفاده از میدان‌های الکتریکی را مطالعه نمودند. بررسی آزمایشگاهی ایشان در هر دو رژیم جریانی آرام و آشفته انجام پذیرفت. محققان این پژوهش چهار حالت برای ریب‌های مذکور در نظر گرفتند. حالت ساده با ریب‌های در کنار هم، حالت ریب‌ها در کنار هم با سوراخ‌های ایجاد شده در فضای بین ریب‌ها،

<sup>1</sup> Qi

<sup>2</sup> Verma

<sup>3</sup> Jin

<sup>4</sup> Corcoles

حالت سوم مربوط به استفاده از الکترودهای ولتاژ بالا در بین ریب‌ها و استفاده از تکنیک الکتروهیدرودینامیکی برای افزایش انتقال حرارت و حالت چهارم ترکیبی از دو حالت دوم و سوم بود. نتایج پژوهش ایشان نشان داد که حالت ترکیبی چهارم تأثیر به‌سزایی در افزایش انتقال حرارت از ریب‌ها دارد [۲۰].

در زمینه‌ی استفاده از روش‌های فعال، اعلمی‌نیا و کمپو<sup>۱</sup> در پژوهش تجربی خود خنک‌کاری نوارهای نازک منبع حرارتی واقع بر روی کف کانال مستطیلی شکل را مورد مطالعه قرار دادند که الکترودهای ولتاژ بالا در بین نوارها جازنی شده‌بود. ایشان تأثیر آرایش این الکترودها را بر روی افزایش انتقال حرارت بررسی نمودند و نتایج قابل توجهی گزارش نمودند [۲۱].

در یکی از جدیدترین پژوهش‌ها در این زمینه، اعلمی‌نیا استفاده از بلوک‌های دوزنقه‌ای شکل به عنوان منابع حرارتی را مورد مطالعه‌ی تجربی قرار داده است و مشابه با استفاده از میدان‌های مغناطیسی، از الکترودهای ولتاژ بالا و میدان الکتریکی حاصل، به عنوان عامل افزایش انتقال حرارت استفاده نموده است. وی دو چینش متفاوت از الکترودها را مورد بررسی قرار داده و شکل مناسب‌تر را برای انتقال حرارت بهتر برگزیده است [۲۲].

در پژوهش حاضر با استفاده از نرم افزار فلونت به بررسی عددی تأثیر نانوسیال و میدان مغناطیسی در مبدل‌های حرارتی دو لوله‌ای پرداخته شده است. لوله‌ی داخلی موج‌دار بوده و آثار آن هم در جریان داخل لوله و هم در پوسته خود را نشان می‌دهد. یک هندسه سه‌بعدی از مساله مورد نظر در نرم افزار گمبیت طراحی شده و در نرم‌افزار فلونت مورد تحلیل قرار می‌گیرد. برای راستی‌آزمایی پژوهش از مقالات معتبر پیشین استفاده شده و در هندسه‌ی مشابه و بدون میدان مغناطیس به استخراج جواب‌ها پرداخته می‌شود. سپس در بخش نتایج به شبیه‌سازی کلی مساله در حضور میدان مغناطیسی پرداخته شده و تأثیر وجود میدان مغناطیسی بر روی افزایش انتقال حرارت مورد بررسی قرار می‌گیرد. سپس آثار پارامترهای مختلف نانوسیال، میدان مغناطیسی و جریان سیال در پژوهش مورد بحث مورد مطالعه قرار می‌گیرد.

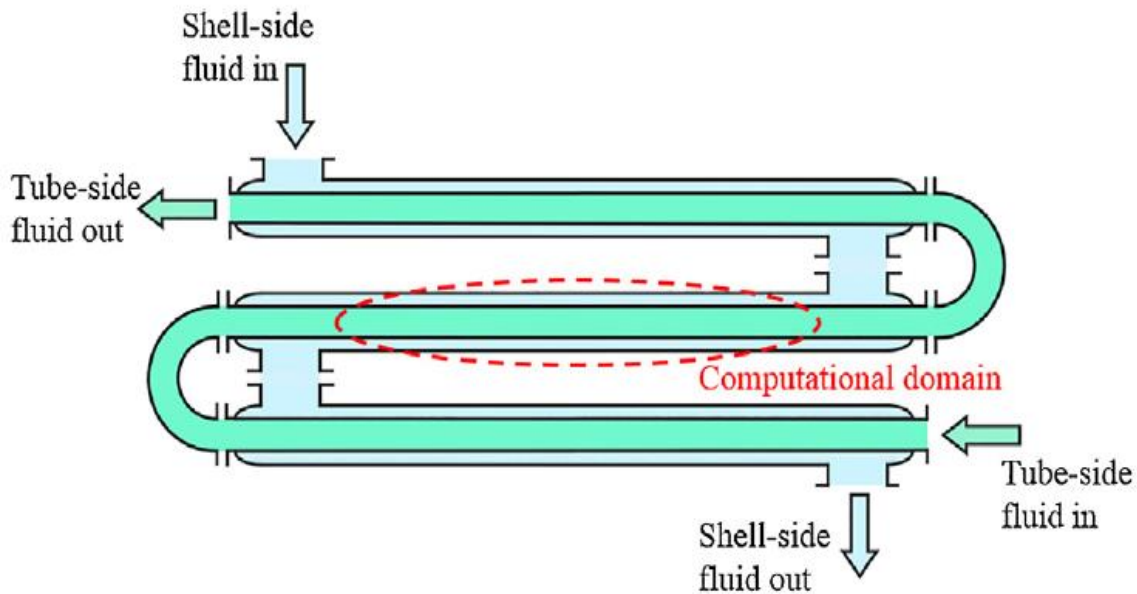
در پژوهش حاضر به عنوان پژوهشی نو با استفاده از روش ترکیبی به ترکیب همزمان آثار نانوسیال بعنوان روش غیر فعال و میدان مغناطیسی بعنوان روش فعال در افزایش انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی دو لوله‌ای پرداخته شده که لوله‌ی داخلی موج‌دار بوده و آثار آن هم در جریان داخل لوله و هم در پوسته خود را نشان می‌دهد. در هیچ کدام از مراجع روش ترکیبی استفاده نشده است. با توجه به مولفه‌ی جدید این پژوهش که اعمال میدان مغناطیسی بر جریان‌های نانوسیال در مبدل‌های حرارتی است، ترم مرتبط با میدان مغناطیسی معرفی و تشریح می‌گردد. ترم مورد اشاره در محاسبات به صورت UDF کدنویسی شده و در روند محاسبات اعمال خواهد شد. شرایط مرزی جاکم بر مساله نیز تعیین شده و شبکه‌بندی بخشی از هندسه نیز به نمایش درآمده است. در گام آخر و پیش از ارایه‌ی نتایج در فصل آتی نیز تنظیمات مرتبط با حل عددی پژوهش و نیز روش‌های تعیین‌کننده‌ی نوع گسسته‌سازی معادلات مورد اشاره قرار می‌گیرد.

## ۲- هندسه‌ی مسأله و معادلات حاکم

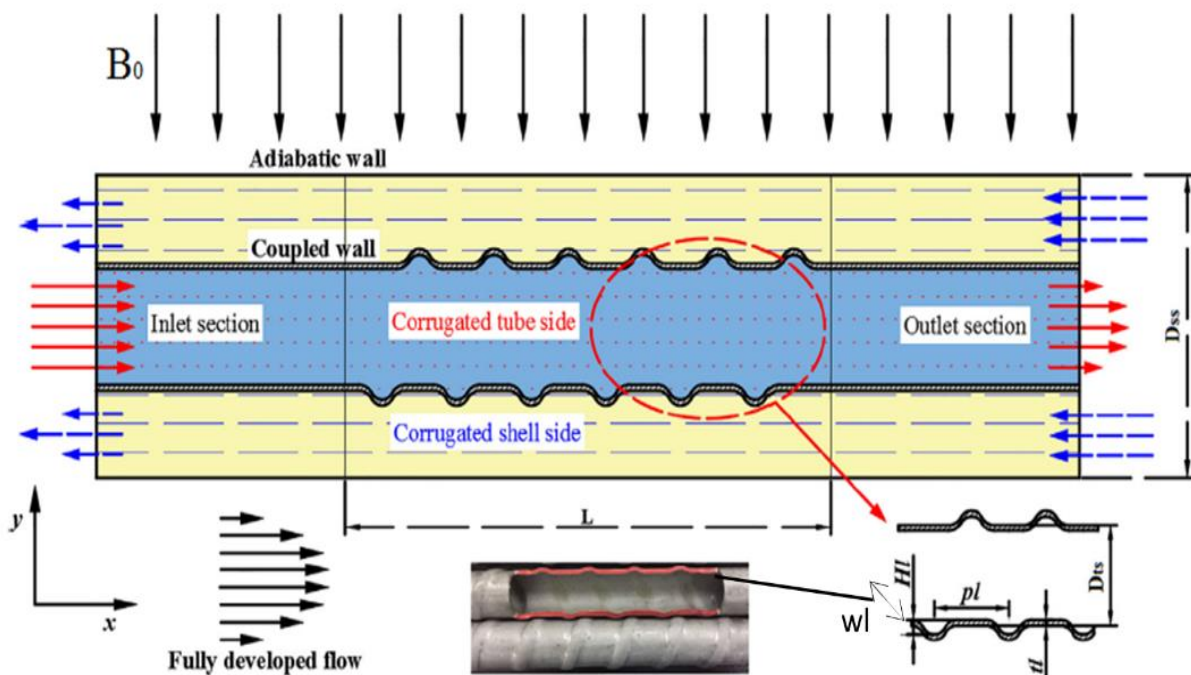
هدف از پژوهش پیش‌رو، استفاده هم‌زمان از نانوسیال و میدان مغناطیسی برای افزایش تبادل حرارتی در مبدل حرارتی دو لوله‌ای هم‌مرکز است. طبق گفته‌های پیشین لوله‌ی داخلی مبدل به صورت موج‌دار شبیه‌سازی شده

<sup>1</sup> Campo

و آثار تغییرات در شرایط مساله اعم از موج دار بودن لوله ای داخلی، وجود نانوسیال و نیز تأثیر اعمال میدان مغناطیسی در این مبدل مورد بررسی قرار می گیرد. ابعاد مبدل مورد مطالعه از پژوهش وانگ و همکارانش [۱] استخراج شده و راستی آزمایی این پژوهش نیز توسط همان انجام می پذیرد. در بخش راستی آزمایی سیال عامل این مبدل در هر دو سمت با توجه به مرجع [۱] هلیوم در نظر گرفته شده است. نمایی از کل مبدل و نیز قسمت محاسباتی مدنظر در اشکال (۱) و (۲) آورده شده است.



شکل ۱- نمایی از مبدل دو لوله ای مورد مطالعه



شکل ۲- نمایی از ناحیه محاسباتی در حضور میدان مغناطیسی

نواحی ورودی و خروجی<sup>۱</sup> خارج از محدوده‌ی موج‌های موجود در لوله‌ی داخلی، برای توسعه‌یافتگی کامل جریان آشفته در نظر گرفته شده‌اند تا از اثرات جریان در حال توسعه ممانعت شود [۲۳]. ابعاد قسمت مورد مطالعه طبق مرجع [۱] عبارت است از: قطر لوله‌ی داخلی ۲۰ میلی‌متر ( $D_{ts} = 20 \text{ mm}$ )، ضخامت لوله‌ی داخلی ۲ میلی‌متر ( $tl=2\text{mm}$ )، عرض و عمق موج در جهت عمود بر صفحه ۱۰ میلی‌متر ( $wl = 10\text{mm}$ )، ارتفاع موج ۲ میلی‌متر ( $Hl = 2\text{mm}$ )، گام موج ۲۰ میلی‌متر ( $pl = 20\text{mm}$ )، قطر پوسته ۳۸ میلی‌متر ( $D_{ss}=38\text{mm}$ ) و طول ناحیه موج‌دار لوله‌ی داخلی نیز ۲۰۰ میلی‌متر ( $L=200\text{mm}$ ) در نظر گرفته شده‌اند. با توجه به رژیم آشفته‌ی جریان در مبدل، معادلات ناویر-استوکس میانگین‌گیری شده‌ی رینولدز با مدل معادله‌ی تنش رینولدز که برای مدل‌سازی جریان آشفته به کار رفته، برای حل معادلات مبدل دو لوله‌ای استفاده شده‌است. این تنظیمات در فلوئنت و در بخش لزجت جریان وارد شده‌است. همچنین در فرض‌های ساده‌ساز نیز گاز هلیوم در طول فرآیندهای انتقال حرارت تراکم‌ناپذیر و دارای خواص ثابت فرض شده‌است. خواص گاز هلیوم از مرجع [۱] در دسترس است. معادلات حاکم بر جریان بصورت پایا با روابط زیر قابل ارایه است که با توجه به میانگین‌گیری از مولفه‌های معادله مومنوم تمامی ترم‌ها به غیر از ترم مرتبط با معادله تنش رینولدز مقادیر میانگین را شامل می‌شوند [۲۴، ۲۵]:

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial(\rho_{nf}u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

معادله مومنوم:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_{nf}u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_{nf} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho_{nf} \overline{u_i' u_j'}) + \sigma_{nf} (\vec{V} \times \vec{B}) \times \vec{B} \quad (2)$$

معادله انرژی:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} ((\rho c_p)_{nf} u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( k_{nf} + \left( \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right)_{nf} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + \mu_{nf} u_i \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (3)$$

در معادلات (۱) تا (۳)  $\rho_{nf}$ ،  $\mu_{nf}$ ،  $\sigma_{nf}$ ،  $c_{p_{nf}}$  و  $k_{nf}$  به ترتیب چگالی، لزجت دینامیکی، رسانایی الکتریکی، ظرفیت حرارتی مخصوص و رسانایی حرارتی نانو سیال است در حالی که  $B_0$  مقدار میدان مغناطیسی وارد شده است. مقادیر مشخصات نانو سیال با معادلات (۴) تا (۸) قابل محاسبه است [۲۶ و ۲۷]:

<sup>۱</sup> Inlet and Outlet section



$$\rho_{nf} = \varphi\rho_s + (1 - \varphi)\rho_f \quad (4)$$

$$\mu_{nf} = (123\varphi^2 + 7.3\varphi + 1)\mu_f \quad (5)$$

$$(c_p)_{nf} = \left[ \frac{\varphi(\rho c_p)_s + (1 - \varphi)(\rho c_p)_f}{\varphi\rho_s + (1 - \varphi)\rho_f} \right] \quad (6)$$

$$k_{nf} = \left[ \frac{k_s + 2k_f - 2\varphi(k_f - k_s)}{k_s + 2k_f + \varphi(k_f - k_s)} \right] \quad (7)$$

$$\sigma_{nf} = \left[ 1 + \frac{3\varphi(\sigma_s/\sigma_f - 1)}{(\sigma_s/\sigma_f + 2) - \varphi(\sigma_s/\sigma_f - 1)} \right] \sigma_f \quad (8)$$

که اندیس های S و f برای به ترتیب ذرات جامد نانو و سیال پایه استفاده می شود و  $\varphi$  معرف درصد حجمی ذرات نانو در سیال است. توجه شود که ترم  $-\rho_{nf}\overline{u'_i u'_j}$  مربوط به تنش رینولدز است که با معادله (۹) بیان می شود [۲۸ و ۲۹]:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_{nf}\overline{u'_i u'_j}) + C_{ij} = D_{T,ij} + C_{L,ij} + P_{ij} + \Phi_{ij} + \varepsilon_{ij} \quad (9)$$

در رابطه ی (۹) معرف ترم جابجایی و ترم های سمت راست معادله به ترتیب ترم پخشی توربولانس ( $D_{T,ij}$ )، ترم پخشی لزجت مولکولی ( $C_{L,ij}$ )، ترم تولید تنش برشی ( $P_{ij}$ )، ترم تنش کرنش ( $\Phi_{ij}$ ) و ترم اتلاف لزجت ( $\varepsilon_{ij}$ ) هستند [۳۰].

