نشریه علمی (فصلنامه) «انرژی ایران»
دوره ۲۳، شماره ۱، بهار ۱۳۹۹، صفحه ۱۱۲ – ۸۳

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

تاریخ دریافت:
۱۳۹۸ / ۱ / ۱۸

تاریخ پذیرش:
۱۳۹۹ / ۳ / ۶

کلمات کلیدی:
دیگ چگالشی،
مبدل حرارتی،
بازیابی حرارتی،
لوله مواج،
شبیه‌سازی عددی

چکیده

بویلرها 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 درگازهای حاصل از احتراق در دیگ چگالشی پوسته و لوله مواج می‌باشد. دیگ چگالشی مورد نظر برای بازیابی حرارتی، مبدل حرارتی پوسته و لوله مواج می‌باشد که فرآیند بازیابی حرارتی توسط کد تجاری CFD، ANSYS FLUENT 18.2 به‌صورت عددی مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته است. در این مطالعه، تأثیر آرایش قرارگیری متفاوت لوله‌ها در داخل پوسته دیگ چگالشی به‌صورت عددی مورد تحلیل قرار گرفته است. حل عددی با نتایج آزمایشگاهی صحت‌سنجی شده است و مطابق نتایج به‌دست آمده، 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. 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.

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
۳. دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران s.s.mousavi@stu.nit.ac.ir
۴. دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران m.a.delavar@nit.ac.ir

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

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 معمولا 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 اخیرا در صنعت مطرح گردیده است. این نوع از دیگ‌ها عملاً باید انرژی بخار آب تولید شده از احتراق را جذب کنند، اما باتوجه به دمای آب برگشتی دراین 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 بخارآب تولیدی حاصل از احتراق است، نمی‌تواند بخار آب تولیدی را خنک کند تا به نقطه شبنم برسد. درصورتی که روشی که در این پروژه دراین سیستم‌ها انتخاب شده است، عامل سردکننده‌ی محصولات احتراق، هوای احتراق مشعل می‌باشد. با پیش‌گرم‌کردن هوای احتراق علاوه بر بازگشت انرژی، ایجاد شرایط کندانس و نهایتاً علاوه بر افزایش راندمان به طورمستقیم، غیرمستقیم نیز باعث افزایش راندمان مجموعه خواهد شد. چرا که درصورت پیش‌گرم‌کردن هوای احتراق، راندمان احتراق بهتر خواهد شد (در واکنش‌های شیمیایی شانس انجام واکنش با افزایش دما بیشتر خواهد شدکه واکنش احتراق نیز نوعی واکنش شیمیایی می‌باشد). با توجه به این که دمای هوا خصوصا در زمستان زیر نقطه شبنم محصولات می‌باشد، شانس کندانس بخار محصولات احتراق بیشتر خواهد بود.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

در دیگ‌های غیرچگالشی که در آن با استفاده از سوخت‌های فسیلی (کازشهری، گازمایع...) تأمین حرارتی صورت می‌گیرد، پدیده احتراق و آزادسازی انرژی موجب بالارفتن دمای محصولات احتراق (معمولاً بالاتر از ۱۵۰۰ درجه سانتی گراد) می‌شود. در دیگ‌های مورد نیاز این گازهای داغ که شامل دی‌اکسیدکربن، ازت و بخارآب می‌باشد، گرما را به‌طور غیرمستقیم به سیال عامل مانند آب داخل دیگ آب گرم گرمایشی منتقل می‌کند. بخارآب 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 بخارآب داخل محصولات احتراق می‌باشد، بنابراین بخارآب تولید شده به‌صورت مایع نخواهد شد. درصورتی که در دیگ‌های چگالشی، دمای محصولات احتراق به پایین‌تر از نقطه‌ی شبنم بخارآب محصولات احتراق رسیده است بنابراین این بخارآب به‌صورت شبنم درآمده و کندانس می‌شود. درواقع گرمای نهان تبخیر که در بخارآب وجود دارد، به وسیله‌ی دیگ‌های چگالشی جذب آب داخل دیگ یا سیستم گرمایشی می‌شود. مقدار انرژی تلف شده که ازطریق بخارآب 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 بخارآب 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 (درناحیه‌ای که چگالش صورت می‌گیرد) خواهد بود. که در دیگ‌های چگالشی باید از جنس‌های مقاوم درمقابل اسید باشند چرا که امکان تولید اسید یا بالابودن ph آب کندانس تا ph=5 وجود دارد. درضمن برای نصب این دیگ‌ها نیز باید تدابیری انجام شود تا آب کندانس شده به فاضلاب انتقال یابد. شیفوآراور[1] و همکاران (۲۰۰۹) در مقاله خود از انرژی بازیافت شده برای پیش‌گرم‌کردن آب ورودی به بویلر استفاده می‌کند. هدف ازنصب این نوع سیستم بازیافت حرارت گازدودکش، افزایش راندمان بویلر بوده که باعث کاهش هزینه تولید می‌شود.

