

تحلیل افت فشار و انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی دولوله‌ای مجهز به کویل مارپیچ فلزی توسط دینامیک سیالات محاسباتی

مهدی رفیعی، مسعود حق شناس فرد*، احسان اکرامیان

دانشکده مهندسی شیمی، دانشگاه صنعتی اصفهان، کد پستی ۸۴۱۵۶۸۳۱۱۱، اصفهان، ایران

*haghshenas@cc.iut.ac.ir

پذیرش: ۹۱/۰۱/۲۵

دریافت:

چکیده

در این تحقیق پارامترهای کلیدی مانند عدد ناسلت، ضریب اصطکاک، نسبت عدد ناسلت به ضریب اصطکاک و راندمان کلی ارتقا در اعداد رینولدز مختلف و هندسه‌های متفاوت از حلقه‌های فلزی درون یک مبدل حرارتی دولوله‌ای به کمک دینامیک سیالات محاسباتی محاسبه شده است. جهت تعیین این پارامترها در مبدل ساده و مبدل‌های حاوی حلقه‌های فلزی یک مدل سه بعدی در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهند که به کارگیری حلقه‌های فلزی درون مبدل باعث افزایش ۲/۲ تا ۳ برابری عدد ناسلت و ۱/۱ تا ۱/۳۵ برابری ضریب اصطکاک نسبت به مبدل ساده شده است و با افزایش عدد رینولدز عدد ناسلت افزایش و ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد و همچنین نسبت ناسلت به ضریب اصطکاک و راندمان کلی ارتقا افزایش می‌یابد. در بررسی اثر گام‌های مختلف حلقه‌های فلزی، مشاهده شده که با کاهش طول گام حلقه‌ها، مقدار عدد ناسلت و ضریب اصطکاک و نسبت این دو بیشتر می‌شود که نشان دهنده‌ی افزایش بیشتر انتقال حرارت نسبت به افت فشار می‌باشد. متوسط خطای نسبی بین نتایج دینامیک سیالات محاسباتی و نتایج تجربی برای عدد ناسلت برای مبدل ساده ۸ درصد و برای مبدل حاوی کویل بین ۸ تا ۱۸ درصد می‌باشد. به طور کلی مطابقت خوبی بین داده‌های آزمایشگاهی و نتایج بدست آمده در این تحقیق وجود دارد، به طوری که می‌توان از مدل ارائه شده در این تحقیق به خوبی برای پیش‌بینی پارامترهای انتقال حرارت و جریان سیال در مبدل‌های حاوی حلقه‌های فلزی استفاده کرد.

کلمات کلیدی: دینامیک سیالات محاسباتی، حلقه‌های فلزی، ضریب اصطکاک، انتقال حرارت

مقدمه

توجه می‌باشد. چپو در سال ۱۹۸۷ اثر استفاده از حلقه‌های فلزی در سرمایه‌های مبدل‌های افقی حاوی روغن را بررسی نمود [۸]. وی مشاهده کرد در این سیستم بر اثر قطع زیرلایه آرام در فیلم سیال و افزایش آشفستگی، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی افزایش می‌یابد. گارسیا و همکارانش در سال ۲۰۰۵ به بررسی افزایش انتقال حرارت مربوط به حلقه‌های فلزی در مبدل تحت رژیم‌های جریان آرام، گذرا و آشفته برای اعداد رینولدز در محدوده ۸۰ تا ۹۰۰۰۰ و اعداد پراتل از ۲/۵ تا ۱۵۰ پرداختند [۹]. آنها در محاسبات خود از سیستم آب و مخلوط پروپیلن و آب استفاده نمودند و خواص سیستم را ثابت فرض کردند که افزایش انتقال حرارت در اثر استفاده از حلقه‌های فلزی را گزارش کردند. یوتاروار و راثو به بررسی ۷ نوع حلقه فلزی مختلف در لوله‌های افقی پرداختند [۱۰]. در این تحقیق از سیال روغن در اعداد رینولدز بین ۳۰ تا ۷۰۰ و پراتل بین ۳۰۰ تا ۶۷۵ استفاده شده و تاثیر نوع و مشخصات هندسی حلقه‌های فلزی بر میزان انتقال حرارت بررسی شده است. زیمپارو و پنچو در سال ۲۰۰۶ به مقایسه‌ی عملکرد حرارتی و هیدرولیکی نوارهای پیچشی و حلقه‌های فلزی مارپیچ درون مبدل در ناحیه‌ی جریان آشفته پرداختند [۱۱]. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که به‌کارگیری حلقه‌های فلزی مارپیچ روشی کارآمدتر و پر کاربردتر از نوارهای پیچشی می‌باشد. ایمسا و همکارانش در سال ۲۰۱۰ اثر ترکیب حلقه‌های فلزی مارپیچ غیر یکنواخت (طول گام متغیر) با نوارهای پیچشی را بر روی مشخصات عملکرد حرارتی، عدد بی‌بعد ناسلت و ضریب اصطکاک بررسی کرده و با مبدل ساده مقایسه کرده‌اند [۱۱]. نتایج نشان داده است که در این سیستم ترکیبی مشخصات حرارتی، ناسلت و ضریب اصطکاک بهبود یافته است.

