



## شبیه‌سازی عددی و بررسی آزمایشگاهی مشعل پیش‌مخلوط استوانه‌ای و سیستم مخلوط‌کننده برای بهره‌برداری در دیگ چگالشی

سعید حبیبی‌راد<sup>۱</sup> و هادی پاسدارشهری<sup>۲\*</sup>

۱- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، saeed.habibirad@modares.ac.ir

۲- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، pasdar@modares.ac.ir

\* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۹۷/۱۰/۱۳، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۷/۱۱/۰۷، پذیرش: ۹۷/۱۱/۰۸)

**چکیده:** در این مقاله، به شبیه‌سازی عددی و مطالعه تجربی مشعل پیش‌مخلوط استوانه‌ای و سیستم مخلوط‌کننده آن پرداخته شده است. این مشعل‌ها در پکیج‌های چگالشی مورد استفاده قرار می‌گیرند. در این تحقیق، به بررسی کارکردی مشعل و مخلوط‌کننده در توان ۱۱ کیلووات پرداخته شده است. همچنین، از سینتیک دومرحله‌ای متان-هوا برای شبیه‌سازی استفاده شده است. از خصوصیات این نوع مشعل‌ها می‌توان به طول کوتاه شعله، تشعشع بالا و آلایندگی کم اشاره کرد. تست‌های تجربی روی مشعل برای اندازه‌گیری دمای شعله و دمای سطح انجام شده است. همچنین، برای اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی از آن استفاده شده است. نتایج به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی با نتایج تجربی مطابقت قابل قبولی داشته و اختلاف نتایج عددی با نتایج تجربی دمای شعله در بیشترین حالت حدود ۱۴ درصد است. نتایج تحقیقات نشان می‌دهد که با افزایش نسبت هم‌ارزی تا نسبت استوکیومتریک بیشینه دمای شعله و میزان آلایندگی  $NO_x$  افزایش پیدا کرده است. همچنین، در فاصله تا ۲/۵ سانتی‌متری اطراف مشعل، تشعشع مکانیزم غالب در انتقال حرارت این مشعل است. محدوده نسبت هم‌ارزی ۰/۷۵ تا ۰/۸۵، با توجه به محدودیت دمای مورد نیاز در مشعل و نیز تولید آلاینده، به‌عنوان بازه کارکردی مشعل انتخاب شد.

**کلیدواژگان:** مشعل پیش‌مخلوط استوانه‌ای، مخلوط‌کننده، نسبت هم‌ارزی، آلایندگی، شبیه‌سازی عددی

### مقدمه

در دهه‌های اخیر، استفاده از سیستم‌های احتراقی که از سوخت‌های فسیلی استفاده می‌کنند افزایش پیدا کرده که باعث افزایش دی‌اکسیدکربن شده است [۱]. در میان مؤلفه‌های مصرف انرژی در ساختمان، سیستم‌های گرمایشی، که عمدتاً از سوخت‌های فسیلی استفاده می‌کنند و از جمله مصرف‌کنندگان عمده انرژی‌اند، از اهمیت ویژه‌ای برخوردارند. دیگ‌ها از اصلی‌ترین اجزای سیستم گرمایشی مرکزی (موتورخانه‌ها) و مصرف‌کننده‌های خانگی هستند. بنابراین، استفاده از دیگ‌های چگالشی (با بازدهی بالا و آلایندگی کمتر گام بزرگی برای کاهش مصرف انرژی در ساختمان است. دیگ‌های چگالشی از مشعل‌های مدرن پیش‌مخلوط بهره می‌برند. این مشعل‌ها به‌جای شعله روبه‌جلو دارای شعله‌های جانبی و به تعداد بسیار زیاد است که سبب انتقال حرارت یکنواخت به دیگ و افزایش انتقال حرارت تشعشعی می‌شود و این امر در نهایت سبب کاهش  $NO_x$  می‌شود. پایداری شعله، یکنواختی جریان در تمام سطح مشعل، کاهش آلاینده‌هایی مانند  $NO_x$  و  $CO$ ، دامنه به‌کارگیری ظرفیت‌های مختلف و بازده مشعل و دیگ از جمله پارامترهای مهم در طراحی مشعل دیگ چگالشی به‌شمار می‌روند. همچنین، سیستم اختلاط مناسب و داشتن فشار مناسب با توجه به ظرفیت نامی مشعل هم از نکات مهم عملیاتی است.

لی و همکاران [۲] مشعل پیش مخلوط استوانه‌ای<sup>۱</sup> را بر روی بستر آزمون مشعل پیش آمیخته مورد سنجش قرار دادند. آن‌ها همچنین ساختار این نوع مشعل را به صورت تجربی بهینه‌سازی و میزان آلاینده‌گی و پایداری شعله را برای ساختار بهینه مشخص کردند. با طراحی چهار نوع آرایش متفاوت برای مشعل استوانه‌ای به بررسی تأثیر هندسه از قبیل اندازه قطر سوراخ اصلی، سوراخ نگه‌دارنده و فاصله بین آن دو برای پایداری شعله در مشعل پرداختند. در این تحقیق، محدوده پایداری در نمودار نسبت هم‌آزبی بر حسب نرخ جریان ورودی بین دو حالت بازگشت شعله در دبی‌های کم و خاموشی شعله در دبی‌های بالا تعریف شده است. نتایج نشان دادند که اگر سوراخ‌های کوچک در اطراف سوراخ اصلی وجود داشته باشند، شعله‌های آتش در سوراخ‌های جانبی با سرعت پایین‌تر از سوراخ اصلی (حتی اگر شعله در سوراخ اصلی به خاموشی برسد) خارج می‌شود. این اتفاق به این دلیل است که شعله‌های آتش در سوراخ‌های جانبی توسط سطح مشعل گرم می‌شوند و این شعله‌ها رادیکال‌ها را برای استفاده سوراخ اصلی عرضه می‌کنند. در نهایت، سوراخ‌های جانبی سبب افزایش حدود شعله‌وری در سوراخ اصلی می‌شوند. در شکل ۱ نمایی از مشعل مورد بررسی لی آورده شده است. در پژوهش دیگری، لی و همکاران [۳] با هدف بهبود بازده احتراقی یک دیگ چگالشی با مقیاس آزمایشگاهی طراحی کردند و در آن از مشعل پیش مخلوط استوانه‌ای استفاده کردند. با بهینه‌سازی مشخصات مبدل حرارتی، از جمله پره‌ها، به بررسی مشخصات احتراقی پرداختند. بازده حرارتی به دست آمده توسط این دیگ آزمایشگاهی ۹۰٪ بوده است.

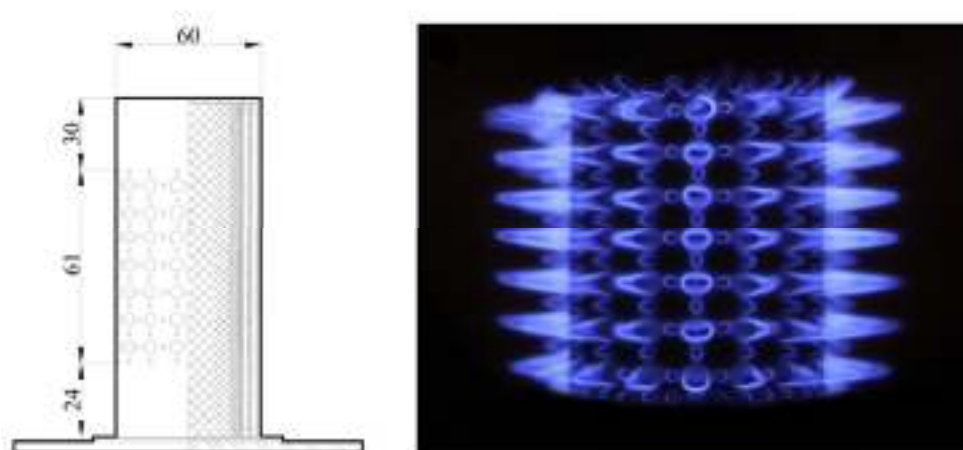


Figure 1- Cylindrical multi-hole premixed burner[2]

شکل ۱- مشعل پیش مخلوط استوانه‌ای [۲]

لی و همکاران [۴] مشعل شعله سطحی با پوسته متخلخل را با سه جنس و درصد تخلخل متفاوت مورد آزمایش قرار دادند. آن‌ها با بررسی پایداری و شکل شعله مشعل صفحه‌ای متخلخل توانستند بهترین نوع مشعل از میان سه نوع مشعل مورد آزمون را از لحاظ پایداری و آلاینده‌گی انتخاب کنند. این مشعل‌ها در مجاورت مبدل حرارتی آزمون شده‌اند. در این کار، ابتدا سه نوع مشعل به ترتیب کاهش درصد تخلخل به نام‌های رشته فلزی<sup>۲</sup>، سرامیکی<sup>۳</sup> و پره‌ای ضد زنگ<sup>۵</sup> انتخاب شده است. هرچه درصد تخلخل بیشتر باشد، سرعت مخلوط گازی کمتر و زمان ماندگاری بیشتر و در نتیجه پایداری شعله بیشتر است. این امر موجب کاهش عمر مشعل می‌شود. همچنین، هرچه تخلخل کمتر شود پایداری شعله کمتر و باعث بروز پدیده برخاستگی<sup>۶</sup> شعله می‌شود.

