

طراحی و تحلیل عددی یک مبدل حرارتی پوسته لوله پره گذاری شده برای کاربرد در موتور یک بالگرد خاص

تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۱۰/۱۵

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۶/۲۰

محسن رستمی^۱، امیرحمزه فرج‌اللهی^{۲*}، مرتضی قنبری^۳

۱. استادیار، دانشکده مهندسی، دانشگاه امام علی (ع)، تهران

۲. استادیار، دانشکده مهندسی، دانشگاه امام علی (ع)، تهران، a.farajollahi@sharif.edu

۳. دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی قم، قم

چکیده

برخی بالگردهای ارتش ایران که سال‌هاست استفاده می‌شود و فرسوده شده است، نیاز به تعمیر یا تعویض برخی قطعات دارند. از جمله مبدل حرارتی که در این مقاله به صورت پوسته و لوله برای انتقال حرارت بین دو سیال مختلف که در بالگردها، پهپادها و هواپیماها استفاده می‌شود، به صورت سه بعدی شبیه‌سازی شده است. سیال جاری در پوسته، روغن MIL-PRF 23699 و سیال جاری در لوله‌ها، سوخت JP-4 است. در این پروژه لوله‌ها به صورت U شکل و پره‌دار طراحی شدند تا انتقال حرارت بیشتری ایجاد شود و با استفاده از نرم‌افزار اسپن طراحی به گونه‌ایی انجام شده که طول و وزن کمتری داشته باشد تا وزن و ابعاد مبدل حرارتی مورد استفاده در بالگرد کمتر و بازدهی بیشتری داشته باشد. در این شبیه‌سازی اثر تغییر هندسه لوله‌ها، دبی جرمی سوخت و روغن بر پارامترهای انتقال حرارت و هیدرولیکی مبدل بررسی شده است. لوله‌های انتخاب شده در مبدل حرارتی شامل دو نوع بدون پره و پره‌دار می‌باشد، طراحی این نوع لوله‌های پره‌دار با سایر کارها متمایز شده است. نتایج حاصل از این شبیه‌سازی نشان می‌دهد که نرخ انتقال حرارت بین سوخت و روغن برای مبدل حرارتی با لوله‌های پره‌دار (۷۴۰۰ وات)، حدود ۱۲ درصد بیشتر از حالت بدون پره (۶۶۰۰ وات) است. همچنین کاهش دبی جرمی روغن وارد شده به پوسته موجب افزایش بازدهی مبدل حرارتی می‌شود. نتایج این شبیه‌سازی می‌تواند برای طراحی مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله با ظرفیت‌های مختلف استفاده شود.

واژه‌های کلیدی: مبدل حرارتی پوسته و لوله، ضریب کولبرن، انتقال حرارت، لوله پره‌دار، ضریب اصطکاک

Numerical design and analysis of a shell & finned tube heat exchanger for use in the engine of a special helicopter

M Rostamia¹, A.H Farajollahia^{2*}, M Ghanbarib³

1,2. Department of mechanical engineering, Emam Ali University, Iran

3. Master of science of mechanical engineering, Qom University, Iran

Abstract

Some Iranian military helicopters, which have been used for many years and are worn out, need to be repaired or replaced. One of the heat exchangers in this paper is simulated in three dimensions in the form of shells and tubes to transfer heat between two different fluids used in helicopters, drones and airplanes. The current flowing in the shell is MIL-PRF 23699 oil and the flowing fluid in the tubes is JP-4 fuel. In this project, the tubes were designed to be U-shaped and winged to create more heat transfer, and using Aspen software, the design was done in such a way that it has less length and less weight than the weight and dimensions of the heat exchanger used in the helicopter. Less and have higher efficiency. In this simulation, the effect of changing the geometry of the pipes, mass flow of fuel and oil on the heat transfer and hydraulic parameters of the converter is investigated. The pipes selected for the heat exchanger include two types without blades and with blades, and the design of this type of blade pipes is different from other works. The results of this simulation show that the heat transfer rate between fuel and oil for a heat exchanger with finned pipes (7400 watts) is about 12% higher than that without blades (6600 watts). Also, reducing the mass flow of oil into the shell increases the efficiency of the heat exchanger. The results of this simulation can be used to design shell and tube heat exchangers with different capacities.

Keywords: Shell and tube heat exchanger, Colburn factor, heat transfer, Fin tube, Friction factor.

۱۰۷

سال دهم - شماره ۱

بهار و تابستان ۱۴۰۰

نشریه علمی

دانش و فناوری هوافضا





۱. مقدمه

پدیده انتقال حرارت در صنایع مختلف به منظور خنک کاری یا گرم کردن سیالات یا انجام فرایندهای شیمیایی و فیزیکی استفاده می‌شود. در صنایع هوانوردی از مبدل‌های حرارتی برای خنک کردن روغن داغ خارج شده 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 به پیش گرم شدن و احتراق بهتر آن در موتور منجر می‌شود. در صنایع هوانوردی دو پارامتر بازده و وزن اهمیت زیادی دارد. به عبارت دیگر سیستم‌هایی که برای این صنایع طراحی می‌شوند باید بیشترین بازده و کمترین وزن ممکن را داشته باشند [۱]. در مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله، روغن و سوخت از مسیرهای متفاوت به گونه‌ای عبور می‌کنند که با یکدیگر از طریق دیواره‌های فلزی انتقال حرارت داشته باشند. روغن داغ در درون پوسته این مبدل و سوخت در درون لوله‌ها جریان دارد. روغن داغ با دیواره خارجی لوله‌ها در تماس است، این تماس موجب گرم شدن دیواره فلزی لوله و خنک شدن روغن می‌شود، سپس دیواره‌های داغ شده لوله با سوخت جاری در آن انتقال حرارت انجام می‌دهد و دمای سوخت افزایش می‌یابد [۲].

نخستین پژوهش‌های تجربی پیشرفته در مورد مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله را در سال ۱۹۸۸ لی و کوتکه انجام داده‌اند. آن‌ها تأثیر فاصله بین بفل‌ها و پوسته بر مقدار افت فشار در رژیم جریان کاملاً توسعه یافته برای آرایش مثلی لوله‌ها را بررسی کردند [۳]. در همان سال لئونگ و همکاران کاربرد این مبدل‌ها در صنعت تهویه مطبوع، مهندسی شیمی، نیروگاه‌ها و

صنایع نظامی را بررسی کردند [۴]. کاوالینی و همکاران در سال ۱۹۹۹، نرخ انتقال حرارت و افت فشار سیال در لوله‌های مبدل برای حالتی که سیال دچار چگالش شود را بررسی کردند. آن‌ها روابطی برای محاسبه سریع افت فشار در لوله‌های مبدل ارائه دادند [۵]. 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 [۶].

کاواگوچی و همکاران در سال ۲۰۰۵، انتقال حرارت در مبدل حرارتی لوله‌ای پره‌دار را به صورت تجربی بررسی کردند. آن‌ها اثر شکل پره قرار گرفته روی لوله و فاصله بین پره‌ها بر میزان انتقال حرارت بین جریان عبوری و جریان داخل لوله را بررسی کردند. همچنین آن‌ها مقدار سرعت جریان عبوری از دسته میله‌ها را تغییر دادند و اثر آن بر افت فشار جریان را بررسی کردند. آن‌ها متوجه شدند که پره‌های دندان‌های انتقال حرارت بیشتری را نسبت به پره‌های ساده فراهم می‌کند. سرانجام آن‌ها برای تخمین عدد نوسلت یک رابطه ارائه کردند [۷]. سلباس و همکاران در سال ۲۰۰۶، روشی جدید برای طراحی مبدل‌های حرارتی ارائه دادند، در این روش از الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی و طراحی مبدل حرارتی استفاده شده است [۸]. فسنقری و همکاران در سال ۲۰۰۹، روشی بر پایه الگوریتم هارمونی برای طراحی مبدل‌های حرارتی ارائه دادند [۹]. ژنگ و همکاران در سال ۲۰۰۹، مبدل حرارتی پوسته و لوله را با برنامه فلوئنت شبیه‌سازی کردند. در یکی از طرح‌های آن‌ها، بفل‌ها به صورت پیچشی یکپارچه و در طرح دیگر، بفل‌ها به صورت پیچشی و چندتکه است. آن‌ها اثر نوع بفل پیچشی و زاویه پیچش آن بر نرخ انتقال حرارت

و افت فشار مبدل حرارتی را بررسی کردند. در نهایت متوجه شدند که بفل‌های پیچشی از نوع چندتکه و با زاویه پیچش ۴۰ درجه بیشترین بازده را دارد [۱۰]. اوزدن و تاری در سال ۲۰۱۰، یک مبدل حرارتی پوسته و لوله را در برنامه تجاری فلوننت شبیه‌سازی کردند. آن‌ها اثر تعداد بفل‌ها، ارتفاع بفل‌ها و دبی جرمی سیال بر افت فشار، نرخ انتقال حرارت و آشفتگی جریان در مبدل حرارتی را بررسی کردند. آن‌ها متوجه شدند که افزایش تعداد بفل‌ها موجب افزایش آشفتگی جریان و ایجاد گردابه‌هایی می‌شود. این گردابه‌ها موجب برهم‌کنش بیشتر سیال با لوله‌های مبدل و افزایش انتقال حرارت و افت فشار مبدل می‌شود. همچنین آن‌ها متوجه شدند که افزایش ارتفاع بفل‌ها موجب افزایش افت فشار و کاهش انتقال حرارت می‌شود [۱۱].