ترم  $-\sigma_{nf}B_0^2 u_i$  نیز که به نام ترم کلوین شناخته می شود، تأثیر میدان مغناطیسی را بر روی حرکت نانوسیال نشان می دهد. فرم کلی این ترم به صورت رابطه (۱۰) قابل بیان است [۳۱]:

$$Kelvin \ term: \sigma_{nf}(\vec{V} \times \vec{B}) \times \vec{B} \quad (10)$$

با محاسبه ضرب خارجی فوق (زاویه ۲۷۰ درجه یا ۹۰- درجه بین بردار میدان مغناطیسی و سرعت جریان سیال)، حاصل ضرب به صورت  $-\sigma_{nf}B_0^2 u_i$  ظاهر شده و با توجه به مختصات مبدل مورد بحث، سرعت  $u_i$  تنها در راستای X اعمال خواهد شد.

همان طور که پیش تر نیز توضیح داده شد چنین ترمی در معادلات پیش فرض فلونت موجود نیست لذا با توسعه کد مرتبط با این ترم در زبان برنامه نویسی C++ و اعمال آن به صورت UDF تأثیر میدان مغناطیسی در جریان

نانوسیال داخل مبدل لحاظ می‌گردد. لازم به ذکر است که اثر نیروی کلویین با پارامتر بی‌بعدی به نام عدد هارتمن شناخته می‌شود که در معادله‌ی (۱۱) تعریف شده‌است:

$$Ha = B_0 d \sqrt{\frac{\sigma_{nf}}{\mu_{nf}}} \quad (11)$$

مقادیر ضریب انتقال حرارت جابجایی، رابطه‌ی افت فشار در طول فضای محاسباتی مورد نظر و ضریب انتقال حرارت کلی با توجه به منابع [۳۲ و ۳۳] به صورت روابط (۱۲) تا (۱۴) در نظر گرفته شده‌اند.

$$h = \frac{q'}{0.5 (T_{in} + T_{out}) - T_{wall}} \quad (12)$$

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} \quad (13)$$

$$U_o = \frac{q'}{LMTD} \quad (14)$$

در روابط فوق  $q'$  شار حرارتی متوسط و  $LMTD$  اختلاف دمای میانگین لگاریتمی طبق رابطه‌ی (۱۵) است:

$$LMTD = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (15)$$

که در رابطه‌ی فوق  $\Delta T_1$  اختلاف دماهای ورودی لوله و خروجی پوسته است در حالی که  $\Delta T_2$  اختلاف دماهای خروجی لوله و ورودی پوسته می‌باشد. برای محاسبه‌ی افت فشار کل  $\Delta P_{sum}$  در کل مبدل دو لوله‌ای افت فشار لوله و پوسته را با یکدیگر جمع می‌کنیم:

$$\Delta P_{sum} = \Delta P_{ts} + \Delta P_{ss} \quad (16)$$

که  $\Delta P_{ts}$  افت فشار قسمت لوله و  $\Delta P_{ss}$  افت فشار در قسمت پوسته می‌باشد. برای محاسبه هم‌زمان افزایش انتقال حرارت و افت فشار و بررسی کارایی کلی سیستم‌های فزاینده‌ی انتقال حرارت از ضریب PEC استفاده می‌شود که نسبت افزایش انتقال حرارت را به افت فشار افزایش یافته بیان

<sup>1</sup> Performance evaluation criteria

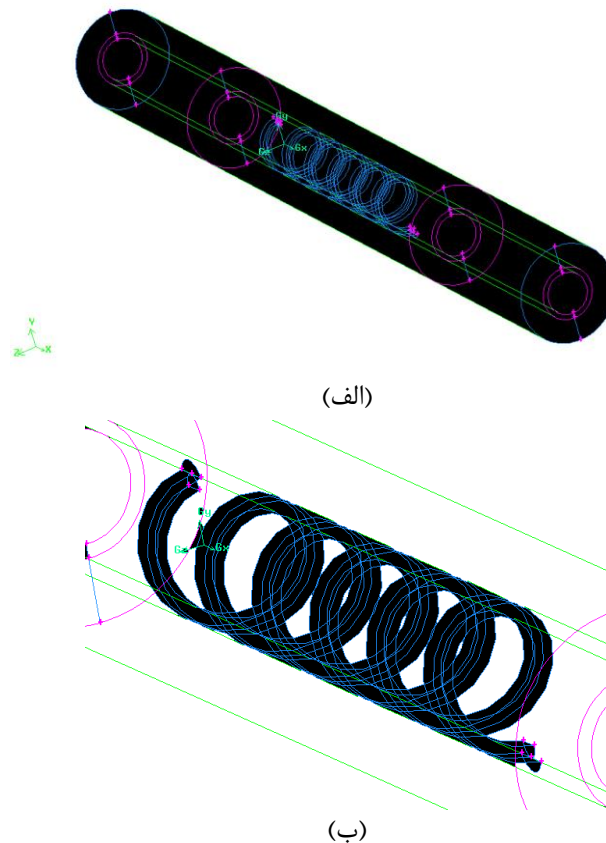
می‌کند و برای نسبت‌های PEC بزرگ‌تر از ۱ می‌توان نتیجه گرفت که سیستم مورد مطالعه از لحاظ عملکردی قابل‌ارایه و بهره‌ور است. طبق مراجع [۳۴ و ۱] رابطه‌ی (۱۷) طبق آنالوژی ژول-کولبرن برای محاسبه‌ی معیار ارزیابی عملکرد PEC به کار خواهد رفت:

$$PEC = \left( \frac{Nu}{Nu_s} \right) \times \left( \frac{\Delta P_s}{\Delta P_{s-s}} \right)^{-\frac{1}{3}} = \frac{(U_o/U_{o-s})}{\left( \frac{\Delta P_{ts} + \Delta P_{ss}}{\Delta P_{ts-s} + \Delta P_{ss-s}} \right)^{\frac{1}{3}}} \quad (17)$$

که در رابطه‌ی فوق اندیس O برای مبدل دو لوله‌ای موج‌دار استفاده می‌شود در حالی‌که اندیس S - O برای مبدل دو لوله‌ای با سطح صاف به کار رفته‌است. همچنین اندیس‌های ts-s و ss-s نیز به ترتیب برای لوله و پوسته‌ی مبدل با سطح صاف اشاره دارد. لازم به ذکر است که در رابطه (۱۸) اعداد بی بعد ناسلت و رینولدز براساس قطر لوله بصورت زیر تعریف می‌شود:

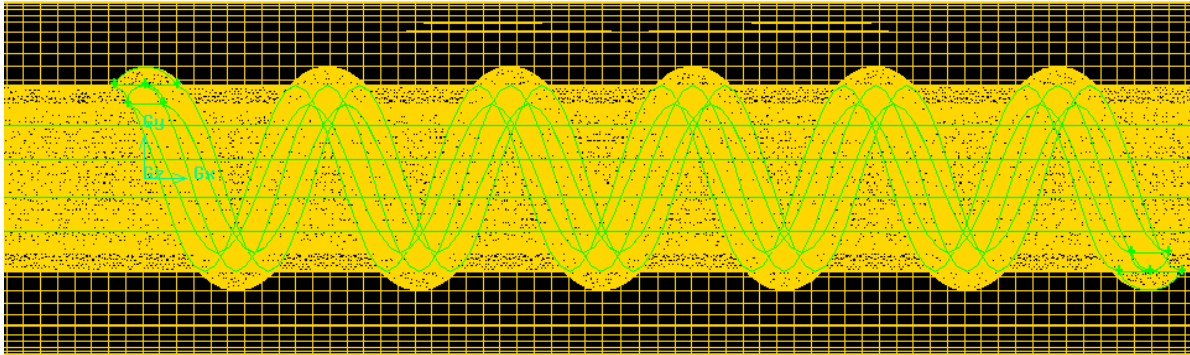
$$Nu = hd/k, \quad Re = \rho u d / \mu \quad (18)$$

کل هندسه رسم شده در نرم‌افزار گمبیت و نیز قسمت شیاردار لوله‌ی داخلی با جزییات در شکل (۳) دیده می‌شود.

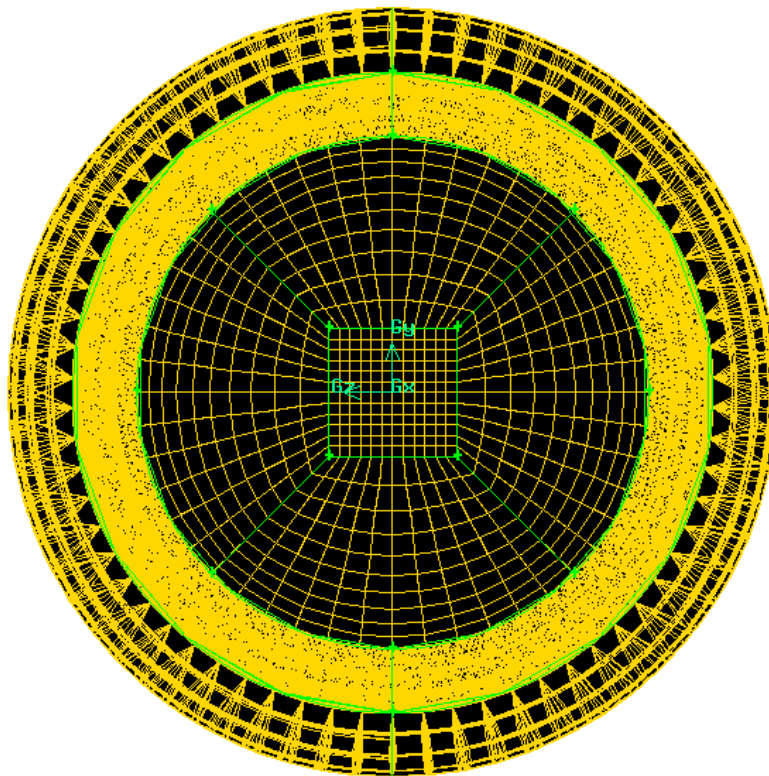


شکل ۳- الف) هندسه‌ی رسم‌شده‌ی مبدل در گمبیت، ب) قسمت شیاردار لوله‌ی داخلی

بخشی از شبکه بندی مورد استفاده در پژوهش در شکل (۴) آورده شده است، در حالی که شبکه بندی سطح مقطع لوله نیز در شکل (۵) قابل مشاهده است. همان گونه که از شکل های (۴) و (۵) مشخص است برای شبکه بندی منظم فضای داخل مبدل تقسیم بندی نواحی دایروی به دو قسمت مستطیلی و دایروی انجام شده تا بتوان با استفاده از مش های منظم چهار ضلعی اسطوح مورد نظر را شبکه بندی نموده و با استفاده از آن بتوان به شبکه های سه بعدی منظم شش وجهی برای کل ناحیه دست یافت. با این حال در مناطق مربوط به موج ها استفاده از شبکه های هر می و گوه ای نیز اجتناب ناپذیر است.



شکل ۴- نمایی از شبکه بندی بخشی از مبدل دولوله ای هم مرکز



شکل ۵- نمایی از شبکه بندی سطح مقطع لوله ای داخلی مبدل دولوله ای هم مرکز شیاردار

<sup>1</sup> Map scheme

معادلات حاکم بر مساله، همان گونه که پیش تر اشاره شد، به روش حجم محدود گسسته سازی شده و ترم های پخشی در معادلات مومنتوم و انرژی به روش تفاضل مرکزی مرتبه دوم تقریب زنی شدند. مقادیر باقی مانده برای تمامی پارامترها هم  $10^{-6}$  اختیار شد.