1. Schiffhauer

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

چن[1] 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[2] (۲۰۱۴) در مقاله ی 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 ازهریک ازطراحی‌های نامبرده شده را همراه با توصیه هایی درمورد چگونگی دستیابی به آن ارائه می‌دهد.

آنتونسکو و استانسکو[3] (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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

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[1] (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 پیش‌گرم‌کردن هوای احتراق، در سناریوی دوم برای تأمین هوای گرم در سیستم گرمایش ساختمان ودر 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، ۱۶درصد 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 ۱/۳، ۳/۸۵ و ۵/۹ درصد بوده که به ترتیب موجب بازگشت سرمایه به مقدار ۴۹ هزار دلار در ۵ ماه زمستان، ۱۴۴ هزار دلار در ۴ماه 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

1. Comakli, and Terhan

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

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[1] 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 ۹۹درصد نیز نزدیک شده است. همچنین مطالعه مشابهی توسط سین و کلیور[2] (۲۰۱۳) ارائه شده است که همگی تأییدکننده بهبود راندمان در بویلرهای چگالشی می‌باشند. ساتیاوادا و بلدی[3] (۲۰۱۸) نیز در مطالعه خود پیرامون مبدل‌های حرارتی چگالشی به نتایج مشابهی دست یافتند.

رازکا و وجس[4] (۲۰۱۴) روش‌های ترمودینامیکی را برای محاسبات مبدل‌های چگالشی برای حرارت تلف شده[5] 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[6] (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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

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[1] 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 کندانس‌کننده 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 شبیه‌سازیی عددی به طرحی مناسب دست یافتند. دونوع مبدل در طراحی اولیه این مطالعه مورد بررسی قرار گرفت.

هوانگ[2] 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 زمانی‌که بازیافت حرارتی بدون بازیافت حرارت نهان انجام می‌شود (بویلرهای غیرچگالشی) حدودا 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[3] 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[4] پرداختند. آنها توانستند با ساخت مبدل حرارتی در مقیاس آزمایشگاهی[5]، 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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

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[1] (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 ۷/۶درصد و ضریب انتقال حرارت به اندازه ۱۲/۱ درصد افزایش می‌یابد.

وانگ[2] 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[3] 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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

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[1] 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[2] 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[3] 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[4] 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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

را با استفاده از دو مدل ریاضی مختلف انجام دادند. مدل اول یک مدل ایستاده یک بعدی بر اساس معادله کالبرن – هاگن[1] می‌باشد. مدل دوم یک مدل سه‌بعدی چندفازی بر اساس معادله اویلر برای مدل‌سازی جریان آب و بخار آب در گازهای خروجی از دودکش می‌باشد. در این مسئله گرمای پنهان تأثیر قابل توجهی بر گازهای دودکش و دمای آب در خروجی مبدل حرارتی دارد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی و آزمایشگاهی در این مطالعه نشان می‌دهد که میانگین دمایی در خروجی مبدل حرارتی با وجود چگالش کمتر از میانگین دمایی بدون چگالش می‌باشد.

تاکار[2] و همکاران (۲۰۱۸) به طراحی یک مبدل حرارتی برای بازیافت حرارت از گازهای خروجی از دودکش موتورهای دیزل پرداختند. آن‌ها آزمایش‌های 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 پیش‌گرم‌کردن هوای ورودی به موتور شدند. این بهبود در بارگذاری ۱۰۰ درصد موتور به مقدار ماکزیمم خود می‌رسد.

در این مطالعه تأثیر آرایش قرارگیری متفاوت لوله‌ها در داخل پوسته دیگ چگالشی و همچنین تأثیر تعداد لوله‌ها در آرایش قرارگیری یکسان به‌صورت عددی مورد تحلیل قرار گرفته است. سه آرایش متفاوت قرارگیری لوله‌های مواج در داخل پوسته مورد بررسی قرار گرفته است. شبیه‌سازی‌های عددی توسط نرم افزار تجاری ANSYS FLUENT 18.2 انجام گرفته است.

۲. مبانی نظری و معادلات حاکم (فلوئنت[3] (۲۰۱۷))

۲-۱. قانون بقای جرم

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}=0 \qquad (۱)$$

که در آن u، v و w مؤلفه‌های بردار سرعت در جهات x، y و z می‌باشند.

