



شبیه‌سازی عددی اثر هندسه استفاده از لوله پره‌دار در یک مبدل حرارتی پوسته و لوله

محسن رستمی^۱، امیرحمزه فرج‌الهی^{۲*}، مرتضی قنبری^۳، علی اصغر نادری^۴

^۱ دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی دانشگاه امام علی^(ع)، تهران، ایران

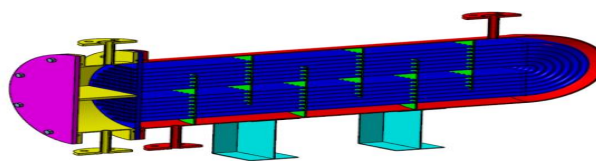
^۲ استادیار، دانشکده مهندسی دانشگاه امام علی^(ع)، تهران، ایران

^۳ کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی قم، قم، ایران

برجسته‌ها

- کاهش دبی جرمی روغن واردشده به پوسته موجب افزایش بازدهی می‌شود.
- نرخ انتقال حرارت بین سوخت و روغن برای مبدل با لوله‌های پره‌دار، حدود ۱۱ درصد بیشتر از حالت بدون پره است.

چکیده گرافیکی



مشخصات مقاله

تاریخچه مقاله:

نوع مقاله: علمی پژوهشی

دریافت: ۱۳۹۹/۱۲/۲۴

بازنگری: ۱۴۰۰/۱۰/۰۹

پذیرش: ۱۴۰۰/۱۰/۲۰

ارائه آنلاین: ۱۴۰۰/۱۰/۲۰

*نویسنده مسئول:

A.farajollahi@sharif.edu

کلید واژه‌ها:

مبدل حرارتی پوسته و لوله

ضریب کولبرن

انتقال حرارت

لوله پره‌دار

ضریب اصطکاک

چکیده

در این مقاله، یک مبدل حرارتی پوسته و لوله که برای انتقال حرارت بین دو سیال مختلف استفاده می‌شود، به صورت سه‌بعدی شبیه‌سازی شده است. این مبدل متشکل از یک پوسته است که ۹۰ عدد لوله به صورت U شکل درون آن قرار دارد. برای انتقال حرارت بیشتر یک بار لوله‌ها بدون پره و بار دیگر همراه با پره که به صورت طولی و یکپارچه با بدنه لوله تولید می‌شوند، شبیه‌سازی و مقایسه شدند. سیال جاری در پوسته، روغن MIL-PRF 23699 و سیال جاری در لوله‌ها، سوخت JP-4 است. این دو سیال در مسیرهای جداگانه و مخالف هم جریان دارند و از طریق تماس با سطح لوله‌ها، با همدیگر تبادل حرارت انجام می‌دهند. با استفاده از نرم‌افزار Aspen طراحی به گونه‌ای انجام شده که مبدل حرارتی طول و وزن کمتری داشته باشد تا تأثیر بهتر و بالاتری در راندمان بالگرد داشته باشد. به منظور بررسی اثر هندسه لوله‌ها و دبی جرمی روغن بر میزان انتقال حرارت بین سوخت و روغن، شبیه‌سازی در برنامه ANSYS Fluent انجام شده است. در این شبیه‌سازی، بخشی از کل مبدل حرارتی به عنوان هندسه انتخاب شده و اثر تغییر هندسه لوله‌ها، دبی جرمی سوخت و روغن بر ضریب انتقال حرارت، ضریب کولبرن، ضریب اصطکاک و نسبت آن‌ها و تغییرات دمای خروجی بررسی شده است. نتایج حاصل از این شبیه‌سازی نشان می‌دهد که نرخ انتقال حرارت بین سوخت و روغن برای مبدل حرارتی با لوله‌های پره‌دار، حدود ۱۱ درصد بیشتر از حالت بدون پره است. همچنین کاهش دبی جرمی روغن واردشده به پوسته موجب افزایش بازدهی مبدل حرارتی می‌شود.

۱- مقدمه

پدیده انتقال حرارت در صنایع مختلف به‌منظور خنک‌کاری یا گرم کردن سیالات و یا انجام فرآیندهای شیمیایی و فیزیکی استفاده می‌شود. در صنایع هوانوردی از مبدل‌های حرارتی برای خنک کردن روغن داغ خارج‌شده از موتور و افزایش دمای سوخت پیش از ورود به موتور استفاده می‌شود. کاهش دمای روغن موتور موجب افزایش طول عمر و کارایی روغن و موتور می‌شود. همچنین افزایش دمای سوخت نیز منجر به پیش‌گرم شدن و احتراق بهتر آن در موتور می‌شود. در مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله، روغن و سوخت از مسیرهای متفاوت و مخالف هم به گونه‌ای عبور می‌کنند که با یکدیگر از طریق دیواره‌های فلزی انتقال حرارت داشته باشند. در صنایع هوانوردی دو پارامتر بازده و وزن اهمیت زیادی دارند. به‌عبارت‌دیگر سیستم‌هایی که برای این صنایع طراحی می‌شوند باید بیشترین بازده و کمترین وزن ممکن را دارا باشند (۱). به همین جهت استفاده از لوله‌های پره‌دار برای افزایش بازده مبدل حرارتی و کاهش ابعاد آن اهمیت زیادی دارد [۳ و ۴]. ضمناً استفاده از مبدل‌های حرارتی در وسایل پرنده در راستای معاهدات بین‌المللی برای حفظ محیط‌زیست است؛ زیرا استفاده از آن منجر به کاهش مصرف سوخت، کاهش دوره‌های تعویض روغن و کاهش تولید آلودگی‌های شیمیایی می‌شود.

نخستین مطالعات تجربی در مورد مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله در سال ۱۹۹۸ توسط لی و کوتکه انجام شده است. آن‌ها تأثیر فاصله بین صفحه هدایت‌ها و پوسته بر مقدار افت فشار در رژیم جریان کاملاً توسعه‌یافته برای آرایش مثلثی لوله‌ها را بررسی کردند (۲). نافون در سال ۲۰۰۱، اثر استفاده از پره‌های پیچشی بر نرخ انتقال حرارت و افت فشار در لوله‌های مبدل را بررسی کرد. او متوجه شد که استفاده از پره‌های پیچشی موجب افزایش آشفستگی در داخل لوله و افزایش نرخ انتقال حرارت و افت فشار می‌شود (۳). ژنگ و همکاران در سال ۲۰۰۹، مبدل حرارتی پوسته و لوله را توسط نرم‌افزار فلونت شبیه‌سازی کردند. آن‌ها اثر نوع صفحه هدایت پیچشی و زاویه پیچش

آن بر نرخ انتقال حرارت و افت فشار مبدل حرارتی را بررسی کردند. در نهایت متوجه شدند که صفحه‌های هدایتی پیچشی از نوع چندتکه و با زاویه پیچش ۴۰ درجه بیشترین بازده را دارد (۴). چن و همکاران در سال ۲۰۱۴، انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی لوله‌ای پره‌دار با پره‌های H شکل را به‌صورت تجربی بررسی کردند. برای تخمین مقدار عدد نوسلت و افت فشار دسته لوله‌ها، همبستگی‌هایی ارائه دادند. آن‌ها متوجه شدند که افزایش فاصله بین پره‌ها یا افزایش سرعت جریان عبوری از روی دسته لوله‌ها، موجب کاهش بازدهی مبدل می‌شود (۵). حق‌شناس و لایت در سال ۲۰۱۵، ایده استفاده از مبدل حرارتی سوخت-روغن و هوا-روغن به‌صورت ترکیبی را مطرح کردند. آن‌ها بیان کردند که برای کاهش دمای روغن، ابتدا باید روغن از مبدل حرارتی هوا-روغن عبور کند، سپس روغن باید وارد مبدل حرارتی سوخت-روغن شود و با سوخت انتقال حرارت انجام دهد، چراکه این کار از تبخیر سوخت جلوگیری می‌کند (۶). کیم و همکاران در سال ۲۰۱۶، یک مبدل حرارتی هوا-روغن برای موتورهای توربوفن را توسط نرم‌افزار انسیس فلونت شبیه‌سازی کردند. آن‌ها اثر تغییر اندازه، تعداد و زاویه پره‌ها بر میزان انتقال حرارت و افت فشار مبدل را بررسی کردند. آن‌ها متوجه شدند که افت فشار و نرخ انتقال حرارت پره‌های خاردار کمتر از افت فشار و نرخ انتقال حرارت پره‌های صفحه‌ای است؛ اما با توجه به اینکه وزن پره‌های خاردار کمتر از پره‌های صفحه‌ای است، استفاده از پره‌های خاردار برای مبدل حرارتی هوا-روغن در موتورهای توربوفن را بهتر دانستند (۷). وانگ و همکاران در سال ۲۰۱۸، اثر استفاده از صفحه هدایت‌های پیچشی در مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله بر افت فشار و انتقال حرارت را بررسی کردند. آن‌ها متوجه شدند که بیشترین نرخ انتقال حرارت و کمترین افت فشار برای حالتی است که گام صفحه هدایت ۱۱ دور بر متر باشد (۸). استی‌یرن و همکاران در سال ۲۰۱۸، ایده استفاده از سیستم خنک‌کاری یکپارچه برای موتورهای توربوفن عادی و توربوفن گیربکسی را مطرح کردند. آن‌ها بیان کردند این کار موجب کاهش وزن موتور و کاهش هزینه‌های تعمیرات

هوای روغن را مورد بررسی قرار داده‌اند. سیستم تبادل حرارت ارائه‌شده در این مرجع، شامل مبدل‌های حرارتی سوخت-روغن و هوای-روغن است که به‌صورت سری به یکدیگر متصل شده‌اند؛ یعنی روغن داغ خارج‌شده از توربین گاز یا گیربکس، ابتدا وارد مبدل هوای-روغن می‌شود، سپس روغن وارد مبدل حرارتی سوخت-روغن می‌شود و سوخت واردشده به توربین گاز را پیش‌گرم می‌کند. همچنین آن‌ها طرح استفاده از دو سیستم تبادل حرارتی برای خنک‌کاری جداگانه‌ی گیربکس و اجزای متحرک توربین گاز را ارائه داده‌اند [۲۰]. کلر و مکابل در سال ۲۰۲۰ ایده استفاده از مبدل حرارتی برای سوخت واردشده به تجهیزات جانبی هواپیما را ارائه دادند. در برخی هواپیماها دو مسیر سوخت وجود دارد، یک مسیر برای تغذیه موتور و مسیر دیگر برای راه‌اندازی تجهیزات جانبی مثل سیستم هیدرولیک است. در صورت وارد شدن سوخت یخ‌زده یا قطعات یخ به این سیستم‌ها، آسیب جدی به این تجهیزات وارد می‌شود. برای جلوگیری از این اتفاق لازم است که سوخت واردشده به این تجهیزات پیش‌گرم شود [۲۱]. مستوروکولا و پس، ایده استفاده از دو مبدل حرارتی برای خنک کردن روغن را بیان کردند. سیال خنک‌کننده برای مبدل حرارتی مرحله اول می‌تواند سوخت، هوای محیط یا هوای موجود در طبقات اولیه کمپرسور باشد؛ سپس برای خنک‌کاری مبدل مرحله دوم، می‌توان از لوله‌های سوخت خارج‌شده دیگری که از مخزن سوخت، استفاده کرد. استفاده از این روش برای خنک‌کاری روغن، دمای روغن را بسیار کم می‌کند [۲۲]. ریبارو و ویلوکس در سال ۲۰۲۰ ایده استفاده از مبدل حرارتی صفحه‌ای برای افزایش سطح انتقال حرارت بین روغن و سیال خنک‌کننده را ارائه دادند. روغن از دو طرف با لایه هوا و لایه سوخت انتقال حرارت انجام می‌دهد می‌توان از این مبدل‌ها در حالت دو سیاله نیز استفاده کرد، یعنی لایه روغن بین دو لایه سوخت یا دو لایه هوا قرار گیرد. جریان روغن و سیال خنک‌کننده در لایه‌ها همواره برعکس یکدیگر است [۲۳]. با توجه به مرور مطالعات انجام شده در زمینه مبدل‌های حرارتی لوله و پوسته مشاهده می‌شود که هیچ‌کدام از تحقیقات پیشین

می‌شود (۹). تورکوت و همکاران در سال ۲۰۱۸، مبدل حرارتی سوخت-روغن جدیدی را ارائه دادند که مسیرهای جریان سوخت و روغن به‌صورت موازی و یک‌درمیان، در کنار یکدیگر قرار گرفته است. در این مبدل حرارتی، انتقال حرارت از طریق دیواره‌های بین دو کانال انجام می‌شود (۱۰). وانگ و همکاران در چین و یوگش و همکاران در هند در سال ۲۰۱۹، انتقال حرارت بین لوله‌های دارای پره صفحه‌ای و جریان عبوری از میان آن‌ها را توسط نرم‌افزار انسیس فلونت شبیه‌سازی کردند. لوله‌های استفاده‌شده در این شبیه‌سازی مقطع بیضوی داشتند. آن‌ها متوجه شدند که بهترین مدل آشفتگی برای این شبیه‌سازی، مدل $k-\omega$ SST است. ضمناً آن‌ها دریافتند که افزایش زاویه لوله‌ها تا مقدار ۹۰ درجه نسبت به راستای جریان، موجب افزایش انتقال حرارت و افت فشار می‌شود (۱۱، ۱۲). السید و السود در سال ۲۰۱۹، اثر شکل صفحه هدایت‌های مبدل حرارتی پوسته و لوله بر افت فشار و نرخ انتقال حرارت در مبدل را به‌صورت تجربی بررسی کردند. الگوی صفحه هدایت‌هایی که در تحقیقات آن‌ها استفاده شده است، از نوع SSFR و HSB, FSB, SSSB, CSSB است. سرانجام آن‌ها متوجه شدند که الگوی HSB بیشترین نرخ انتقال حرارت را ایجاد می‌کند و بازدهی اگزورژی را $1/4$ برابر بیشتر از الگوی CSSB می‌کند (۱۳). محمدی و همکاران در سال ۲۰۲۰، یک مبدل حرارتی پوسته و لوله با صفحه هدایت‌های متخلخل را به‌صورت عددی مدل‌سازی کردند. آن‌ها با استفاده از الگوریتم ژنتیک مقدار تخلخل صفحه هدایت‌ها را به‌گونه‌ای بهینه‌سازی کردند که بیشترین انتقال حرارت و کمترین افت فشار حاصل شود (۱۴). آنگر و همکاران در سال ۲۰۲۰، انتقال حرارت در مبدل حرارتی لوله‌ای پره‌دار را بررسی کردند. آن‌ها اثر سرعت سیال عبوری از دسته میله و فاصله پره‌ها از یکدیگر بر مقدار افت فشار، نرخ انتقال حرارت و عدد نوسلت را بررسی کردند. آن‌ها متوجه شدند با افزایش زاویه دسته لوله یا افزایش سرعت جریان، مقدار عدد نوسلت افزایش می‌یابد. همچنین کاهش فاصله بین پره‌ها موجب افزایش عدد نوسلت می‌شود [۱۸ و ۱۹]. بور و همکاران نحوه عملکرد مبدل‌های حرارتی سوخت-روغن و

لازم به ذکر است که بدترین شرایط برای پرواز یک وسیله پرنده در فصل تابستان و در دور موتورهای زیاد است؛ زیرا دمای هوا در فصل تابستان زیاد است. زیاد بودن دمای هوا موجب کاهش چگالی هوا و افزایش دمای سوخت در مخزن سوخت هلیکوپتر می‌شود.

