

بررسی عددی تأثیر آرایش قرارگیری لوله‌ها در بازیابی انرژی گرمای نهان بخار آب تولیدی از واکنش احتراق در دیگ چگالشی پوسته و لوله مواج

^۱ شراره محمدی، ^۲ محسن پورفلاح*، ^۳ سید سهیل موسوی اجارستاقی، ^۴ مجتبی آقاجانی دلاور

چکیده

بولرها به عنوان یکی از مصرف‌کننده‌های عمده انرژی در ساختمان می‌باشند. به همین دلیل، افزایش راندمان این دستگاه و بهبود عملکرد آن، گام مؤثری در رفع مشکلات موجود در مصرف انرژی ساختمان و کاهش اتلاف انرژی است. با توجه به محدودیت منابع انرژی‌های فسیلی و افزایش روزافزون هزینه حامل‌های انرژی در دنیا، تولیدکنندگان این تجهیزات همواره در جهت بهبود کارکرد و بهره‌گیری از تجهیزات کنترلی مناسب کوشیده‌اند. هدف انجام مطالعه حاضر، افزایش راندمان بازیابی حرارتی انرژی بخار آب موجود در گازهای حاصل از احتراق در دیگ چگالشی پوسته و لوله مواج می‌باشد. دیگ چگالشی مورد نظر برای بازیابی حرارتی، مدل حرارتی پوسته و لوله مواج می‌باشد که فرآیند بازیابی حرارتی توسط کد تجاری CFD، ANSYS FLUENT 18.2 به صورت عددی مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته است. در این مطالعه، تأثیر آرایش قرارگیری متفاوت لوله‌ها در داخل پوسته دیگ چگالشی به صورت عددی مورد تحلیل قرار گرفته است. حل عددی با نتایج آزمایشگاهی صحت‌سنجی شده است و مطابق نتایج به دست آمده، ماکزیمم خطای مشاهده شده بین نتایج به دست آمده، ۶/۹٪ و ۸/۹٪ می‌باشد که نشان می‌دهد شبیه‌سازی عددی حاضر از دقت کافی برخوردار است. همچنین، تعداد ۱۰ لوله با سه آرایش متفاوت در داخل پوسته قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که مدل با آرایش قرارگیری نامنظم و غیرخطی لوله‌ها دارای انتقال حرارت گرمای نهان بهتری نسبت به دو مدل دیگر می‌باشد.

تاریخ دریافت:

۱۳۹۸ / ۱ / ۱۸

تاریخ پذیرش:

۱۳۹۹ / ۳ / ۶

کلمات کلیدی:

دیگ چگالشی،

مدل حرارتی،

بازیابی حرارتی،

لوله مواج،

شبیه‌سازی عددی

۱. کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علوم و فنون مازندران، بابل، ایران sh.mohamadi72@gmail.com

۲. استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علوم و فنون مازندران، بابل، ایران (نویسنده مسئول)،

m.pourfallah@ustmb.ac.ir

s.s.mousavi@stu.nit.ac.ir

m.a.delavar@nit.ac.ir

۳. دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران

۴. دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران

۱. مقدمه

به طور کلی، سیستم‌های بازیاب انرژی از انرژی موجود در یک محیط گرم که سیستم را ترک می‌کند برای گرم و یا پیش‌گرم کردن خود سیستم یا محیط دیگری استفاده می‌کنند و بدین ترتیب انرژی در حال تلف شدن را به انرژی مفید برای سیستم تبدیل می‌کنند. برای سیستم‌های حرارتی معمولاً از سوخت‌های فسیلی به عنوان منبع حرارتی استفاده می‌شود که بخشی از تلفات از طریق گازهای حاصل از احتراق تلف می‌شود. از آنجا که در بسیاری از فرآیندها، اتلاف انرژی حرارتی ناشی از خروج گازهای داغ، امری اجتناب‌ناپذیر است، راندمان انرژی فرآیند را می‌توان از طریق بازیافت حرارت از جریان گازهای خروجی از دودکش، افزایش داد. در مسائل مربوط به بازیافت انرژی از دودکش، چند پارامتر بسیار مهم می‌باشند. از جمله این پارامترها دبی جرمی، دما و ترکیب محصولات احتراق دودکش است. بنابراین میزان بازیافت انرژی نیز قابل محاسبه است. به عبارتی با استفاده از مبدل‌های حرارتی و یا اکونومایزرها می‌توان آن مقدار انرژی محاسبه شده را بازیافت نمود. با بازیافت حرارت از دودکش، دمای توده گاز تا مقدار مشخصی پایین آمده و از دودکش خارج می‌شود.

استفاده از دیگ‌های چگالشی اخیراً در صنعت مطرح گردیده است. این نوع از دیگ‌ها عملاً باید انرژی بخار آب تولید شده از احتراق را جذب کنند، اما با توجه به دمای آب برگشتی در این پکیج‌ها که بالاتر از ۵۵ درجه سانتی‌گراد می‌باشد به هیچ عنوان شانس کندانس وجود ندارد. چون دمای آب گرم برگشتی که به عنوان سیال عامل خنک‌کننده محصولات احتراق و گرم شونده بالاتر از نقطه شبنم بخار آب تولیدی حاصل از احتراق است، نمی‌تواند بخار آب تولیدی را خنک کند تا به نقطه شبنم برسد. در صورتی که روشی که در این پروژه در این سیستم‌ها انتخاب شده است، عامل سردکننده محصولات احتراق، هوای احتراق مشعل می‌باشد. با پیش‌گرم کردن هوای احتراق علاوه بر بازگشت انرژی، ایجاد شرایط کندانس و نهایتاً علاوه بر افزایش راندمان به طور مستقیم، غیرمستقیم نیز باعث افزایش راندمان مجموعه خواهد شد. چرا که در صورت پیش‌گرم کردن هوای احتراق، راندمان احتراق بهتر خواهد شد (در واکنش‌های شیمیایی شانس انجام واکنش با افزایش دما بیشتر خواهد شد که واکنش احتراق نیز نوعی واکنش شیمیایی می‌باشد). با توجه به این که دمای هوا خصوصاً در زمستان زیر نقطه شبنم محصولات می‌باشد، شانس کندانس بخار محصولات احتراق بیشتر خواهد بود.

در دیگ‌های غیرچگالشی که در آن با استفاده از سوخت‌های فسیلی (کازشهری، گازمایع...) تأمین حرارتی صورت می‌گیرد، پدیده احتراق و آزادسازی انرژی موجب بالا رفتن دمای محصولات احتراق (معمولاً بالاتر از ۱۵۰۰ درجه سانتی‌گراد) می‌شود. در دیگ‌های مورد نیاز این گازهای داغ که شامل دی‌اکسیدکربن، ازت و بخار آب می‌باشد، گرما را به‌طور غیرمستقیم به سیال عامل مانند آب داخل دیگ آب گرم گرمایشی منتقل می‌کند. بخار آب موجود در محصولات احتراق، همراه با سایر محصولات احتراق از دودکش خارج می‌شود. از آن جا که دمای محصولات احتراق در این نقطه (دودکش) بالاتر از نقطه شبنم بخار آب داخل محصولات احتراق می‌باشد، بنابراین بخار آب تولید شده به‌صورت مایع نخواهد شد. در صورتی که در دیگ‌های چگالشی، دمای محصولات احتراق به پایین‌تر از نقطه‌ی شبنم بخار آب محصولات احتراق رسیده است بنابراین این بخار آب به‌صورت شبنم درآمد و کندانس می‌شود. در واقع گرمای نهان تبخیر که در بخار آب وجود دارد، به وسیله‌ی دیگ‌های چگالشی جذب آب داخل دیگ یا سیستم گرمایشی می‌شود. مقدار انرژی تلف شده که از طریق بخار آب محصولات احتراق از دودکش خارج می‌شود (گرمای نهان بخار) به نوع سوخت وابسته است ولی به عنوان نمونه برای گاز طبیعی می‌تواند تا ۱۲٪ برسد.

در دیگ‌های چگالشی، حرارت تلف شده توسط خروج گازهای داغ جذب می‌شود و بخار آب تولیدی با از دست دادن گرمای نهان تبخیر کندانس شده و به آب مایع تبدیل می‌شود. این گرمای نهان نیز به آب داده می‌شود که این عمل می‌تواند بسته به نوع سوخت و میزان بخار آب تولیدی می‌تواند بازدهی را تا ۱۲٪ بالا ببرد. بازدهی فرایندهای کندانس بستگی به دمای آب برگشتی به دیگ دارد. تفاوت بین دیگ‌های چگالشی و غیر چگالشی در جنس به کار رفته در انتهای مبدل (در ناحیه‌ای که چگالش صورت می‌گیرد) خواهد بود. که در دیگ‌های چگالشی باید از جنس‌های مقاوم در مقابل اسید باشند چرا که امکان تولید اسید یا بالابودن pH آب کندانس تا $\text{pH}=5$ وجود دارد. در ضمن برای نصب این دیگ‌ها نیز باید تدابیری انجام شود تا آب کندانس شده به فاضلاب انتقال یابد. شیفوآرور^۱ و همکاران (۲۰۰۹) در مقاله خود از انرژی بازیافت شده برای پیش‌گرم کردن آب ورودی به بویلر استفاده می‌کند. هدف از نصب این نوع سیستم بازیافت حرارت گاز دودکش، افزایش راندمان بویلر بوده که باعث کاهش هزینه تولید می‌شود.

