

مطالعه تجربی اثر به کارگیری مشعل‌های متخلخل در بهبود عملکرد یک آبگرمکن مخزنی

سید عبدالمهدی هاشمی^{*}، احمدرضا طیاره، مهدی ملامهدی

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۶/۰۱/۰۸
بازنگری: ۱۳۹۶/۰۳/۲۷
پذیرش: ۱۳۹۶/۰۴/۲۴
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۰۴/۳۰

کلمات کلیدی:

مطالعه تجربی
مشعل متخلخل
آبگرمکن
راندمان احتراقی

خلاصه: در مطالعه حاضر، اثرهای به کارگیری مشعل‌های متخلخل نسبت به مشعل معمولی بر عملکرد مبدل حرارتی گرمکن آب به صورت تجربی بررسی شده است. مشعل مورد استفاده در این آزمایش‌ها از نوع پیش‌آمیخته جزئی با سوخت گاز طبیعی است. این آزمایش برای ۴ نوع مختلف از محیط‌های متخلخل و یک مشعل معمولی انجام شده است. نتایج مربوط به دمای بیشینه آب آبگرمکن، دمای دودکش، دمای شعله، میزان آلاینده‌ها و راندمان احتراقی هریک از مشعل‌ها در دبی‌های متفاوت سوخت گزارش شده است. با توجه به آزمایش‌های انجام شده، مشاهده می‌شود که استفاده از مشعل با جامد فلزی متخلخل ۱۰ سانتی‌متری باعث کاهش زمان رسیدن آب از دمای ۳۰ به دمای ۶۰ درجه سلسیوس شده است. همچنین نشان داده شده است که مشعل معمولی دارای کمترین دمای شعله و بیشترین دمای دودکش است. از طرفی، مشعل با جامدهای متخلخل ۵ و ۱۰ سانتی‌متری به ترتیب دارای بیشترین دمای شعله و کمترین دمای دودکش می‌باشند. همچنین ملاحظه شد که مشعل با جامد متخلخل ۵ سانتی‌متری بیشترین مقدار دی‌اکسید کربن و مشعل عادی کمترین مقدار آن را تولید می‌کند. راندمان احتراق مشعل آبگرمکن نیز در صورت استفاده از مشعل با جامد متخلخل ۱۰ سانتی‌متری، حدود ۱۵ درصد افزایش می‌یابد. به طور کلی می‌توان نتیجه گرفت که با توجه به زمان گرم شدن آب، راندمان احتراقی و آلاینده ناکس تولیدی، استفاده از جامد متخلخل ۱۰ سانتی‌متری مناسب‌ترین محیط متخلخل در آبگرمکن‌های مخزنی است.

۱- مقدمه

مادون قرمز را بررسی نمود. مخلوط مورد استفاده در مشعل او شامل سوخت و هوا با ۱۰۰ درصد هوای اولیه و بدون هوای ثانویه است. گرما با استفاده از مکانیزم انتقال حرارت هدایتی شعله به شبکه سرامیکی منتقل می‌شود تا دمای آنها به ۸۳۰ تا ۹۳۰ درجه سلسیوس برسد. در این حالت تابش صادر شده از سطح سرامیک‌ها موجب گرم شدن آب درون مخزن می‌گردد. مزیت این مدل از آبگرمکن‌ها، کاهش ۹۰ درصدی ناکس، سر و صدا و مصرف انرژی در مقایسه با آبگرمکن‌های مخزنی سنتی است. همچنین در دودکش آبگرمکن در نظر گرفته شده توسط آنها، از پره‌های مارپیچ استفاده شد و به این ترتیب گرمای گازهای حاصل از احتراق، مدت زمان بیشتری در تماس با لوله‌ی دودکش قرار گرفت. لذا، راندمان سیستم افزایش پیدا کرد. بارتر و کارسول [۳] یک آبگرمکن مخزنی به همراه یک مشعل گازی مادون قرمز را مورد ارزیابی قرار دادند. آنها از یک صفحه‌ی سرامیکی دایره‌ای سوراخ‌دار استفاده نمودند که به صورت مورب در بالای محفظه‌ی احتراق قرار داشت. همچنین آنها یک فضا برای اختلاط سوخت و هوا در زیر آن تعبیه نمودند. این روش با استفاده از مکانیزم انتقال حرارت تابشی و جلوگیری از

از آنجا که سوخت رایج مورد استفاده برای مصارف خانگی، گاز طبیعی است و با توجه به ارزشمندی منابع این سوخت، بحث افزایش راندمان وسایلی که با این سوخت کار می‌کنند، ضروری به نظر می‌رسد. لذا، بایستی با استفاده از راهکارهایی مصرف گاز طبیعی در آنها را کاهش داد. یکی از معمول‌ترین این وسایل، آبگرمکن‌های مخزنی هستند. این مدل از آبگرمکن‌ها به خصوص در مناطقی که فشار آب کمتر از حد معمول است، کاربرد گسترده‌ای دارند. در این آبگرمکن، آب در محفظه‌ای جمع شده و از طریق مشعل قرار گرفته در زیر مخزن آن، گرم می‌شود. تاکنون تحقیقات زیادی در مورد این نوع از آبگرمکن‌ها انجام شده است که به برخی از آنها اشاره می‌شود.

استیلز [۱] بازدهی یک آبگرمکن مخزنی را با به کارگیری عایق پیرامون مخزن آن، مورد ارزیابی قرار داد. او به دلیل جلوگیری از اتلاف حرارت آبگرمکن به محیط از عایق خارجی استفاده نمود و افزایش بازده حرارتی آبگرمکن را با این کار گزارش نمود. کوان [۲] نیز آبگرمکن با یک مشعل

^{*} نویسنده عهده‌دار مکاتبات: hashemi@kashanu.ac.ir



آلاینده‌ها را در نسبت‌های هم‌ارزی و جریان‌های متفاوت بررسی کردند. نتایج آنها نشان می‌دهد که آلاینده ناکس برای نسبت‌های هم‌ارزی ۰/۶ تا ۰/۹ خیلی کاهش می‌یابد. ناتهاتوت و جوگیا [۸] از سیستم حرارت برگشتی مبتنی بر محیط متخلخل به منظور بهبود راندمان مشعل‌های گازی خانگی استفاده کردند. در این روش، از محیط متخلخل برای پیش‌گرمایش هوای احتراق در اجاق گاز با مشعل‌های معمولی استفاده شد. آن‌ها بیان نمودند که با این سیستم می‌توان بازده اجاق گازهای معمولی را از ۳۰ درصد به حدود ۴۲ درصد افزایش داد. دلالیچ و همکاران [۹]، یک مشعل متخلخل قرار گرفته در داخل یک مبدل حرارتی را مورد بررسی قرار دادند. مشعل متخلخل آن‌ها دو قسمتی و دارای توان ۱۰ کیلووات بود. در این آزمایش به‌منظور افزایش ضریب انتقال حرارت از رینگ‌های سرامیکی میان محفظه احتراق و مبدل حرارتی استفاده شد. آنها با اندازه‌گیری افت فشار در داخل محفظه احتراق و انتشار ناکس، به این نتیجه رسیدند که با افزایش هوای اضافی، افت فشار افزایش و میزان ناکس، کاهش می‌یابد.

گنجعلی‌خان نسب [۱۰]، مشخصه‌های حرارتی نمونه‌ی جدیدی از یک هواگرمکن را مورد بررسی قرار داد که در آن از یک محیط متخلخل ۵ لایه برای بهره‌گیری از انرژی حاصل از احتراق استفاده شده است. نتایج گزارش شده توسط او نشان می‌دهد که مبدل مذکور نسبت به سایر مبدل‌های معمولی از راندمان بسیار بالاتری برخوردار است. همچنین، گنجعلی‌خان نسب و مرامی‌ساران [۱۱]، طرحی از یک مبدل حرارتی هواگرمکن ارائه دادند که در آن از ۵ لایه‌ی متخلخل استفاده شده است. نتایج آنها نشان می‌دهد که استفاده از لایه‌های متخلخل درون ساختمان مبدل، راندمان آن را افزایش می‌دهد. آنها همچنین مشاهده نمودند که ضخامت توری و ضریب پراکندگی محیط متخلخل بر عملکرد حرارتی مبدل تاثیر چشمگیری دارد. آدویک و همکاران [۱۲] به‌کارگیری محیط متخلخل سرامیکی را در سیستم‌های احتراقی در مقیاس خانگی بررسی کردند. هدف اصلی کار آنها توسعه یک سیستم فشرده و پربازده بود. لذا سیستم پیشنهادی آنها متشکل از یک مشعل ۸ kW و مبدل حرارتی با توجه به فضا و آب‌گرم مصرفی برای یک خانواده است. نتایج گزارش شده توسط آنها نشان می‌دهد که استفاده از محیط متخلخل، بازده گرمایی سیستم را افزایش و میزان آلاینده‌ی آن را کاهش می‌دهد. وانگ و همکاران [۱۳] تغییرات دما در یک مشعل همراه با جسم متخلخل آلومینیومی را برای احتراق پیش‌آمیخته گاز متان و هوا به صورت تجربی بررسی کردند. آنها گزارش نمودند که با افزایش دبی هوا و نسبت هم‌ارزی، دما در ناحیه پیش‌گرمایش، کاهش و در ناحیه واکنش، افزایش