1. Colburn-Hougen
2. Thakar
3. Fluent

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

۲-۲. معادلات بقای ممنتوم

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{V}) + \vec{\nabla}.(\rho\vec{V}\vec{V}) = \rho\vec{g} + \vec{\nabla}.\sigma_{ij} \quad (۲)$$

۲-۳. معادله‌ی بقای انرژی

$$\rho\frac{D(u^2/2)}{Dt} = -u\frac{\partial P}{\partial x} + u\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + u\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + u\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho u f_x \quad (۳)$$

$$\rho\frac{D(v^2/2)}{Dt} = -v\frac{\partial P}{\partial y} + v\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + v\frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + v\frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho v f_y \quad (۴)$$

$$\rho\frac{D(w^2/2)}{Dt} = -w\frac{\partial P}{\partial z} + w\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + w\frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + w\frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho w f_z \quad (۵)$$

۲-٤. معادلات انتقال گونه[1]

زمانی‌که قصد حل معادلات بقا برای گونه‌های شیمیایی را دارید، نرم‌افزار انسیس فلوئنت کسر جرمی محلی هر گونه (Y_i) را از طریق حل معادله انتقال حرارت برای گونه iام پیش‌بینی می‌کند. فرم کلی معادله بقا به‌صورت زیر می‌باشد.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla.(\rho v Y_i) = -\nabla.\vec{J}_i + R_i + S_i \quad (۶)$$

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[2] 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 Nام، حاصل یک منهای مجموع N-1 کسرهای جرمی حل شده می‌باشد. برای حداقل شدن خطای عددی، گونه Nام 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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

۲-۵. معادله دوفازی VOF

به‌منظور مدل‌سازی دوفازی آب-هوا، از مدل دوفازی VOF [1] برای در نظر گرفتن صطح اشتراک دینامیکی دوفاز استفاده شده است. برای فاز iام معادله بقای کسر حجمی بدون در نظر گرفتن ترم مرجع و ترم‌های بین فازی به‌صورت معادله(۷) می‌باشد:

$$\frac{\partial(F_i\rho_i)}{\partial t} + \nabla(F_i\rho_i v_i) = 0 \qquad (۷)$$

کسر حجمی برای فاز اولیه که در این مسئله هوا می‌باشد، بدین صورت به‌دست می‌آید:

$$\sum_{i=1}^{n} F_i = 1 \qquad (۸)$$

۳. روش تحقیق

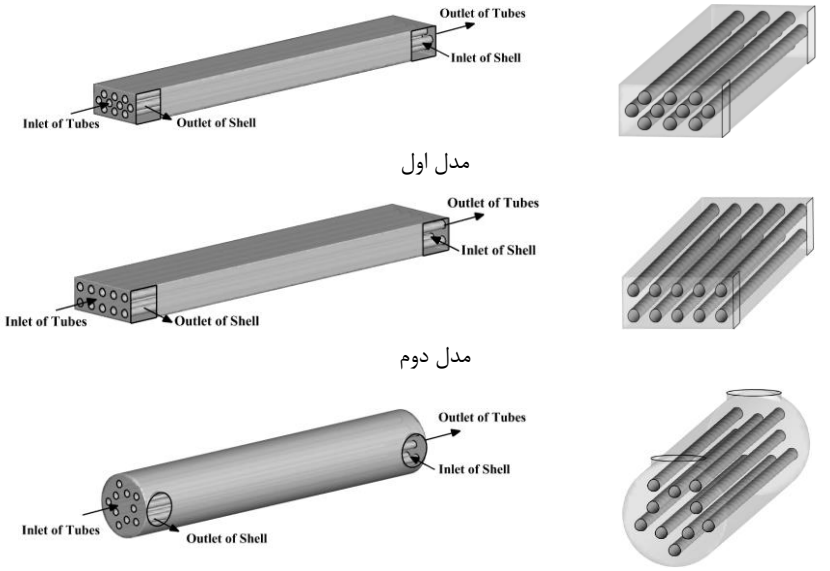
در مطالعه حاضر شبیه‌سازی عددی فرآیند انتقال حرارت نهان توسط نرم افزار تجاری ANSYS FLUENT 18.2 انجام شده است. در این نرم افزار برای شبیه‌سازی گونه‌های مختلف گاز مورد استفاده برای بازیابی حرارتی از مدل انتقال گونه[2] و برای شبیه‌سازی عددی جریان دوفازی از مدل VOF استفاده شده است. رسم هندسه‌های مورد بررسی، شبکه‌بندی و تحلیل CFD توسط نرم افزار ANSYS FLUENT 18.2 انجام شده است.

٤. توصیف هندسه مدل‌های مورد بررسی

در مطالعه انجام گرفته به بررسی تأثیر آرایش متفاوت لوله‌ها در پوسته در کندانسور چگالشی پوسته و لوله مواج پرداخته شده است. در این مطالعه سه مدل مورد بررسی قرار گرفته‌اند که به نام مدل‌های اول، دوم و سوم در این مطالعه شناخته می‌شوند. شماتیک سه‌بعدی مدل‌های مورد بررسی در این قسمت در شکل(۱) نشان داده شده است.