افزایش انتقال حرارت تلاش همیشگی طراحان برای کاهش ابعاد تجهیزات حرارتی و به طبع کاهش هزینه‌ها بوده است. استفاده از روش‌های مختلف جهت افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی سال‌های زیادی مورد بررسی قرار گرفته‌اند [۱-۲]. این روش‌ها به طور خلاصه به دو گروه تقسیم می‌شوند، روش‌های فعال و روش‌های غیرفعال. روش افزایش انتقال حرارت غیرفعال به دلیل عملکرد ساده‌تر و سهولت به‌کارگیری در تجهیزات حرارتی امروزی، بسیار کارآمدتر از روش‌های فعال می‌باشند [۳].

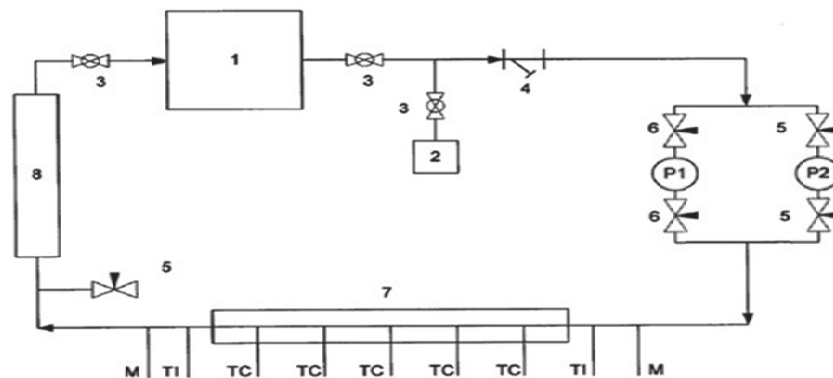
در روش فعال برای افزایش انتقال حرارت نیاز به نیروی خارجی می‌باشد، به عنوان مثال ایجاد جریان لرزشی در سیال در حال حرکت. در مقابل، روش غیرفعال نیاز به انرژی خارجی برای افزایش انتقال حرارت ندارند مانند استفاده از حلقه‌های فلزی [۴]. استفاده از میکروپوره‌ها [۵].

در بین این روش‌ها استفاده از حلقه‌های فلزی مارپیچ و نوارهای پیچشی بیشتر مرسوم می‌باشد. نوارهای پیچشی داخل مبدل باعث ایجاد جریان چرخشی در جهت مبدل می‌شود که این روش اصولاً تماس گرمایی خوبی با دیواره‌ی مبدل ندارد، در مقابل حلقه‌های فلزی مارپیچ باعث کاهش قطر هیدرولیک مبدل شده و همچنین به عنوان سطوح گسترده، سطح انتقال حرارت را افزایش می‌دهند. حلقه‌های فلزی درون مبدل افت فشار کمتری را در مقایسه با نوارهای پیچشی ایجاد می‌کنند. به‌هرحال حلقه‌های فلزی باعث افزایش ضریب اصطکاک مبدل خواهد شد [۶-۷]. در انتخاب هر یک از این روش‌ها دو فاکتور کارایی و هزینه موثر می‌باشند.

در سیستم‌هایی با سیال روغن به دلیل ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی کم، افزایش این ضریب بیشتر مورد

۲- پیشینه‌ی آزمایشگاهی

مطالعه‌ای تجربی توسط اخوان بهابادی و همکارانش در سال ۲۰۱۰ جهت بررسی تاثیر حلقه‌های فلزی بر انتقال حرارت و افت فشار در جریان گرمایش روغن است [۱۲]. شماتیک تجهیزات آزمایشی مورد استفاده در شکل ۱ نشان داده شده است. سیستم مورد استفاده شامل یک مبدل حرارتی دولوله‌ای جریان متقابل حاوی سیال روغن می‌باشد. روغن موتور توسط بخار آب فوق گرم که در قسمت فضای بین دو لوله این مبدل جریان دارد گرم می‌شود. قطر داخلی لوله‌ی مبدل ۲۶/۰۴ میلی‌متر و قطر خارجی آن ۲۸/۵۷ میلی‌متر است. طول مبدل ۱۷۰۰ میلی‌متر و لوله‌ی داخلی از جنس مس و پوسته‌ی مبدل از جنس استیل کربن می‌باشد. قطر داخلی پوسته‌ی مبدل ۱۵۲/۴ میلی‌متر است. دمای روغن ورودی و خروجی سیستم توسط ترموکوپل‌های تعبیه شده در این قسمت‌ها اندازه‌گیری می‌شوند. اندازه‌گیری دمای روغن در طول مبدل توسط تعدادی ترموکوپل نوع J که در پنج سوراخ حفر شده در مبدل تعبیه شده‌اند انجام می‌شود. با اندازه‌گیری اختلاف دما می‌توان اعداد ناسلت را تحت شرایط مختلف بدست آورد.

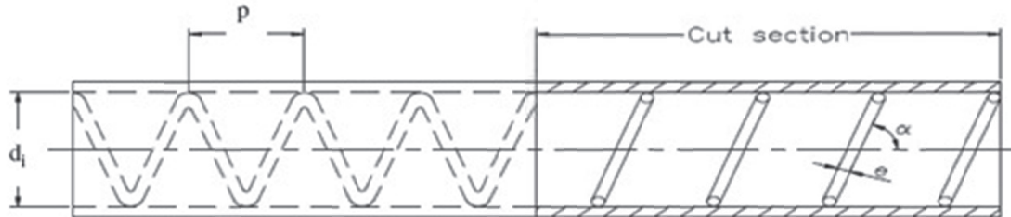


۱- مخزن ذخیره ۲- ظرف درجه‌بندی ۳- شیر توپی یک اینچ ۴- صافی نوع Y یک اینچی ۵- شیر سوزنی نیم اینچی ۶- شیر سوزنی یک اینچی ۷- مبدل ۸- خنک کننده P1-پمپ دنده‌ای P2- پمپ گریز از مرکز T1- دماسنج TC- دماسنج حرارتی M- فشارسنج

شکل ۱- نمای شماتیک از تجهیزات آزمایشگاهی مورد استفاده [۱۲]

هندسه‌ی حلقه‌های فلزی موجود در لوله را که در شبیه‌سازی نیز مورد استفاده قرار گرفته است نشان می‌دهد.