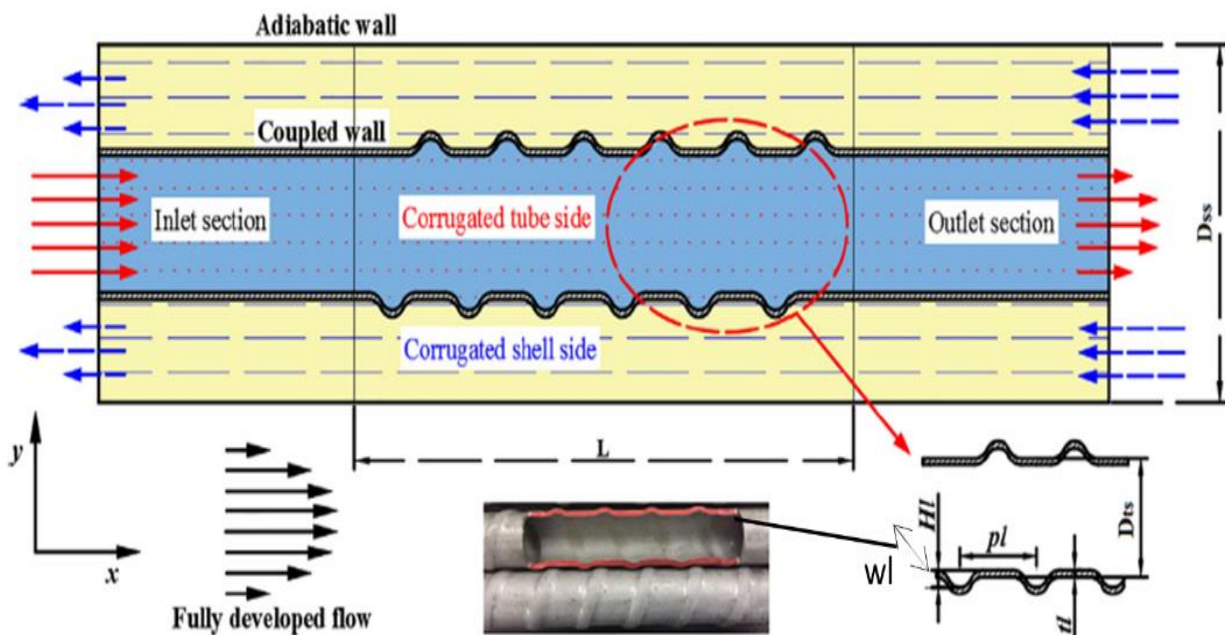
### ۱-۲- شرایط مرزی

شرایط مرزی برای حل معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی به صورت زیر و با توجه به مرجع [۱] بصورت زیر می باشد:

- برای سمتهای ورودی لوله و پوسته شرط مرزی دبی جرمی  $\dot{m}$  ورودی ثابت با دمای ثابت و یکنواخت  $80$  درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است.
- برای ورودی شرط جریان کاملاً توسعه یافته و شدت توربولانس  $5\%$  ( $I_{in}=5\%$ ) در نظر گرفته شده است.
- برای سمتهای خروجی لوله و پوسته شرط مرزی فشار خروجی با شدت توربولانس جریان برگشتی ثابت  $5\%$  ( $I_{out}=5\%$ ) در نظر گرفته شده است.
- برای دیواره های سمت پوسته شرط آدیاباتیک در نظر گرفته شده است.
- برای دیواره های سمت لوله شرط عدم لغزش در نظر گرفته شده است.
- نسبت لزجت توربولانس جریان برگشتی ( $\frac{\mu_t}{\mu_{lam}}$ ) برابر  $0.05$  در نظر گرفته شده است.

### ۳- صحت سنجی

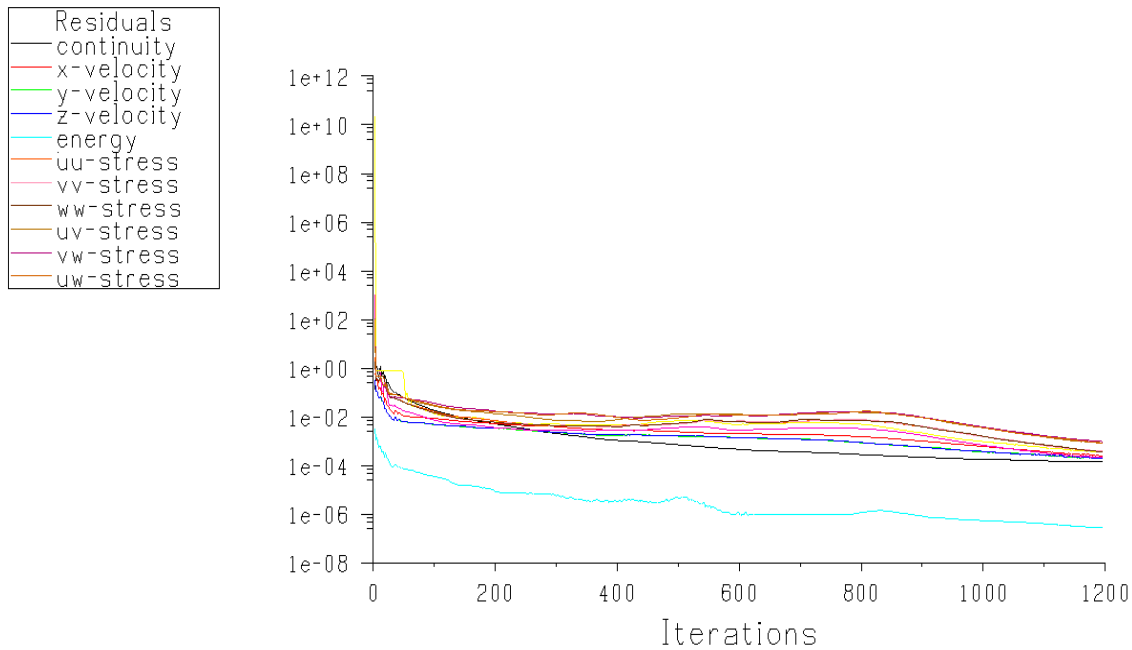
در پژوهش [۱] یک مبدل دو لوله ای هم مرکز صاف و شیاردار با جریان سیال پایه در شرایط مختلف مورد مطالعه قرار گرفته است. هندسه مورد مطالعه در شکل (۶) آورده شده است.



شکل ۶- هندسه مورد استفاده در پژوهش وانگ و همکاران [۱]

طبق شرایط مساله، گاز هلیوم در هر دو سمت مبدل با دماهای سرد و گرم به کار گرفته شده و شرایط جریان آشفته به جریان هر دو سمت مبدل اعمال گشت. مقدار قطر داخلی پوسته ۳۸ میلی متر و طبق بهترین نتایج پژوهش [۱] انتخاب و تمامی تنظیمات طبق پژوهش مرجع اعمال گشت. نمودار همگرایی حاصل از این شبیه سازی در شکل (۷) قابل مشاهده است.

برای مطالعه‌ی دقیق تر صحت سنجی پژوهش حاضر، مقادیر ضریب انتقال حرارت جابجایی در پوسته و لوله به همراه ضریب انتقال حرارت کل مبدل محاسبه شده و در جدول (۱) با مقادیر پژوهش [۱] مقایسه شده است. همان گونه که در جدول (۱) دیده می شود مقادیر ضریب انتقال حرارت جابجایی در پوسته و لوله و نیز ضریب انتقال حرارت کل مبدل در پژوهش [۱] به ترتیب ۱۰۰۵، ۸۲۲ و ۴۵۵ گزارش شده اند در حالی مقادیر این پارامترها در شبیه سازی انجام شده به ترتیب ۹۹۵، ۸۱۵ و ۴۴۸ وات بر مترمربع کلویین به دست آمده اند. محاسبات اختلاف به ترتیب ۱، ۸/۰ و ۲ درصدی را بین مقادیر گزارش و شبیه سازی را نشان می دهد که به نظر مقادیر قابل قبولی برای پذیرش اعتبار پژوهش به شمار می رود.



شکل ۷- همگرایی شبیه سازی عددی پژوهش حاضر

جدول ۱- مقایسه‌ی نتایج پژوهش حاضر با پژوهش [۱]

پارامتر مورد مطالعه	مقادیر پژوهش [۳]	مقادیر پژوهش حاضر	درصد خطای نسبی %
ضریب جابجایی داخل تیوپ ( $W/m^2K$ )	۱۰۰۵	۹۹۵	۱
ضریب جابجایی داخل لوله ( $W/m^2K$ )	۸۲۲	۸۱۵	۰/۸
ضریب انتقال حرارت کل ( $W/m^2K$ )	۴۵۵	۴۴۸	۲
افت فشار داخل پوسته (Pa)	۲۰۱/۲	۲۰۷/۶	۳/۱
افت فشار داخل لوله (Pa)	۱۷۵/۸	۱۸۵/۳	۵/۴

در جدول (۱) نیز دیده می‌شود که در پژوهش [۱] افت فشار در پوسته و لوله به ترتیب  $20/1/2$  و  $175/8$  پاسکال گزارش شده‌اند در حالی که مقادیر متناظر با شبیه‌سازی آن پژوهش به ترتیب  $207/6$  و  $185/3$  پاسکال بوده است. محاسبات نشان می‌دهد که درصد خطا برای پارامترهای فوق به ترتیب  $3/1$  و  $5/4$  درصد است. با توجه به دقت قابل قبول در نتایج مربوط به ضرایب انتقال حرارتی و تجمیع با نتایج مرتبط با افت فشار می‌توان گفت که با دقت قابل قبولی محاسبات پژوهش پیش‌رو معتبر و قابل استناد خواهد بود.

#### ۴- استقلال از شبکه

برای انتخاب یک شبکه‌بندی مناسب با در نظر گرفتن دقت کافی حاصل از شبکه و نیز بهینه‌سازی وقت و هزینه ناشی از محاسبات، شبکه‌ای انتخاب می‌شود که با ریزتر شدن شبکه‌بندی آن، دقت نتایج حاصل، تغییری ناچیز و قابل چشم‌پوشی داشته‌باشد.

در این پژوهش شبکه بندی مبدل دولوله‌ای هم‌مرکز شیاردار ساده با سیال هلیوم و طبق پژوهش [۱] در پنج تعداد مختلف انجام شد و در شرایط استاندارد  $Re = 5000$  و بدون ذره نانو و میدان مغناطیسی مورد تحلیل قرار گرفت. شش شبکه‌بندی با تعداد شبکه  $820000$ ،  $1070000$ ،  $1460000$ ،  $1830000$  و  $2050000$  در این بررسی مورد تحلیل قرار گرفت. مقادیر ضریب انتقال حرارتی کل و نیز افت فشار کل مبدل برای هر ۶ شبکه‌بندی محاسبه گشت. نتایج این پژوهش در جدول (۲) با محاسبه درصد خطای نسبی و انتخاب بهینه ترین شبکه نمایش داده شده‌است.

همان‌گونه که در جدول (۲) دیده می‌شود، با تغییر تعداد شبکه از  $1830000$  به  $2056000$  عدد تغییرات ضریب انتقال حرارت کل و افت فشار کل به ترتیب به  $1/1$  و  $1/5$  درصد و با تغییر تعداد شبکه از  $2056000$  به  $2500000$  عدد تغییرات ضریب انتقال حرارت کل و افت فشار کل به ترتیب به  $1/5$  و  $1/45$  درصد می‌رسد در حالی که برای شبکه‌بندی‌های با تعداد کمتر این تفاوت بیشتر است. پس انتخاب شبکه  $1830000$  دقت کافی و قابل قبول در مقابل بیشینه سرعت محاسباتی را فراهم می‌کند. در محاسبات پیش‌رو از این شبکه‌بندی استفاده شده‌است. درصد خطای نسبی ضریب انتقال حرارت کل و افت فشار کل برای هر مش نسبت به مش ریزتر از خود در جدول (۲) گردآوری شده‌است.

**جدول ۲-** درصد خطای نسبی ضریب انتقال حرارت کل و افت فشار کل برای مش‌های مورد بررسی نسبت به مش ریزتر از خود

نسبت مش به مش ریزتر	درصد خطای ضریب انتقال حرارت کل	درصد خطای افت فشار کل
$820000 / 1070000$	$3/1$	$5/7$
$1070000 / 1460000$	$3/6$	$3/0$
$1460000 / 1830000$	$2/0$	$3/6$
$1830000 / 2056000$	$1/1$	$1/5$
$2056000 / 2500000$	$1/05$	$1/45$

## ۵- نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی

در ابتدای محاسبات، اثرات استفاده از نانوسیال و بدون در نظر گرفتن میدان مغناطیسی بررسی می‌شود. به این منظور مبدل دولوله‌ای شیاردار یک بار با سیال عامل آب و بار دیگر با نانوسیال آب - اکسید آلومینیوم در درصدهای حجمی مختلف مورد مطالعه قرار می‌گیرد و مقادیر ضریب کلی انتقال حرارت و نیز افت فشار کل و هم‌چنین مقدار معیار ارزیابی عملکرد PEC برای تمامی حالات بررسی می‌گردد. برای مطالعه آثار نانوسیال مشخصات آب سرد و گرم و نیز اکسید آلومینیوم در جدول (۳) آورده شده‌است.

جدول ۳- مشخصات ترموفیزیکی آب و اکسید آلومینیوم

ضریب رسانایی الکتریکی ( $\sigma$ ) (S/m)	ضریب رسانایی حرارتی (k) (W/mK)	ظرفیت حرارتی ویژه در فشار ثابت ( $J/kgK$ ) ( $C_p$ )	عدد پراکتل (Pr)	لزجت ( $\mu$ ) (Pa.s)	چگالی ( $\rho$ ) ( $kg/m^3$ )	
۴/۶-۱۹۴×۱۰	۰/۵۹۸۴	۴۱۸۲/۰	۷/۰۰۲۶	۰/۰۰۱۰۰۲	۹۹۸/۰	آب سرد (۲۰°C)
۴۷/۶-۴۳۸×۱۰	۰/۶۶۶۷	۴۱۹۵/۰	۲/۲۹۶	۰/۰۰۰۳۶۵	۹۷۳/۵	آب گرم (۸۰°C)
-	۴۶/۰	۷۵۳/۰	-	-	۳۹۶۰/۰	اکسید آلومینیوم $Al_2O_3$

### ۵-۱- بررسی اثر استفاده از نانوسیال در افزایش انتقال حرارت و افت فشار در مبدل دو لوله‌ای

بنا به ساختار نانوسیال و با توجه به این که افزودن ذرات نانو به سیال پایه خصوصیات حرارتی سیال مدنظر را بهبود می‌بخشد انتظار می‌رود که استفاده از نانوسیال در هر دو سمت پوسته و لوله خصوصیات انتقال حرارتی را بهبود بخشد. از طرفی بنا به افزایش لزجت سیال و سنگین تر شدن آن میزان افت فشار بیشتر در هر دو سمت و در نتیجه افزایش کلی افت فشار انتظار می‌رود و افت فشار عامل منفی در استفاده از نانوسیال محسوب می‌شود. محاسبه‌ی مقدار معیار ارزیابی عملکرد PEC میزان سودمندی استفاده از نانوسیال را مشخص می‌کند. در این بررسی مقدار عدد رینولدز Re در هر دو سمت پوسته و لوله ۵۰۰۰ و در محدوده‌ی آشفته در نظر گرفته شده در حالی که دماهای ورودی سیال داغ داخلی و خنک خارجی به ترتیب ۸۰ و ۲۰ درجه سلسیوس می‌باشد. از طرفی برای ضریب حجمی نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم مقادیر ۱، ۵، ۱۰، ۱۵ و ۲۰ درصد لحاظ گشت.

