

بررسی اثر عدد چرخش و بازچرخش گازهای خروجی از دودکش در شبیه‌سازی عددی مشعل دوگانه‌سوز نیروگاهی رایج

احسان محمدیان اصفهانی^۱، کیومرث مظاهری^۲ و هادی پاسدارشهری^۳

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

۲- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، (نویسنده مخاطب)، kiumars@modares.ac.ir

۳- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، pasdar@Modares.ac.ir

(تاریخ دریافت: ۹۵/۵/۱۳، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۵/۱۲/۷، پذیرش: ۹۶/۴/۴)

چکیده: هدف تحقیق حاضر بررسی اثر عدد چرخش مسیر هوای اولیه و بازچرخش گازهای خروجی از دودکش در جهت دسترسی به احتراقی بهتر در مشعل دوگانه‌سوز نیروگاهی DDZ-G12 است. برای صحت‌سنجی نتایج حاصل از حل‌گرهای توسعه داده‌شده، دو مسئله معیار حل و نتایج عددی با داده‌های تجربی مقایسه و مدل‌های قابل اعتماد به‌منظور شبیه‌سازی جریان اغتشاشی و احتراقی غیرپیش‌آمیخته انتخاب شده است. با توجه به مشکل وجود دمای بالا در دهانه مشعل، ابتدا نقش عدد چرخش هوای اولیه بررسی شده است. نتایج نشان دادند که کاهش عدد چرخش از ۰/۸ به ۰/۴۸ باعث کاهش ۴۲۳ درجه‌ای دما بر روی دهانه مشعل گشته و میزان آلاینده ناکس را به مقدار ۳۴/۸۸ درصد کاهش می‌دهد. نتایج بازچرخش گازهای خروجی از دودکش نشان می‌دهد که افزایش ۳۰ درصدی بازچرخش گازهای خروجی از دودکش سبب کاهش ۳۶۰ درجه‌ای دما بر روی دهانه مشعل و کاهش ۶۹/۴۳ درصدی آلاینده ناکس می‌شود. همچنین، نتایج نشان می‌دهد که بازچرخش گازهای خروجی از دودکش، منجر به پهن‌تر شدن شعله نیز شده است. اگرچه افزایش عرض شعله منجر به یکنواختی بهتر دما می‌شود، اما از طرفی، با افزایش بیش‌ازاندازه عرض شعله، احتمال برخورد شعله با دیواره‌ها نیز وجود خواهد داشت.

کلیدواژگان: مشعل دوگانه‌سوز، عدد چرخش، شبیه‌سازی عددی، انتشار ناکس

مقدمه

دیگ‌های بخار نوعی تبادله گر حرارتی‌اند که با گرفتن انرژی حرارتی سوخت و انتقال آن به آب سرد، باعث تبدیل آب به بخار شده و نقش بارزی در سیکل حرارتی نیروگاه‌ها ایفا می‌کنند. در این تجهیزات، احتراق با حجم وسیع صورت می‌گیرد، به طوری که گفته می‌شود حدود ۴۰ درصد انرژی مصرفی در دنیا در دیگ‌های بخار استفاده می‌شود [۱]. در کشور ایران نیز این تجهیزات، به سبب تولید بخار جهت مصارف همگانی، صنعتی و تولید برق، یکی از مصرف‌کنندگان اصلی سوخت در کشور محسوب شده و بسته به نوع طراحی می‌توانند زغال‌سنگ، نفت کوره (مازوت)^۱، گازوییل و گاز طبیعی مصرف کنند. مشعل‌های دیگ‌های بخار نیروگاهی، به‌عنوان تجهیزاتی که وظیفه تأمین انرژی حرارتی مورد نیاز جهت تبدیل آب به بخار را بر عهده‌دارند، از دیرباز مورد توجه بوده‌اند. توزیع دمای درون دیگ بخار، مصرف سوخت، بازده دیگ بخار و تولید آلاینده‌های زیست‌محیطی همچون ناکس^۲، تحت تأثیر این تجهیزات و حتی محل قرارگیری آن‌هاست. به سبب وجود منابع غنی گازی و نفتی و همچنین شرایط اقلیمی و فصلی، اغلب مشعل‌های موجود در نیروگاه‌های کشورمان دوگانه‌سوز بوده و گاز طبیعی، گازوییل و یا مازوت

1. Fuel Oil
2. NOx

مصرف می‌کنند. با توجه به نقش این تجهیزات در نیروگاه‌های حرارتی، مدل‌سازی و بررسی پارامترهای تأثیرگذار در ایجاد شرایط بهینه در آن‌ها لازم و ضروری به نظر می‌رسد.

بزرگ‌مقیاس‌بودن دیگ‌های بخاری نیروگاهی به‌همراه پیچیدگی‌های هندسی مشعل‌های دوگانه‌سوز، به‌علاوه وجود فرایندهایی از قبیل احتراق، انتقال حرارت بین لوله‌های دیواره آبی دیگ بخار و چرخشی‌بودن جریان درون دیگ بخار، سبب دشواری فرایند شبیه‌سازی دیگ‌های بخار نیروگاهی است. با توجه به سهم ۲۲/۶ درصدی نیروگاه‌های بخاری از صنعت برق کشور [۲] و وجود مشکلاتی همچون برخورد شعله با دیواره‌ها، سوزش لوله‌های آب در نواحی مختلف دیگ بخار، عدم یکنواختی دما و سوختگی نازل‌های گاز و مایع، نیاز به شبیه‌سازی و بررسی این تجهیزات در کشور احساس می‌شود. بنابراین، هدف کلی تحقیق حاضر شبیه‌سازی عددی مشعل دوگانه‌سوز نیروگاهی در یک دیگ بخار آتش دیواره‌ای^۱ به‌منظور بررسی و بهبود شرایط کارکرد دیگ بخار و پدیده احتراق است.

بسته به نوع طراحی مشعل توسط سازنده، ساختار سر مشعل در مشعل‌های دوگانه‌سوز می‌تواند متفاوت باشد. در بعضی از مشعل‌ها در حالت گازسوز، به‌سبب وجود تجهیزات پاشش و عدم وجود سازوکار^۲ در جهت به‌عقب کشیدن نازل سوخت مایع، شاهد وجود سطح جامد و در بعضی دیگر نیز، با توجه به سازوکار تعبیه‌شده در جهت حفاظت از تجهیزات پاشش سوخت، شاهد وجود جریان محوری ثالثیه‌ای هستیم. این دو رویکرد در طراحی مشعل‌های دوگانه‌سوز سبب تفاوت نوع ساختار جریان احتراقی و رژیم شعله می‌شود. به عبارت ساده‌تر، وجود سطح جامد در مشعل از مشخصات اصلی مشعل پرچرخش^۳ و وجود جریان هوا در مرکز مشعل نیز از مشخصه‌های اصلی مشعل‌های کم‌چرخش^۴ است. بررسی و امکان‌پذیری استفاده از این تفاوت موجود در ساختار هندسی مشعل‌ها، به‌صورت تجاری در دیگ‌های بخار و کوره‌های صنعتی، برای اولین بار، توسط اورلاندو و همکاران [۳] در سال ۲۰۰۰ مطرح شد. نتایج آزمایشگاهی آن‌ها بر روی مشعل کم‌چرخش تشکیل‌شده از یک چرخنده فواره هوا^۵ با قطر داخلی متفاوت، نشان داد که سطح آلاینده‌گی ناکس این مشعل‌ها بسیار پایین بوده و پتانسیل به‌کارگیری این مشعل‌ها در کاربردهای صنعتی وجود دارد. در سال ۲۰۰۵، جانسون و همکاران [۴] به بررسی تجربی پارامترهای پایداری شعله و حد خاموشی رقیق^۶ در دو مشعل کم‌چرخش و پرچرخش پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که حد خاموشی در مشعل کم‌چرخش پایین‌تر از مشعل پرچرخش است. همچنین، شکل شعله‌ها نیز بررسی و مقایسه شد و مشاهده شد که شعله در مشعل پرچرخش به‌طور مایل به لبه بدنه لوله مرکزی مشعل متصل است، درحالی‌که شعله مشعل کم‌چرخش به شکل کاسه‌ای و کاملاً جداشده است. علاوه بر این، آزمون‌ها و آزمایش‌های انجام‌گرفته در این تحقیق نشان داد که استفاده از مشعل کم‌چرخش نسبت به پرچرخش در میزان آلاینده کربن مونواکسید تأثیری ندارد، اما میزان ناکس را ۴۰ تا ۶۰ درصد کاهش می‌دهد؛ زیرا عدم وجود ناحیه بازچرخش داخلی^۷ در مشعل کم‌چرخش منجر به کوتاه‌تر شدن زمان ماند محصولات داغ می‌شود و به همین دلیل میزان ناکس کاهش می‌یابد. در سال ۲۰۰۹، روحانی و همکاران [۵] به مطالعه تجربی اثر چرخش و رقیق‌سازی اکسیدکننده بر احتراق غیرپیش‌آمیخته پرداختند. آن‌ها گزارش دادند که با توجه به میزان چرخش اعمال‌شده به هوا، دو رژیم احتراقی مشاهده می‌شود. در جریان با چرخش ضعیف (چرخاننده با زاویه ۳۰ درجه)، با افزایش سرعت سوخت، شعله از روی نازل بلند شده و در سرعت‌های بالاتر دچار خاموشی می‌شود. در جریان‌های با چرخش قوی (چرخاننده با زاویه ۶۰ درجه)، شعله در فاصله کمی از نازل سوخت قرار گرفته و بسیار پایدار است. همچنین، آن‌ها نشان دادند که با اعمال چرخش بر هوای رقیق‌شده، اثرات منفی رقیق‌سازی هوا بر پایداری شعله کاهش یافته و چرخش موجب افزایش پایداری شعله