جدول ۱: شرایط سوخت و روغن برای موتور PT-6 (۱۵)

سوخت		روغن	-
MIL-PRF 23699 JP-4			نوع
۰/۱۳	۰/۰۸		حداکثر دبی جرمی (kg/s)
۱۲	۹		حداکثر فشار (bar)
۸۰	۶۵		حداکثر دمای ورود به موتور (°C)
-	۱۲۵		حداکثر دمای خروج از موتور (°C)

کاهش چگالی هوا موجب کاهش دبی جرمی هوای وارد شده به موتور و کاهش کشش موتور می‌شود. از سوی دیگر، افزایش دمای سوخت موجب کاهش انتقال حرارت بین روغن و سوخت می‌شود. همچنین عامل دیگر دور موتور زیاد است، این عامل موجب افزایش دمای روغن موتور و کاهش کارایی آن می‌شود. به همین منظور برای طراحی مبدل حرارتی، فرض شده است که هلیکوپتر با بیشترین دور موتور و بیشترین دمای هوای محیط حدود (۴۰) درجه سلسیوس در ارتفاع ۳ کیلومتری از سطح زمین در تابستان) در حال پرواز است.

با توجه به میزان بار حرارتی، سابقه مبدل‌های رایج در صنایع هوایی و استاندارد TEMA، باید یک مبدل حرارتی پوسته-لوله با ساختار CEU برای هلیکوپتر مورد نظر طراحی شود؛ زیرا این نوع مبدل‌ها نرخ انتقال حرارت زیاد، نسبت وزن به نرخ انتقال حرارت کم و قابلیت تحمل فشارهای زیاد را دارند.

برای طراحی فرض می‌شود که روغن (سیال گرم) در پوسته مبدل جریان دارد و دمای ورود و خروج آن به ترتیب ۱۲۵ و ۶۵ درجه سلسیوس است. همچنین سوخت در لوله‌های مبدل جریان دارد و دمای ورود آن ۴۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته می‌شود، دمای خروج سوخت از مبدل باید توسط محاسبات انجام شده در برنامه

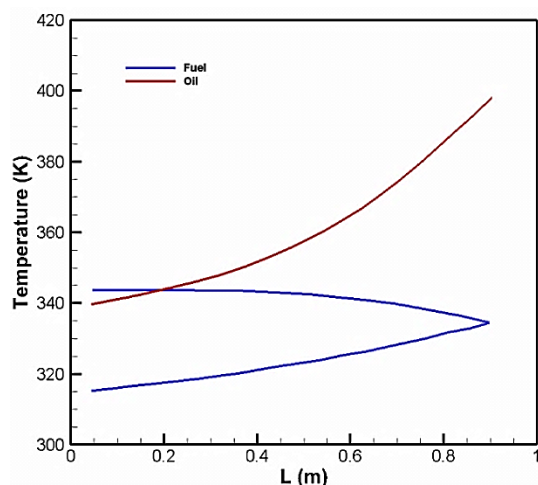
در مورد اثر شکل هندسی لوله رو ضریب انتقال حرارت و سایر ویژگی‌های ترمودینامیکی سیال بررسی نکرده‌اند. مهم‌ترین تفاوتی که می‌توان به‌عنوان نوآوری در این تحقیق به آن اشاره نمود اثر تغییر هندسی لوله و دبی جرمی سوخت و روغن بر ضریب انتقال حرارت، ضریب کولبرن، ضریب اصطکاک و تغییرات دمای خروجی است و همچنین به دست آوردن بهترین چیدمان برای لوله‌ها و وزن و ابعاد آن‌ها است.

۲- انتخاب و طراحی مبدل حرارتی

در این تحقیق هلیکوپتر مورد نظر معرفی و مشخصات آن ارائه شده و سپس با توجه به مشخصات موتور و شرایط پروازی هلیکوپتر، برای آن یک مبدل حرارتی سوخت-روغن توسط برنامه Aspen Plus و Aspen EDR و تحت استاندارد TEMA طراحی می‌شود. سپس مبدل حرارتی مورد نظر در برنامه Catia به صورت سه‌بعدی طراحی و نقشه‌های آن به دست می‌آید. پس از آن مبدل حرارتی در نرم‌افزار فلونت شبیه‌سازی و نتایج آن تحلیل می‌شود. به منظور بررسی اثر هندسه بر میزان انتقال حرارت مبدل، از لوله‌های پره‌دار به جای لوله‌های معمولی استفاده می‌شوند و شبیه‌سازی بار دیگر انجام می‌شود و نتایج حاصل از شبیه‌سازی با یکدیگر مقایسه می‌شود.

در ابتدا باید وسیله پرنده‌ای که قصد طراحی مبدل حرارتی برای آن را داریم شناسایی شود و شرایط دما، فشار و دبی جرمی روغن و سوخت برای آن به دست آید. در این تحقیق قصد طراحی مبدل حرارتی برای هلیکوپتر AH-1 Cobra را داریم که از نوع هلیکوپتر جنگنده به حساب می‌آید که وزن و حجم مبدل حرارتی مهم می‌باشد تا بتواند قابلیت مانور خوبی داشته باشد. برای این منظور این هلیکوپتر مجهز به دو موتور PT-6 است. این موتور دارای سه مرحله کمپرسور محوری و یک مرحله کمپرسور گریز از مرکز است. همچنین این موتور دو مرحله توربین محوری دارد که قابلیت تولید توان ۱۳۰۰ کیلووات را دارد. بر طبق اطلاعات ذکر شده در دفترچه تعمیرات موتور PT-6 در مرجع (۱۵)، مقادیر دبی جرمی سوخت و روغن، دمای سوخت و روغن و فشار سوخت و روغن برای این موتور به دست آمده و در جدول ۱ ارائه شده است.

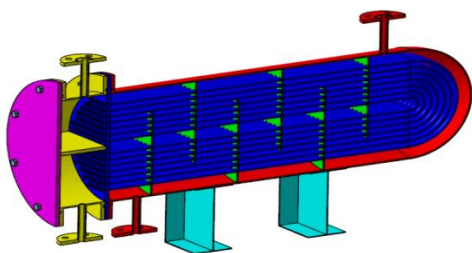
مدل‌سازی تغییرات دمای روغن و سوخت در طول مبدل را محاسبه می‌کند. نتیجه این مدل‌سازی در شکل ۲ ارائه شده است.



شکل ۲: نمودار تغییرات دمای سوخت و روغن در طول مبدل حرارتی.

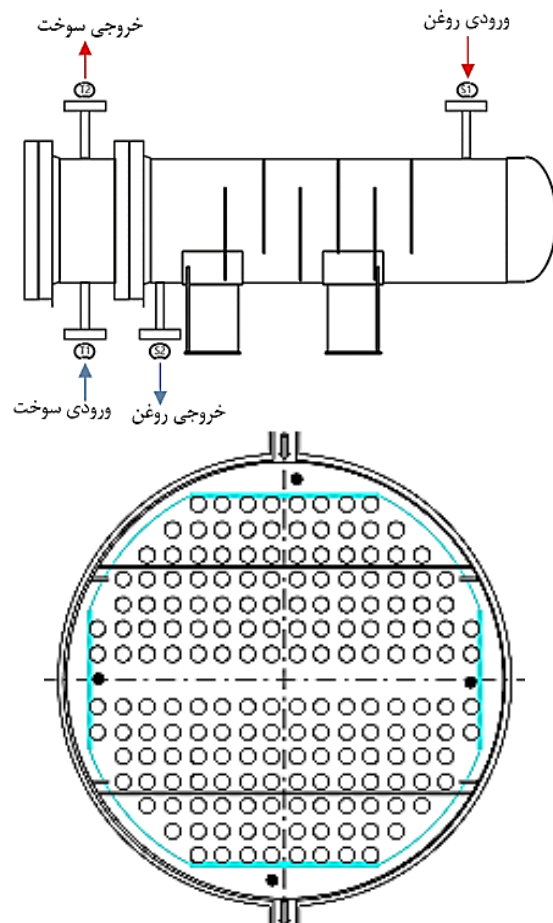
به‌طور کلی در نرم‌افزار Aspen می‌توان بهینه‌ترین حالت از نظر ابعاد و وزن کمتر را برای مبدل حرارتی مناسب طراحی کرد و انتخاب اینکه یک یا چند مبدل حرارتی به صورت سری یا موازی باهم در سیکل باشند و از افت فشار جلوگیری شود و همچنین به دمای موردنظر هم برسد. شکل ۴ در محیط نرم‌افزار Aspen می‌باشد و می‌توان مقادیر را مشاهده کرد.

سپس مبدل حرارتی موردنظر در برنامه Catia به صورت سه‌بعدی طراحی شده است. این کار برای تهیه نقشه قطعات و داشتن درک سه‌بعدی از مبدل حرارتی انجام شده است. شکل زیر نمای سه‌بعدی و برش خورده در نرم‌افزار کتیا از مبدل حرارتی طراحی شده می‌باشد.



شکل ۳: نمای سه‌بعدی و برش خورده از مبدل حرارتی طراحی شده.

Aspen Plus و Aspen EDR تعیین شود. ضمناً جنس لوله‌های مبدل از فولاد ضدزنگ ۳۰۴ است. همچنین ابعاد مبدل حرارتی با بهینه‌سازی بین جرم مبدل و نرخ انتقال حرارت آن تعیین می‌شود؛ بدین ترتیب طول لوله‌ها مبدل ۸۰ سانتی‌متر، قطر پوسته ۱۲/۷۵ اینچ، قطر لوله مبدل ۰/۵ اینچ تعیین می‌شود. همچنین الگوی چیدمان لوله‌ها به صورت مربعی و با زاویه ۹۰ درجه است. علاوه بر این، نتایج حاصل از طراحی توسط Aspen نشان می‌دهد که این مبدل دارای ۱۸۰ عدد لوله و ۶ عدد صفحه هدایت با فاصله ۱۰ سانتی‌متر از یکدیگر و دارای دو پاس جریان است. نمایی دوبعدی از مبدل حرارتی طراحی شده در شکل ۱ ارائه شده است.



شکل ۱: نمای مبدل حرارتی طراحی شده توسط Aspen و مقطع آن.

مبدل حرارتی توسط Aspen EDR طراحی شده است؛ سپس این مبدل توسط برنامه Aspen Plus مدل‌سازی می‌شود. مدل‌سازی به صورت یک‌بعدی است. این

لوله‌ها می‌شود. مجموع این اقدامات موجب افزایش دقت محاسبه انتقال حرارت بین روغن و سوخت می‌شود. در این مقاله به‌طور خاص انتخاب مبدل حرارتی مناسب که از نظر ابعاد و وزن، ایدئال باشد، از طریق نرم‌افزار Aspen انتخاب شده است و اضافه کردن پره اطراف لوله‌های عبوری که عامل مهم افزایش انتقال حرارت می‌باشد در نظر گرفته شده و همچنین تغییر دبی جرمی سوخت و روغن بر پارامترهای انتقال حرارت و هیدرولیکی مبدل بررسی شده تا در مجموع راندمان کلی افزایش یابد. با توجه به جستجوهای اخیر، مشابه این کار موجود نبوده و مقالات مرتبط همان‌طور که در پژوهش‌های اخیر ذکر شده عموماً در مورد صفحه‌های هدایت‌شونده و پیچشی یا زاویه‌دار بودن آن بحث و کار شده است.