1. Cylindrical multi-hole premixed burner
2. Baffles
3. Metal fiber
4. Ceramics
5. Stainless steel Fins
6. Lift off

بل و همکاران [۵]، با هدف رسیدن به بیشینه دمایی حاصل از احتراق، به شبیه‌سازی عددی احتراق پیش‌آمیخته مغشوش متان و هوا در یک محفظه احتراق مستطیل‌شکل با استفاده از مکانیزم اختصار یافته<sup>۱</sup> DRM19 پرداختند. ایشان مشاهده کردند که دمای مشعل با دبی ورودی رابطه مستقیم داشته، به طوری که با افزایش دبی ورودی، انرژی حرارتی آزاد شده افزایش، در نتیجه بیشینه دمای حاصل از احتراق افزایش می‌یابد. هایدن [۶]، با هدف بررسی پارامترهای احتراقی، به شبیه‌سازی احتراق پیش‌آمیخته در مشعل مسطح متخلخل با سوخت گاز طبیعی پرداخت. مشاهده شد که دمای دیوار و نیز دمای محفظه احتراق با در نظر گرفتن تشعشع کاهش می‌یابد. همچنین، با افزایش دمای پیش‌مخلوط ورودی، بازده احتراق افزایش می‌یابد. آنتور و همکاران [۷]، با هدف بررسی تأثیر مدل اغتشاشی در شبیه‌سازی احتراق، به شبیه‌سازی محفظه احتراق پیش‌آمیخته پروپان و هوا پرداختند. مشاهده شد که استفاده از مدل اغتشاشی Realizable k- $\epsilon$ ، به دلیل مدل کردن بهتر گردابه، پیش‌بینی بهتری در رابطه با بیشینه دمای شعله در مقایسه با دمای اشتعال دارد و تقریباً دارای ۱۶ درصد اختلاف است. اوربانی و همکاران [۸] در شبیه‌سازی عددی خود، با هدف کاهش بیشینه دمای حاصل از احتراق، به بررسی تولید آلاینده  $\text{NO}_x$  در محفظه احتراق پرداختند. ملاحظه شد که با افزایش هوای ورودی بیشینه دما حاصل از احتراق کاهش می‌یابد و در نتیجه از تولید آلاینده‌ها نیز کاسته می‌شود.

لی و همکاران [۹]، مشعل شعله سطحی پیش‌آمیخته استوانه‌ای را به همراه ناحیه داخلی متخلخل و نگهدارنده شعله طراحی کردند. این کار شامل دو بخش عددی و تجربی است. توسط شبیه‌سازی عددی ابتدا ساختار کلی مشعل از جمله حجم بافل متخلخل و ضخامت آن بهینه‌سازی شده است. آن‌ها با به دست آوردن ساختار بهینه مشعل، اقدام به ساخت و سنجش آن در بستر آزمایشگاهی شعله پیش‌آمیخته کرد. نتایج نشان داد که استفاده از درصد تخلخل بیشتر در بافل داخلی و همچنین استفاده از نگهدارنده شعله در ابتدا و انتهای مشعل به یکنواختی شعله و پایداری آن کمک می‌کند. لیو و همکاران [۱۰]، ابتدا، توسط یک مدل CFD<sup>۲</sup>، مشخصات هندسی یک مشعل پیش‌آمیخته تخت همراه با محفظه اختلاط و اجکتور را مورد بررسی قرار دادند. سپس، با طراحی یک بستر آزمایشگاهی، عملکرد این مجموعه مشعل و محفظه اختلاط را با نتایج عددی مقایسه کردند. آن‌ها، از بین پارامترهای مطرح در بحث اجکتورها، قطر نازل سوخت و فاصله آن تا اجکتور را بهینه‌سازی کردند. ژائو و همکاران [۱۱] نیز، ابتدا، توسط CFD مشخصات هندسی شرایط خروجی نازل و قطر آن را تعیین کردند. سپس، توسط بستر آزمایشگاهی مشعل مورد نظر را مورد سنجش قرار دادند. آن‌ها، همچنین، فواصل مختلف نازل با انژکتور پاشش سوخت و هوا داخل محفظه مشعل را مورد سنجش قرار دادند. علاوه بر سنجش پایداری شعله، نتایج برای غلظت مونوکسید کربن و  $\text{NO}_x$  در محدوده مورد آزمون مساعد بوده است. هدف این مقاله بیشتر مطالعه تأثیر اختلاط بین سوخت و هوا بوده است.

هدف از تحقیق حاضر ارائه رهیافتی برای شناسایی عملکرد و انتخاب حالت بهینه کارکرد مشعل استوانه‌ای شعله سطحی است. با توجه به مطالعات انجام شده، به دلیل مشکل بودن شبیه‌سازی هندسه، تاکنون مدل جامعی که به شبیه‌سازی عددی مشعل شعله سطحی پیش‌آمیخته استوانه‌ای و سیستم مخلوط‌کننده آن پرداخته شود، ارائه نشده است. در کار حاضر، به شبیه‌سازی این مشعل به همراه سیستم مخلوط‌کننده آن با استفاده از نرم‌افزار فلونت پدراخته شده است. در این پژوهش، پارامترهای عملکردی شامل نسبت هم‌ارزی، تشعشع و میزان آلاینده‌گی بررسی می‌شود و در نهایت محدوده کاری بهینه معرفی می‌شود.

## معادلات حاکم

کارکرد مشعل استوانه‌ای پیش‌آمیخته شامل پدیده‌های مختلفی از جمله احتراق، انتقال حرارت تشعشعی و جابه‌جایی است. وجود این پدیده‌ها در کنار یکدیگر، به همراه هندسه پیچیده، شبیه‌سازی این مشعل‌ها را دشوار می‌سازد. معادلات حاکم برای شبیه‌سازی

1. Detailed Reduced Mechanism  
2. Adiabatic Flame Temperature  
3. Computational Fluid dynamics

فرایند احتراق پیش‌آمیخته شامل معادله بقای جرم، معادله بقای تکانه، معادله بقای انرژی و معادله بقای گونه‌هاست. ذکر این نکته لازم است که شبیه‌سازی به‌صورت پایا انجام شده است. در نتیجه تمام ترم‌های وابسته به زمان صفر در نظر گرفته می‌شوند. فرض این است که تنها نیروی خارجی وارد بر سیال نیروی گرانش است و اثرش در معادله تکانه ظاهر می‌شود. معادلات در زیر آورده شده‌اند:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right], i = 1, 2, 3 \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho h_s)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h_s) = \frac{Dp}{Dt} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho \alpha \frac{\partial h_s}{\partial x_i} \right) + \dot{\omega}_T + S_h \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho Y_k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i Y_k) = \dot{\omega}_k - \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \rho D_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \right] \quad k = 1, \dots, N \quad (4)$$

در روابط بالا،  $\rho$  و  $u$  به‌ترتیب چگالی و مؤلفه سرعت‌اند.  $h_s$  آنتالپی محسوس،  $S_h$  جمله چشمه تشعشع،  $\dot{\omega}_T$  نرخ حرارت آزادشده ناشی از احتراق و  $\alpha$  ضریب نفوذ حرارتی مولکولی است.  $D_k$  ضریب نفوذ گونه  $k$ ام،  $Y_k$  کسر جرمی گونه  $k$ ام و  $\dot{\omega}_k$  نرخ تولید گونه  $k$ ام است.

در این پژوهش، میدان حل به دو ناحیه پیش‌مخلوط و ناحیه احتراقی تقسیم شده است. ناحیه پیش‌مخلوط شامل مخلوط سوخت و هوا در قسمت مخلوط‌کننده و داخل سرمشعل است و ناحیه احتراقی بعد از حفره‌های مشعل قرار دارد. در ناحیه پیش‌مخلوط، به‌دلیل آشفته‌بودن جریان، از مدل اغتشاشی [۱۲] Realizable k- $\epsilon$  استفاده شده است.

## مدل واکنش نرخ محدود

در جریان احتراقی آرام، برای محاسبه نرخ متوسط تولید یا مصرف گونه‌ها در اثر واکنش‌ها از مدل سینتیک آرنیوسی [۱۳] استفاده شده است. این مدل برای جریان‌های آرام از دقت مناسبی برخوردار است.

## بستر آزمون تجربی

طرحواره بستر آزمون تجربی در شکل ۲ نمایش داده شده است. این بستر آزمون از دو مسیر سوخت و هوا تشکیل شده است که در مخلوط‌کن به یکدیگر می‌رسند و سپس جریان وارد مشعل می‌شود. منبع تغذیه‌کننده مسیر گاز در شکل به‌صورت طرحواره مخزن نشان داده شده است، ولی در عمل از خط لوله گاز شهری استفاده می‌شود. در مسیر گاز ترتیب قرارگیری تجهیزات بدین شرح است: شیر توپی، شیر تنظیمی شماره یک، فیلتر گاز، تنظیم‌کننده فشار صفر و شیر تنظیمی شماره دو. در مسیر هوا نیز ترتیب قرارگیری اجزا بدین شرح است: شیر تنظیمی شماره سه، تثبیت‌کننده فشار هوا، شیر تنظیمی شماره چهار. از پنج فشارسنج در این بستر آزمون استفاده شده است که دو عدد قبل و بعد از تنظیم‌کننده فشار صفر تعبیه شده است. همچنین، دو روتامتر برای اندازه‌گیری دبی گاز و هوا قبل از دماسنج‌ها در نظر گرفته شده است. مشعل مورد آزمایش یک مشعل شعله سطحی استوانه‌ای با پوسته فلزی سوراخ‌دار ساخت شرکت بکائرت است. این مشعل از یک پوسته استوانه‌ای و یک صفحه توزیع‌کننده در ابتدای آن تشکیل شده است. جنس این مشعل از فلز ضدزنگ است و در برابر خوردگی و تنش حرارتی مقاوم است. قطر و ارتفاع استوانه به‌ترتیب برابر با ۷ و ۹ سانتی‌متر است. در شکل ۲ نمایی از مشعل نمایش داده شده است.

از یک دماسنج نوع S برای اندازه‌گیری دمای شعله استفاده شده است. همچنین، از یک دماسنج مادون قرمز برای اندازه‌گیری دمای سطح سر مشعل استفاده شده است. دماسنج مادون قرمز یا حرارت‌سنج غیرتماسی، به‌منظور اندازه‌گیری دما از فاصله

1. Athenius expression  
2. Bekaert Combustion Technology

دور استفاده می‌شود. با دانستن میزان انرژی مادون قرمز ساطع شده از جسم می‌توان درجه حرارت را با دماسنج لیزری اندازه گرفت. در این کار از یک دماسنج لیزری دیجیتال (standard-st-8891e) استفاده می‌شود [۱۴].