1. Schiffhauer

چن^۱ و همکاران (۲۰۱۲) به بررسی تکنولوژی‌های مورد نیاز برای بهره‌برداری از حرارت قابل توجه موجود در سیستم چگالشی گازهای دودکش در بویلرهای چگالشی صنعتی پرداختند. از آنجایی که چگالنده‌ها نیاز به طراحی خاص مهندسی دارند، آنها یک مطالعه موردی برای بررسی امکان استفاده از بویلرهای چگالشی (از لحاظ اقتصادی و فنی) در یک سیستم حرارتی با مقیاس بزرگ (۴۰ مگاوات) را انجام داده‌اند. مطالعه آنها نشان داد که با بازیافت حرارت نهان بخار آب موجود در جریان گازهای دودکش در بویلرهای چگالشی، کل سیستم گرمایشی می‌تواند به راندمانی بسیار بالاتر از دیگ‌های معمولی دست یابد. علاوه بر بازیافت حرارت اتلافی، بویلرهای چگالشی می‌توانند برای کاهش انتشار آلودگی به‌خصوص در حذف ذرات نیز بهینه شوند. آنها دو پارامتر خوردگی و دمای آب برگشتی را از موانع فنی برای استفاده از بویلرهای چگالشی بیان کرده و به مطالعه برخی از مواد مانند فولاد کربن و فولاد ضدزنگ برای افزایش مقاومت در مقابل خوردگی پرداختند.

جونز^۲ (۲۰۱۴) در مقاله‌ی خود به بررسی اساس و اصول طراحی سیستم‌های دارای بویلرچگالنده پرداختند. این مقاله اصول اساسی را برای طراحی یک سیستم گرمایشی با استفاده از دیگ‌های چگالنده ارائه می‌دهد و همچنین اصول طراحی برای رسانش گرما به سطح انتخاب کویل، انتخاب دیگ‌های بخار، دیگ‌های کم حجم در مقابل دیگ‌های بزرگتر، طراحی سیستم لوله کشی، انتخاب پمپ و کنترل استفاده از مخازن بافر و کنترل بویلر اشاره دارد و شرح مفصلی از هر یک از طراحی‌های نامبرده شده را همراه با توصیه‌هایی در مورد چگونگی دستیابی به آن ارائه می‌دهد.

آنتونسکو و استانسکو^۳ (۲۰۱۷) به مدلسازی عددی و محاسباتی یک بویلر مجهز به مجموعه‌ای از لوله‌های فین‌دار و مجموعه‌ای از لوله‌های صاف پرداختند. نتایج حاصل از محاسبات آنها از طریق مقایسه با نتایج تست‌های آزمایشگاهی که در یک لابراتوار معتبر بر روی مدل ساخته شده از بویلر مورد مطالعه انجام شده، صحت‌سنجی شده است. مدل‌سازی بر روی یک مبدل حرارتی با لوله‌هایی مجهز شده به فین‌های آلومینیومی (بخشی از بویلر چگالشی) در لابراتوار انجام شده است. مدلسازی هندسی به گونه‌ای می‌باشد که مبدل حرارتی را به چندین ناحیه مختلف که با پارامترهایی چون سرعت جریان گاز همگن،

-
1. Chen
 2. Jones
 3. Antonescu, and Stănescu

هندسه جریان و پارامترهای انتقال حرارت مشخص می‌شوند، تقسیم نموده است. در نهایت بین داده‌های اندازه‌گیری شده و داده‌های حاصل از محاسبات انجام شده ارتباط خوبی مشاهده شده و محدوده خطا برای انتقال حرارت محسوس و کل و نیز راندمان حرارتی حدود یک درصد می‌باشد.

کماکلی و ترهان^۱ (۲۰۱۶) به بررسی تأثیر بازیافت حرارت از گازهای خروجی از دودکش بویلرهای تعبیه شده در یک دانشگاه، بر روی میزان صرفه‌جویی در مصرف سوخت پرداختند. آنها سناریوها و روش‌های مختلف بازیافت حرارت را بررسی کرده و در هر سناریو از واحدهای مختلف بازیافت حرارت شامل مبدل‌های حرارتی چون کندانسور گاز دودکش، اکونومایزر و یا پیش‌گرم‌کن هوا به‌صورت تئوری استفاده کردند. حرارت بازیافت شده در این مطالعه در سناریوی اول برای پیش‌گرم کردن هوای احتراق، در سناریوی دوم برای تأمین هوای گرم در سیستم گرمایش ساختمان و در سناریوی سوم برای تأمین آب گرم مصرفی ساختمان مورد استفاده قرار گرفته است. در شکل زیر دیاگرام استفاده از سه سناریو نشان داده شده است.

از سوی دیگر آنها داده‌های تجربی و واقعی را از مجموعه مورد نظر در اختیار داشتند. تحلیل انرژی جریان طبیعی گازهای حاصل از احتراق دودکش‌ها و تحلیل اقتصادی واحدهای بازیافت حرارت مورد مطالعه برای تعیین بازگشت سرمایه توسط آنها انجام شده است. طبق نتایج حاصل از محاسبات، ۱۶ درصد از انرژی ورودی به بویلر معادل ۶۶۳ هزار دلار در سال از طریق دودکش‌ها تلف می‌شود که با استفاده از واحدهای مختلف بازیافت حرارت، می‌توان مصرف سوخت بویلرها را به شدت کاهش داد و موجب افزایش راندمان شد. نتیجه بررسی و مطالعات انجام شده در این مطالعه گویای این امر بوده است که میزان صرفه‌جویی سوخت در سناریوی اول، دوم و سوم به ترتیب برابر با $\frac{1}{3}$ ، $\frac{3}{85}$ و $\frac{5}{9}$ درصد بوده که به ترتیب موجب بازگشت سرمایه به مقدار ۴۹ هزار دلار در ۵ ماه زمستان، ۱۴۴ هزار دلار در ۴ ماه زمستان و ۲۲۰ هزار دلار در ۴ ماه زمستان خواهد شد.

میزان انرژی هدررفته به‌واسطه حرارت نهان بسیار بالاتر از حرارت محسوس است. همین امر موجب شد تا روش‌های سنتی بازیافت حرارت که به دنبال بازیافت حرارت محسوس بودند، کنار گذاشته شود و امروزه تمامی مطالعات به سمتی رفته‌اند تا راهکارهای جدیدی برای بازیافت حرارت نهان خروجی از گاز

دودکش‌ها را ارائه دهند. یکی از راهکارهای مهم در این زمینه، بویلرهای چگالشی می‌باشند. بویلرهای چگالشی با بازیافت حرارت نهان عبوری از گاز دودکش، توانسته‌اند راندمان حرارتی بویلرها را ۱۰ تا ۱۲ درجه افزایش دهند و تحول عظیمی در این صنعت ایجاد کنند.

طبق مطالعه‌ای که بلدی^۱ و همکاران (۲۰۱۷) در یک مورد خاص انجام دادند، تفاوت راندمان بویلرهای چگالشی و بویلرهای غیرچگالشی را ارائه دادند. نتایج نشان می‌دهد که راندمان بویلرهای حرارتی غیرچگالشی حداکثر ۸۷ درصد می‌باشند اما در بویلرهای چگالشی این راندمان به محدوده ۹۹ درصد نیز نزدیک شده است. همچنین مطالعه مشابهی توسط سین و کلیور^۲ (۲۰۱۳) ارائه شده است که همگی تأییدکننده بهبود راندمان در بویلرهای چگالشی می‌باشند. ساتیاوادا و بلدی^۳ (۲۰۱۸) نیز در مطالعه خود پیرامون مبدل‌های حرارتی چگالشی به نتایج مشابهی دست یافتند.

رازکا و وجس^۴ (۲۰۱۴) روش‌های ترمودینامیکی را برای محاسبات مبدل‌های چگالشی برای حرارت تلف شده^۵ مورد بررسی قرار دادند. آنها از روش‌های مختلف برای بررسی سطح انتقال حرارت مبدل حرارتی در دو بخش همراه با چگالش بخار و بدون انجام چگالش بخار در گازهای خروجی از دودکش پرداخته‌اند. هرچند هدف اصلی این مطالعه مقایسه روش‌های بکارگرفته شده و صحت‌سنجی با روش آزمایشگاهی بوده است اما نتیجه مهم آن کاهش ۳۳ درصدی سطح انتقال حرارت به‌واسطه وجود بخش همراه با چگالش مبدل برای هدفی مشخص بوده است.

ترهان و کماکلی^۶ (۲۰۱۶) پدیده چگالش بخار آب موجود در گازهای حاصل از احتراق را برای بازیابی حرارت نهان در دودکش یک بویلر صنعتی مورد بررسی قرار دادند. هدف آنها طراحی تئوری یک واحد بازیافت حرارت و تحلیل اقتصادی آن بوده است. آنها در طراحی‌های خود از روش اختلاف محدود یک‌بعدی و معادلات بقای جرم و انرژی استفاده کرده و محاسبات خود را با برنامه‌های کامپیوتری انجام دادند. طبق نتایج حاصل شده از محاسبات، آنها یک واحد چگالشی با سطح مقطع ۸۰ متر مربع متشکل

-
1. Baldi
 2. Sean and Cleaver
 3. Satyavada and Baldi
 4. Rączka and Wójs
 5. Condensing waste heat exchanger
 6. Terhan and Comakli

از ۳۱۶ لوله فولادی ضدزنگ را در فاصله مشخصی از بویلر طراحی کردند که توانسته بود اتلاف حرارت از بویلر را ۱۶ درصد کاهش دهد و موجب صرفه‌جویی ۱۰ درصدی در مصرف سوخت شود.

در فعالیتی مشابه، تروجانسکی^۱ و همکاران (۲۰۱۶) به طراحی یک بویلر چگالشی پرداختند با این تفاوت که آنها بر روی یکی از مهمترین چالش‌های این بویلرها یعنی مسئله خوردگی در مبدل کندانس کننده پرداختند و با انتخاب جنس پلیمر برای مبدل حرارتی توانستند مبدل مورد نظر را طراحی کنند. از آنجایی که یکی از معایب مواد پلیمری ضریب انتقال حرارت پایین‌تر آن می‌باشد، آنها در این مقاله بر روی محاسبه هدایت گرمایی مبدل حرارتی تمرکز کردند و با استفاده از شبیه‌سازی عددی به طرحی مناسب دست یافتند. دونوع مبدل در طراحی اولیه این مطالعه مورد بررسی قرار گرفت.