اتلاف گرمای گازهای خروجی باعث افزایش بازده مبدل حرارتی و کاهش میزان تولید ناکس شد. تفاوت کار آنها با کوان [۲] در موقعیت استفاده از مشعل مادون قرمز و عدم استفاده از بافل‌های ماریچ داخل دودکش بود. معینی و خدادادی [۴] نیز با استفاده از مطالعه‌ی تجربی و عددی اثر به‌کارگیری مدل‌های مختلف بافل ماریچ را بر راندمان حرارتی و صرفه‌جویی در مصرف سوخت یک آبگرمکن مخزنی بررسی کردند. نتایج آنها نشان می‌دهد که به‌کارگیری بافل‌های مناسب در موقعیت مناسب موجب کاهش مصرف گاز طبیعی تا حدود ۴/۹۵ درصد می‌شود. در بررسی دیگری توکلی و محرم‌خانی [۵] با به‌کارگیری یک کلاهدک در خروجی دودکش و بافل در محفظه احتراق، میدان‌های دما و جریان سیال را در یک آبگرمکن مخزنی به روش عددی بررسی کردند. نتایج آنها نشان می‌دهد که استفاده از کلاهدک مناسب در خروجی دودکش مانع از بازگشت محصولات احتراق به سمت پایین می‌شود. همچنین استفاده از بافل باعث افزایش گرمای منتقل شده به آب می‌شود. با توجه به کارهای انجام شده در زمینه بهبود راندمان حرارتی آبگرمکن‌های مخزنی مشاهده می‌شود که استفاده از بافل‌ها در دودکش، استفاده از مشعل‌های تابشی مادون قرمز و استفاده از کلاهدک مناسب در خروجی دودکش از جمله روش‌های پیشنهادی برای بهبود راندمان حرارتی آبگرمکن‌های مخزنی هستند.

یکی از روش‌های جدید برای کاهش مصرف انرژی، استفاده از مشعل‌های متخلخل است. مکانیزم انتقال حرارت غالب در این مشعل‌ها از نوع تابشی است که مشابه استفاده از مشعل‌های مادون قرمز در کارهای کوان [۲] و بارتز و کارسول [۳] است. این روش به‌دلیل داشتن ویژگی‌های برجسته نسبت به مشعل‌های معمولی از جمله بازده تابشی بالا، کم‌بودن آلاینده ناکس، افزایش محدوده‌ی شعله‌وری، توزیع یکنواخت حرارت و کاهش سر و صدا توانسته است که در بسیاری از شاخه‌های صنعتی همچون صنایع غذایی، نیروگاه‌ها و سامانه‌های گرمایش مکان‌های مسکونی و تجاری مورد استفاده قرار گیرد. تا به حال کارهای متفاوتی در زمینه‌ی استفاده از مشعل‌های متخلخل در مبدل‌های حرارتی انجام گرفته است. کاسکین [۶] از اولین محققانی بود که در زمینه احتراق در مشعل‌های متخلخل مطالعاتی را انجام داد. او به بررسی تجربی شعله و گازهای موجود در آن برای سوخت هیدروژن و هوا پرداخت. نتایج او بیانگر تفاوت بین غلظت هیدروژن اکسید با مقدار محاسبه شده از واکنش‌های تعادلی است. در بررسی دیگری چفین و همکاران [۷] شعله پیش‌آمیخته مخلوط متان و هوا را در جسمی با تخلخل بالا به روش تجربی بررسی کردند. آنها محدوده پایداری، توزیع دما و

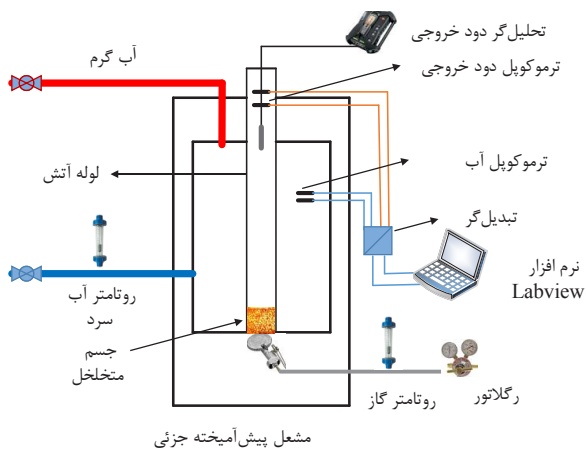
از این روش برای افزایش راندمان حرارتی و کاهش آلاینده‌ها در بسیاری از سیستم‌ها مورد توجه قرار گرفته است.

با توجه به کاربرد گسترده آبگرمکن‌های مخزنی، استفاده از روش‌هایی برای افزایش راندمان در آنها از اهمیت زیادی برخوردار است. امروزه با توجه به کاربرد گسترده محیط‌های متخلخل در احتراق، در این تحقیق از محیط‌های متخلخل ساده و ارزان قیمت برای بهبود عملکرد آبگرمکن مخزنی استفاده شده است. در واقع هدف از این تحقیق بهبود عملکرد آبگرمکن‌های مخزنی موجود با کمترین تغییر در فرآیند سیستم احتراقی آنها بوده است. در این کار، ابتدا مشعل معمولی آبگرمکن بدون استفاده از محیط متخلخل و سپس همین مشعل با به‌کارگیری ۴ نوع محیط متخلخل متفاوت مورد مطالعه قرار گرفته است. پارامترهای مورد بررسی این مطالعه شامل بررسی دمای آب، دمای محصولات احتراق خروجی از دودکش، دمای شعله، راندمان احتراقی آبگرمکن و میزان تولید آلاینده‌ها است.

۲- تجهیزات مورد استفاده در آزمایش تجربی

آبگرمکن مورد بررسی قرار گرفته در این تحقیق از نوع آبگرمکن‌های مخزنی معمولی به ظرفیت ۱۵۵ lit است. در این مدل از آبگرمکن، آب در محفظه‌ای جمع شده و از طریق مشعل پیش آمیخته جزئی با قدرت حرارتی ۷۵۰۰ کیلوکالری در ساعت قرار گرفته در زیر مخزن، گرم می‌شود. آب سرد از پایین مخزن وارد و پس از گرم شدن از بالای آن خارج می‌شود. در شکل ۱ طرحواره‌ای از دستگاه آزمایش دیده می‌شود.

در این آزمایش، برای اندازه‌گیری دبی گاز از یک عدد رواتر مناسب



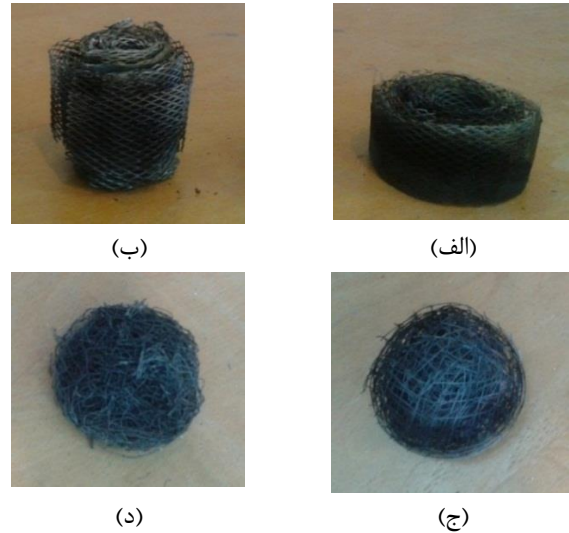
شکل ۱: طرحواره آب‌گرمکن مخزنی

Fig. 1. Schematic of the gas-tank water heater.