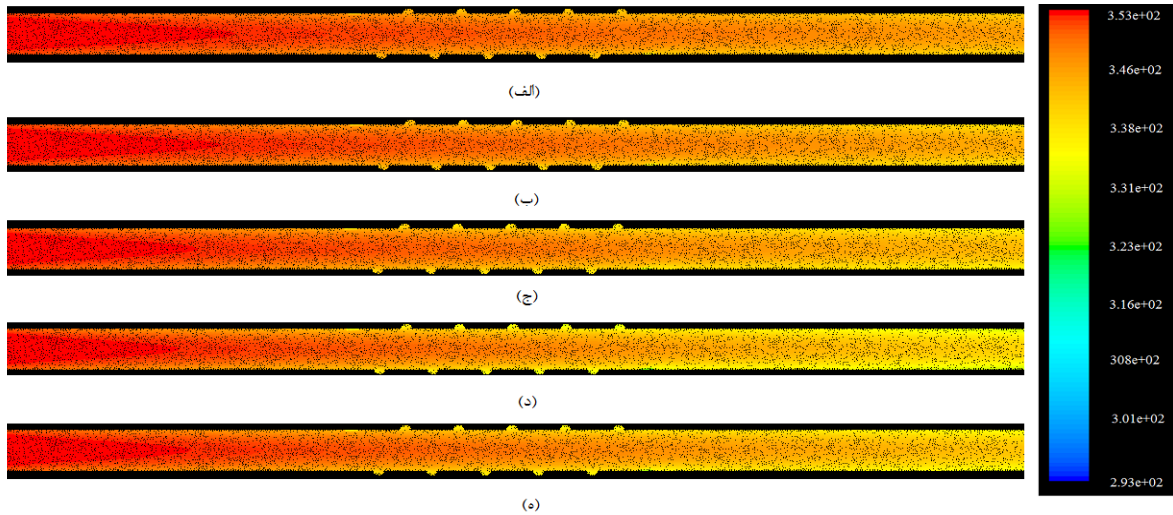
کانتورهای دمایی شکل (۸) توزیع دمایی را در برش طولی لوله مبدل و در درصدهای حجمی مختلف نانوسیال نشان می‌دهد، در حالی که شکل (۹) توزیع دمایی را در پوسته‌ی مبدل و در برش طولی و باز در درصدهای مختلف حجمی نانوسیال به نمایش می‌گذارد.

برای نمایش میدان سرعت برداری درصد حجمی ۱۵ به عنوان نمونه انتخاب شده و میدان سرعت در این درصد حجمی در شکل (۱۰) و برای لوله و پوسته‌ی مبدل نمایش داده شده‌است.

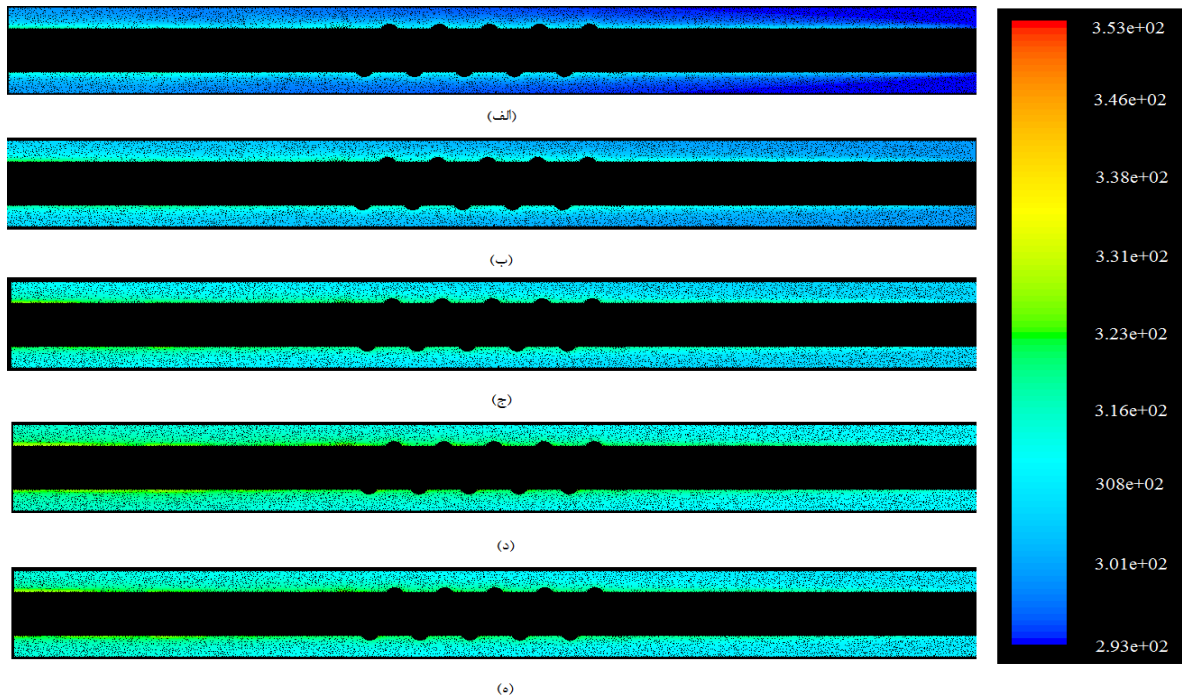
شکل (۱۱) مقادیر ضریب انتقال حرارت کل در سیال پایه آب و مقادیر مختلف درصد حجمی نانوسیال را نمایش می‌دهد. دلیل افزایش ضریب انتقال حرارت کل با افزایش درصد حجمی نانوسیال مربوط به تأثیر این



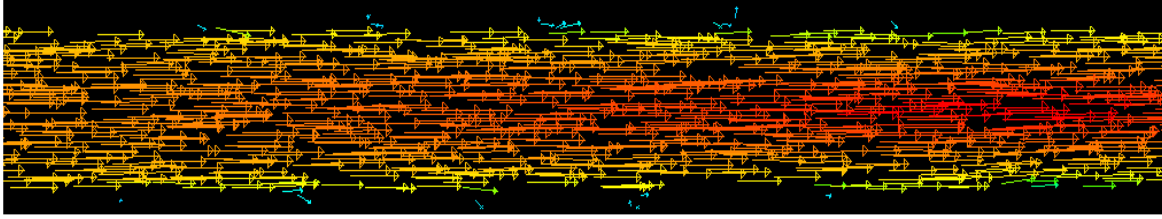
ذرات نانوسیال در سیال پایه با اضافه کردن آن می باشد. با اضافه کردن ذرات نانوسیال به سیال پایه جریانهای ثانویه ای ایجاد می شود و باعث تحریک سیال و افزایش انتقال حرارت می شود. همان گونه که از شکل (۱۱) دیده می شود با افزایش بیشتر درصد حجمی مقدار ضریب انتقال حرارت کل نیز با شیب بیشتری افزایش می یابد و با افزایش درصد حجمی از ۱۵ به ۲۰ با وجود افزایش ضریب انتقال حرارت از شیب رشد آن کاسته می شود. در شکل (۱۱) دیده می شود که در درصدهای حجمی ۵، ۱۰، ۱۵ و ۲۰ ضریب حرارتی کل به ترتیب ۹۲/۵، ۹۸/۳، ۱۰۳/۳ و ۱۰۴/۹ وات بر مترمربع کلون است.



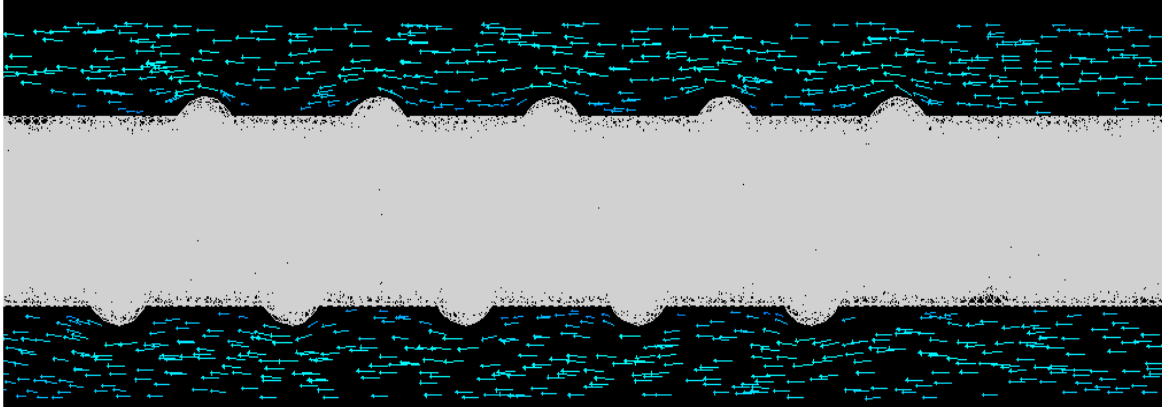
**شکل ۸ -** کانتورهای دمایی در لوله ای مبدل در درصدهای حجمی مختلف؛ الف) ۱ درصد، ب) ۵ درصد، ج) ۱۰ درصد، د) ۱۵ درصد، ه) ۲۰ درصد



**شکل ۹ -** کانتورهای دمایی در پوسته ای مبدل در درصدهای حجمی مختلف؛ الف) ۱ درصد، ب) ۵ درصد، ج) ۱۰ درصد، د) ۱۵ درصد، ه) ۲۰ درصد

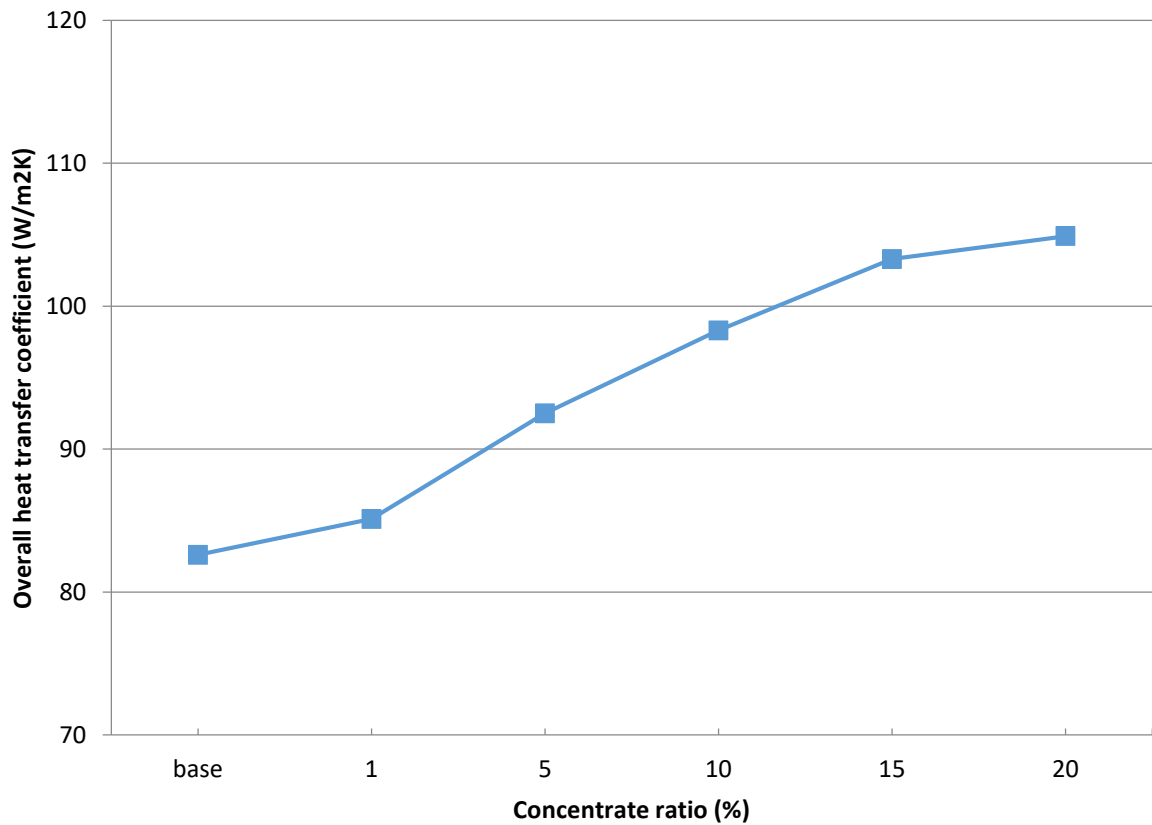


(الف)



(ب)