سون و همکاران در سال ۲۰۱۱، ایده استفاده از دو مبدل حرارتی مختلف برای شرایط مختلف پروازی را ارائه دادند. آن‌ها توصیه کردند که در شرایط برخاست^۲ هواپیما و موقعیت‌هایی که فشار روی موتور است از مبدل حرارتی سوخت-روغن استفاده شود. چراکه در این شرایط دور موتورها بیشترین مقدار خود را دارد و دمای روغن زیاد است، همچنین در این شرایط پیش‌گرم کردن سوخت موجب بهبود احتراق در محفظه می‌شود. همچنین آن‌ها بیان کردند که در وضعیت کروز، از دو مبدل حرارتی استفاده شود، تا در صورت مسدود شدن یکی از مبدل‌ها در اثر یخ‌زدگی سوخت، مبدل دیگر دمای روغن را کاهش دهد [۱۲]. عابد و ناجی در سال ۲۰۱۱، روشی جدید برای طراحی مبدل پوسته و لوله برای شرایط جریانی توسعه‌یافته ارائه کردند. آن‌ها در این روش از آرایش مربعی برای چیدمان لوله‌ها استفاده کردند. سرانجام آن‌ها اثر تغییر پارامترهای مختلف هندسی بر نرخ انتقال حرارت را بررسی کردند و متوجه

شدند که استفاده از آرایش مربعی، نرخ انتقال حرارت را افزایش می‌دهد [۱۳].

چن و همکاران در سال ۲۰۱۴، انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی لوله‌ای پره‌دار با پره‌های H شکل را به صورت تجربی بررسی کردند. آن‌ها اثر سرعت جریان خارجی، اندازه پره‌ها و فاصله بین آن‌ها بر بازده انتقال حرارت مبدل را بررسی کردند، سپس برای تخمین مقدار عدد نوسلت و افت فشار دسته لوله‌ها، روابطی را ارائه دادند. آن‌ها متوجه شدند که افزایش فاصله بین پره‌ها یا افزایش سرعت جریان عبوری از روی دسته لوله‌ها، موجب کاهش بازدهی مبدل می‌شود [۱۴]. حق‌شناس و لایت در سال ۲۰۱۵، ایده استفاده از مبدل حرارتی سوخت‌روغن و هواروغن به صورت 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. این کار از تبخیر سوخت جلوگیری می‌کند [۱۵]. کیم و همکاران در سال ۲۰۱۶، یک مبدل حرارتی هوا-روغن برای موتورهای توربوفن را با برنامه انسیس فلوننت 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 پینی کمتر از افت فشار و نرخ انتقال حرارت پره‌های صفحه‌ای است؛ اما با توجه به اینکه وزن پره‌های پینی کمتر از پره‌های صفحه‌ای است، استفاده از پره‌های پینی برای مبدل حرارتی هوا-روغن در موتورهای توربوفن را بهتر دانستند [۱۶]. امبار و همکاران در سال ۲۰۱۶ مبدل حرارتی پوسته و لوله‌ای را با برنامه تجاری فلوننت شبیه‌سازی کردند. آن‌ها اثر تغییر شکل بفل‌های مبدل حرارتی پوسته و لوله بر افت





فشار و انتقال حرارت مبدل حرارتی را بررسی کردند. سرانجام آن‌ها متوجه شدند که بفل‌های با شکل گل کمترین افت فشار و بیشترین نرخ انتقال حرارت را نسبت به سایر شکل‌ها ارائه می‌دهد [۱۷].

سنون در سال ۲۰۱۷، ایده طراحی مبدل حرارتی برای خنک‌کاری هم‌زمان روغن با سوخت و هوا را ارائه داده است. این مبدل حرارتی در دیواره داخلی محفظه فن و در معرض عبور جریان خارج‌شده از فن قرار می‌گیرد. روی سطح این مبدل پره‌هایی وجود دارد که سطح انتقال حرارت با جریان هوا را افزایش می‌دهد. هم‌زمان با انتقال حرارت پره‌ها با جریان هوا، زیر پره‌ها، لوله‌هایی وجود دارد که در آن‌ها روغن جریان دارد. در لایه زیرین لوله‌های روغن نیز، لوله‌های سوخت وجود دارند که با روغن انتقال حرارت رسانایی انجام می‌دهند. این ساختار موجب می‌شود تا روغن از دو طرف با هوا و سوخت انتقال حرارت داشته باشد [۱۸].

وانگ و همکاران در سال ۲۰۱۸، اثر استفاده از بفل‌های 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 بفل ۱۱ دور بر متر باشد [۱۹].

استی‌یرن و همکاران در سال ۲۰۱۸، ایده استفاده از سیستم خنک‌کاری یکپارچه برای موتورهای توربوفن عادی و گیربکسی را مطرح کردند. آن‌ها بیان کردند این کار موجب کاهش وزن موتور و هزینه‌های تعمیرات می‌شود [۲۰]. تورکوت و همکاران در سال ۲۰۱۸، مبدل حرارتی سوخت-روغن جدیدی را ارائه دادند که مسیرهای جریان سوخت و روغن به صورت موازی و یک‌درمیان، در کنار یکدیگر قرار گرفته است. در این مبدل حرارتی، انتقال حرارت باد دیواره‌های بین دو کانال انجام می‌شود [۲۱]. 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 با برنامه انسیس فلونت شبیه‌سازی کردند. لوله‌های استفاده‌شده در این شبیه‌سازی مقطع بیضوی داشتند. آن‌ها اثر چرخش لوله‌ها حول محور خود، مقدار نسبت قطرهای بیضی، سرعت جریان عبوری و انتخاب مدل آشفتگی بر مقدار بازدهی، افت فشار و نرخ انتقال حرارت مبدل را بررسی کردند. آن‌ها متوجه شدند که بهترین مدل آشفتگی برای این شبیه‌سازی، مدل SST $k-\omega$ است. ضمناً آن‌ها دریافتند که افزایش زاویه لوله‌ها تا مقدار ۹۰ درجه نسبت به راستای جریان، موجب افزایش انتقال حرارت و افت فشار می‌شود [۲۲].

السید و السود در سال ۲۰۱۹، اثر شکل بفل‌های مبدل حرارتی پوسته و لوله بر افت فشار و نرخ انتقال حرارت در مبدل را به صورت تجربی بررسی کردند. الگوی بفل‌هایی که در تحقیقات آن‌ها استفاده شده است، از نوع CSSB، SSSB، FSB، HSB و SSFR است. آن‌ها متوجه شدند که الگوی HSB بیشترین نرخ انتقال حرارت را ایجاد می‌کند و بازدهی انرژی ۱/۴ برابر بیشتر از الگوی CSSB است [۲۴]. محمدی و همکاران در سال ۲۰۲۰، یک مبدل حرارتی پوسته و لوله با بفل‌های متخلخل را به صورت عددی مدل‌سازی کردند. آن‌ها با استفاده از الگوریتم ژنتیک مقدار تخلخل بفل‌ها را به گونه‌ای بهینه‌سازی کردند که بیشترین انتقال حرارت و کمترین افت فشار حاصل شود [۲۵]. آنگر و همکاران در سال ۲۰۲۰، انتقال حرارت در مبدل حرارتی لوله‌ای پره‌دار را بررسی کردند. آن‌ها اثر زاویه لوله پره‌دار نسبت به راستای جریان برخوردی را بررسی کردند. همچنین آن‌ها اثر سرعت سیال عبوری از دسته‌میله 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، عدد نوسلت افزایش می‌یابد. همچنین کاهش فاصله بین پره‌ها موجب افزایش عدد نوسلت می‌شود [۲۶، ۲۷]. بور و همکاران نحوه عملکرد مبدل‌های حرارتی سوخت‌روغن و هواروغن را توضیح داده‌اند. سیستم تبادل حرارت ارائه شده در این مرجع، شامل مبدل‌های حرارتی سوخت‌روغن و هواروغن است که به صورت سری به یکدیگر متصل شده‌اند. یعنی روغن داغ خارج شده از توربین گاز یا گیربکس، ابتدا وارد مبدل هوا-روغن می‌شود، سپس روغن وارد مبدل حرارتی سوخت-روغن می‌شود و سوخت وارد شده به توربین گاز را پیش گرم می‌کند. همچنین آن‌ها طرح استفاده از دو سیستم تبادل حرارتی برای خنک‌کاری جداگانه گیربکس و اجزای متحرک توربین گاز را ارائه داده‌اند [۲۸]. کلر و مکابل در سال ۲۰۲۰ ایده استفاده از مبدل حرارتی برای سوخت وارد شده 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 وارد شده به این تجهیزات پیش گرم شود [۲۹]. 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 خارج شده از مخزن سوخت، استفاده کرد. استفاده از این روش

برای خنک‌کاری روغن، دمای روغن را بسیار کم می‌کند [۳۰]. 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. آن‌ها فرض کردند که در لایه اول مبدل حرارتی، هوا جریان دارد. می‌توان از این مبدل‌ها در حالت دو سیال 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 [۳۱].