در این تحقیق جهت شبیه‌سازی، ۴ نوع حلقه با گام‌های مختلف و با دو قطر متفاوت مورد بررسی قرار گرفته است که مشخصات حلقه‌های فلزی شبیه‌سازی شده در جدول ۱ آورده شده است. همچنین شکل ۲



شکل ۲- مبدل مورد استفاده در شبیه‌سازی (میلی‌متر ۴۷، ۶۵، ۲۶، ۶۹ و $p=69$ و $d_i=26/0.4$) [۱۲]

جدول ۱- مشخصات انواع حلقه‌های مورد استفاده [۱۲]

e (mm) قطر حلقه‌ی فلزی	p (mm) طول گام حلقه	α انحنا (درجه)
۲	۶۵	۴۹/۲
۲	۴۷	۵۸/۱
۳/۵	۶۹	۴۵/۷
۳/۵	۲۶	۶۹/۸

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{v^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{v^2}{2} \right) \vec{v} \right] = -\nabla \cdot (P \vec{v}) + \rho g + \rho (f \vec{v}) \quad (3)$$

در معادلات بالا t معرف زمان، ρ چگالی جرمی، v سرعت جریان و p فشار سیال می‌باشد و همچنین q سرعت انتقال حرارت به ازای واحد سطح دیواره، e انرژی داخلی و f معرف نیروی حجمی است.

ایجاد شبکه‌بندی مناسب برای حل معادلات اساسی حاکم بر مبدل یکی از مهم‌ترین بخش‌های مدل‌سازی می‌باشد. جهت شبیه‌سازی سیستم در این تحقیق از نرم افزار Fluent و جهت شبکه‌بندی مدل‌ها از نرم افزار Gambit استفاده شده است. با ایجاد یک شبکه‌بندی مناسب می‌توان در حل معادلات به یک همگرایی مناسب دست یافت و بالعکس انتخاب نامناسب شبکه می‌تواند باعث ایجاد ناپایداری یا عدم همگرایی در محاسبات گردد. شکل ۳ بخشی از هندسه مورد استفاده جهت شبیه‌سازی را نشان می‌دهد.

۳- مدل‌سازی سیستم توسط دینامیک سیالات محاسباتی

دینامیک سیالات محاسباتی تکنیکی بر اساس روش‌های عددی جهت تحلیل مسائل حرکت سیالات، انتقال حرارت، انتقال جرم و واکنش شیمیایی می‌باشد. هدف این مقاله، بررسی جریان سیال و انتقال حرارت در یک مبدل حاوی حلقه‌های فلزی می‌باشد، لذا معادلات حاکم شامل معادلات پیوستگی، اندازه حرکت و معادله انرژی به شکل زیر می‌باشد:

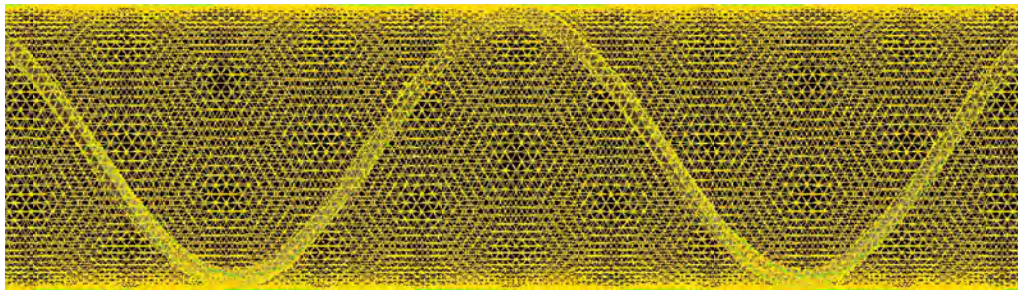
معادله‌ی بقای جرم (پیوستگی):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

معادله‌ی بقای مومنتوم:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla P + \rho \vec{f} \quad (2)$$

معادله‌ی بقای انرژی (۳):



شکل ۳- مدل مورد استفاده در دینامیک سیالات محاسباتی به همراه شبکه‌بندی

برای خروجی شرط "فشار خروجی"^۲ انتخاب شده است. جریان سیال بصورت آرام در نظر گرفته شده و برای دیواره شرط مرزی عدم لغزش^۳ بکار رفته است.