برای شروع فرآیند شبیه‌سازی ابتدا باید یک هندسه برای این کار انتخاب شود. این هندسه می‌تواند کل مبدل حرارتی یا نصف آن یا بخشی از آن باشد. نکته مهم در این مرحله این است که هندسه انتخاب‌شده باید ساده‌ترین شکل ممکن را داشته باشد و نماینده خوبی برای خطوط جریان باشد. این کار موجب افزایش دقت حل، ریز بودن شبکه در نقاط حساس، کاهش زمان حل، کاهش احتمال واگرایی در شبیه‌سازی و قابل‌تعمیم بودن نتایج شبیه‌سازی می‌شود. با توجه به متقارن بودن مبدل حرارتی نسبت به صفحه میانی، همچنین با توجه به تکراری بودن الگوهای جریان در فضای بین صفحه هدایت‌ها، می‌توان به جای شبیه‌سازی کل مبدل حرارتی، تنها نصف فضای بین دو صفحه هدایت متوالی را شبیه‌سازی کرد. این کار موجب افزایش تعداد المان‌های شبکه در این ناحیه و همچنین ریزتر کردن شبکه در ناحیه نزدیک به سطح

EDR Sizing Console - Size Shell&Tube (B1)

✓ Geometry ✓ Process ✓ Errors & Warnings ✓ Run Status

Calculation mode: Design (Sizing) Recent Previous Setting Plan Tube Layout

Configuration

TEMA Type	C- / E- / U-	CEU	CEU
Tube layout option	New (optimum) layout		
Location of hot fluid	Shell side	Shell side	Shell side
Tube OD / Pitch	in 0.5 / 0.7	0.5 / 0.7	0.5 / 0.7
Tube pattern	90-Square	90	90
Tubes are in baffle window	Yes	Yes	Yes
Baffle type	Single segmental	Single segmental	Single segmental
Baffle cut orientation	Horizontal	H	H
Default exchanger material	SS 304L 7	SS 304L	SS 304L

Size

Specify some sizes for Design	Yes	Yes	Yes
Shell ID / OD	in 11 /	12.438 / 12.75	12.438 / 12.75
Tube length	m 0.8	0.8	0.8
Baffle spacing center-center	m 0.1	0.1	0.1
Number of baffles		6	6
Number of tube / passes		180 / 2	180 / 2
Shells in series	1	1	1
Shells in parallel	1	1	1

Overall Results

Excess surface (%)		2	2
Dp-ratio Shellside / Tubeside		0.0061 / 0.0099	0.0061 / 0.0099
Total cost (all shells)	Dollar(US)	17452	17452

Size Accept Design Save Cancel

Stream Temperatures

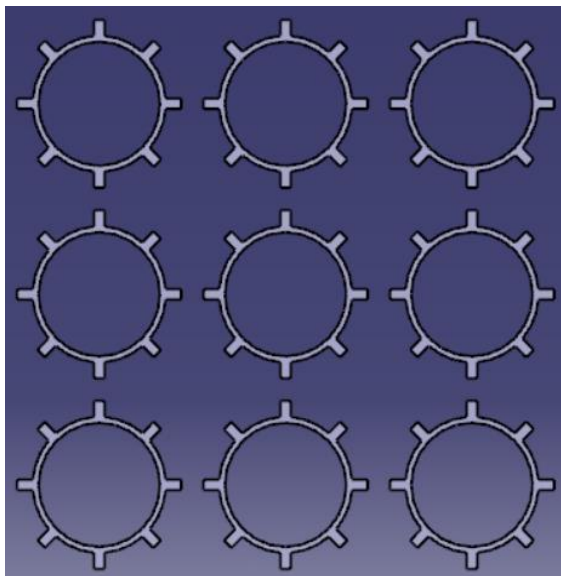
TS Bulk Temp. (F) + SS Bulk Temp. (F)

Distance from End (in)

TS Bulk Temp. (F) SS Bulk Temp. (F)

شکل ۴: نمایی از نرم‌افزار Aspen و داده‌های تولیدشده.

پره‌های استفاده‌شده برای لوله‌ها در شکل ۶ ارائه شده است.



شکل ۶: مقطع لوله‌های پره‌دار.

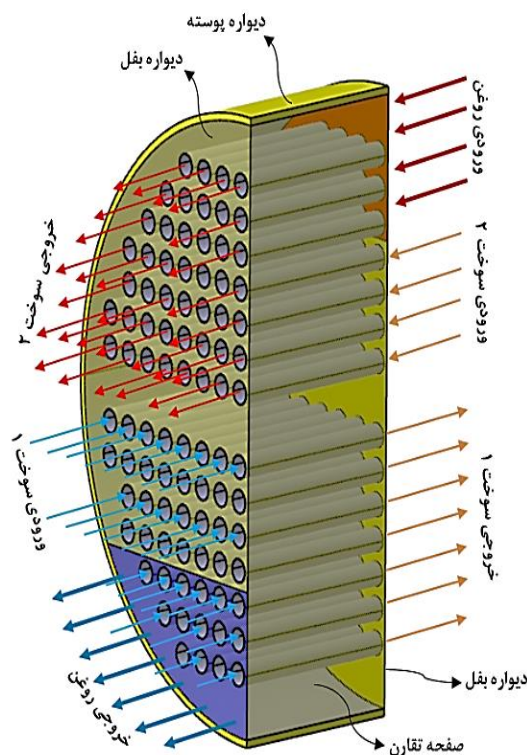
این نوع لوله‌های پره‌دار به دلیل فرآیند ساخت ساده و سریع (فرآیند اکستروژن) و مقاومت زیاد در برابر فشار و برخورد جریان انتخاب شده است. همچنین در این لوله‌های پره‌دار، پره و لوله به صورت یکپارچه تولید می‌شوند و نیاز به لحیم‌کاری پره به لوله نیست.

برای هر دو مبدل حرارتی دمای روغن ورودی به پوسته ۳۶۳ کلوین و دمای سوخت ورودی به مسیرهای ۱ و ۲ به ترتیب ۳۲۲ و ۳۴۲ کلوین است. شرایط جریان در مرزهای هندسه در جدول ۲ ارائه شده است.

روغن استفاده‌شده برای شبیه‌سازی از نوع MIL-PRF 23699 است. چگالی این روغن ۹۴۷/۴۶ کیلوگرم بر مترمکعب، ظرفیت گرمایی آن در فشار ثابت ۱۶۹۰ ژول بر کیلوگرم کلوین، ضریب رسانایی حرارتی آن ۰/۰۷۳۳ ژول بر متر کلوین و لزجت دینامیکی آن ۰/۰۰۰۷۳۷ پاسکال ثانیه است. همچنین سوخت استفاده شده از نوع JP-4 است؛ چگالی این سوخت ۷۳۴/۵۷ کیلوگرم بر مترمکعب، ظرفیت گرمایی ویژه آن در فشار ثابت ۱۹۵۶ ژول بر کیلوگرم کلوین، رسانایی حرارتی آن ۰/۱۳۱۳ ژول بر

۳- معادلات حاکم و شرایط مرزی

شکل ۵ نمای هندسه موردنظر برای شبیه‌سازی را نشان می‌دهد. جریان روغن در پوسته مبدل جریان دارد و با سطح خارجی لوله‌ها در تماس است. همچنین سوخت در داخل لوله‌ها جریان دارد. سوخت دارای دو مسیر است؛ یکی مسیر ۱ که جریان واردشده به دسته لوله‌ها و دیگری مسیر ۲ که جریان برگشتی و به سمت خروجی مبدل است. شرایط دمایی این دو مسیر متفاوت است. فرض می‌شود که دمای سوخت و روغن در ورودی‌ها به صورت یکنواخت است. همچنین قطر لوله‌های مبدل ۱/۲۷ سانتی‌متر، ضخامت لوله‌ها ۰/۵ میلی‌متر، قطر پوسته ۳۲ سانتی‌متر و طول لوله‌ها و پوسته ۱۱ سانتی‌متر است.



شکل ۵: هندسه مبدل حرارتی با لوله‌ها

بدون پره و شرایط مرزی.

هندسه استفاده‌شده برای شبیه‌سازی مبدل حرارتی با لوله‌های پره‌دار، مشابه هندسه موجود در شکل ۵ است؛ با این تفاوت که روی لوله‌ها پره‌هایی در راستای طول لوله وجود دارد. تعداد پره‌های روی لوله‌ها ۸ عدد، ارتفاع پره ۲ میلی‌متر و ضخامت آن ۱/۵ میلی‌متر است. شکل مقطع

متر کلوین و لزجت دینامیکی آن $0/000664$ پاسکال ثانیه است.

جدول ۲: شرایط مرزی جریان سیال در پوسته و لوله‌ها.

نوع مرز	نوع شرط	معادله	شرط	مقدار
ورودی	دبی جرمی روغن	مومنتموم	دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)	۰/۰۴
			فشار گیج (پاسکال)	۹۰۰۰۰۰
			شدت آشفستگی (%)	۵
		انرژی	قطر هیدرولیکی (متر)	۰/۱۵
			دما کل (کلوین)	۳۶۲/۷۸
			دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)	۰/۰۶۵
	دبی جرمی سوخت ۱	مومنتموم	فشار گیج (پاسکال)	۱۳۰۰۰۰۰
			شدت آشفستگی (%)	۵
			قطر هیدرولیکی (متر)	۰/۵۷۱۵
		انرژی	دما کل (کلوین)	۳۲۲/۴
			دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)	۰/۰۶۵
			فشار گیج (پاسکال)	۱۳۰۰۰۰۰
دبی جرمی سوخت ۲	مومنتموم	شدت آشفستگی (%)	۵	
		قطر هیدرولیکی (متر)	۰/۵۷۱۵	
		دما کل (کلوین)	۳۴۱/۷	
	انرژی	فشار گیج (پاسکال)	۹۰۰۰۰۰	
		شدت آشفستگی (%)	۵	
		قطر هیدرولیکی (متر)	۰/۱۵	
خروجی	فشار سوخت ۱	مومنتموم	دما برگشتی (کلوین)	۳۵۵
			فشار استاتیک (پاسکال)	۱۳۰۰۰۰۰
			جهت بردار سرعت	با توجه سلول همسایه
		انرژی	شدت آشفستگی (%)	۵
			قطر هیدرولیکی (متر)	۰/۵۷۱۵
			دما استاتیک (کلوین)	۳۲۵
	فشار سوخت ۲	مومنتموم	فشار استاتیک (پاسکال)	۱۳۰۰۰۰۰
			جهت بردار سرعت	با توجه سلول همسایه
			شدت آشفستگی (%)	۵
		انرژی	قطر هیدرولیکی (متر)	۰/۵۷۱۵
			دما استاتیک (کلوین)	۳۴۳
			شرط دیواره	عدم لغزش
دیواره	مبدل و بفل	مومنتموم	شرط حرارتی (وات بر مترمربع)	۰
		انرژی	شرط دیواره	عدم لغزش
	لوله‌ها	مومنتموم	انتقال حرارت	کویل
		انرژی	ضخامت دیواره (میلی‌متر)	۰/۵۵۸۸

۳-۱- معادلات جریان

برای افزایش دقت در شبیه‌سازی جریان در نواحی نزدیک دیواره، از مدل آشفتگی SST $k-\omega$ استفاده شده است. همچنین با فرض پایا بودن حل و تراکم ناپذیری سوخت و روغن، معادلات حاکم به صورت زیر برای جریان به کار برده شده است [۱۳ و ۵]:

معادله پیوستگی

$$\nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

که در آن ρ چگالی و \vec{V} بردار سرعت سیال در سه جهت X و Y و Z است.

معادله مومنتوم

$$\nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) \quad (2)$$

$$\bar{\tau} = (\mu + \mu_t) \left[(\nabla \vec{V} + \nabla \vec{V}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \vec{I} \right] \quad (3)$$

که در آن p مقدار فشار، $\bar{\tau}$ تانسور تنش، μ لزجت سیال، μ_t لزجت آشفتگی و I ماتریس همانی است.

معادله انرژی

$$\nabla \cdot (\rho e \vec{V}) = -p \nabla \cdot \vec{V} + \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + q \quad (4)$$

که در آن λ ضریب رسانش حرارتی، T دمای سیال و q انرژی خارجی است.

معادله آشفتگی

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (6)$$

که در آن k انرژی جنبشی آشفتگی، ω نرخ اضمحلال، Γ ضریب دیفیوژن، G نرخ تولید، Y مقدار پخش و D دیفیوژن عبوری متقاطع است. این معادلات به صورت پایا و سه‌بعدی

در برنامه تجاری فلونت نسخه ۱۹/۱ حل می‌شوند. همچنین معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی به صورت مرتبه دوم بالادست و معادلات مربوط به آشفتگی جریان به صورت مرتبه اول بالادست گسسته‌سازی می‌شوند.

۳-۲- ضریب انتقال حرارت جابجایی

مبدل‌های حرارتی به دو نوع جریان همسو و جریان ناهمسو تقسیم می‌شوند. در مبدل‌های حرارتی با جریان ناهمسو جهت حرکت سیال سرد و گرم برخلاف یکدیگر است؛ بنابراین اختلاف بین دمای سیال سرد و گرم در همه نقاط مبدل تا حدودی یکسان است. در مبدل‌های حرارتی با جریان همسو، جهت حرکت جریان سیال سرد و گرم یکی است. در این مبدل‌ها اختلاف دما در ورودی مبدل زیاد و در خروجی مبدل کم است. برای هر دو نوع مبدل حرارتی با جریان همسو و جریان ناهمسو رابطه بین دمای ورود و خروج سیال‌های سرد و گرم و نرخ انتقال حرارت در مبدل توسط معادله (۷) محاسبه می‌شود.

$$Q = hA \Delta T_{lm} \quad (7)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (8)$$

که در آن Q نرخ انتقال حرارت در مبدل حرارتی، h ضریب انتقال حرارت جابجایی، A سطح تماس سیال و ΔT_{lm} اختلاف دمای میانگین لگاریتمی نامیده می‌شود. مقدار اختلاف دمای میانگین لگاریتمی برای مبدل‌های حرارتی با جریان همسو توسط معادله ۹ و برای جریان ناهمسو توسط معادله ۱۰ محاسبه می‌شود.

$$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c1} \quad (9)$$

$$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c2}$$

$$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2} \quad (10)$$

$$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1}$$

همچنین مقدار سطح تماس A برای لوله‌های عادی و پره دار توسط معادله ۱۱ محاسبه می‌شود.

دو سیال در مسیرهای مختلف را دارد. در این مطالعه انتقال حرارت در مبدل حرارتی پوسته و لوله بین روغن و سوخت انجام شده است. روغن و سوخت استفاده شده در این شبیه‌سازی به ترتیب از نوع MIL-PRF23699 و JP-4 است. خواص این مواد در پیوست ۱ ارائه شده است. حلگر استفاده شده از نوع ضمنی، بر پایه فشار و پایا است. در این شبیه‌سازی معادلات پیوستگی، مومنتوم، آشفتگی و انرژی برای هر مسیر سیال حل می‌شود. مدل آشفتگی استفاده شده برای شبیه‌سازی SST $k - \omega$ است. برای تعیین شرایط اولیه از حالت هایپرید فلوننت استفاده شده است. این حالت مقادیر موردنظر را توسط حل مسئله تا ده گام به دست می‌آورد. این روش تعیین شرایط اولیه بهترین مقادیر ممکن برای پارامترها را تعیین می‌کند و همگرایی سریع‌تر و دقت بالایی دارد. شرایط اولیه به دست آمده توسط این الگوریتم، در جدول ۳ ارائه شده است.