هوانگ^۲ و همکاران (۲۰۱۰) نیز برای مقابله با پدیده خوردگی که در اثر کندانس بخار آب اسیدی موجود در گازهای دودکش و برخورد آنها با مبدل حرارتی ایجاد می‌شود، به طراحی یک مبدل حرارتی چگالشی از جنس تیتانیوم که دارای مقاومت خوردگی بسیار عالی می‌باشد، پرداختند. آنها مبدل حرارتی تیتانیومی مورد نظر را با چیدمان‌های مختلفی از لوله‌های داخلی مبدل انجام داده و مسئله مورد نظر را به‌صورت پارامتری و آزمایشگاهی بررسی کردند. نتایج آزمایشگاهی و پارامتریک آنها نشان از موفقیت بالایی در طراحی این مبدل حرارتی دارد. نتایج نشان می‌دهد که بسته به چیدمان لوله‌های داخلی، راندمان حرارتی نسبت به زمانی که بازیافت حرارتی بدون بازیافت حرارت نهان انجام می‌شود (بویلرهای غیرچگالشی) حدوداً ۱۰ درصد افزایش یافته است و در بهترین حالت راندمان حرارتی بویلر چگالشی طراحی شده توسط آنها به بیش از ۹۳ درصد رسیده است.

ژیونگ^۳ و همکاران (۲۰۱۷) در تلاش دیگری در زمینه مقابله با خوردگی در مبدل‌های حرارتی چگالشی، به طراحی یک مبدل حرارتی چگالشی از جنس پلاستیک فلورین^۴ پرداختند. آنها توانستند با ساخت مبدل حرارتی در مقیاس آزمایشگاهی^۵، به بررسی رفتار حرارتی آن بپردازند. هرچند آنها توانستند فقط به راندمان حرارتی ۸۵ درصد دست یابند که در صنعت برای این نوع از مبدل‌ها راندمان بالایی

1. Trojanowski
2. Hwang
3. Xiong
4. fluorine plastic
5. Pilot scale

محسوب نمی‌شود، اما توانستند بر مشکلات ناشی از خوردگی که در مبدل‌های حرارتی چگالشی فلزی وجود دارد غلبه کنند. در ضمن آنها توانستند مقدار بازیافت حرارت نهان را به ۸۰ درصد کل بازیافت حرارتی برسانند.

کائو و یو^۱ (۲۰۱۷) قدم را فراتر گذاشتند و با طراحی یک مبدل حرارتی مجهز به دیواره دارای فین، میزان بهبود انتقال حرارت در مبدل چگالشی به‌واسطه ایجاد فین را مورد بررسی قرار دادند. مواد اصلی تشکیل‌دهنده مبدل حرارتی طراحی شده آنها سیلیسیوم و آلومینیوم به ترتیب با ترکیب ۸۷/۲ و ۱۱/۷ درصد می‌باشند. نقطه ورود و خروج گازهای حاصل از احتراق بویلر و نیز محل ورود و خروج آب خنک‌کننده، به همراه ترتیب و الگوی فین‌ها به خوبی در این شکل دیده می‌شود. آنها برای صحت‌سنجی شبیه‌سازی‌های خود از نتایج آزمایشگاهی استفاده کرده‌اند. شبیه‌سازی و آزمایشات انجام شده توسط وکسیو و همکارش برای دو شرایط محیطی زمستان و تابستان انجام شده است. تراکم بیشتر فین‌ها در بخش انتهایی جریان گازهای حاصل از احتراق موجب افزایش سرعت گازها شده که همین امر میزان انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. سطح مقطع دایره‌ای برای فین‌ها، موجب افزایش مقاومت جریان و کاهش زمان تماس مؤثر جریان گاز با فین‌ها می‌شود که با بهینه کردن مقطع آن، سطح مقطع مؤثر ۷/۶ درصد و ضریب انتقال حرارت به اندازه ۱۲/۱ درصد افزایش می‌یابد.

وانگ^۲ و همکاران (۲۰۱۳) نیز در مطالعه و بررسی نوع مبدل‌های حرارتی چگالشی، به بررسی مسیر جریان گازهای حاصل از احتراق در لوله‌هایی فین‌دار پرداخته و حالت‌های مختلفی را باهم مقایسه کرده‌اند. نتایج نشان داد که هرچه بر تعداد فین‌ها افزوده می‌گردد دمای گازها کاهش بیشتری داشته و انتقال حرارت نهان بیشتری به سیال خنک‌کننده انتقال می‌یابد. یانگانگ و همکاران ابتدا به بررسی بر روی سطح مقطع‌های مختلف پرداختند سپس میزان افزایش انتقال حرارت با ایجاد فین و افزایش تعداد آن را مورد بررسی قرار دادند.

لین^۳ و همکاران (۲۰۱۳)، یک مبدل حرارتی چگالشی را که از دسته‌لوله‌هایی غشایی تشکیل شده است طراحی کرده و به‌صورت عددی مورد بررسی قرار داده و در نهایت با نتایج آزمایشگاهی مقایسه

1. Cao and You
2. Wang
3. Lin

کردند. ویژگی اصلی این مبدل حرارتی در این است که دیواره لوله‌های داخلی مبدل حرارتی از مواد متخلخل تشکیل شده است و توانایی جمع‌آوری آب‌های حاصل از کندانس در گازهای خروجی از دودکش را دارد. آنها در حالت‌های مختلف به بررسی ضرایب انتقال حرارت و عدد ناسلت پرداختند و رابطه جدیدی را برای عدد ناسلت محلی پیشنهاد دادند که در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی دارای دقت بالایی می‌باشد. شی^۱ و همکاران (۲۰۱۷)، به بررسی پارامتری و آزمایشگاهی یک مبدل حرارتی چگالشی از نوع پوسته‌لوله‌ای پرداختند. آنها آزمایشات خود را با هوای ورودی به فرایند احتراق با درصدهای متفاوت رطوبت بررسی کردند و دریافتند که هرچه سهم وزنی یا غلظت بخار آب در هوا بیشتر باشد، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در مبدل حرارتی چگالشی بیشتر می‌شود. آنها در نهایت در مطالعه خود رابطه‌ای را برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی پیشنهاد دادند که در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی از دقت بالایی برخوردار بوده است.

ژانگ^۲ و همکاران (۲۰۱۸) به طراحی و بهینه‌سازی یک مبدل حرارتی دما بالا برای بازیافت حرارت از گازهای خروجی یک دودکش با استفاده از فناوری افزایش هیبریدی^۳ پرداخته و نتایج حاصل شده را با داده‌های آزمایشگاهی صحت‌سنجی کردند. سیستمی که آن‌ها مورد بررسی قرار دادند مربوط به صنعت نورد فولاد بوده است. مبدل حرارتی دما بالا در مسیر جریان گازهای خروجی از محفظه احتراق نصب شده و به عنوان محیطی برای تبادل حرارت بین هوای داخل و گازهای بیرون می‌باشند. هوای ورودی به محفظه احتراق در مبدل حرارتی پیش‌گرم شده و سپس برای ترکیب با سوخت جهت ایجاد احتراق وارد محفظه احتراق می‌شود. آنها مطالعه خود را برای بررسی مقدار انتقال حرارت و افت فشار بر روی چهار مبدل حرارتی که دارای لوله‌های بهبودیافته مختلف در سمت هوا می‌باشند انجام دادند. در مقایسه نتایج حاصل از مطالعه مورد نظر با نتایج آزمایشگاهی تطابق قابل قبولی ملاحظه می‌شود.

ماچاکوا^۴ و همکاران (۲۰۱۸) به شبیه‌سازی عددی و نیز بررسی آزمایشگاهی بازیافت حرارت از گازهای حاصل از احتراق در دودکش با استفاده از مبدل حرارتی چگالشی پرداختند. آنها شبیه‌سازی خود

-
1. Shi
 2. Zhang
 3. Hybrid enhancement technologies
 4. Machackova

را با استفاده از دو مدل ریاضی مختلف انجام دادند. مدل اول یک مدل ایستاده یک بعدی بر اساس معادله کالبرن - هاگن^۱ می باشد. مدل دوم یک مدل سه بعدی چندفازی بر اساس معادله اویلر برای مدل سازی جریان آب و بخار آب در گازهای خروجی از دودکش می باشد. در این مسئله گرمای پنهان تأثیر قابل توجهی بر گازهای دودکش و دمای آب در خروجی مبدل حرارتی دارد. نتایج حاصل از شبیه سازی و آزمایشگاهی در این مطالعه نشان می دهد که میانگین دمایی در خروجی مبدل حرارتی با وجود چگالش کمتر از میانگین دمایی بدون چگالش می باشد.

تاکار^۲ و همکاران (۲۰۱۸) به طراحی یک مبدل حرارتی برای بازیافت حرارت از گازهای خروجی از دودکش موتورهای دیزل پرداختند. آن ها آزمایش های خود را با نصب مبدل حرارتی در داخل دودکش انجام داده و نتایج حاصل را با حالت بدون مبدل حرارتی مقایسه کرده و متوجه بهبود راندمان موتور دیزل با وجود بازیافت حرارت و پیش گرم کردن هوای ورودی به موتور شدند. این بهبود در بارگذاری ۱۰۰ درصد موتور به مقدار ماکزیمم خود می رسد.

در این مطالعه تأثیر آرایش قرارگیری متفاوت لوله ها در داخل پوسته دیگ چگالشی و همچنین تأثیر تعداد لوله ها در آرایش قرارگیری یکسان به صورت عددی مورد تحلیل قرار گرفته است. سه آرایش متفاوت قرارگیری لوله های موج در داخل پوسته مورد بررسی فرار گرفته است. شبیه سازی های عددی توسط نرم افزار تجاری ANSYS FLUENT 18.2 انجام گرفته است.

۲. مبانی نظری و معادلات حاکم (فلوئنت)^۳ (۲۰۱۷))

۲-۱. قانون بقای جرم

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

که در آن u ، v و w مؤلفه های بردار سرعت در جهات x ، y و z می باشند.