می‌یابد. آنها همچنین افزایش مقدار نسبت هم‌ارزی بحرانی را با کاهش قطر قرص‌های آلومینومی محیط متخلخل گزارش نمودند. لین و همکاران [۱۴] مشخصه‌های احتراق گاز متان معادن زغال‌سنگ را در یک مشعل متخلخل واگرا به روش عددی بررسی کردند. نتایج آنها بیانگر آن است که بیشینه دما در مشعل واگرای متخلخل با افزایش نسبت هم‌ارزی افزایش می‌یابد. آنها همچنین مشاهده نمودند که میزان ناکس خروجی در دمای ۵۲۴K حدود ۵/۶۴ مرتبه بزرگتر از میزان این آلاینده در دمای اولیه ۳۰۰ K است. بنابراین بایستی در تعیین محدوده دمای بیشینه تعادل مناسبی بین اثر بازده حرارتی و محیط زیست وجود داشته باشد. ایرال و آمل [۱۵] نیز اثر میزان هوا در مشعل تابشی متخلخل با سوخت گاز طبیعی را در مناطقی با ارتفاع زیاد بررسی نمودند. این بررسی به منظور امکان‌سنجی استفاده از این مشعل برای کاربردهای خانگی صورت گرفت. نتایج آنها نشان می‌دهد که به‌کارگیری مشعل در توان 370 kW/m^2 دارای بیشترین بازده است، به‌طوری که بازده حرارتی و تشعشعی آن به ترتیب حدود ۵۰ و ۲۷ درصد می‌باشند. کرامیتوس و همکاران [۱۶] به بررسی روش تجربی عملکرد مشعل با محیط متخلخل برای سوخت‌های گاز طبیعی، بیوگاز و سوخت گازی ترکیبی پرداختند. آنها در این مطالعه دمای فاز جامد و گازی و روند شکل‌گیری آلاینده‌ها را به ازای بارهای گرمایی متفاوت در رژیم احتراقی رقیق بررسی نمودند. با عملکرد مشعل در یک نسبت استوکیومتری مشخص و مستقل از سوخت برای رسیدن به سطح ناکس کمتر از ۲۰ ppm مشاهده می‌شود که وجود دی‌اکسید کربن اضافی باعث افزایش مونواکسید کربن خروجی و کاهش بازده تابشی مشعل می‌شود. هاشمی و همکاران [۱۷] پایدارسازی شعله غیرپیش آمیخته آشفته گاز طبیعی همراه با محیط متخلخل را به‌صورت تجربی بررسی کردند. آنها مشاهده نمودند که شعله معمولی در مخلوط‌های غنی سوخت تشکیل می‌شود و با افزایش نسبت هم‌ارزی طول شعله افزایش می‌یابد. نتایج آنها همچنین نشان می‌دهد با افزایش چگالی حفره، امکان تشکیل شعله، داخل محیط متخلخل را افزایش می‌دهد. پانیگرهی و همکاران [۱۸] به روش عددی و تجربی، تاثیر به‌کارگیری یک محیط متخلخل دو لایه را بر احتراق گاز مایع یک اجاق گاز خانگی بررسی کردند. نتایج گزارش شده توسط آنها حاکی از تطبیق مناسب نتایج عددی با اطلاعات تجربی و کاهش میزان تولید مونواکسید کربن تا استانداردهای سازمان بهداشت جهانی است. نتایج تجربی و عددی آنها همچنین نشان می‌دهد که با افزایش ضخامت جسم متخلخل راندمان حرارتی مشعل کاهش می‌یابد. با توجه به کارهای انجام شده در زمینه احتراق در محیط‌های متخلخل، مشاهده می‌شود که استفاده

متداول آبرگرمکن‌ها انجام شده است. همچنین در طی انجام آزمایش‌ها، دمای آب داخل مخزن و دمای دودکش، به وسیله ترموکوپل اندازه‌گیری و به صورت لحظه‌ای در قالب یک فایل در رایانه ذخیره شده است. در این تحقیق از ترموکوپل نوع K استفاده شده است. محدود کارکرد این نوع از ترموکوپل‌ها بین دمای ۲۰۰- تا ۱۳۷۰ درجه‌ی سلسیوس است. در این بررسی از ۴ نوع جامد فلزی متخلخل استفاده شده است. دو نمونه از آن‌ها، توری‌های فلزی هستند که به صورت حلقه‌ای دور هم پیچیده شده‌اند (جامد فلزی متخلخل به طول ۵ سانتی‌متر و جامد فلزی متخلخل به طول ۱۰ سانتی‌متر) و دو نمونه‌ی دیگر شبکه‌های سیمی هستند که به صورت گلوله‌ی فلزی در آمده‌اند (شبکه‌ی سیمی کم‌تراکم، شبکه‌ی سیمی پرتراکم). لازم به ذکر است که قطر محیط‌های متخلخل در نظر گرفته شده همگی برابر قطر لوله آتش می‌باشند و هیچ‌گونه هوایی به داخل دودکش مکش نمی‌شود. همچنین مشاهده شد که شعله در داخل محیط متخلخل تشکیل می‌شود. در شکل ۲ نمای از جامدهای متخلخل مورد استفاده، دیده می‌شود.

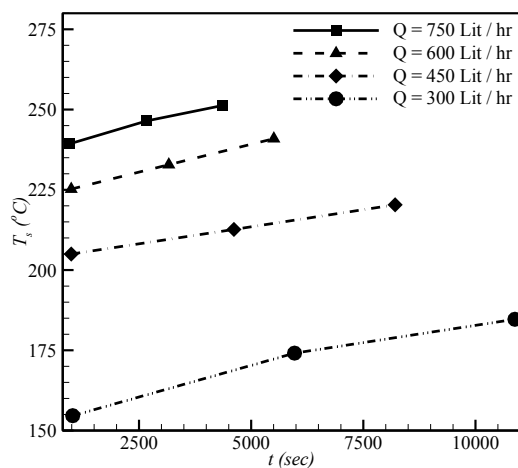
به‌منظور اندازه‌گیری غلظت و دمای گازهای خروجی دودکش از دستگاه Testo ۳۵۰ M/XL استفاده شده است. سنسور این دستگاه به‌وسیله سوراخ کوچکی در معرض محصولات احتراق خروجی از دودکش قرار گرفته و اجزای محصولات احتراق و دمای آنها را اندازه‌گیری می‌کند. این دستگاه قابلیت اندازه‌گیری غلظت ناکس تا ۳۰۰۰ ppm را دارد. درصد اکسیژن گازهای خروجی نیز به وسیله این دستگاه قابل اندازه‌گیری است. دقت اندازه‌گیری این دستگاه برای غلظت ناکس، ۵ ppm در غلظت‌های کمتر



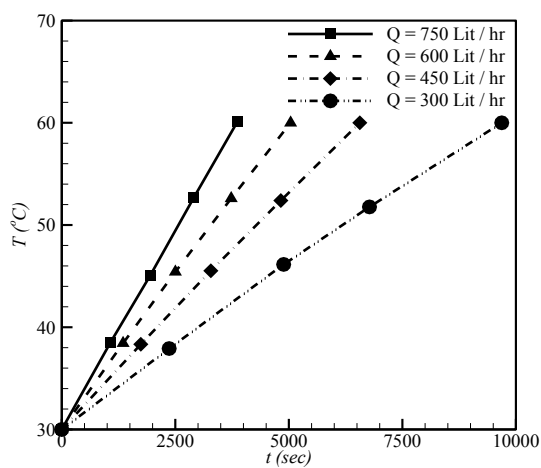
شکل ۲: محیط‌های متخلخل متفاوت بررسی شده. الف) جامد متخلخل فلزی به ارتفاع ۵ سانتی‌متر، ب) جامد متخلخل فلزی به ارتفاع ۱۰ سانتی‌متر، ج) شبکه سیمی فلزی با تراکم کم، د) شبکه سیمی فلزی با تراکم زیاد

Fig. 2. Various porous media tested include a) 5 cm porous medium length, b) 10 cm porous medium length, c) low-density wired network, and d) high-density wired network.

استفاده شده است. محدوده کارکرد این رواتر بین صفر تا ۱۰۰۰ لیتر بر ساعت و فشار عملکرد آن در شرایط دمایی نرمال، ۱۶ میلی‌متر آب، معادل فشار شبکه‌ی گاز طبیعی بعد از رگلاتور است. لازم به ذکر است که دقت دبی اندازه‌گیری شده به‌وسیله رواتر گاز ± 10 lit/hr است و آزمایش‌ها در دبی‌های حجمی سوخت بین ۳۰۰ تا ۷۵۰ لیتر بر ساعت طبق شرایط کارکرد



(ب)



(الف)

شکل ۳: الف) دمای آب، ب) دمای دود خروجی از دودکش برای مشعل معمولی در دبی‌های متفاوت سوخت گاز طبیعی

Fig. 3. a) Water and b) gas temperature at the outlet of chimney conventional burner as a function of natural gas volumetric flow rate.

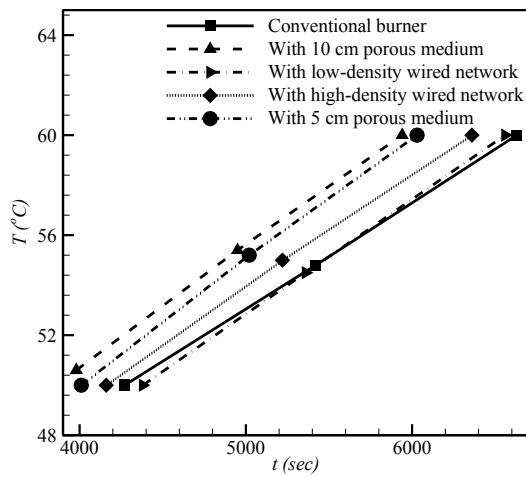
از ۱۰۰ ppm است.

هر مشعل برای ۴ دبی مختلف گاز، ۳۰۰، ۴۵۰، ۶۰۰ و ۷۵۰ لیتر بر ساعت صورت گرفته است.