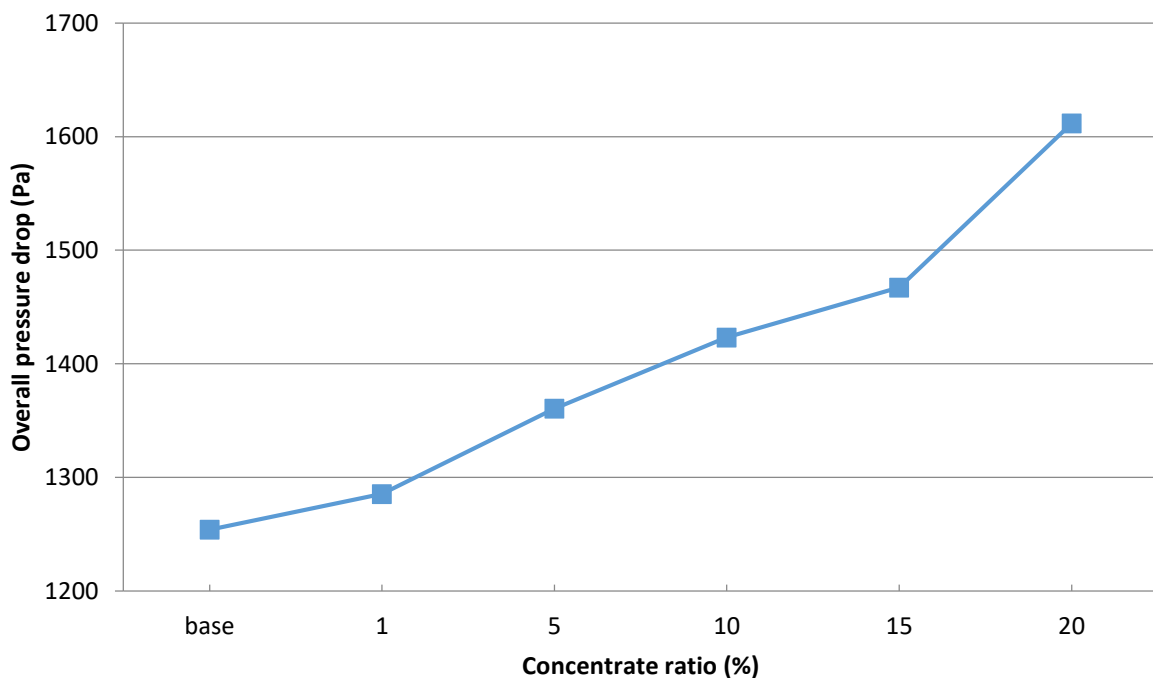
شکل ۱۰- بردارهای سرعت در درصد حجمی ۱۵ نانوسیال برای الف) لوله، ب) پوسته‌ی مبدل



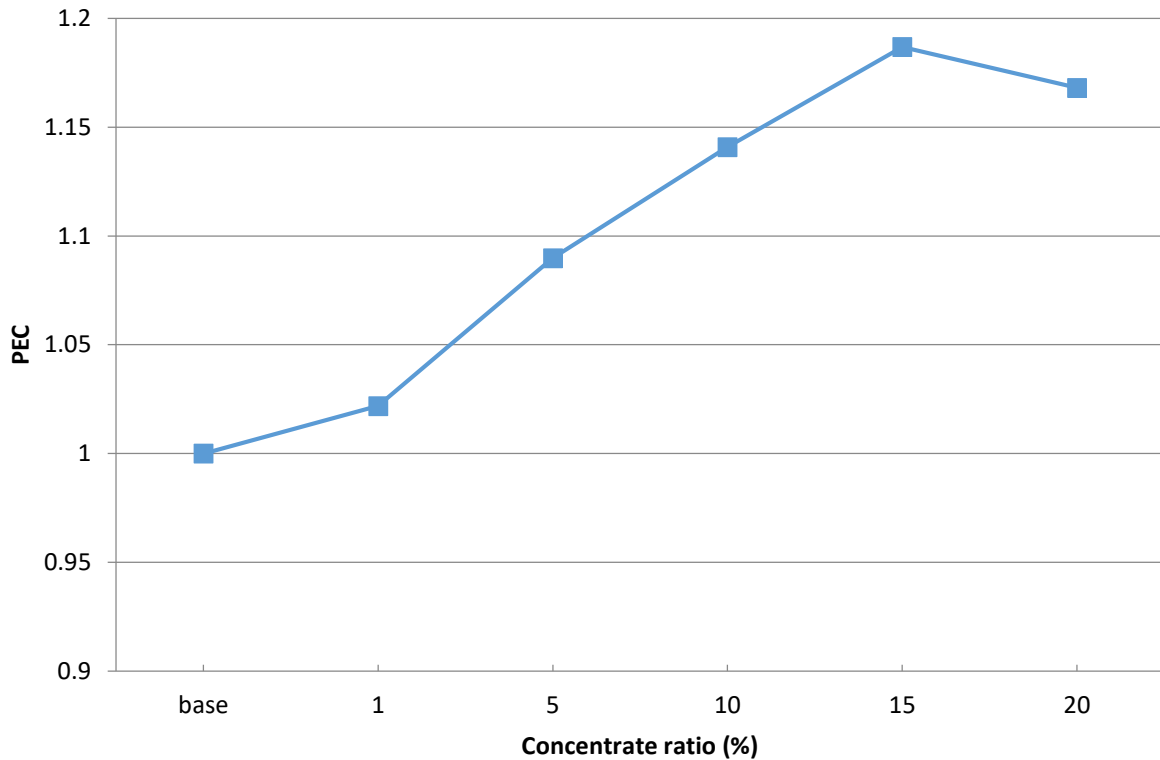
شکل ۱۱- مقدار ضریب انتقال حرارت کل در سیال پایه و مقادیر مختلف درصد حجمی نانوسیال

شکل (۱۲) نیز میزان افت فشار را در کل مبدل و در سیال پایه آب و مقادیر مختلف درصد حجمی نانوسیال به نمایش می‌گذارد. علت افزایش میزان افت فشار ایجاد جریانهای ثانویه در سیال پایه می‌باشد که منجر به ایجاد افت فشار می‌شود. با این حال و همان‌طور که انتظار می‌رود استفاده از نانوسیال منجر به افت بیشتر فشار شده که در شکل (۱۲) قابل مشاهده است. در شکل (۱۲) مشاهده می‌شود که افزایش درصد حجمی نانوسیال با افزایش افت فشار کل در طول لوله همراه است. به طوری که در درصدهای حجمی ۱، ۵، ۱۰، ۱۵ و ۲۰ میزان افت فشار به ترتیب  $۱۲۸۵/۴$ ،  $۱۳۶۰/۶$ ،  $۱۴۲۳/۳$ ،  $۱۴۶۷/۲$  و  $۱۶۱۱/۶$  پاسکال است و افت فشار در سیال پایه آب کم‌ترین مقدار در نمودار یعنی  $۱۲۵۴$  پاسکال را به خود اختصاص داده است. با بررسی دقیق‌تر شکل می‌توان دید که با افزایش درصد حجمی ۱۵ به ۲۰ شیب افزایش افت فشار زیاد شده است.

شکل (۱۳) نیز به مقایسه عدد PEC در حالات مختلف می‌پردازد. شکل (۱۳) با نمایش مقدار عدد PEC در درصدهای حجمی مختلف میزان کارایی استفاده از نانوسیال را به نمایش می‌گذارد. همان‌گونه که در شکل دیده می‌شود در تمامی مقادیر درصد حجمی معیار ارزیابی عملکرد PEC بزرگ‌تر از ۱ است لذا استفاده از نانوسیال تأثیری بهینه بر افزایش انتقال حرارت در مقابل رشد روند افت فشار می‌گذارد. در عین حال که افزایش افت فشار نیز در کنار افزایش انتقال حرارت قابل مشاهده است اما مقادیر بزرگ‌تر از ۱ عدد PEC نشان می‌دهد که تأثیر مثبت افزایش انتقال حرارت بیشتر از تأثیر منفی افزایش افت فشار است. به طوری که برای درصدهای حجمی ۱، ۵، ۱۰، ۱۵ و ۲۰ مقادیر عدد PEC به ترتیب  $۱/۰۲$ ،  $۱/۰۹$ ،  $۱/۱۴$  و  $۱/۱۹$  و  $۱/۱۷$  است. همان‌گونه که از مقادیر و از روند شکل (۱۳) نیز دیده می‌شود با افزایش درصد حجمی از ۱۵ به ۲۰ کارایی استفاده از نانوسیال رو به کاهش می‌گذارد و انتظار می‌رود که برای مقادیر درصد حجمی که مقادیر غیر معمول در پژوهش‌ها نیز به شمار می‌رود افت بیشتر عدد PEC مشاهده گردد.



شکل ۱۲- مقدار افت فشار کل در سیال پایه و مقادیر مختلف درصد حجمی نانوسیال

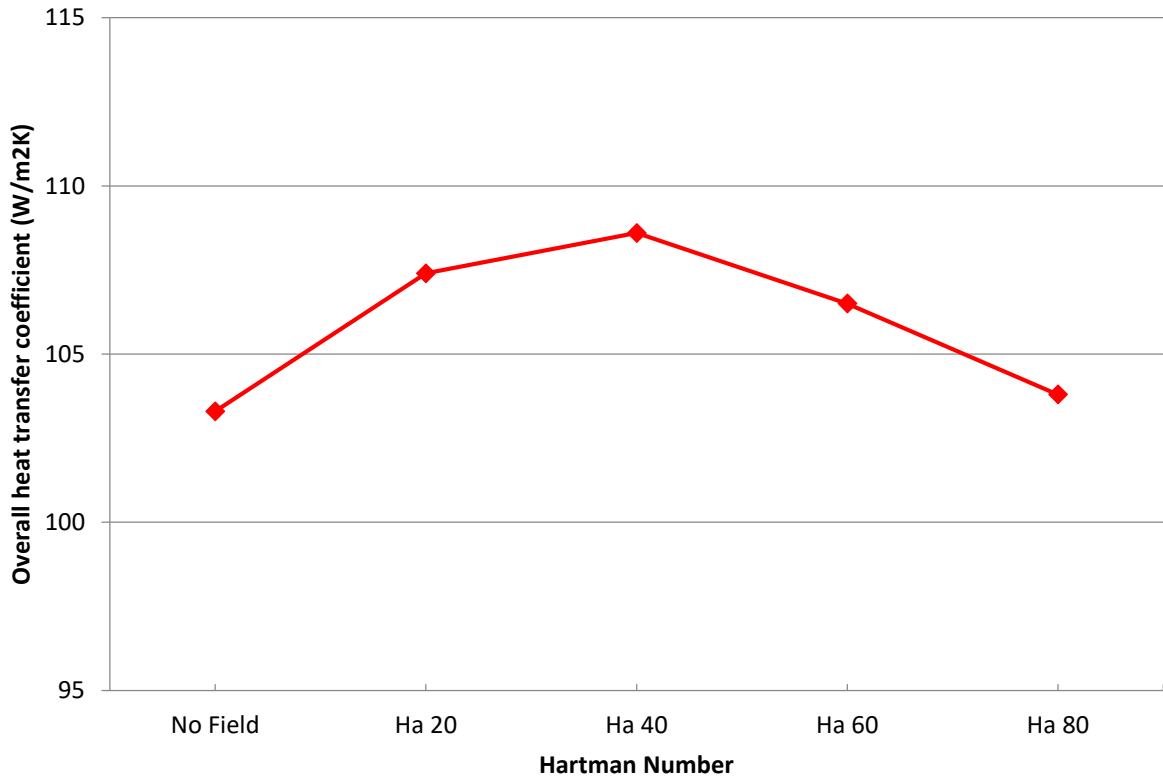


شکل ۱۳- مقدار عدد PEC در درصد های حجمی مختلف میزان کارایی استفاده از نانوسیال

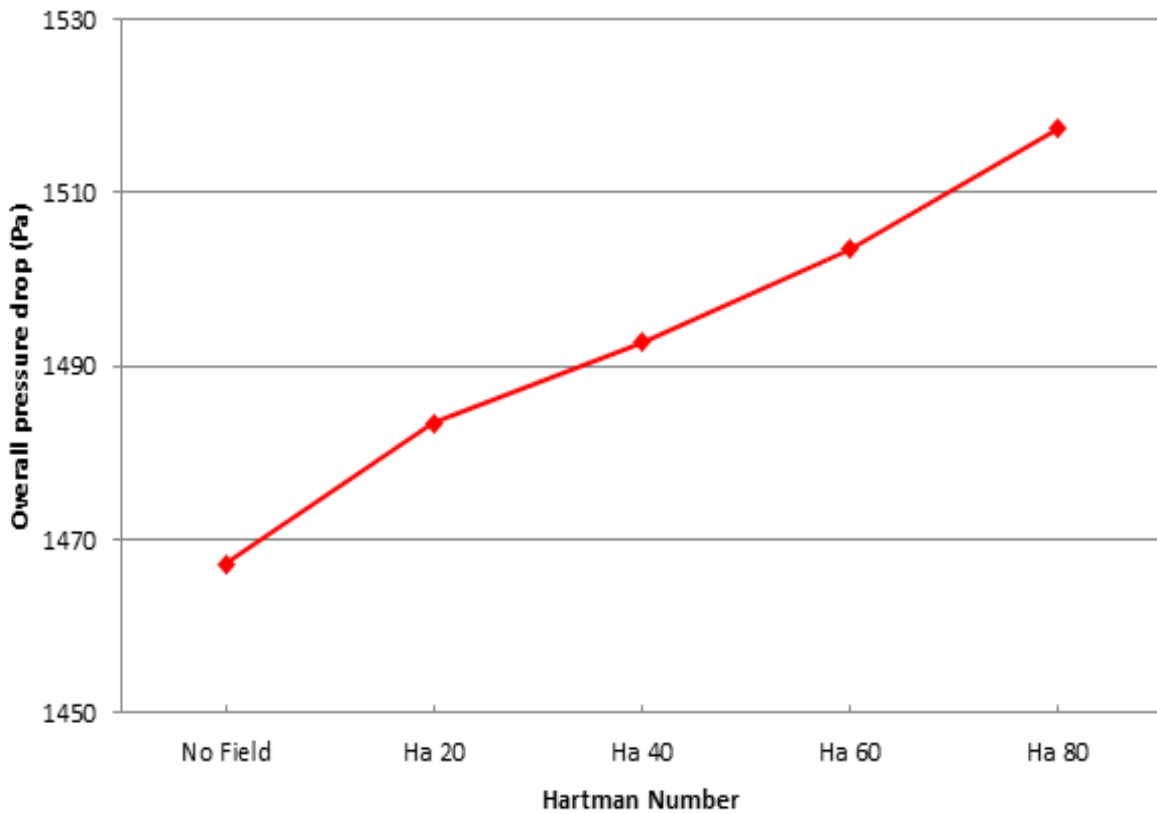
## ۵-۲- بررسی اثر میدان مغناطیسی در افزایش انتقال حرارت و افت فشار نانوسیال در مبدل دولوله ای