-
1. Colburn-Hougen
 2. Thakar
 3. Fluent

۲-۲. معادلات بقای ممتوم

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = \rho \vec{g} + \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \quad (2)$$

۳-۲. معادله‌ی بقای انرژی

$$\rho \frac{D(u^2/2)}{Dt} = -u \frac{\partial P}{\partial x} + u \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + u \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + u \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho u f_x \quad (3)$$

$$\rho \frac{D(v^2/2)}{Dt} = -v \frac{\partial P}{\partial y} + v \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + v \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + v \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho v f_y \quad (4)$$

$$\rho \frac{D(w^2/2)}{Dt} = -w \frac{\partial P}{\partial z} + w \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + w \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + w \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho w f_z \quad (5)$$

۴-۲. معادلات انتقال گونه^۱

زمانی که قصد حل معادلات بقا برای گونه‌های شیمیایی را دارید، نرم‌افزار انسیس فلونت کسر جرمی محلی هر گونه (Y_i) را از طریق حل معادله انتقال حرارت برای گونه آم پیش‌بینی می‌کند. فرم کلی معادله بقا به صورت زیر می‌باشد.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho v Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i + S_i \quad (6)$$

در این معادله، R_i نرخ تولید گونه i از طریق واکنش شیمیایی (در ادامه همین بخش توضیح داده خواهد شد) و S_i نرخ ایجاد^۲ اضافه شده توسط فاز پراکنده به علاوه هر منبع تعریف شده توسط کاربر می‌باشد. یک معادله با چنین فرمی برای $N-1$ گونه حل خواهد شد که N تعداد کل فاز مایع گونه‌های شیمیایی حاضر در سیستم می‌باشد. به دلیل اینکه باید یک واحد به کسر جرمی گونه اضافه گردد، کسر جرمی N م، حاصل یک منهای مجموع $N-1$ کسرهای جرمی حل شده می‌باشد. برای حداقل شدن خطای عددی، گونه N م باید به عنوان گونه‌ای با بزرگترین کسر جرمی کلی انتخاب گردد مانند گاز نیتروژن (N_2) زمانی که اکسیدکننده هوا می‌باشد.

1. Species Transport Equations
2. Rate of creation

۲-۵. معادله دوفازی VOF

به منظور مدل سازی دوفازی آب-هوا، از مدل دوفازی VOF^۱ برای در نظر گرفتن سطح اشتراک دینامیکی دوفاز استفاده شده است. برای فاز نام معادله بقای کسر حجمی بدون در نظر گرفتن ترم مرجع و ترم های بین فازی به صورت معادله (۷) می باشد:

$$\frac{\partial(F_i \rho_i)}{\partial t} + \nabla(F_i \rho_i v_i) = 0 \quad (7)$$

کسر حجمی برای فاز اولیه که در این مسئله هوا می باشد، بدین صورت به دست می آید:

$$\sum_{i=1}^n F_i = 1 \quad (8)$$

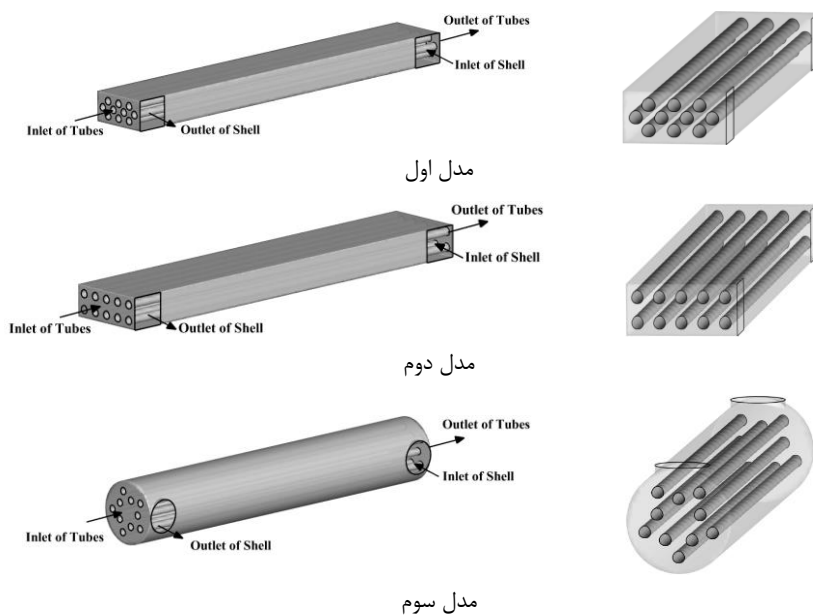
۳. روش تحقیق

در مطالعه حاضر شبیه سازی عددی فرآیند انتقال حرارت نهان توسط نرم افزار تجاری ANSYS FLUENT 18.2 انجام شده است. در این نرم افزار برای شبیه سازی گونه های مختلف گاز مورد استفاده برای بازیابی حرارتی از مدل انتقال گونه^۲ و برای شبیه سازی عددی جریان دوفازی از مدل VOF استفاده شده است. رسم هندسه های مورد بررسی، شبکه بندی و تحلیل CFD توسط نرم افزار ANSYS FLUENT 18.2 انجام شده است.

۴. توصیف هندسه مدل های مورد بررسی

در مطالعه انجام گرفته به بررسی تأثیر آرایش متفاوت لوله ها در پوسته در کندانسور چگالشی پوسته و لوله موج پرداخته شده است. در این مطالعه سه مدل مورد بررسی قرار گرفته اند که به نام مدل های اول، دوم و سوم در این مطالعه شناخته می شوند. شماتیک سه بعدی مدل های مورد بررسی در این قسمت در شکل (۱) نشان داده شده است.

1. Volume of Fluid
2. Species Transport Equations



شکل ۱. شماتیک ۳ بعدی همراه با محل ورودی‌ها و خروجی‌های مدل‌های اول، دوم، و سوم

۵. نتایج اجرای مدل

۵-۱. صحت سنجی

به منظور صحت‌سنجی شبیه‌سازی مبدل حرارتی چگالشی، نتایج مطالعه عددی حاضر با نتایج مطالعه ماچاکووا^۱ و همکاران (۲۰۱۸) مورد قیاس قرار گرفته است. در مطالعه مرجع، به‌طور کلی ۵ مرحله تست انجام گرفته است که در این مراحل، درصد جرمی گازهای حاصل از احتراق و آب خنک‌کننده متفاوت می‌باشد که در جدول (۱) آورده شده است.

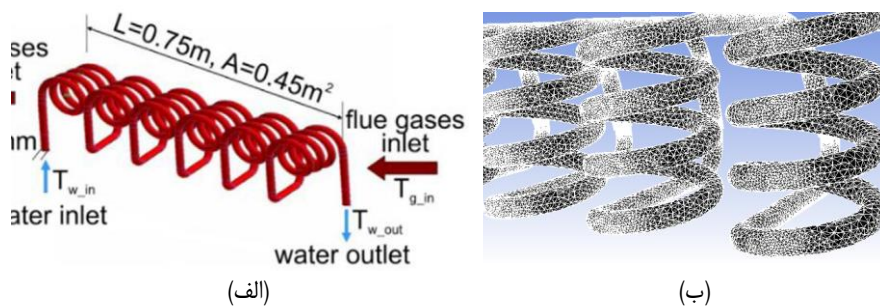
1. Machackova

جدول ۱. پارامترهای ورودی گازهای حاصل از احتراق و آب خنک کننده برای انتقال حرارت همراه با چگالش

پارامتر	تست ۱	تست ۲	تست ۳	تست ۴	تست ۵
Y_{CO_2}	۰/۰۸۰	۰/۰۸۳	۰/۰۸۷	۰/۰۸۷	۰/۰۹
Y_{N_2}	۰/۶۰۱	۰/۶۲۵	۰/۶۵۱	۰/۶۵۷	۰/۶۸
Y_{H_2O}	۰/۳۱۹	۰/۲۹۲	۰/۲۶۲	۰/۲۵۶	۰/۲۳
$q_{m_spm_in} (kg/s)$	۰/۱۱۸	۰/۱۱۸	۰/۱۱۹	۰/۱۲۱	۰/۱۲۳
$T_{g_in} (°C)$	۷۵	۷۳	۷۱	۷۰	۶۸
$q_{mw_in} (kg/s)$	۰/۴۱۱	۰/۴۰۷	۰/۳۷۹	۰/۳۷۹	۰/۳۹۳
$T_{w_in} (°C)$	۱۸/۵	۲۱/۵	۲۰/۵	۱۸/۵	۱۸/۵

مأخذ: یافته‌های پژوهش

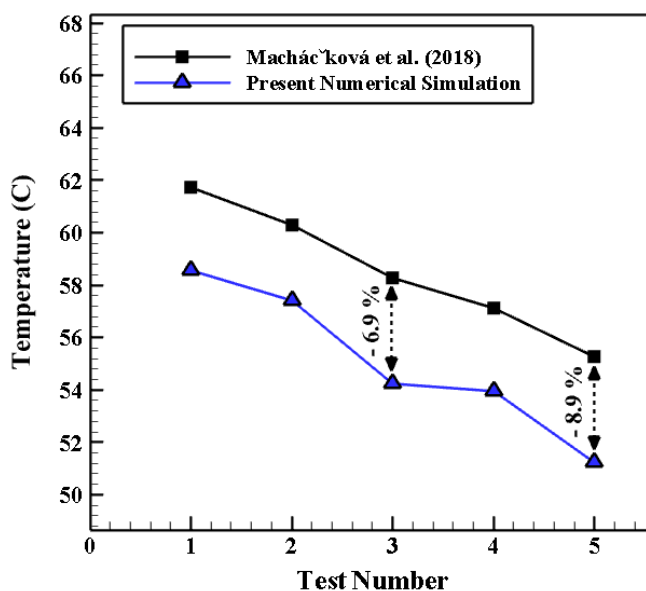
مبدل چگالشی مورد بررسی مطابق مقاله مرجع به صورت یک مبدل کویل و پوسته می‌باشد که در لوله‌ها آب خنک کننده و در مخزن گازهای حاصل از احتراق به عنوان خنک شونده قرار دارد. سرعت سمت آب و گازهای حاصل از احتراق به ترتیب ۱/۶ و ۵ متر بر ثانیه و دمای سیال‌ها به ترتیب ۲۹۰K و ۳۶۰K می‌باشد. گازهای حاصل از احتراق از (CO_2 , H_2O , N_2 , O_2) تشکیل شده است. شماتیک مبدل حرارتی مورد بررسی همراه با شبکه‌بندی ایجاد شده در شکل (۲) نشان داده شده است.