1. Wall fired boiler
2. Mechanism
3. High swirl burner
4. Low swirl burner
5. Air jet swirler
6. Lean blow off
7. Central Toroidal Recirculation Zone (CTRZ)

می‌شود. در زمینه شبیه‌سازی عددی مشعل‌های چرخشی، در سال ۲۰۱۰، دینش و همکاران [۶]، با به‌کارگیری روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ^۱ در کد عددی حجم محدود با نام پوفین^۲، به بررسی اثر چرخش بر روی میدان جریان و اختلاط در یک مشعل کم‌چرخش پرداختند. آن‌ها نشان دادند که رابطه بین عدد چرخش و گسترش ناحیه بازچرخشی تقریباً خطی بوده و همچنین، با افزایش چرخش، نرخ اختلاط افزایش می‌یابد. اما در راستای تحقیقات انجام‌گرفته در به‌کارگیری این مشعل‌ها در کاربردهای صنعتی، به‌خصوص در دیگ‌های بخار نیروگاهی، با توجه به هزینه‌بر بودن و همچنین دشواری‌های موجود در مطالعه تجربی و آزمایشگاهی این تجهیزات، مطالعات با رویکرد عددی نسبت به مطالعات تجربی کاربردی‌تر شده است. اگرچه تعداد این مطالعات عددی در خارج از کشور، به سبب منسوخ بودن سوخت مازوت و عدم وجود مشعل دوگانه‌سوز، اندک است و در صورت موجود بودن نیز به‌علت صنعتی و تجاری بودن این‌گونه مشعل‌ها اطلاعات اندکی برای شبیه‌سازی قابل‌دسترسی است، اما در کشور ایران، به‌سبب عملیاتی بودن این تجهیزات در نیروگاه‌ها، مطالعات نسبتاً بیشتری در مقایسه با خارج از کشور، با توجه به مشکلات موجود در صنعت، صورت گرفته است. در این راستا، ترشیزی و همکاران [۷]، در سال ۲۰۰۵، به شبیه‌سازی عددی مشعل‌های دوگانه‌سوز نیروگاهی مورد استفاده در نیروگاه آتش دیواره‌ای ۳۲۵ مگاواتی شانزند، با استفاده از نرم‌افزار فلونت^۳، پرداختند. در این تحقیق، یک مشعل دوگانه‌سوز با ظرفیت ۳۵ مگاوات از دیگ بخار انتخاب و اثر هوای اولیه بر شکل و محل شعله بررسی شده است. در این شبیه‌سازی، از مدل اغتشاشی کی‌ایسیلون^۴، مدل تشعشعی پی وان^۵ و مدل احتراقی غیرپیش‌آمیخته^۵ برای احتراق گاز طبیعی با هوا استفاده شده است، همچنین، فرض شده که کل هوای احتراق از دو مسیر هوای اولیه و ثانویه تأمین و پره‌های موجود در مسیرهای هوای پایدارکننده احتراق و هوای ثانویه باعث گردش هوا به‌اندازه ۴۵ درجه می‌شود. نتایج به‌دست آمده نشان داده است که با کاهش میزان هوای اولیه، شعله به مشعل نزدیک می‌شود و در بحرانی‌ترین حالت به نازل‌های گاز برخورد کرده و سبب ایجاد سوختگی در نازل‌ها می‌شود. حبیب و همکاران [۹،۸]، طی دو تحقیق در سال ۲۰۰۶ و ۲۰۰۸، به بررسی پارامترهای تأثیرگذار در تشکیل آلاینده ناکس در یک دیگ بخار واترتیوپ^۶ آتش دیواره‌ای ۱۶۰ مگاواتی گازسوز پرداختند. هندسه مشعل‌ها در این بررسی مشابه مشعل‌های دوگانه‌سوز بوده، به‌نحوی که سوخت گاز توسط نازل‌های متعدد، هوای اولیه با زاویه ۴۵ درجه و هوای ثانویه نیز به‌صورت خطی وارد کوره می‌شود. در این بررسی، توزیع آلاینده‌ی ناکس براساس شرایط عملیاتی مختلف، اعم از دبی‌های هوا متغیر، دبی سوخت متغیر، زاویه چرخنده متفاوت و دمای متغیر هوای احتراق، با استفاده از نرم‌افزار فلونت بررسی شده است. نتایج این شبیه‌سازی نشان داده است که با افزایش هوای اضافه در دبی سوخت ثابت، مقدار ناکس کاهش و با افزایش دبی سوخت در دبی هوای ثابت مقدار ناکس تولیدی افزایش می‌یابد. همچنین، نشان داده شده است که افزایش دمای هوای ورودی سبب افزایش شدید تولید ناکس شده و افزایش زاویه چرخنده هوا نیز افزایش ناکس را در پی خواهد داشت. در تحقیق دیگر، ترشیزی و همکاران [۱۰] در سال ۲۰۰۸ به بررسی و تحلیل خرابی نازل‌های گاز مشعل دوگانه‌سوز نیروگاه شانزند در هنگام احتراق با سوخت مازوت پرداخته و عواملی همچون تشعشع بالای سوخت مایع و شکل نامناسب نازل‌ها را به‌عنوان دلایلی برای سوختگی نازل‌ها (به‌خصوص در فصل زمستان که نیروگاه به‌خاطر افزایش مصرف سوخت گاز در بخش‌های دیگر، از جمله مصارف گرمایشی و خانگی، ملزم به استفاده از سوخت مازوت می‌شود) ارائه کردند. درنهایت، با دیدگاه حذف مناطق اضافی و کاهش سطح جاذب تشعشع در نازل‌ها و اجتناب از تغییر وضعیت شعله و برگشت شعله، هندسه جدیدی برای نازل‌های گاز به‌کار برده شد که نتایج عددی کاهش ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد دما را بر روی نازل‌های جدید نشان داد.