جدول ۳: شرایط اولیه

شرط	مقدار
فشار (پاسکال)	۹۰۰۰۰۰۰
سرعت در راستای X (متر بر ثانیه)	۰
سرعت در راستای Y (متر بر ثانیه)	۰
سرعت در راستای Z (متر بر ثانیه)	۰/۰۰۳
انرژی جنبشی آشفتگی (مترمربع بر مربع ثانیه)	۰
نرخ اضمحلال (معکوس ثانیه)	۰/۰۷۲۵

همچنین برای همگرایی بهتر، ضرایب رهاسازی تعریف شدند. این ضرایب در جدول ۴ آورده شده است.

جدول ۴: مقادیر ضرایب رهاسازی

پارامتر	ضرایب رهاسازی
فشار	۰/۳
چگالی	۱
نیروی سیال	۱
مومنتوم	۰/۷
انرژی	۱
انرژی جنبشی آشفتگی	۰/۸
نرخ اضمحلال	۰/۸
لزجت آشفتگی	۱

$$A = A_t + \eta_f A_f \quad (11)$$

که در آن A_t مساحت سطح لوله، A_f مساحت سطح پره‌ها و η_f بازدهی پره است. مقدار بازدهی پره، برای شبیه‌سازی فعلی حدود ۹۵ درصد است. در صورتی که لوله بدون پره باشد، مقدار مساحت مربوط به پره را صفر باید در نظر گرفت.

۳-۳- ضریب کولبرن و ضریب اصطکاک

به منظور مقایسه و ارزیابی عملکرد کلی مبدل‌های حرارتی ضریب‌های کولبرن و اصطکاک برای این مبدل‌ها تعریف می‌شود. ضریب کولبرن بیانگر نرخ انتقال حرارت بر واحد سطح است. این پارامتر به منظور بررسی عملکرد انتقال حرارتی مبدل تعریف شده و توسط معادله ۱۲ محاسبه می‌شود. همچنین ضریب اصطکاک بیانگر عملکرد مبدل حرارتی از نظر پارامترهای هیدرودینامیکی نظیر افت فشار است. این پارامتر توسط معادله ۱۶ محاسبه می‌شود.

$$j = \frac{Nu}{Re_H Pr^{1/3}} \quad (12)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (13)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (14)$$

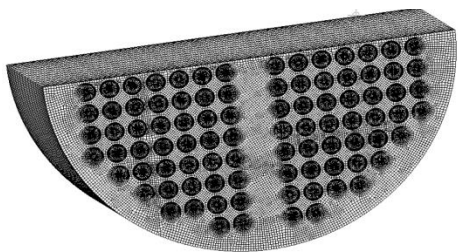
$$Re_D = \frac{\rho u_{in} D}{\mu} \quad (15)$$

که در آن j ضریب کولبرن Nu عدد نوسلت، Re عدد رینولدز، Pr عدد پرانتل، h ضریب انتقال حرارت جابجایی، D قطر لوله‌ها، k رسانایی حرارتی سیال، C_p ظرفیت حرارتی ویژه سیال در فشار ثابت، μ لزجت دینامیکی سیال، ρ چگالی سیال و u_{in} سرعت سیال در ورودی است.

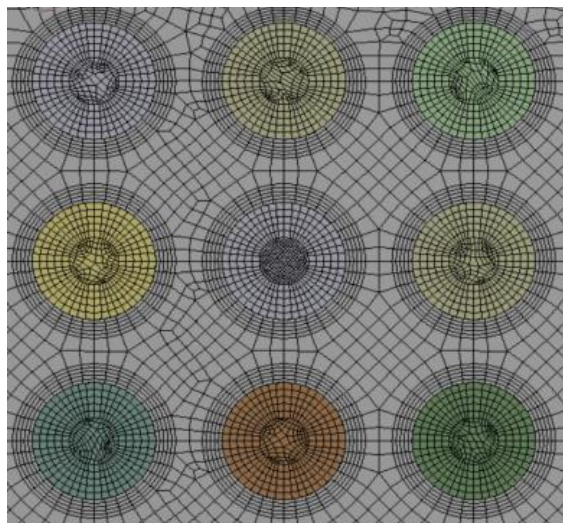
$$f = \frac{(p_2 - p_1) D}{2 \rho u_{in}^2 L} \quad (16)$$

که در آن f ضریب اصطکاک، p_2 فشار خروجی، p_1 فشار ورودی و L طول مسیر سیال است [۱۳].

شبیه‌سازی در نرم افزار انسیس فلوننت نسخه ۱۹/۱ انجام شده است. برنامه فلوننت قابلیت محاسبه انتقال حرارت بین



شکل ۷: نمای شبکه‌بندی سه‌بعدی استفاده شده برای هندسه.



شکل ۸: نمایی از شبکه‌بندی حول لوله‌های مبدل حرارتی

به‌منظور بررسی صحت نتایج و همچنین استقلال نتایج شبیه‌سازی از شبکه‌بندی، چندین شبیه‌سازی با شبکه‌هایی با تعداد سلول‌های مختلف انجام شده است. از آنجایی که بهترین پارامتر برای بررسی نرخ انتقال حرارت در مبدل‌ها ضریب کولبرن است؛ لذا مقدار ضریب کولبرن برای شبیه‌سازی انجام‌شده با هر شبکه، محاسبه و با یکدیگر مقایسه شده است. نتایج این مقایسه در شکل ۹ ارائه شده است.

در شکل ۱۰ تغییرات ضریب کولبرن و اصطکاک نسبت به فاصله بین دو دیواره نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که نتایج شبیه‌سازی فعلی و نتایج موجود در مقاله وانگ، حدود ۲ درصد اختلاف دارند. این به معنی دقیق بودن نتایج حاصل از شبیه‌سازی است.

روش گسسته‌سازی معادلات در جدول ۵ ارائه شده است. انتخاب روش گسسته‌سازی در محاسبات عددی بر میزان همگرایی حل و دقت مسئله تأثیر دارد. دقت همگرایی با توجه به نوع معادله تغییر می‌کند. مقادیر دقت همگرایی حل در جدول ۶ آورده شده است.

جدول ۵: روش‌های گسسته‌سازی معادلات

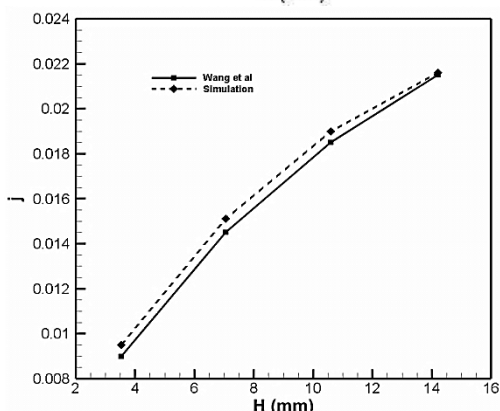
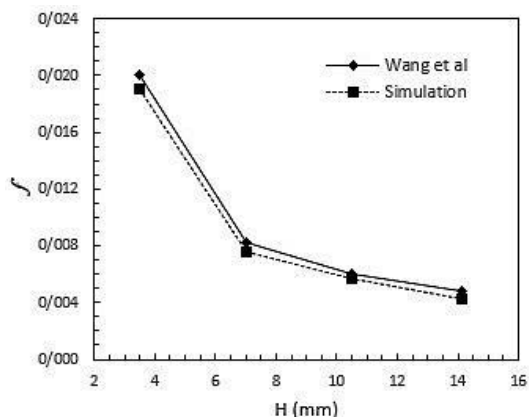
معادله	روش گسسته‌سازی
Formulation	Implicit
Pressure-Velocity Coupling	SIMPLEC
Gradient	Least Square Cell Based
Pressure	Second Order Upwind
Momentum	Second Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy	First Order Upwind
Turbulent Dissipation Rate	First Order Upwind
Energy	Second Order Upwind

جدول ۶: دقت همگرایی معادلات

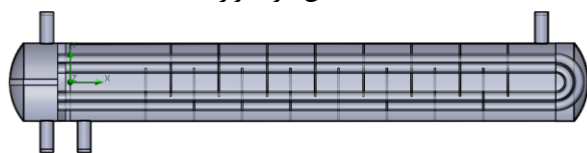
معادله	دقت همگرایی
پیوستگی	1×10^{-3}
سرعت در راستای X	$1/6 \times 10^{-5}$
سرعت در راستای Y	$1/4 \times 10^{-5}$
سرعت در راستای Z	$5/6 \times 10^{-6}$
انرژی	6×10^{-7}
معادله k	$1/2 \times 10^{-5}$
معادله ω	$6/8 \times 10^{-6}$

۴- شبکه‌بندی، استقلال از شبکه و اعتبارسنجی

شبکه استفاده‌شده برای هندسه از نوع بدون سازمان است. برای شبکه‌بندی بهتر، سلول‌ها به صورت تراگونال-پریسم انتخاب شده‌اند. این کار موجب شبکه‌بندی لایه‌ای هندسه و افزایش دقت پیش‌بینی لایه‌مرزی در نواحی نزدیک به دیواره صفحه هدایت‌ها و پوسته می‌شود. برای شبیه‌سازی دقیق لایه‌مرزی و انتقال حرارت در نواحی نزدیک به دیواره‌ی لوله‌ها، شبکه‌بندی در این نواحی به صورت لایه‌ای انجام شده است. ضخامت اولین لایه روی سطح لوله ۰/۱ میلی‌متر و ضریب رشد آن ۱/۲ در نظر گرفته شده است. همچنین تعداد ۵ لایه شبکه روی دیواره‌ی لوله برای هر طرف روغن و سوخت تعیین شده است. نمایی از شبکه‌بندی حول لوله‌ها در شکل ۸ نشان داده شده است.



شکل ۱۰: تغییرات ضریب کولبرن و اصطکاک نسبت به فاصله بین دو دیواره



شکل ۱۲: هندسه اعتبارسنجی مقاله امبکار - نمای دوبعدی مبدل حرارتی پوسته و لوله

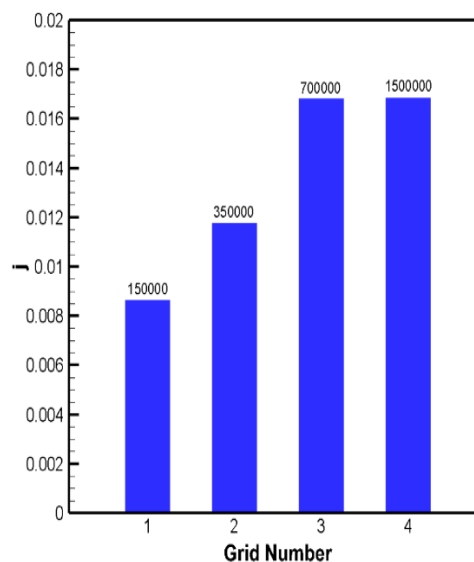
با توجه به شکل ۱۳ مشاهده می‌شود که نتایج شبیه‌سازی حاضر با مقاله امبکار از دقت قابل قبولی برخوردار است.

۵- بحث و نتایج

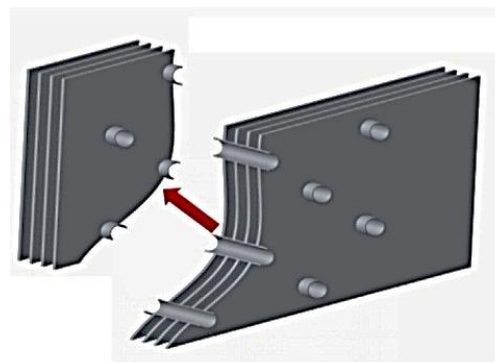
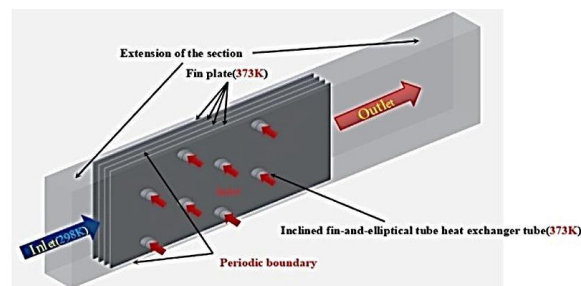
۵-۱- انتقال حرارت در مبدل حرارتی با لوله‌های بدون پره

نمایی از هندسه این مبدل در شکل ۵ نشان داده شده است. مقدار سطح انتقال حرارت این مبدل ۰/۴ مترمربع است.

برای دقت اعتبارسنجی مقاله‌ی دیگری هم بررسی شده که افت فشار و ضریب انتقال حرارت نسبت به نرخ جریان به روش $k-\epsilon$ بررسی و شبیه‌سازی شده و با مقاله‌ی امبکار و همکاران که هندسه‌ای مطابق شکل ۱۲ می‌باشد مقایسه شده است [۲۵].