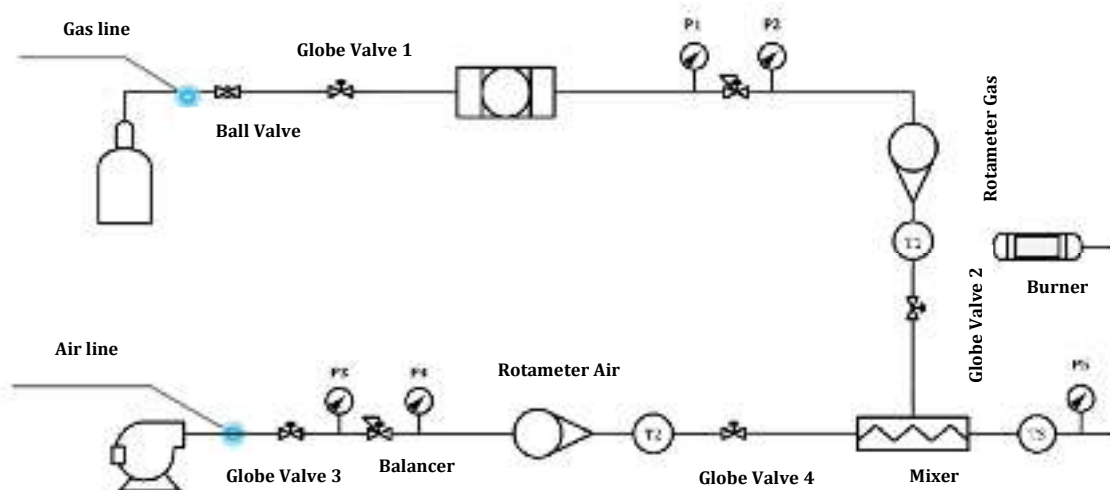


Figure 2- Schematics of combustion experimental apparatus

شکل ۲- طرحواره بستر آزمون

برای به‌دست آوردن دمای شعله سه نقطه مشخص شده است که نتایج آن در بخش صحت‌سنجی آورده شده است. همچنین، برای به‌دست آوردن توزیع دمای سطح سر مشعل، دمای چند نقطه در راستای محورهای سر مشعل استوانه‌ای اندازه‌گیری شده است. درنهایت، میانگین دمای به‌دست‌آمده برای این نقاط از این دماسنج به‌عنوان دمای سطح سر مشعل گزارش می‌شود. به‌دلیل اینکه ممکن است شعله در مسیر لیزر تابیده شده روی سطح تداخل ایجاد کند، توسط شیر تویی جریان گاز قطع و مشعل خاموش و دمنده هوا نیز خاموش و بلافاصله دمای سطح خوانده می‌شود. این کار دقت اندازه‌گیری دمای سطح توسط دماسنج لیزری را بالا می‌برد [۱۴]. همچنین، برای افزایش دقت، حداقل دمای هشت نقطه از سر مشعل اندازه‌گیری شده است.



a. burner



b. inlet of burner

Figure 3- Cylindrical flat flame burner

شکل ۳- مشعل سطحی استوانه‌ای مورد بررسی: الف) نمای کلی از مشعل سطحی، ب) ورودی مشعل سطحی

در جدول ۱، مشخصات وسایل اندازه‌گیری مورد استفاده آورده شده است. ذکر این نکته لازم است که تمام ملاحظات ابزار دقیق و اندازه‌گیری رعایت شده است. بنابراین، برای انجام تست با استفاده از داده‌های ثبت شده از فشارسنج‌ها و دماسنج‌ها، تصحیح دبی و درنهایت تصحیح نسبت هم‌ارزی انجام گرفته است.

جدول ۱- مشخصات وسایل اندازه‌گیری مورد استفاده

Table 1- The parameters of Measuring instruments

Measurements	Range	Resolution
T1	0-60(°C)	1°C
T2	0-60(°C)	1°C
T3	0-60(°C)	1°C
P1,P4	0-100(mbar)	2mbar
P2,P5	0-40(mbar)	1mbar
P3	0-250(mbar)	5mbar
Thermometer	-200-1372(°C)	6°C
Thermometer type K	50-1300(°C)	1°C

## روش عددی

در مدل‌سازی حاضر از نرم‌افزار فلوئنت نسخه ۱۸/۲ بهره گرفته شده است. برای شبیه‌سازی جریان، از معادلات ناویراستوکس متوسط‌گیری زمانی انجام شده و برای مدل‌سازی ترم تنش رینولدزی از مدل  $k-\varepsilon$  Realizable استفاده شده است. برای مدل‌سازی تشعشع، از آنجا که محیط به صورت فعال در نظر گرفته می‌شود، از مدل جهت‌های مجزا [۱۲] استفاده شده است. از مکانیزم دومرحله‌ای متان-هوا برای اعمال سینتیک احتراق استفاده شده است. جزئیات سینتیک مورد استفاده در جدول ۲ آورده شده است. در این جدول  $A$ ،  $b$  و  $E_a$  به ترتیب ضریب ثابت، توان دما و انرژی فعال‌سازی واکنش در معادله آرنیوسی است [۱۳]. نرخ تولید یا از بین رفتن گونه با استفاده از روش آرنیوسی محاسبه شده است.

جدول ۲- مکانیزم دومرحله‌ای متان-هوا

Table 2- Two-step methane-air mechanism

	Reaction	A	b	(j/kgmol) $E_a$
1	$\text{CH}_4 + 1.5\text{O}_2 \rightarrow \text{CO} + 2\text{H}_2\text{O}$	$5.012 \times 10^{11}$	0	$2 \times 10^{11}$
2	$\text{CO} + 0.5\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2$	$2.239 \times 10^{11}$	0	$1.7 \times 10^8$

زمان بر بودن اجرا برای هر حالت مورد بررسی (به دلیل زیاد بودن تعداد سلول محاسباتی و نیز وجود احتراق) مانع از استفاده از سینتیک‌های تفصیلی دارای گونه‌های  $\text{NO}_x$  شده است. بدین منظور، برای محاسبه آلاینده  $\text{NO}_x$  از روش پس‌پردازش استفاده شده است. در کار حاضر، برای پیش‌بینی آلاینده‌گی  $\text{NO}_x$  از روش حرارتی و روش سریع استفاده شده است. در روش حرارتی، تولید  $\text{NO}_x$  توسط واکنش‌های شیمیایی که وابسته به دمای بالابند و به مکانیزم زلدوویچ شناخته می‌شوند، تعیین می‌شود. با توجه به بررسی‌های انجام‌شده مشخص شد که مخلوط سوخت و هوا قبل از خروج از سوراخ‌های مشعل دارای رژیم مغشوش است که مدل اغتشاشی برای این ناحیه است و برای ناحیه احتراقی رژیم جریان آرام است؛ به همین دلیل است که از مدل احتراقی آرنیوسی در این شبیه‌سازی استفاده شده است. بنابراین، میدان حل به دو ناحیه تقسیم شده است که در یک ناحیه معادلات اغتشاش حل می‌شود و در ناحیه دیگر این معادلات حل نمی‌شوند.

برای گسسته‌سازی معادلات بقای جرم، بقای تکانه، بقای انرژی، بقای گونه‌ها، انرژی جنبشی اغتشاش و نیز اضمحلال اغتشاش از روش پادبادسو مرتبه دوم، به دلیل دقت بالای آن، استفاده شده است. برای به دست آوردن حدس اولیه مناسب از میدان جریان، ابتدا فقط میدان جریان به صورت غیرواکنشی حل شده و در ادامه واکنش‌ها و معادله انرژی به آن‌ها اضافه شده است. بدین منظور، در ابتدا، برای دریافت فیزیک مسئله، گسسته‌سازی بر مبنای پادبادسو مرتبه اول در نظر گرفته شده است. بعد از همگرایی مسئله، برای بیشتر شدن دقت، از گسسته‌سازی پادبادسو مرتبه دو استفاده شده است. همچنین، برای کوپلینگ سرعت و فشار از الگوریتم سیمپل<sup>۳</sup> استفاده شده است.

1. Discrete ordinate  
2. Second order upwind  
3. Simple

برای انجام مطالعات از یک رایانه با پردازشگر intel-Core i7-4770k با فرکانس ۳/۵ گیگاهرتز، که ۴ هسته حقیقی و ۴ هسته مجازی دارد و در مجموع شامل ۸ هسته محاسباتی می‌شود و ۱۶ گیگابایت حافظه موقت دارد، استفاده شده است. در عمده محاسبات انجام شده برای دستیابی به سرعت بالاتر به‌طور هم‌زمان از ۸ هسته برای هر مطالعه استفاده شده است. به‌عنوان یک برآورد برای مدل‌های ذکر شده، با در نظر گرفتن حدود ۳,۴۸۰,۰۰۰ شبکه محاسباتی، ۲۸ ساعت زمان محاسبات لازم است.

### شرایط شبیه‌سازی و اندازه شبکه محاسباتی

برای شبیه‌سازی مسئله تشریح شده، با توجه به شکل ۴، ناحیه محاسباتی مطابق با بستر آزمون تجربی در نظر گرفته شده است. به دلیل دسترسی مناسب به قسمت‌های مختلف به‌خصوص ناحیه احتراقی برای بررسی نتایج، مرکز مبدأ مختصات در مرکز مشعل شعله سطحی و بر روی صفحه توزیع کننده ورودی در نظر گرفته شده است. همان‌طور که اشاره شد، طول مشعل ۹ سانتی‌متر و قطر آن ۷ سانتی‌متر و ضخامت آن ۱ میلی‌متر است. هندسه مخلوط‌کننده و محل صفحه خروجی و مرزهای ورودی آن در شکل ۵ نشان داده شده است.