1. Large Eddy Simulation
 2. PUFFIN
 3. Standard k - ε
 4. P1
 5. Non premixed combustion
 6. Water tube

همان‌طور که مشاهده شد، در کارهای مرور شده بیشتر به جنبه‌های عملیاتی مشعل، اعم از درصد هوای اضافه و دمای هوای اولیه، پرداخته شده است و نقش پارامترهای هندسی مشعل دوگانه‌سوز در ساختار، شکل و محل شعله و همچنین میزان آلاینده‌گی بررسی نشده است. بنابراین، در پژوهش حاضر، مشعل دوگانه‌سوز DDZ-G12 به صورت عددی شبیه‌سازی شده و با توجه به مشکلات موجود در مشعل، به بررسی پارامترهای هندسی (اثر عدد چرخش) و عملیاتی (بازچرخش گازهای خروجی از دودکش^۱) آن در جهت دسترسی به احتراقی بهتر پرداخته شده است. برای مدل‌سازی، از نرم‌افزار متن‌باز آپن‌فوم^۲، نسخه ۲/۳/۰ استفاده شده است [۱۱]. از دو حل‌گر توسعه داده شده SimpleReactingFoam به منظور شبیه‌سازی جریان واکنشی و حل‌گر NOxFoam به منظور پس‌پردازش^۳ ناحیه احتراقی و محاسبه ناکس حرارتی ایجاد شده ناشی از احتراق استفاده شده است. ساختار تحقیق حاضر به گونه‌ای است که ابتدا به معرفی مشعل‌های دوگانه‌سوز پرداخته شده است و پس از ارائه معادلات حاکم و روش‌های عددی به کار گرفته در شبیه‌سازی مشعل دوگانه‌سوز، مشخصات هندسی مشعل تشریح شده است. در ادامه، به سبب صنعتی بودن مشعل مورد بحث و دردسترس نبودن داده‌های تجربی و در جهت راست‌آزمایی دو حل‌گر توسعه داده شده، ابتدا، دو مسئله معیار، که از لحاظ فیزیکی به مسئله نهایی نزدیک‌اند، حل شده و نتایج عددی حاصل به طور جداگانه با داده‌های تجربی مقایسه شده است. سپس، با به‌کارگیری مدل‌های قابل اعتماد به منظور شبیه‌سازی جریان اغتشاشی و احتراقی غیرپیش‌آمیخته آن‌ها مسئله اصلی مورد بحث قرار گرفته است.

مشعل‌های دوگانه‌سوز نیروگاهی

با توجه به نقش تعیین‌کننده سوخت مصرفی در طراحی دیگ‌های بخار، سه ساختار رایج دیگ بخار از جمله دیگ‌های بخار آتش دیواره‌ای، دیگ‌های بخار آتش مماسی^۴ و دیگ‌های بخار آتش روبه‌پایین^۵، که در محل قرارگیری مشعل‌ها متفاوت‌اند، برای انواع سوخت‌ها ارائه می‌شود. مشعل‌ها در دیگ‌های بخار آتش دیواره‌ای به صورت طبقاتی و بر روی دیواره جلویی و یا بر روی دیواره جلویی و پشتی (روبه‌روی هم) قرار می‌گیرند. شعله‌ها در این دیگ‌های بخار، پس از برخورد به یکدیگر، به سمت بالا کشیده شده و محصولات احتراق به طبقات بالایی دیگ‌های بخار حرکت می‌کنند [۱۲]. در این نوع دیگ‌های بخار، سوخت مایع (مازوت و گازوییل) و گاز در تأمین توان حرارتی کاربرد وسیعی داشته و اغلب مشعل‌های این دیگ‌های بخار نیز دوگانه‌سوز است. در شکل ۱، یک نمونه از این مشعل‌های دوگانه‌سوز نشان داده شده است. موارد قابل مشاهده در این شکل شامل نازل‌های گاز، مسیره‌های هوای اولیه و ثانویه، پایدارکننده و محل قرارگیری نازل مازوت و یا مسیر هوای ثالثیه در حالت گازسوز است.

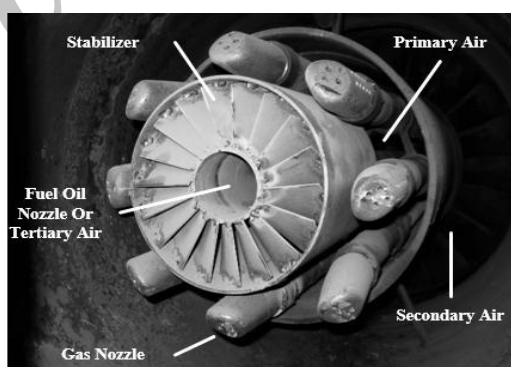


Figure 1- Configuration of dual fuel burner and its components

شکل ۱- نمایی از مشعل دوگانه‌سوز و اجزای آن [۷]

1. Exhaust Gas Recirculation (EGR)
2. OpenFOAM
3. Post processing
4. Tangentially fired boiler
5. Down fired boiler

شبیه‌سازی دیگ‌های بخار نیروگاهی به‌همراه مشعل‌های دوگانه‌سوز

به‌طور کلی، مدل‌سازی دیگ‌های بخار نیروگاهی شامل مدل‌سازی جریان گاز داغ ناشی از مشعل، فرایند درون لوله‌های دیواره‌ای (انتقال حرارت، تبخیر، تغییر فاز) و اندرکنش بین جریان گاز و آب درون لوله‌هاست. بنابراین، در یک مدل‌سازی کامل، این فرایندها با در نظر گرفتن پارامترهای مشترک از قبیل انتقال حرارت و واکنش احتراق با یکدیگر کوپل می‌شوند. در کار حاضر، با توجه به اینکه هدف مطالعه پدیده احتراق است، از در نظر گرفتن فرایندهای درون لوله‌های دیواره‌ای صرف نظر شده است و اثرات وجود دیواره آبی، با اعمال شرط مرزی دمابند ۳۷۳/۱۵ کلوین، به‌عنوان دمای بخار آب اشباع، در حل منظور شده است. در ادامه، معادلات حاکم و روش عددی مورد استفاده برای شبیه‌سازی عددی دیگ بخار نیروگاهی مورد نظر با استفاده از نرم‌افزار منبع‌باز آپن‌فوم ارائه می‌شود.

معادلات حاکم

معادلات حاکم بر مسئله شامل معادله بقای جرم، معادلات بقای تکانه، معادله بقای انرژی و معادلات بقای گونه‌هاست. با به‌کارگیری مدل‌های RANS، از این معادلات نسبت به زمان متوسط‌گیری می‌شود. برای محاسبات جریان سیال تراکم‌پذیر استفاده از روش متوسط‌گیری جرمی^۱ مناسب‌تر است. بنابراین، با متوسط‌گیری جرمی، شکل متوسط‌گیری شده معادلات به‌صورت زیر به‌دست می‌آید [۱۳]. شایان ذکر است که در این مجموعه معادلات علامت $\bar{\quad}$ نشان‌دهنده متوسط‌گیری زمانی و \sim نشان‌دهنده متوسط‌گیری جرمی است.

• معادله پیوستگی

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i) = 0 \quad (1)$$

• معادله بقای تکانه

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \bar{u}_j)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} [\bar{\tau}_{ij} - \bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j] \quad (2)$$

در این رابطه، \bar{p} فشار و $\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j$ تنش رینولدزی است که می‌بایست مدل شود.

• معادله بقای انرژی

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \bar{h}_s)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{h}_s)}{\partial x_i} = \frac{D\bar{p}}{Dt} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \bar{\rho} \bar{u}_i \bar{h}_s \right) + \bar{\tau}_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho \sum_{k=1}^N V_{k,i} Y_k h_k \right) + \bar{\omega}_T + S_h \quad (3)$$

در رابطه بالا، \bar{u} نوسانات سرعت، $\bar{\tau}_{ij}$ تانسور تنش، Y_k کسر جرمی گونه k ام، h_s انتالپی محسوس، λ ضریب نفوذ حرارتی، S_h عبارت چشمه تشعشع و V_k سرعت نفوذ گونه k ام است. همچنین، در این معادله، عبارت‌های مجهولی نیز وجود داد که نیازمند مدل‌کردن اند تا در انتها دستگاه معادلات بسته شود. این عبارات شامل نرخ شار گرمایی اغتشاشی، $\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{h}_s$ ، تولید حرارت لزجی، $\bar{\tau}_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$ ، شار نفوذی مولکولی حرارتی، $\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i}$ و نرخ حرارت آزاد شده ناشی از احتراق، $\bar{\omega}_T$ ، است.