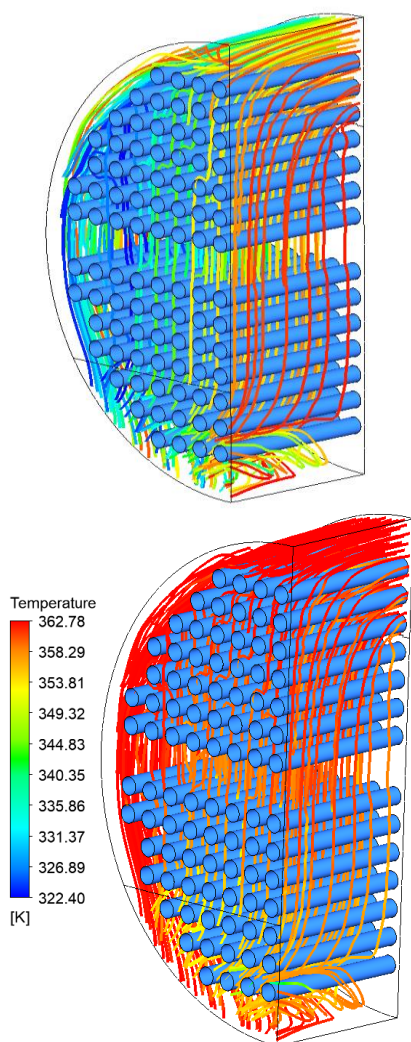


شکل ۹: تغییرات ضریب کولبرن برای شبکه‌بندی‌های مختلف



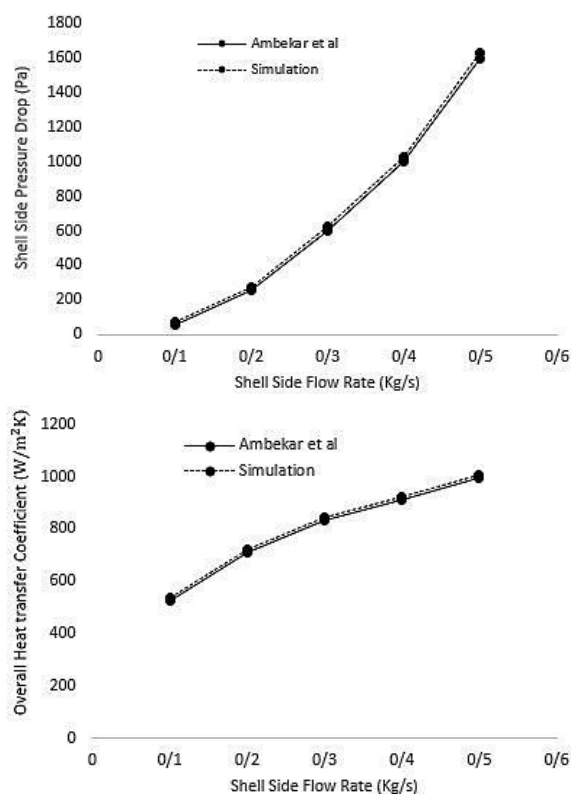
شکل ۱۱: هندسه مورد اعتبارسنجی مقاله آقای وانگ و همکاران.

۲ از ۳۴۱ تا ۳۴۴ کلوین می‌شود. همچنین مقدار نرخ انرژی انتقال یافته بین دو سیال ۴۷۹ وات و سطح انتقال حرارت نیز ۰/۴ مترمربع است. با داشتن این مشخصات و همچنین معلوم بودن مشخصات هندسی ناحیه حل، می‌توان با استفاده از معادلات موجود در بخش ۳ مقدار ضریب انتقال حرارت، ضریب کولبرن و ضریب اصطکاک را محاسبه کرد. مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی برای این مبدل حرارتی ۵۰/۷۱۴۳ وات بر مترمربع کلوین است. همچنین مقدار عدد نوسلت هم ۸/۸ محاسبه شده است. سرانجام مقدار ضریب کولبرن و اصطکاک به ترتیب ۰/۰۲۸۴ و ۰/۰۸۵۹ است.



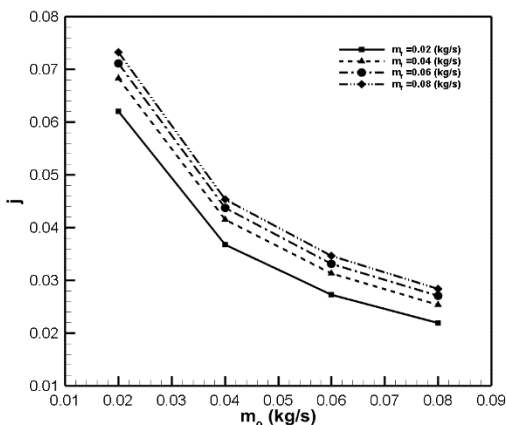
شکل ۱۴: خطوط جریان روغن در مبدل حرارتی؛ بالا: رنگ خطوط برای هر خط ثابت است. پایین: رنگ خطوط جریان نشان‌دهنده تغییرات دما روی خط جریان است.

به‌منظور بررسی اثرات دبی جرمی سوخت و روغن بر نرخ انتقال حرارت در مبدل حرارتی پوسته و لوله، با لوله‌های بدون پره، دبی جرمی سوخت از مقدار ۰/۰۳ تا ۰/۱۳ کیلوگرم بر ثانیه و دبی جرمی روغن از مقدار ۰/۰۲ تا ۰/۰۸ کیلوگرم بر ثانیه تغییر داده می‌شود. تغییر دبی جرمی سوخت و روغن می‌تواند در مدت‌زمان برخورد روغن و سوخت با سطوح لوله مؤثر باشد و از این طریق در انتقال حرارت تأثیرگذار باشد. پس از شبیه‌سازی، تغییرات ضریب کولبرن، ضریب اصطکاک، دمای روغن خروجی و ضریب انتقال حرارت نسبت به تغییرات دبی جرمی سوخت و روغن بررسی می‌شود.



شکل ۱۳: تغییرات ضریب انتقال حرارت و افت فشار نزدیک دیواره نسبت به نرخ جریان نزدیک دیواره

میانگین دمای روغن واردشده به فضای بین صفحه هدایت‌ها ۳۶۲ کلوین و میانگین دمای خروج روغن از هندسه ۳۵۰ کلوین است. این انتقال حرارت موجب افزایش دمای سوخت مسیر ۱ از ۳۲۲ تا ۳۲۶ کلوین و افزایش دمای سوخت مسیر

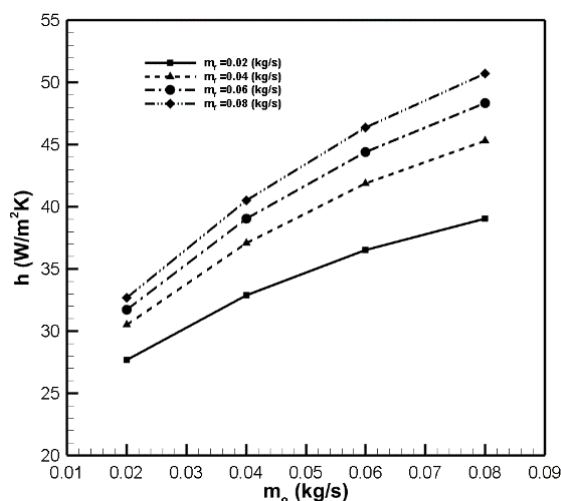


شکل ۱۶: تغییرات ضریب کولبرن نسبت به دبی جرمی روغن

در شکل ۱۶ تغییرات ضریب کولبرن نسبت به دبی جرمی روغن و سوخت ارائه شده است. با توجه به شکل می‌توان متوجه شد که هم‌زمان با افزایش دبی جرمی روغن، مقدار ضریب کولبرن کاهش می‌یابد؛ البته شدت کاهش ضریب کولبرن رابطه معکوسی با دبی جرمی روغن دارد. هم‌زمان با افزایش دبی جرمی روغن، مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی و عدد نوسلت افزایش می‌یابد، همچنین افزایش دبی جرمی روغن منجر به افزایش سرعت جریان و افزایش عدد رینولدز می‌شود. ضریب کولبرن نشان‌دهنده رقابت بین نرخ انتقال حرارت و سرعت جریان در مبدل حرارتی است. به این ترتیب می‌توان متوجه شد که میزان افزایش سرعت جریان بیشتر از میزان افزایش نرخ انتقال حرارت آن است. به عبارت دیگر روغن پتانسیل زیادی برای انتقال حرارت دارد ولی سرعت زیاد آن مانع از انجام این امر می‌شود. از طرفی افزایش دبی جرمی سوخت باعث افزایش مقدار ضریب کولبرن می‌شود؛ زیرا افزایش دبی جرمی سوخت موجب وارد شدن سوخت با دمای کمتر به مبدل حرارتی می‌شود و اختلاف دمای بین سیال سرد و گرم افزایش می‌یابد و این منجر به افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود.

شکل ۱۷ تغییرات ضریب اصطکاک سیال نسبت به دبی جرمی روغن را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که افزایش دبی جرمی روغن منجر به کاهش ضریب اصطکاک می‌شود. این ضریب رقابت بین مقدار افت فشار و سرعت سیال در مبدل را نشان می‌دهد. افزایش دبی جرمی روغن منجر به افزایش مقدار افت فشار و سرعت سیال در مبدل حرارتی می‌شود؛ اما برای یک مبدل حرارتی با لوله‌های بدون پره،

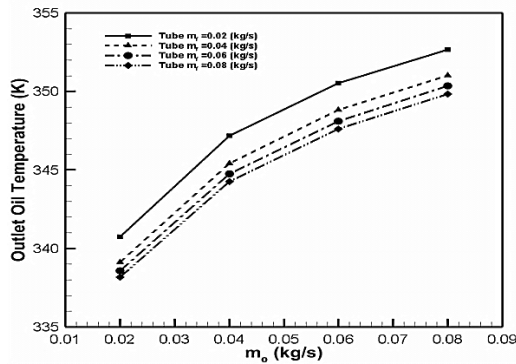
در شکل ۱۴ خطوط جریان روغن در مبدل حرارتی نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، خطوط جریان به صورت موازی و با کمترین اغتشاش از میان لوله‌های مبدل حرارتی عبور می‌کنند؛ یعنی جریان روغن به صورت موازی از ناحیه بالا و پشت وارد می‌شود و پس از گذر از میان لوله‌های مبدل از بخش پایین و جلویی خارج می‌شود. همچنین سیال در اثر عبور از میان لوله‌ها و برخورد با آن‌ها، با سوخت جاری در لوله‌ها انتقال حرارت انجام می‌دهد و دمای روغن کاهش می‌یابد.



شکل ۱۵: تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله بدون پره

همان‌طور که در شکل ۱۵ مشاهده می‌شود، با افزایش دبی جرمی روغن و سوخت، ضریب انتقال حرارت جابجایی نیز افزایش می‌یابد؛ افزایش دبی جرمی روغن و سوخت باعث وارد شدن سوخت با دمای کم و روغن با دمای زیاد به مبدل حرارتی می‌شود. این حالت موجب افزایش اختلاف دما بین دو سیال می‌شود؛ بر طبق معادله ۷ برای یک مبدل با سطح و نرخ انتقال حرارت ثابت، افزایش اختلاف دما موجب افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود. از سوی دیگر افزایش دبی جرمی موجب افزایش سرعت سیال عبوری از روی سطح می‌شود؛ از طرفی ضریب انتقال حرارت جابجایی برای یک سطح، وابسته به جنس و سرعت سیال روی سطح است و با افزایش سرعت جریان، ضریب انتقال حرارت نیز افزایش می‌یابد.

را در نظر داشت که دبی جرمی سوخت همواره بیشتر از دبی جرمی روغن است.

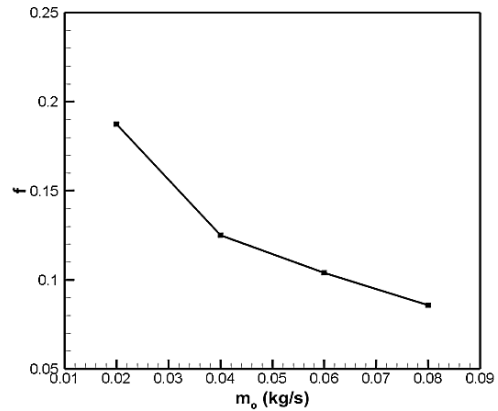


شکل ۱۹: تغییرات دمای خروج روغن نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله بدون پره

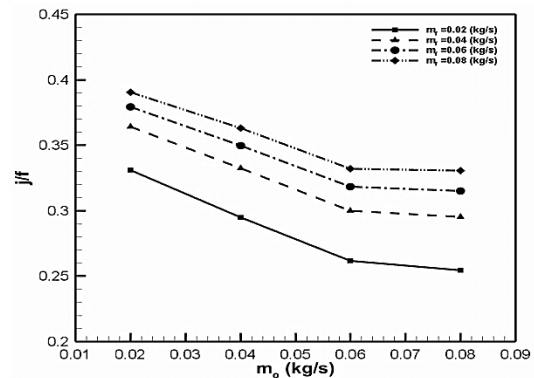
در شکل ۱۹ تغییرات دمای روغن در خروجی مبدل نسبت به تغییرات دبی جرمی روغن نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که افزایش دبی جرمی روغن منجر به افزایش دمای خروجی آن می‌شود؛ زیرا با افزایش دبی جرمی روغن، سرعت آن نیز افزایش می‌یابد و روغن فرصت کمتری برای تماس با سطح میله‌ها و انتقال حرارت دارد. همچنین افزایش دبی جرمی روغن موجب تمایل روغن به عبور از نزدیک دیواره پوسته مبدل و عدم انتقال حرارت می‌شود. ضمناً افزایش دبی جرمی سوخت باعث کاهش دمای روغن در خروجی می‌شود. زیرا افزایش دبی جرمی سوخت به معنی وارد شدن سوخت تازه با دمای کم به مبدل است؛ این امر موجب افزایش اختلاف دمای بین روغن و سوخت و در نتیجه افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود. افزایش نرخ انتقال حرارت از روغن به سوخت موجب کاهش دمای روغن می‌شود.

کانتور تغییرات دما روی صفحه میانی درون مبدل حرارتی در شکل ۲۰ ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، روغن پس از برخورد با سطح لوله‌هایی که در آن سوخت جریان دارد، با سوخت انتقال حرارت انجام می‌دهد و دمای روغن کاهش می‌یابد. میزان کاهش دمای روغن در اثر برخورد با لوله‌های سوخت مسیر ۱ بیشتر از لوله‌های سوخت مسیر ۲ است؛ زیرا اختلاف دمای بین روغن و سوخت برای لوله‌های مسیر ۱ بیشتر و نرخ انتقال حرارت آن‌هم بیشتر است.