Figure 4- photograph of the experimental burner  
شکل ۴- تصویر بستر تجربی مشعل شعله سطحی

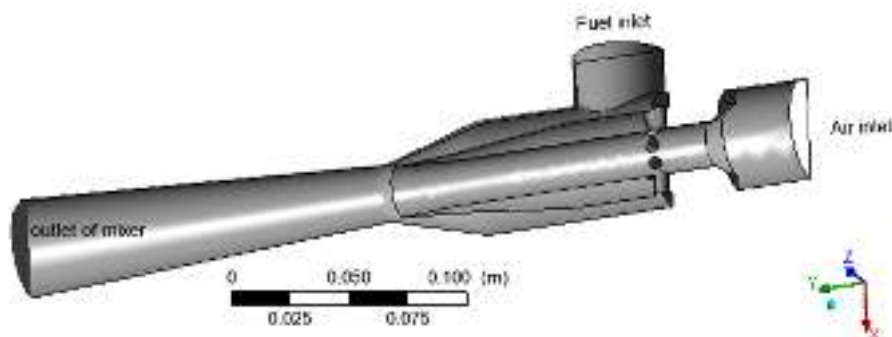


Figure 5- Geometry of mixer and it's outlet mixer  
شکل ۵- هندسه مخلوط‌کننده و صفحه خروجی آن

در شکل ۶ (الف و ب) اندازه میدان حل و مرزهای ورودی سوخت و هوا و همچنین مرز خروجی نشان داده شده است. برای کاهش تعداد شبکه و زمان محاسباتی و با توجه به تقارن موجود در مسئله، هندسه در راستای محور تقارن نصف شده است. نمای سه‌بعدی از ناحیه محاسباتی در شکل ۶ (ج) نشان داده شده است. همچنین، ناحیه محاسباتی به دو قسمت تقسیم شده است که در ناحیه قبل از سوراخ‌های مشعل، با توجه به رژیم جریان، معادلات اغتشاش حل می‌شود و در قسمت بعد از سوراخ‌های مشعل، که همان ناحیه احتراقی است، به دلیل آرام‌بودن جریان، معادلات اغتشاش حل نمی‌شود. این دو ناحیه در شکل ۶ (ج) نشان داده شده است (قسمت آبی‌رنگ رژیم جریان مغشوش و قسمت خاکستری رنگ رژیم جریان آرام).

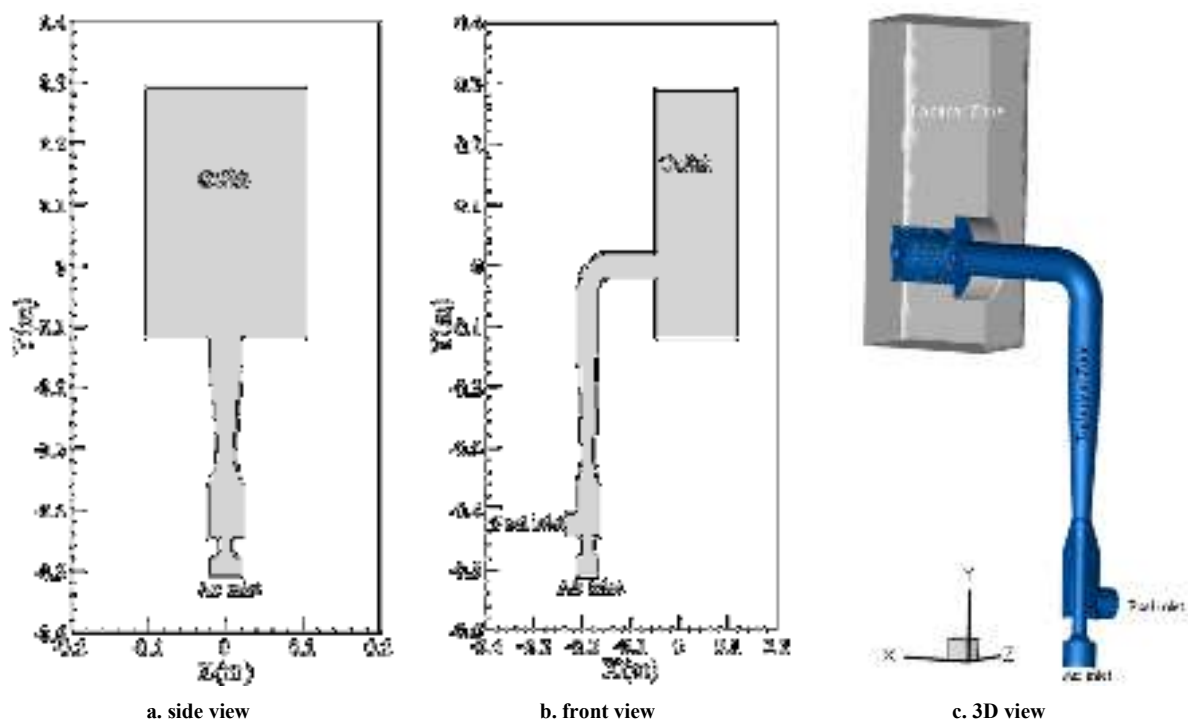


Figure 6- Geometry used in simulation

شکل ۶- هندسه مورد استفاده در شبیه‌سازی: (الف) نمای جانبی، (ب) نمای روبه‌رو، (ج) نمای سه‌بعدی

برای ورودی سوخت و هوا از شرط مرزی دبی جرمی ورودی<sup>۱</sup> برای مرزهای خروجی از شرط مرزی فشار ثابت و برای دیواره‌ها از شرط مرزی دیوار با شرط عدم لغزش استفاده شده است. در این شبیه‌سازی، مرز جامد دیواره‌های مشعل نیز در نظر گرفته شده است که معادلات مرز جامد با میدان جریان به یکدیگر جفت شده‌اند. مرز جامد از جنس استیل ضدزنگ است و تمام خواص آن در نظر گرفته شده است. همچنین، دمای ورودی هوا و سوخت ۳۰۰ کلوین در نظر گرفته شده است. اعداد دبی مرتبط با نسبت هم‌ارزی و ظرفیت ۱۱ کیلووات مشعل در جدول ۳ آورده شده است. ذکر این نکته لازم است که به دلیل تقارن، مسئله دبی ورودی به مرزها نصف می‌شود که در جدول ۳ اعداد مربوط به نصف هندسه‌اند.

با توجه به اینکه معمولاً سیستم‌های احتراقی خانگی برای مخلوط‌های رقیق مورد بهره‌برداری قرار می‌گیرند، بنابراین برای نسبت هم‌ارزی بیشتر از یک بررسی‌ها صورت نگرفته است.

1. Mass flow inlet  
2. Coupling



جدول ۳- دبی‌های جرمی ورودی مرز سوخت و هوا

Table 3- Mass flow inlet for air and gas

$\phi$	Power= 11 kW	
	$\dot{m}_{Air}(\frac{kg}{s})$	$\dot{m}_{gas}(\frac{kg}{s})$
0.64	0.0029425	0.00011
0.70	0.0026903	0.00011
0.75	0.0025109	0.00011
0.80	0.0023540	0.00011
0.85	0.0022156	0.00011
0.90	0.0020249	0.00011
0.93	0.0018832	0.00011
1.00	0.0029425	0.00011

قطر حفره‌های محیطی مشعل استوانه‌ای ۰/۷ میلی‌متر است و قطر حفره‌های روی صفحه توزیع‌کننده ۲/۵ و ۳/۵ میلی‌متر است که با الگوی منظمی توزیع شده‌اند. همان‌طور که در شکل ۳-الف مشاهده می‌شود، توزیع حفره‌ها بر روی مشعل به صورت شش الگوی تکراری دور تا دور مشعل است که باعث می‌شود مشعل دارای سه محور تقارن باشد. در شکل ۷، نمایی از هندسه مشعل و محل قرارگیری خطوط برای بررسی نتایج نشان داده شده است.

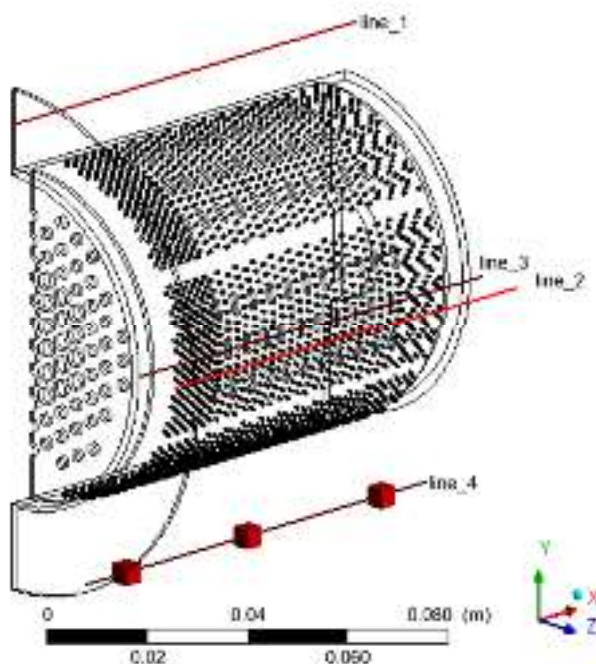


Figure 7- 3D Geometry of burner and location of lines

شکل ۷- نمای سه‌بعدی از سر مشعل و محل قرارگرفتن خطوط برای بررسی نتایج

برای این مسئله از شبکه سازمان‌یافته و بی‌سازمان استفاده شده است. به دلیل وجود حفره‌های متعدد با قطر کم بر روی مشعل، که جریان به‌طور عمودی از آن‌ها خارج می‌شود، از شبکه‌بندی بی‌سازمان استفاده شده و برای بقیه میدان حل از شبکه سازمان‌یافته استفاده شده است. با توجه به پیچیدگی‌های جریان در میدان محاسباتی، در ابتدا، شبکه محاسباتی با میزان ۷۴۵ هزار سلول در نظر گرفته شد. این تعداد شبکه در چند مرحله تا میزان ۷/۱ میلیون سلول افزایش یافت. در چند ناحیه از میدان

محاسباتی سرعت و همچنین دما برای شبکه‌های مختلف با هم مقایسه شدند. برای نمونه، در صفحه تقارن تغییرات سرعت و دما در ارتفاع ۱ سانتی‌متری بالای سطح مشعل (خط ۱) در شکل ۸ نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که به دلیل شبکه‌بندی بسیار ریز اطراف مشعل با تغییر شبکه تفاوت چندانی در نتایج مخصوصاً دما ایجاد نمی‌شود. علاوه بر این، با تغییر تعداد شبکه محاسباتی از ۳/۴۸۰ میلیون به ۷/۱ میلیون شبکه، تفاوت محسوسی در منحنی تغییرات سرعت و دما حاصل نمی‌شود. بنابراین، میزان شبکه محاسباتی ۳/۴۸۰ میلیون سلول در نظر گرفته شد.