• معادله بقای گونه

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \bar{Y}_k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{Y}_k) = - \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial \bar{Y}_k}{\partial x_i} \right] + \bar{\rho} \bar{\omega}_k \quad (4)$$

در معادله بقای گونه، Sc و Sc_t عدد اشمیت آرام و اغتشاشی‌اند و $\bar{\omega}_k$ نیز نرخ تولید یا مصرف گونه k ام است.

1. Favre averaging

• معادله حالت گاز ایدئال

گاز به صورت ایدئال فرض می‌شود و در نتیجه از نیروهای بین مولکولی گازها صرف نظر می‌شود. بنابراین، برای ارتباط بین فشار، دما و چگالی از رابطه (۵) استفاده می‌شود.

$$\rho = \frac{p MW_{mix}}{R_u T} \quad (5)$$

در معادله حالت گاز ایدئال، MW_{mix} و R_u به ترتیب وزن مولکولی مخلوط و ثابت جهانی گازها هستند. بسته به اینکه چه مدل‌هایی برای توصیف اغتشاش، احتراق و تشعشع در نظر گرفته شده باشند، معادلات مربوطه به مجموعه معادلات بالا اضافه شده تا دستگاه معادلات بسته شوند. در ادامه به این موضوع پرداخته می‌شود.

• مدل سازی اغتشاش

نرم افزار متن باز آپن فوم مدل‌های دومعادله‌ای $k-\epsilon$ ، $k-\epsilon$ ، RNG ، $k-\epsilon$ ، $Realizable$ ، $k-\omega$ و SST را ارائه می‌دهد [۱۱]. پرکاربردترین روش دومعادله‌ای، برای مدل کردن لزجت اغتشاشی، مدل $k-\epsilon$ استاندارد است. با وجود این، این مدل در محاسبه اغتشاش در جریان‌های چرخشی، اعداد رینولدز پایین و مقاطع غیردایروی مناسب نیست [۱۴]. در کار حاضر، با توجه به چرخشی بودن جریان، غیردایروی بودن مقاطع و بالابودن عدد رینولدز، از مدل SST ، $k-\omega$ استفاده شده است. این مدل در نزدیکی مرز جامد مدل $k-\omega$ و در نواحی دور از مرز جامد مدل $k-\epsilon$ را اعمال می‌کند و انتقال تنش برشی اغتشاشی را نیز در نظر می‌گیرد [۱۵]. دو معادله انرژی جنبشی اغتشاشی و نرخ اضمحلال اغتشاشی طبق رابطه (۶) و (۷) به دست می‌آیند [۱۵].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\Gamma_k) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\Gamma_\omega) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (7)$$

در این معادلات، G_k معرف تولید انرژی جنبشی اغتشاشی ناشی از گرادیان سرعت متوسط، G_ω معرف تولید ω ، Γ_k و Γ_ω ضرایب نفوذ مؤثر k و ω ، Y_k و Y_ω معرف اتلاف k و ω ناشی از اغتشاش و در نهایت D_ω نفوذ عرضی^۲ است.

• مدل سازی احتراق

در معادله بقای گونه‌ها عبارت $\dot{\omega}_i$ می‌بایست مدل شود. مدل احتراقی برای بیان نرخ واکنش، همچنین برای تعیین شارهای گونه‌های شیمیایی و آنتالپی است. در تحقیق حاضر، از مدل PaSR^۳ [۱۶] برای مدل سازی احتراق استفاده شده است. در این مدل که مبتنی بر مدل EDC^۴ [۱۶] شکل گرفته است، علاوه بر اختلاط مولکولی، تأثیر واکنش‌های شیمیایی نیز بر روی نرخ احتراق ملاحظه می‌شود. در مدل PaSR هر سلول محاسباتی به دو ناحیه واکنشی و غیرواکنشی همگن تقسیم می‌شوند. در این مدل، غلظت متوسط در سلول در اثر تبادل جرم بین ناحیه واکنشی و غیرواکنشی تغییر کرده و ناحیه واکنشی به صورت یک واکنشگاه ایدئال (PSR) در نظر گرفته می‌شود [۱۷]. در این ناحیه یک ترکیب همگن وجود دارد؛ بدین معنی که فرض می‌شود هر گونه به طور کامل با گونه‌های دیگر مخلوط شده است.

• مدل سازی تشعشع

هدف از حل معادله انتقال مربوط به تشعشع، محاسبه عبارت چشمه تشعشع در معادله بقای انرژی و تعیین شار حرارت تشعشعی روی مرزهاست. رابطه (۸) عبارت تشعشع در معادله انرژی را نشان می‌دهد [۱۱].

1. Effective diffusivity
2. Cross diffusion
3. Partially Strried Reactor
4. Eddy Dissipation Concept

$$Sh = R_u - 4R_p \times \frac{T^3 h}{C_p} - R_p T^4 + 4R_p \times \frac{T^3 h}{C_p} \quad (8)$$

که در آن، h آنتالپی، T دما و C_p ظرفیت گرمایی در فشار ثابت است. همچنین، R_u و R_p توابعی اند که با توجه به مدل تشعشعی مورد استفاده در حل گر توصیف می‌شوند [۱۱]. با توجه به قابلیت خوب مدل جهات گسسته^۱ در اعمال بر محفظه‌های احتراق با هندسه پیچیده و بزرگ، عدم حساسیت به ضخامت نوری و تنظیماتی که برای دقت مورد نیاز کاربر فراهم می‌کند و همچنین تطابق مناسبی که بین سرعت و دقت محاسبات به وجود می‌آورد، در تحقیق حاضر از این مدل با ۱۶ پرتو استفاده شده است [۱۸]. همچنین، با توجه به وجود گونه‌های CO_2 و H_2O در محصولات احتراق، از مدل گاز خاکستری برای لحاظ کردن رفتار تشعشعی گازهای موجود در ناحیه احتراق استفاده شده است.

• تشکیل ناکس

گونه‌های NO و NO_2 تحت عنوان ناکس شناخته می‌شوند. به سبب اثرات شناخته شده این گونه‌ها بر روی لایه اوزون، تشکیل باران‌های اسیدی و تولید مه شیمیایی، پیش‌بینی این گونه‌ها در هر سیستم احتراقی دارای بیشترین اهمیت است و همواره سخت‌گیرانه‌ترین قوانین زیست‌محیطی نیز در مورد این آلاینده‌ها اعمال می‌شود. تشکیل ناکس در حین فرایند احتراق می‌تواند به سه دسته ناکس حرارتی^۲، ناکس فوری^۳ و ناکس سوختی^۴ تقسیم شود که در این بین ناکس حرارتی بیشترین سهم میزان ناکس تشکیل شده در حین فرایند احتراق را دارد و تابعی از دما و زمان ماند نیتروژن در دمای بالاست. سازوکار واکنشی تشکیل ناکس حرارتی تحت سازوکار زلدوویچ^۵ شناخته می‌شود [۱۹]. با توجه به اینکه غلظت ناکس تولید شده در سیستم‌های احتراقی در مقایسه با دیگر گونه‌ها معمولاً پایین است، تشکیل این گونه‌ها اثرات اندک و بسیار ناچیزی بر پیش‌بینی میدان جریان، دما و غلظت دیگر محصولات احتراق دارد. به همین خاطر، کوپل یک‌طرفه‌ای بین میدان جریان و تشکیل ناکس، در نظر گرفته شده و اغلب غلظت ناکس تولید شده در فرایند احتراق با پس‌پردازش محاسبات احتراقی و با حل یک معادله انتقال اسکالر^۶ محاسبه می‌شود [۲۰].
نرخ تشکیل و یا مصرف غلظت NO با توجه به سازوکار زلدوویچ با در نظر گرفتن فرض شرایط نیمه پایدار^۷، طبق رابطه (۹)، به دست می‌آید [۲۰].