در این پروژه برای انتقال حرارت بیشتر، لوله‌ها به صورت پره‌دار طراحی شده است و ابعاد مبدل با نرم‌افزار اسپن^۳ به گونه‌ای طراحی شده است که در عمل قابلیت اجرا و بازدهی بیشتری داشته باشد تا دمای سوخت وارد شده به انژکتور بیشتر شود و احتراق بهتری صورت گیرد و از طرفی با کاهش دمای روغن موجب بهبود روغن‌کاری و خنک کردن قطعات موتور شود. همچنین مبدل از ساختار CEU با استاندارد تما^۴ طراحی شده است.

۲. انتخاب و طراحی مبدل حرارتی

در این پروژه بالگرد مورد نظر معرفی و مشخصات آن ارائه می‌شود، سپس با توجه به مشخصات موتور و شرایط پروازی بالگرد، برای آن یک مبدل حرارتی سوخت-روغن با برنامه اسپن-پلاس^۵ و اسپن-ای-دی-آر^۶ و تحت استاندارد تما طراحی می‌شود. سپس مبدل حرارتی مورد نظر در برنامه کتیا^۷ به صورت سه بعدی طراحی می‌شود و نقشه‌های آن به دست می‌آید.

در این تحقیق طراحی مبدل حرارتی برای بالگرد بل-ای-اچ-۱ کبرا^۸ که برای آن وزن و حجم مبدل حرارتی مهم می‌باشد، تا بتواند قابلیت مانور خوبی داشته باشد، انجام شده است. این موتور سه مرحله کمپرسور محوری





و یک مرحله کمپرسور گریز از مرکز دارد. همچنین این موتور دو مرحله توربین محوری دارد که قابلیت تولید توان ۱۳۰۰ کیلووات را دارد. طبق اطلاعات ذکر شده در دفترچه تعمیرات موتور PT-6 در مرجع [۳۲]، 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.

جدول ۱. شرایط سوخت و روغن برای موتور PT-6 [۳۲]

روغن	سوخت	-
MIL-PRF ۲۳۶۹۹	JP-4	نوع
۰/۰۸	۰/۱۳	حداکثر دبی جرمی (kg/s)
۹	۱۲	حداکثر فشار (bar)
۶۵	۸۰	حداکثر دمای ورود به موتور (°C)
۱۲۵	-	حداکثر دمای خروج از موتور (°C)

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

با توجه به میزان بار حرارتی، سابقه مبدل های رایج در صنایع هوایی و استاندارد تما، باید یک مبدل

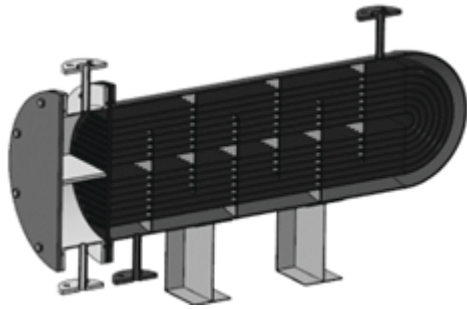
حرارتی پوسته-لوله با ساختار سی-ای-یو^۹ برای بالگرد مورد نظر طراحی شود. زیرا این نوع مبدل ها نرخ انتقال حرارت زیاد، نسبت وزن به نرخ انتقال حرارت کم و قابلیت تحمل فشارهای زیاد را دارند.

برای طراحی فرض می شود 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 لوله های مبدل جریان دارد و دمای ورود آن ۴۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته می شود، دمای خروج سوخت از مبدل باید با محاسبات انجام شده در برنامه اسپن-پلاس و اسپن-ای-یو-دی-آر تعیین شود. در ضمن جنس لوله های مبدل از فولاد ضدزنگ ۳۰۴ است. همچنین ابعاد مبدل حرارتی با بهینه سازی بین جرم مبدل و نرخ انتقال حرارت آن تعیین می شود، بدین ترتیب طول لوله های مبدل ۸۰ سانتی متر، قطر پوسته ۱۲/۷۵ اینچ و قطر لوله مبدل ۰/۵ اینچ تعیین می شود. همچنین الگوی چینش لوله ها به صورت مربعی و با زاویه ۹۰ درجه است. همچنین نتایج حاصل از طراحی با اسپن نشان می دهد که این مبدل دارای ۱۸۰ عدد لوله و ۶ عدد بفل با فاصله ۱۰ سانتی متر از یکدیگر و دو پاس جریان است. نمایی دوبعدی از مبدل حرارتی طراحی شده در شکل ۱ ارائه شده است.

مبدل حرارتی توسط اسپن-ای-یو-دی-آر طراحی شده است؛ سپس این مبدل توسط برنامه اسپن-پلاس مدل سازی می شود. مدل سازی به صورت یک بعدی است. این مدل سازی تغییرات دمای روغن و سوخت در طول مبدل را محاسبه می کند. نتیجه این مدل سازی در شکل ۲ ارائه شده است.

به طور کلی در نرم افزار اسپن می توان بهینه ترین 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 کرد و همچنین به دمای مورد نظر هم برسیم.

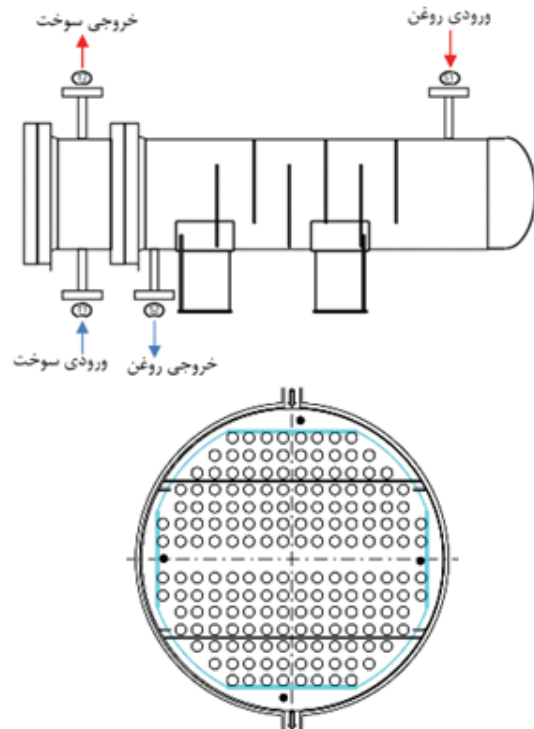


شکل ۳. نمای سه بعدی و برش خورده از مبدل حرارتی طراحی شده

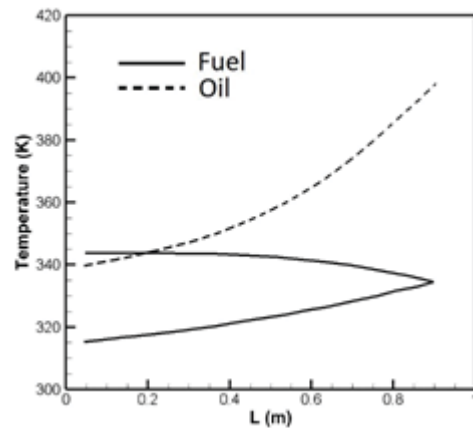
برای شروع فرایند شبیه سازی ابتدا باید یک هندسه برای این کار انتخاب شود. این هندسه می تواند کل مبدل حرارتی یا نصف آن یا بخشی از آن باشد. با توجه به متقارن بودن مبدل حرارتی نسبت به صفحه میانی و تکراری بودن الگوهای جریان در فضای بین بفل ها، می توان به جای شبیه سازی کل مبدل حرارتی، تنها نصف فضای بین دو بفل متوالی را شبیه سازی کرد. این کار موجب افزایش تعداد المان های شبکه در این ناحیه و همچنین ریزتر کردن شبکه در ناحیه نزدیک به سطح لوله ها می شود. مجموع این اقدامات موجب افزایش دقت محاسبه انتقال حرارت بین روغن و سوخت می شود. همچنین قطر لوله های مبدل ۱/۲۷ سانتی متر، ضخامت لوله ها ۰/۵ میلی متر، قطر پوسته ۳۲ سانتی متر و طول لوله ها ۸۰ سانتی متر است. لازم به ذکر است که تمامی ابعاد و اندازه ها با نرم افزار اسپن به دست آمده است و نتایج طراحی با این نرم افزار می باشد.