1. Volume of Fluid
2. Species Transport Equations

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]



شکل ۱. شماتیک ۳بعدی 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 ماچاکوا[1] 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

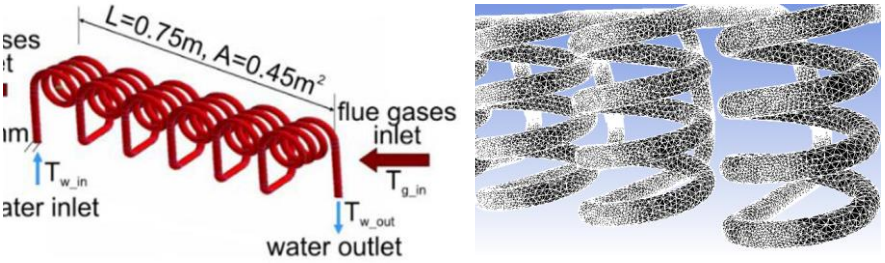
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

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 به‌صورت 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.



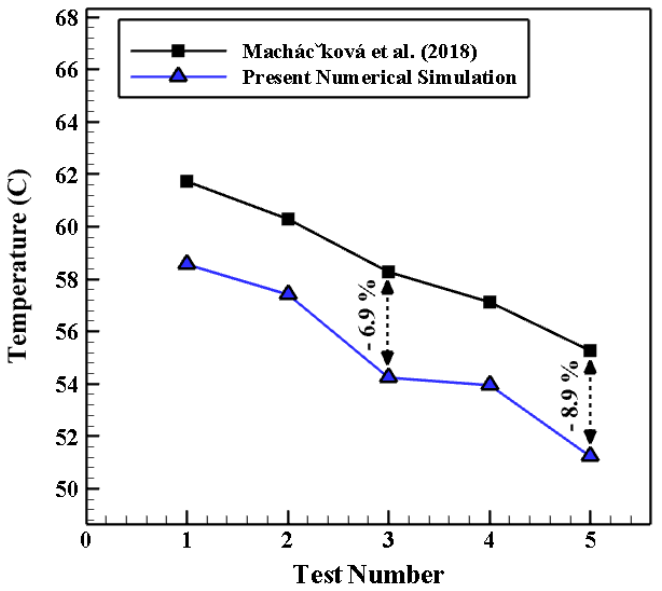
(الف) (ب)

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

(ب) شبکه‌بندی ایجاد شده در هندسه مورد بررسی

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

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.

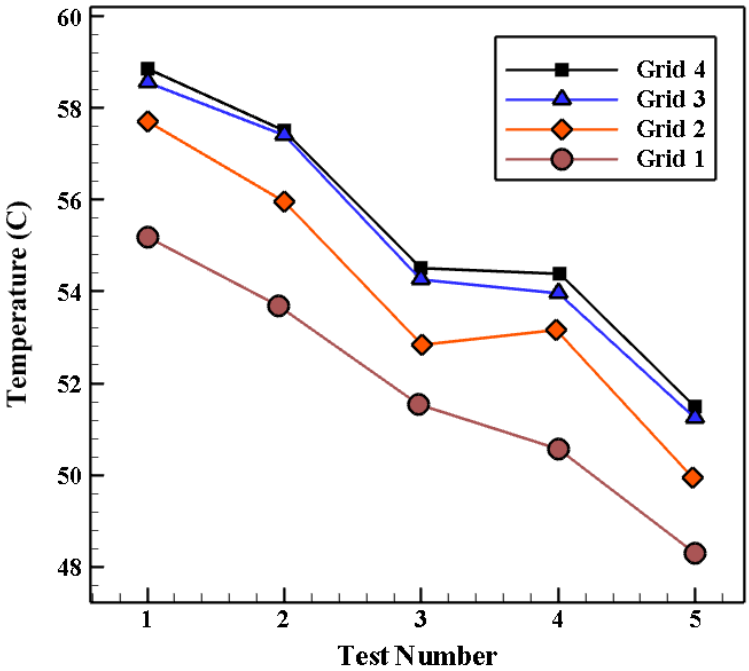


شکل ۳. مقایسه نتایج عددی به‌دست آمده از مطالعه عددی حاضر با نتایج ماچاکوا و همکاران (۲۰۱۸)

۵-۲. 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. تصویری از شبکه ایجاد شده با ۳۱۶۵۳۴۹سلول در شکل(۱ب) نشان داده شده است.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