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2k_{f1}[\text{O}][\text{N}_2] \frac{\left(1 - \frac{k_{b1}k_{b2}[\text{NO}]^2}{k_{f1}k_{f2}[\text{N}_2][\text{O}_2]}\right)}{\left(1 + \frac{k_{b1}[\text{NO}]}{k_{f2}[\text{O}_2] + k_{f3}[\text{OH}]}\right)} \quad (9)$$

در این رابطه، k_{f1} ، k_{f2} و k_{f3} ضرایب ثابت واکنش رفت و k_{b1} ، k_{b2} و k_{b3} ضرایب ثابت واکنش برگشت‌اند. مطابق رابطه (۹)، ملاحظه می‌شود که نرخ تشکیل $[\text{NO}]$ تابعی از دما، T ، غلظت گونه‌های $[\text{O}_2]$ ، $[\text{N}_2]$ و رادیکال‌های میانی $[\text{O}]$ و $[\text{OH}]$ است. غلظت گونه‌های $[\text{O}_2]$ و $[\text{N}_2]$ با توجه به سینتیک ساده در نظر گرفته شده جهت شبیه‌سازی احتراقی میدان حل به دست می‌آیند، اما $[\text{O}]$ و $[\text{OH}]$ رادیکال‌های اولیه مجهول‌اند و می‌بایست محاسبه شوند. دیدگاه‌های مختلفی به منظور محاسبه رادیکال‌های میانی $[\text{O}]$ و $[\text{OH}]$ وجود دارد که در کار حاضر غلظت این رادیکال‌های میانی با توجه به دیدگاه تعادل جزئی محاسبه شده‌اند [۲۱، ۲۲]. در نهایت، با محاسبه نرخ تشکیل $[\text{NO}]$ ، معادله انتقال گونه NO به منظور به دست آوردن توزیع کسر جرمی ناکس حرارتی ناشی از هدایت، نفوذ و عبارت چشمه، طبق رابطه (۱۰)، می‌بایست حل شود [۲۰].

1. Discrete Ordinates (DO)
2. Thermal NOX
3. Prompt NOX
4. Fuel NOX
5. Zeldovich mechanism
6. Passive scalar transport equation
7. Quasi-Steady

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_{NO}) + \nabla \cdot (\rho u Y_{NO}) = \nabla \cdot (\rho D_{eff} \nabla Y_{NO}) + S_{Y_{NO}} \quad (10)$$

در این معادله، عبارات ρ ، Y_{NO} و D_{eff} به ترتیب کسر جرمی NO، چگالی مخلوط، ضریب پخش مولکولی و عبارت چشمه ناشی از تولید گونه NO هستند که طبق روابط (۱۱) تا (۱۳) محاسبه می‌شوند.

$$S_{Y_{NO}} = MW_{NO} \frac{d[NO]}{dt} \quad (11)$$

$$D_{eff} = \frac{\mu_0}{\rho Sc} + \frac{\mu_t}{\rho Sc_t} \quad (12)$$

$$\rho = \frac{p MW_{mix}}{R_u T} \quad (13)$$

روش حل عددی

در پژوهش حاضر، شبیه‌سازی عددی مشعل دوگانه‌سوز به‌همراه دیگ بخار به‌صورت سه‌بعدی و با استفاده از حل‌گر SimpleReactingFoam انجام شده است. این حل‌گر نسخه توسعه‌یافته حل‌گر ReactingFoam است، با این تفاوت که ReactingFoam یک حل‌گر ناپایای جریان واکنشی بوده و تصحیح فشار با استفاده از الگوریتم ^۱Piso صورت می‌پذیرد، در حالی که SimpleReactingFoam یک حل‌گر پایای جریان واکنشی بوده و تصحیح فشار با استفاده از الگوریتم Simple انجام می‌شود. در واقع، با توسعه این حل‌گر جدید ضعف نرم‌افزار این فوم در شبیه‌سازی جریان‌های واکنشی پایا، که در گذشته با استفاده از حل‌گر ناپایای ReactingFoam انجام می‌پذیرفت و سبب افزایش قابل توجه مدت‌زمان حل می‌شد، برطرف شده و سرعت‌بخشیدن به فرایند شبیه‌سازی را در پی داشته است. حل‌گر SimpleReactingFoam قابلیت شبیه‌سازی احتراق غیرپیش‌آمیخته با استفاده از مدل احتراقی PaSR به‌همراه در نظر گرفتن تشعشع را داراست. در کار حاضر، به‌منظور محاسبه آلایندگی ناکس حرارتی نیز حل‌گری با عنوان NOx Foam ایجاد شده است. این حل‌گر، با پس‌پردازش ناحیه احتراقی، مقدار ناکس حرارتی ایجادشده در پایان احتراق را پیش‌بینی می‌کند. در شبیه‌سازی کار حاضر، گسسته‌سازی مکانی جملات با استفاده از روش پادبادسو^۲ صورت پذیرفته است. همچنین، کلیه میان‌یابی‌های انجام‌گرفته نیز به‌صورت خطی است.

مشخصات هندسی

در کار حاضر، مشعل دوگانه‌سوز نیروگاهی DDZ-G 12 ساخت کشور آمریکا مبنای مطالعه و مدل‌سازی قرار گرفته است. این مشعل با ظرفیت حرارتی ۱۰/۶ مگاوات در صنایع نیروگاهی کشور و هم‌اکنون توسط گروه مپنا نیز در حال بهره‌برداری است. نمونه مشعل تحقیق حاضر در شکل ۲ نشان داده شده است. در این مشعل، سوخت مایع از طریق یک عدد گان^۳ مازوت مجهز به سیستم تزریق سوخت به درون محفظه پاشیده می‌شود. سوخت گاز مورد نیاز این مشعل نیز از طریق ۶ نازل گاز، که بر روی یک دایره به مرکز گان مازوت قرار گرفته‌اند، به درون کوره فرستاده می‌شود. هر یک از این نازل‌ها دارای ۱ سوراخ بر روی پیشانی و ۱۵ سوراخ بر روی سطح جانبی‌اند. هوای ورودی نیز از دو مسیر هوای ثانویه و هوای اولیه به کوره فرستاده می‌شود. به‌منظور ایجاد اغتشاشات بهتر بر روی هوای ورودی و به‌تبع آن اختلاط بهتر سوخت و هوا، از پره‌های هادی جریان در هر دو مسیر ورودی استفاده شده است. این پره‌ها در مسیر هوای اولیه دارای زاویه ۴۵ درجه و در مسیر هوای ثانویه دارای زاویه ۵۰/۶ درجه هستند که به‌ترتیب سبب ایجاد جریان چرخشی با عده‌های چرخش ۰/۸ و ۰/۹۸ در مسیر هوای اولیه و ثانویه می‌شوند. هوا با دمای ۵۴۰/۱۵ کلوین و سوخت متان با دمای ۲۹۳/۱۵ کلوین وارد دیگ بخار می‌شود. با توجه به دبی‌ها و مرتبه قطر نازل‌ها، سرعت در ورودی سوخت گاز ۳۴ m/s، هوای اولیه ۳۸/۴۴ m/s و هوای ثانویه ۷/۸ m/s است. شایان ذکر است که در شبیه‌سازی،

1. Pressure implicit with splitting of operators
2. Upwind
3. Gun

پره‌های مسیره‌های هوای اولیه و ثانویه لحاظ شده و مقدار هوای مورد نیاز جهت احتراق، با احتساب ۸ درصد هوای اضافه در نظر گرفته شده است که از این مقدار هوا، ۸۵ درصد به هوای ثانویه و ۱۵ درصد به هوای اولیه اختصاص داده شده است.