شکل ۲. الف) شماتیک مبدل حرارتی مورد استفاده برای صحت‌سنجی

ب) شبکه‌بندی ایجاد شده در هندسه مورد بررسی

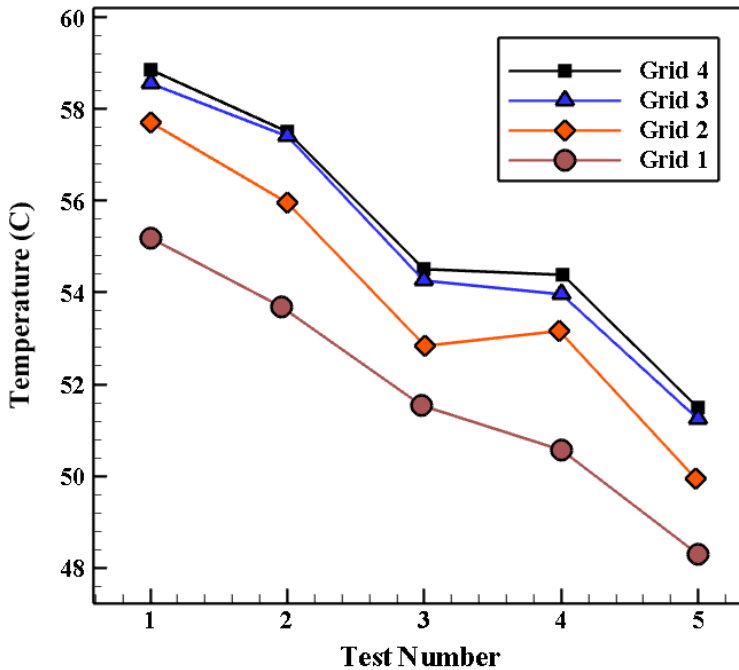
نتایج مطالعه عددی حاضر در شکل (۳) با نتایج مطالعه‌ی ماچاکوا و همکاران (۲۰۱۸) مورد قیاس قرار گرفته است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، روند کاهش دما با افزایش مراحل تست مشابه نتایج مقاله مرجع می‌باشد و همچنین ماکزیمم خطای مشاهده شده بین نتایج به‌دست آمده ۶/۹٪ و ۸/۹٪ می‌باشد که نشان می‌دهد شبیه‌سازی عددی حاضر از دقت کافی برخوردار است.



شکل ۳. مقایسه نتایج عددی به‌دست آمده از مطالعه عددی حاضر با نتایج ماچاکوا و همکاران (۲۰۱۸)

۲-۵. استقلال از شبکه

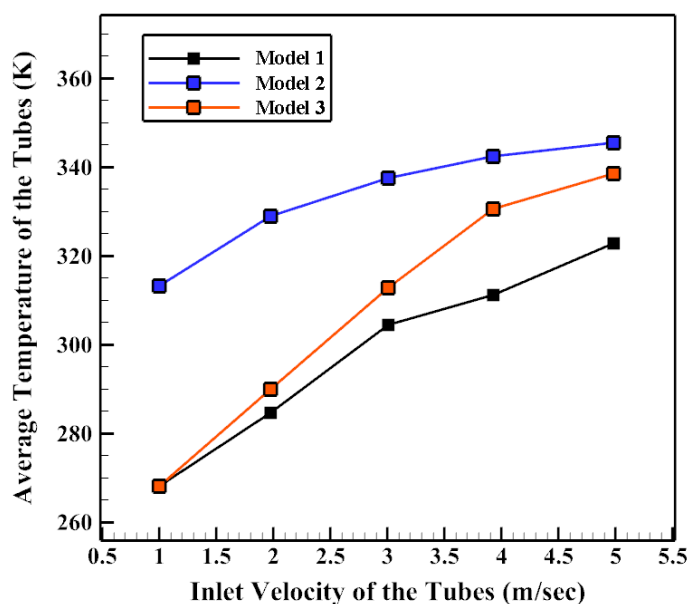
برای بررسی استقلال از شبکه مطالعه عددی حاضر، چهار نوع شبکه‌بندی متفاوت با تعداد سلول‌های مختلف در نظر گرفته شده است. تعداد شبکه‌های مورد بررسی ۸۳۵۱۴۵، ۱۲۶۴۳۶۹، ۳۱۶۵۳۴۹ و ۵۲۳۵۸۸۷ می‌باشد. شبیه‌سازی عددی برای این چهار شبکه مختلف انجام شده است و نتایج در شکل (۴) نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، بین نتایج حاصله برای شبکه‌بندی سوم و چهارم تفاوت چندانی مشاهده نمی‌شود بنابراین برای کاهش زمان شبیه‌سازی، از شبکه‌بندی سوم با ۳۱۶۵۳۴۹ سلول استفاده شده است. تصویر از شبکه ایجاد شده با ۳۱۶۵۳۴۹ سلول در شکل (۱ب) نشان داده شده است.



شکل ۴. مطالعه استقلال از شبکه برای چهار شبکه با تعداد سلول متفاوت

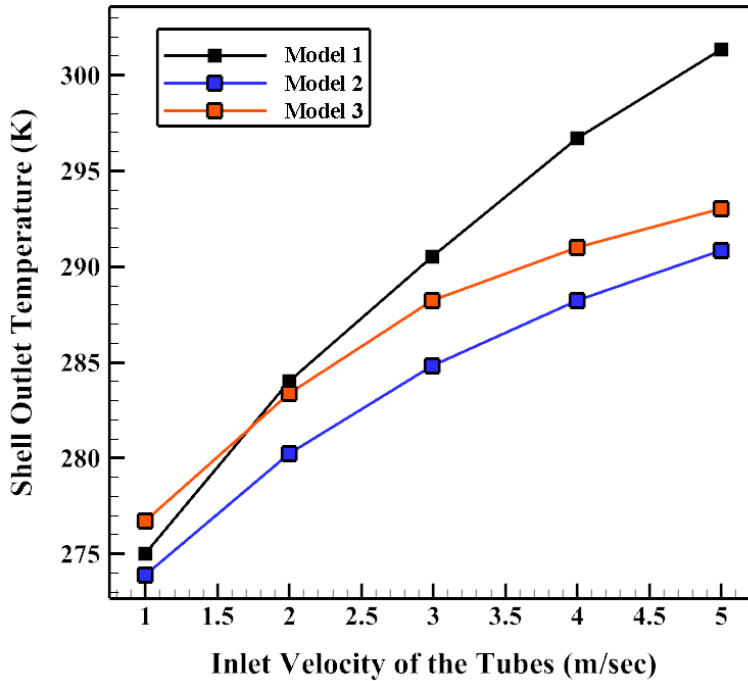
۳-۵. نتایج بررسی تأثیر آرایش قرارگیری لوله‌ها

در بررسی آرایش مختلف لوله‌ها در پوسته، ۳ آرایش مطابق شکل (۱) در نظر گرفته شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، تعداد لوله‌های مورد بررسی ۱۰ عدد می‌باشد. در آرایش مدل اول، زاویه ی بین لوله‌ها ۳۰ درجه می‌باشد و در آرایش مدل دوم، زاویه ی بین لوله‌ها ۹۰ درجه و همچنین آرایش لوله‌ها در مدل سوم به صورت شعاعی می‌باشد. دمای متوسط خروجی لوله‌ها بر حسب سرعت‌های مختلف ورودی لوله برای مدل‌های مختلف در شکل (۵) نشان داده شده است.



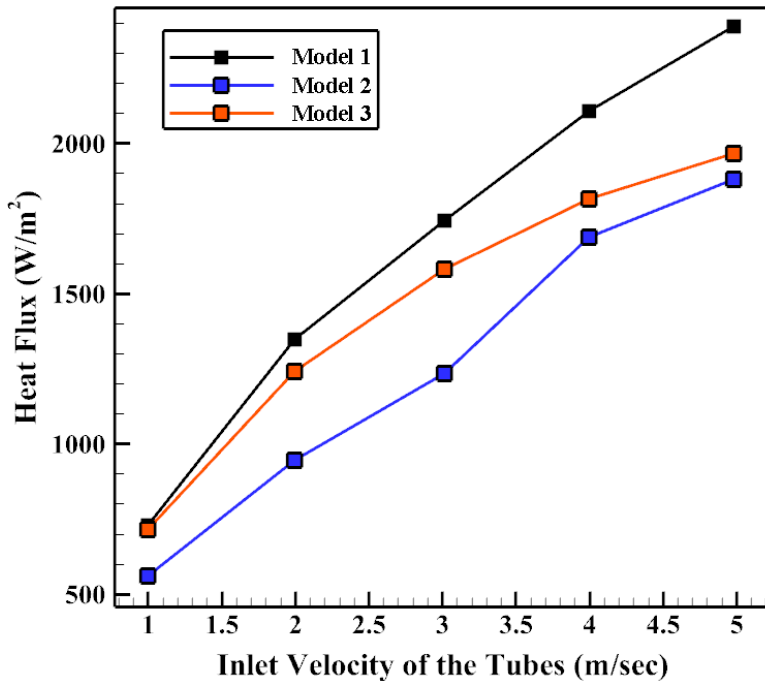
شکل ۵. دمای متوسط خروجی لوله‌ها بر حسب سرعت‌های ورودی لوله برای مدل‌های مختلف

همان‌طور که در شکل (۵) مشاهده می‌شود با افزایش سرعت ورودی در لوله، دمای میانگین خروجی در لوله افزایش می‌یابد. زیرا افزایش سرعت روی برخورد سیال با دیواره‌ها تأثیر می‌گذارد و آشفته‌گی جریان در داخل لوله افزایش می‌یابد که باعث افزایش دمای سیال می‌شود. مدل یک نسبت به مدل‌های دیگر مدل برتری است به دلیل این که در مدل یک با برخورد مستقیم سیال ورودی سمت پوسته (هوا) با لوله ی مقابل اول، جریان از همان ابتدا دچار آشفته‌گی می‌شود. که آشفته‌گی جریان باعث انتقال حرارت بیشتر بین هوای داخل پوسته و گاز داخل لوله می‌شود. در صورت انتقال حرارت بیشتر، در خروجی لوله دمای پایین‌تر و در خروجی پوسته دمای بالاتری رامشاهده می‌شود. از آنجایی که سیال داخل لوله در حال سرد شدن است مدل اول بهترین آرایش را دارد زیرا نمودار دمای لوله‌ها در این مدل کمترین دما را نشان می‌دهد. مدل دوم بالاترین دمای خروجی را دارد. مدل‌های اول و سوم در سرعت‌های پایین اختلاف اندکی دارند و با افزایش سرعت، این اختلاف بیشتر شده است. تمام مدل‌ها در تمامی سرعت‌ها به زیر دمای اشباع می‌رسند که نشان‌دهنده تأثیر گرمای نهان در انتقال حرارت می‌باشد. دمای خروجی پوسته‌ها بر حسب سرعت‌های مختلف ورودی لوله برای مدل‌های مختلف در شکل (۶) نشان داده شده است.