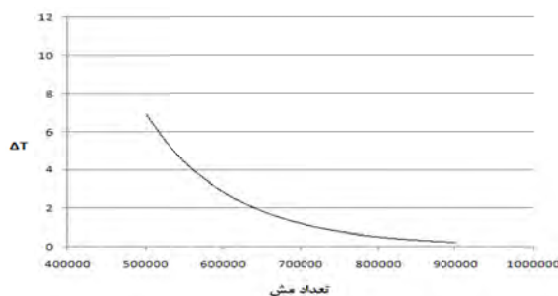
جدول ۲- مشخصات روغن در مدل شبیه‌سازی شده [۱۲]

خواص				دما (درجه سانتیگراد)
				۹۰
ویسکوزیته ($pa.s$)	۰/۰۰۷	۰/۰۱۱	۰/۰۱۹۲	۰/۰۳۷۹
گرمای ویژه ($j/kg.k$)	۲۱۴۸/۲	۲۰۷۴	۱۹۹۹/۸	۱۹۲۵/۶۵
هدایت حرارتی ($w/m.k$)	۰/۱۵۶۸	۰/۱۵۸۵	۰/۱۶۰۰	۰/۱۶۲۱
چگالی (kg/m^3)	۸۱۲/۱	۸۲۶/۶	۸۴۱/۱	۸۵۵/۶

۴- نتایج

در این مقاله اثر حلقه‌های فلزی و تغییرات سرعت جریان (عدد رینولدز) بر روی مقادیر ضریب اصطکاک و عدد ناسلت بررسی شده است. شکل ۵ نمونه‌ای از کانتورهای طولی دما در مبدل با قطر ۳/۵ و طول گام ۶۹ میلی‌متر را نشان می‌دهد. کانتورهای دمای شعاعی در مبدل در هر مقطع متفاوت بوده و تغییرات کمی دارند و تنها کانتورهای طولی‌اند که در تحلیل نتایج دارای اهمیت است. با داشتن کانتورهای دما، سرعت و فشار می‌توان مقادیر عدد ناسلت و فاکتور اصطکاک را بدست آورد.

در این تحقیق، جهت المان‌بندی هندسه‌ها ابتدا مرحله‌ی استقلال از مش بررسی گردید. به این منظور المان‌هایی با اندازه‌های مختلف انتخاب شده و مورد ارزیابی قرار گرفتند. نتایج برای یک حالت خاص در شکل ۴ نشان داده شده است. پس از بررسی نتایج مشاهده شد که میزان اختلاف دما در حالتی که تعداد شبکه‌ها بیشتر از ۷۵۰۰۰۰ باشد ناچیز بوده و تاثیر بسیار کمی در مقدار عدد ناسلت دارد. بنابراین شبکه‌بندی مبدل با ۷۵۰۰۰۰ المان انجام شد.

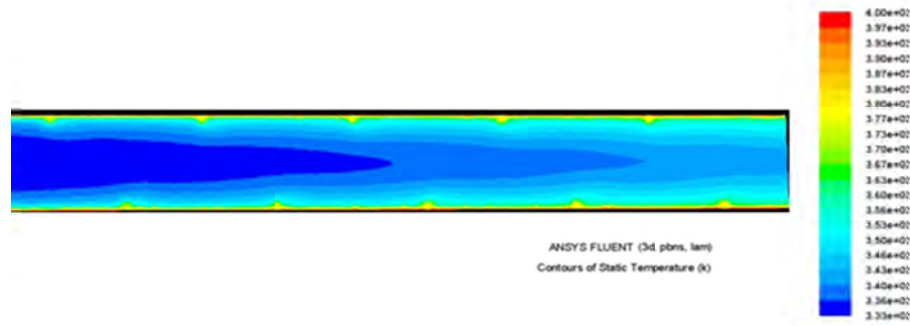


شکل ۴- تعداد المان بر حسب اختلاف دمای ورودی و خروجی مبدل برای نمونه با قطر مارپیچ ۲ و طول گام ۴۷ میلی‌متر

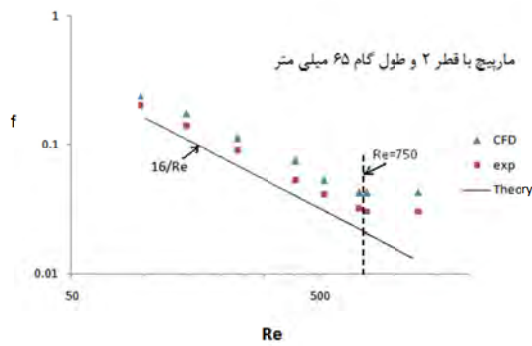
سیال بکاررفته روغن موتور بوده و تغییرات خواص سیال با دما در طول لوله طبق رابطه خطی تعریف شده است. خواص روغن مورد استفاده در آزمایشات و نیز در شبیه‌سازی در جدول ۲ نشان داده شده است. شرایط مرزی ورودی سیستم "سرعت ورودی"^۱ و

