

الگوریتم طراحی سریع و بررسی شاخص‌های کارکرد فناوری جدید مبدل‌های حرارتی با لوله‌های پیچشی در صنایع نفت (بخش اول)

تاریخ دریافت: ۸۹/۱۰/۱۵ ؛ تاریخ پذیرش: ۹۰/۵/۱۹

پژوهش نفت

سال بیست و یکم
شماره ۶۷
صفحه ۹۸-۸۳، ۱۳۹۰

محمد رضا جعفری نصر^{۱*}، آیدا همت^۲ و امین سالم^۲

۱- پژوهشگاه صنعت نفت

۲- دانشگاه صنعتی سهند، دانشکده مهندسی شیمی

Nasrmj@ripi.ir

با ارائه شاخصی، سطح انتقال حرارت لازم برای تبادل یک بار حرارتی معین با یکدیگر مقایسه شده و مزیت به کارگیری مبدلهایی با لوله‌های پیچشی به خوبی روشن گردیده است.

واژه‌های کلیدی: مبدل حرارتی، لوله پیچشی، الگوریتم طراحی سریع، انتقال حرارت

چکیده

با اینکه مبدل‌های پوسته و لوله معمولی سابقه طولانی و موفقی در صنعت داشته‌اند، ولی این تجهیزات دارای مشکلات و محدودیت‌های عملیاتی هستند. پایین بودن میزان ضریب انتقال حرارت در سمت پوسته و نحوه حرکت جریان سیال به ویژه در سمت پوسته این مبدل‌ها به نحوی است که احتمال به وجود آمدن نواحی مرده و در نتیجه تشکیل رسوب در آنها زیاد است. همچنین میزان افت فشار به ازای ضریب انتقال حرارت و ایجاد لرزش در دسته لوله‌ها بالا است. در این پژوهش طراحی پیشرفته‌ای از خانواده مبدل‌های حرارتی پوسته-لوله به نام «مبدل حرارتی با لوله‌های پیچشی» معرفی شده است. در این مبدل حرارتی خاص، بیشتر مشکلات مربوط به انواع ساده مبدل‌های پوسته-لوله‌ای برطرف شده است. پس از استخراج قوانین حاکم بر انتقال حرارت و افت فشار از مراجع معتبر، الگوریتم طراحی سریعی با هدف استفاده بهینه از افت فشار مجاز ارائه و نتایج آن با اطلاعات سایر مراجع اعتبار سنجی شده است. به منظور مقایسه میزان کارایی مبدلی با لوله‌های پیچشی نسبت به مبدلی با لوله‌های ساده،

مقدمه

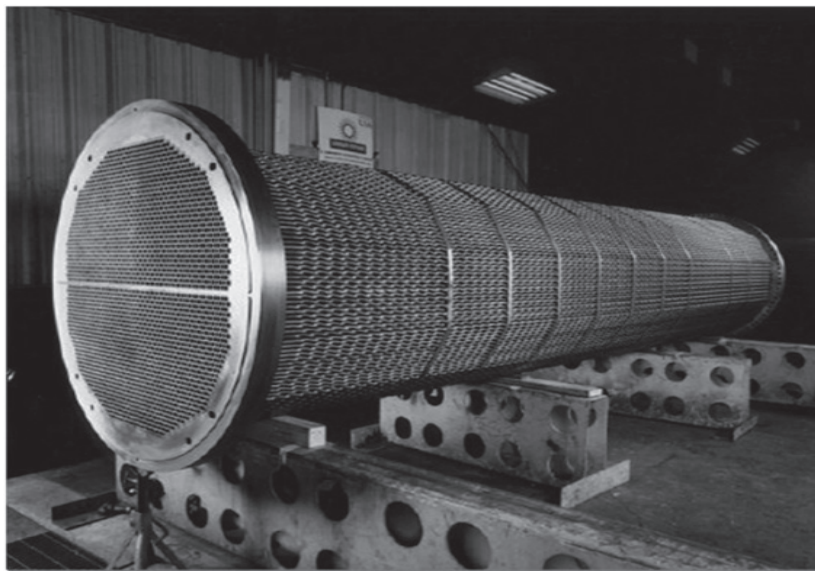
مبدل‌های پوسته-لوله‌ای تقریباً ۸۵٪ مبدل‌های جدید پالایشگاه‌ها، پتروشیمی‌ها و نیروگاه‌ها را تشکیل می‌دهند. این مبدل‌ها قابلیت کاربرد در محدوده‌های وسیعی از فشار و دما را دارند. این محدوده‌ها را می‌توان توسط طراحی‌ها یا مواد خاص باز هم گسترده‌تر نمود. انواع دیگر مبدل‌های حرارتی مانند مبدل‌های قاب و صفحه‌ای با وجود مزایای انکارناپذیر، تنها در فشارهای کمتر از ۱۶ bar و دمای زیر ۲۰۰ °C کار می‌کنند. لذا این امر توجه زیادی را در مورد

نتیجه کلی آن است که MTD و ϵ واقعی کمتر از مقدار ایده‌آل و کمتر از مقدار آن در مبدل‌هایی است که چنین مشکلاتی ندارند. بنابراین از مبدل‌های پوسته و لوله فقط در زمانی استفاده می‌شود که بازدهی ۶۰ تا ۸۰٪ مورد انتظار باشد. این در حالی است که یک مبدل صفحه‌ای^۱ می‌تواند به بازدهی بیش از ۹۰٪ و یک مبدل صفحه-پره^۲ به بازدهی ۹۸٪ با اختلاف دمایی یک کلوین برسد [۱].

در مبدل حرارتی با لوله‌های پیچشی بیشتر مشکلات مربوط به انواع معمول مبدل‌های پوسته-لوله‌ای برطرف شده است [۳]. مبدل لوله پیچشی^۶ از سال ۱۹۸۴ توسط شرکت آلاردز^۷ در سوئد به‌کار گرفته شده است. این طرح از سال ۱۹۹۴ توسط شرکت برون فین تیوب^۸ به خارج از اسکانندیناوی برده شده است. مالکیت فکری این طرح در حال حاضر در دست این شرکت است و تنها موسسه‌ای که اجازه استفاده از محصولات شرکت برون فین تیوب را دارد، شرکت آمریکایی کوخ^۹ است که در زمینه دستگاه‌های انتقال حرارت فعالیت می‌کند (شکل ۱) [۴].

یافتن راهکارهای پیشرفته جهت مقابله با کمبودهای موجود در طراحی‌های معمولی به خود جلب کرده است [۱].

در مبدل پوسته-لوله از نوع استاندارد تما^۱ در سمت پوسته بافل وجود دارد که علاوه بر نگهداشتن دسته لوله‌ها در جای خود، باعث ایجاد جریان متقاطع می‌شود. این حرکت زیگزاگی باعث هدر رفتن انرژی برای تغییر جهت جریان به‌جای افزایش انتقال حرارت در سمت پوسته می‌گردد. این امر همچنین باعث نشستی سیال از روزنه‌های لوله-بافل و پوسته-بافل و در نتیجه کم شدن جریان متقاطع می‌شود. وجود بافل‌ها همچنین باعث ایجاد نواحی مرده و در نتیجه کاهش انتقال حرارت و افزایش رسوب‌گیری و خوردگی می‌گردد [۲]. میانگین اختلاف دما^۲ (MTD) یا بازده گرمایی^۳ (ϵ)، در مبدل پوسته-لوله با فرض اختلاط کامل شعاعی و نبودن اختلاط محوری قابل محاسبه است. در عمل، اختلاط محوری زیادی در مبدل‌های دارای بافل وجود دارد و جریان‌های نشستی و جریان کنارگذر دسته لوله که فقط به‌صورت جزئی در انتقال حرارت شرکت دارند، این اثر را تشدید می‌کنند.