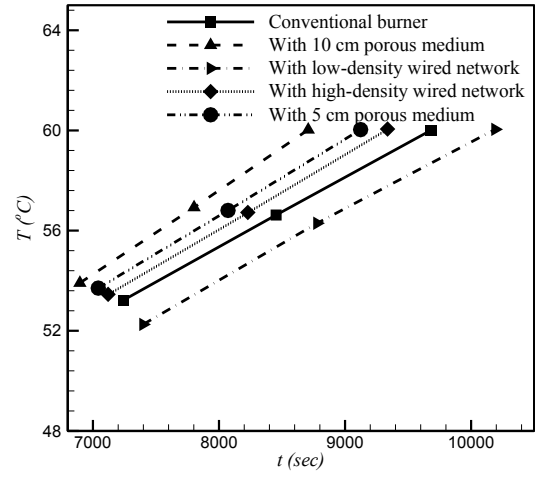
۳- نتایج

نتایج مربوط به مقایسه مشعل آبگرمکن با محیط متخلخل و بدون آن در این بخش ارائه می‌شود. در این بررسی تاثیر استفاده از ۴ نوع محیط متخلخل بر افزایش راندمان احتراقی مشعل، میزان تولید آلاینده‌های دی‌اکسیدکربن و ناکس مشاهده می‌شود. لازم به ذکر است که مشعل‌ها دارای نرخ سوخت یکسان ولی هوای متفاوت هستند. در این بررسی دمای بیشینه ۱۵۵ lit آب قرار گرفته در مخزن آبگرمکن، از ۳۰ به ۶۰ درجه‌ی سلسیوس افزایش داده می‌شود و بازده احتراق محاسبه می‌شود. آزمایش‌های انجام شده برای

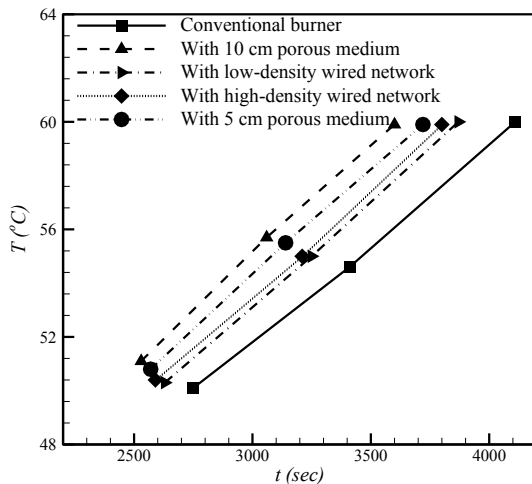
۳-۱ اثر به‌کارگیری مشعل متخلخل بر دمای بیشینه آب و دمای دودکش در این بخش، نمودار دمای بیشینه آب و دودکش برای مشعل معمولی بدون به‌کارگیری محیط‌های متخلخل و با به‌کارگیری آنها نشان داده شده است. در شکل ۳-الف اثر افزایش دبی گاز بر مدت زمان رسیدن دمای آب آبگرمکن از ۳۰ به ۶۰ درجه سلسیوس برای مشعل معمولی نشان داده شده است. دمای آب اندازه‌گیری شده در واقع دمای آبی است که از آبگرمکن خارج شده و به مصرف می‌رسد و از این جهت این نقطه برای اندازه‌گیری



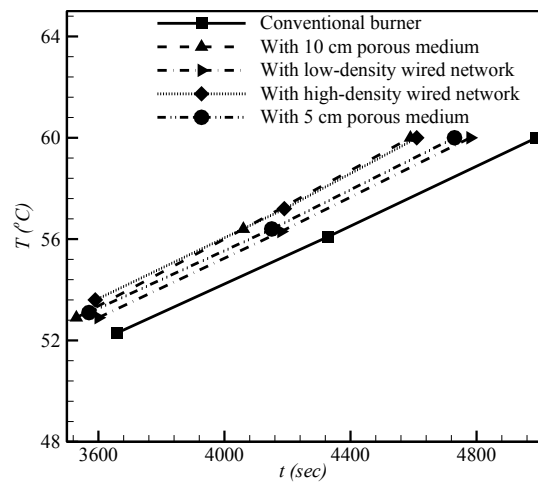
(ب)



(ف)



(د)



(ج)

شکل ۴: دمای آب بر حسب زمان برای دبی (الف) ۳۰۰ lit/hr (ب) ۴۵۰ lit/hr (ج) ۶۰۰ lit/hr (د) ۷۵۰ lit/hr برای مشعل معمولی و مشعل با محیط‌های متخلخل متفاوت

Fig. 4. The water temperature with time for conventional and different porous burners for fuel volumetric flow rates of a) 300, b) 450, c) 600, and d) 750 lit/hr.

با قرار دادن جسم متخلخل در دهانه‌ی ورودی لوله آتش آبرگمکن و در نزدیکی مشعل، میزان هوای مکش شده کاهش پیدا می‌کند که علت آن افزایش افت فشار ناشی از استفاده جسم متخلخل در مسیر جریان هوا است. عامل سوم نیز انتقال حرارت منتقل شده از طریق مکانیزم هدایت، از جسم متخلخل گداخته شده به دیواره‌ی آتش و در نهایت به آب داخل آن است. در حالت کلی می‌توان گفت که در این مدل از آبرگمکن مخزنی موجود در بازار، مدت زمان گرم شدن این میزان آب با توجه به کاربری مورد بررسی زیاد است که علت آن عدم وجود وجود تناسب میان ظرفیت مشعل و ابعاد محفظه است.

در شکل ۵ نیز دمای دودکش برحسب دبی‌گاز طبیعی در مشعل‌های متفاوت بررسی شده است. همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود، با گذشت زمان، دمای دود خروجی از دودکش افزایش یافته است. در هر چهار حالت در نظر گرفته شده، مشاهده می‌شود که مشعل عادی دارای بالاترین دمای دودکش است. همچنین پایین‌ترین دمای دودکش مربوط به مشعل با جامد متخلخل ۱۰ سانتی‌متری و پس از آن، مشعل با جامد متخلخل ۵ سانتی‌متری است.

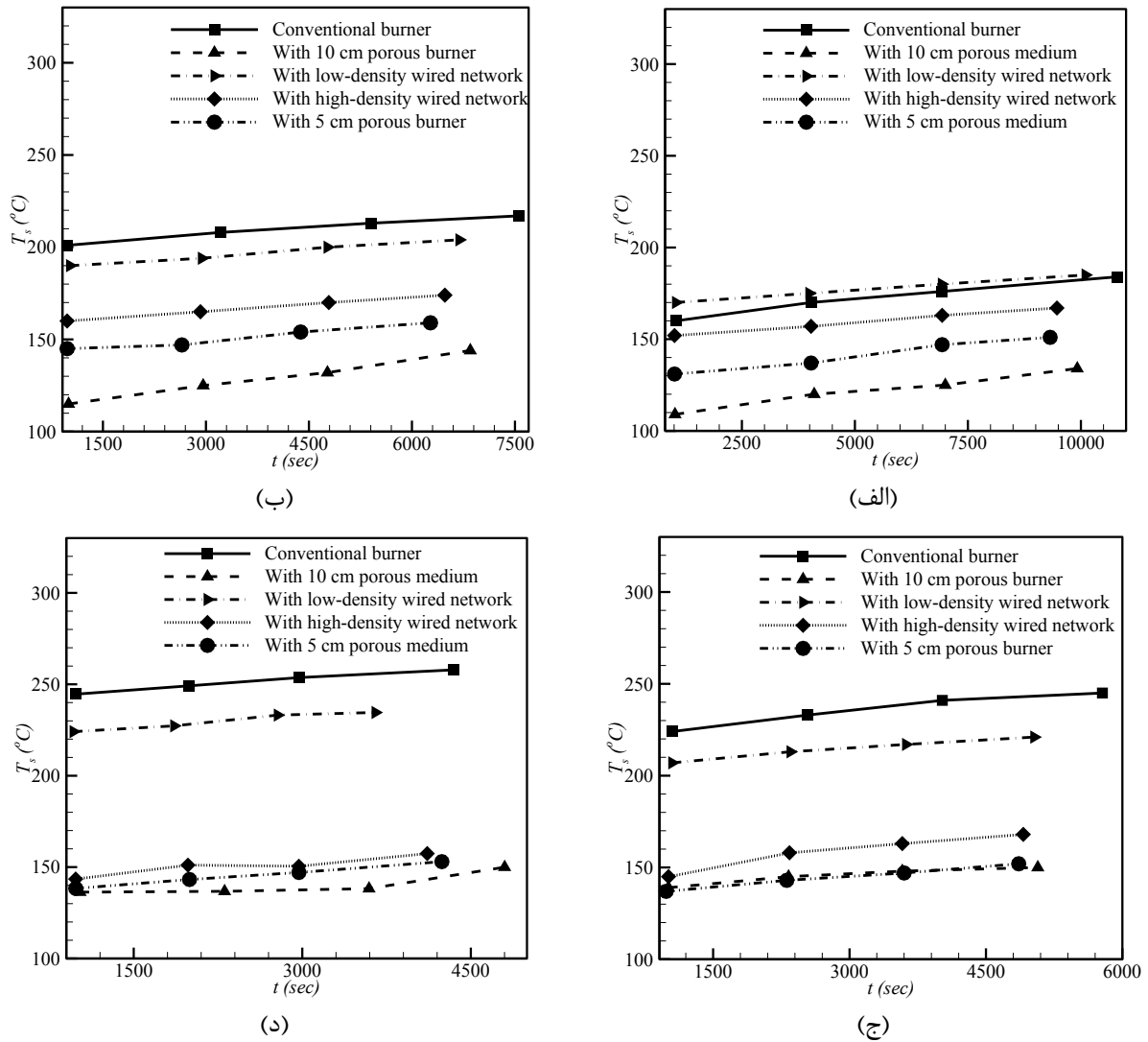
همچنین در نمودارهای شکل ۵ مشاهده می‌شود که با افزایش دبی سوخت، دمای محصولات احتراق مربوط به مشعل عادی و مشعل با شبکه‌ی سیمی کم‌تراکم، از بقیه‌ی مشعل‌ها فاصله گرفته است. این موضوع در دبی‌های ۶۰۰ و ۷۵۰ لیتر بر ساعت بیشتر قابل توجه است. در مشعل عادی و مشعل با شبکه‌ی سیمی کم‌تراکم، هرچه دبی گاز افزایش یابد، دمای دودکش افزایش می‌یابد. واضح است که در صورت استفاده از این دو مشعل بیشترین اتلاف حرارتی از دودکش اتفاق می‌افتد. علت آن نیز ضعیف بودن اثر افزایش انتقال حرارت ناشی از محیط متخلخل در این دو نوع مشعل است. در صورتی که در مشعل با جامد متخلخل ۱۰ سانتی‌متری و پرتراکم اثر محیط متخلخل بر انتقال حرارت بیشترین مقدار است و لذا دمای دود خروجی از دودکش در آنها کمترین مقدار است. در کار شکیبیا و همکاران [۱۹] نیز مشاهده می‌شود که با کاهش تخلخل، راندمان حرارتی افزایش می‌یابد که به معنای کاهش دمای دود خروجی از دودکش است که با نتایج به‌دست آمده در شکل ۵ هم‌خوانی دارد.