^۲ Pressure outlet
^۳ No slip condition

^۱ Velocity inlet



شکل ۵- کانتورهای طولی دما در مبدل با قطر مارپیچ ۳/۵ و طول گام ۶۹ میلی‌متر



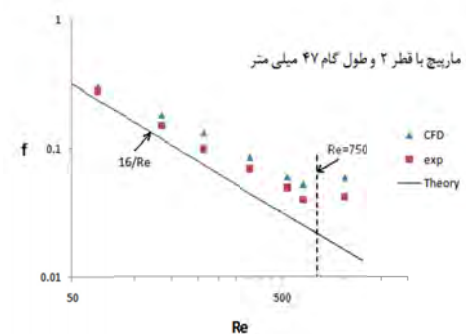
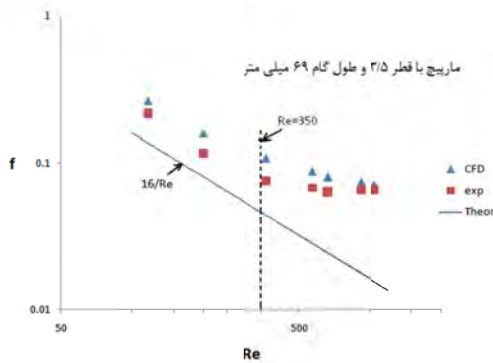
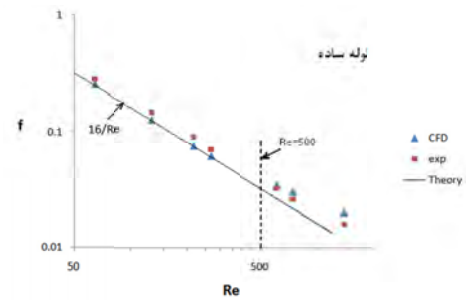
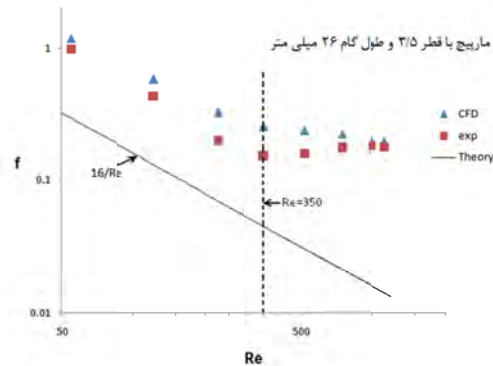
برای محاسبه ضریب اصطکاک از رابطه ۴ استفاده شده است:

$$f = \frac{\Delta P d_i}{2 \rho u_m^2 L} \quad (4)$$

طبق روابط تئوری ارائه شده، ضریب اصطکاک مطابق رابطه ۵ تابعی از عدد رینولدز می باشد:

$$f = \frac{16}{Re} \quad 1500 < Re < 100 \quad (5)$$

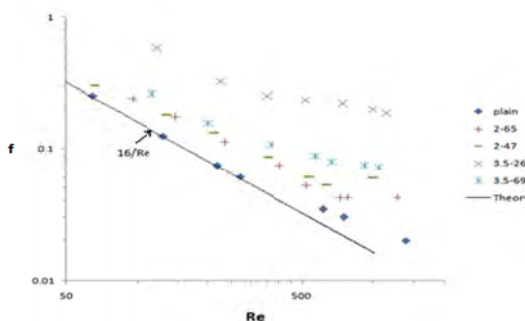
نتایج حاصل از شبیه‌سازی جریان روغن درون مبدل، آزمایش‌های انجام شده و نظریات تئوری مرتبط در شکل ۶ نشان داده شده است.



شکل ۶- ضریب اصطکاک بر حسب رینولدز برای لوله ساده و لوله‌های همراه با حلقه فلزی

فرضیات تئوری در مارپیچ‌های با قطر بزرگتر، کاهش می‌یابد.

شکل ۷ نمودارهای رینولدز- ضریب اصطکاک را با استفاده از داده‌های دینامیک سیالات محاسباتی و برای مبدل ساده و لوله‌های دارای مارپیچ مقایسه می‌کند. با ملاحظه این نمودار مشخص می‌شود که وجود مارپیچ در لوله باعث افزایش افت فشار و در نتیجه افزایش ضریب اصطکاک شده است. همچنین با افزایش قطر مارپیچ این روند شدت بیشتری به خود گرفته است و با افزایش عدد رینولدز، ضریب اصطکاک افزایش بیشتری نسبت به مبدل ساده از خود نشان داده است. با توجه به شکل ۶ و به علت افت فشار کمتر در مبدل حاوی مارپیچ با قطر ۲ و طول گام ۶۵ میلی‌متر در مقایسه با سایر نمونه‌ها این مارپیچ از نظر افت فشار حاصل نسبت به سایر مارپیچ‌ها مناسب تر می‌باشد.



شکل ۷- نمودارهای رینولدز- ضریب اصطکاک برای مبدل ساده و مبدل‌های دارای مارپیچ

با استفاده از توزیع دمای بدست آمده از شبیه‌سازی سیستم و رابطه‌ی (۶) مقادیر ضریب انتقال حرارت جابجایی برای مارپیچ‌های مختلف محاسبه می‌شود:

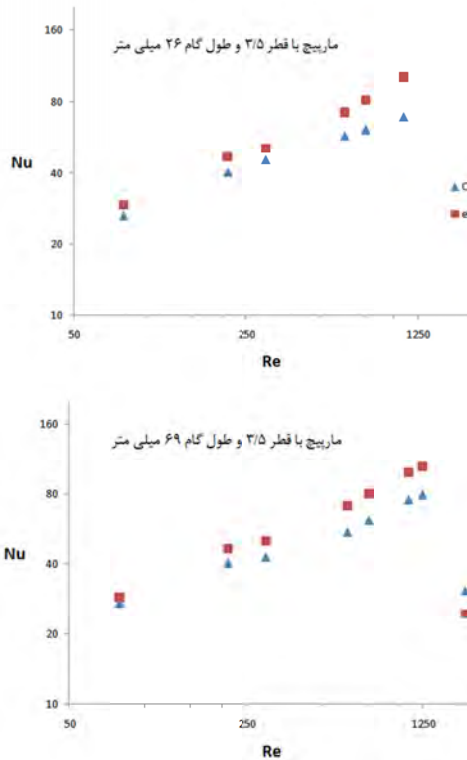
$$h = \frac{\dot{m}C_p(T_{in}-T_{out})}{\pi d_i L \Delta T_{lm}} \quad (6)$$

از داده‌های موجود، اعداد ناسلت محاسبه شده و نمودارهای رینولدز-ناسلت برای مبدل ساده و

برحسب نتایج بدست آمده، روند کاهشی ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز در همه‌ی داده‌ها مشهود است. همچنین اعداد بدست آمده از شبیه‌سازی مبدل در محدوده‌ی اعداد رینولدز محاسبه شده از مقادیر آزمایشگاهی بیشتر است در حالی که مقادیر تئوری کمتر از آن می‌باشد، که علت آن مربوط به فرضیات در نظر گرفته شده در شبیه‌سازی می‌باشد.