شکل ۱- نمایی از یک مبدل لوله‌های پیچشی صنعتی [۴]

1. TEMA
2. Mean Temperature Difference
3. Thermal Efficiency
4. Plate Heat Exchanger
5. Plate-Fin Heat Exchanger
6. Twisted Tube Heat Exchanger
7. Allards
8. Brown Fin Tube
9. Koch

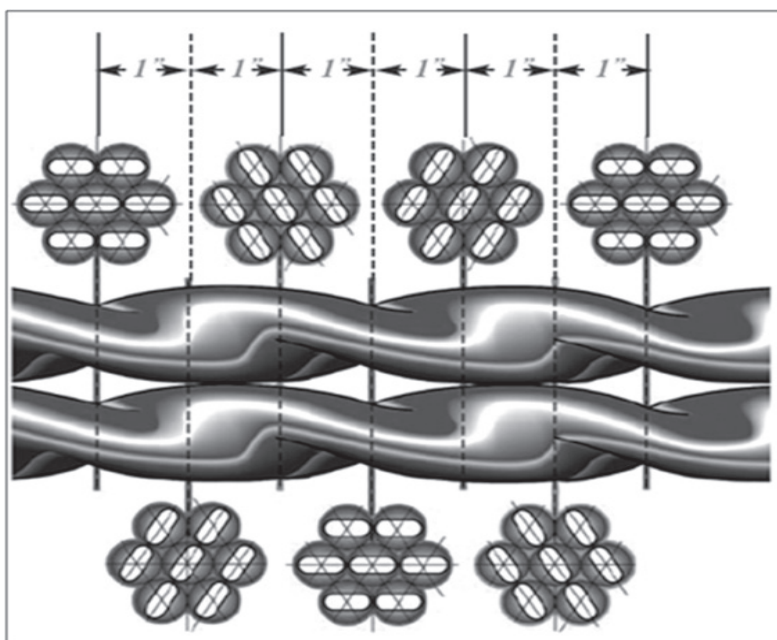
معرفی مبدل حرارتی لوله پیچشی

ساختار مکانیکی

در ساختار مبدل لوله پیچشی، بافل‌هایی که برای نگهداشتن دسته لوله‌ها استفاده می‌شوند، وجود ندارند. لوله‌ها با مقطع بیضی شکل ساخته شده و تاب داده شده‌اند. این عملیات در یک فرآیند خاص و به صورت تک مرحله‌ای انجام می‌شود که در نتیجه قطر لوله در تمامی نقاط ثابت می‌ماند. آزمایش‌های هیدرولیکی انجام شده مقاومت این لوله‌ها را در برابر فشار تا ۱۳۴۰ bar تایید کرده است [۴]. دو انتهای این لوله‌ها با مقطع دایره‌ای است تا به راحتی در صفحه-لوله قرار بگیرند. جنس لوله‌ها می‌تواند فولاد ضد زنگ^۱، فولاد معمولی^۲، تیتانیم، مس، آلیاژ نیکل و یا مواد دیگر باشد. دسته لوله‌ها ردیف به ردیف چیده می‌شوند تا خم لوله‌ها به نحوی قرار گیرد که تماس مناسب بین لوله برقرار شود (شکل ۲).

کل دسته لوله توسط تسمه‌های فلزی بسته می‌شود تا لوله‌ها محکم در جای خود بمانند. دسته لوله‌هایی به این شکل، می‌تواند با طول ۱۱ متر و در پوسته‌هایی با قطر

۵/۱ متر (معادل ۳۰۰۰ لوله در یک پوسته) و حتی بیشتر ساخته شود. به علت نقاط تماس زیاد لوله‌ها با یکدیگر، این چیدمان تقریباً بدون لرزش است. جریان در پوسته، مسیر پیچیده‌ای را طی می‌کند که عموماً محوری است. سطح جریان سمت پوسته، تقریباً برابر با سطح جریان سمت لوله است. با این طراحی، جریان در سمت لوله هم ماریچی^۳ می‌شود. می‌توان در مواردی که دست یافتن به بازدهی حرارتی بالا مورد نیاز نیست، از لوله‌های پیچشی و لوله‌های ساده به صورت هم زمان در یک دسته لوله استفاده کرد. در لوله‌های پیچشی چون عمل ماریچی کردن جریان توسط وسیله‌ای که به لوله‌ها متصل شود انجام نمی‌گیرد، لزومی به رعایت احتیاط زیاد در زمان تعمیرات، بازرسی یا تمیزکاری نیست. لوله‌ها را می‌توان از هر دو سمت پوسته و لوله تمیز کرد. البته این نوع لوله‌ها به علت نبودن نواحی مرده و یکسان بودن رژیم جریان (که در مبدل‌های بافل‌دار مورد توجه هستند)، به سختی رسوب می‌گیرند. در این نوع از لوله، می‌توان از پاک‌کننده‌های شیمیایی نیز استفاده نمود [۴].

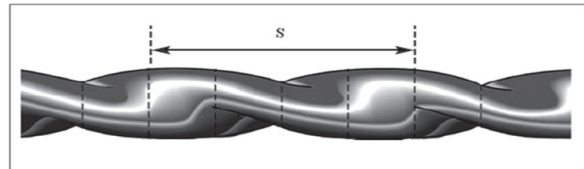


شکل ۲- چیدمان لوله‌های پیچشی در دسته لوله [۴]

1. Stainless Steel
2. Carbon Steel
3. Swirling

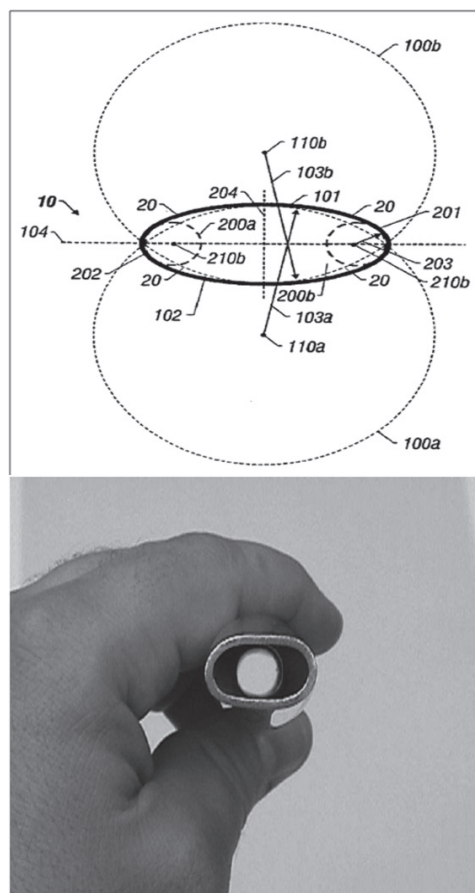
دایروی یا بیضوی^۱ دارند. با این وجود، بازده انتقال حرارت لوله‌های دایروی کمتر از لوله‌های پیچشی و یا لوله‌هایی با مقطع غیر دایروی است. چنانچه اشاره شد، سطح مقطع لوله‌های پیچشی به شکل بیضوی می‌باشد. البته باید در نظر داشت که به شکل بیضی کامل نمی‌باشد. لوله‌های بیضوی به دلیل سطح تماس بیشتر در یک سطح مقطع مشخص نسبت به لوله‌های دایروی ارجحیت دارند ولی ساخت لوله‌های بیضوی کامل بسیار دشوار می‌باشد. شرکت برون فین تیوب در سال ۲۰۰۱ طراحی پیشرفته‌ای برای سطح مقطع لوله ارائه داده است. این شکل با استفاده از چهار دایره مرجع به دست می‌آید و ساخت مکانیکی آن، به خصوص زمانی که بخواهیم لوله را هم‌زمان تاب دهیم، از سطح مقطع بیضوی آسان‌تر است (شکل ۴) [۳].

لوله‌های پیچشی دارای فاصله چرخش^۱ ثابتی هستند. مشخصات هندسی این لوله‌ها با عامل s که طول یک چرخش^۲ برابر با 360° درجه و پروفایل لوله که نسبت قطر اسمی به یکی از جهات است، تعیین می‌شود. (شکل ۳) شدت پیچش^۳ با نسبت بدون بعد چرخش به قطر، $y = s/d_0$ مشخص می‌شود.



شکل ۳- طول چرخش [۳]

قابلیت تحمل فشار سیال عبوری در لوله دایروی بیشتر از شکل‌های دیگر است و لوله‌هایی با مقطع دایره فشرده^۴ و یا مستطیل، ظرفیت فشاری کمتری در مقایسه با لوله‌های



شکل ۴- سطح مقطع با طراحی پیشرفته [۳]

1. Pitch Helix
2. Twist Pitch
3. Twist Severity
4. Abound
5. Elliptical

را تسهیل می‌کند و باعث افزایش آشفته‌گی متوسط جریان می‌شود. این در حالی است که در منطقه نیروهای ماند، بیشتر نقاط آشفته‌گی تازه تشکیل شده به دلیل ویسکوزیته سیال از بین می‌رود. به این ترتیب، چنانچه طراحی به درستی انجام گرفته باشد، هندسه یک دستگاه با جریان پیچشی به شکلی خواهد بود که میدان جریان نیروهای گریز از مرکز فعال تشکیل شود. در نتیجه تغییر سرعت شعاعی به نحوی خواهد بود که تاثیر مثبت روی فرآیندهای تبادل جرم و حرارت داشته باشد [۷].