بنا به توضیحات پیشین، در کاربردهای جدید از اثر میدان مغناطیسی بر روی نانوسیال می توان در بهبود انتقال حرارت در مبدل های حرارتی استفاده نمود. به این منظور و در شرایط ثابت با مقدار عدد رینولدز آشفته ی ۵۰۰۰ و دمای ورودی ۸۰ و ۲۰ برای به ترتیب سیال های گرم و سرد و در درصد حجمی ۱۵ که متعلق به بهترین حالت ضریب انتقال حرارت و عدد PEC بود، مطالعات مربوط به اعمال میدان مغناطیسی با شدت یک تسلا صورت گرفت. مقادیر مختلف عدد هارتمن برای میدان مغناطیسی ۲۰، ۴۰، ۶۰ و ۸۰ در نظر گرفته شد. نتایج این مطالعات و برای سه پارامتر ضریب انتقال حرارت کل، افت فشار در کل مبدل و نیز مقدار معیار ارزیابی عملکرد PEC در نمودار اشکال ۱۴، ۱۵ و ۱۶ برای مقادیر مختلف عدد هارتمن ارائه شده است. همان گونه که از شکل (۱۴) دیده می شود اعمال میدان مغناطیسی با عدد هارتمن ۲۰ باعث می شود مقدار ضریب انتقال حرارت کل از  $103/3$  به  $107/4$  وات بر مترمربع کلوین افزایش یابد که افزایشی در حدود ۴ درصد محسوب می شود. با افزایش عدد هارتمن به ۴۰ مقدار ضریب انتقال حرارت کل به  $108/6$  می رسد که افزایشی  $0/9$  درصدی به شمار می رود.

با توجه به شکل (۱۴) می توان دید که برای مقادیر بیشتر عدد هارتمن، یعنی در میدان های قوی تر مغناطیسی مقادیر ضریب انتقال حرارت کاهش می یابد و با این که نسبت به حالت بدون میدان مقادیر اندک بهتری دارند اما نسبت به عدد هارتمن ۴۰ روند کاهشی مشاهده می شود. به طوری که در عدد هارتمن ۸۰ مقدار ضریب انتقال حرارت کل به  $103/8$  وات بر مترمربع کلوین می رسد که تنها  $0/5$  درصد نسبت به حالت بدون میدان بهتر است.



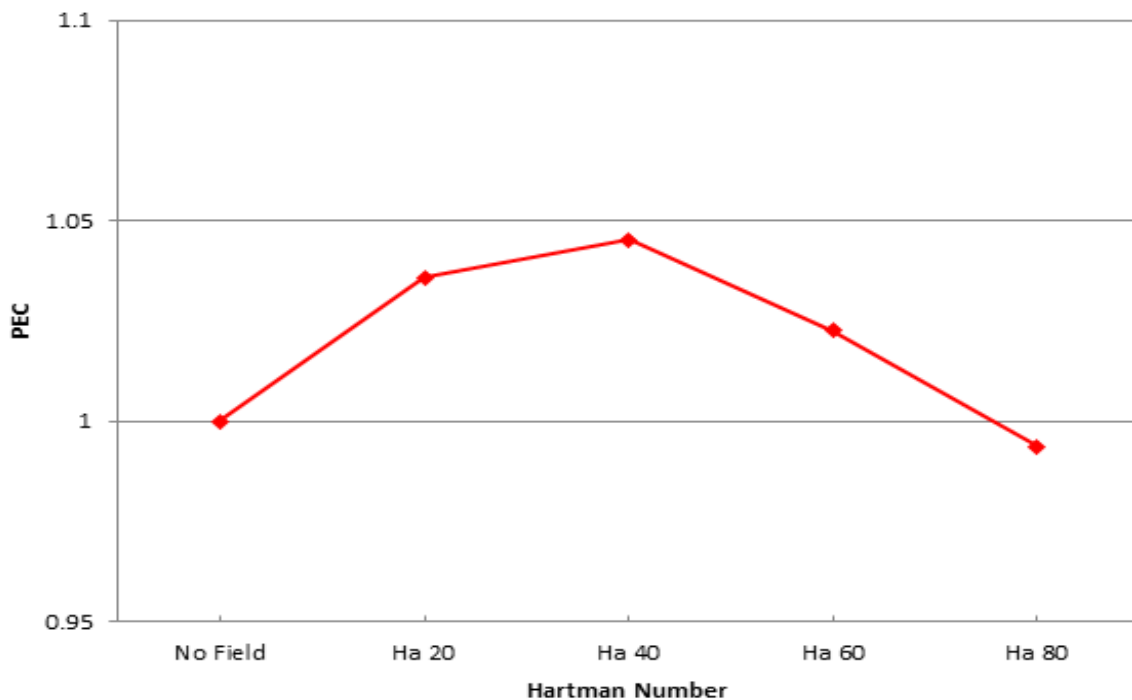
شکل ۱۴- مقدار ضریب انتقال حرارت کل در مقادیر مختلف عدد هارتمن و بدون میدان مغناطیسی



شکل ۱۵- مقدار افت فشار کل در مقادیر مختلف عدد هارتمن و بدون میدان مغناطیسی

برای مطالعه اثرات جانبی استفاده از میدان مغناطیسی، مقادیر افت فشار در کل مبدل نسبت به مقادیر مختلف عدد هارتمن آورده و با حالت بدون میدان نیز مقایسه شده است. شکل (۱۵) این تغییرات را نشان می دهد. همان گونه که از نمودار مشخص است با اعمال میدان مغناطیسی و افزایش شدت میدان افت فشار در کل مبدل روند افزایشی از خود نشان می دهد و با شیب تقریباً یکنواختی افت فشار زیاد می شود. به طوری که برای مقادیر عدد هارتمن ۲۰، ۴۰، ۶۰ و ۸۰ مقادیر افت فشار به ترتیب  $۱۴۸۳/۴$ ،  $۱۴۹۲/۷$ ،  $۱۵۰۳/۵$  و  $۱۵۱۷/۳$  پاسکال خواهد بود در حالی که در حالت بدون میدان مغناطیسی افت فشار مقدار  $۱۴۶۷/۲$  پاسکال را نشان می دهد.

در شکل (۱۶) نیز تغییرات عدد PEC نسبت به تغییر عدد هارتمن میدان مغناطیسی نمایش داده شده است. همان گونه که از نمودار برمی آید. وجود میدان با شدت نسبتاً کم با عدد هارتمن ۲۰ باعث می شود نسبت انتقال حرارت به افت فشار در وضعیت بهتری نسبت به حالت بدون میدان قرار داشته باشد. به طوری که عدد PEC در هارتمن ۲۰،  $۱/۰۴$  باشد که در حدود ۴ درصد بهبود در وضعیت کلی را نشان می دهد. با افزایش عدد هارتمن به ۴۰ دیده می شود که مقدار عدد PEC با افزایش نسبی به  $۱/۰۵$  و بهبود ۵ درصدی به حالت بدون میدان می رسد. این در حالی است که با افزایش بیشتر عدد هارتمن با این که آثار افزایش انتقال حرارتی وجود دارد، مقدار افت فشار بیشتر بوده و عدد PEC افت پیدا می کند به طوری که در هارتمن ۶۰ و ۸۰ به ترتیب به  $۱/۰۲$  و  $۰/۹۹$  کاهش می یابد. مقدار عدد PEC در هارتمن ۸۰ نشان می دهد که استفاده از میدان مغناطیسی مذکور برای جریان نانوسیال در مبدل ها نه تنها عمل کرد مبدل را ارتقا نمی دهد بلکه با در نظر گرفتن افت فشار عاملی نامطلوب نیز به شمار می رود؛ لذا با توجه به یافته های این مطالعه استفاده از مقادیر کمتر شدت میدان برای اثربخشی بهتر مغناطیسیته توصیه می گردد.

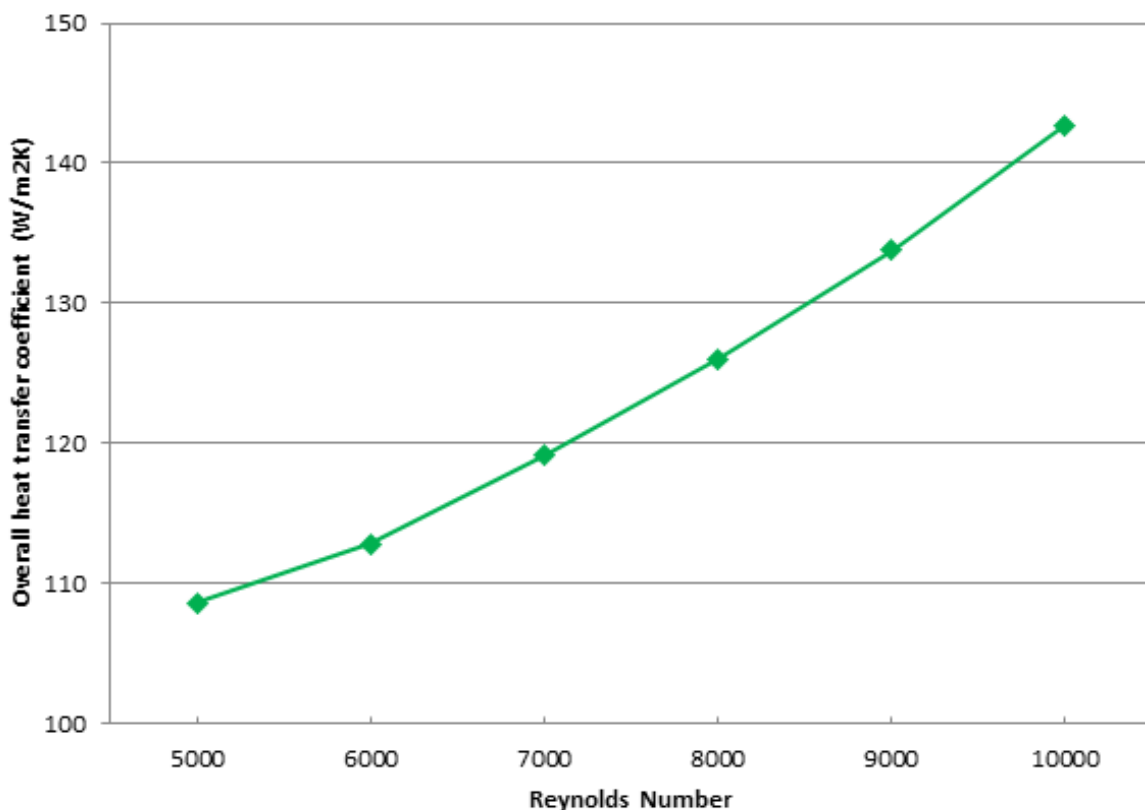


شکل ۱۶- مقدار معیار ارزیابی عملکرد PEC در مقادیر مختلف عدد هارتمن و بدون میدان مغناطیسی

### ۵-۳- بررسی اثر عدد رینولدز در افزایش انتقال حرارت و افت فشار نانوسیال در مبدل دولوله‌ای

برای بررسی تأثیرات سرعت جریان در مبدل دو لوله‌ای هم‌مرکز شیاردار با جریان نانوسیال و تحت میدان مغناطیسی، مقادیر مختلف عدد رینولدز برای حرکت هر دو جریان لوله داخلی و جریان داخل تیوپ انتخاب و تأثیر آن بر روی مقادیر انتقال حرارتی و نیز افت فشار و معیار ارزیابی عملکرد PEC مطالعه گشت. مطالعات در محدوده‌ی آشفته‌ی عدد رینولدز و برای مقادیر ۵۰۰۰، ۶۰۰۰، ۷۰۰۰، ۸۰۰۰، ۹۰۰۰ و ۱۰۰۰۰ صورت گرفت. تمامی پارامترهای پیشین ثابت مانده و درصد حجمی نانوسیال در مقدار بهینه‌ی ۱۵ انتخاب شد و نیز شدت میدان مغناطیسی بدون بعد، عدد هارتمن ۴۰ در تنظیمات اعمال گشت.

تغییرات ضریب انتقال حرارت کل نسبت به تغییرات عدد رینولدز در شکل (۱۷) نمایش داده شده‌است. با توجه به شکل (۱۷) دیده می‌شود که مطابق انتظارات با افزایش عدد رینولدز در هر دو بخش مبدل مقدار ضریب انتقال حرارت کل افزایش یافته‌است. مقادیر ضریب انتقال حرارت در مقادیر عدد رینولدز ۵۰۰۰، ۶۰۰۰، ۷۰۰۰، ۸۰۰۰، ۹۰۰۰ و ۱۰۰۰۰ به ترتیب ۱۰۸/۶، ۱۱۲/۸، ۱۱۹/۱، ۱۲۶/۰، ۱۳۳/۸ و ۱۴۲/۷ وات بر مترمربع کلون است به طوری که میزان افزایش به ترتیب ۳/۹، ۹/۷، ۱۶/۰، ۲۳/۲ و ۳۱/۴ درصدی از رینولدز ۶۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰ نسبت به حالت پایه مشاهده می‌شود. بدیهی است که با افزایش عدد رینولدز مومنتوم نانوسیالات عبوری از هر دو سمت مبدل افزایش می‌یابد و میزان جذب حرارت سیال گرم توسط سیال سرد زیاد می‌شود و در نتیجه انتقال حرارت بهتری در کل مبدل رخ می‌دهد که افزایش ضریب انتقال حرارت کل حاکی از این فرآیند است.