۳. معادلات حاکم و شرایط مرزی

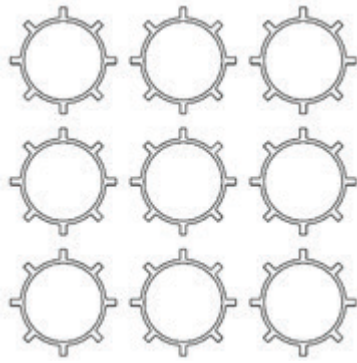
شکل ۴ شماتیک هندسه مورد نظر برای شبیه سازی را نشان می دهد. جریان روغن در پوسته مبدل جریان دارد و با سطح خارجی لوله ها در تماس است. همچنین سوخت در داخل لوله ها جریان دارد. سوخت دارای دو مسیر است؛ یکی مسیر ۱، جریان وارد شده به دسته لوله ها و دیگری مسیر ۲ که جریان برگشتی و به سمت



شکل ۱. شماتیک مبدل حرارتی طراحی شده با اسپن (بالا) و مقطع آن (پایین)



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



شکل ۵. مقطع لوله‌های پره‌دار

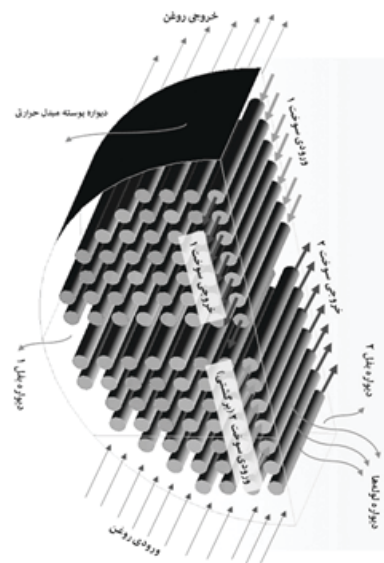
برای هر دو مبدل حرارتی دمای روغن ورودی به پوسته ۳۶۳ کلوین و دمای سوخت ورودی به مسیرهای ۱ و ۲ به ترتیب ۳۲۲ و ۳۴۲ کلوین است. شرایط جریان در مرزهای هندسه در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول ۲. شرایط مرزی جریان سیال در پوسته و لوله‌ها

مرز	شرط	مقدار
ورودی روغن	دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)	۰/۰۸، ۰/۰۶، ۰/۰۴، ۰/۰۲
	دما (کلوین)	۳۶۳
ورودی سوخت ۱	دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)	۰/۱۳ و ۰/۱، ۰/۰۷، ۰/۰۳
	دما (کلوین)	۳۲۲
ورودی سوخت ۲	دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)	۰/۱۳ و ۰/۱، ۰/۰۷، ۰/۰۳
	دما (کلوین)	۳۴۲
دیواره پوسته و بفل‌ها	عدم لغزش	-
صفحه میانی	تقارن	-

روغن استفاده شده برای شبیه‌سازی از نوع MIL-PRF ۲۳۶۹۹ 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 ویسکوزیته دینامیکی آن ۰/۰۰۰۲۳۷ پاسکال ثانیه است. همچنین سوخت استفاده شده از نوع JP-4 است، چگالی این سوخت ۷۳۴/۵۷ کیلوگرم بر مترمکعب، ظرفیت گرمایی ویژه

خروجی مبدل است. شرایط دمایی این دو مسیر متفاوت است. همچنین از آنجایی که سرعت جریان در پوسته کم است و عدد رینولدز در محدوده آرام قرار می‌گیرد، فرض می‌شود که جریان در درون مبدل به صورت متقارن است. همچنین فرض می‌شود که دمای سوخت و روغن در ورودی‌ها به صورت یکنواخت است.



شکل ۴. هندسه مبدل حرارتی با لوله‌ها بدون پره و شرایط مرزی

هندسه استفاده شده برای شبیه‌سازی مبدل حرارتی با لوله‌های پره‌دار، مشابه هندسه موجود در شکل ۴ 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 پره‌های استفاده شده برای لوله‌ها در شکل ۵ نشان داده شده است. این نوع لوله‌های پره‌دار به دلیل فرایند ساخت ساده و سریع (فرایند اکستروژن^۱) و مقاومت زیاد در برابر فشار و برخورد جریان انتخاب شده است. همچنین در این لوله‌های پره‌دار، پره و لوله به صورت یکپارچه تولید می‌شود و نیاز به لحیم کاری پره به لوله نیست.



آن در فشار ثابت ۱۹۵۶ ژول بر کیلوگرم کلونین، رسانایی حرارتی آن ۰/۱۳۱۳ ژول بر متر کلونین و ویسکوزیته دینامیکی آن ۰/۰۰۰۶۶۴ پاسکال ثانیه است.

۳-۱. معادلات جریان

عدد رینولدز جریان در بیشترین مقدار سرعت روغن و سوخت، در حدود ۱۲۰ است. بنابراین رژیم جریان در محدوده آرام قرار دارد. از سوی دیگر برای افزایش دقت در شبیه‌سازی جریان در نواحی نزدیک دیواره، از مدل آشفتگی SST k- ω استفاده شده است. همچنین با فرض پایابودن حل و تراکم ناپذیری سوخت و روغن، معادلات حاکم به صورت زیر برای جریان برقرارند [۳۳]:
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:

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

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

که در آن مقدار فشار، $\bar{\tau}$ تانسور تنش، μ ویسکوزیته سیال، μ_T ویسکوزیته 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:

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

$$(6)$$

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

که در آن k انرژی جنبشی آشفتگی، 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 فلوئنت 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 جابه‌جایی

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 با 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 جابه‌جایی، A سطح تماس سیال و اختلاف دمای میانگین لگاریتمی نامیده می‌شود. مقدار اختلاف دمای میانگین لگاریتمی برای مبدل‌های حرارتی با جریان همسو با معادله (۹) و برای جریان ناهمسو با معادله (۱۰) محاسبه می‌شود.



ظرفیت حرارتی ویژه سیال در فشار ثابت، μ ویسکوزیته 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.

برای تعیین شرایط اولیه از حالت هایبرید فلوننت استفاده شده است. این حالت مقادیر موردنظر را با حل مسئله تا ده گام به دست می آورد. این روش تعیین شرایط اولیه بهترین مقادیر ممکن برای پارامترها را تعیین می کند و همگرایی سریع تر و دقت زیادی دارد. شرایط اولیه به دست آمده با این الگوریتم، در جدول ۳ ارائه شده است.

جدول ۳. شرایط اولیه

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

همچنین برای همگرایی بهتر، ضرایب رهاسازی^{۱۱} تعریف شدند. این ضرایب در جدول ۴ آورده شده است.

جدول ۴. مقادیر ضریب رهاسازی

ضریب رهاسازی	پارامتر
۰/۳	فشار
۱	چگالی
۱	نیروی سیال
۰/۷	مومنوم
۱	انرژی
۰/۸	انرژی جنبشی آشفتگی
۰/۸	نرخ اضمحلال
۱	ویسکوزیته آشفتگی

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

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

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

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

همچنین مقدار سطح تماس A برای لوله های عادی

و پره دار با معادله (۱۱) محاسبه می شود.

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

که در آن A_t مساحت سطح لوله، A_f مساحت سطح پره ها و η_f بازدهی پره است. مقدار بازدهی پره، برای شبیه سازی 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 اصطکاک

به منظور مقایسه و ارزیابی عملکرد کلی مبدل های حرارتی ضریب های کولبرن و اصطکاک برای این مبدل ها تعریف می شود. ضریب کولبرن بیانگر نرخ انتقال حرارت بر واحد سطح است. این پارامتر به منظور بررسی عملکرد انتقال حرارتی مبدل تعریف شده و با معادله (۱۲) محاسبه می شود. همچنین ضریب اصطکاک بیانگر عملکرد مبدل حرارتی از نظر پارامترهای هیدرودینامیکی نظیر افت فشار است. این پارامتر با معادله (۱۶) محاسبه می شود.