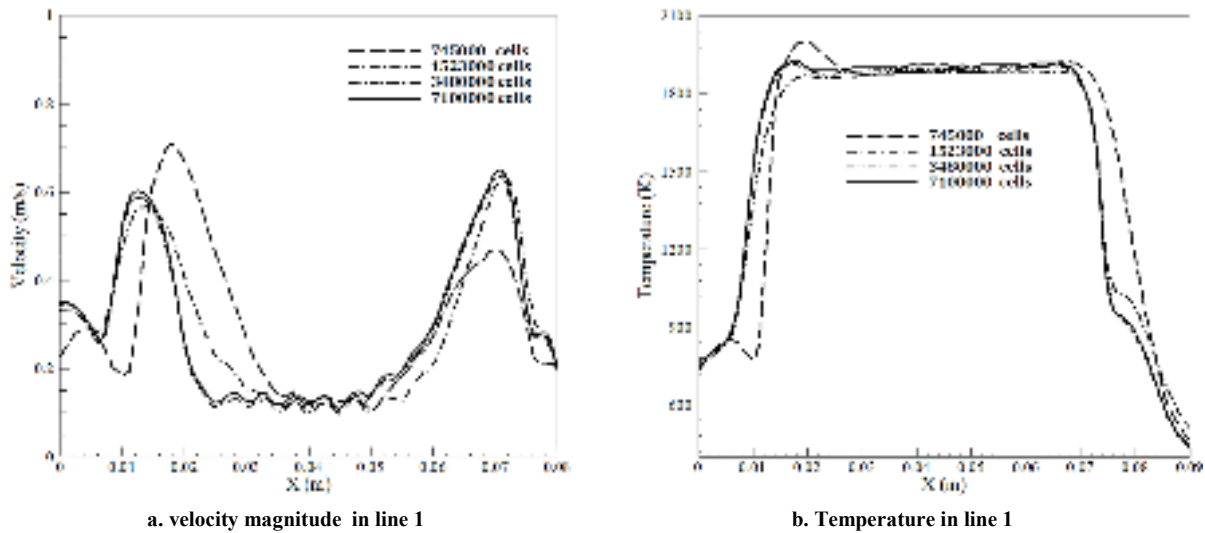


Figure 8- grid independency results for the simulated case

شکل ۸- محاسبه جواب‌های مستقل از اندازه شبکه محاسباتی: الف) سرعت در ارتفاع یک سانتی‌متری بالای مشعل، ب) دما در ارتفاع یک سانتی‌متری بالای مشعل

## اعتبارسنجی حل عددی

در این قسمت، اعتبارسنجی نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج تجربی بررسی شده است. برای اعتبارسنجی از دمای شعله اندازه‌گیری شده در چند نقطه (محل قرارگیری این نقاط بر روی خط ۴ در **Error! Reference source not found.** با مکعب نشان داده شده است) استفاده شده است. همچنین، از متوسط دمای سطح سر مشعل نیز برای اعتبارسنجی استفاده شده است. نتایج در توان ۱۱ کیلووات گزارش شده است. به دلیل وجود ترکیبات مختلف در گاز شهری و به دلیل استفاده از مکانیزم دومرحله‌ای در شبیه‌سازی، در نظر گرفتن همه گونه‌های موجود در سوخت برای شبیه‌سازی ممکن نبود. با توجه به اینکه عمده سوخت گاز شهری از متان تشکیل شده است، بنابراین از گاز متان برای شبیه‌سازی استفاده شده است.

در ۹۰ توزیع دما بر روی خط ۴ در نسبت هم‌ارزی ۰/۶۴ آورده شده است. همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود، نتایج عددی به دست آمده از شبیه‌سازی به خوبی با نتایج تجربی قابل مقایسه است. توزیع دمای پیش‌بینی شده در حالت شبیه‌سازی در میانه‌های مشعل بالاتر و در کناره‌های مشعل پایین‌تر است. این امر می‌تواند به دلیل استفاده از سینتیک دومرحله‌ای باشد. با این حال، حداکثر خطا در این شکل حدود ۱۴ درصد است. همچنین، در شکل ۱۰ نتایج مربوط به متوسط دمای سطح مشعل آورده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، نتایج عددی به خوبی با نتایج تجربی هم‌خوانی داشته و با افزایش نسبت هم‌ارزی تا یک دمای سطح مشعل افزایش پیدا کرده است و بیشینه دمای سطح مشعل نیز در این نسبت هم‌ارزی اتفاق می‌افتد. علت این تطابق مناسب می‌تواند ناشی از در نظر گرفتن دمای شبکه توزیع‌کننده مشعل باشد که میانگین دمایی را پایین آورده است. بدون در نظر گرفتن شبکه ورودی مشعل دمای سطح محاسبه شده افزایش خواهد داشت.

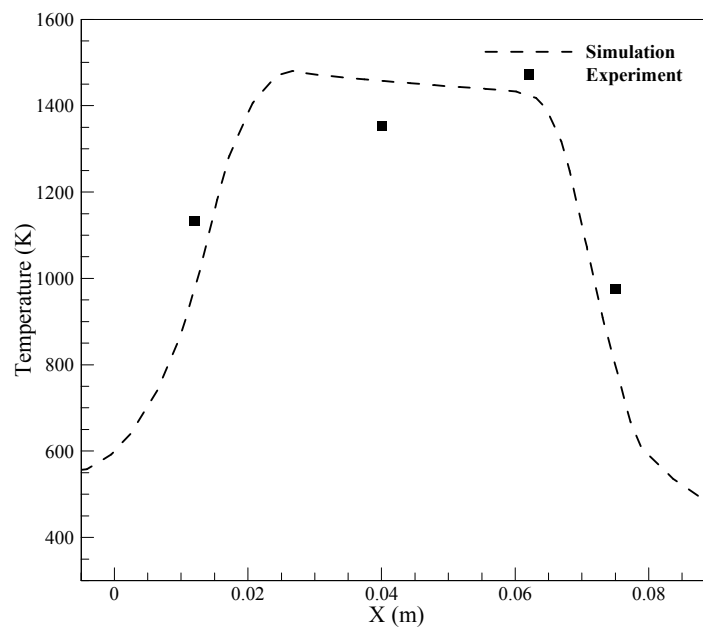


Figure 9- Temperature in line 4 at 0.64 equivalence ratio  
 شکل ۹- توزیع دما بر روی خط ۴ در نسبت هم‌ارزی ۰/۶۴

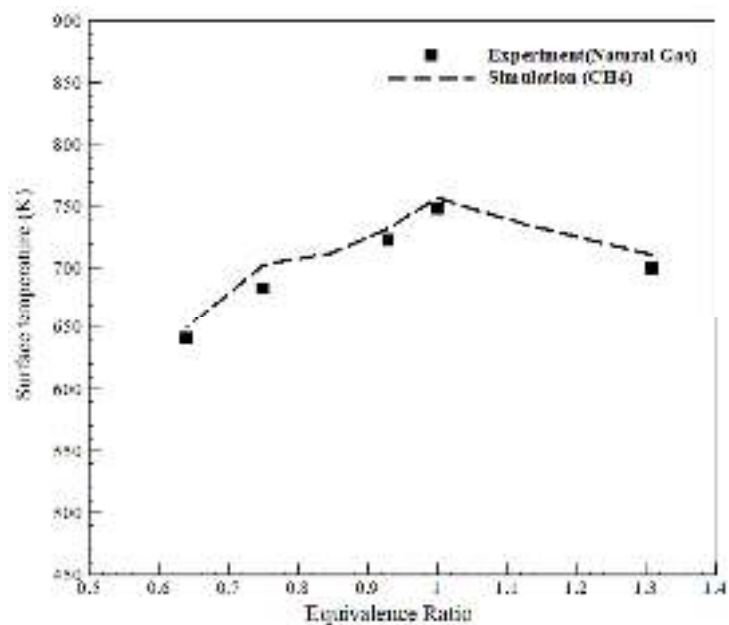


Figure 10- Average surface wall temperature with equivalence ratio  
 شکل ۱۰- متوسط دمای سطح مشعل بر حسب نسبت هم‌ارزی

## نتایج

توزیع کسر جرمی متان در انتهای مخلوط‌کننده براساس نسبت هم‌ارزی در شکل ۱۱ نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد با افزایش نسبت هم‌ارزی توزیع کسر جرمی متان در انتهای مخلوط‌کننده یکنواخت‌تر می‌شود. با توجه به اینکه سوخت از کنار و هوا به صورت مستقیم وارد مخلوط‌کننده می‌شود، بنابراین در نسبت‌های هم‌ارزی پایین به دلیل دبی جرمی بیشتر هوا تمرکز کسر جرمی سوخت در کنارهای که از آن وارد می‌شود بیشتر است که این مسئله تا نسبت هم‌ارزی ۰/۷۵ برقرار است. با کاهش

دبی جرمی هوای ورودی، سوخت فرصت کافی برای مخلوط‌شدن با هوای ورودی را پیدا کرده و توزیع یکنواخت‌تری را در انتهای مخلوط‌کننده شاهد هستیم که در شکل ۱۱ در نسبت‌های هم‌ارزی ۰/۸۵ تا ۱ این مورد قابل مشاهده است. همان‌طور که اشاره شد، سوخت از کنار وارد می‌شود؛ به همین دلیل است که در کناره دیواره‌ها کسر جرمی سوخت بیشتر است. در نتیجه عملکرد سیستم مخلوط‌کننده مناسب ارزیابی می‌شود. با این حال، وجود یک مسیر لوله و صفحه توزیع‌کننده سر مشعل سبب می‌شود که سوخت با توزیع بسیار یکنواختی از سوراخ‌های مشعل خارج شود.