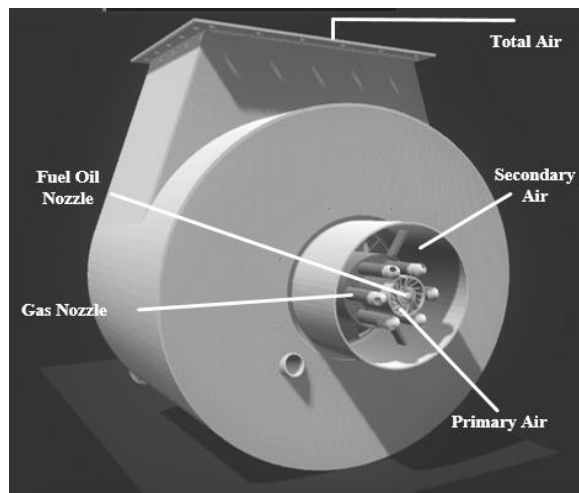


Figure 2: Dual fuel burner studied in the current work
 شکل ۲- مشعل دوگانه‌سوز مورد بررسی در کار حاضر

هندسه محفظه احتراق براساس دیگ بخار نیروگاهی شبیه‌سازی شده توسط حبیب و همکاران [۹،۸] در سال‌های ۲۰۰۶ و ۲۰۰۸ انتخاب شده است. این دیگ بخار از نوع دیگ‌های بخاری نیروگاهی آتش دیواره‌ای است که شامل ناحیه تشعشعی و همرفتی با طول، عرض و ارتفاع به ترتیب ۶/۲۵، ۴ و ۲/۳ متر است. خروجی در قسمت انتهایی ناحیه همرفتی کوره قرار گرفته و دارای ارتفاع ۰/۷۷۵ متر است. شکل ۳ طرحواره و ابعاد کوره مورد نظر را نشان می‌دهد. شرایط اولیه کوره، شرایط محیط اطراف، یعنی دمای ۲۹۸/۱۵ کلوین و فشار یک اتمسفر، است. در دیواره‌ها شرط مرزی عدم لغزش برای سرعت و شرط مرزی دما نیز، به علت وجود لوله‌های دیواره آبی در دیگ‌های بخار نیروگاهی، دما ثابت و برابر دمای بخار اشباع آب، ۳۷۳/۱۵ کلوین، در نظر گرفته شده است. به مرز خروجی نیز فشار و دمای محیط اختصاص یافته است.

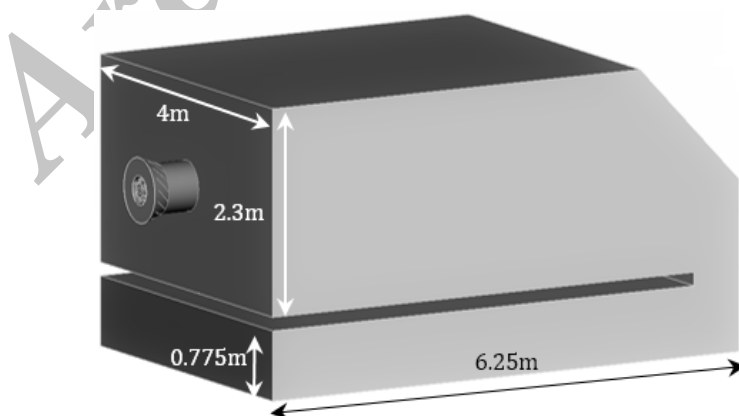


Figure 3- Schematic of boiler with dimensions
 شکل ۳- طرحواره کوره به همراه مشخصات ابعادی

شبیه‌سازی عددی مسائل معیار

به سبب صنعتی بودن مشعل مورد بحث و در دسترس نبودن داده‌های تجربی و در جهت راست‌آزمایی دو حل‌گر توسعه داده شده، ابتدا، دو مسئله معیار، که از لحاظ فیزیکی به مسئله نهایی نزدیک‌اند، حل شده و نتایج عددی حاصل به‌طور جداگانه با داده‌های تجربی مقایسه خواهند شد. سپس، مدل‌های قابل‌اعتماد به‌منظور شبیه‌سازی جریان اغتشاشی و احتراقی غیرپیش‌آمیخته انتخاب و با به‌کارگیری آن‌ها مسئله اصلی مورد بحث قرار می‌گیرد.

مسئله معیار اول

با توجه به اینکه در مشعل‌های دوگانه‌سوز نیروگاهی شاهد وجود جریان‌های چرخشی همراه با دیوارهای محدودکننده دیگر بخاریم، مسئله معیار پیش رو انتخاب شده است. این مسئله منطبق با مطالعه تجربی سامرفلد و همکاران [۲۳] در سال ۱۹۹۱ است و شامل یک محفظه احتراق با جریان‌های محوری و چرخشی حلقوی محدود شده به وسیله دیواره‌های محفظه است. شکل ۴ طرحواره نمونه آزمایشگاهی را نشان می‌دهد. این نمونه شامل یک محفظه استوانه‌ای شکل به ارتفاع ۱ و قطر ۰/۱۹۴ متر است که به فاصله ۶۴ میلی‌متر پایین‌تر از محفظه، ورودی‌های هوای محوری و چرخشی وجود دارند. جریان هوای محوری از دریچه‌ای به قطر ۳۲ میلی‌متر و با سرعت ۱۲/۵ m/s و جریان چرخشی در حلقه کناری و با عدد چرخش ۰/۴۷ وارد می‌شود. با توجه به ماهیت چرخشی بودن جریان و عدم تقارن جریان از لحاظ فیزیکی، در این شبیه‌سازی هندسه به صورت سه‌بعدی در نظر گرفته شده و از شبکه محاسباتی چندوجهی^۱ که در شبیه‌سازی نهایی از آن بهره گرفته شده است، استفاده شده است. در دیواره‌ها شرط مرزی عدم لغزش برای سرعت و به‌علت عایق بودن دیواره‌ها نیز شرط دمایی گرادیان صفر برای دما در نظر گرفته شده است. روی مرزهای خروجی، فشار و دما برابر با فشار و دمای محیط و در هر دو ورودی توزیع سرعت مماسی و محوری با استفاده از رابطه (۱۴) به‌عنوان شرط مرزی اعمال شده است [۶].

$$\langle U \rangle = C_0 U_j \left(1 - \frac{|y|}{r} \right)^{1/7} \quad (14)$$

که U_j سرعت متوسط در هر ورودی، γ فاصله شعاعی تا مرکز ورودی و r شعاع ورودی است. به‌منظور تخصیص دادن مقدار دبی جرمی دقیق تجربی به مسئله نیز مقدار C_0 ثابت و برابر ۱/۱ در نظر گرفته شده است [۲۳، ۲۴]. به‌علت چرخشی بودن جریان و بالابودن عدد رینولدز ($Re=52400$) از مدل دومعادله‌ای $k-\omega SST$ ، که در شبیه‌سازی جریان‌های چرخشی توصیه شده است، برای مدل‌سازی اغتشاش بهره گرفته شده است.

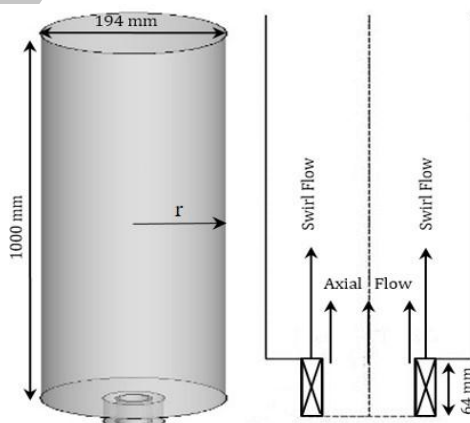


Figure 4- Schematic of studied geometry (Benchmark problem 1)

شکل ۴- طرحواره هندسه مورد مطالعه (مسئله معیار اول)