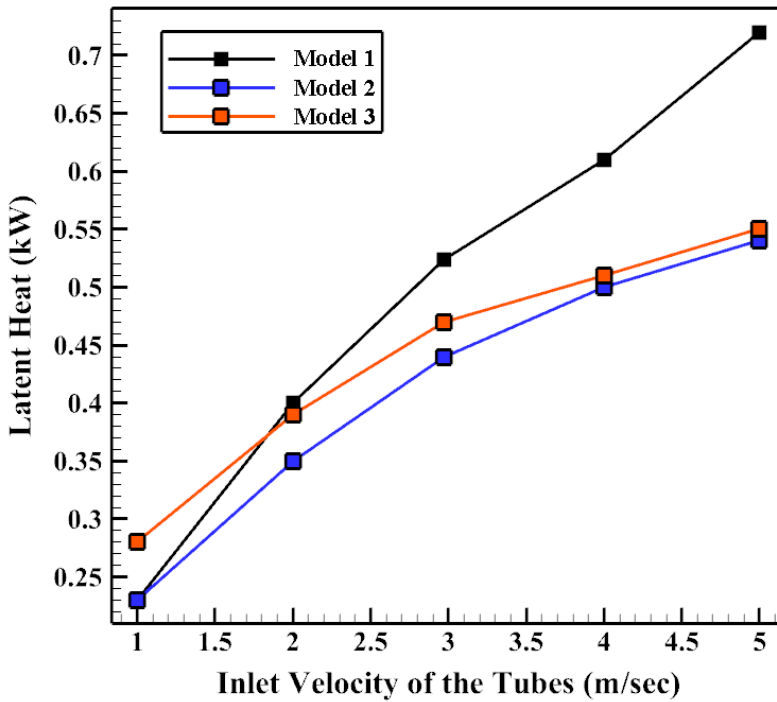
شکل ۶. دمای متوسط خروجی پوسته بر حسب سرعت‌های مختلف ورودی لوله برای مدل‌های مختلف

شکل (۶) نشان می‌دهد که دما در تمام مدل‌ها با افزایش سرعت افزایش می‌یابد. پوسته در مدل اول بدلیل دمای خروجی بیشتر، بهترین آرایش را دارد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، دمای پوسته مدل سوم نیز از مدل دوم بهتر است. نتایج این نمودار صحت نتایج نمودار قبلی را تأیید می‌کند زیرا در مدل اول، سیال خنک شونده در نمودار دمای خروجی لوله‌ها دارای کمترین دما و دمای خروجی سیال گرم شونده در پوسته بیشترین دما را نسبت به ۲ مدل دیگر دارند. دمای خروجی پوسته در مدل‌های اول و سوم در سرعت‌های پایین اختلاف کمتری نسبت به هم دارند، اما با افزایش سرعت این اختلاف بیشتر شده است. شارحرارتی متوسط خروجی لوله‌ها بر حسب سرعت‌های مختلف ورودی لوله برای مدل‌های مختلف در شکل (۷) نشان داده شده است.



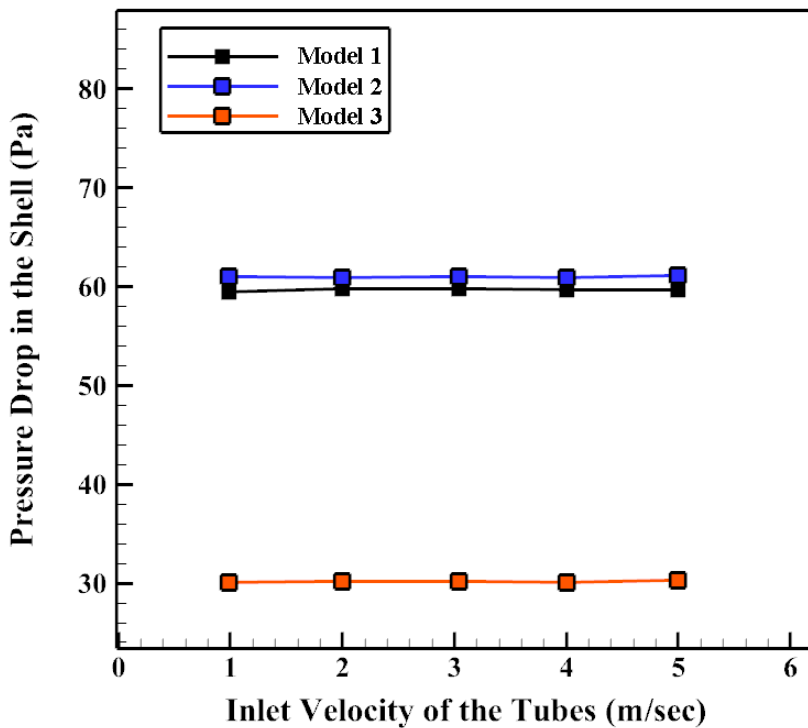
شکل ۷. شارحرارتی متوسط خروجی لوله‌ها بر حسب سرعت‌های ورودی لوله برای مدل‌های مختلف

شکل (۷) نشان می‌دهد که شارحرارتی در تمام مدل‌ها با افزایش سرعت افزایش می‌یابد. مدل اول بیشترین شارحرارتی را دارد و مدل دوم کمترین شار حرارتی را دارد که این مقایسه با نمودار دمای خروجی لوله‌ها مطابقت دارد. در سرعت پایین شارحرارتی مدل اول و مدل سوم به هم نزدیک است و در سرعت‌های بالاتر اختلاف شارحرارتی مدل اول از مدل سوم بیشتر شده و همچنین اختلاف بین مدل سوم از مدل دوم کمتر می‌شود. گرمای نهان متوسط خروجی لوله‌ها بر حسب سرعت‌های مختلف ورودی لوله برای مدل‌های مختلف در شکل (۸) نشان داده شده است.



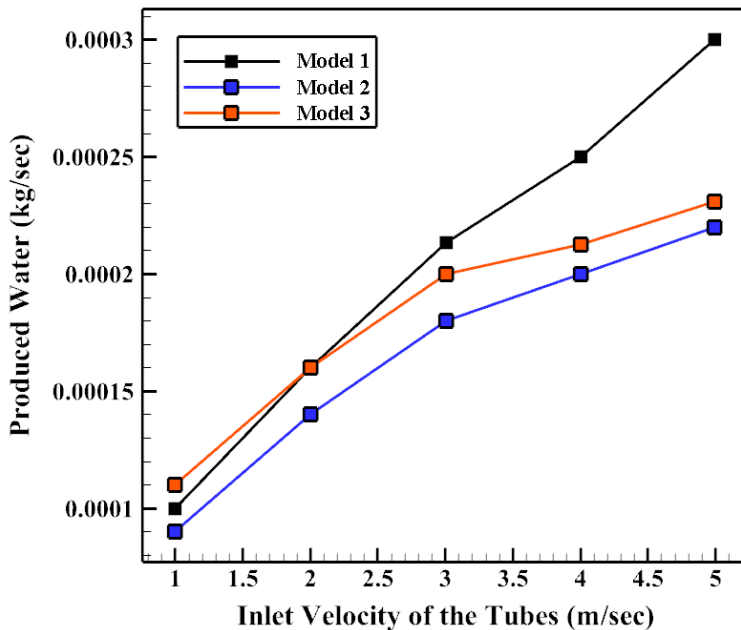
شکل ۸. گرمای نهان متوسط خروجی لوله‌ها بر حسب سرعت‌های مختلف ورودی لوله برای مدل‌های مختلف

شکل (۸) نشان می‌دهد که گرمای نهان در تمام مدل‌ها با افزایش سرعت افزایش می‌یابد و می‌توان از مدل اول بیشترین گرمای نهان را و از مدل دوم کمترین میزان گرمای نهان را گرفت. در سرعت 1 m/s ، میزان گرمای نهان در مدل اول کمتر از مدل دوم و برابر با مدل سوم است ولی با افزایش سرعت با شیب خوبی از مدل دیگر فاصله می‌گیرد. مدل سوم نیز با افزایش سرعت به مدل دوم نزدیک شده و از مدل اول فاصله گرفته است. اختلاف فشار سمت پوسته بر حسب سرعت‌های مختلف ورودی لوله برای مدل‌های مختلف در شکل (۹) نشان داده شده است.



شکل ۹. اختلاف فشار سمت پوسته بر حسب سرعت‌های ورودی لوله برای مدل‌های مختلف

شکل (۹) نشان می‌دهد که مدل یک و دو تقریباً افت فشار یکنواختی دارند. این دلیل که سیال ورودی به پوسته در این مدل، ابتدا با لوله اول برخورد می‌کند. برخورد سیال با مانع باعث افت فشار در مدل یک در سرعت پایین می‌شود. مدل دوم و مدل سوم در تمام سرعت‌های بررسی شده اختلاف فشار ثابتی دارند. مدل سوم کمترین اختلاف فشار را داشت. اختلاف بین اختلاف فشار در مدل‌های ۱ و ۲ بسیار کم است اما اختلافشان با مدل سوم قابل توجه است. آب تولیدی بر حسب سرعت‌های مختلف ورودی لوله برای مدل‌های مختلف در شکل (۱۰) نشان داده شده است.