میزان افزایش فشار کمتر از میزان افزایش سرعت است؛ زیرا در این مبدل جریان به‌راحتی از میان میله‌ها عبور می‌کند.



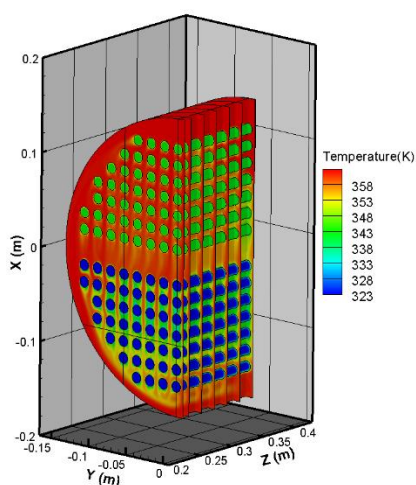
شکل ۱۷: تغییرات ضریب اصطکاک سیال نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله بدون پره



شکل ۱۸: نمودار تغییرات پارامتر z/f نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله بدون پره

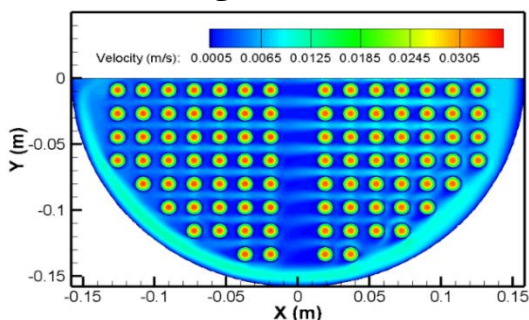
در شکل ۱۸ نمودار تغییرات پارامتر z/f نسبت به دبی جرمی روغن و سوخت ارائه شده است. پارامتر z/f بیانگر بازدهی مبدل حرارتی است. زیاد بودن این نسبت به معنی زیاد بودن نرخ انتقال حرارت در مبدل حرارتی در مقایسه با دبی جرمی ورودی به آن است. همان‌طور که در شکل ۱۸ مشاهده می‌شود، افزایش دبی جرمی روغن منجر به کاهش بازدهی مبدل حرارتی می‌شود، اما افزایش دبی جرمی سوخت باعث افزایش عملکرد مبدل حرارتی می‌شود؛ زیرا افزایش دبی جرمی روغن منجر به عبور آن از میان لوله‌ها نمی‌شود، بلکه باعث عبور بخشی از روغن از فضای بین دیواره پوسته و لوله‌ها می‌شود، این روغن هیچ‌گونه انتقال حرارتی با لوله‌های مبدل انجام نمی‌دهد. البته باید این نکته

پس از وارد شدن به مبدل حرارتی (از قسمت بالا و پشت) با لوله‌های سوخت مسیر ۲ برخورد می‌کند و با آن انتقال حرارت انجام می‌دهد. میزان نرخ انرژی منتقل شده در ناحیه دسته لوله‌های مسیر ۲، ۱۸۳ وات است. سپس روغنی که کمی خنک‌تر شده، با دسته لوله‌های سوخت مسیر ۱ برخورد می‌کند. از آنجایی که اختلاف دمای روغن و سوخت برای این دسته لوله‌ها، بیشتر از دسته لوله‌های مسیر ۲ است؛ لذا میزان انتقال حرارت بین روغن و سوخت برای دسته لوله‌های مسیر ۱ نیز بیشتر است. نرخ انرژی مبادله شده بین روغن و سوخت، برای این دسته لوله‌ها حدود ۲۹۶ وات است. سرانجام روغن خنک شده از مرز خروجی (ناحیه پایین و جلو)، خارج می‌شود.



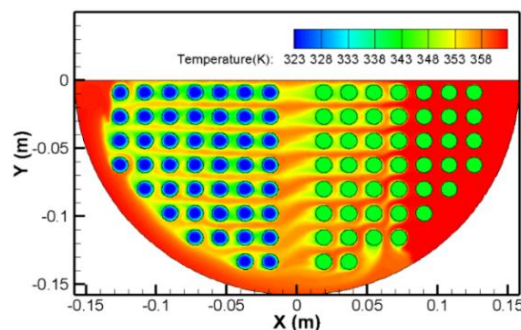
شکل ۲۲: نمای سه‌بعدی کانتور دمای سوخت و روغن در

مبدل حرارتی



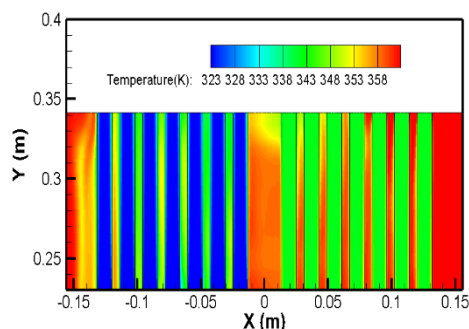
شکل ۲۳: کانتور سرعت سوخت و روغن در مبدل حرارتی

برای دبی روغن ۰/۰۸ و دبی سوخت ۰/۱۳ کیلوگرم بر ثانیه برای مبدل حرارتی با لوله بدون پره



شکل ۲۰: کانتور تغییرات دما در مبدل حرارتی برای دبی روغن ۰/۰۸ و دبی سوخت ۰/۱۳ کیلوگرم بر ثانیه در مبدل حرارتی با لوله بدون پره

همان‌طور که در شکل ۲۱ مشاهده می‌شود، روغن داغ از سمت $x=0.15$ به سمت $x=-0.15$ حرکت می‌کند. روغن در حین حرکت در مسیر خود با لوله‌های سوخت برخورد می‌کند. در اثر انتقال حرارت گرمای روغن به سوخت منتقل می‌شود و دمای سوخت افزایش می‌یابد. افزایش دمای سوخت در نواحی که سوخت با دیواره لوله در تماس است انجام می‌شود؛ زیرا در نواحی نزدیک به دیواره سرعت سوخت کم است و فرصت زیادی برای انتقال حرارت سوخت با دیواره وجود دارد. از طرفی در نواحی مرکزی لوله‌ها، به دلیل سرعت زیاد جریان و فاصله از دیواره، انتقال حرارت سوخت با دیواره کم است. سوخت گرم شده در نزدیکی دیواره، در اثر پدیده نفوذ، اغتشاش و جابجایی از نزدیک دیواره به سمت مرکز منتقل می‌شود. همچنین انتقال گرما از دیواره لوله به سمت مرکز آن در اثر پدیده رسانش هم تأثیرگذار است.

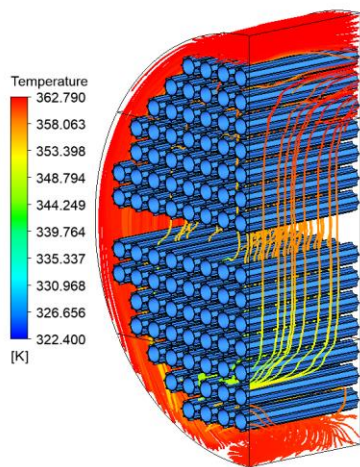
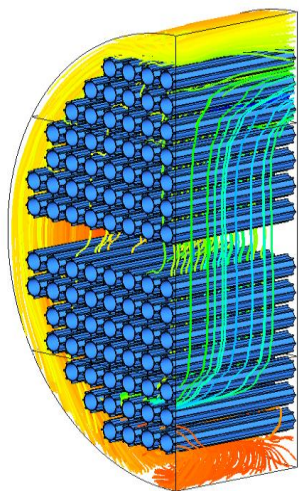


شکل ۲۱: کانتور تغییرات دمای روغن و سوخت در

مقطع برشی لوله‌های مبدل

در شکل ۲۲ کانتور سه‌بعدی دمای سوخت و روغن نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که دمای روغن

ناحیه حل، می‌توان با استفاده از معادلات موجود در بخش ۳ مقدار ضریب انتقال حرارت، ضریب کولبرن و ضریب اصطکاک را محاسبه کرد. مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی برای این مبدل حرارتی ۳۸/۵۶ وات بر مترمربع کلوین است. همچنین مقدار عدد نوسلت هم ۶/۷ محاسبه شده است. سرانجام مقدار ضریب کولبرن و اصطکاک به ترتیب ۰/۰۲۱۶ و ۰/۲۶۹۵ است.



شکل ۲۴: خطوط جریان در مبدل حرارتی پوسته-لوله با لوله‌های پره‌دار؛ بالا: رنگ خطوط برای هر خط ثابت است. پایین: رنگ خطوط جریان نشان‌دهنده تغییرات دما روی خط جریان است.

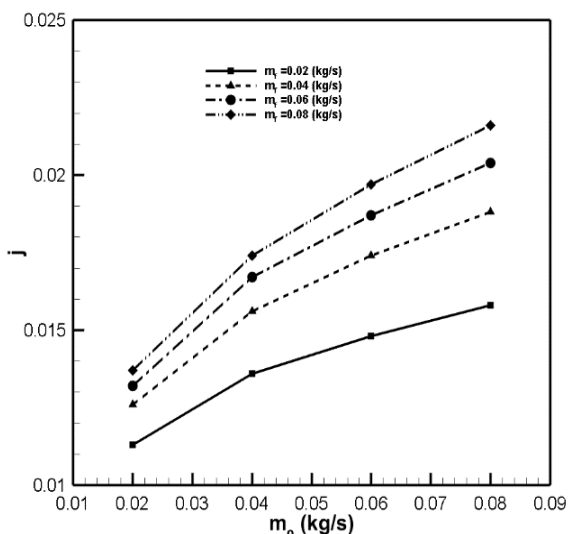
در شکل ۲۴ خطوط جریان روغن در مبدل حرارتی نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، خطوط جریان به‌صورت موازی و با کمترین اغتشاش از میان

در شکل ۲۳ کانتور سرعت سوخت و روغن در صفحه میانی بین صفحه هدایت‌ها نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، جریان سوخت در لوله‌ها به حالت کاملاً توسعه‌یافته درآمده است. همچنین مشاهده می‌شود که سرعت روغن در نواحی نزدیک به دیواره‌ی پوسته بیشتر از نواحی دیگر است. این اتفاق به دلیل سخت بودن عبور جریان از میان لوله‌ها است و جریان تمایل دارد که از مسیری با موانع کمتر عبور کند. سرعت جریان در ناحیه نزدیک به دیواره پوسته حدود ۰/۰۱ متر بر ثانیه است. جریانی که از میان دسته لوله‌ها عبور می‌کند، دمای کمتری در مقایسه با جریان عبوری از نزدیکی پوسته دارد. با این وجود در ناحیه خروجی هندسه، این دو جریان با یکدیگر ترکیب می‌شوند.

۵-۲- انتقال حرارت در مبدل حرارتی با لوله‌های پره‌دار

یکی از راه‌های افزایش نرخ انتقال حرارت در مبدل‌ها، استفاده از لوله‌های پره‌دار است. این روش موجب افزایش سطح تماس سیال با دیواره و افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود. به همین منظور از این روش برای افزایش نرخ انتقال حرارت در مبدل حرارتی پوسته و لوله استفاده شده است. پره‌های قرارگرفته روی لوله‌های مبدل به‌صورت طولی است. با توجه به اینکه جریان روغن به‌صورت عمودی به سطح میله‌ها برخورد می‌کند، استفاده از پره‌های طولی موجب گیر افتادن روغن در میان پره‌ها و افزایش فرصت برای انتقال حرارت می‌شود. میانگین دمای روغن واردشده به فضای بین صفحه هدایت‌ها ۳۶۲ کلوین و میانگین دمای خروج روغن از هندسه ۳۴۶ کلوین است. این انتقال حرارت موجب افزایش دمای سوخت مسیر ۱ از ۳۲۲ تا ۳۲۷ کلوین و افزایش دمای سوخت مسیر ۲ از ۳۴۱ تا ۳۴۵ کلوین می‌شود. همچنین مقدار نرخ انرژی انتقال‌یافته بین دو سیال ۵۲۳ وات و سطح انتقال حرارت نیز ۰/۶۲ مترمربع است. با داشتن این مشخصات و همچنین معلوم بودن مشخصات هندسی

وجود پره‌ها است. وجود پره‌ها موجب کاهش سطح مقطع عبور جریان و افزایش مقاومت در برابر جریان روغن و سرانجام موجب افزایش افت فشار می‌شود.

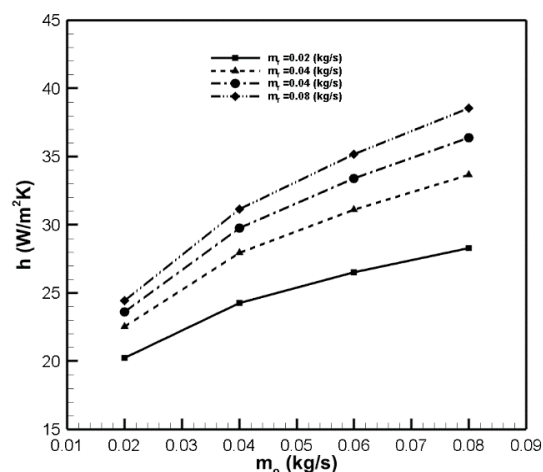


شکل ۲۶: تغییرات ضریب کولبرن نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله پره‌دار

همان‌طور که در شکل ۲۶ مشاهده می‌شود، افزایش دبی جرمی روغن و سوخت موجب افزایش ضریب کولبرن می‌شود. با توجه به اینکه ضریب کولبرن رقابت بین سرعت جریان و انتقال حرارت را نشان می‌دهد؛ می‌توان متوجه شد که برای لوله‌های پره‌دار، نرخ انتقال حرارت رشد بیشتری نسبت به سرعت جریان دارد. به عبارت دیگر هر چه سرعت جریان روغن افزایش یابد، نرخ انتقال حرارت هم افزایش می‌یابد. این حالت به دلیل افزایش سطح تماس سیال با دیواره لوله رخ می‌دهد.