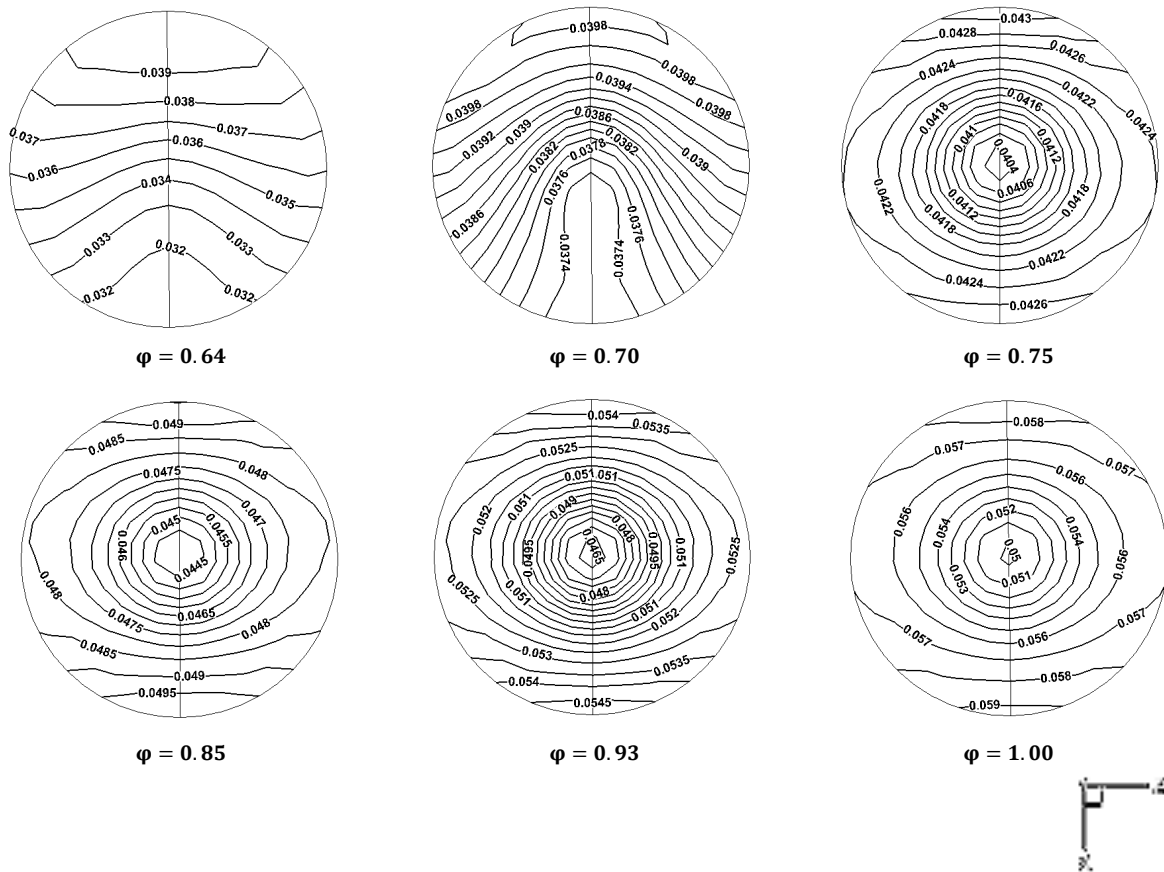
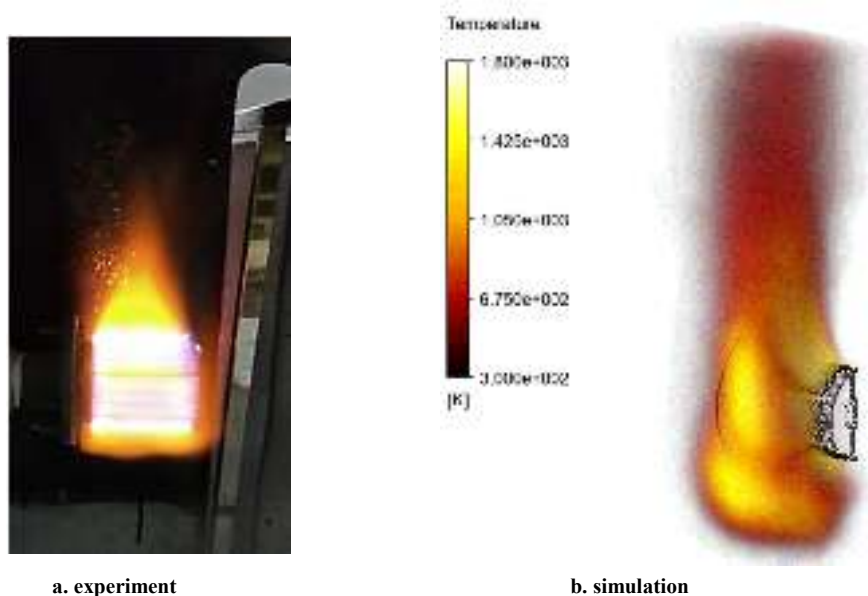


Figure 11- The concentration of  $CH_4$  at outlet of mixer in different equivalence ratio  
 شکل ۱۱- توزیع کسر جرمی سوخت متان در خروجی مخلوط‌کننده در نسبت‌های هم‌ارزی مختلف

شکل ۱۲ رفتار مسئله مورد بررسی را برای احتراق با توان ۱۱ کیلووات، در حالت تجربی و شبیه‌سازی، نشان می‌دهد. در این شکل، نسبت هم‌ارزی برابر با ۰/۶۴ و تغییرات دمایی از ۳۰۰ کلوین تا ۱۸۰۰ کلوین است. به دلیل وجود گرانش، همان‌طور که مشاهده می‌شود، گازهای داغ به سمت بالا جریان پیدا می‌کنند.

شکل ۱۳ توزیع دما در فاصله یک میلی‌متری (خط ۳) و ده میلی‌متری (خط ۲) از جلوی مشعل را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه صفر مبدأ مختصات بر روی صفحه توزیع‌کننده مشعل قرار گرفته است و این صفحه ۵ میلی‌متر داخل مشعل قرار گرفته است، لذا در نمودار شکل ۱۳ خط دمایی جلوی مشعل از ۵- میلی‌متر شروع شده و تا ۸۵ میلی‌متر ادامه دارد که ۹۰ میلی‌متر طول مشعل را پوشش می‌دهد. در نزدیکی مشعل، به دلیل متأثرشدن از شعله، دما دارای توزیع به شدت غیریکنواختی است. با افزایش فاصله از سطح مشعل به بیش از ده میلی‌متر، توزیع دما دیگر وابسته به شعله و احتراق نبوده و دارای توزیع کاملاً یکنواخت است.



a. experiment

b. simulation

Figure 12- Picture of the fire at 11kW in 0.64 equivalence ratio

شکل ۱۲- تصویری از آتش در توان ۱۱ کیلووات و نسبت هم‌ارزی ۰/۶۴:الف) تجربی، ب) شبیه‌سازی

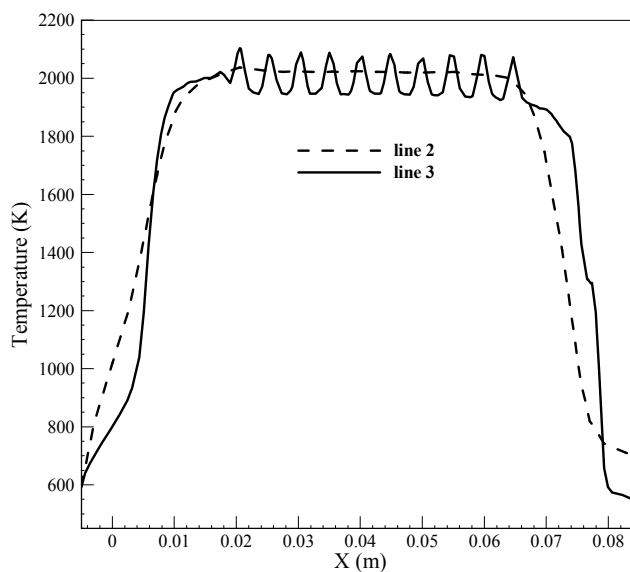


Figure 13- Temperature in line 2 and line 3 at 0.85 equivalence ratio

شکل ۱۳- توزیع دما بر روی خطوط ۲ و ۳ در نسبت هم‌ارزی ۰/۸۵

همان‌طور که اشاره شد، توزیع دما در فاصله یک سانتی‌متری از سطح مشعل یکنواخت شده است. بنابراین، شکل ۱۴ توزیع دما در این فاصله بر روی خط ۲ برای بررسی یکنواختی در سایر نسبت‌های هم‌ارزی را نشان می‌دهد. در این شکل، مشاهده می‌شود، در ابتدا و انتهای مشعل، به دلیل وجود سطح جامد مشعل در زیر آن و نبود شعله به صورت مستقیم، دما پایین‌تر از وسط مشعل است. با افزایش نسبت هم‌ارزی تا یک، دما افزایش پیدا کرده است. علت ثابت ماندن دما در ابتدای نمودار وجود سطح جامد مشعل است که محل اتصال مشعل به سایر اجزاست، و دمای نشان داده شده تقریباً همان دمای سطح است. اما، مقادیر دمایی نشان داده شده در انتهای نمودار دمای هوای اطراف است که به دلیل انتقال حرارت از سطح جامد مشعل و شعله، با افزایش نسبت هم‌ارزی، افزایش پیدا کرده است. همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود، یکنواختی دما برای نسبت‌های هم‌ارزی

بررسی شده در فاصله یک سانتی‌متری از اطراف مشعل اتفاق افتاده است. بنابراین، از این فاصله به بعد محل مناسبی برای قراردادن لوله‌های مبدل حرارتی پکیج‌های حرارتی است.