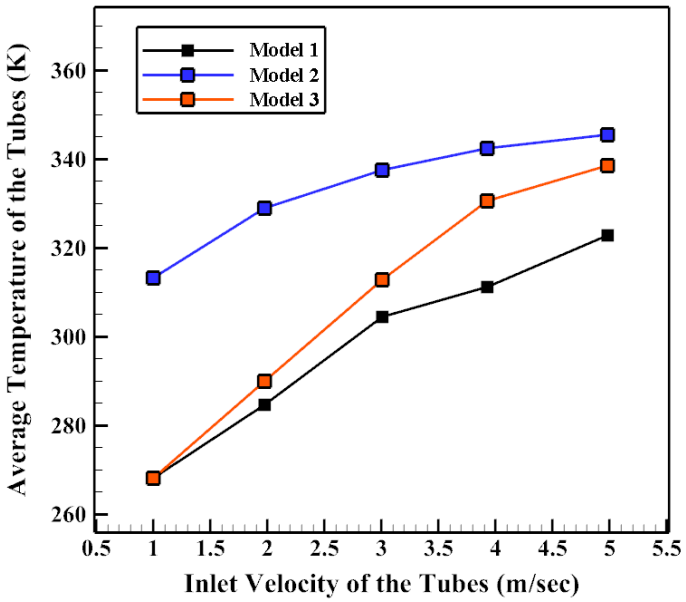


شکل ۴. مطالعه استقلال از شبکه برای چهار شبکه با تعداد سلول متفاوت

۵-۳. نتایج بررسی تأثیر آرایش قرارگیری لوله‌ها

در بررسی آرایش مختلف لوله‌ها در پوسته، ۳ آرایش مطابق شکل(۱) درنظر 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، زاویه‌ی بین لوله‌ها ۹۰ درجه و همچنین آرایش لوله‌ها در مدل سوم به‌صورت شعاعی می‌باشد. دمای متوسط خروجی لوله‌ها بر حسب سرعت‌های مختلف ورودی لوله برای مدل‌های مختلف در شکل (۵) نشان داده شده است.

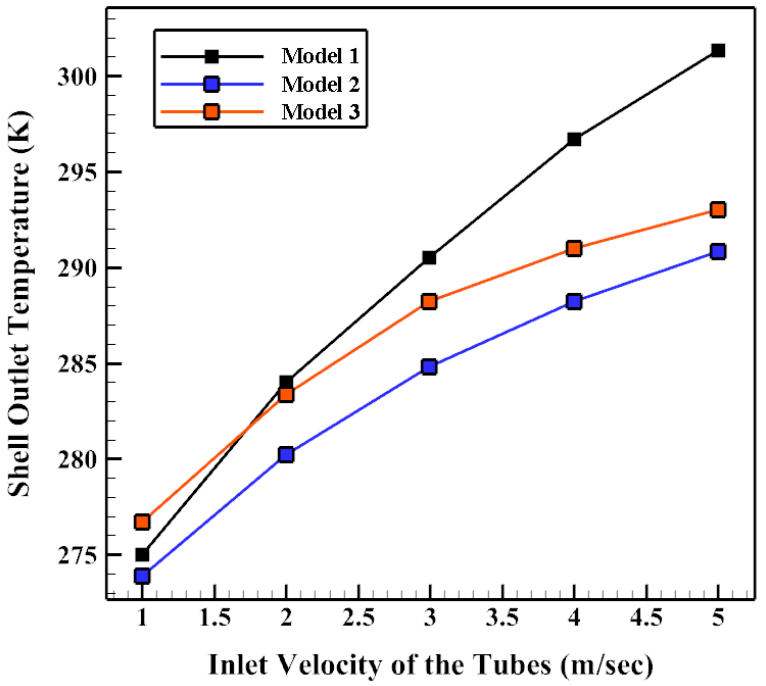
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]



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

همان‌طور که در شکل(۵) مشاهده می‌شود با افزایش سرعت ورودی درلوله، دمای میانگین خروجی در لوله افزایش می‌یابد. زیرا افزایش سرعت روی برخورد سیال با دیواره‌ها تأثیر می‌گذارد و آشفتگی جریان در داخل لوله افزایش می‌یابد که باعث افزایش دمای سیال می‌شود. مدل یک نسبت به مدل‌های دیگر مدل برتری است به‌دلیل این‌که در مدل یک با برخورد مستقیم سیال ورودی سمت پوسته(هوا) با لوله ی مقابل اول، جریان از همان ابتدا دچار آشفتگی می‌شود.که آشفتگی جریان باعث انتقال حرارت بیشتر بین هوای داخل پوسته و گاز داخل لوله می‌شود. درصورت انتقال حرارت بیشتر، در خروجی لوله دمای پایین‌تر و درخروجی پوسته دمای بالاتری رامشاهده می‌شود. از آن‌جایی که سیال داخل لوله درحال سردشدن 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.