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

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

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

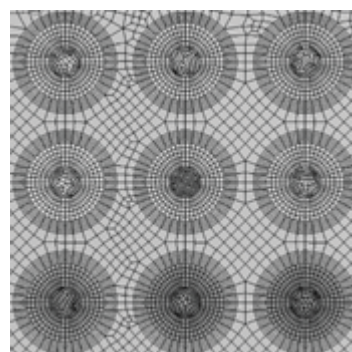
$$Re_D = \frac{\rho u_{in} D}{\mu} \quad (15)$$

که در آن ضریب کولبرن، Nu عدد نوسلت، Re عدد رینولدز، Pr عدد پرائنتل، h ضریب انتقال حرارت جابه جایی، D قطر لوله ها، k رسانایی حرارتی سیال، C_p



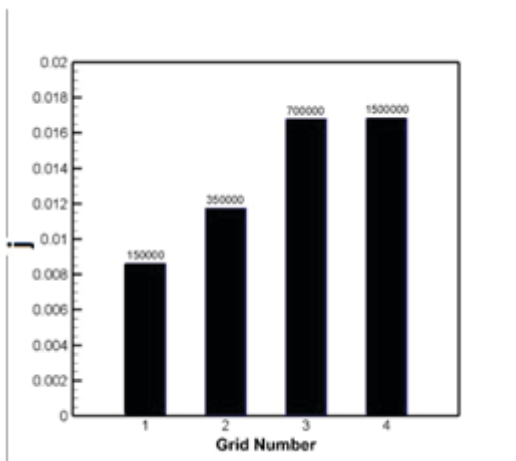
۴. استقلال از شبکه و اعتبارسنجی

شبکه استفاده شده برای هندسه از نوع بدون سازمان است. برای شبکه بندی بهتر، سلول ها به صورت تتراگونال-پریسم انتخاب شده اند. این کار موجب شبکه بندی لایه های هندسه و افزایش دقت پیش بینی لایه مرزی در نواحی نزدیک به دیواره بفل ها و پوسته می شود. برای شبیه سازی دقیق لایه مرزی و انتقال حرارت در نواحی نزدیک به دیواره لوله ها، شبکه بندی در این نواحی به صورت لایه ای انجام شده است. ضخامت اولین لایه روی سطح لوله ۰/۱ میلی متر و ضریب رشد آن ۱/۲ در نظر گرفته شده است. همچنین تعداد ۵ لایه شبکه روی دیواره لوله برای هر طرف روغن و سوخت تعیین شده است. نمایی از شبکه بندی حول لوله ها در شکل ۶ نشان داده شده است.



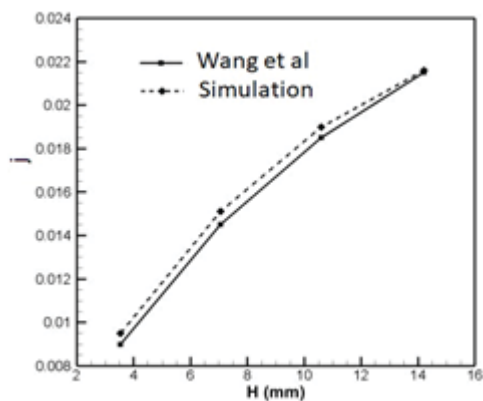
شکل ۶. نمایی از شبکه بندی حول لوله های مبدل حرارتی

به منظور بررسی درستی و استقلال نتایج شبیه سازی از شبکه بندی، چندین شبیه سازی با شبکه هایی با تعداد سلول های مختلف انجام شده است. از آنجایی که بهترین پارامتر برای بررسی نرخ انتقال حرارت در مبدل ها ضریب کولبرن است؛ بنابراین مقدار ضریب کولبرن برای شبیه سازی انجام شده با هر شبکه، محاسبه و با یکدیگر مقایسه شده است. نتایج این مقایسه در شکل ۷ ارائه شده است.



شکل ۷. تغییرات ضریب کولبرن برای شبکه بندی های مختلف

همان طور که مشاهده می شود، با افزایش تعداد سلول های شبکه از مقدار ۷۰۰۰۰۰ به ۱۵۰۰۰۰۰، مقدار ضریب کولبرن تغییر زیادی نکرده است. یعنی تعداد شبکه بندی ۳ برای شبیه سازی این مبدل حرارتی با دقت زیاد مناسب است. برای اعتبارسنجی نتایج حاصل از شبیه سازی، تغییرات ضریب کولبرن نسبت به فاصله بین دو دیواره توسط شبیه سازی محاسبه و با نمودار مشابه در مقاله وانگ و همکاران در مرجع [۲۳] مقایسه شده است.



شکل ۸. تغییرات ضریب کولبرن نسبت به فاصله بین دو دیواره

در شکل ۸ تغییرات ضریب کولبرن نسبت به فاصله بین دو دیواره نشان داده شده است. مشاهده می شود که نتایج شبیه سازی فعلی و نتایج موجود در مقاله وانگ،

حدود ۳ درصد اختلاف دارند. این به معنی دقیق بودن نتایج حاصل از شبیه‌سازی است. (در فاصله ۱۱ میلی‌متر مقدار ضریب کولبرن برای آقای وانگ ۰,۰۱۸۲ و مقدار به‌دست آمده از شبیه‌سازی ۰,۰۱۸۸ می‌باشد).

۵. بحث و نتایج

در این بخش شبیه‌سازی را به دو قسمت تقسیم کردیم. یک‌بار مبدل حرارتی را با لوله‌های بدون پره و یک‌بار با لوله‌های پره‌دار شبیه‌سازی کردیم.

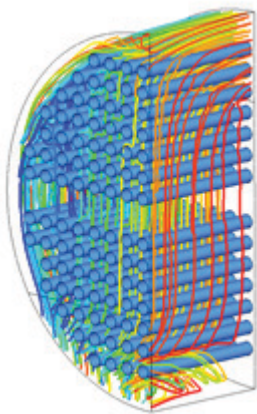
۵-۱. انتقال حرارت در مبدل حرارتی با لوله‌های

بدون پره

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

میانگین دمای روغن واردشده به فضای بین بفل‌ها ۳۶۲ کلوین و میانگین دمای خروج روغن از هندسه ۳۵۰ کلوین است. این انتقال حرارت موجب افزایش دمای سوخت مسیر ۱ از ۳۲۱ تا ۳۲۵ کلوین و افزایش دمای سوخت مسیر ۲ از ۳۴۲ تا ۳۴۵ کلوین می‌شود. همچنین

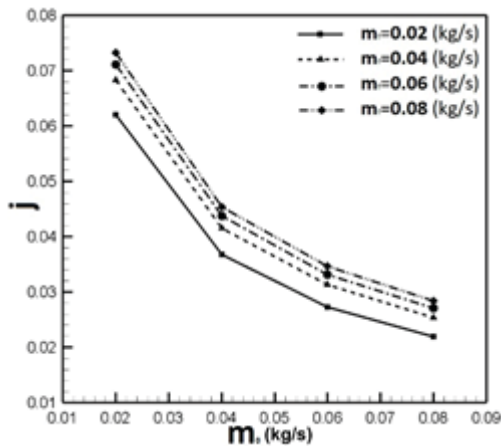
مقدار نرخ انرژی انتقال یافته بین دو سیال ۴۷۹ وات و سطح انتقال حرارت نیز ۰/۴ مترمربع است. با داشتن این مشخصات و همچنین معلوم بودن مشخصات هندسی ناحیه حل، می‌توان با استفاده از معادله‌های بخش ۳، مقدار ضریب انتقال حرارت، ضریب کولبرن و ضریب اصطکاک را محاسبه کرد. مقدار ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای این مبدل حرارتی ۵۳/۲۴۱۸ وات بر مترمربع کلون است. همچنین مقدار عدد نوسلت هم ۸/۸ محاسبه شده است. سرانجام مقدار ضریب کولبرن و فیریکشن به ترتیب ۰/۰۲۸۴ و ۰/۰۸۵۹ است.



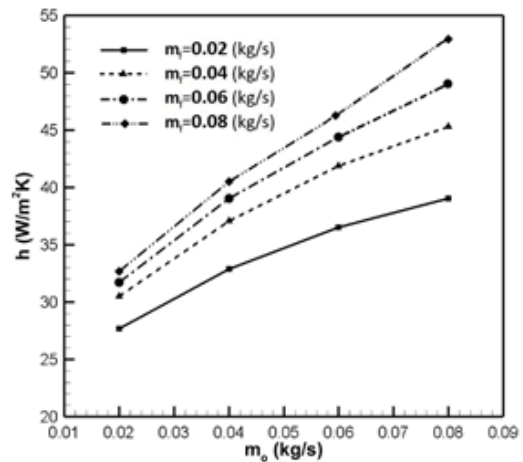
شکل ۹. خطوط جریان روغن در مبدل حرارتی با لوله‌های بدون پره

در شکل ۹ خطوط جریان روغن در مبدل حرارتی نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، خطوط جریان به‌صورت موازی و با کمترین اغتشاش از میان لوله‌های مبدل حرارتی عبور می‌کنند. یعنی جریان روغن به‌صورت 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.