با توجه به شکل ۶ ملاحظه می‌شود که خطای مقادیر تئوری برای ضریب اصطکاک بسیار بیشتر از خطای مقادیر مدل‌سازی سیستم توسط دینامیک سیالات محاسباتی می‌باشد. آنچه که نمودار رینولدز- ضریب اصطکاک برای مبدل ساده را با مبدل حاوی حلقه‌ی مارپیچ متفاوت می‌کند همیشه نزولی بودن این نمودار در مبدل ساده است ولی در مبدل‌های حاوی مارپیچ این روند نزولی بعد از یک رینولدز خاص به خط مستقیم تبدیل می‌شود. در لوله‌های همراه با مارپیچ‌هایی به قطر ۲ میلی‌متر، در اعداد رینولدز بیشتر از ۷۵۰، روند سیر نزولی ضریب اصطکاک تغییر می‌کند. همچنین در مورد حلقه‌های مارپیچ با قطر ۳/۵ میلی‌متر این تغییر روند در اعداد رینولدز بیشتر از ۳۵۰ مشاهده می‌شود. در حقیقت بعد از این اعداد رینولدز، مقدار ضریب اصطکاک به یک عدد ثابت می‌رسد. این تغییر روند توسط رابطه‌ی تئوری قابل پیش‌بینی نیست در حالی که توسط دینامیک سیالات محاسباتی به خوبی پیش‌بینی شده است.

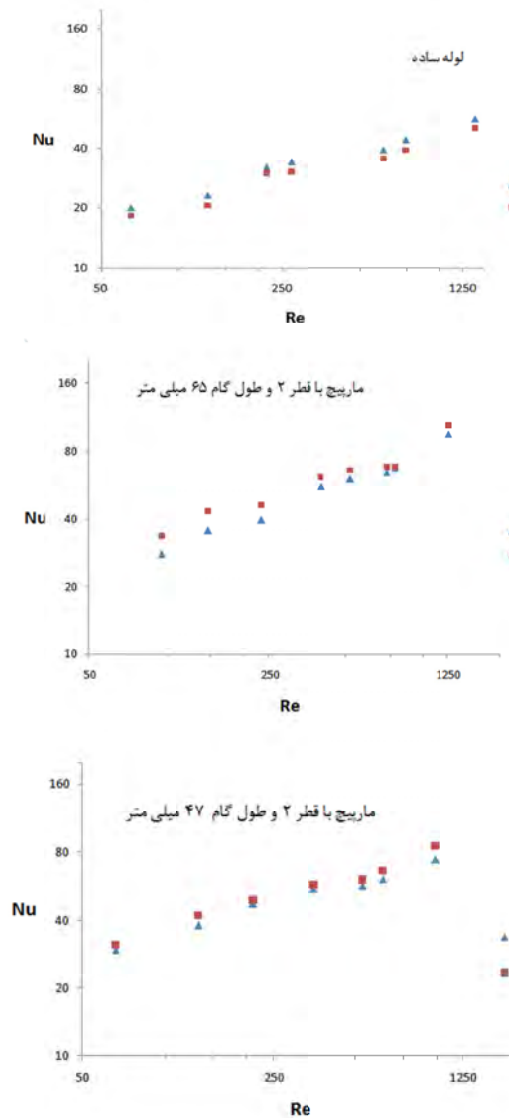
نتیجه‌ای دیگر که از تحلیل نمودارهای رینولدز- ضریب اصطکاک بدست می‌آید این است که با افزایش قطر حلقه‌ی فلزی، داده‌های آزمایشگاهی و تحلیل‌های دینامیک سیالاتی همخوانی بیشتری با فرضیات تئوری پیدا می‌کنند و خطای حاصل از



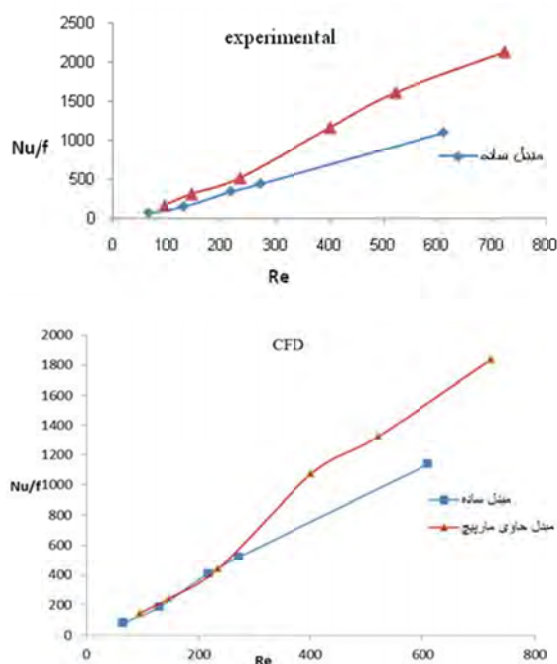
شکل ۸- نمودارهای رینولدز- ناسلت برای مبدل ساده و مبدل‌های حاوی مارپیچ