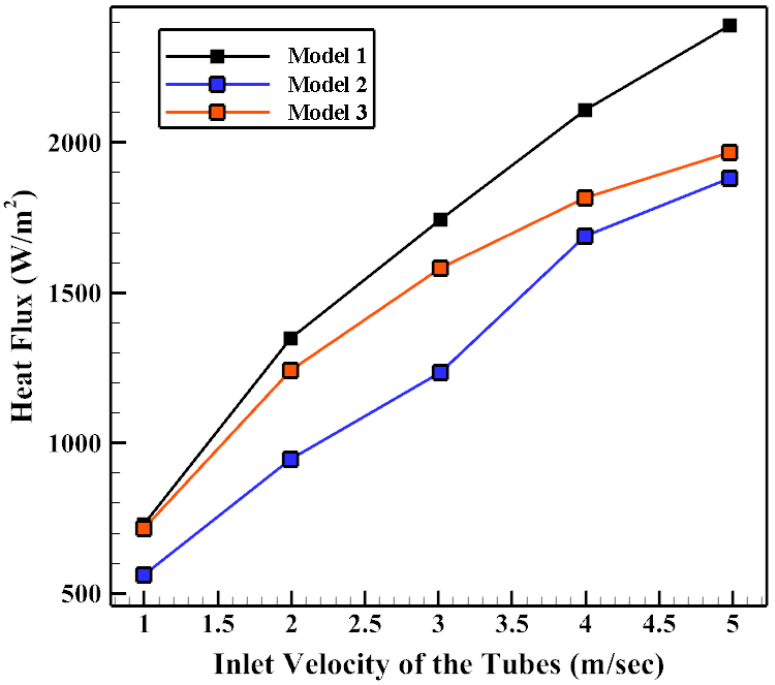
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]



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. همان‌طورکه 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.

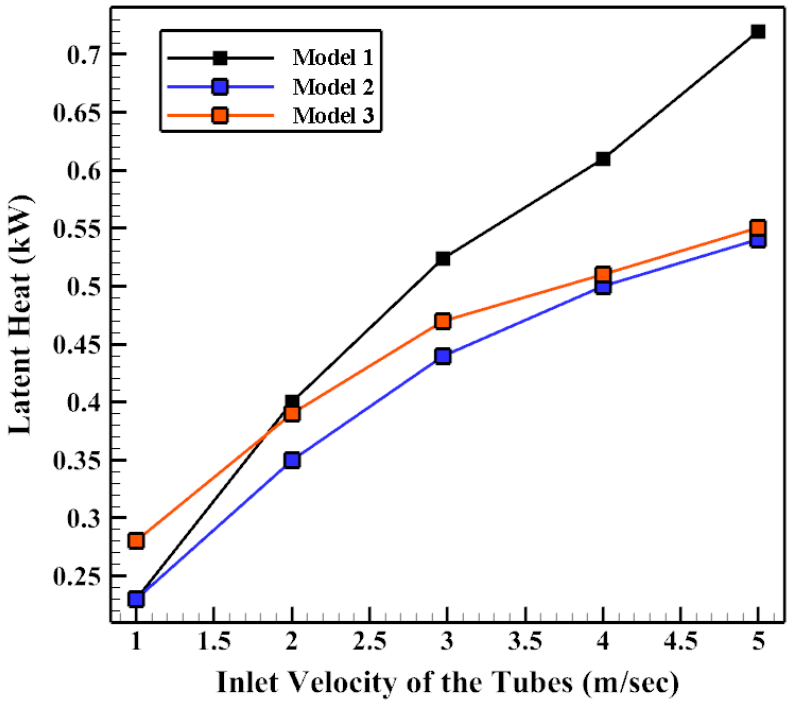
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]



شکل ۷. شارحرارتی متوسط خروجی لوله‌ها بر حسب سرعت‌های مختلف 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.