موارد کاربرد

مبدل حرارتی لوله پیچشی مطابق با تمام استانداردهای موجود برای طراحی مبدل‌های حرارتی از جمله استانداردهای TEMA و API ۶۶۰ می‌باشد. در نتیجه از این طراحی می‌توان در تمام کاربردهایی که برای مبدل‌های پوسته-لوله معمولی متصور است، استفاده نمود. همچنین به علت بازدهی حرارتی بالای این نوع مبدل، در بعضی موارد می‌توان آن را جایگزینی مناسب برای مبدل‌های صفحه‌ای به شمار آورد. تاکنون بیش از ۴۰۰ مبدل حرارتی لوله پیچشی در جهان طراحی، ساخت و نصب شده است. استفاده از مبدل حرارتی لوله پیچشی برای موادی که ویسکوزیته بالا و یا ذرات فیزیکی زیاد دارند، توصیه می‌شود. کار با این مواد در مبدل‌های حرارتی بافل‌دار معمولی با دشواری‌های زیادی همراه است. رسوب گذاری بالای این مواد و کم بودن ضریب انتقال حرارت به دلیل کم بودن سرعت و نرسیدن به رژیم جریان آشفته، از چالش‌های عمده کار با این مواد است. استفاده از مبدل حرارتی لوله پیچشی این مشکلات را به حداقل می‌رساند. همچنین از این مبدل در مواقعی که مشکل کمبود فضا در واحد وجود دارد، می‌توان استفاده نمود. مشکلات عمده در مبدل‌های فشرده، محدودیت دامنه فشار و دمای عملیاتی آنها و نیز رسوب گرفتنی سریع این مبدل‌ها است. با استفاده از مبدل‌های حرارتی لوله پیچشی که قابلیت همسان با مبدل‌های فشرده

با این وجود در حال حاضر شکل دایره فشرده همچنان بیشترین کاربرد را دارد و در این بررسی از این به بعد این شکل به عنوان مبنای محاسبات و سطح مقطع لوله پیچشی در نظر گرفته شده است.

رژیم جریان

جریان در سمت پوسته و لوله در این نوع از مبدل‌ها به صورت مارپیچی می‌باشد. این نوع جریان، باعث ناپایدار شدن رژیم جریان خطی در رینولدزهای پایین و تبدیل رژیم جریان به حالت گذر و آشفته است [۵].

در جدول ۱ محدوده تغییر رژیم جریان با عدد رینولدز در لوله صاف و لوله پیچشی مقایسه شده است. می‌توان مشاهده کرد که مبدل حرارتی لوله پیچشی، بیشتر در جریان با رژیم آشفته کار می‌کند. آشفته‌گی جریان به طور ذاتی باعث به وجود آمدن گردش‌های بزرگ می‌شود. در نتیجه اختلاط میکرو در تبادل جرمی که موجب به هم ریختن لایه مرزی و افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود، تقویت می‌گردد.

جدول ۱- رژیم جریان در لوله‌های ساده و پیچشی [۶]

در لوله پیچشی		
$Re > 100$	$600 > Re > 100$	$Re > 600$
آرام	گذرا	آشفته
در لوله ساده		
$Re > 2100$	$8000 > Re > 2100$	$Re > 8000$
آرام	گذرا	آشفته

حضور نیروهای گریز از مرکز در جریان پیچشی، می‌تواند میدان جریان را مشابه روشی که جدایش دما^۲ در میدان گرانشی اتفاق می‌افتد، تحت تاثیر قرار دهد. بسته به توزیع سرعت در جهت شعاعی، انرژی جنبشی ذرات جریان می‌تواند در بعضی حالت‌ها به انرژی پتانسیل تبدیل شده و منجر به جدایش دینامیکی^۳ گردد. جدایش دینامیکی می‌تواند به صورت تشکیل لایه‌هایی در میدان نیروهای گریز از مرکز تعبیر شود. این لایه‌ها در جریان پیچشی به دو دسته عمده تقسیم‌بندی می‌شوند: دسته‌ای که خاصیت ماند^۴ دارند و دسته دیگر که خاصیت فعال^۵ دارند. فعالیت نیروهای گریز از مرکز فعال، تشکیل پالس‌های تصادفی^۶

1. Eddy
2. Temperature Stratification
3. Dynamic Stratification
4. Conservative
5. Active
6. Random Pulsation

سمت پوسته مبدل پیچشی به معنای دست یافتن به بازدهی حرارتی بالایی است که سابقاً منحصر به مبدل‌های صفحه‌ای بود.

رسوب گرفتگی کمتر و قابلیت تمیزکاری

حذف نواحی مرده در سمت پوسته و افزایش آشفته‌گی در دو سمت پوسته و لوله، میزان رسوب گرفتگی را کاهش می‌دهد.

با کاهش عمل سایش از میزان رسوب ذره‌ای کاسته می‌شود. با حذف نقاط داغ می‌توان از دیگر انواع رسوب‌گیری مانند جرم‌گرفتگی و واکنش شیمیایی جلوگیری کرد. بنابراین خواص رسوب‌گیری در این مبدل‌ها، بیش از مبدل‌های پوسته-لوله‌ای مشابه مبدل‌های صفحه‌ای است.

افت فشار کمتر در سمت پوسته برای یک جریان، به مفهوم سرعت بالاتر و جلوگیری از گرفتگی مسیر توسط مواد فیبری است. وجود مسیر مارپیچی مانند دارا بودن هم‌زمان دو مزیت تمیزکاری آسان در چیدمان مربعی لوله‌ها و بیشتر بودن سطح انتقال حرارت در چیدمان مثلثی می‌باشد [۱]. عملیات تمیز کردن مبدل‌های لوله پیچشی توسط فشار آب به همان شکلی که در مبدل‌های معمولی اعمال می‌شود، صورت می‌پذیرد. وجود خطوط تمیزکاری در سمت پوسته باعث راحتی کار در این سمت می‌شود.

دارند، این مشکلات برطرف می‌گردد. محدودیت فضا در سکوها‌های دریایی باعث ایجاد تمایل به استفاده از مبدل‌های حرارتی فشرده با بازدهی حرارتی بالا و سطح انتقال حرارت زیاد، شده است [۸].

خصوصیات برتر مبدل حرارتی لوله پیچشی

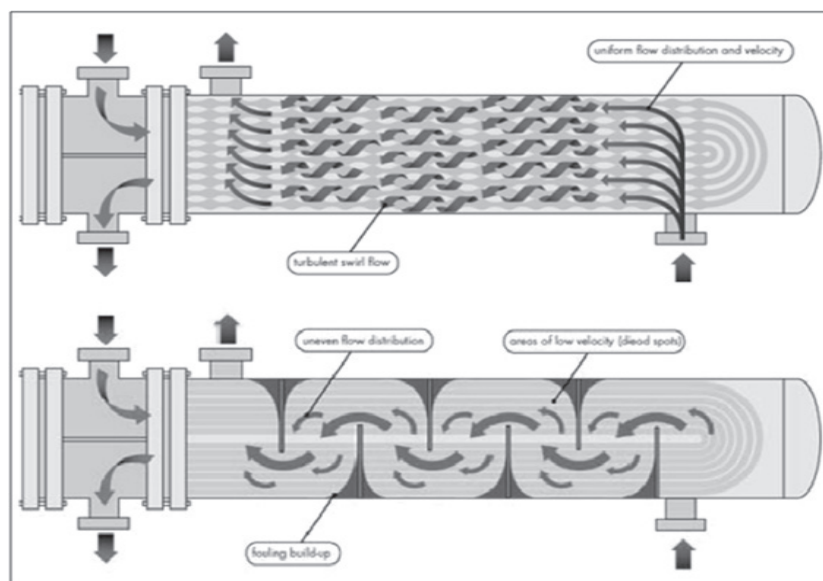
مزایای عمده این نوع مبدل را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

بهبود کارکرد حرارتی-هیدرولیکی

جای‌گزینی جریان زیگزاگی با جریانی یک دست‌تر در سمت پوسته، ضریب انتقال حرارت بیشتری به ازای واحد افت فشار به دست می‌دهد. تقریباً به ازای افت فشار ثابت، ضریب انتقال حرارت به میزان ۴۰٪ افزایش می‌یابد. به علاوه، مارپیچی شدن جریان در سمت لوله، ضرایب انتقال حرارت را تقریباً به میزان استفاده از نوار مارپیچی درون لوله ساده افزایش می‌دهد. اثر کلی این امر، کاهش سطح انتقال حرارت مورد نیاز در یک مبدل لوله پیچشی در مقایسه با مبدل‌های معمولی به ازای بار حرارتی یکسان است. همچنین جای‌گزینی دسته لوله ساده در یک مبدل موجود با یک دسته لوله پیچشی، می‌تواند به میزان زیادی کارکرد مبدل را بهبود بخشد (شکل ۵).

بازدهی حرارتی بالاتر

نزدیک شدن جریان به حالت جریان یک‌دست^۱ خالص در



شکل ۵- مسیر جریان در دسته لوله پیچشی (بالا) و دسته لوله ساده (پایین) [۱]

جلوگیری از لرزش

در مبدل‌های معمولی حتی با استفاده از طراحی‌های خاص مانند کار نگذاشتن لوله در پنجره بافل که باعث محکم نگه داشتن لوله‌ها در جای خود می‌شود، نوسان بر اثر عبور جریان وجود دارد. مخرب‌ترین نوع لرزش بر اثر ناپایداری سیال-الاستیک به وجود می‌آید که تنها در مدت چند ساعت کاری باعث ایجاد خسارت می‌شود. امکان به وجود آمدن چنین نوساناتی در مبدل‌های لوله پیچشی تقریباً با جریان محوری سیال و تماس لوله‌ها با یکدیگر در حدود هر ۸۰ میلی‌متر، به‌طور کلی مرتفع شده است. با اتکای مقاوم لوله‌ها به یکدیگر، اثر مخرب جریان‌های متقاطع در ورودی و خروجی پوسته نیز خنثی می‌گردد.