بر اساس شکل ۵، مشعل عادی و مشعل با شبکه‌ی سیمی کم‌تراکم بسیار شبیه به هم عمل می‌کنند. منظور از شبکه‌ی سیمی کم‌تراکم، یک شبکه‌ی سیمی است که به‌صورت غیر فشرده و پرحجم به‌هم پیچیده شده است و به‌همین دلیل، شبیه به مشعل عادی عمل می‌کند. چون با این شکل

دمای آب استفاده شده است. همان‌طور که مشخص است، رابطه‌ی خطی بین افزایش دبی‌گاز و کاهش زمان موردنیاز برای افزایش ۳۰ درجه‌ای دمای آب وجود دارد. لذا هرچه دبی‌گاز افزایش پیدا کند، این زمان کاهش می‌یابد. در دبی‌گاز ۳۰۰ لیتر بر ساعت، زمان موردنیاز برای افزایش دما حدود ۹۰۰۰ ثانیه و در دبی ۷۵۰ لیتر بر ساعت، حدود ۳۸۰۰ ثانیه است. در نمودار ۳-ب نیز اثر افزایش دبی‌گاز بر دمای گاز خروجی از دودکش مشعل معمولی نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است، با افزایش دبی‌گاز، دمای دودکش نیز افزایش یافته است. با توجه به این‌که شکل ۳-ب حالت پایدار شده دمای دودکش را نشان می‌دهد. به همین دلیل ۱۰۰۰ ثانیه‌ی اول که مربوط به راه‌اندازی است، در آن نمایش داده نشده است.

شکل ۴، مدت زمان گرم شدن آب را برای ۵ نوع مشعل، در دبی‌های مختلف سوخت نشان می‌دهد. با توجه به این شکل می‌توان تعیین نمود که در کدام مشعل، افزایش دما در مدت زمان کمتری اتفاق افتاده است. با توجه به شکل‌های ۴-الف و ۴-ب، برای دبی ۳۰۰ و ۴۵۰ لیتر بر ساعت، مشعل با شبکه‌ی سیمی کم‌تراکم، بیشترین زمان را برای افزایش دما نیاز داشته است که دلیل آن می‌تواند به کم‌بودن راندمان احتراق و بیشینه بودن دمای دود خروجی از دودکش است. این در حالی است که با توجه به شکل ۴-ج، در دبی ۶۰۰ لیتر بر ساعت مشعل عادی، بیشترین زمان را برای افزایش دما نیاز داشته است. در نهایت در شکل ۴-د در دبی ۷۵۰ لیتر بر ساعت، مشعل عادی، ضعیف‌ترین عملکرد را در افزایش دمای آب داشته است. همان‌طور که در شکل ۴ مشخص است، بین افزایش دبی‌گاز و کاهش زمان موردنیاز برای افزایش ۳۰ درجه‌ای دمای آب رابطه‌ی مستقیم وجود دارد. لذا هرچه دبی‌گاز افزایش پیدا کند، این زمان کاهش می‌یابد. در دبی‌گاز ۳۰۰ لیتر بر ساعت، زمان موردنیاز برای افزایش دما حدود ۹۰۰۰ ثانیه و در دبی ۷۵۰ لیتر بر ساعت، حدود ۳۸۰۰ ثانیه است.

همچنین در شکل ۴ مشاهده می‌شود که در تمام دبی‌ها با استفاده از جامد متخلخل ۱۰ سانتی‌متری، مدت زمان کمتری برای رساندن آب ۳۰ درجه‌ی سلسیوس به آب ۶۰ درجه‌ی سلسیوس صرف شده است. این امر نشان می‌دهد که در صورت استفاده از این محیط متخلخل، بازده آبرگمکن از تمام موارد دیگر بیشتر می‌شود. لازم به توضیح است که افزایش بازده با استفاده از جسم متخلخل ۳ دلیل عمده می‌تواند داشته باشد، عامل اول، اثر تابش جسم متخلخل و حرارتی است که از طریق تابش از جسم متخلخل به لوله آتش و در نتیجه به آب داخل مخزن منتقل می‌شود. عامل دوم اثر کاهش هوای اضافی در اثر استفاده از جسم متخلخل است. در این حالت



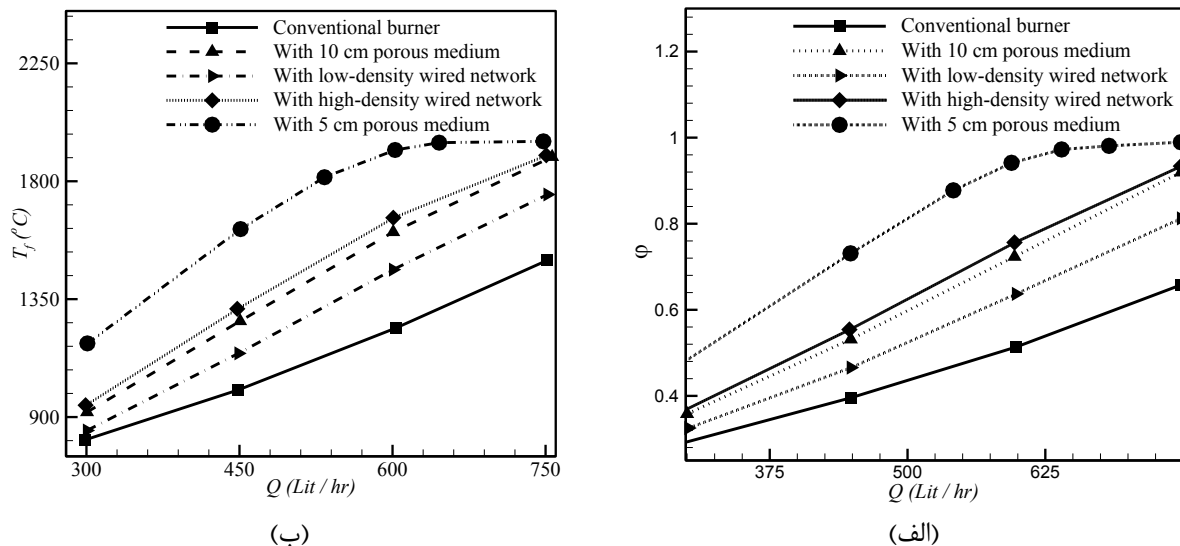
شکل ۵: دمای دود خروجی از دودکش بر حسب زمان برای دبی گاز الف) ۳۰۰ lit/hr، ب) ۴۵۰ lit/hr، ج) ۶۰۰ lit/hr، د) ۷۵۰ lit/hr برای مشعل معمولی و مشعل با محیط‌های متخلخل متفاوت

Fig. 5. The gas temperature at the outlet of chimney with time for conventional and different porous burners for fuel volumetric flow rates of a) 300, b) 450, c) 600, and d) 750 lit/hr.