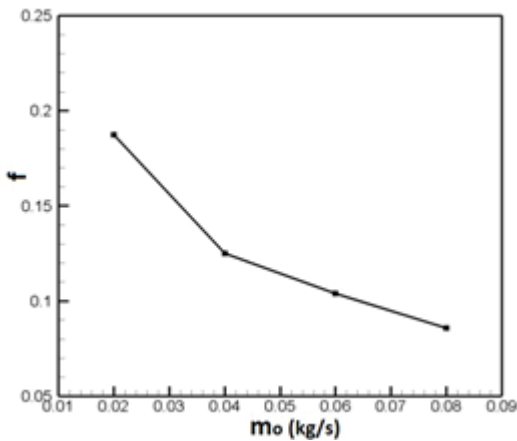




شکل ۱۱. تغییرات ضریب کولبرن نسبت به دبی جرمی روغن



شکل ۱۰. تغییرات ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله بدون پره



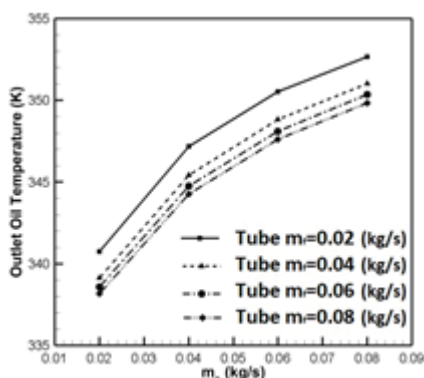
شکل ۱۲. تغییرات ضریب اصطکاک سیال نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله بدون پره

هم‌زمان با افزایش دبی جرمی روغن، مقدار ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و عدد نوسلت افزایش می‌یابد، همچنین افزایش دبی جرمی روغن به افزایش سرعت جریان و افزایش عدد رینولدز منجر 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 کار می‌شود.

همان‌طور که در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود، با افزایش دبی جرمی روغن و سوخت، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی 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؛ طبق معادله (۷) برای یک مبدل با سطح و نرخ انتقال حرارت ثابت، افزایش اختلاف دما موجب افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود و افزایش دبی جرمی موجب افزایش سرعت سیال عبوری از روی سطح می‌شود؛ از طرفی ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای یک سطح، وابسته به جنس و سرعت سیال روی سطح است و با افزایش سرعت جریان، ضریب انتقال حرارت نیز افزایش می‌یابد.

در شکل ۱۱ 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.

همان‌طور که در شکل ۱۳ مشاهده می‌شود، افزایش دبی جرمی روغن به کاهش بازدهی مبدل حرارتی منجر می‌شود. اما افزایش دبی جرمی سوخت باعث افزایش عملکرد مبدل حرارتی می‌شود؛ زیرا افزایش دبی جرمی روغن به عبور آن از میان لوله‌ها منجر 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. ضمناً سوختی که از درون لوله‌ها عبور می‌کند، مجبور به انتقال حرارت در هر شرایطی است. این حالت به افزایش تمایل سوخت و کاهش تمایل روغن به انتقال حرارت منجر می‌شود.

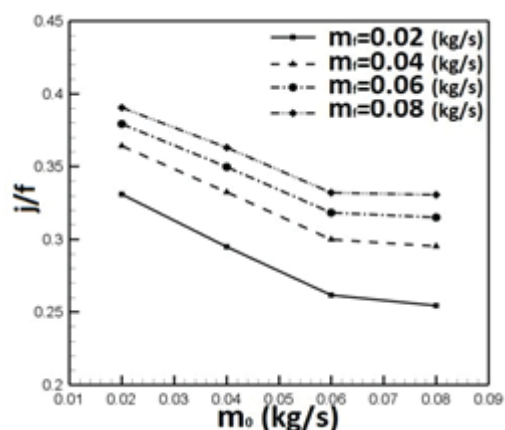


شکل ۱۴. تغییرات دمای خروج روغن نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله بدون پره

در شکل ۱۴ تغییرات دمای روغن در خروجی مبدل نسبت به تغییرات دبی جرمی روغن نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که افزایش دبی جرمی روغن به افزایش دمای خروجی آن منجر می‌شود؛ زیرا با افزایش دبی جرمی روغن، سرعت آن نیز افزایش می‌یابد و روغن زمان 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. در ضمن افزایش دبی جرمی سوخت باعث کاهش دمای روغن در خروجی می‌شود. زیرا افزایش دبی جرمی سوخت به معنی وارد شدن سوخت

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 به افزایش ضریب انتقال حرارت منجر می‌شود.

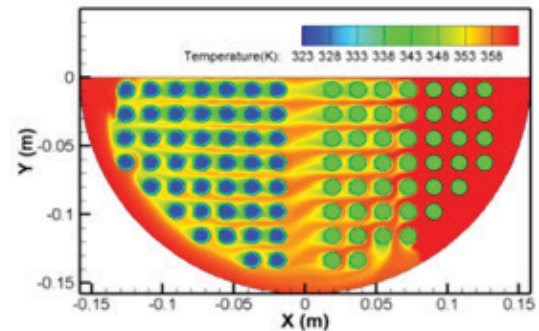
شکل ۱۲ تغییرات ضریب اصطکاک سیال نسبت به دبی جرمی روغن را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که افزایش دبی جرمی روغن به کاهش ضریب اصطکاک منجر می‌شود. این ضریب رقابت بین مقدار افت فشار و سرعت سیال در مبدل را نشان می‌دهد. افزایش دبی جرمی روغن به افزایش مقدار افت فشار و سرعت سیال در مبدل حرارتی منجر می‌شود؛ اما برای مبدل حرارتی با لوله‌های بدون پره، میزان افزایش فشار کمتر از میزان افزایش سرعت است؛ زیرا در این مبدل جریان به راحتی از میان میله‌ها عبور می‌کند.



شکل ۱۳. نمودار تغییرات پارامتر j/f نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله بدون پره

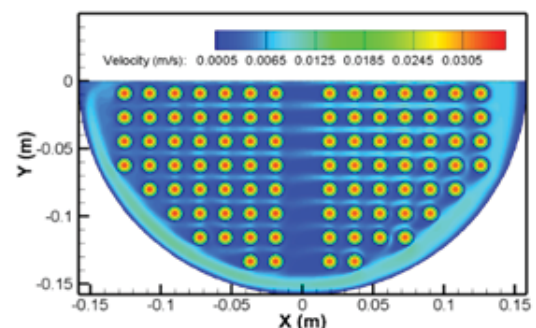
در شکل ۱۳ نمودار تغییرات پارامتر j/f نسبت به دبی جرمی روغن و سوخت ارائه شده است. پارامتر j/f بیانگر بازدهی مبدل حرارتی است. زیاد بودن این نسبت به معنی زیاد بودن نرخ انتقال حرارت در مبدل حرارتی در مقایسه با دبی جرمی ورودی به آن است.

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.



شکل ۱۵. 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

کانتور^{۱۲} تغییرات دما روی صفحه میانی درون مبدل حرارتی در شکل ۱۵ 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 آن هم بیشتر است.



شکل ۱۶. کانتور سرعت سوخت و روغن در مبدل حرارتی با لوله پره‌دار برای دبی روغن ۰/۰۸ و دبی سوخت ۰/۱۳ کیلوگرم بر ثانیه

در شکل ۱۶ کانتور سرعت سوخت و روغن در صفحه میانی بین بفل‌ها 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 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. سرعت جریان در ناحیه نزدیک به دیواره پوسته حدود ۰/۰۱ متر بر ثانیه است.

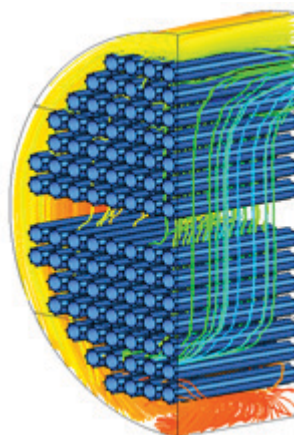
۲-۵. انتقال حرارت در مبدل حرارتی با

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 قرار گرفته روی لوله‌های مبدل به صورت طولی است. با توجه به اینکه جریان روغن به صورت عمودی به سطح میله‌ها برخورد می‌کند، استفاده از پره‌های طولی موجب گیر افتادن روغن در میان پره‌ها و افزایش زمان برای انتقال حرارت می‌شود.

میانگین دمای روغن وارد شده به فضای بین بفل‌ها ۳۶۲ کلوین و میانگین دمای خروج روغن از هندسه ۳۴۶ کلوین است. این انتقال حرارت موجب افزایش دمای سوخت مسیر ۱ از ۳۲۱ تا ۳۲۶ کلوین و افزایش دمای سوخت مسیر ۲ از ۳۴۲ تا ۳۴۶ کلوین می‌شود. همچنین مقدار نرخ انرژی انتقال یافته بین دو سیال ۵۲۳ وات و سطح انتقال حرارت نیز ۰/۶۲ مترمربع است.