معادلات انتقال حرارت و افت فشار

اطلاعات بسیار محدودی در مورد مبدل‌های حرارتی لوله پیچشی در منابع موجود است. این امر می‌تواند به دلیل کاربرد خاص این نوع از مبدل‌ها در زیر دریایی‌های هسته‌ای باشد. یک گروه تحقیقاتی به سرپرستی دکتر دزیابینکو^۱ در دانشکده هوا فضا در دانشگاه ایالتی فنی مسکو و یک گروه تحت حمایت شرکت برون فین تیوب، خصوصیات گرمایی و هیدرولیکی مبدل‌های لوله پیچشی را بررسی کرده‌اند. نتایج حاصل از کار این دو گروه (که در برخی موارد به‌طور مشترک انجام شده است)، در قالب چند نمودار و چندین معادله که هر یک تحت شرایط آزمایشی منحصر به خود به‌دست آمده، منتشر شده است. دزیابینکو در آزمایشات خود، مبدل حرارتی را یک جسم متخلخل در نظر می‌گیرد که سیال در حفرات متخلخل آن جریان دارد [۹]. به منظور هماهنگ کردن نتایج به‌دست آمده از آزمایشات تجربی بر روی هندسه‌های متفاوت مبدل حرارتی لوله پیچشی، دزیابینکو استفاده از عدد بدون بعد فرود تعمیم یافته^۲ را پیشنهاد داده است [۵]. این عدد به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Fr_m = \frac{s^2}{d_{out} d_{e,out}} \quad (1)$$

عدد فرود نمایان‌گر میزان چرخش سیال است و برای به‌دست آوردن آن از مدل جریان گردابی استفاده می‌شود. بر مبنای این مدل، جریان چرخشی از قانون

گردش شبه-جامد ($u_r^{-1} = \text{constant}$) تبعیت می‌کند. این امر با آزمایشات تجربی در مورد دیواره خارجی لوله‌های پیچشی هم تأیید شده است [۵]. آزمایش‌های متعددی روی هندسه‌های گوناگون دسته لوله‌های پیچشی و عبور سیالات متفاوت انجام شده است. حاصل این بررسی چندین معادله به‌دست آمده توسط ریاضیات آماری است که هر کدام در محدوده خاص خود بهترین انطباق را با داده‌های تجربی دارند [۹]. چنانچه قبلاً نیز اشاره شد، مبدل حرارتی لوله پیچشی در اکثر مواقع در حالت آشفته در هر دو سمت لوله و پوسته کار می‌کند ($Re > 600$). در نتیجه روابط زیر توسط مؤلفین برای محاسبه افت فشار و انتقال حرارت در سمت لوله و پوسته استخراج شده که در محدوده عملکرد مبدل حرارتی لوله پیچشی معتبر هستند [۹، ۶].

ضرایب مقاومت هیدرولیکی:

$$f_t = \frac{0.2457}{Re_t^{0.36}} \left[1 + \left(\frac{6.48}{\frac{s}{d_{e,in}}} \right) \right] \quad (2)$$

$$f_r = \frac{0.71}{Re_t^{0.2}} \left(\frac{d_{e,in}}{D} \right)^{0.27} - 0.008 \left(\frac{d_{e,in}}{D} \right)^{0.67} \quad (3)$$

$$f_s = \left[1 + 3.1 \times 10^6 \left(\frac{s^2}{d_{out} \cdot d_{e,out}} \right)^{-3.38} \right] \frac{0.3164}{Re_s^{0.25}} \quad (4)$$

$$f_s = \left[1 + 3.6 \left(\frac{s^2}{d_{out} \cdot d_{e,out}} \right)^{-0.357} \right] \frac{0.3164}{Re_s^{0.25}} \quad (5)$$

ضرایب انتقال حرارت:

$$h_t = 0.072 \frac{k_t}{d_{e,in}} Re_t^{0.76} Pr^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_f} \right)^n \left(\frac{d_{e,in}}{D} \right)^{0.16} \quad (6)$$

$$h_s = 0.023 Re_s^{0.8} Pr_s^{0.4} \times \left[1 + 3.6 \left(\frac{s^2}{d_{out} \cdot d_{e,out}} \right)^{-0.357} \right] \left(\frac{T_w}{T_f} \right)^{-0.55} \frac{k_s}{d_{e,out}} \quad (7)$$

در مبدل لوله پیچشی رابطه زیر برقرار است:

$$\frac{D}{d_{e,in}} = 0.5 + \frac{8}{\pi^2} \left(\frac{s}{2d_{e,in}} \right) \quad (8)$$

صحت این روابط از طریق مقایسه با چند نمودار ارائه شده در مقالات، بررسی شده است [۶ و ۷].

1. Dzyubenko

2. Modified Froude Number

$$M_t = \rho_t \frac{\pi d_{e.in}^2}{4} \frac{N_t}{N_{TP}} u_t \quad (16)$$

با استفاده از این معادله، پارامتر N_t در معادله (۱۵) حذف می‌شود. بنابراین خواهیم داشت:

$$A = \frac{4M_t N_{TP} L}{\rho_t d_{e.in} u_t} \quad (17)$$

به دنبال آن معادله طول لوله به شکل زیر به دست می‌آید:

$$L = \frac{A \rho_t d_{e.in} u_t}{4 N_{TP} M_t} \quad (18)$$

با جای گذاری مقدار طول لوله در معادله افت فشار، داریم:

$$\Delta P_t = K_{TP2} N_{TP} A u_t^{2.64} \quad (19)$$

$$K_{TP2} = \frac{0.0307125}{M_t} \left[1 + \frac{6.48}{\left(\frac{s}{d_{e.in}}\right)} \right] \left(\frac{\rho_t^{1.64} \mu_t^{0.36}}{d_{e.in}^{0.36}} \right) \quad (20)$$

از سوی دیگر، معادله ضریب انتقال حرارت سمت لوله در مبدل لوله پیچشی برابر است با:

$$h_t = 0.072 \frac{k_t}{d_{e.in}} \text{Re}_t^{0.76} \text{Pr}^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_f}\right)^n \left(\frac{d_{e.in}}{D}\right)^{0.16} \quad (21)$$

با ساده کردن این معادله و قرار دادن مقدار Re_t ، معادله ضریب انتقال حرارت برحسب سرعت به صورت زیر به دست می‌آید:

$$h_t = K_{HT} u_t^{0.76} \quad (22)$$

$$K_{HT} = 0.072 \frac{k_t \rho_t^{0.76}}{\mu_t^{0.76} d_{e.in}^{0.24}} \text{Pr}^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_f}\right)^n \left(0.5 + \frac{8}{\pi^2} \left(\frac{s}{2d_{e.in}}\right)\right)^{-0.16} \quad (23)$$

در نتیجه سرعت حرکت سیال داخل لوله برابر می‌شود با:

$$u_t = \left(\frac{h_t}{K_{HT}}\right)^{\frac{1}{0.76}} \quad (24)$$

با جای گذاری مقدار سرعت در معادله افت فشار به رابطه زیر می‌رسیم:

$$\Delta P_t = K_{TP2} A \left(\frac{h_t}{K_{HT}}\right)^{\frac{2.64}{0.76}} \quad (25)$$

و در نهایت خواهیم داشت:

$$\Delta P_t = K_{TP3} A h_t^{3.47} \quad (26)$$

$$K_{TP3} = \frac{0.0307125}{M_t} \left[1 + \frac{6.48}{\left(\frac{s}{d_{e.in}}\right)} \right] \left(\frac{\rho_t^{1.64} \mu_t^{0.36}}{d_{e.in}^{0.36}} \right) K_{HT}^{3.47} \quad (27)$$

ضریب مقاومت هیدرولیکی با معادله زیر داده می‌شود:

$$f_s = \left[1 + 3.6 \left(\frac{s^2}{d_{out} d_{e.out}}\right)^{-0.357} \right] \frac{0.3164}{\text{Re}_s^{0.25}} \quad (28)$$

توسعه الگوریتم طراحی سریع

در اینجا با انتخاب روابط حاکم بر افت فشار و انتقال حرارت در مبدل‌های لوله پیچشی، الگوریتم طراحی سریع برای این نوع مبدل توسعه داده می‌شود. هدف اصلی در این روش، برقراری یک ارتباط بین افت فشار، ضریب انتقال حرارت و سطح انتقال حرارت در هر دو سمت لوله و پوسته است. با این رابطه، طراحی بهینه برای استفاده حداکثر از افت فشار مجاز به شیوه مستقیم و بدون آزمون و خطا به دست می‌آید. همچنین این رابطه به عنوان پلی برای دخالت دادن طراحی دقیق مبدل‌های حرارتی در بهینه‌سازی و رفع گلوگاه در شبکه مبدل‌های حرارتی مطرح است.