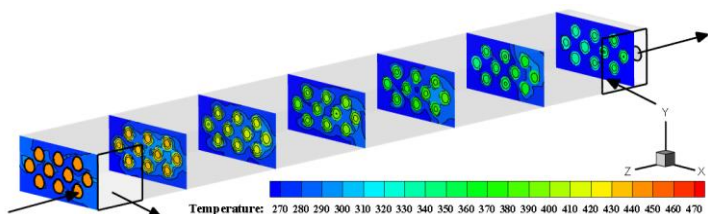


شکل ۱۰. آب تولیدی بر حسب سرعت‌های مختلف ورودی لوله برای مدل‌های مختلف

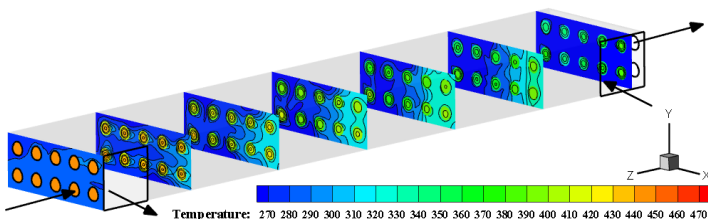
آب تولیدی یعنی گاز حاصل از احتراق در داخل لوله باید به نقطه شبنم برسد که تغییر فاز داده و آب تولید کند. هر چه گاز حاصل از احتراق در داخل لوله زودتر به دمای پایین برسد زودتر به نقطه تغییر فاز می‌رسد و آب بیشتری تولید می‌کند. همان‌طور که در بخش‌های قبلی نشان داده شده است، مدل اول بیشترین میزان انتقال حرارت، مدل دوم کمترین میزان انتقال حرارت را دارد. پس به ترتیب مدل اول و مدل سوم بیشترین میزان و مدل دوم کمترین میزان آب تولیدی را دارد. همچنین آب تولیدی در تمام مدل‌ها با افزایش سرعت افزایش می‌یابد. در سرعت ۱ m/s، ابتدا مدل سوم و بعد از آن مدل اول بیشترین میزان آب را تولید کرده است. در سرعت ۲ m/s، مدل اول و مدل سوم تقریباً به میزان برابر آب تولید کردند اما از این سرعت به بالا، مدل اول با شیب خوبی از مدل سوم فاصله گرفته و در بیشترین میزان آب را تولید کرده و بهترین آرایش را داشته است. با توجه به نتایج به دست آمده می‌توان به این نتیجه رسید که مدل اول به دلایل زیر بهترین آرایش را داشته است.

برای درک بهتر فرآیند انتقال حرارت در بازیابی حرارتی صورت گرفته از گازهای حاصل از احتراق، می‌بایست به کانتور دما در داخل پوسته و لوله‌های ماریپچ دقت کرد. بدین منظور، کانتور دما در ۷ صفحه

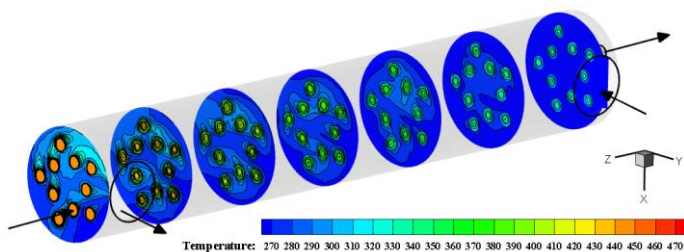
در نقاط مختلف پوسته برای هر سه مدل مورد بررسی در شکل (۱۱) در سرعت ۳ m/s سمت لوله نشان داده شده است.



مدل اول



مدل دوم



مدل سوم

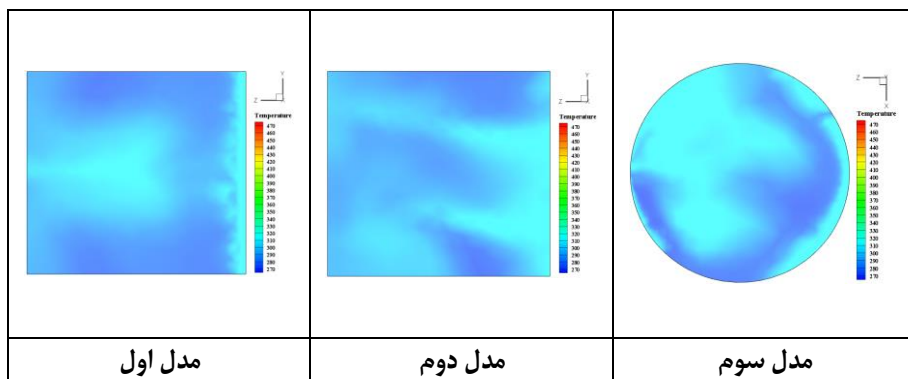
شکل ۱۱. کانتور دما در صفحات مختلف درون پوسته برای مدل‌های مختلف در $V=3 \text{ m/sec}$

کانتور نشان داده شده در شکل (۱۱) نشان می‌دهد که در مدل یک در صفحه‌های مختلف، سیال هوا از بالا با رنگ آبی پررنگ وارد شده از پایین با رنگ نارنجی خارج می‌شود. این یعنی سیال هوا افزایش دما می‌دهد در این مدل سیال زمانی که با لوله داخلی برخورد می‌کند طریقه قرارگیری ۳ لوله در ورودی پوسته باعث انتقال حرارت بیشتر می‌شود. اما در شکل دو ۴ ردیف لوله ۲ تایی داریم که به صورت عمودی قرار گرفتند. در صفحه‌هایی که زده شده است مشاهده می‌شود که سیال نزدیک ۲ لوله اول دارای افزایش دمای

بیشتری نسبت به سیال اطراف لوله‌های بعدی هستند. به این دلیل که این ۲ لوله طوری قرار گرفتند که مانع از رسیدن سیال سمت پوسته به قسمت‌های انتهایی می‌شوند. یعنی سمت سیال که هوا است قسمت‌هایی میانی پوسته هنوز بین ۲ لوله حبس شده وقتی به انتهای پوسته می‌رسد تازه سیال راه خودش را پیدا می‌کند که به انتهای عرضی پوسته برسد به همین دلیل دیده می‌شود که در صفحه‌های اول افزایش دما داریم اما در صفحه‌های آخر این دما همگن تر می‌شود و بین کل سیستم پخش می‌شود. در شکل (۵) هم مانند شکل (۲) به خاطر نوع قرارگیری ۳ لوله و برخورد هوای ورودی به این لوله‌ها سیال به تمام لوله‌ها دسترسی پیدا می‌کند ولی فضای خالی بین لوله باعث می‌شود که بیشتر از این فضا عبور می‌کند.

مدل اول به علت نوع آرایش قرارگیری مدل بهتری است و مدل دوم به علت نوع آرایش قرارگیری لوله‌های ابتدایی در ورودی پوسته دارای کارایی بدتری است که این ۲ لوله مانع رسیدن هوا به انتهای عرضی پوسته می‌شوند که هوا در راستای طولی ۲ لوله ورودی به مسیر خودش ادامه می‌دهد و در انتهای طول پوسته تازه هوا مقداری به انتهای عرضی لوله برخورد می‌کند.

مطابق کانتورهای شکل (۱۲) مشاهده می‌شود که سیال سمت پوسته به عنوان سیال خنک کننده با دمای پایین ۲۶۳ درجه کلوین وارد شده و با برخورد با لوله‌های ماریچ حاوی گاز حاصل از احتراق که دارای دمای ۴۴۳ درجه کلوین می‌باشند، افزایش دما داده و سیال خنک کننده با دمای بالاتری پوسته را ترک می‌کند. مطابق کانتور نشان داده شده در شکل (۱۱)، که نشان می‌دهد دمای خروجی پوسته برای مدل اول بیشتر از مدل‌های دیگر و دمای خروجی لوله‌ها در مدل اول کمتر از مدل‌های دیگر و به تبع آن‌ها، مقدار حرارت انتقال یافته در مدل اول از مدل‌های دیگر بیشتر است که تمامی این نتایج در سه کانتور رسم شده در شکل (۱۱) به وضوح قابل مشاهده می‌باشد. کانتور دما در خروجی پوسته برای سه مدل مورد بررسی در شکل (۱۳) نشان داده شده است. نتایج نشان داده شده در شکل (۱۱) با نتایج شکل (۱۲) مطابقت دارد که طبق آن دمای خروجی سمت پوسته مدل اول بیشتر از مدل‌های دیگر است که کارایی این مدل را نشان می‌دهد. به منظور مقایسه بهتر نتایج به دست آمده در مدل‌های مختلف، مقادیر انتقال حرارت محسوس، نهان و کلی برای مدل‌های مختلف مورد بررسی و در پنج سرعت ورودی متفاوت در جدول (۲) آورده شده‌اند. همان‌طور که مشاهده می‌شود، مدل اول دارای بیشترین انتقال حرارت از نوع محسوس، نهان و کلی می‌باشد و پایین‌ترین انتقال حرارت به مدل سوم تعلق دارد.