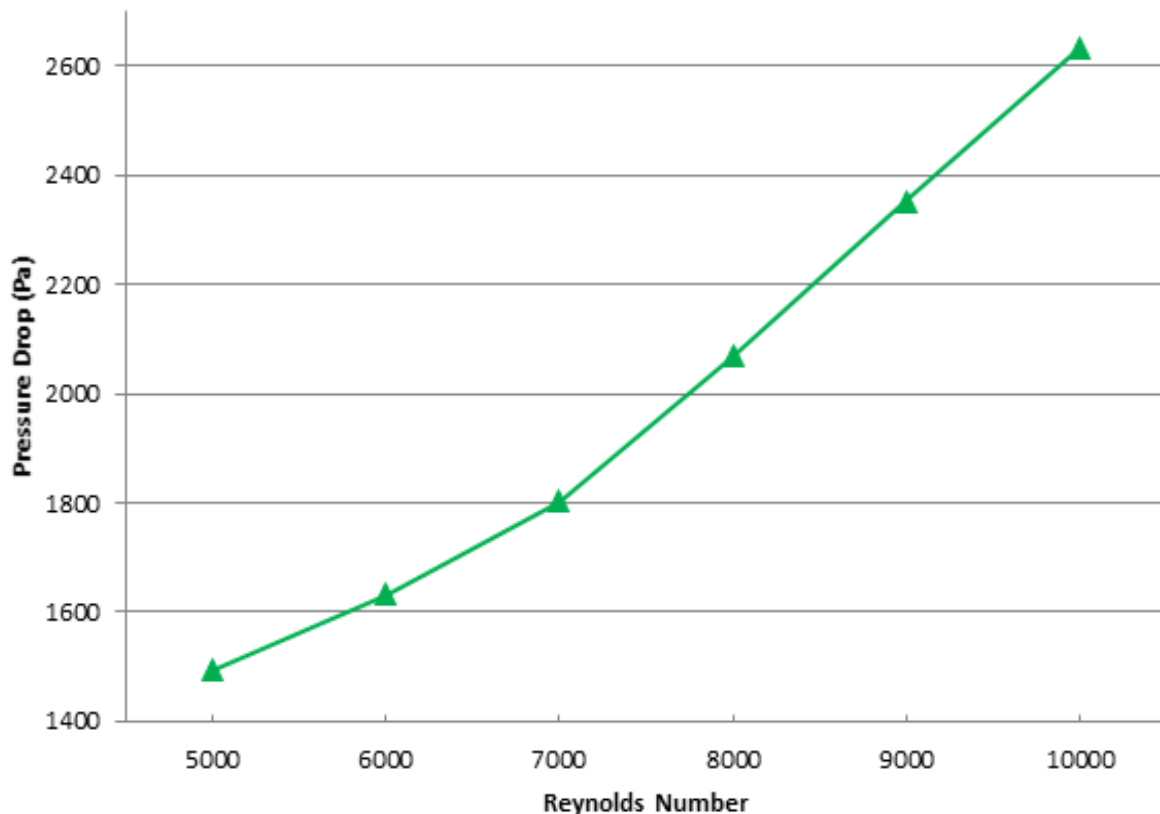


شکل ۱۷- مقدار ضریب انتقال حرارت کل در مقادیر مختلف عدد رینولدز

در حالی که تغییرات افت فشار در کل مبدل نسبت به تغییرات عدد رینولدز در هر دو سمت در شکل (۱۸) قابل مشاهده است. در شکل (۱۸) میزان افزایش افت فشار کل نسبت به افزایش عدد رینولدز در محدوده‌ی ۵۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰ به نمایش درآمده است. همان‌گونه که از شکل مشخص است روند افزایشی افت فشار با افزایش عدد رینولدز شیب بیشتری به خود می‌گیرد به طوری که در اعداد رینولدز ۵۰۰۰، ۶۰۰۰، ۷۰۰۰، ۸۰۰۰، ۹۰۰۰ و ۱۰۰۰۰ مقادیر افت فشار به ترتیب ۱۴۹۲/۷، ۱۶۳۱/۳، ۱۸۰۳/۹، ۲۰۶۸/۵، ۲۳۵۲/۶ و ۲۶۳۳/۷ پاسکال است. بدین ترتیب مقادیر افزایش افت فشار نسبت به رینولدز ۵۰۰۰ برای نقادیر عدد رینولدز ۶۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰ به ترتیب برابر با ۹/۳، ۲۰/۸، ۳۸/۶، ۵۷/۶ و ۷۶/۴ درصد خواهد بود.

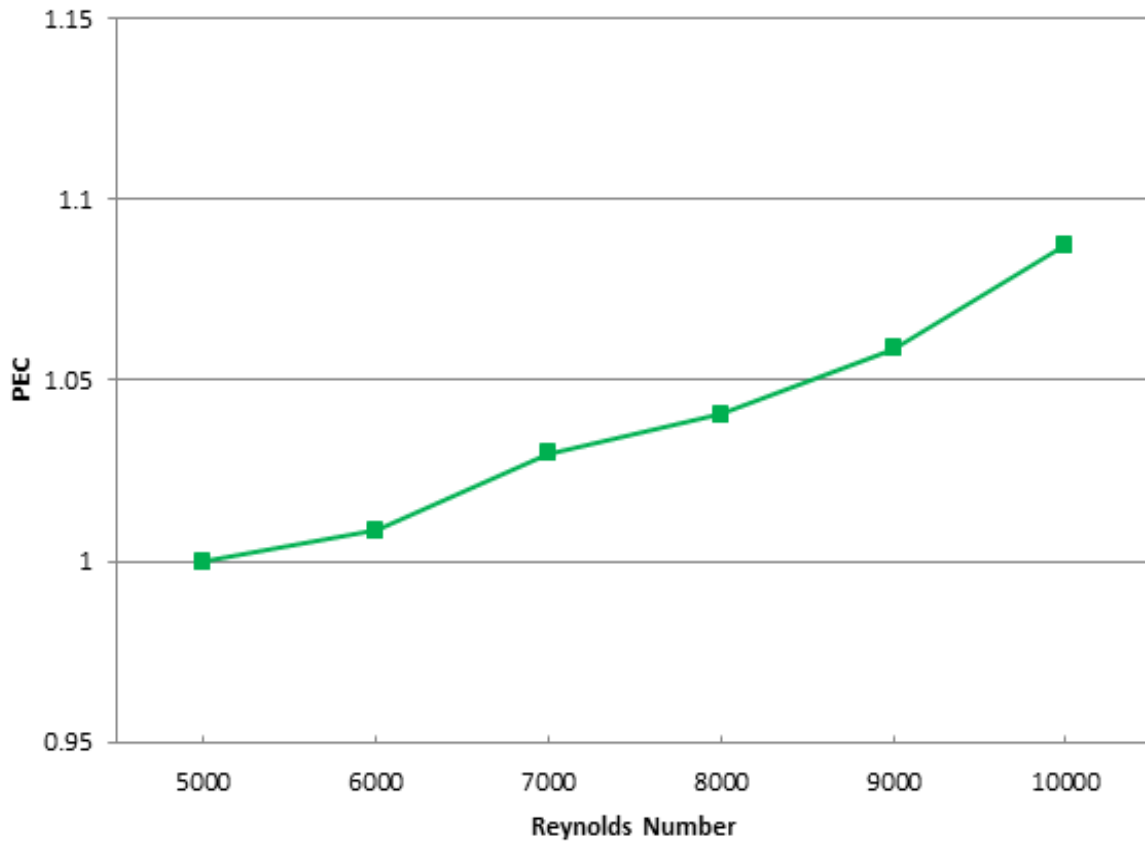
برای نشان دادن تأثیر کلی مثبت یا منفی تغییرات عدد رینولدز بر روی عملکرد مبدل در شکل (۱۹) نیز تغییرات معیار ارزیابی عملکرد PEC نسبت به تغییرات عدد رینولدز آورده شده است.

داده‌های شکل (۱۹) نیز میزان کارایی مبدل نسبت به تغییرات عدد رینولدز را نشان می‌دهد. چنانچه در نمودارهای قبلی قابل مشاهده است، افزایش سرعت و مومنتوم جریان هم انتقال حرارت در مبدل را بهبود می‌بخشد و هم اثر نامطلوب افت فشار را شدت می‌بخشد. شکل (۱۹) نشان می‌دهد که آثار مثبت انتقال حرارتی قدری بهتر از آثار نامطلوب افزایش افت فشار است و عدد PEC مقادیر بزرگ‌تر از ۱ را نشان می‌دهد. برای مقایسه عملکرد مبدل با افزایش عدد رینولدز، مقدار ضریب انتقال حرارت کل و افت فشار کل مبدل برای عدد رینولدز ۵۰۰۰ به عنوان مبنا در نظر گرفته شده و نتایج حاصل از دیگر مقادیر عدد رینولدز نسبت به این مبنا سنجیده شده و مقادیر عدد PEC گزارش شده‌اند.



شکل ۱۸- مقدار افت فشار کل در مقادیر مختلف عدد رینولدز





شکل ۱۹- مقدار معیار ارزیابی عملکرد PEC در مقادیر مختلف عدد رینولدز

بدین ترتیب برای مقادیر عدد رینولدز ۶۰۰۰، ۷۰۰۰، ۸۰۰۰، ۹۰۰۰، ۱۰۰۰۰ مقدار عدد PEC به ترتیب ۱/۰۰۸، ۱/۰۳۰، ۱/۰۴۱، ۱/۰۵۹ و ۱/۰۸۷ به دست آمده‌اند. این مقادیر نشان می‌دهند که آثار افت فشار بیشتر در مقادیر عدد رینولدز بالاتر قابل توجه است و با وجود افزایش انتقال حرارت در مبدل، مقادیر افت فشار نیز با شیب تندی افزایش می‌یابند. لذا مقادیر به دست آمده برای عدد PEC تنها مقدار اندکی بزرگ‌تر از ۱ هستند. پس با استفاده از مقادیر بالاتر عدد رینولدز که مستلزم صرف هزینه و انرژی اضافی است، عملکرد مبدل را می‌توان اندکی بهبود بخشید. باید در نظر گرفته شود که افزایش عدد رینولدز کارایی مبدل را اندکی بهبود می‌بخشد اما میزان اندک بهبود با در نظر گرفتن هزینه‌های افزایش سرعت جریان، قابل توجه و اقتصادی به نظر نمی‌رسد.

## ۶- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر بررسی عددی یک مبدل دو لوله‌ای هم‌مرکز با لوله شیاردار مارپیچی در حضور میدان مغناطیسی انجام شده است. این بررسی عددی برای افزایش بازدهی و بهینه‌سازی مبدل حرارتی با لوله داخلی شیاردار با استفاده از نانو سیال و اعمال میدان مغناطیسی در نظر گرفته شده است. تأثیرات اعمال پارامترهای فوق بر هر دو عامل مفید افزایش انتقال حرارت و مضر افزایش افت فشار تحلیل و نتیجه در اشکال و نمودارهای مرتبط ارائه شده است. نتایج حاصل به شرح زیر قابل جمع‌بندی است:

۱- بدون حضور میدان مغناطیسی با افزایش درصد حجمی نانوسیال تا مقدار ۲۰ درصد هر دو عامل انتقال حرارت و افت فشار افزایش می‌یابد. مقدار عدد PEC برای این فرآیند همواره بزرگ‌تر از ۱ بوده و استفاده از نانوسیال را توجیه می‌کند. با این حال در افزایش درصد حجمی از ۱۵ به ۲۰ مشاهده می‌شود که عدد PEC کم‌تر می‌گردد لذا در محدوده‌ی درصد حجمی مورد مطالعه استفاده از درصد حجمی ۱۵ توصیه می‌گردد. علت کاهش یافتن عدد PEC برای درصدهای حجمی بالاتر از ۱۵٪، ته نشینی و به هم خوردن فرض همگن بودن سیال می‌باشد.

۲- نتایج عددی این مقاله نیز نشان داده است که بهترین شرایط بهینه از لحاظ افزایش انتقال حرارت و افت فشار (با توجه به معیار ارزیابی عملکرد PEC) در ۱۵٪ حجمی نانوسیال می‌باشد. در حضور میدان مغناطیسی، استفاده از نانوسیال با درصد حجمی ۱۵ از اکسید آلومینیوم، ضریب کلی انتقال حرارت برای شدت‌های مختلف میدان رفتار متفاوتی را از خود نشان می‌دهد در حالی که مقدار افت فشار با افزایش شدت میدان همواره افزایش می‌یابد.

۳- نتایج نشان می‌دهد که با وجود میدان و در اعداد هارتمن ۲۰ و ۴۰ افزایش ضریب انتقال حرارت مشهود است در حالی که با افزایش بیشتر عدد هارتمن از میزان انتقال حرارت کاسته می‌شود. این رفتار انتقال حرارتی باعث می‌شود استفاده هم‌زمان از نانوسیال و میدان مغناطیسی در اعداد هارتمن ۲۰، ۴۰ و ۶۰ باعث شود عدد PEC بزرگ‌تر از ۱ باشد و بهترین عدد PEC در عدد هارتمن ۴۰ و به مقدار ۱/۰۵ باشد. در حالی که با افزایش بیشتر عدد هارتمن به ۶۰ و ۸۰ مقدار عدد PEC افت پیدا می‌کند و در هارتمن ۸۰ به ۰/۹۹ کاهش یابد که عملاً استفاده از نانوسیال در حضور میدان مغناطیسی را بلا موضوع می‌کند.

۴- میزان سرعت جریان در ضریب انتقال حرارت جابجایی مبدل حرارتی و نیز میزان افت فشار کل در آن تأثیر مشهودی دارد. شبیه‌سازی مبدل حرارتی در مقادیر مختلف عدد رینولدز جریان آشفته نشان می‌دهد که افزایش عدد رینولدز تأثیر مستقیم بر روی انتقال حرارت جابجایی و افت فشار کل دارد.

۵- افزایش ضریب جابجایی تأثیر قوی‌تری در مقابل افت فشار کل دارد و عدد PEC نسبت به عدد رینولدز ۵۰۰۰، ضرایب بزرگتر از ۱ برای تمامی مقادیر عدد رینولدز ۶۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰ دارد و مقدار عدد PEC در افزایش عدد رینولدز از ۶۰۰۰ به ۱۰۰۰۰، از ۱/۰۱ به ۱/۰۹ افزایش می‌یابد. با این حال به نظر می‌رسد با افزایش نسبتاً کم عدد PEC و افزایش هزینه‌ها در افزایش عدد رینولدز استفاده از مقادیر کمتر عدد رینولدز انتخاب بهینه‌تری باشد.