برای بررسی مسئله، در ابتدا، عدم وابستگی حل عددی به شبکه محاسباتی بررسی شد و مشخص شد که تعداد شبکه بیش‌تر از ۳۵۴۸۶۰ سلول تغییری در نتایج حل عددی به‌وجود نمی‌آورد. پس از یافتن شبکه محاسباتی مناسب، نتایج حل عددی کار حاضر با نتایج عددی دینش و همکاران [۶] در سال ۲۰۱۵، که با روش LES صورت گرفته، مقایسه شده است. همان‌طور که در شکل ۵ ملاحظه می‌شود، نتایج عددی LES به‌سبب حل مستقیم گردابه‌های بزرگ و مدل کردن گردابه‌های کوچک در مقایسه با کار حاضر از دقت بالاتری برخوردار است. در این بین، هر دو مدل $k-\omega$ SST و LES رفتار و فیزیک حاکم بر مسئله را به‌خوبی پیش‌بینی کرده، اما، به‌سبب اینکه روش LES مستلزم شبکه محاسباتی ریزتر و هزینه محاسباتی بالاتر است، استفاده از این روش در کاربردهای صنعتی مقرون و به‌صرفه نیست. در این بین، روش $k-\omega$ SST با هزینه محاسباتی بسیار کمتر (حتی با وجود دقت پایین‌تر در مقایسه با LES)، در کاربردهای صنعتی، گزینه مطلوبی خواهد بود و برای ادامه کار مورد استفاده قرار خواهد گرفت. شایان ذکر است که حداکثر خطای نسبی در قسمت مرکزی مشعل (شکل ۵-ا)، با به‌کارگیری مدل اغتشاشی $k-\omega$ SST، ۱۱/۶ درصد است و حداکثر خطای نسبی در پیش‌بینی سرعت مماسی (شکل ۵-ب) به ۱۲/۶ درصد می‌رسد. ذکر این نکته لازم است که مقدار y^+ در دیواره‌های اطراف مشعل مورد بررسی حداکثر به مقدار ۲۴/۸ می‌رسد.

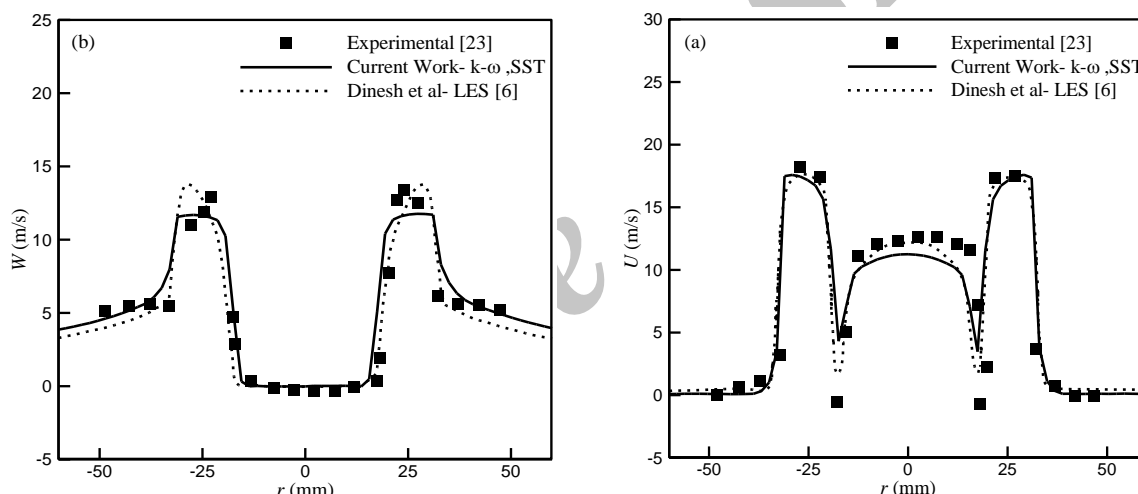


Fig. 5: Comparison of $k-\omega$ SST and LES models in prediction of swirl flow at 3 mm of burner exit (Benchmark problem 1)

شکل ۵- مقایسه مدل‌های $k-\omega$ SST و LES در پیش‌بینی جریان چرخشی در فاصله ۳ میلی‌متری از خروجی مشعل (مسئله معیار اول)

مسئله معیار دوم

مسئله معیار دوم منطبق بر کار تجربی آزمایشگاه ملی سندیا [۲۵] بوده و شامل احتراق غیرپیش‌آمیخته فواره گازی متان معروف به شعله سندیا نوع D^۲ است. نمونه آزمایشگاهی شامل یک فواره اصلی و یک فواره پایلوت به‌همراه یک تونل باد عمودی به ابعاد ۳۰ در ۳۰ سانتی‌متر است. تونل باد با ورودی مشعل هم‌راستا بوده و در واقع ۱۵ سانتی‌متر پایین‌تر از محلی که احتراق رخ می‌دهد (خروجی مشعل) قرار دارد (شکل ۶). فواره اصلی مخلوطی از هوای خشک و متان با درصدهای حجمی به‌ترتیب ۷۵ درصد و ۲۵ درصد و فواره پایلوت مخلوط رقیقی از C_2H_2 ، H_2 ، N_2 ، CO_2 و هوا را با نسبت هم‌ارزی ۰/۷۷ می‌سوزاند [۲۵]. در جدول ۱، مقادیر سرعت، دمای ورودی و ابعاد قسمت‌های مختلف نمونه آزمایشگاهی آورده شده است.

1. Sandia National Laboratory
2. Sandia Flame D

جدول ۱- شرایط جریان و ابعاد نمونه آزمایشگاهی (مسئله معیار دوم) [۲۵]

Table 1- Flow condition and dimension of laboratory sample (Benchmark problem 2)

Characteristic	Main Jet	Pilot Jet	Co Flow	Unit
Velocity	49.6	11.4	0.9	m/s
Temperature	294	1880	291	K
D_{in}	7.2	7.7	18.9	mm
D_{out}	-	18.2	300	mm
Thickness	0.25	0.35	-	mm

با توجه به شکل استوانه‌ای محفظه و به‌منظور کاهش هزینه محاسباتی، محاسبات بر روی یک قطاع ۵ درجه و به‌صورت متقارن محوری صورت گرفته است. در دیواره‌ها شرط مرزی عایق برای دما، شرط عدم لغزش برای سرعت و گرادیان صفر برای گونه‌ها در نظر گرفته شده است. روی مرزهای خروجی، فشار و دما برابر با فشار و دمای محیط و برای ورودی‌های سوخت و هوا، شرط مرزی سرعت ورودی در نظر گرفته شده است. به‌منظور عدم تأثیرگذاری شرایط مرزی بر حل مسئله، هندسه به‌اندازه ۳۰۰ و ۲۱ برابر قطر فواره اصلی به‌ترتیب در راستای محوری و شعاعی گسترش داده شده است. به‌علت غیرچرخشی بودن جریان و بالابودن عدد رینولدز ($Re=22400$)، از مدل دومعادله‌ای $k-\epsilon$ برای مدل‌سازی اغتشاش، از مدل DO^1 برای مدل‌سازی تشعشع برای احتراق از مدل PaSR استفاده شده است. سینتیک شیمیایی به‌کار گرفته شده سینتیک یک‌مرحله‌ای متان است که براساس فرمت کمکین^۲، ثابت A و b به‌ترتیب برابر با $6/7 \times 10^{12}$ و صفر است. مقدار انرژی فعال‌سازی^۳ نیز برابر $48414/06 \frac{cal}{mol}$ است. مجدداً بررسی نتایج عدم وابستگی حل عددی به شبکه محاسباتی نشان داد که استفاده از شبکه محاسباتی بیش‌تر از ۱۱۰۴۸ سلول در نتایج تفاوتی ایجاد نمی‌کند. بنابراین، این تعداد شبکه محاسباتی به‌عنوان شبکه بهینه انتخاب شده است.