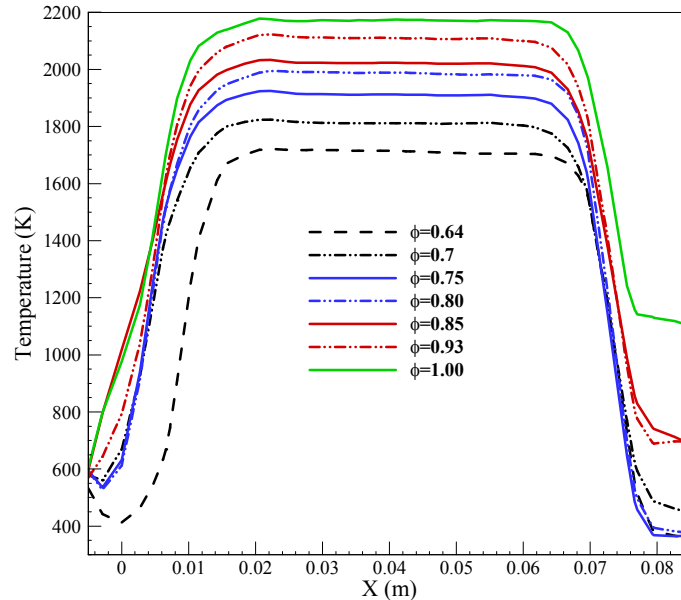


Figure 14- Effect of equivalence ratio on temperature distribution in line 2

شکل ۱۴- تأثیر نسبت هم‌ارزی بر توزیع دما روی خط ۲

بیشینه دمای شعله پارامتر مهمی در بحث آلاینده‌گی است که نمی‌توان آن را با اندازه‌گیری‌های تجربی به راحتی به دست آورد، زیرا در مکان‌های بسیار کوچکی اتفاق می‌افتد. شکل ۱۵ بیشینه دمای شعله براساس نسبت هم‌ارزی را نشان می‌دهد. همان‌طور که پیش‌بینی می‌شد، با افزایش نسبت هم‌ارزی، دمای بیشینه افزایش پیدا کرده است. میزان افزایش دمای بیشینه با افزایش نسبت هم‌ارزی از ۰/۶۵ به ۱ حدود ۲۴ درصد است. این دما در بحث طراحی سر مشعل، جنس آن و نوع مبدل حرارتی نیز حائز اهمیت است. افزایش دمای بیشینه می‌تواند کاهش عمر قطعات و سر مشعل را به دنبال داشته باشد که در محاسبات و طراحی سر مشعل و مبدل حرارتی باید مورد توجه قرار گیرد.

با توجه به اهمیت انتقال حرارت تشعشعی به‌عنوان یکی از مکانیزم‌های مهم در انتقال حرارت و توزیع حرارت در این نوع سر مشعل‌ها، میزان متوسط تابش برخوردی به صفحه استوانه‌ای به شعاع ۲/۵ و ۴/۵ سانتی‌متر اطراف مشعل بررسی و در شکل ۱۶ نشان داده شده است. به‌طور کلی، با افزایش فاصله از سطح مشعل، تابش برخوردی کاهش پیدا کرده است. در نسبت هم‌ارزی ۰/۶۴ تابش برخوردی به صفحات خیلی نزدیک به یکدیگرند. با افزایش نسبت هم‌ارزی، اختلاف تابش برخوردی به صفحات بیشتر می‌شود. تابش در فاصله ۲/۵ سانتی‌متری اطراف مشعل بسیار متأثر از دمای سطح مشعل است. به همین دلیل است که با افزایش نسبت هم‌ارزی و به دنبال آن افزایش دمای سطح، تابش برخوردی افزایش پیدا کرده است، به طوری که در نسبت هم‌ارزی یک تابش برخوردی به صفحه به فاصله ۲/۵ سانتی‌متری نزدیک به ۱۰ کیلووات از توان ۱۱ کیلوواتی مشعل است. با فاصله گرفتن از اطراف مشعل اثر تابش ناشی از دمای سطح مشعل کم شده و اثر گونه‌های تابش‌کننده بیشتر می‌شود. در این شبیه‌سازی، به دلیل سینتیک مورد استفاده، گونه‌های احتراق  $H_2O$  و  $CO_2$  وجود دارند که در تابش سهم اصلی دارند. در صفحه ۴/۵ سانتی-متری اطراف مشعل، با افزایش نسبت هم‌ارزی تا ۰/۸۵، تابش برخوردی افزایش پیدا کرده است. به دلیل دبی جرمی بیشتر هوا و در نتیجه سرعت جریان بیشتر، ناحیه حرارتی شعله به صورت یکنواخت‌تری دورتادور مشعل توزیع می‌شود. علاوه بر آن، به دلیل هوای بیشتر، احتراق کامل اتفاق می‌افتد که منجر به تولید  $H_2O$  و  $CO_2$  بیشتر می‌شود. در این صفحه، با افزایش نسبت

هم‌ارزی تا یک، تابش برخوردی به صفحه کاهش پیدا کرده است. افزایش نسبت هم‌ارزی با کاهش دبی جرمی هوای ورودی سبب می‌شود ناحیه حرارتی اطراف مشعل تحت تأثیر هوای اطراف و شتاب جاذبه زمین قرار گرفته و به سمت بالا رود و همین باعث غیریکنواخت شدن تابش برخوردی به صفحه استوانه‌ای اطراف مشعل در قسمت بالا و پایین شود. در شکل ۱۶ در نسبت هم‌ارزی ۱، کاهش شدید تابش برخوردی در صفحه ۴/۵ سانتی‌متری مشاهده می‌شود. به دلیل وجود سوخت بیشتر مکش هوا در اطراف مشعل به وجود آمده که باعث کاهش دما شده و ناحیه حرارتی را به سمت بالا ایجاد می‌کند. این مسئله سبب می‌شود تابش در قسمت بالای مشعل متمرکز شود، در صورتی که نمودار متوسط تابش اطراف مشعل است.

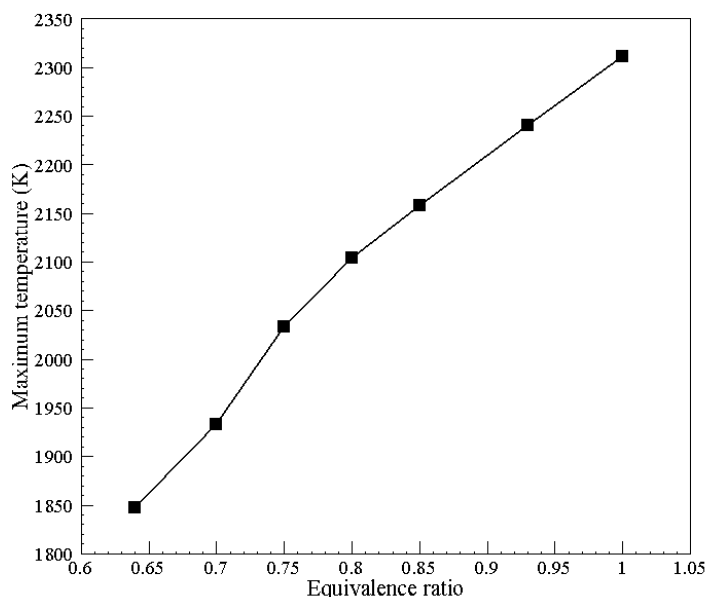


Figure 15- effect of the equivalence ratio on the maximum flame temperature

شکل ۱۵- بیشینه دما بر حسب نسبت هم‌ارزی

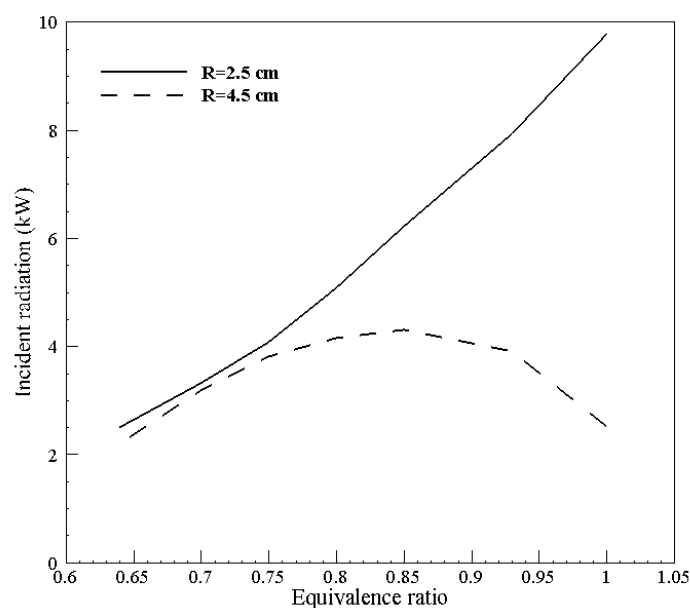


Figure 16- Incident radiation to circular plane around of burner

شکل ۱۶- تابش برخوردی به صفحه‌های استوانه‌ای اطراف مشعل

شکل ۱۷ آلاینده‌گی  $\text{NO}_x$  و  $\text{CO}$  براساس نسبت هم‌ارزی را نشان می‌دهد. بررسی میزان تولید آلاینده‌گی  $\text{NO}_x$  از اهمیت بالایی برخوردار است. بدین منظور، برای محاسبه آلاینده‌گی این گونه، از مکانیزم حرارتی و مکانیزم سریع با استفاده از پس- پردازش بهره گرفته شده است. با جایگذاری دما در مکانیزم زلدوویچ مقدار این گونه به‌روش حرارتی محاسبه می‌شود [۱۲]. تولید آلاینده‌گی به‌روش سریع متناسب با تعداد اتم‌های کربن در واحد حجم است و مستقل از نوع هیدروکربن است [۱۲]. مطابق شکل ۱۵، با افزایش نسبت هم‌ارزی، میزان آلاینده‌گی افزایش پیدا کرده است که نشان‌دهنده این است که عمده  $\text{NO}_x$  تولیدی از مکانیزم حرارتی تولید شده است، چراکه مقادیر به‌دست‌آمده مطابق با دمای شعله است. طبق این نمودار، با افزایش نسبت هم‌ارزی تا ۰/۸۵، میزان آلاینده‌گی زیر ۵ ppm به‌دست آمده است. در نسبت هم‌ارزی ۰/۹۳ شاهد جهش میزان  $\text{NO}_x$  تولیدی هستیم. دلیل این امر آن است که دمای شعله در این نسبت هم‌ارزی بیشتر از ۲۲۰۰ کلوین شده است. در این دما محدودیت انرژی فعال‌سازی برای واکنش اصلی تولید  $\text{NO}_x$  حرارتی مکانیزم زلدوویچ رفع شده [۱۲] و میزان  $\text{NO}_x$  تولیدی افزایش یافته است. هوای اضافی با افزایش سرعت همراه است که سبب می‌شود محصولات احتراق زمان کمتری در ناحیه دمابالا سپری کنند. همچنین، به‌دلیل حجم هوای بیشتر، دما کاهش پیدا می‌کند و در نتیجه آلاینده‌گی  $\text{NO}_x$  کاهش می‌یابد.