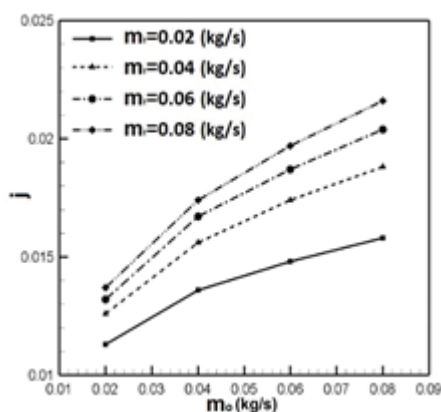
مقدار ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای این مبدل حرارتی ۴۰/۰۲ وات بر مترمربع کلوین است. همچنین مقدار عدد نوسلت هم ۶/۷ محاسبه شده است. سرانجام مقدار ضریب کولبرن و فیریکشن به ترتیب ۰/۰۲۱۶ و ۰/۲۶۹۵ است.



شکل ۱۷. خطوط جریان روغن در مبدل حرارتی پوسته و لوله با لوله‌های پره‌دار

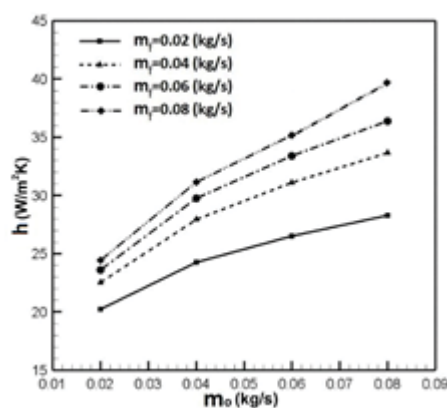
افزایش سرعت جریان در این ناحیه می‌شود. باین حال دمای سیالی که از میان لوله‌های پره‌دار عبور می‌کند کم می‌شود و زمانی که این دو جریان در خروجی با یکدیگر ادغام می‌شوند، دمای میانگین در خروجی کمتر از حالت بدون پره می‌شود.

در شکل ۱۸ نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی نسبت به دبی جرمی روغن ارائه شده است. مشاهده می‌شود که افزایش دبی جرمی روغن و سوخت موجب افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی 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.



شکل ۱۹. تغییرات ضریب کولبرن نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله پره‌دار

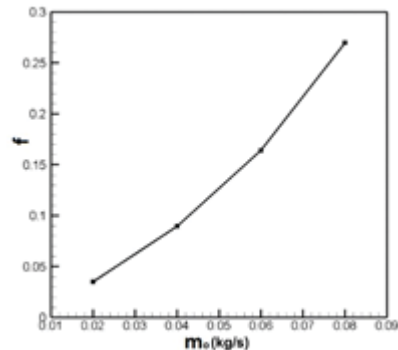
همان‌طور که در شکل ۱۹ مشاهده می‌شود، افزایش دبی جرمی روغن و سوخت موجب افزایش ضریب کولبرن می‌شود. با توجه به شکل می‌توان متوجه شد که برای لوله‌های پره‌دار، نرخ انتقال حرارت رشد بیشتری نسبت به سرعت جریان دارد. به عبارت دیگر هر چه سرعت جریان روغن افزایش یابد، نرخ انتقال حرارت هم



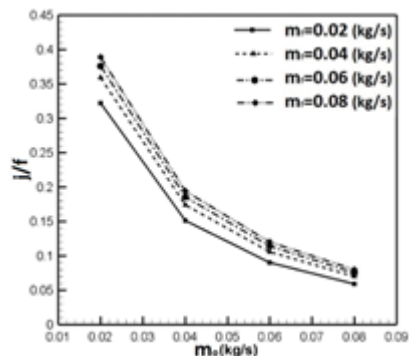
شکل ۱۸. تغییرات ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله پره‌دار

در شکل ۱۷ 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. اما در این مبدل جریان روغن تمایل دارد تا از نزدیک دیواره پوسته مبدل حرارتی عبور کند، این اتفاق موجب

افزایش می‌یابد. این حالت به دلیل افزایش سطح تماس سیال با دیواره لوله رخ می‌دهد.

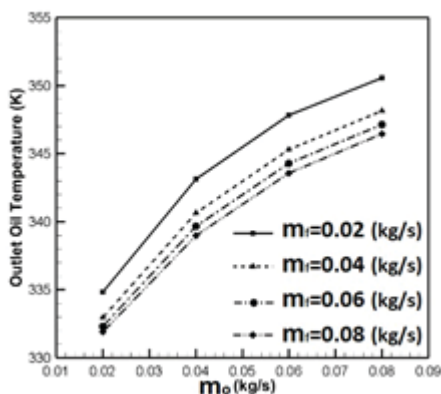


شکل ۲۰. تغییرات ضریب اصطکاک سیال نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله پره‌دار در شکل ۲۰ نمودار تغییرات ضریب اصطکاک سیال نسبت به دبی جرمی روغن ارائه شده است. مشاهده می‌شود که افزایش دبی جرمی روغن موجب افزایش ضریب اصطکاک می‌شود. از آنجایی که این ضریب نشان‌دهنده تغییرات افت فشار جریان روغن نسبت 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 وجود پره‌هاست. وجود پره‌ها موجب کاهش سطح مقطع عبور جریان و افزایش مقاومت در برابر جریان روغن و سرانجام موجب افزایش افت فشار می‌شود.

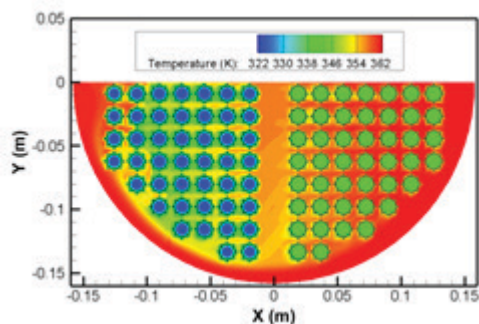


شکل ۲۱. تغییرات ضریب m_i/f نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله پره‌دار

همان‌طور که در شکل ۲۱ مشاهده می‌شود، هم‌زمان با افزایش دبی جرمی روغن، مقدار نسبت m_i/f کاهش می‌یابد. این حالت نیز برای حالت بدون پره رخ می‌دهد؛ اما برای حالت پره‌دار میزان حساسیت پارامتر m_i/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 روغن موجب افزایش مقدار نسبت m_i/f می‌شود.



شکل ۲۲. تغییرات دمای روغن در خروجی نسبت به دبی جرمی روغن برای مبدل حرارتی با لوله پره‌دار



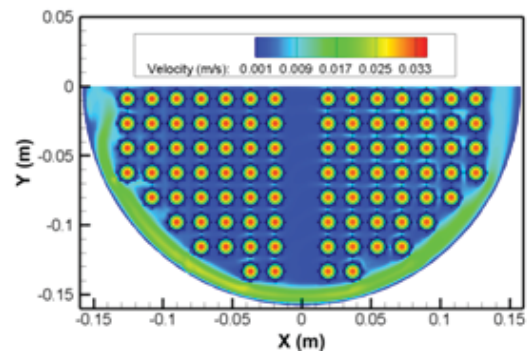
شکل ۲۳. کانتور تغییرات دما در مبدل حرارتی با لوله‌های پره‌دار

در شکل ۲۲ 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. همچنین افزایش دبی جرمی سوخت موجب کاهش دمای روغن می‌شود؛ زیرا این کار موجب وارد شدن سوخت سرد به لوله‌ها و افزایش اختلاف دما بین سوخت و روغن و در نهایت افزایش نرخ انتقال حرارت و کاهش دمای روغن می‌شود.

کانتور تغییرات دما در صفحه میانی بین بفل‌ها در شکل ۲۳ نشان داده 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. به دلیل وجود پره‌ها روی دیواره بیرونی لوله‌ها گرمای بیشتری به سطح داخلی لوله منتقل می‌شود.



شکل ۲۴. کانتور سرعت سوخت و روغن در مبدل حرارتی با لوله‌های پره‌دار

در شکل ۲۴ کانتور سرعت سوخت و روغن در صفحه میانی بین بفل‌ها نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، جریان سوخت در لوله‌ها به حالت کاملاً توسعه یافته درآمده است. همچنین سرعت روغن در نزدیکی سطح لوله‌ها و در بین پره‌ها خیلی کم است. این موجب افزایش زمان اقامت روغن در نزدیک سطح

لوله و افزایش میزان انتقال حرارت بین روغن و سوخت می‌شود. همچنین سرعت جریان در ناحیه نزدیک به دیواره برای مبدل حرارتی پره‌دار حدود 0.2 متر بر ثانیه است؛ در حالی که سرعت در این ناحیه برای مبدل حرارتی بدون پره حدود 0.1 متر بر ثانیه است. این به معنی افزایش دبی عبوری از این ناحیه است و میانگین دمای روغن در خروجی 346 کلوین می‌شود.