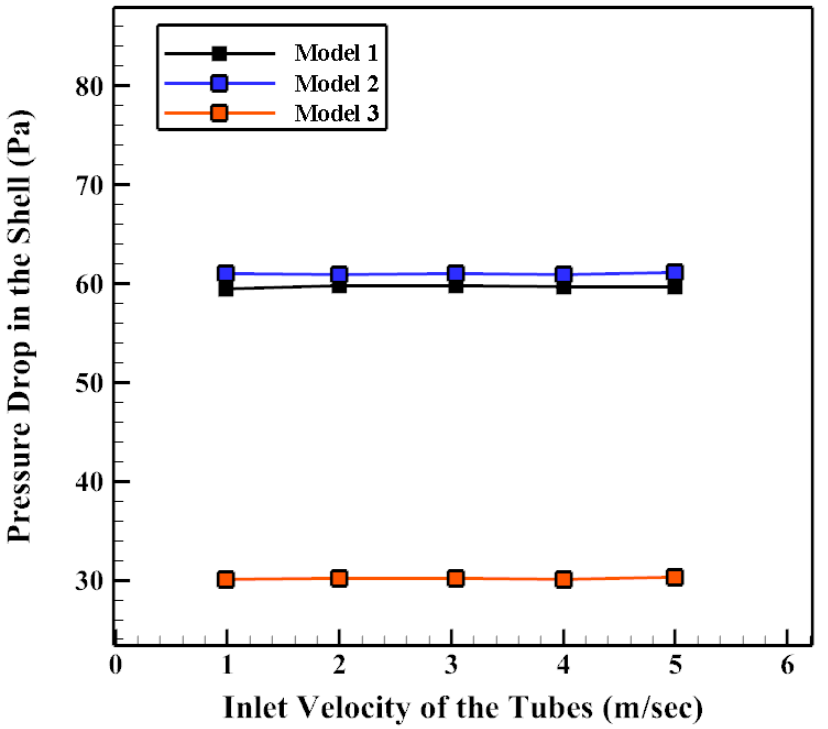
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]



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 ۱m/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 ۲ 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.

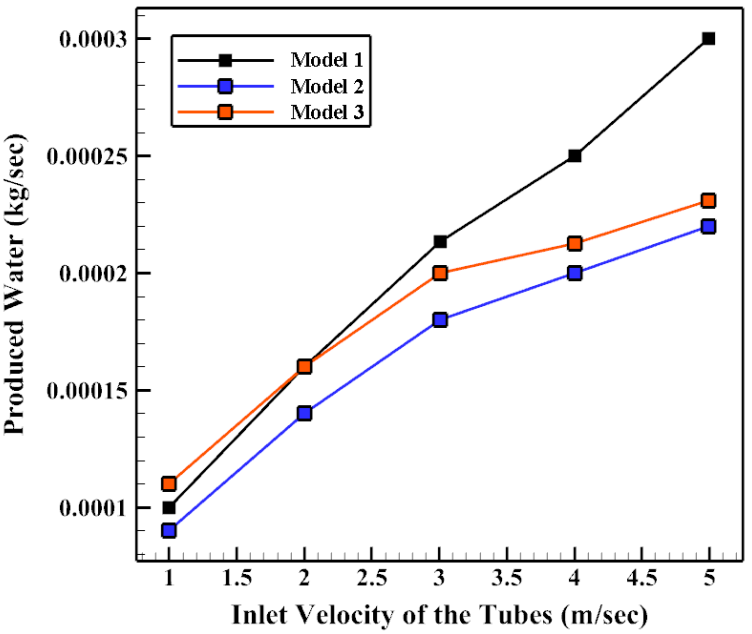
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]



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

شکل(۹) نشان می‌دهدکه مدل یک و دو تقریبا افت‌فشار یکنواختی دارند. این دلیل که سیال ورودی به پوسته در این‌مدل، ابتدا با لوله اول برخورد می‌کند. برخورد سیال با مانع باعث افت فشار در مدل‌یک 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 ۱و 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.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]



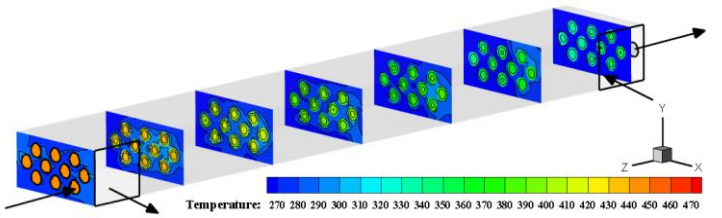
شکل ۱۰. آب تولیدی بر حسب سرعت‌های مختلف ورودی لوله برای مدل‌های مختلف

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 تغییرفاز می‌رسد و آب بیشتری تولید می‌کند. همان‌طور که در بخش‌های قبلی نشان داده شده است، مدل اول بیشترین میزان انتقال‌حرات، مدل دوم کمترین میزان انتقال‌حرات را دارد. پس به‌ترتیب 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 تقریبا 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 به‌دست آمده می‌توان به این نتیجه رسید که مدل اول به دلایل زیر بهترین آرایش را داشته است.