گاز طبیعی به کار رفته در احتراق موجود باشد. این فرمول با استفاده از آنالیز میزان دی‌اکسیدکربن موجود در محصولات احتراق به صورت $C_{1.9}H_{4.18}$ به دست آمده است. همچنین از آنجا که این تحقیق به بهبود عملکرد آبگرمکن‌های موجود پرداخته است و در این مدل از آبگرمکن‌ها نیز از فن استفاده نمی‌شود، در آزمون‌های این تحقیق نیز از مکش طبیعی برای تامین هوا استفاده شده است. به همین دلیل اندازه‌گیری مستقیم هوای احتراق امکان‌پذیر نیست. در این حالت، درصد اکسیژن موجود در محصولات احتراق بوسیله دستگاه آنالیزور اندازه‌گیری شده است و با استفاده از قانون بقای جرم، مقدار اکسیژن موجود در واکنش‌دهنده‌ها محاسبه می‌شود. به این ترتیب

و ابعاد، همانند مشعل بدون جسم متخلخل، می‌تواند به راحتی هوا را مکش نماید. همچنین با توجه به نمودارهای شکل ۵ مشاهده می‌شود که عملکرد مشعل بدون جسم متخلخل به‌ازای همه دبی‌های مورد بررسی در بدترین وضعیت قرار دارد. در این حالت بیشترین اتلاف در دمای دودکش مشاهده می‌شود. همچنین در صورت استفاده از جامد فلزی متخلخل ۱۰ سانتی‌متری، دمای دودکش از موارد دیگر پایین‌تر بوده و انرژی کمتری هدر می‌رود.

۳-۲- اثر به‌کارگیری مشعل متخلخل بر دمای شعله و راندمان حرارتی
 به‌منظور انجام محاسبات احتراقی در مشعل‌های متفاوت، بایستی فرمول



شکل ۶: الف) نسبت هم‌ارزی و ب) دمای شعله‌ی آدیاباتیک مشعل‌های متفاوت برحسب دبی گاز طبیعی

Fig. 6. a) The equivalence ratio and b) the flame adiabatic temperature versus natural gas volumetric flow rate.

همان‌طور که در شکل ۶ مشاهده می‌گردد، مشعل عادی دارای کمترین و مشعل با جامد متخلخل ۵ سانتی‌متری دارای بیشترین دمای آدیاباتیک شعله می‌باشند. از آنجا که جامد متخلخل ۵ سانتی‌متری به صورت متراکم سر راه مشعل قرار گرفته است و هوا به خوبی مکش نمی‌شود، بنابراین در این حالت میزان هوای اضافی برای احتراق کاهش و دمای آدیاباتیک شعله افزایش یافته است. از طرفی در دبی‌های متفاوت سوخت مشاهده می‌گردد که به‌طور تقریبی مشعل با جامد متخلخل ۱۰ سانتی‌متری و مشعل با شبکه‌ی سیمی پر تراکم رفتار مشابهی دارند. همچنین مشاهده می‌شود که با افزایش دبی سوخت، دمای آدیاباتیک شعله افزایش می‌یابد که نتیجه به‌دست آمده با نتایج مرجع [۲۰] همخوانی دارد.

راندمان احتراق به صورت نسبت کل انرژی استفاده شده در سیستم آبرگرمکن به کل انرژی ورودی سوخت تعریف می‌شود. این عبارت به کمک دستگاه آنالیزور با استفاده از مرجع [۲۱] به صورت رابطه (۲) بیان می‌شود:

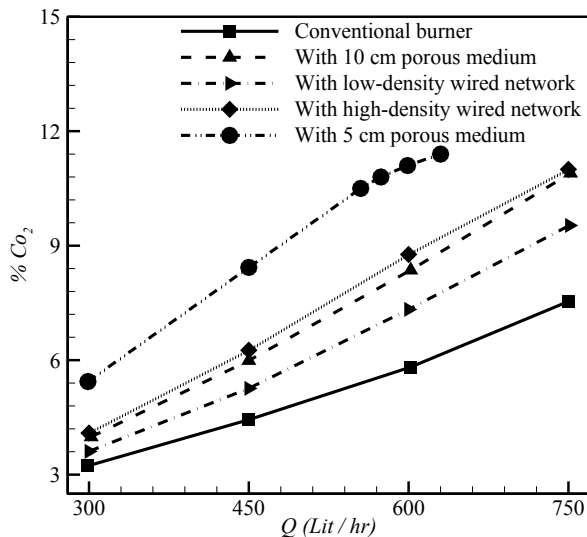
$$\eta = 1 - \left((FT - AmbT) \times \left(\frac{0.66}{21 - \%O_2} + 0.009 \right) \right) \quad (2)$$

در رابطه (۲)، FT بیانگر دمای دود خروجی از دودکش، $AmbT$ بیانگر دمای محیط و $\%O_2$ میزان اکسیژن موجود در محصولات احتراق را تعیین می‌کند. راندمان احتراق بر اساس رابطه (۲) به دمای دود خروجی و درصد اکسیژن موجود در محصولات احتراق وابسته است.

می‌توان معادله‌ی واکنش مربوط به هر مشعل را نوشت و با استفاده از آن، نسبت هم‌ارزی و دمای آدیاباتیک شعله را به‌دست آورد. نسبت هم‌ارزی طبق رابطه (۱) بیانگر نسبت سوخت به هوا در حالت واقعی به نسبت سوخت به هوا در حالت استوکیومتری است.

$$\varphi = \frac{(FA)_{act}}{(FA)_{stoic}} \quad (1)$$

در شکل ۶-الف نیز نسبت‌های هم‌ارزی برای مشعل‌های متفاوت برحسب دبی گاز طبیعی مشاهده می‌گردد. همان‌طور که مشخص است، مشعل عادی کمترین و مشعل با جامد متخلخل ۵ سانتی‌متری بیشترین نسبت هم‌ارزی را دارا است که با توجه به میزان هوای اضافی چنین رفتاری برای نسبت‌های هم‌ارزی انتظار می‌رفت. در مشعل عادی به دلیل نبودن جامد متخلخل، هوای لازم برای احتراق کامل وجود دارد، در حالی که در مشعل با جامد متخلخل ۵ سانتی‌متری، به دلیل تراکم جسم متخلخل، میزان هوای اضافی کاهش و نسبت هم‌ارزی برای این نوع مشعل افزایش می‌یابد. برای سایر مشعل‌ها نیز بر اساس وجود داشتن میزان هوای اضافی، نسبت هم‌ارزی تفاوت می‌کند. همچنین مشاهده می‌گردد که با افزایش دبی گاز، نسبت هم‌ارزی افزایش می‌یابد. دمای آدیاباتیک شعله در مشعل‌های متفاوت بر حسب دبی گاز در شکل ۶-ب نشان داده شده است.



شکل ۸: آنالیز کربن دی‌اکسید با استفاده از دستگاه آنالیزور برای مشعل‌های متفاوت

Fig. 8. Investigation of carbon dioxide measured by the gas analyzer for different burners.

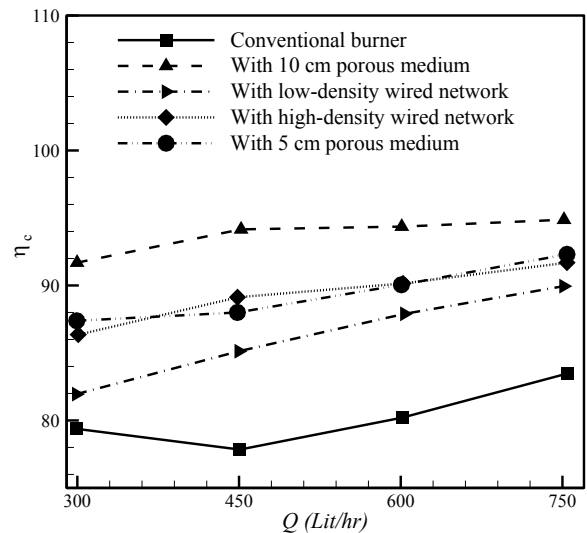
دبی‌ها نیز با توجه به میزان انتقال حرارت به دیواره آتش جز بیشترین‌ها است. با توجه به راندمان احتراق و زمان رسیدن آب به مقدار بیشینه می‌توان گفت که مشعل با جامد متخلخل ۱۰ سانتی‌متری و مشعل با شبکه سیمی پرتراکم بهترین عملکرد را برای دبی‌های سوخت ۶۰۰ و ۷۵۰ لیتر بر ساعت در مشعل آبگرمکن دارند. در دبی‌های سوخت ۳۰۰ و ۴۵۰ لیتر بر ساعت نیز مشعل با جامد متخلخل ۱۰ و ۵ سانتی‌متری بهترین عملکرد را دارند.