همان‌طور که در شکل ۲۸ مشاهده می‌شود، هم‌زمان با افزایش دبی جرمی روغن، مقدار نسبت z/f کاهش می‌یابد. این حالت نیز برای حالت بدون پره رخ می‌دهد؛ اما برای حالت پره‌دار میزان حساسیت پارامتر z/f نسبت به دبی جرمی روغن بیشتر است. این اتفاق به دلیل تغییرات شدید ضریب اصطکاک و افت فشار نسبت به تغییرات دبی جرمی روغن برای لوله‌های پره‌دار رخ می‌دهد. همچنین افزایش دبی جرمی سوخت نیز موجب افزایش مقدار نسبت z/f می‌شود.

لوله‌های مبدل حرارتی عبور می‌کنند؛ اما در این مبدل جریان روغن تمایل دارد تا از نزدیک دیواره پوسته مبدل حرارتی عبور کند، این اتفاق موجب افزایش سرعت جریان در این ناحیه می‌شود. با این حال دمای سیالی که از میان لوله‌های پره‌دار عبور می‌کند کم می‌شود و در زمانی که این دو جریان در خروجی با یکدیگر ادغام می‌شوند، دمای میانگین در خروجی کمتر از حالت بدون پره می‌شود.

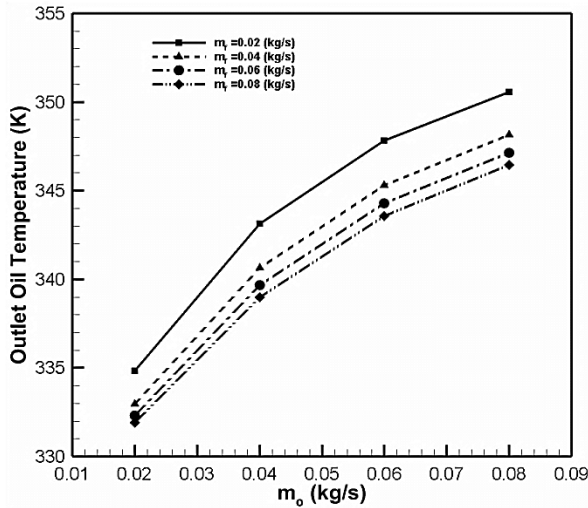


شکل ۲۵: تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله پره‌دار

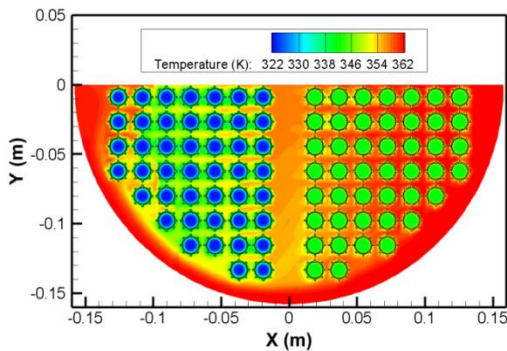
در شکل ۲۵ نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی نسبت به دبی جرمی روغن ارائه شده است. مشاهده می‌شود که افزایش دبی جرمی روغن و سوخت موجب افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی می‌شود. مقدار ضریب انتقال حرارت برای لوله‌های پره‌دار، کمتر از مقدار متناظر آن برای لوله‌های بدون پره است؛ زیرا در حالت پره‌دار سرعت جریان در نزدیک سطح لوله کاهش می‌یابد و از آنجایی که ضریب انتقال حرارت رابطه مستقیمی با سرعت دارد، مقدار این ضریب نیز کاهش می‌یابد.

در شکل ۲۷ نمودار تغییرات ضریب اصطکاک سیال نسبت به دبی جرمی روغن ارائه شده است. مشاهده می‌شود که افزایش دبی جرمی روغن موجب افزایش ضریب اصطکاک می‌شود. از آنجایی که این ضریب نشان‌دهنده تغییرات افت فشار جریان روغن نسبت به سرعت آن است؛ می‌توان متوجه شد که برای افزایش دبی جرمی روغن، مقدار افزایش فشار آن بیشتر از مقدار افزایش سرعت است. دلیل این حالت

اختلاف دما بین سوخت و روغن و در نهایت موجب افزایش نرخ انتقال حرارت و کاهش دمای روغن می‌شود.

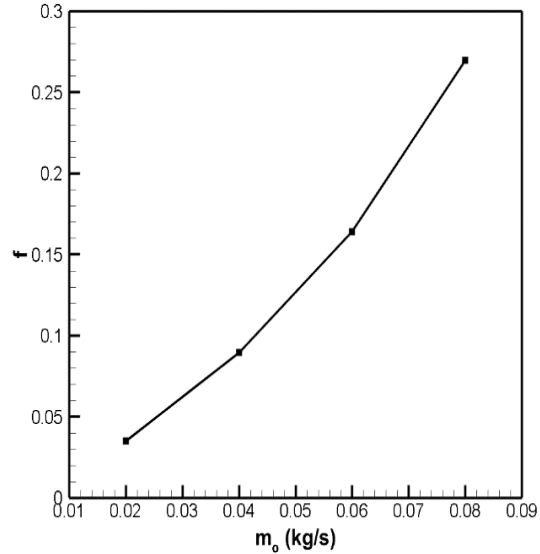


شکل ۲۹: تغییرات دمای روغن در خروجی نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله پره‌دار

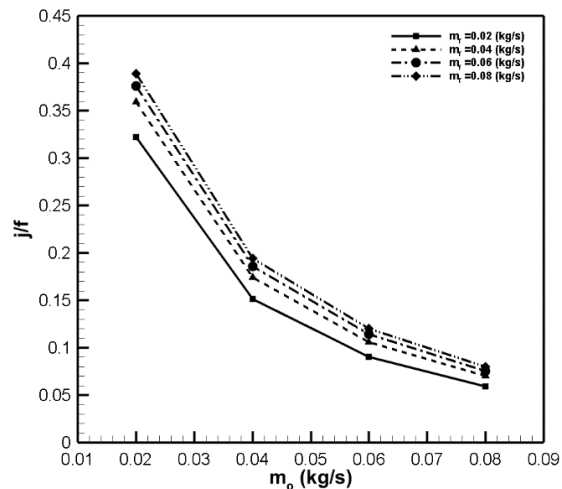


شکل ۳۰: کانتور تغییرات دما در مبدل حرارتی برای دبی روغن ۰/۰۸ و دبی سوخت ۰/۱۳ کیلوگرم بر ثانیه در مبدل حرارتی با لوله پره‌دار

کانتور تغییرات دما در صفحه میانی بین صفحه هدایت‌ها در شکل ۳۰ ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، روغن پس از برخورد با سطح لوله‌هایی که در آن سوخت جریان دارد، با سوخت انتقال حرارت انجام می‌دهد و دمای روغن کاهش می‌یابد. به دلیل وجود پره روی لوله‌ها سطح انتقال حرارت بین سوخت و روغن افزایش می‌یابد و موجب کاهش هر چه بیشتر دمای روغن عبوری از میان لوله‌ها می‌شود.



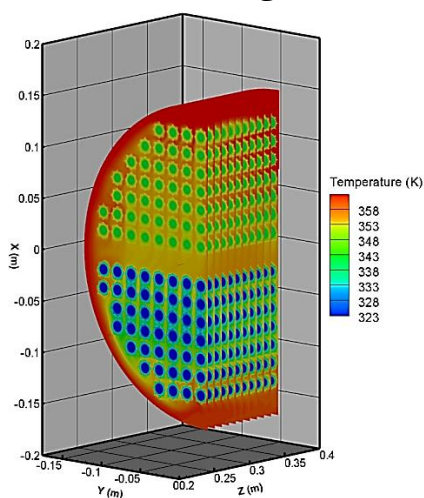
شکل ۲۷: تغییرات ضریب اصطکاک سیال نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله پره‌دار



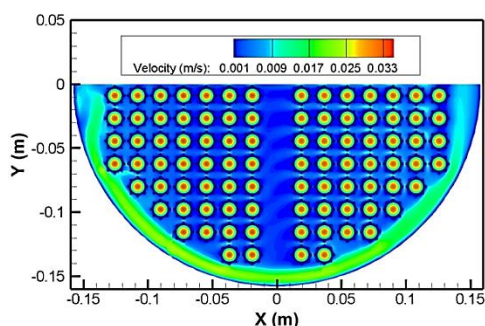
شکل ۲۸: تغییرات ضریب z/f نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله پره‌دار

در شکل ۲۹ دمای روغن در خروجی مبدل حرارتی با لوله‌های پره‌دار نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، دمای روغن با افزایش دبی جرمی آن افزایش می‌یابد؛ زیرا افزایش دمای روغن موجب افزایش سرعت آن در میان میله‌ها و کاهش فرصت انتقال حرارت می‌شود و منجر به کاهش عدد نوسلت می‌شود. همچنین افزایش دبی جرمی سوخت موجب کاهش دمای روغن می‌شود؛ زیرا این کار موجب وارد شدن سوخت سرد به لوله‌ها و افزایش

گیر افتادن جریان در بین پره‌ها و فرصت بیشتر برای انتقال حرارت با سیال می‌شود. به این ترتیب دمای روغن عبوری از میان پره‌ها به مقدار ۳۴۰ کلوین می‌رسد و پس از ادغام این روغن با روغن عبوری از کناره دیواره پوسته، دمای میانگین آن به ۳۴۶ کلوین می‌رسد. این در حالی است که دمای عبوری روغن از میان لوله‌های مبدل بدون پره ۳۴۷ کلوین است و دمای آن پس از ادغام با روغن عبوری از کناره دیواره پوسته به ۳۵۰ کلوین می‌رسد.

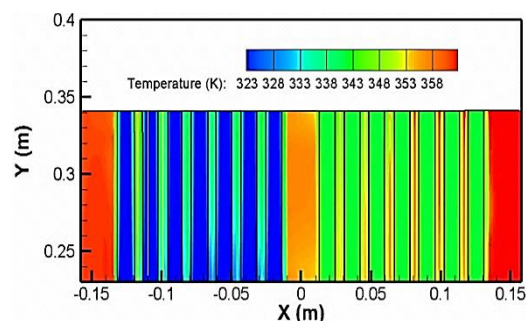


شکل ۳۲: نمای سه‌بعدی کانتور دمای سوخت و روغن در مبدل حرارتی با لوله‌ها پره‌دار



شکل ۳۳: کانتور سرعت سوخت و روغن در مبدل حرارتی برای دبی روغن ۰/۰۸ و دبی سوخت ۰/۱۳ کیلوگرم بر ثانیه برای مبدل حرارتی با لوله پره‌دار

در شکل ۳۳ کانتور سرعت سوخت و روغن در صفحه میانی بین صفحه هدایت‌های نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، جریان سوخت در لوله‌ها به حالت کاملاً توسعه‌یافته درآمده است. همچنین سرعت روغن در نزدیکی سطح لوله‌ها و در بین پره‌ها خیلی کم است. این موجب



شکل ۳۱: کانتور تغییرات دمای روغن و سوخت در مقطع برشی لوله‌های پره‌دار مبدل حرارتی

همان‌طور که در شکل ۳۱ مشاهده می‌شود، روغن داغ از $x=0.1$ ~ 0.15 به سمت $x=-0.1$ ~ -0.15 حرکت می‌کند. روغن در حین حرکت در مسیر خود با لوله‌های سوخت برخورد می‌کند. در اثر انتقال حرارت گرمای روغن به سوخت منتقل می‌شود و دمای سوخت افزایش می‌یابد. به دلیل وجود پره‌ها روی دیواره بیرونی لوله‌ها گرمای بیشتری به سطح داخلی لوله منتقل می‌شود. سطح تماس داخلی لوله‌ها که با سوخت در تماس است، نسبت به حالت بدون پره تغییری نکرده است؛ بنابراین دمای سوختی که در نزدیکی دیواره داخلی لوله پره‌دار قرار دارد، بیشتر از حالت بدون پره می‌شود. این افزایش دما امکان تبخیر جزئی سوخت در این نواحی را دارد؛ اما به دلیل عدم رسیدن سوخت به نقطه تبخیر و همچنین فشار زیادی سیال در این لوله‌ها، هیچ سوختی تبخیر نمی‌شود. از طرفی در نواحی مرکزی لوله‌ها، به دلیل سرعت زیاد جریان و فاصله از دیواره، انتقال حرارت سوخت با دیواره کم است و سوخت گرم شده در نزدیکی دیواره، در اثر پدیده نفوذ، اغتشاش و جابجایی از نزدیک دیواره به سمت مرکز منتقل می‌شود. همچنین انتقال گرما از دیواره لوله به سمت مرکز آن در اثر پدیده رسانش هم تأثیرگذار است.

در شکل ۳۲ کانتور سه‌بعدی دمای سوخت و روغن نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که دمای روغن پس از وارد شدن به مبدل حرارتی (از قسمت بالا و پشت) با لوله‌های سوخت برخورد کرده و پس از انتقال حرارت روغن با سوخت، روغن خنک شده از مرز خروجی (ناحیه پایین و جلو) خارج می‌شود. وجود پره‌های طولی روی لوله‌ها موجب

ساخت کمتری را شامل شود. این مبدل حرارتی برای انتقال حرارت بین سوخت و روغن در هلیکوپترها استفاده می‌شود. به‌منظور بررسی اثر هندسه لوله‌ها بر نرخ انتقال حرارت، شبیه‌سازی برای مبدل حرارتی با لوله‌های بدون پره و بار دیگر برای حالت پره‌دار انجام شده است. همچنین اثرات تغییر دبی جرمی سوخت و روغن بر افت فشار مبدل و نرخ انتقال حرارت آن بررسی شده است. با استفاده از نتایج این شبیه‌سازی‌ها می‌توان مبدل‌های حرارتی با ظرفیت‌های متفاوت طراحی کرد. مهم‌ترین نتایج به‌دست‌آمده از این تحقیق عبارت‌اند از:

- در حالت بدون پره مقدار سطح انتقال حرارت $5/6$ مترمربع است که نرخ انتقال حرارت آن 6600 وات می‌شود. در صورتی که از لوله‌های پره‌دار طراحی‌شده در این تحقیق استفاده شود ضمن اینکه سطح انتقال حرارت به $8/68$ مترمربع افزایش می‌یابد و نرخ انتقال حرارت نیز به 7400 وات افزایش می‌یابد، پره‌ها به‌صورت یکپارچه با لوله‌ها ساخته می‌شود و عمر این لوله‌ها بیشتر می‌شود. با توجه به داده‌های بالا نرخ انتقال حرارت در مبدل حرارتی با لوله‌های پره‌دار حدود 11 درصد بیشتر از حالت بدون پره آن است. همچنین هر چه دبی جرمی روغن کمتر باشد، بازدهی مبدل بیشتر است.