برای به دست آوردن روابط الگوریتم طراحی سریع از معادله ضریب مقاومت هیدرولیکی سمت لوله شروع می‌کنیم. با جدا کردن پارامترهای هندسی ثابت مبدل حرارتی، می‌توان معادله را به شکل زیر ساده کرد:

$$f_t = F_{t1} u_t^{-0.36} \quad (9)$$

$$F_{t1} = 0.2457 \left[1 + \frac{6.48}{\left(\frac{s}{d_{e.in}}\right)} \right] \left(\frac{\rho_t d_{e.in}}{\mu_t} \right)^{-0.36} \quad (10)$$

معادله افت فشار برای سمت لوله:

$$\Delta P_t = N_{TP} \left[f_t \frac{L}{d_{e.in}} \right] \frac{\rho_t u_t^2}{2} \quad (11)$$

با جای گذاری مقدار ضریب مقاومت هیدرولیکی در رابطه

افت فشار سمت لوله، داریم:

$$\Delta P_t = N_{TP} (F_{t1} u_t^{-0.36}) \frac{L}{d_{e.in}} \frac{\rho_t u_t^2}{2} \quad (12)$$

با ساده کردن این معادله، رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\Delta P_t = K_{TP1} N_{TP} L u_t^{1.64} \quad (13)$$

$$K_{TP1} = 0.12285 \left[1 + \frac{6.48}{\left(\frac{s}{d_{e.in}}\right)} \right] \left(\frac{\rho_t^{0.64} \mu_t^{0.36}}{d_{e.in}^{1.36}} \right) \quad (14)$$

برای حذف پارامتر هندسی L ، از معادله سطح انتقال حرارت استفاده شده است. با در نظر گرفتن قطر معادل دایروی برای سطح مقطع لوله‌های پیچشی، سطح انتقال حرارت در مبدل لوله پیچشی به صورت زیر است:

$$A = N_t \cdot \pi \cdot d_{e.in} \cdot L \quad (15)$$

از طرفی سرعت جرمی جریان عبوری از سمت لوله برابر است با:

$$K_{hs} = 0.023 \frac{\rho_s^{0.8} d_{e,out}^{0.8}}{\mu_s^{0.8}} \text{Pr}_s^{0.4} \times \left[1 + 3.6 \left(\frac{s^2}{d_{out} d_{e,out}} \right)^{-0.357} \right] \left(\frac{T_w}{T_f} \right)^{-0.55} \frac{k_s}{d_{e,out}} \quad (40)$$

در نتیجه می توان سرعت جریان سیال سمت پوسته را از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$u_s = \left(\frac{h_s}{K_{hs}} \right)^{1.25} \quad (41)$$

با جای گذاری مقدار سرعت در معادله افت فشار و ساده کردن آن به معادله افت فشار پوسته بر حسب ضریب انتقال حرارت سمت پوسته می رسیم:

$$\Delta P_s = K_{SP1} A h_s^{3.4375} \quad (42)$$

$$K_{S1} = 0.1582 N_s \rho_s^{0.75} d_{e,in}^{0.75} \mu_s^{0.25} \times \left[1 + \frac{3.6}{\left(\frac{s^{0.714}}{d_{out}^{0.357} d_{e,out}^{0.357}} \right)} \right] \quad (43)$$

با ترکیب دو معادله به دست آمده با معادله کلی طراحی مبدل حرارتی و معین بودن افت فشارهای مجاز در دو سمت لوله و پوسته، سیستمی متشکل از سه معادله و سه مجهول h_s ، h_i و A به دست می آید. با حل هم زمان این معادله ها می توان به طراحی بهینه رسید.

$$Q = U.A.F (\Delta T_{LM}) \quad (44)$$

$$\Delta P_i = K_{TP3} A h_i^{3.47} \quad (45)$$

$$\Delta P_s = K_{SP1} A h_s^{3.4375} \quad (46)$$

که در این معادله مقدار ضریب انتقال حرارت کلی برابر است با:

$$U = [(1/h_i)(d_{out}/d_{in}) + (1/h_s) + R_{ds} + R_{dt}]^{-1} \quad (47)$$

همچنین به علت وجود جریان کاملاً غیر هم جهت در مبدل حرارتی لوله پیچشی، مقدار ضریب تصحیح اختلاف دمای لگاریتمی برابر ۱ ($F=1$) خواهد بود. برای راحتی کار و رسیدن به جواب های بهتر می توان سه معادله بالا را برای محاسبه یک مجهول (در این مورد A) با هم به صورت زیر ترکیب کرد:

$$Q = \frac{ALMTD}{\left(\frac{K_{TP3} A}{\Delta P_i} \right)^{1/3.47} \frac{d_{out}}{d_{in}} + \left(\frac{K_{SP1} A}{\Delta P_s} \right)^{1/3.4375} + R_{dt} + R_{ds}} \quad (48)$$

بدین ترتیب «الگوریتم طراحی سریع» برای محاسبه سریع و مستقیم سطح انتقال حرارت بهینه در مبدل حرارتی لوله پیچشی به دست می آید:

$$m_1 A^{1/3.47} + m_2 A^{1/3.4375} + m_3 A + m_4 = 0 \quad (49)$$

عدد رینولدز در سمت پوسته بر مبنای قطر معادل هیدرولیکی، به صورت زیر تعریف می شود:

$$f_s = \left[1 + 3.6 \left(\frac{s^2}{d_{out} d_{e,out}} \right)^{-0.357} \right] \frac{0.3164}{\text{Re}_s^{0.25}} \quad (29)$$

با جای گذاری معادل عدد رینولدز در معادله ضریب مقاومت هیدرولیکی، داریم:

$$\text{Re}_s = \frac{\rho_s u_s d_{e,out}}{\mu_s} \quad (30)$$

$$f_s = F_s u_s^{-0.25} \quad (31)$$

$$F_s = \frac{0.3164}{\left(\frac{\rho_s^{0.25} d_{e,out}^{0.25}}{\mu_s^{0.25}} \right)} \left[1 + \frac{3.6}{\left(\frac{s^{0.714}}{d_{out}^{0.357} d_{e,out}^{0.357}} \right)} \right] \quad (32)$$

با قرار دادن مقدار ضریب مقاومت هیدرولیکی در معادله افت فشار سمت پوسته، خواهیم داشت:

$$\Delta P_s = K_{S1} L u_s^{1.75} \quad (33)$$

$$K_{S1} = 0.1582 N_s \rho_s^{0.75} d_{e,in}^{0.75} \mu_s^{0.25} \left[1 + \frac{3.6}{\left(\frac{s^{0.714}}{d_{out}^{0.357} d_{e,out}^{0.357}} \right)} \right] \quad (34)$$

مقدار طول لوله با توجه به سرعت جرمی سیال سمت پوسته به صورت زیر به دست می آید:

$$L = \frac{A \rho_s d_{e,out} u_s}{4 N_{SP} M_s} \quad (35)$$

با استفاده از معادله بالا، می توان پارامتر L را از معادله افت فشار سمت پوسته حذف کرد:

$$\Delta P_s = K_{SP} A u_s^{2.75} \quad (36)$$

$$K_{SP} = 0.03955 \frac{N_s}{N_{SP} M_s} \rho_s^{1.75} d_{e,in}^{0.75} d_{e,out}^{0.25} \left[1 + \frac{3.6}{\left(\frac{s^{0.714}}{d_{out}^{0.357} d_{e,out}^{0.357}} \right)} \right] \quad (37)$$

از طرف دیگر ضریب انتقال حرارت سمت پوسته مبدل حرارتی لوله پیچشی، عبارتست از:

$$h_s = 0.023 \text{Re}_s^{0.8} \text{Pr}_s^{0.4} \left[1 + 3.6 \left(\frac{s^2}{d_{out} d_{e,out}} \right)^{-0.357} \right] \left(\frac{T_w}{T_f} \right)^{-0.55} \frac{k_s}{d_{e,out}} \quad (38)$$

معادله ضریب انتقال حرارت بر اساس سرعت به صورت زیر به دست می آید:

$$h_s = K_{hs} u_s^{0.8} \quad (39)$$

۳ خلاصه شده‌اند. همچنین در این جدول میزان اختلاف نتایج مدل با نتایج تجربی نشان داده شده است.

با توجه به درصد اختلاف اندکی که وجود دارد، درستی الگوریتم ارائه شده اثبات می‌شود. لازم به یاد آوری است که در انجام این محاسبات، سرعت سیال در لوله با سرعت سیال در نازل مربوطه برابر فرض می‌شود. ضمناً باید در نظر داشت که در صورت وجود نتایج تجربی بیشتر و یا دسترسی به یک نرم افزار قابل اعتماد برای طراحی و تعیین عملکرد مبدل حرارتی لوله پیچشی، امکان مقایسه متنوع‌تری وجود دارد.