۳-۳- محصولات حاصل از احتراق

درصد اکسیژن و دی‌اکسید کربن موجود در محصولات احتراق با استفاده از دستگاه آنالیزور گازهای خروجی اندازه‌گیری شده است که نتایج مربوط به اندازه‌گیری دی‌اکسید کربن در شکل ۸ نشان داده شده است و درصد اکسیژن موجود در محصولات احتراق به وسیله رابطه (۳) که درصد حجمی اکسیژن و دی‌اکسید کربن را به هم مربوط می‌کند، محاسبه می‌شود. [۲۱].

$$\%CO_2 = 11.9 - 3.97 \%O_2 \quad (3)$$

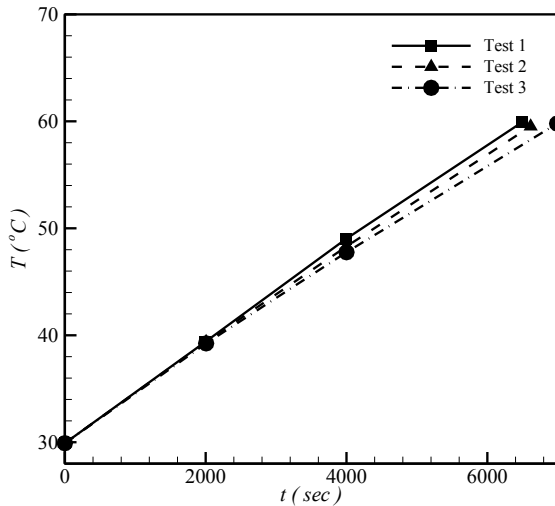
بر اساس رابطه (۳)، اگر مشعل‌ها بر اساس میزان اکسیژن در محصولات احتراق از زیاد به کم مرتب شوند، مثل این است که آنها بر اساس میزان دی‌اکسید کربن از کم به زیاد مرتب شده باشند. بر همین اساس مشاهده می‌شود که مشعل عادی دارای بیشترین و مشعل با جامد متخلخل ۵ سانتی‌متری دارای کمترین میزان اکسیژن در محصولات احتراق می‌باشند.



شکل ۷: راندمان احتراق مشعل‌های متفاوت بر حسب دبی گاز طبیعی

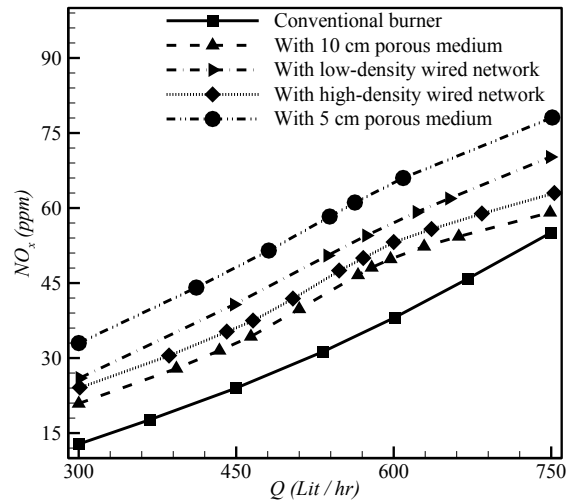
Fig. 7. Combustion efficiency of different burners versus natural gas volumetric flow rate.

در شکل ۷ راندمان احتراقی ۵ حالت مشعل در نظر گرفته شده بر حسب دبی گاز نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است، راندمان همه مشعل‌ها به جز مشعل معمولی با افزایش دبی سوخت افزایش می‌یابد. دلیل آن هم غالب بودن اثر افزایش اکسیژن در محصولات احتراق نسبت به اثر کاهش دمای گازهای خروجی از دودکش با افزایش دبی سوخت یا نسبت هم‌ارزی است. راندمان مشعل معمولی با افزایش دبی سوخت از ۳۰۰ لیتر بر ساعت به ۴۵۰ لیتر بر ساعت ابتدا کاهش و برای دبی‌های بیشتر همواره افزایش می‌یابد. علت کاهش راندمان در این مشعل با افزایش دبی سوخت آن است که اثر کاهش دمای دود خروجی از دودکش بر اثر افزایش اکسیژن محصولات احتراق غلبه کرده است. همچنین با دقت در شکل ۷ مشخص است که راندمان احتراقی مشعل با جامد متخلخل ۱۰ سانتی‌متری دارای بیشترین و مشعل معمولی دارای کمترین راندمان در همه دبی‌های سوخت است. این افزایش راندمان منجر به کاهش زمان رسیدن دمای بیشینه آب مخزن به ۶۰°C در مشعل با جامد متخلخل ۱۰ سانتی‌متری شده است. لازم به ذکر است که کاهش زمان رسیدن دمای آب مخزن به مقدار بیشینه وابسته به راندمان احتراقی و میزان تبادل حرارت به دیواره آتش است. مشعل معمولی هم که دارای کمترین راندمان احتراقی است، زمان رسیدن دمای آب آن به دمای بیشینه جز بیشترین‌ها است. همان‌طور که در شکل ۴ مشخص است، مشعل معمولی در دبی سوخت ۶۰۰ لیتر بر ساعت زمان رسیدن دمای آب آن به دمای بیشینه بیشترین مقدار است و در بقیه



شکل ۱۰: عدم قطعیت نسبت هم‌ارزی

Fig. 10. The equivalence ratio uncertainty.



شکل ۹: آنالیز آلاینده اکسیدهای نیتروژن برای مشعل‌های متفاوت

Fig. 9. Investigation of nitrogen oxides for different burners.

است. روش‌های مختلفی برای تعیین میزان خطا وجود دارد. یکی از روش‌ها بر این اساس استوار است که کلیه خطاها به صورت تشدید با هم جمع می‌شوند تا عدم قطعیت نتیجه‌ی نهایی بدست آید. ولی احتمال اینکه تمام پارامترها در یک زمان بیشینه خطا را داشته باشند و علامت خطاها به شکلی باشد که همه مقادیر خطا با یکدیگر جمع شوند، بسیار کم است.

یک روش دقیق‌تر برای تخمین نتایج تجربی که در این تحقیق از آن بهره گرفته شده است، توسط هولمن [۲۲] ارائه شده است. در این روش عدم قطعیت پارامتری مانند R برحسب کمیت‌های مستقل اندازه‌گیری شده، بیان می‌شود. اگر W_R عدم قطعیت کمیت وابسته‌ی موردنظر و عدم قطعیت کمیت‌های مستقل X_1 تا X_n برابر w_1 تا w_n باشد، آنگاه مقدار W_R با استفاده از رابطه (۴) به‌دست می‌آید.

$$W_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \times w_1\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \times w_n\right)^2} \quad (4)$$

با در نظر گرفتن خطای پارامترهای متأثر بر محاسبه نسبت هم‌ارزی، رابطه (۵) بیانگر میزان خطای آن است.

$$W_\phi = \sqrt{\left(\frac{\partial \phi}{\partial O_2} \times w_{O_2}\right)^2} \quad (5)$$

با جایگذاری پارامتر متأثر مربوط به نسبت هم‌ارزی در رابطه (۵) و با

این نتیجه برای دی‌اکسید کربن عکس است. همان‌طور که بیان شد، مشعل بدون هیچ جسم متخلخل دارای بیشترین هوای اضافی برای احتراق است و لذا میزان اکسیژن موجود در محصولات احتراق نیز در این مشعل از بقیه بیشتر است. اما مشعل با جامد متخلخل ۵ سانتی‌متری به دلیل مانع شدن محیط متخلخل از مکش کامل هوا، دارای کمترین میزان هوای اضافی و کمترین میزان اکسیژن موجود در محصولات احتراق است. همچنین مشخص است که با افزایش دبی سوخت، میزان اکسیژن موجود در محصولات احتراق کاهش و میزان دی‌اکسید کربن افزایش یافته است.

با رسم نتایج مربوط به میزان تولید آلاینده‌ی اکسیدهای نیتروژن، برای انواع مشعل‌ها، شکل ۹ به‌دست می‌آید. همان‌طور که مشخص است با افزایش دبی سوخت و به دنبال آن افزایش نسبت هم‌ارزی، میزان تولید آلاینده‌ی اکسیدهای نیتروژن افزایش پیدا می‌کند که دلیل آن، افزایش دما در اثر افزایش دبی سوخت است [۱۲]. همچنین مشاهده می‌شود که مشعل عادی و مشعل با جامد متخلخل فلزی ۱۰ سانتی‌متری دارای کمترین میزان تولید آلاینده‌ی اکسیدهای نیتروژن می‌باشند. در این مشعل‌ها دمای دود خروجی از دودکش آنها نسبت به سایر مشعل‌ها کمتر بوده و به همین دلیل میزان اکسیدهای نیتروژن حرارتی کاهش می‌یابد.

۴- بررسی خطا در داده‌های آزمایش

یکی از مباحث مهمی که در انجام مطالعات آزمایشگاهی مطرح می‌شود، برآورد میزان خطای موجود و یا عدم قطعیت در نتایج حاصل از آزمایش‌ها

هم نزدیک بوده و نتایج قابل قبول می‌باشند. همچنین در آزمایش‌های انجام شده، حداکثر خطاهای مربوط به دماهای محاسبه شده ۰/۸ درصد، دبی‌ها حدود ۳/۳۳ درصد، سنسور اکسیدهای نیتروژن حدود ۴/۹۶ درصد، سنسور کربن دی‌اکسید حدود ۱/۴ درصد و اکسیژن حدود ۰/۱ درصد است.

۵- نتیجه‌گیری

در این بررسی با استفاده از ۴ نوع جامد فلزی متخلخل، تاثیر استفاده از محیط متخلخل بر افزایش راندمان حرارتی مشعل و میزان آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و دی‌اکسیدکربن مشاهده شد. مهمترین نتایج به‌دست آمده به‌صورت زیر بیان می‌شوند:

۱- استفاده از جامدهای فلزی متخلخل در مشعل آبگرمکن باعث افزایش راندمان احتراق نسبت به مشعل‌های موجود می‌شوند که این افزایش در مواردی تا حدود ۱۵ درصد است.