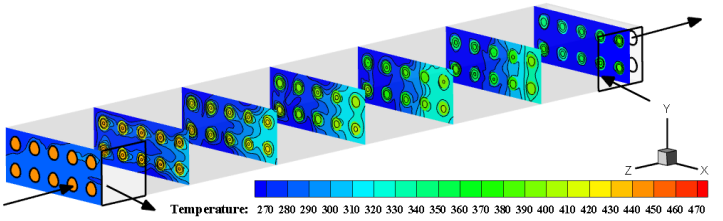
برای درک بهتر فرآیند انتقال حرارت در بازیابی حرارتی صورت گرفته از گازهای حاصل از احتراق، می‌بایست به کانتور دما در داخل پوسته و لوله‌های مارپیچ دقت کرد. بدین منظور، کانتور دما در ۷ صفحه

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

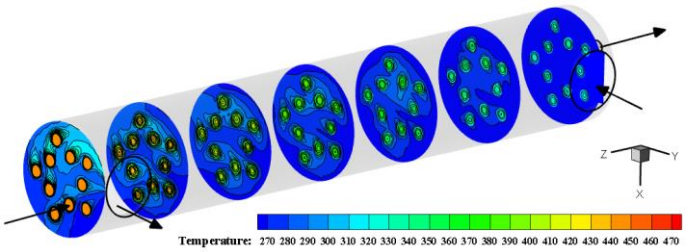
در نقاط مختلف پوسته برای هر سه مدل مورد بررسی در شکل(۱۱) در سرعت ۳ m/s سمت لوله نشان داده شده است.



مدل اول



مدل دوم



مدل سوم

شکل ۱۱. کانتور دما در صفحات مختلف درون پوسته برای مدل‌های مختلف در V=3 m/sec

کانتور نشان داده شده درشکل(۱۱) نشان می‌دهد که در مدل‌یک 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 زمانی‌که با لوله داخلی برخورد می‌کند طریقه قرارگیری ۳ لوله در ورودی پوسته باعث انتقال حرارت بیشتر می‌شود. اما در شکل مدل دو ۴ردیف لوله ۲تایی داریم که به‌صورت عمودی قرار گرفتند. درصفحه‌هایی که زده شده است مشاهده می‌شود که سیال نزدیک ۲ لوله اول دارای افزایش دمای

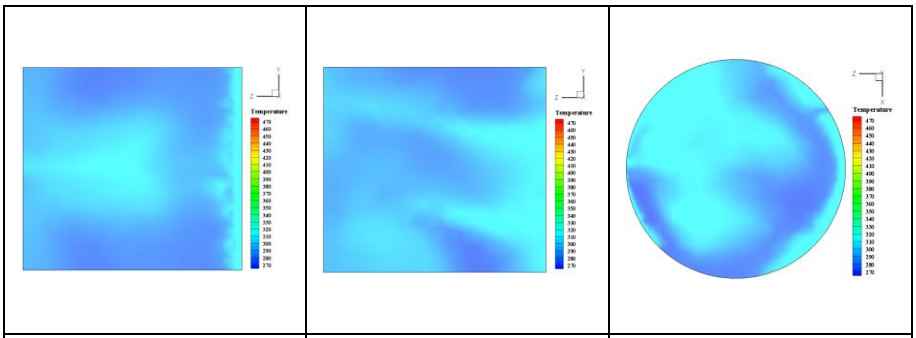
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

بیشتری نسبت به سیال اطراف لوله‌های بعدی هستند. به این دلیل که این ۲لوله طوری قرارگرفتند که مانع از رسیدن سیال سمت پوسته به قسمت‌های انتهایی می‌شوند. یعنی سمت سیال که هوا است قسمت هایی 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. درشکل(۵) هم مانند شکل(۲) به‌خاطر 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 به‌علت نوع آرایش قرارگیری لوله‌های ابتدایی در ورودی پوسته دارای کارآیی بدتری است که این ۲لوله 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 مارپیچ حاوی گاز حاصل از احتراق که دارای دمای ۴۴۳ درجه کلوین می‌باشند، افزایش دما داده و سیال خنک‌کننده 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 به‌دست 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.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]



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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

٦. نتیجه گیری و پیشنهادات

در مطالعه حاضر، تأثیر آرایش قرارگیری و تعداد لوله‌ها در دیگ چگالشی پوسته و لوله به‌صورت 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 به‌دست آمده، 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. 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.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

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 جزیی	T_∞	دمای سیال	Re	عدد بی بعد رینولز
τ	تنش برشی	η_o	بازده کل	υ	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 پره‌ها	LMTD	اختلاف دمای متوسط لگاریتمی
N	تعداد کل فازمایع گونه‌های شیمیایی حاضر در سیستم	C_p	ظرفیت گرمایی ویژه	E	انرژی آزاد شده
$\vec{J}_i$	شار نفوذ گونه iام	h_{fg}	آهنگ رهایش انرژی بر اثر چگالش	N_2	نیتروژن
$D_{i,m}$	ضریب نفوذ جرمی برای گونه iام 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	J_a	عدد ژاکوب	C_4H_{10}	بوتان

1. Rate of creation

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

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

مأخذ:یافته‌های پژوهش

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

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.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

[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.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]