مقایسه روند تغییر افت فشار و ضریب انتقال حرارت

در این قسمت روند تغییر افت فشار و ضریب انتقال حرارت با تغییر سرعت جرمی در مبدل حرارتی لوله پیچشی با مبدل حرارتی معمولی و مبدل با بافل حلزونی مقایسه می‌شود. به این منظور، محاسبات در مورد مبدلی که در آن جریان سرد نفت خام توسط جریان نفت گاز سنگین خروجی از برج تقطیر اتمسفریک گرم می‌شود، انجام می‌گیرد. با تغییر نرخ جریان در هر دو نوع مبدل حرارتی (نوع AES و نوع AFS در استاندارد TEMA) با استفاده از شرایط ورودی یکسان، می‌توان نمودارهای عملیاتی را برای حرارت مبادله شده به دست آورد. این اطلاعات همچنین به نوعی رابطه عملکرد مبدل‌های حرارتی از دو نوع در نظر گرفته شده را نشان می‌دهد [۶].

با استفاده از داده‌های ارائه شده در جداول ۴ و ۵ می‌توان علاوه بر بررسی دوباره صحت نتایج الگوریتم، روند تغییر ضرایب انتقال حرارت با تغییر افت فشار را برای مبدل لوله پیچشی با دیگر مبدل‌ها مقایسه کرد. در ابتدا به منظور بررسی روابط ارائه شده در قبل، مقدار ضریب افت فشار برای نسبت چرخش‌های مختلف به ازای تغییر عدد رینولدز رسم شده و با نمودار مشابه برای لوله‌های ساده مورد مقایسه قرار گرفته است (شکل ۶). روند کلی نمودار، تطابق خوبی با نمونه ارائه شده در مرجع [۷] دارد. چنانچه مشاهده می‌شود، با افزایش نسبت طول چرخش، مقدار ضریب افت فشار کاهش می‌یابد. در نتیجه با کاهش افت فشار و متعاقباً کاهش میزان انتقال حرارت روبرو خواهیم بود.

$$m_1 = \left(\frac{K_{TP3}}{\Delta P_t} \right)^{1/3.47} \frac{d_{out}}{d_m} \quad (50)$$

$$m_2 = \left(\frac{K_{SP1}}{\Delta P_s} \right)^{1/3.4375} \quad (51)$$

$$m_3 = -\frac{\Delta T_{LM}}{Q} \quad (52)$$

$$m_4 = R_{dt} + r_{ds} \quad (53)$$

با حل رابطه غیرخطی (۴۹) و تنظیم پارامترهای هندسی، می‌توان کمترین سطح ممکن برای انتقال حرارت با مبدل لوله پیچشی را به ازای بار حرارتی مشخص و افت فشارهای مجاز در سمت لوله و پوسته، به کمک روش‌های عددی محاسبه نمود. مزیت ویژه این الگوریتم تعیین مستقیم سطح انتقال حرارت بهینه در حالت طراحی برخلاف الگوریتم‌های متداول است که با روش‌های حدس و خطا، هندسه نهایی طرح به دست می‌آید. در این الگوریتم به دلیل استفاده از مقادیر ماکزیمم افت فشار مجاز برای هر دو طرف لوله و پوسته، بیشترین ضرایب انتقال حرارت و در نتیجه کمترین سطح مورد نیاز برای تبادل یک مقدار بار حرارتی معین حاصل می‌شود.

بررسی صحت الگوریتم

برای بررسی صحت الگوریتم طراحی سریع توسعه داده شده، نتایج حاصل از این الگوریتم با نتایج منتشر شده توسط شرکت صاحب امتیاز این فناوری مقایسه شده است. در مثال ارائه شده، عملکرد یک مبدل حرارتی با بافل‌های حلزونی با عملکرد این مبدل زمانی که لوله‌های آن با دسته لوله‌های پیچشی تعویض شده باشند، مقایسه می‌شود. شدت انتقال حرارت، افت فشار و ضریب کلی انتقال حرارت برای این مبدل حرارتی که عضو شبکه پیش گرم‌کن نفت خام در واحد تقطیر اتمسفریک می‌باشد، قبل و بعد از تعویض دسته لوله، در جدول ۲ نشان داده شده است.

با استفاده از روابط به دست آمده در الگوریتم طراحی سریع و مشخص بودن هندسه مبدل، مقادیر ضرایب انتقال حرارت به ازای افت فشارهای مجاز به دست می‌آید. بدین ترتیب می‌توان ضریب انتقال حرارت کلی را محاسبه نمود. حال با حل هم زمان معادلات اصلی بار حرارتی هر یک از سیالات و معادله کلی انتقال حرارت، دمای خروجی هر یک از سیالات محاسبه می‌شوند. نتایج حاصل در جدول

جدول ۲- مشخصات مبدل حرارتی [۶] و نتایج تجربی ارائه شده

دمای ورودی سمت لوله (HGO, °C)	دمای ورودی سمت پوسته (Crude, °C)	قطر خارجی لوله (mm)	قطر پوسته (mm)	طول لوله (mm)
۲۳۸	۱۸۷/۱	۱۹/۰۵	۱۱۲۰	۶۱۰۰
مبدل حرارتی با بافل حلزونی		مبدل حرارتی لوله پیچشی		
بار حرارتی (kW)	۲۷۰۰	۴۰۴۶		
دمای خروجی (HGO Crude)	۲۱۹/۶ ۱۹۲/۵	۲۱۰ ۱۹۴/۷		
افت فشار (سمت لوله سمت پوسته) (kPa)	۲۱/۸ ۷/۷	۳۶/۷ ۱۷/۸		
ضریب انتقال حرارت کلی (W/m ² .K)	۲۷۶	۴۶۰		
ضریب تصحیح LMTD	۰/۶۵	۱		
مساحت (m ²)	۴۶۶	۶۳۸		
تعداد لوله‌ها	۱۲۷۸	۱۸۵۲		

جدول ۳- بررسی صحت الگوریتم ارائه شده

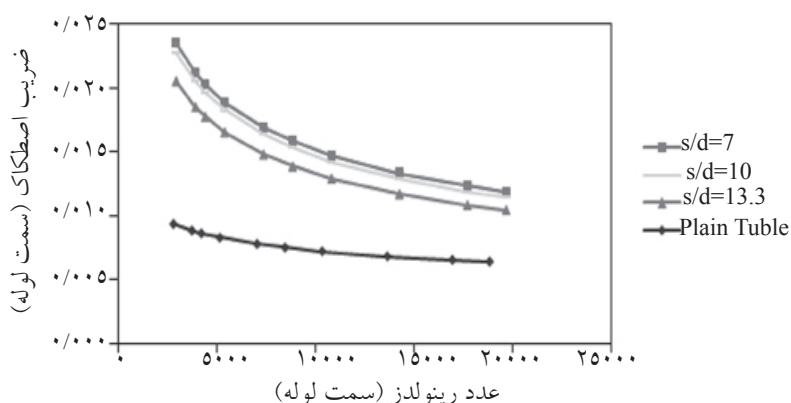
نتیجه محاسبات	% اختلاف
بار حرارتی (kW)	۲/۶
دمای خروجی (HGO Crude)	۰/۴۶ ۰/۱۰
افت فشار (سمت لوله سمت پوسته) (kPa)	۲۸/۶ ۱۵/۳
ضریب انتقال حرارت کلی (W/m ² .K)	۷/۳
ضریب تصحیح LMTD	۰
مساحت (m ²)	۲/۵
تعداد لوله‌ها	۰

جدول ۴- نتایج محاسبه شده برای مبدل حرارتی [۶] و لوله پیچشی

بار حرارتی		جریان سمت پوسته (Crude)			جریان سمت لوله (HGO)		
kW	W/m ² K	خروجی (°C)	ورودی (°C)	نرخ جریان (kg/s)	خروجی (°C)	ورودی (°C)	نرخ جریان (kg/s)
۳۰۶۶	۱۹۳	۱۹۳/۸	۱۸۷	۱۸۰	۱۹۹/۳	۲۳۸	۳۰
۴۴۰۶	۳۲۲	۱۹۶/۲	۱۸۷	۱۹۰	۱۹۶/۲	۲۳۸	۴۰
۴۸۱۹	۳۳۸	۱۹۶/۵	۱۸۷	۲۰۰	۱۹۷/۴	۲۳۸	۴۵
۵۵۵۱	۳۶۳	۱۹۷/۵	۱۸۷	۲۱۰	۱۹۹/۸	۲۳۸	۵۵
۶۷۸۸	۴۰۰	۱۹۸/۱	۱۸۷	۲۴۰	۲۰۳/۸	۲۳۸	۷۵
۷۶۳۳	۴۲۲	۱۹۷/۸	۱۸۷	۲۸۰	۲۰۶	۲۳۸	۹۰
۸۵۴۳	۴۴۵	۱۹۷/۵	۱۸۷	۳۲۰	۲۰۸	۲۳۸	۱۱۰
۹۷۴۸	۴۷۰	۱۹۷/۷	۱۸۷	۳۶۰	۲۱۲/۸	۲۳۸	۱۴۵
۱۰۶۸۰	۴۸۸	۱۹۷/۵	۱۸۷	۴۰۰	۲۱۵/۸	۲۳۸	۱۸۰
۱۱۱۹۰	۴۹۸	۱۹۷/۰	۱۸۷	۴۴۰	۲۱۷	۲۳۸	۲۰۰