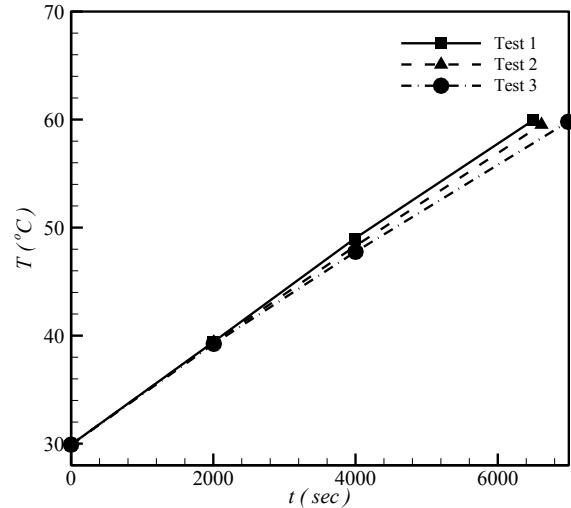
۲- با توجه به دمای آب داخل مخزن، دمای دودکش و میزان تولید آلاینده ناکس در میان انواع حالت‌ها، مشعل با جامد متخلخل ۱۰ سانتی‌متری به عنوان حالت بهینه انتخاب شد. همچنین مشاهده شد که مشعل عادی و مشعل همراه با شبکه‌ی سیمی کم‌تراکم رفتاری نزدیک به هم دارند. همچنین مشعل همراه با جامد متخلخل ۱۰ سانتی‌متری با مشعل همراه با شبکه‌ی سیمی پرتراکم رفتاری به طور نسبی مشابه دارند.

۳- مشعل عادی دارای کمترین و مشعل با جامد متخلخل ۵ سانتی‌متری، دارای بیشترین دمای آدیاباتیک شعله می‌باشند.

۴- در تمام دبی‌های سوخت مشعل با جامد فلزی ۱۰ سانتی‌متری دارای بیشترین راندمان احتراقی، و مشعل عادی دارای کمترین راندمان احتراقی است.

۵- با افزایش دبی سوخت، میزان اکسیژن موجود در محصولات احتراق، کاهش و میزان دی‌اکسید کربن نیز افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده شد که مشعل با جامد متخلخل ۵ سانتی‌متری دارای بیشترین و مشعل عادی دارای کمترین میزان دی‌اکسید کربن است.

۶- مشعل معمولی و مشعل همراه با جامد متخلخل ۱۰ سانتی‌متری دارای کمترین میزان تولید آلاینده‌ی اکسیدهای نیتروژن هستند.



شکل ۱۱: تکرارپذیری برای اندازه‌گیری دمای آب داخل مخزن برای مشعل عادی در دبی گاز طبیعی ۴۵۰ lit/hr

Fig. 11. Repeatability of water temperature in the tank for conventional burner for natural gas volumetric flow rate of 450 lit/hr.

ساده‌سازی رابطه (۶) به‌دست می‌آید.

$$W_{\phi} = 2.145 \sqrt{\left(\frac{-9.1552}{(2.145 - 1.055 \times O_2)^2} \times W_{O_2} \right)^2} \quad (6)$$

عدم قطعیت با جایگذاری مقادیر مربوطه به‌دست می‌آید. شکل ۱۰ مقادیر عدم قطعیت نسبت هم‌ارزی را برای مشعل معمولی نشان می‌دهد که در محدوده قابل قبولی است. صرف نظر از دقت آزمایش، به دلایل مختلف ممکن است در جمع‌آوری داده‌های تجربی خطا وجود داشته باشد. بعضی از این خطاها از نوع تصادفی هستند و بعضی به دلیل بروز اشتباه حین انجام آزمایش به وجود می‌آیند. بنابراین جهت تشخیص این خطاها، بایستی از تحلیل عدم قطعیت و یا روش تکرارپذیری آزمایش‌ها، صحت انجام آزمایش‌ها را تأیید نمود.

در شکل ۱۱ تکرارپذیری نمودار دمای آب داخل مخزن برای مشعل عادی در دبی ۴۵۰ لیتر بر ساعت نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است، نتایج حاصل از سه آزمایش مربوط به دمای آب داخل مخزن بسیار به

۶- فهرست علائم

- [6] W. Kaskan, Hydroxyl concentrations in rich hydrogen-air flames held on porous burners, *Combustion and Flame*, 2(3) (1958) 229-243.
- [7] C. Chaffin, M. Koenig, M. Koeroghlian, R.D. Matthews, M. Hall, I. Lim, S. Nichols, Experimental investigation of premixed combustion within highly porous media, in: *Proceedings of the 1991 ASME JSME thermal engineering joint conference*, 1991.
- [8] S. Jugjai, N. Rungsimuntuchart, High efficiency heat-recirculating domestic gas burners, *Experimental thermal and fluid science*, 26(5) (2002) 581-592.
- [9] N. Delalic, D. Mulahasanovic, E. Ganic, Porous media compact heat exchanger unit experiment and analysis, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28(2-3) (2004) 185-192.
- [10] S. G. Nassab, Thermal behavior of a new type of multi-layered porous air heater, *International Journal of Engineering-Materials and Energy Research Center*, 19(1) (2006) 87-94.
- [11] S. G. Nassab, M. Maramisaran, Transient numerical analysis of a multi-layered porous heat exchanger including gas radiation effects, *International Journal of Thermal Sciences*, 48(8) (2009) 1586-1595.
- [12] F. Avdic, M. Adzic, F. Durst, Small scale porous medium combustion system for heat production in households, *Applied Energy*, 87(7) (2010) 2148-2155.
- [13] H. Wang, C. Wei, P. Zhao, T. Ye, Experimental study on temperature variation in a porous inert media burner for premixed methane air combustion, *Energy*, 72 (2014) 195-200.
- [14] B. Lin, H. Dai, C. Wang, Q. Li, K. Wang, Y. Zheng, Combustion characteristics of low concentration coal mine methane in divergent porous media burner,

C	گرمای ویژهی متوسط آب (kJ)
c_f	ارزش حرارتی خالص سوخت (MJ/m^3)
E	انرژی آزاد شده از سوخت (kJ)
F/A	دبی جرمی هوا به سوخت
M	جرم (kg)
T	زمان
Q	دبی سوخت ورودی (lit/s)
Q_h	انرژی منتقل شده به آب
W	عدم قطعیت متغیر اندازه‌گیری شدهی وابسته
w	عدم قطعیت متغیر اندازه‌گیری شدهی مستقل
X	متغیر مستقل

علائم یونانی

η	راندمان حرارتی
θ	دما ($^{\circ}\text{C}$)
φ	نسبت هم‌ارزی
زیر نویس‌ها	
act	واقعی
f	سوخت
$stoic$	استوکیومتری

منابع

- [1] K.M. Stilts, Thermal insulation jacket for water heaters, Google Patents, 1977.
- [2] E.J. Cowan, Infrared water heater, Google Patents, 1985.
- [3] D. Bartz, M.G. Carswell, Water heater with perforated ceramic plate infrared burner, Google Patents, 1996.
- [4] M.M. Sedeh, J. Khodadadi, Energy efficiency improvement and fuel savings in water heaters using baffles, *Applied energy*, 102 (2013) 520-533.
- [5] M.H. Tavakoli, K. Moharramkhani, Numerical study of fluid flow and heat transfer in a gas-tank water heater, *Journal of Heat and Mass Transfer Research*, 2(1) (2015) 21-29.

- [18] S. Panigrahy, N.K. Mishra, S.C. Mishra, P. Muthukumar, Numerical and experimental analyses of LPG (liquefied petroleum gas) combustion in a domestic cooking stove with a porous radiant burner, *Energy*, 95 (2016) 404-414.
- [19] S.A. Shakiba, R. Ebrahimi, M. Shams, Z. Yazdanfar, Effects of foam structure and material on the performance of premixed porous ceramic burner, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 229(2) (2015) 176-191.
- [20] S.R. Turns, *An introduction to combustion*, McGraw-Hill New York, 1996.
- [21] S. Testo, C. KGAA, *Testo Smart Probes Instruction Manual*, 2018.
- [22] J.P. Holman, *Experimental methods for engineers*, 2001.
- International Journal of Mining Science and Technology, 24(5) (2014) 671-676.
- [15] L. Iral, A. Amell, Performance study of an induced air porous radiant burner for household applications at high altitude, *Applied Thermal Engineering*, 83 (2015) 31-39.
- [16] C. Keramiotis, M. Katoufa, G. Vourliotakis, A. Hatziapostolou, M. Founti, Experimental investigation of a radiant porous burner performance with simulated natural gas, biogas and synthesis gas fuel blends, *Fuel*, 158 (2015) 835-842.
- [17] S.A. Hashemi, E. Noori, A. Aghaei, Experimental study of a non-premixed turbulent flame stabilization with a porous medium, *Modares Mechanical Engineering*, 15(5) (2015) 341-349.