همان‌طور که مشاهده می‌شود اعداد ناسلت بدست آمده از شبیه‌سازی سیستم در مورد مبدل‌ها از مقادیر آزمایشگاهی بیشتر است. خطای حاصل از شبیه‌سازی سیستم با افزایش اعداد رینولدز افزایش یافته است که این امر مربوط به فرضیات در نظر گرفته شده جهت شبیه‌سازی می‌باشد. با این حال اعداد ناسلت آزمایشگاهی و اعداد بدست آمده از شبیه‌سازی سیستم توسط دینامیک سیالات محاسباتی مطابقت خوبی با یکدیگر دارند. در مبدل ساده، متوسط خطای نسبی بین اعداد تجربی و نتایج شبیه‌سازی حدود ۸ درصد و در مبدل‌های حاوی حلقه‌ی فلزی، متوسط خطا بین ۸ تا ۱۸ درصد می‌باشد.

انتقال حرارت جابجایی و عدد ناسلت افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که در مبدل‌های دارای مارپیچ شیب تغییرات عدد ناسلت در رینولدزهای بالاتر از ۷۵۰ بیشتر شده و با افزایش عدد رینولدز بیشتر از ۷۵۰، روند افزایش اعداد ناسلت افزایش یافته است و شاید علت این امر تغییر نوع جریان از آرام به گذرا باشد که موجب افزایش بیش از پیش ضریب انتقال حرارت جابجایی و در نتیجه اعداد ناسلت شده است.



در شکل ۱۰ نمودار "نسبت ناسلت به ضریب اصطکاک بر حسب رینولدز" براساس داده‌های دینامیک سیالات محاسباتی برای مبدل ساده و مبدل دارای مارپیچ با قطر ۲ و طول گام ۶۵ رسم شده است. این نسبت فاکتوری موثر در انتقال حرارت بوده و بیانگر نسبت انتقال حرارت به افت فشار در مبدل می‌باشد. همان‌طور که در شکل ۱۰ دیده می‌شود در مجموع این نسبت در مبدل حاوی مارپیچ بزرگتر از مبدل ساده می‌باشد.

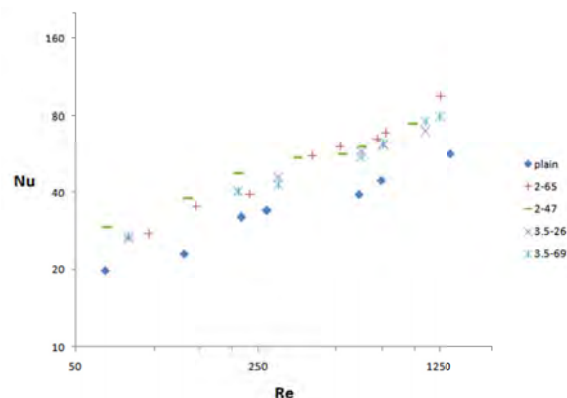


شکل ۱۰- نسبت عدد ناسلت به ضریب اصطکاک برای مبدل ساده و مبدل دارای مارپیچ با قطر ۲ و طول گام ۶۵

رابطه متوسط خطای نسبی بصورت زیر می‌باشد:

$$E(\%) = 100 * \frac{1}{N} \sum \left| \frac{(Nu)_{Exp} - (Nu)_{CFD}}{(Nu)_{Exp}} \right| \quad (7)$$

در شکل ۹ نمودارهای رینولدز- ناسلت براساس داده‌های دینامیک سیالات محاسباتی برای مبدل ساده و مبدل‌های دارای مارپیچ رسم شده‌اند. با مشاهده‌ی این نمودارها مشخص است که در همه‌ی لوله‌های دارای مارپیچ ضریب انتقال حرارت و در نتیجه عدد ناسلت نسبت به مبدل ساده افزایش یافته است. در حلقه‌ی مارپیچ با قطر ۲ و گام ۶۵ میلی‌متر، در اعداد رینولدز پایین، افزایش عدد ناسلت نسبت به مبدل ساده حدود ۲/۲ برابر است، در حالیکه در اعداد رینولدز حدود ۱۳۰۰، این افزایش به حدود ۳ برابر می‌رسد.



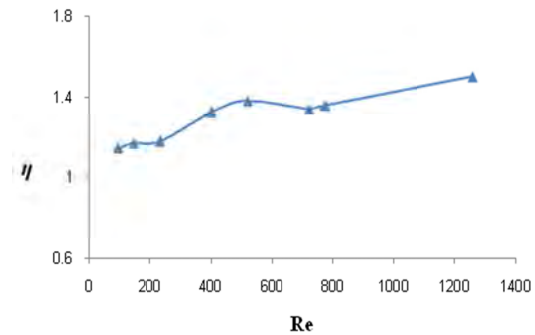
شکل ۹- عدد رینولدز بر حسب عدد ناسلت برای مبدل ساده و مبدل‌های دارای مارپیچ