جدول ۵- نتایج محاسبه شده برای مبدل حرارتی [۶] با بافل حلزونی

F	بار حرارتی		جریان سمت پوسته (Crude)			جریان سمت لوله (HGO)		
	kW	W/m ² K	خروجی (°C)	ورودی (°C)	نرخ جریان	خروجی (°C)	ورودی (°C)	نرخ جریان Kg/s
۰/۲۸۲	۱۱۹۲	۲۱۵	۱۸۹/۶	۱۸۷	۱۸۰	۲۲۳/۲	۲۳۸	۳۰
۰/۴۱۵	۱۸۸۳	۲۴۴	۱۹۱/۰	۱۸۷	۱۹۰	۲۲۰/۵	۲۳۸	۴۰
۰/۴۶۱	۲۱۷۵	۲۵۷	۱۹۱/۸	۱۸۷	۲۰۰	۲۲۰/۰	۲۳۸	۴۵
۰/۵۷۳	۲۸۳۱	۲۷۷	۱۹۲/۳	۱۸۷	۲۱۰	۲۱۸/۸	۲۳۸	۵۵
۰/۷۲۰	۳۹۰۸	۳۰۹	۱۹۳/۴	۱۸۷	۲۴۰	۲۱۸/۶	۲۳۸	۷۵
۰/۷۷۲	۴۵۲۰	۳۲۹	۱۹۳/۴	۱۸۷	۲۸۰	۲۱۹/۳	۲۳۸	۹۰
۰/۸۳۳	۵۲۵۵	۳۵۱	۱۹۳/۵	۱۸۷	۳۲۰	۲۲۰/۲	۲۳۸	۱۱۰
۰/۹۰۷	۶۲۶۷	۳۷۶	۱۹۳/۸	۱۸۷	۳۶۰	۲۲۱/۹	۲۳۸	۱۴۵
۰/۹۴۴	۷۰۱۳	۳۹۶	۱۹۳/۹	۱۸۷	۴۰۰	۲۲۳/۵	۲۳۸	۱۸۰
۰/۹۶۰	۷۴۵۴	۴۰۷	۱۹۳/۶	۱۸۷	۴۴۰	۲۲۴/۰	۲۳۸	۲۰۰



شکل ۶- مقایسه ضریب افت فشار سمت لوله

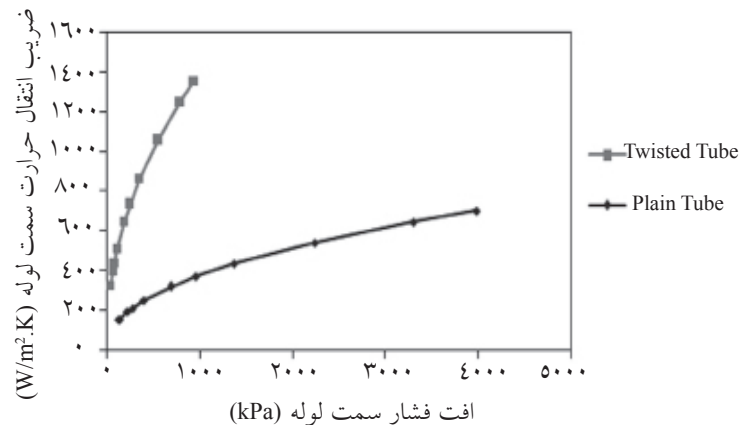
در مبدل لوله پیچشی بیشتر است.

مقایسه شاخص عملکرد لوله‌های پیچشی

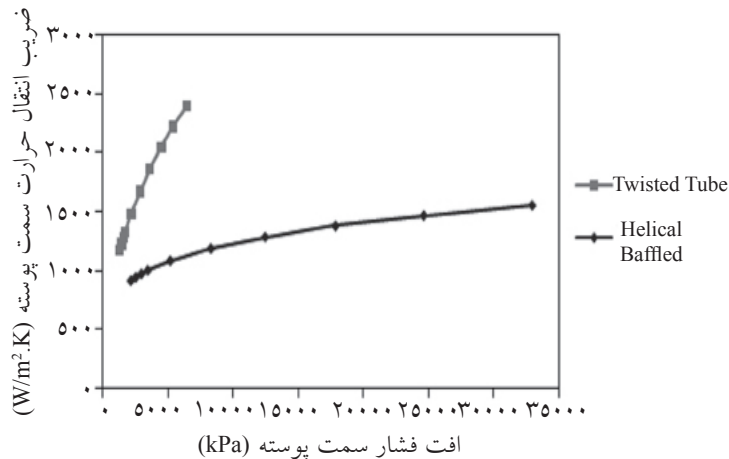
هر یک از دستگاه‌های انتقال حرارت با توجه به هندسه خاص خود، دارای خصوصیات انتقال حرارتی و افت فشاری مختلف و در نتیجه هزینه‌های اولیه و درگرددش متفاوت هستند. برای استفاده از روش‌های بهبود انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی، باید شاخصی برای مقایسه عملکرد هر یک از این روش‌ها وجود داشته باشد، تا بتوان برای هر کاربرد خاص، ابزار افزایش‌دهنده انتقال حرارت مناسب را انتخاب نمود.

روند تغییر ضریب انتقال حرارت با افت فشار در سمت لوله و پوسته بین مبدل حرارتی لوله پیچشی و مبدل با بافل‌های حلزونی در شکل‌های ۷ و ۸ رسم شده است برای محاسبات مبدل با بافل حلزونی از روابط ارائه شده توسط نصر و شفقت استفاده شده است [۱۰].

با بررسی این نمودارها، مزیت حرارتی و هیدرولیکی مبدل حرارتی لوله پیچشی نمایان می‌شود. شیب تغییر ضریب انتقال حرارت در مبدل لوله پیچشی بسیار تندتر از میزان مشابه در مبدل با بافل حلزونی است. این بدان معناست که به ازای یک افت فشار و در حقیقت سرعت مشخص، آشفته‌گی جریان و در نتیجه ضریب انتقال حرارت



شکل ۷- مقایسه روند تغییر ضریب انتقال حرارت با افت فشار در سمت لوله



شکل ۸- مقایسه روند تغییر ضریب انتقال حرارت با افت فشار در سمت پوسته

در یک عدد رینولدز ثابت و برای یک وسیله بهبود دهنده انتقال حرارت بالاتر باشد، سطح تبادل حرارت مورد نیاز برای انجام تبادل حرارتی معین $(Q/\Delta T_{LM})$ کمتر خواهد بود [۱۲ و ۱۳].

با استفاده از معادلات ارائه شده در جدول ۶، می توان شاخص عملکرد لوله های پیچشی را مورد مقایسه قرار داد. نتیجه به دست آمده در شکل ۹ رسم شده است. مشاهده می شود که در محدوده وسیعی از عدد رینولدز، شاخص عملکرد لوله های پیچشی نسبت به دیگر انواع روش های بهبود، بالاتر می باشد. این بدان معناست که سطح تبادل حرارت مورد نیاز این وسیله کمتر از دیگر افزایش دهنده های انتقال حرارت است.

روش های متعددی برای تعیین این شاخص ها ارائه شده که یکی از مناسب ترین آن ها شاخص عملکرد معرفی شده توسط والکر و ویلکی است [۱۱]. این شاخص در ادامه با در نظر گرفتن مقاومت حرارتی متقابل^۱، توسط نصر و همکارانش به صورت زیر تصحیح شده است [۱۲]:

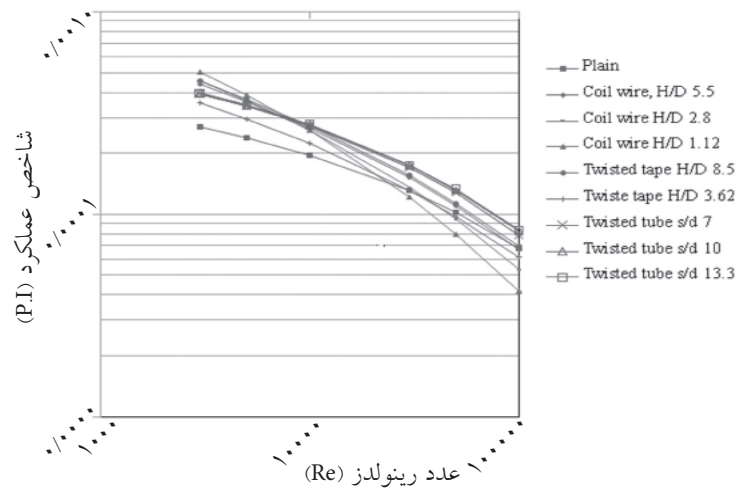
$$P.I. = \left(\frac{1}{1 + R_{opp} h_t} \right)^{1.5} \sqrt{\frac{St^3}{f}} \quad (54)$$

$$St = \frac{h_t}{mC_p} A_f \quad (55)$$

این شاخص تابعی از عدد رینولدز است و می توان با رسم آن برای انواع مختلفی از وسایل افزایش دهنده انتقال حرارت بر حسب عدد رینولدز، تاثیر عملکرد آن ها را برای یک بار حرارتی مشخص با یکدیگر مقایسه کرد. توسعه دهندگان این شاخص نشان دادند که هر چه مقدار شاخص عملکرد