## مراجع

[1] W. Wang, Y. Zhang, K.-S. Lee, and B. Li, "Optimal Design of a Double Pipe Heat Exchanger Based on the Outward Helically Corrugated Tube," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 135, pp. 706-716, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.01.115>.

[2] X. Zhai, C. Qi, Y. Pan, T. Luo, and L. Liang, "Effects of Screw Pitches and Rotation Angles on Flow and Heat Transfer Characteristics of Nanofluids in Spiral Tubes," *International*

*Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 130, pp. 989-1003, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.131>.

[3] A. Asadi, A. H. Nezhad, F. Sarhaddi, and T. Keykha, "Laminar Ferrofluid Heat Transfer in Presence of Non-Uniform Magnetic Field in a Channel with Sinusoidal Wall: A Numerical Study," *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Vol. 471, pp. 56-63, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.jmmm.2018.09.045>.

[4] M. M. Gabir and D. Alkhafaji, "Comprehensive Review on Double Pipe Heat Exchanger Techniques," in *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, Vol. 1973, No. 1: IOP Publishing, p. 012013, <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1973/1/012013>.

[5] Z. Tian et al., "Turbulent Flows in a Spiral Double-Pipe Heat Exchanger: Optimal Performance Conditions Using an Enhanced Genetic Algorithm," *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, Vol. 30, No. 1, pp. 39-53, 2019, <https://doi.org/10.1108/HFF-04-2019-0287>.

[6] Z. Wu and B. Sundén, "Convective Heat Transfer Performance of Aggregate-Laden Nanofluids," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 93, pp. 1107-1115, 2016, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.11.032>.

[7] V. Singh and M. Gupta, "Heat Transfer Augmentation in a Tube Using Nanofluids Under Constant Heat Flux Boundary Condition: A Review," *Energy Conversion and Management*, Vol. 123, pp. 290-307, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.06.035>.

[8] E. K. Akpinar, "Evaluation of Heat Transfer and Exergy Loss in a Concentric Double Pipe Exchanger Equipped with Helical Wires," *Energy Conversion and Management*, Vol. 47, No. 18-19, pp. 3473-3486, 2006, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.12.014>.

[9] W.-L. Chen and W.-C. Dung, "Numerical Study on Heat Transfer Characteristics of Double Tube Heat Exchangers with Alternating Horizontal or Vertical Oval Cross Section Pipes as Inner Tubes," *Energy Conversion and Management*, Vol. 49, No. 6, pp. 1574-1583, 2008, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.12.007>.

[10] R. Bhadouriya, A. Agrawal, and S. Prabhu, "Experimental and Numerical Study of Fluid Flow and Heat Transfer in an Annulus of Inner Twisted Square Duct and Outer Circular Pipe," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 94, pp. 96-109, 2015, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.02.019>.

[11] X. Tang, X. Dai, and D. Zhu, "Experimental and Numerical Investigation of Convective Heat Transfer and Fluid Flow in Twisted Spiral Tube," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 90, pp. 523-541, 2015, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.06.068>.

[12] W. Wang, Y. Zhang, B. Li, H. Han, and X. Gao, "Influence of Geometrical Parameters on Turbulent Flow and Heat Transfer Characteristics in Outward Helically Corrugated Tubes," *Energy Conversion and Management*, Vol. 136, pp. 294-306, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.01.029>.

[13] W. Wang, Y. Zhang, B. Li, and Y. Li, "Numerical Investigation of Tube-Side Fully Developed Turbulent Flow and Heat Transfer in Outward Corrugated Tubes," *International*

*Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 116, pp. 115-126, 2018, <https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2017.09.003>.

[14] C. Qi, Y.-L. Wan, C.-Y. Li, D.-T. Han, and Z.-H. Rao, "Experimental and Numerical Research on the Flow and Heat Transfer Characteristics of TiO<sub>2</sub>-Water Nanofluids in a Corrugated Tube," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 115, pp. 1072-1084, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2017.08.098>.

[15] H. S. Dizaji, S. Jafarmadar, and F. Mobadersani, "Experimental Studies on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics for New Arrangements of Corrugated Tubes in a Double Pipe Heat Exchanger," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 96, pp. 211-220, 2015, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.05.009>.

[16] T. N. Verma, P. Nashine, D. V. Singh, T. S. Singh, and D. Panwar, "ANN: Prediction of an Experimental Heat Transfer Analysis of Concentric Tube Heat Exchanger with Corrugated Inner Tubes," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 120, pp. 219-227, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.126>.

[17] Z.-j. Jin, B.-z. Liu, F.-q. Chen, Z.-x. Gao, X.-f. Gao, and J.-y. Qian, "CFD Analysis on Flow Resistance Characteristics of Six-Start Spirally Corrugated Tube," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 103, pp. 1198-1207, 2016, <https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2016.08.070>.

[18] Z.-j. Jin, F.-q. Chen, Z.-x. Gao, X.-f. Gao, and J.-y. Qian, "Effects of Pitch and Corrugation Depth on Heat Transfer Characteristics in Six-Start Spirally Corrugated Tube," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 108, pp. 1011-1025, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2016.12.091>.

[19] J. Córcoles, J. Moya-Rico, A. Molina, and J. Almendros-Ibáñez, "Numerical and Experimental Study of the Heat Transfer Process in a Double Pipe Heat Exchanger with Inner Corrugated Tubes," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 158, p. 106526, 2020, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106526>.

[20] A. Alamgholilou and E. Esmaeilzadeh, "Experimental Investigation on Hydrodynamics and Heat Transfer of Fluid Flow into Channel for Cooling of Rectangular Ribs by Passive and EHD Active Enhancement Methods," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 38, pp. 61-73, 2012, <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2011.11.008>.

[21] A. Alami nia and A. Campo, "Experimental Study on EHD Heat Transfer Enhancement from Flush-Mounted Ribbons with Different Arrangements of Wire Electrodes in a Channel," *Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 2823-2831, 2016, <https://doi.org/10.1007/s00231-016-1786-5>.

[22] A. Alami Nia, "Experimental Investigation on Effects of Trapezoidal Ribs on Heat Transfer Enhancement with Electrohydrodynamics Active Method into Duct," *AUT Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 4, No. 4, pp. 493-504, 2020, <https://doi.org/10.22060/AJME.2020.16725.5840>.

[23] M. Khoshvaght-Aliabadi, "Influence of Different Design Parameters and Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Water Nanofluid Flow on Heat Transfer and Flow Characteristics of Sinusoidal-Corrugated

- Channels," *Energy Conversion and Management*, Vol. 88, pp. 96-105, 2014, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.08.042>.
- [24] A. Fluent, "Ansys Fluent Theory Guide," *Ansys Inc.*, USA, Vol. 15317, pp. 724-746, 2011.
- [25] D. Choundhury, "Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modelling," *Fluent Inc.*, TM-107, 1993.
- [26] M. Sheikholeslami and K. Vajravelu, "Nanofluid Flow and Heat Transfer in a Cavity with Variable Magnetic Field," *Applied Mathematics and Computation*, Vol. 298, pp. 272-282, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.amc.2016.11.025>.
- [27] J. Choi and Y. Zhang, "Numerical Simulation of Laminar Forced Convection Heat Transfer of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Water Nanofluid in a Pipe with Return Bend," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 55, pp. 90-102, 2012, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2011.12.017>.
- [28] F.-S. Lien and M. Leschziner, "Assessment of Turbulence-transport Models Including Non-Linear RNG Eddy-Viscosity Formulation and Second-Moment Closure for Flow Over a Backward-Facing Step," *Computers & Fluids*, Vol. 23, No. 8, pp. 983-1004, 1994, [https://doi.org/10.1016/0045-7930\(94\)90001-9](https://doi.org/10.1016/0045-7930(94)90001-9).
- [29] M. Gibson and B. Launder, "Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 86, No. 3, pp. 491-511, 1978, <https://doi.org/10.1017/S0022112078001251>.
- [30] W. Wang, Y. Zhang, J. Liu, B. Li, and B. Sundén, "Numerical Investigation of Entropy Generation of Turbulent Flow in a Novel Outward Corrugated Tube," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 126, pp. 836-847, 2018, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.06.017>.
- [31] Y. Malmir-Chegini and N. Amanifard, "Heat Transfer Enhancement Inside Semi-Insulated Horizontal Pipe by Controlling the Secondary Flow of Oil-Based Ferro-Fluid in the Presence of Non-Uniform Magnetic Field: A General Correlation for the Nusselt Number," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 159, p. 113839, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113839>.
- [32] T. J. Rennie and V. G. Raghavan, "Numerical Studies of a Double-Pipe Helical Heat Exchanger," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, No. 11-12, pp. 1266-1273, 2006, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.10.030>.
- [33] M. Jagirdar and P. S. Lee, "Mathematical Modeling and Performance Evaluation of a Desiccant Coated Fin-Tube Heat Exchanger," *Applied Energy*, Vol. 212, pp. 401-415, 2018, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.12.038>.
- [34] C.-W. Lu, J.-M. Huang, W. Nien, and C.-C. Wang, "A Numerical Investigation of the Geometric Effects on the Performance of Plate Finned-Tube Heat Exchanger," *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 3, pp. 1638-1643, 2011, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.10.026>.

## فهرست نمادهای انگلیسی

B, B0	میدان مغناطیسی ( <i>Tesla</i> )
$C_p$	ظرفیت حرارتی ویژه در فشار ثابت ( $J/kgK$ )
D, d	قطر ( $mm$ )
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی ( $W/m^2K$ )
Ha	عدد هارتمن
HI	ارتفاع شیار ( $mm$ )
I	شدت توبولانس (%)
k	ضریب رسانایی حرارتی ( $W/mK$ )
L	طول لوله ( $mm$ )
LTMD	اختلاف دمای متوسط لگاریتمی ( $K$ )
$\dot{m}$	دبی جرمی ( $kg/s$ )
Nu	عدد ناسلت
P	فشار ( $Pa$ )
pl	گام شیار ( $mm$ )
PEC	معیار ارزیابی عملکرد یا ضریب عملکرد
Pr	عدد پرانتل
$q'$	شار حرارتی متوسط ( $W/m^2$ )
Re	عدد رینولدز
T	دما ( $K$ )
tl	ضخامت دیواره لوله ( $mm$ )
U, U0	ضریب انتقال حرارت کلی ( $W/m^2/K$ )
V	سرعت ( $m/s$ )
wl	عرض و عمق شیار ( $mm$ )
x	جهت، موقعیت

## نمادهای یونانی

$\rho$	چگالی ( $kg/m^3$ )
$\mu$	لزجت دینامیکی ( $Pa.s$ )
$\sigma$	ضریب رسانایی الکتریکی ( $S/m$ )
$\varphi$	درصد حجمی (%)

## زیرنویس‌ها

ورودی	in
جهات سیستم مختصاتی	i, j, k
جریان آرام	lam
خروجی	out
لوله صاف	s
سمت پوسته	ss
مجموع	sum
جریان آشفته	t
سمت لوله	ts

## Numerical Investigation of Double Pipe Heat Exchanger with Nanofluid Inside Helically Corrugated Tube in the Presence of Magnetic Field

\* Corresponding author: **Amin Alami nia**

Assistant Professor, Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering,  
Azarbaijan Shahid Madani University, Tabriz, Iran  
[amin.alam@azaruniv.ac.ir](mailto:amin.alam@azaruniv.ac.ir)

**Mohammad Hossein Ghanbari Arzili**

M.Sc., Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering,  
Azarbaijan Shahid Madani University, Tabriz, Iran  
[hghanbari56@yahoo.com](mailto:hghanbari56@yahoo.com)

### Abstract

In the present work, a special type of concentric two-pipe heat exchangers has been analyzed, in which the inner tube of the heat exchanger is considered as helical grooved. The turbulent flow of water-aluminum oxide nanofluid is used on both sides of the heat exchanger and a constant intensity magnetic field is used to enhance the effect of using the nanofluid. The effect of using this system as well as the use of nanofluid and magnetic field on the total heat transfer coefficient and the total pressure drop of the heat exchanger have been investigated. The results of studies in this field show that the use of nanofluids increases the heat transfer that occurs in the heat exchanger and also decreases the total pressure. While the most suitable volume percentage of nanofluid for the best ratio of heat transfer to pressure drop is also reported to be 15%. The numerical results of this article have also shown that the best optimal conditions in terms of heat transfer enhancement and pressure drop (according to the PEC performance evaluation criteria) are at 15% volume of nanofluid. Applying a magnetic field to the nanofluid current in the transducer also helps to increase the heat transfer in the heat exchanger while also increasing the total pressure drop. The amount of flow velocity has an obvious effect on the displacement heat transfer coefficient of the heat exchanger as well as the amount of total pressure drop. The simulation of the heat exchanger in different values of the turbulent flow Reynolds number shows that the increase in the Reynolds number has a direct effect on the displacement heat transfer and the total pressure drop. The results show that in the intensity of the magnetic field with Hartmann number 40, the best ratio of heat transfer to the pressure drop of the heat exchanger occurs. The best PEC number in Hartmann number 40 is 1.05. However, with further increase of Hartmann number to 60 and 80, the value of PEC number decreases and in Hartmann number 80 decreases to 0.99, which practically makes the use of nanofluid in the presence of magnetic field affectless. The rate of flow velocity has a significant effect on the heat transfer coefficient of the heat exchanger and also the rate of total pressure drop. The value of the PEC number increases from 1.01 to 1.09 in increasing the Reynolds number from 6000 to 10000. However, it seems that with a relatively small increase in the PEC number and increasing costs in increasing the Reynolds number, using a lower Reynolds number scaler is a better choice.

*Keywords:* Two-pipe heat exchanger, Nanofluid, Helical grooved pipe, Magnetic field, PEC