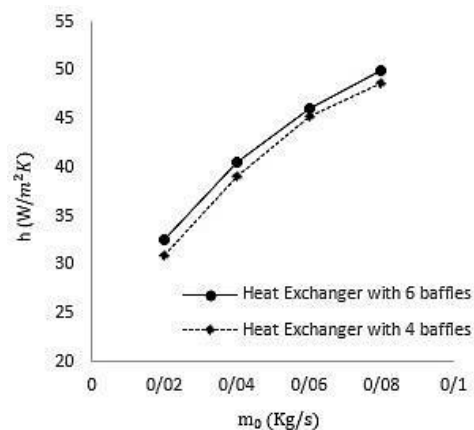
- بر طبق نتایج حاصل از شبیه‌سازی، در هیچ‌کدام از طرح‌ها، هیچ‌گونه تبخیر سوختی در لوله‌های سوخت وجود ندارد، زیرا دمای سوخت در این لوله‌های کمتر از دمای تبخیر آن در فشار اتمسفریک است؛ از طرفی فشار سوخت در این لوله‌ها زیاد است؛ این دو عامل به مقداری هستند که مانع تبخیر سوخت می‌شوند.

- وجود پره‌های طولی روی لوله‌ها موجب گیر افتادن جریان در بین پره‌ها و فرصت بیشتر برای انتقال حرارت با سیال می‌شود؛ بنابراین دمای روغن عبوری از میان پره‌ها 340 کلوین است درحالی‌که دمای عبوری روغن از میان لوله‌های مبدل بدون پره 347 کلوین است.

- ضریب کولبرن با افزایش دبی سوخت افزایش می‌یابد. همچنین افزایش دبی جرمی روغن موجب افزایش ضریب

افزایش زمان اقامت روغن در نزدیک سطح لوله و افزایش میزان انتقال حرارت بین روغن و سوخت می‌شود. از طرفی مشاهده می‌شود که سرعت روغن در نواحی نزدیک به دیواره پوسته بیشتر از نواحی دیگر است. این اتفاق به دلیل سخت بودن عبور جریان از میان لوله‌ها است و جریان تمایل دارد که از مسیری با موانع کمتر عبور کند. همچنین سرعت جریان در ناحیه نزدیک به دیواره برای مبدل حرارتی پره‌دار حدود $0/02$ متر بر ثانیه است؛ درحالی‌که سرعت در این ناحیه برای مبدل حرارتی بدون پره حدود $0/01$ متر بر ثانیه است. این به معنی افزایش دبی عبوری از این ناحیه است؛ اما این جریان در خروجی مبدل با جریان عبوری از میان لوله‌های پره‌دار ادغام می‌شود و میانگین دمای روغن در خروجی 346 کلوین می‌شود.

برای اطمینان از طراحی مبدل حرارتی که با نرم‌افزار Aspen داده‌ها تهیه شده است، یک‌بار شبیه‌سازی را با تعداد بافل کمتر یعنی 4 عدد انجام دادیم و مطابق شکل 34 مشاهده می‌شود که ضریب انتقال حرارت در این حالت کمتر می‌شود و تعداد بافل بیشتر هم منجر به کاهش فشار در مبدل می‌شود و می‌توان نتیجه گرفت که داده‌های تولید شده در نرم‌افزار Aspen مناسب‌ترین حالت برای طراحی این مبدل حرارتی است.



شکل ۳۴: تغییرات ضریب انتقال حرارت نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل با بفل‌های متفاوت

۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله یک مبدل حرارتی پوسته و لوله شبیه‌سازی شده که انتخاب و طراحی آن طوری بوده که از نظر ابعاد و وزن کمترین حالت ممکن باشد تا راندمان بیشتر و هزینه

A	سطح تماس سیال m^2
ΔT_{lm}	اختلاف دمای میانگین لگاریتمی
j	ضریب کولبرن
Nu	عدد نوسلت
Pr	عدد پرائنتل
C_p	ظرفیت حرارتی ویژه سیال در فشار ثابت $J/kg K$
u_{in}	سرعت سیال در ورودی m/s
f	ضریب اصطکاک

۸- مراجع

- [1] Rago G. Concentric fuel/oil filters and heat exchanger package. Google Patents; 2001.
- [2] Burr DN, Danilowicz PS, Franz TC, Mortimer TP, Pero EB. Fuel and oil heat management system for a gas turbine engine. Google Patents; 1987.
- [3] Jafari M, Farajollahi A, Gazori H. The experimental investigation concerning the heat transfer enhancement via a four-point star swirl generator in the presence of water-ethylene glycol mixtures. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2021;144(1):167-78.
- [4] Farajollahi A, Rostami M, Asgari B. Improving the thermal performance of ground heat exchangers using triple helix arrangement. *Journal of Mechanical Engineering*. 2021(Articles in Press).
- [5] Li H, Kottke V. Effect of the leakage on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1998;41(2):425-33.
- [6] Naphon P. Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2007;34(3):321-30.
- [7] Zhang J-F, He Y-L, Tao W-Q. 3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles-Part II: Simulation results of periodic model and comparison between continuous and noncontinuous helical baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2009;52(23-24):5381-9.
- [8] Chen H, Wang Y, Zhao Q, Ma H, Li Y, Chen Z. Experimental investigation of heat transfer and

کولبرن برای مبدل حرارت با لوله‌های پره‌دار و موجب کاهش ضریب کولبرن برای مبدل حرارتی با لوله‌های بدون پره می‌شود.

- افزایش دبی جرمی روغن موجب افزایش دمای آن در خروجی می‌شود، همچنین افزایش دبی سوخت و استفاده از لوله‌های پره‌دار موجب کاهش دمای روغن خروجی می‌شود.

- افزایش دبی جرمی روغن و سوخت موجب افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی می‌شود. همچنین مقدار ضریب انتقال حرارت برای لوله‌های پره‌دار کمتر از لوله بدون پره است.

- استفاده از لوله‌های پره‌دار موجب افزایش افت فشار مبدل در مقایسه با حالت بدون پره می‌شود. همچنین در مبدل با لوله‌های پره‌دار جریان روغن تمایل زیادی به عبور از کناره دیواره پوسته دارد.

- افزایش دبی جرمی روغن موجب افزایش ضریب اصطکاک سیال در مبدل حرارتی با لوله‌های پره‌دار و همچنین موجب کاهش ضریب اصطکاک سیال در مبدل حرارتی با لوله‌های بدون پره می‌شود.

۷- علائم و اختصارات

عدد بی‌بعد رینولدز	Re
چگالی kg/m^3	ρ
بردار سرعت سیال m/s	\vec{V}
مقدار فشار Pa	p
ویسکوزیته سیال Ns/m^2	μ
ویسکوزیته آشفتگی Ns/m^2	μ_T
ماتریس همانی	I
ضریب رسانش حرارتی $W/m K$	λ
دمای سیال $^{\circ}C$	T
نرخ اضمحلال	ω
ضریب دیفیوژن	Γ
نرخ انتقال حرارت در مبدل حرارتی W	Q
ضریب انتقال حرارت جابجایی $W/m^2 K$	h

- [20] Burr DN, Danilowicz PS, Franz TC, Mortimer TP, Pero EB. Fuel and oil heat management system for a gas turbine engine. Google Patents; 1988.
- [21] Keeler BJ, McCabe PS. Engine fuel-oil heat exchange system. Google Patents; 2020.
- [22] Mastrocola NE, Pess M. Super-cooled heat exchanger of an air cycle machine. Google Patents; 2020.
- [23] Ribarov LA, Veilleux Jr LJ. Multiple flow heat exchanger. Google Patents; 2020.
- [24] Rostami M, Farajollahi A, Ghanbari M. Numerical design and analysis of a shell & finned tube heat exchanger for use in the engine of a special helicopter. *Aerospace Knowledge and Technology Journal*. 2021;10(1):107-27.
- [25] Ambekar AS, Sivakumar R, Anantharaman N, Vivekenandan M. CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different baffle segment configurations. *Applied Thermal Engineering*. 2016;108:999-1007.
- pressure drop characteristics of H-type finned tube banks. *Energies*. 2014;7(11):7094-104.
- [9] Hagshenas B, Light SH. Combination fuel-oil and air-oil heat exchanger. Google Patents; 2015.
- [10] Kim M, Ha MY, Min JK. A numerical study on various pin-fin shaped surface air-oil heat exchangers for an aero gas-turbine engine. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016;93:637-52.
- [11] Wang X, Zheng N, Liu Z, Liu W. Numerical analysis and optimization study on shell-side performances of a shell and tube heat exchanger with staggered baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018;124:247-59.
- [12] Stearns EK, Glahn JA, McKaveney DJ. Gas turbine engine with geared turbofan and oil thermal management system with unique heat exchanger structure. Google Patents; 2012.
- [13] Turcotte H, Ng K, Dubreuil J. Heat exchanger for gas turbine engines. Google Patents; 2018.
- [14] Yogesh SS, Selvaraj AS, Ravi DK, Rajagopal TKR. Heat transfer and pressure drop characteristics of inclined elliptical fin tube heat exchanger of varying ellipticity ratio using CFD code. *International journal of heat and mass transfer*. 2018;119:26-39.
- [15] Wang P, Jiang J, Li S, Luo X, Wang S, Zhao W. An investigation of influence factor including different tube bundles on inclined elliptical fin-tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019;142:118448.
- [16] El-Said EM, Abou Al-Sood M. Shell and tube heat exchanger with new segmental baffles configurations: a comparative experimental investigation. *Applied Thermal Engineering*. 2019;150:803-10.
- [17] Mohammadi MH, Abbasi HR, Yavarinasab A, Pourrahmani H. Thermal optimization of shell and tube heat exchanger using porous baffles. *Applied Thermal Engineering*. 2020;170:115005.
- [18] Unger S, Beyer M, Arlit M, Stasch P, Hampel U. An experimental investigation on the air-side heat transfer and flow resistance of finned short oval tubes at different tube tilt angles. *International Journal of Thermal Sciences*. 2019;140:225-37.
- [19] Unger S, Beyer M, Szalinski L, Hampel U. Thermal and flow performance of tilted oval tubes with novel fin designs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020;153:119621.



Numerical Simulation of the Effect of Using a Finned Tube on the Thermal Efficiency of Heat Exchangers

Mohsen Rostami¹, Amirhamzeh Farajollahi²*, Morteza Ghanbari³, Aliasghar Naderi²

¹ Ph.D. Student, Faculty of Engineering, University of Imam Ali, Tehran, Iran

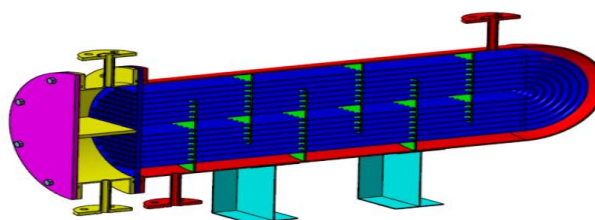
² Assistant Professor, Faculty of Engineering, University of Imam Ali, Tehran, Iran

³ MSc, Faculty of Mechanical Engineering, University of Qom, Iran

HIGHLIGHTS

- Reducing the mass flow of oil entering the shell increases the efficiency of the heat exchanger.
- The heat transfer rate between fuel and oil for a heat exchanger with finned tubes is about 11% higher than without a fin.

GRAPHICAL ABSTRACT



ARTICLE INFO

Article history:

Article Type: Research paper

Received: 29 October 2021

Received in revised form: 7 December 2021

Accepted: 8 December 2021

Available online: 13 December 2021

*Correspondence:

a.farajollahi@sharif.edu

How to cite this article:

M. Rostami, A. Farajollahi, M. Ghanbari, A. Naderi. Numerical Simulation of the effect of using a finned tube on the thermal efficiency of heat exchangers. Journal of Aerospace Mechanics. 2022; 18(1): 53-76.

Keywords:

Shell and tube heat exchanger
Colburn factor
heat transfer
finned tube
coefficient of friction

ABSTRACT

In this paper, a shell and tube heat exchanger used to transfer heat between two different fluids is simulated in three dimensions. This converter consists of a shell with 90 U-shaped tubes inside. For further heat transfer, the tubes were simulated and compared once without fins and again with fins, which are produced longitudinally and integrally with the tube body. The current flowing in the shell is MIL-PRF 23699 oil and the flowing fluid in the tubes is JP-4 fuel. These two fluids flow in separate and opposite directions and exchange heat with each other through contact with the surface of the tubes. Using Aspen software, the design is done in such a way that the heat exchanger has a shorter length and weight to have a better and higher effect on the efficiency of the helicopter. To investigate the effect of tube geometry and oil mass flow on the rate of heat transfer between fuel and oil, simulation has been performed in ANSYS Fluent program. In this simulation, a part of the whole heat exchanger is selected as the geometry and the effect of changing the geometry of the tubes, mass flow of fuel and oil on the heat transfer coefficient, Colburn coefficient, coefficient of friction and their ratio, and outlet temperature changes are investigated. The results of this simulation show that the heat transfer rate between fuel and oil for a heat exchanger with finned tubes is about 11% higher than without a fin. Also, reducing the mass flow of oil entering the shell increases the efficiency of the heat exchanger.