با افزایش نسبت هم‌ارزی، میزان آلاینده‌گی  $\text{CO}$  افزایش می‌یابد. با افزایش نسبت هم‌ارزی تا ۰/۸۵، میزان آلاینده‌گی  $\text{CO}$  زیر ۱۰ ppm است. در نسبت‌های هم‌ارزی پایین، احتراق به‌طور کامل اتفاق افتاده است و تقریباً تمام کربن موجود در سوخت به  $\text{CO}_2$  تبدیل شده است.

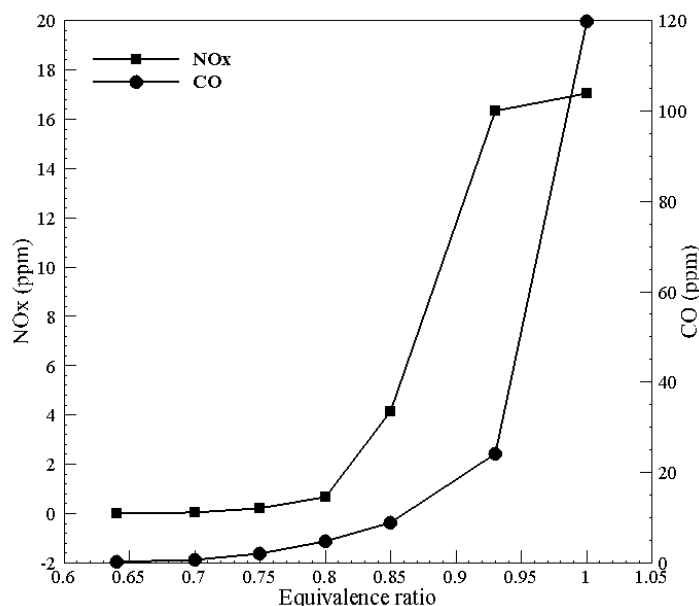


Figure 17-  $\text{NO}_x$  and  $\text{CO}$  emission with equivalence ratio  
 شکل ۱۷- آلاینده‌گی  $\text{NO}_x$  و  $\text{CO}$  برحسب نسبت هم‌ارزی

## نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر، به شبیه‌سازی عددی و مطالعه تجربی (به‌منظور اعتبارسنجی) پدیده احتراق در مشعل شعله سطحی استوانه‌ای پیش‌آمیخته پرداخته شد. این مشعل‌ها مورد استفاده در دیگ‌های چگالش‌اند. در کار حاضر، از مدل احتراقی واکنش نرخ محدود، مکانیزم دومرحله‌ای متان-هوا و از مدل اغتشاشی  $k-\epsilon$  Realizable برای قسمت سرد استفاده شده است. برای مدل‌سازی تشعشع از مدل جهت‌های مجزا استفاده شده است.



نتایج حل عددی نشان داد توزیع کسر جرمی سوخت در انتهای مخلوط‌کننده با کاهش دبی جرمی ورودی هوا یکنواخت‌تر می‌شود. با این حال، با توجه به وجود شبکه توزیع‌کننده در ابتدای مشعل، مخلوط درنهایت با یکنواختی کامل از سطح مشعل خارج می‌شود. با فاصله‌گرفتن به اندازه ۱ سانتی‌متر از اطراف مشعل، توزیع دما یکنواخت می‌شود. همچنین، در نزدیک سطح مشعل، در فاصله تا ۲/۵ سانتی‌متری، مکانیزم غالب انتقال حرارت تشعشع است. بنابراین، محدوده این فاصله‌ها محل مناسبی برای قراردادن لوله‌های مبدل حرارتی است.

میزان آلاینده‌گی  $\text{NO}_x$  با افزایش نسبت هم‌ارزی و افزایش دما افزایش می‌یابد. عمده  $\text{NO}_x$  تولیدی از مکانیزم حرارتی تولید شده است. میزان آلاینده‌گی CO نیز با افزایش نسبت هم‌ارزی، به دلیل حرکت به سمت احتراق ناقص، افزایش می‌یابد با در نظر گرفتن میزان آلاینده‌گی برای نقطه مناسب کارکرد مشعل نسبت هم‌ارزی ۰/۶۴ تا ۰/۸۵ مناسب است. اما، اگر علاوه بر معیار آلاینده‌گی معیار بازدهی حرارتی و دما را در نظر بگیریم، بهترین نقطه کارکردی بین نسبت هم‌ارزی ۰/۷۵ تا ۰/۸۵ است.

## منابع

1. C. E. Lee, B. Yu and S. Lee, "An analysis of the thermodynamic efficiency for exhaust gas recirculation-condensed water recirculation-waste heat recovery condensing boilers (EGR-CWR-WHR CB)," *Energy*, 86, 2015, pp. 267-275.
2. S. Lee, S. M. Kum and C. E. Lee, "An experimental study of a cylindrical multi-hole premixed burner for the development of a condensing gas boiler," *Energy*, 36, No. 7, 2011, pp. 4150-4157.
3. S. Lee, S. M. Kum and C. E. Lee, "Performances of a heat exchanger and pilot boiler for the development of a condensing gas boiler," *Energy*, 36, No. 7, 2011, pp. 3945-3951.
4. B. Yu, S. M. Kum, C. E. Lee and S. Lee, "Combustion characteristics and thermal efficiency for premixed porous-media types of burners," *Energy*, 53, 2013, pp. 343-350.
5. J. B. Bell, M. S. Day and J. F. Grcar, "Numerical simulation of premixed turbulent methane combustion," *Proc. Combust. Inst.*, 29, No. 2, 2002, pp. 1987-1993.
6. K. Qiu and A. C. S. Hayden, "Premixed gas combustion stabilized in fiber felt and its application to a novel radiant burner," *Fuel*, 85, No. 7-8, 2006, pp. 1094-1100.
7. L. Anetor, E. Osakue and C. Odetunde, "Reduced mechanism approach of modeling premixed propane-air mixture using ansys fluent," *Eng. J.*, 16, No. 1, 2012, pp. 67-86.
8. H. Oryani, S. Khalilarya, S. Jafarmadar, H. Khatamnezhad and S. Majidyfar, "Numerical Investigation of Influence of Dilution in Air and Fuel Sides on MILD Combustion Burner," *Aust. J. Basic Appl. Sci.*, 5, No. 10, 2011, pp. 272-279.
9. P. H. LEE and S. S. HWANG, "Formation of Lean Premixed Surface Flame Using Porous Baffle Plate and Flame Holder," *J. Therm. Sci. Technol.*, 8, No. 1, 2013, pp. 178-189.
10. F. G. Liu, X. Y. You, Q. Wang and R. Zhang, "On optimal design and experimental validation of household appliance burner of low pollutant emission," *Energy Convers. Manag.*, 76, 2013, pp. 837-845.
11. D. F. Zhao, F. G. Liu, X. Y. You, R. Zhang, B. L. Zhang and G. L. He, "Optimization of a premixed cylindrical burner for low pollutant emission," *Energy Convers. Manag.*, 99, No. x, 2015, pp. 151-160.
12. Ansys Fluent Theory Guide, Canonsburg, Pennsylvania, p. in: Eds., 144, 183, 2016. 2012.
13. S. R. Turns and S. J. Mantel, *An Introduction to Combustion*, Second Edition, New York, McGraw Hill, 2000.
14. M. Najarnikoo, *Experimental Study Premix Flat Flame Burner Use in Condensing Boilers*, MSc Thesis, Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, 2018. (In Persian)

## English Abstract

# Numerical simulation and experimental investigation of a premixed cylindrical burner with gas mixing system using in condensing boiler

Saeed Habibirad<sup>1</sup> and Hadi Pasdarsahri<sup>2\*</sup>

1- Faculty of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran, saeed.habibirad@modares.ac.ir

2- Faculty of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran, pasdar@modares.ac.ir

\*Corresponding author

(Received: 2019.01.03, Received in revised form: 2019.01.27, Accepted: 2019.01.28)

This paper focuses on a numerical simulation and experimental investigation of premixed cylindrical burner with gas mixing system. These burners are used in a condensing boiler. Performance assessment of the burner and mixer at a power of 11 kW is the main purpose of this paper; also, the two-stage methane-air mechanism have been employed for combustion kinetic. Moreover, short length of flame, high radiation and low emissions are among the most important and notable characteristics of these types of burners. To measure flame and burner surface temperature experimental tests have been conducted. Moreover, simulation results have been validated by experimental findings. Obtained results are in a good agreement with experimental findings. In addition, maximum 14% difference have been found between experimental and numerical results. Results indicated that by increasing the equivalence to the stoichiometric ratio, maximum flame temperature and NO<sub>x</sub> emissions has been increased. Moreover, in this type of burners radiation is the dominant heat transfer mechanism at below 2.5 cm around the burner. The equivalence ratio at the range of 0.75 to 0.85 has been selected as the operating condition of the burner according to the temperature limitation and pollutant production in burner.

**Keywords:** Premixed cylindrical burner, Mixer, Equivalence ratio, Emission, Numerical simulation