راندمان کلی ارتقا به این نتیجه می‌رسیم که افت فشار برای ماریپیچ‌های با قطر ۲ و طول گام ۶۵ میلی‌متر نسبت به سایر ماریپیچ‌ها کمتر بوده است و همچنین گام ماریپیچ‌ها تغییر محسوسی در اعداد ناسلت نداشته است. در همین نوع مبدل حاوی ماریپیچ، میزان افزایش عدد ناسلت نسبت به مبدل ساده بین ۲/۲ تا ۳ برابر می‌باشد. بنابراین می‌توان گفت برای افزایش ضریب انتقال حرارت و همچنین افت فشار پایین در مبدل‌ها، استفاده از حلقه‌ی فلزی ماریپیچ با قطر ۲ و گام ۶۵ میلی‌متر از سایر نمونه‌ها مناسب‌تر می‌باشد. باتوجه به این که این نتایج در مورد قرارگیری حلقه‌های ماریپیچ درون یک مبدل دولوله‌ای جریان متقابل بدست آمده می‌توان نتایج را با تقریب خوبی به مبدل دولوله‌ای جریان همسو و همچنین درمورد مبدل پوسته و لوله که متشکل از چندین لوله درون یک پوسته است به کار برد چرا که تمام بررسی‌های مقاله‌ی حاضر در لوله‌ی داخلی مبدل صورت گرفته است.

علائم و نشانه‌ها

Cp	گرمای ویژه (j/kgK)
e	قطر حلقه‌ی فلزی (m)
E	متوسط خطای نسبی
f	ضریب اصطکاک
h	ضریب انتقال حرارت (w/m ² K)
m	دبی جرمی (kg/s)
N	تعداد نقاط در محاسبه خطا
p	طول گام حلقه‌ی فلزی (m)
T	دما (K)
v	سرعت (m/s)
ρ	چگالی (kg/m ³)
α	زاویه‌ی انحنای (درجه)

راندمان کلی ارتقا^۴ به صورت نرخ انتقال حرارت در لوله‌های ارتقا یافته^۵ به لوله‌های ساده^۶ نسبت به ضریب اصطکاک در لوله‌های ارتقا یافته به لوله‌های ساده طبق معادله (۸) تعریف می‌شود [۱۳]. در شکل ۱۱ تغییرات این پارامتر نسبت به عدد رینولدز رسم شده است.



شکل ۱۱- راندمان کلی ارتقا برای مبدل ساده و مبدل دارای ماریپیچ با قطر ۲ و طول گام ۶۵

همانگونه که در نمودار مشخص است مقدار این پارامتر در تمام مقادیر عدد رینولدز عددی بزرگتر از یک است. این امر بیانگر بیشتر بودن نسبت انتقال حرارت به افت فشار در لوله‌های حاوی حلقه‌ی فلزی است. همچنین با افزایش رینولدز راندمان کلی ارتقا بیشتر شده است. در مجموع این نمودار بیانگر این است که استفاده از لوله‌های ارتقا یافته در مبدل باعث افزایش راندمان سیستم نسبت به لوله‌های ساده می‌شود.

$$\eta = \frac{Nu_e/Nu_p}{(f_e/f_p)^{1/3}} \quad (8)$$

نتیجه‌گیری

با توجه به نمودارهای مربوط به ضریب اصطکاک، عدد ناسلت، نسبت ناسلت به ضریب اصطکاک و

⁴ Overall Enhancement Efficiency

⁵ enhanced pipe

⁶ plain pipe

مراجع

1. Zimparov V., Penchev P., Performance evaluation of some tube inserts as heat transfer enhancement techniques, *Heat Transfer Eng.*, 2006, 27(8), pp. 39-48.
2. Bergles A. E., Enhancement of heat transfer, 6th Int. Heat Transfer Conf., Toronto, 1978, pp. 89-108.
3. Dewan A., Mahanta P., Sumithra Raju K. and Suresh Kumar P., Review of passive heat transfer augmentation techniques .*J. Power and Energy .Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 218 Part A*, 2004, pp. 509-527.
4. Webb R. L., *Principles of Enhanced Heat Transfer*, John Wiley, and Sons, NY, 1994.
5. Liebenberg L., Meyer J. P., In-tube passive heat transfer enhancement in the process industry, *Appl. Therm. Eng.* 27 (16), 2007, pp. 2713-2726.
6. Wang L., Suden B., Performance comparison of some tube inserts, *Int. Comm. Heat Mass Transf.* 29 (1), 2002, pp. 45-56.
7. Sriromruln P., Naphon P., Single-phase heat transfer and pressure drop in the micro-fin tubes with coiled wire insert, *Int. Comm. Heat Mass Transf.* 33 (2) (2006), pp. 176-183.
8. Chiou J. P., Experimental investigation of the augmentation of forced convection heat transfer in a circular tube using spiral spring inserts, *ASME J. Heat Transf.* 109, 1987, pp. 300-307.
9. Garcia A., Vicente P.G., Viedma A., Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers, *Int. J. Heat Mass Transf.* 48, 2005, pp. 4640-4651.
10. Uttarwar S. B., Raja Rao M., Augmentation of laminar flow heat transfer in tubes by means of wire coil inserts, *ASME J. Heat Transf.* 107, 1985, pp. 930-935.
11. Eiamsa-ard S., Nivesrangsan P., Chokphoemphun S., Promvong P., Influence of combined non-uniform wire coil and twisted tape inserts on thermal performance characteristics. *Int. Comm. Heat and Mass Transfer* 37, 2010, pp. 850-856.
12. Akhavan-behabadi M. A., Kumar R., Salimpour M. R., Azimi A., pressure drop and heat transfer augmentation due to coiled wire inserts during laminar flow of oil inside a horizontal tube, *Int. J. Thermal science* 49(2), 2010, pp. 373-379
13. Webb, R. L., Eckert, E. R., *Application of Rough Surfaces to Heat Exchanger Design*. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 15, 1972, pp. 1647 - 1658.