۶. نتیجه‌گیری

در این مقاله یک مبدل حرارتی پوسته و لوله شبیه‌سازی شده است، که انتخاب و طراحی آن طوری بوده که از نظر ابعاد و وزن کمترین حالت ممکن باشد تا بازدهی بیشتر و هزینه ساخت کمتری را شامل شود. این مبدل حرارتی برای انتقال حرارت بین سوخت و روغن در بالگردها استفاده می‌شود مهم‌ترین نتایج به دست آمده 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 طراحی شده در این پروژه استفاده شود ضمن اینکه سطح انتقال حرارت به $8/68$ مترمربع افزایش می‌یابد و نرخ انتقال حرارت نیز به 7400 وات افزایش می‌یابد. نرخ انتقال حرارت در مبدل حرارتی با لوله‌های پره‌دار 12 درصد بیشتر از حالت بدون پره آن است؛

- ضریب کولبرن با افزایش دبی سوخت افزایش می‌یابد. همچنین افزایش دبی جرمی روغن موجب افزایش ضریب کولبرن برای مبدل حرارت با لوله‌های پره‌دار و 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

5. Aspen Plus

6. Aspen EDR

7. Catia

۸. بیشترین تعداد بالگرد جنگی موجود در ایران Bell AH-1 Cobra

۹. ساختاری که قسمت جلویی مبدل نوع C و قسمت میانی نوع E و قسمت تحتانی از نوع U می باشد (CEU).

۱۰. نوعی فرایند ساخت، Extrusion

۱۱. رهاسازی (Relaxation) - ریچاردسون از روشی موسوم به رهاسازی برای حل معادله لاپلاس استفاده می کرد. او در این شیوه حل عددی، داده های فراهم آمده از مرحله پیشین تکرار (iteration) را برای تازه سازی تمامی مقادیر مجهول در گام جدید به کار می گرفت.

۱۲. شکل، فرم، Contour

و استفاده از لوله های پره دار موجب کاهش دمای روغن خروجی می شود؛

- افزایش دبی جرمی روغن و سوخت موجب افزایش

ضریب انتقال حرارت جابه جایی می شود. همچنین

مقدار ضریب انتقال حرارت برای لوله های پره دار

کمتر از لوله بدون پره است؛

- استفاده از لوله های پره دار موجب افزایش افت

فشار مبدل در مقایسه با حالت بدون پره می شود.

همچنین در مبدل با لوله های پره دار جریان روغن

تمایل زیادی به عبور از کناره دیواره پوسته دارد؛

- افزایش دبی جرمی روغن موجب افزایش ضریب

اصطکاک سیال در مبدل حرارتی با لوله های پره دار

و کاهش ضریب اصطکاک سیال در مبدل حرارتی با

لوله های بدون پره می شود.

۷. مآخذ

[1] G. Rago, Concentric fuel/oil filters and heat exchanger package, Google Patent, 2001.

[2] D.N. Burr, and et al., Fuel and oil heat management system for a gas turbine engine, Google Patents, 1988.

[3] H. Li, and V. Kottke, 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, 41(2): p. 425-433, 1998.

[4] K. Leoug, K. Toh, and Y. Leong, Shell and tube heat exchanger design software for educational applications. International Journal of Engineering Education, 14(3): p. 217-224, 1998.

[5] A. Cavallini, and et al., Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerants inside horizontal enhanced tubes. International Journal of Refrigeration, 23(1): p. 4-25, 2000.

[6] P. Naphon, Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins. International Communications in Heat and Mass Transfer, 34(3): p. 321-330, 2007.

[7] K. Kawaguchi, K. Okui, and T. Kashi, Heat transfer and pressure drop characteristics of finned tube banks in forced convection (comparison of the heat transfer characteristics between spiral

۷. علائم و اختصارات

عدد بی بعد رینولدز	Re
چگالی kg/m^3	ρ
مقدار فشار Pa	p
ویسکوزیته سیال Ns/m^2	μ
ضریب رسانش حرارتی W/m K	λ
نرخ اضمحلال	ω
ضریب دیفیوژن	Γ
نرخ انتقال حرارت در مبدل حرارتی W	Q
ضریب انتقال حرارت جابه جایی K W/m^2	h
اختلاف دمای میانگین لگاریتمی ΔT_{lm}	
ضریب کولبرن	j
عدد نوسلت	Nu
عدد پرانتل	Pr
ضریب اصطکاک	f

۶. پی نوشت ها

۱. دیواره میانی، Baffle

۲. برخاستن، Take off

۳. نرم افزار طراحی واحدهای پالایشی و مبدل حرارتی و ... Aspen

۴. مخفف انجمن سازندگان مبدل های حرارتی لوله ای، TEMA



- aero gas-turbine engine. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 93: p. 637-652, 2016.
- [17] A.S. Ambekar, and et al., CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different baffle segment configurations. *Applied Thermal Engineering*, 108: p 999-1007. 2016.
- [18] M.E.H. Sennoun, Method and system for a combined air-oil cooler and fuel-oil cooler heat exchanger. Google Patents, 2017.
- [19] X. Wang, and et al., 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*, 124: p. 247-259, 2018.
- [20] E.K. Stearns, J.A. Glahn, and D.J. McKaveney, Gas turbine engine with geared turbofan and oil thermal management system with unique heat exchanger structure. Google Patents, 2018.
- [21] H. Turcotte, K. Ng, and J. Dubreuil, Heat exchanger for gas turbine engines. Google Patents, 2018.
- [22] S.S. Yogesh, and et al., 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*, 119: p. 26-39, 2018.
- [23] P. Wang, and et al., An investigation of influence factor including different tube bundles on inclined elliptical fin-tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 142: p. 118448, 2019.
- [24] E.M. El-Said, and M. Abou Al-Sood, Shell and tube heat exchanger with new segmental baffles configurations: a comparative experimental investigation. *Applied Thermal Engineering*, 150: p. 803-810, 2019.
- [25] M.H. Mohammadi, and et al., Thermal optimization of shell and tube heat exchanger using porous baffles. *Applied Thermal Engineering*, 170: p. 115005, 2020.
- [26] S. Unger, and et al., An experimental investigation on the air-side heat transfer and flow resistance of finned short oval fin and serrated). *Heat Transfer-Asian Research: Co-sponsored by the Society of Chemical Engineers of Japan and the Heat Transfer Division of ASME*, 34(2): p. 120-133, 2005.
- [8] R. Selbaş, Ö. Kızıllan, and M. Reppich, A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 45(4): p. 268-275, 2006.
- [9] M. Fesanghary, E. Damangir, and I. Soleimani, Design optimization of shell and tube heat exchangers using global sensitivity analysis and harmony search algorithm. *Applied Thermal Engineering*, 29(5-6): p. 1026-1031, 2009.
- [10] J.F. Zhang, and Y.-L.H. Wen-Quan Tao, 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.
- [11] E. Ozden, and I. Tari, Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, 51(5): p. 1004-1014, 2010.
- [12] S. Ju, B. Lee, and A. Logan, Dual channel regulated fuel-oil heat exchanger. Google Patents, 2011.
- [13] A.A. Abd, and S.Z. Naji, Analysis study of shell and tube heat exchanger for clough company with reselect different parameters to improve the design. *Case studies in thermal engineering*, 10: p. 455-467, 2017.
- [14] H. Chen, and et al., Experimental investigation of heat transfer and pressure drop characteristics of H-type finned tube banks. *Energies*, 7(11): p. 7094-7104, 2014.
- [15] B. Hagshenas, and S.H. Light, Combination fuel-oil and air-oil heat exchanger, Google Patents, 2015.
- [16] M. Kim, M.Y. Ha, and J.K. Min, A numerical study on various pin–fin shaped surface air–oil heat exchangers for an



tubes at different tube tilt angles. International Journal of Thermal Sciences, 140: p. 225-237, 2019.

- [27] S. Unger, and et al., Thermal and flow performance of tilted oval tubes with novel fin designs. International Journal of Heat and Mass Transfer, 153: p. 119621, 2020.
- [28] D.N. Burr, and et al., Fuel and oil heat management system for a gas turbine engine. Google Patents, 1988.
- [29] B.J. Keeler, and P.S. McCabe, Engine fuel-oil heat exchange system. Google Patents, 2020.
- [30] N.E. Mastrocola, and M. Pess, Super-cooled heat exchanger of an air cycle machine. Google Patents, 2020.
- [31] L.A. Ribarov, and L.J. Veilleux Jr, Multiple flow heat exchanger. Google Patents, 2020.
- [32] P.a.W. Canada, PT6A-41 series engines Certificate Data Sheet, EASA, Editor, 2007.
- [33] M. Jafari, A. Farajollahi, and H. Gazori, 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, 1444: p. 167-178, 2021.