جدول ۶- ضریب اصطکاک (f) و فاکتور انتقال حرارت (j)، برای انواع بهبود دهنده‌های حرارتی [۱۳ و ۱۴]

$j = 0.023 Re^{-0.2}$	$j = 0.046 Re^{-0.2}$	لوله ساده
$j = 0.0964 Re^{-0.3}$	$j = 0.2276 Re^{-0.2953}$	فنر پیچ (H/D ۵/۵)
$j = 0.1221 Re^{-0.3}$	$j = 0.2514 Re^{-0.2345}$	فنر پیچ (H/D ۲/۸)
$j = 0.1682 Re^{-0.3}$	$j = 0.2615 Re^{-0.1568}$	فنر پیچ (H/D ۱/۱۲)
$j = 0.1078 Re^{-0.3203}$	$j = 0.2129 Re^{-0.3166}$	نوار پیچ (H/D ۸/۵)
$j = 0.3423 Re^{-0.4206}$	$j = 0.5821 Re^{-0.3787}$	نوار پیچ (H/D ۳/۶۲)
$j = 0.05937 Re^{-0.24}$	$j = 0.4731 Re^{-0.36}$	لوله پیچشی (s/d ۷)
$j = 0.05649 Re^{-0.24}$	$j = 0.4049 Re^{-0.36}$	لوله پیچشی (s/d ۱۰)
$j = 0.05421 Re^{-0.24}$	$j = 0.3654 Re^{-0.36}$	لوله پیچشی (s/d ۱۳/۳)



شکل ۹- مقایسه شاخص عملکرد افزایشدهنده‌های انتقال حرارت

نتیجه‌گیری

در این مقاله، فناوری جدید مبدل حرارتی لوله پیچشی معرفی شد و الگوریتم طراحی سریع آن برای یافتن ساختار بهینه برای نرخ حرارتی مشخص و با اعمال محدودیت‌های افت فشاری ارائه گردید. بررسی عملکرد این مبدل‌ها در مقایسه با دیگر فناوری‌های افزایشدهنده انتقال حرارت، با دو روش استفاده از یک بررسی موردی و نیز استفاده از شاخص عملکرد توسعه داده شده، مزایای نسبی استفاده از آن را به وضوح آشکار ساخت.

علائم و نشانه‌ها

حروف انگلیسی

u_i : سرعت جریان سمت لوله

x : ثابت معادله ضریب انتقال حرارت

y : ثابت معادله ضریب انتقال حرارت

A : سطح انتقال حرارت

a : ثابت معادله ضریب افت فشار

$A_{existing}$: سطح انتقال حرارت موجود

A_f : سطح مقطع جریان متقاطع

b : ثابت معادله ضریب افت فشار

C_p : ظرفیت حرارتی

d : قطر لوله

D_e : قطر معادل لوله

$d_{e,in}$: قطر معادل داخلی لوله پیچشی

$d_{e,out}$: قطر معادل خارجی لوله پیچشی

d_i : قطر داخلی لوله

T_w : دمای دیواره	d_{in} : قطر داخلی بزرگ لوله پیچشی
U : ضریب انتقال حرارت کلی	d_o : قطر خارجی لوله
u_s : سرعت جریان سمت پوسته	d_{out} : قطر خارجی بزرگ لوله پیچشی
J_s : ضریب تصحیح فاصله نامساوی بافل ها	D_s : قطر پوسته
k : ضریب گذردهی حرارتی	F : ضریب تصحیح اختلاف دمای لگاریتمی
L : طول لوله	Fr_m : عدد فرود
L_{bc} : فاصله بافل ها	f_s : ضریب افت فشار پوسته
J_b : ضریب تصحیح کنارگذر دسته لوله	f_t : ضریب افت فشار لوله
J_c : ضریب تصحیح پنجره بافل	G : فلاکس جریان
J_l : ضریب تصحیح نشتی بافل	h_s : ضریب انتقال حرارت پوسته
J_r : ضریب تصحیح گرادیان معکوس دما	h_t : ضریب انتقال حرارت لوله
حروف لاتین	j : فاکتور نشان دهنده ضریب انتقال حرارت
α : نسبت افزایش سطح	L_{tp} : فاصله دو لوله
β : ضریب افزایش سطح	M : نرخ جرمی جریان
δ : ضخامت لوله	N_b : تعداد بافل ها
μ : ویسکوزیته	N_s : تعداد پوسته های سری
μ_w : ویسکوزیته لایه مرزی	N_{shells} : تعداد کل پوسته ها
ρ : دانسیته	N_{SP} : تعداد گذر سمت پوسته
φ : فاکتور وزنی هزینه	N_t : تعداد لوله ها
ΔA : سطح اضافی مورد نیاز	N_{TP} : تعداد گذر سمت لوله
ΔP : افت فشار	Nu : عدد ناسلت
ΔP_c : افت فشار جریان متقاطع	N_{units} : تعداد واحدها
ΔP_e : افت فشار در دو انتها	P : کارایی حرارتی مبدل
ΔP_w : افت فشار در پنجره بافل	Pr : عدد پرنتل
ΔT_{LM} : اختلاف دمای لگاریتمی	Q : مقدار حرارت تبادل یافته
زیرنویس ها	R : نسبت ظرفیت حرارتی جریان ها
t : سمت لوله	R_{ds} : مقاومت رسوب گرفتگی پوسته
w : دیواره	Rdt : مقاومت رسوب گرفتگی لوله
1: اولیه	Re : عدد رینولدز
2: ثانویه	r_h : نسبت کنترل
x : حالت تمیز	r_h' : نسبت کنترل در حالت بهبود یافته
e : معادل	r_s : نسبت بهبود حرارت سمت پوسته
ic : حالت ایده آل	r_t : نسبت بهبود حرارت سمت لوله
p : لوله ساده	s : طول چرخش
s : سمت پوسته	St : عدد استانتون
	T_f : دمای لایه فیلمی

منابع

- [1] Butterworth D., Guy A.R. & Welkey J.J., *Design and application of twisted tube exchangers*, Advances in Industrial Heat Transfer, IChemE, 1995.
- [2] Schlunder E.U., *Heat exchanger design handbook*, Taylor Francis Inc.
- [3] Welky J.J. Brown FinTube, Patent number WO 01/18406 A1 United States, 2001.
- [4] <http://www.brownfintube.com>, Dec. 2011.
- [5] Dzyubenko B.V., "Estimation of the thermohydraulic efficiency of heat exchanging apparatuses with twisted tubes", Heat Transfer Research, Vol. 37, No. 4, pp. 349-363, 2006.
- [6] Lutcha J. & Ljubcic B., "Application of twisted tube heat exchangers technology in plants capacity up-rating", Int. Chemical Eng. Cogress, CHISA, Prague, Czech Republic, 2004.
- [7] Ljubcic B., *Testing of Twisted-Tube Exchangers in Transition flow Regime brochure from Brown Fintube Company*, Koch Industries, 12602 FM 529, Houston, TX 77041, 2006.
- [8] Buettner M., *Utilizing heat transfer technology to provide process solutions*, Koch Heat Transfer Co., AIChE Chicago Symposiums, Oct., 2006.
- [9] Dzyubenko B.V. & Ashmantas L.V.A., Segal M.D, *Modeling and Design of Twisted Tube Heat Exchangers*, Begell House, 1999.
- [10] Jafari Nasr M.R. & Shafeghat A., "Fluid flow analysis and extension of rapid design algorithm for helical baffle heat exchangers", Applied Thermal Engineering, Vol. 28, pp. 1324-1332, 2008.
- [11] Walker V. & Wilkie D., "The wider application of roughened heat transfer surfaces as developed for advanced gas-cooled reactors", Symposium on High Pressure Gas as a Heat Transport Medium, IMechE, London, 1967.
- [12] Jafari Nasr M.R., Polley G.T. & Zoghi A.T., *Performance evaluation of heat transfer enhancement*, Int. Chemical Eng. Cogress, CHISA, Prague, Czech Republic, 2002.
- [۱۳] همت آ.، بررسی اثربه‌کارگیری مبدل‌های پوسته-لوله‌ای با لوله‌های پیچشی در شبکه مبدل‌های حرارتی، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی سهند تبریز، تابستان ۱۳۸۹.
- [14] Polley G.T. , Athie R., Gough M, "Use of heat transfer enhancement in process integration", Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 12, No. 3, pp 191-202, 1992.