شکل ۱۲. کانتور دما در خروجی پوسته برای مدل‌های مختلف در $V=3$ m/sec

جدول ۲. مقادیر انتقال حرارت محسوس و نهان برای مدل‌های مورد بررسی و در پنج سرعت ورودی متفاوت

سرعت (m/sec)	مدل اول			مدل دوم			مدل سوم		
	انتقال حرارت محسوس (kW)	انتقال حرارت نهان (kW)	کل انتقال حرارت (kW)	انتقال حرارت محسوس (kW)	انتقال حرارت نهان (kW)	کل انتقال حرارت (kW)	انتقال حرارت محسوس (kW)	انتقال حرارت نهان (kW)	کل انتقال حرارت (kW)
۱	۰/۱	۰/۲۳۷	۰/۳۳۷	۰/۰۷	۰/۲۳	۰/۳	۰/۱	۰/۲۸	۰/۳۸
۲	۰/۱۹	۰/۴	۰/۵۹	۰/۱۳	۰/۳۴	۰/۴۸	۰/۱۸	۰/۳۹	۰/۵۷
۳	۰/۲۵	۰/۵	۰/۷۵	۰/۱۷	۰/۴۴	۰/۶۱	۰/۲۳	۰/۴۷	۰/۷
۴	۰/۳۱	۰/۶۱	۰/۹۲	۰/۲	۰/۵	۰/۷	۰/۲۷	۰/۵۲	۰/۷۸
۵	۰/۳۵	۰/۷۲	۱/۰۷۸۹	۰/۲۴	۰/۵۴	۰/۷۸	۰/۲۹	۰/۵۵	۰/۸۴

مأخذ: یافته‌های پژوهش

۶. نتیجه گیری و پیشنهادات

در مطالعه حاضر، تأثیر آرایش قرارگیری و تعداد لوله‌ها در دیگ چگالشی پوسته و لوله به صورت عددی مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته است. شبیه‌سازی مطالعه حاضر توسط کد تجاری ANSYS FLUENT 18.2 انجام گرفته است. حل عددی با نتایج آزمایشگاهی صحت‌سنجی شده است و مطابق نتایج به دست آمده، ماکزیمم خطای مشاهده شده بین نتایج به دست آمده ۶/۹٪ و ۸/۹٪ می‌باشد که نشان می‌دهد شبیه‌سازی عددی حاضر از دقت کافی برخوردار است. همچنین، تعداد ۱۰ لوله با سه آرایش متفاوت در داخل پوسته قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که مدل با آرایش قرارگیری نامنظم و غیرخطی لوله‌ها دارای انتقال حرارت گرمای نهان بهتری نسبت به دو مدل دیگر می‌باشد. بنابراین، مدل اول دارای کارایی مناسب‌تری نسبت به مدل‌های دیگر بررسی شده می‌باشد. افت فشار در مدل اول نسبت به مدل‌های دیگر تفاوت چندانی ندارد.

فهرست علائم					
DIN	موسسه استاندارد آلمان	T_{ho}	دمای خروجی سیال گرم	U_0	ضریب کلی انتقال حرارت
u	بردار سرعت در جهات x	T_{ci}	دمای ورودی سیال سرد	r_o	شعاع خارجی
v	بردار سرعت در جهات y	T_{co}	دمای خروجی سیال سرد	r_i	شعاع داخلی
w	بردار سرعت در جهات z	T_b	دمای بالک	T_{hi}	دمای ورودی سیال گرم
∂	دیفرانسیل جزئی	T_{∞}	دمای سیال	Re	عدد بی بعد رینولز
τ	تنش برشی	η_o	بازده کل	ν	لزجت دینامیکی
R_i	نرخ تولید گونه i از طریق واکنش شیمیایی	η_f	بازده یک پره	μ	لزجت سینماتیکی
S_i	نرخ ایجاد ¹ اضافه شده توسط فاز پراکنده	A_f	مساحت کل سطح پرها	LMTD	اختلاف دمای متوسط لگاریتمی
N	تعداد کل فازمیع گونه‌های شیمیایی حاضر در سیستم	C_p	ظرفیت گرمایی ویژه	E	انرژی آزاد شده
\vec{J}_i	شار نفوذ گونه نام	h_{fg}	آهنگ رهایش انرژی بر اثر چگالش	N_2	نیتروژن
$D_{i,m}$	ضریب نفوذ جرمی برای گونه نام در مخلوط	T_{sat}	دمای اشباع	C_2H_6	بوتان
$D_{T,i}$	ضریب نفوذ حرارتی	T_s	دمای سطح	C_3H_8	پروپان
Sc_t	عدد اشمیت آشفته	Ja	عدد ژاکوب	C_4H_{10}	بوتان

1. Rate of creation

فهرست علائم					
گازوئیل	$C_{15}H_{32}$	ضریب جابه‌جایی متوسط	\bar{h}_L	ویسکوزیته آشفته	μ_t
بنزین	C_8H_{18}	دبی جرمی	\dot{m}	نفوذ آشفته	D_t
قطر هیدرولیکی پوسته	D_s	آهنگ کل انتقال گرما	q	عدد لوییس	Le_i
طول کل لوله‌ها	l_{tot}	ضخامت فیلم مایع	δ	ضریب هدایت حرارتی	k
طول یک لوله	L	میزان دبی جرمی آب تولیدی	\dot{m}_{H_2O}	حجم سیال	VOF
ضخامت	t	انرژی گرمای نهان	E_{H_2O}	فشار	p
دبی حجمی	\dot{V}	ارزش حرارتی سوخت	E_p	دما	T
مترمربع	m^2	تغییرات آنتالپی	ΔH	ضریب انتقال گرما در سمت آب سرد	h_{cw}
ساعت	h	دبی جرمی هوای پیش‌گرم	\dot{m}_{Phair}	عدد بی بعد ناسلت	Nu_{cw}
تعداد لوله	n	چگالی مخصوص	ρ	عدد بی بعد پرانتل	Pr
دبی جرمی گازهای حاصل از احتراق	\dot{m}_{fg}	کربن دی‌اکسید	CO_2	اکسیژن	O_2
میلی متر	mm	متان	CH_4	بخار آب	H_2O
		گیلوژول	kj	سطح جریان کل	A_{tot}

مأخذ: یافته‌های پژوهش

منابع

- [1] Antonescu N. and P.D. Stănescu (2017). “Computational Model for a Condensing Boiler with Finned Tubes Heat Exchanger”, *Energy Procedia*, No.112. pp. 555-562.
- [2] Baldi S., Le Quang T., Holub O. and P. Endel (2017). “Real-time Monitoring Energy Efficiency and Performance Degradation of Condensing Boilers”. *Energy Conversion and Management*, No. 136, pp.329-339.
- [3] Cao W. and X. You (2017). “Effects of Wall Fins Patterns on the Flue Gas Performance of Condensing Heat Exchanger”, *Procedia Engineering*, No. 205. pp. 2281-2288.
- [4] Chen Q., Finney K., Li H., Zhang X., Zhou J., Sharifi V. and J. Swithenbank (2012), Condensing Boiler Applications in the Process Industry, *Applied Energy*, 89(1). pp. 30-36.
- [5] Comakli K. and M. Terhan (2016), “Energy and Economic Analysis of Heat Recovery from Boiler Exhaust Flue Gas. World Academy of Science, Engineering and Technology”, *International Journal of Chemical, Molecular, Nuclear, Materials and Metallurgical Engineering*, No. 10(4). pp. 450-458.
- [6] Fluent AN (2017). Theory Guide, ANSYS Inc. Canonsburg, PA.
- [7] Hwang K., ho Song C., Saito K. and S. Kawai (2010). “Experimental Study on Titanium Heat Exchanger Used in a Gas Fired Water Heater for Latent Heat Recovery”. *Applied Thermal Engineering*, 30(17-18), pp.2730-2737.
- [8] Jones D. (2014). Principals of Condensing Boiler System Design, *ASHRAE Transactions*, 120(1). pp. s18-s18.
- [9] Lin C.X., Wang D. and A. Bao (2013). “Numerical Modeling and Simulation of Condensation Heat Transfer of a Flue gas in a Bundle of Transport Membrane Tubes”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, No. 60. pp. 41-50.
- [10] Macháčková A., Kocich R., Bojko M., Kunčická L. and K. Polko (2018). “Numerical and Experimental Investigation of Flue Gases Heat Recovery via Condensing Heat Exchanger”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, No. 124. pp. 1321-1333.
- [11] Rączka P. and K. Wójs (2014). “Methods of Thermal Calculations for a Condensing Waste-heat Exchanger”, *Chemical and Process Engineering*, 35(4). pp. 447-461.
- [12] Satyavada H. and S. Baldi (2018). “Monitoring Energy Efficiency of Condensing Boilers via Hybrid First-principle Modelling and Estimation”, *Energy*, No. 142. pp. 121-129.
- [13] Schiffhauer M. (2009). Increasing Natural Gas Boiler Efficiency by Capturing Waste Energy from Flue Gas, New York State Energy and Development Authori.

- [14] Sean L. and B. Cleaver (2013). Operate an Efficient Hydronic Boiler, Commercial Building Product, Feature HVAC.
- [15] Shi X., Che D., Agnew B. and J. Gao (2011). "An Investigation of the Performance of Compact Heat Exchanger for Latent Heat Recovery from Exhaust Flue Gases", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, No. 54(1-3). pp. 606-615.
- [16] Terhan M. and K. Comakli (2016). "Design and Economic Analysis of a Flue Gas Condenser to Recover Latent Heat from Exhaust Flue Gas". *Applied Thermal Engineering*, No. 100. pp. 1007-1015.
- [17] Thakar R., Bhosle S. and S. Lahane (2018). "Design of Heat Exchanger for Waste Heat Recovery from Exhaust Gas of Diesel Engine", *Procedia Manufacturing*, No. 20. pp. 372-376.
- [18] Trojanowski R., Butcher T., Worek M. and G. Wei (2016). "Polymer Heat Exchanger Design for Condensing Boiler Applications", *Applied Thermal Engineering*, No. 103. pp. 150-158.
- [19] Wang Y., Zhao Q., Zhou Q., Kang Z. and W. Tao (2013). "Experimental and Numerical Studies on Actual Flue gas Condensation Heat Transfer in a left-right Symmetric Internally Finned Tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, No. 64. pp. 10-20.
- [20] Xiong Y., Tan H., Wang Y., Xu W., Mikulčić H. and N. Duić (2017). "Pilot-scale Study on Water and Latent Heat Recovery from Flue Gas using Fluorine Plastic heat Exchangers", *Journal of cleaner production*, No. 161. pp. 1416-1422.
- [21] Zhang P., Ma T., Li W.D., Ma G.Y. and Q.W. Wang (2018). "Design and Optimization of a Novel High Temperature Heat Exchanger for Waste heat Cascade Recovery from Exhaust Flue Gases". *Energy*, No. 160, pp.3-18.