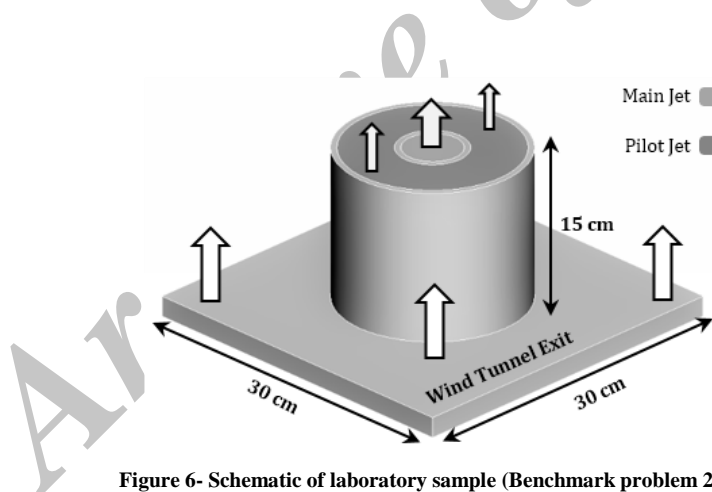


Figure 6- Schematic of laboratory sample (Benchmark problem 2)[25]

شکل ۶- طرحواره نمونه آزمایشگاهی (مسئله معیار دوم) [۲۵]

در شکل ۷، نتایج حل عددی با و بدون در نظر گرفتن تشعشع با مقادیر تجربی مقایسه شده‌اند. مشاهده می‌شود که در هر دو حالت تطابق مناسبی بین نتایج حل عددی و داده‌های تجربی مرجع [۲۵] وجود دارد. با در نظر گرفتن تشعشع درون محفظه، با اعمال مدل تشعشعی DO با ۱۶ پرتو، دمای بیشینه درون محفظه ۱۲۰ کلوین کاهش یافته است و همان‌طور که مشاهده می‌شود، مقادیر دما به مقادیر داده‌های تجربی مرجع [۲۵] نزدیک‌تر شده است.

1. Discrete Ordinates
2. Chemkin Format
3. Activation Energy

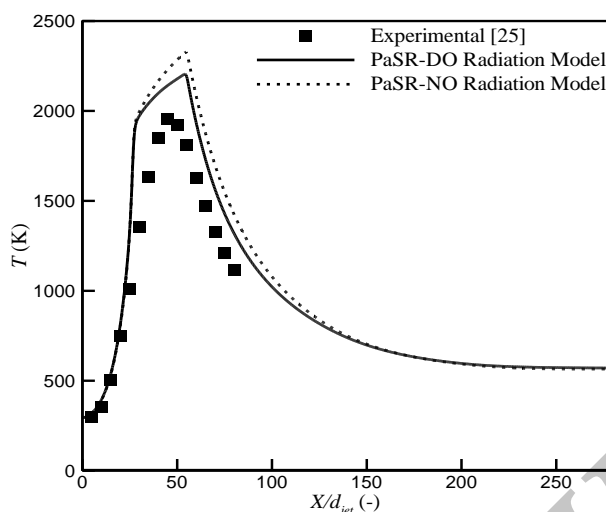


Figure 7- Validation of simpleReactingFoam developed solver, Temperature comparison along the burner axis with experimental results (Benchmark problem 2)

شکل ۷- راست آزمایی حل گر توسعه یافته SimpleReactingFoam، مقایسه دما در امتداد محور مشعل با نتایج آزمایشگاهی (مسئله معیار دوم)

به منظور بررسی حل گر NOxFoam، در شکل ۸ مقدار ناکس حرارتی پیش بینی شده توسط این حل گر با داده های تجربی مقایسه شده است. خطای نسبی متوسط برابر با ۵۴ درصد است، اما از طرفی ملاحظه می شود که رفتار و تغییرات این گونه بر روی محور مرکزی مشعل از تطابق قابل قبولی با نتایج تجربی برخوردار است. از طرف دیگر، مقدار بیشینه ناکس گزارش شده توسط آزمایشگاه ملی سندیا در حدود ۵ PPM از مقادیر حل عددی بالاتر است. بالاتر بودن مقدار بیشینه مقادیر تجربی نسبت به مقادیر حل عددی را می توان ناشی از وجود سایر سازوکارهای تشکیل ناکس از جمله ناکس فوری در حالت طبیعی احتراق و همچنین خطاهای ناشی از در نظر گرفتن تعادل جزئی به منظور تخمین رادیکال های میانی [O] و [OH] دانست.

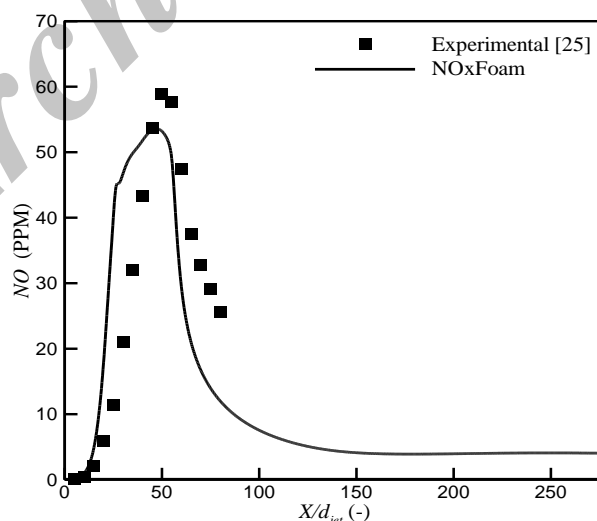


Figure 8- Validation of NOxFoam developed solver, NOx emission comparison along the burner axis with experimental results (Benchmark problem 2)

شکل ۸- راست آزمایی حل گر توسعه یافته NOxFoam، مقایسه آلاینده ناکس در امتداد محور مشعل با داده های تجربی (مسئله معیار دوم)

نتایج و بحث

در جهت راست‌آزمایی دو حل گر SimpleReactingFoam و NOxFoam و همچنین به‌کارگیری مدل‌های قابل قبول در مسئله نهایی، دو مسئله معیار بررسی و دقت مدل‌های $PaSR, k - \omega SST$ و DO در شبیه‌سازی جریان‌های واکنشی و غیرواکنشی مورد بحث قرار گرفت. همان‌طور که ملاحظه شد، به‌کارگیری این مدل‌ها سبب پیش‌بینی نسبتاً دقیق مقادیر تجربی شده و نتایج قابل قبولی را ارائه می‌دهند. بنابراین، در شبیه‌سازی جریان واکنشی مشعل دوگانه‌سوز نیروگاهی نیز از همین مدل‌ها و سایر روش‌های گسسته‌سازی به‌کار گرفته‌شده در دو مسئله معیار بهره گرفته خواهد شد. در گام نخست، برای بررسی عدم وابستگی حل عددی به شبکه محاسباتی، سه شبکه با تعداد سلول ۷۵۲۴۳۹، ۹۹۵۳۳۱ و ۱۳۶۵۶۷۹ انتخاب و نتایج حل بر روی هر کدام مقایسه شده است. شکل ۹ نتایج دمای جریان گاز را بر روی محور گذرنده از مرکز مشعل در راستای طول محفظه نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، نتایج دو شبکه ۹۹۵۳۳۱ و ۱۳۶۵۶۷۹ سلول تفاوت چندانی باهم نداشته، بنابراین شبکه با تعداد ۹۹۵۳۳۱ سلول برای حل انتخاب شده است. سینتیک شیمیایی به‌کاررفته، مکانیزم یک مرحله‌ای متان است که در قسمت قبل نیز از تطابق قابل قبولی با نتایج آزمایشگاهی برخوردار بود. اگرچه استفاده از مکانیزم‌های شیمیایی پیچیده‌تر میدان حل را با جزئیات بیشتری پیش‌بینی می‌کند، اما در کارهای صنعتی، به‌علت ابعاد بزرگ مسئله و همچنین هزینه محاسباتی بالای آن، استفاده از مکانیزم‌های شیمیایی مقرون‌به‌صرفه نیست، به طوری که زمان اجرا در کار حاضر با به‌کارگیری مکانیزم تک‌مرحله‌ای برای رسیدن به حالت پایا در شبکه استقلال‌یافته، با توجه به مقدار معیار همگرایی 10^{-6} ، با به‌کارگیری ۲۲ پردازنده^۱، در حدود ۵ روز به‌طول انجامیده است. با توجه به شکل ۹، ملاحظه می‌شود که دما در طول محفظه، در ابتدا، به‌سبب احتراق صورت گرفته تا مقدار ۲۲۰۰ کلوین افزایش و سپس به‌خاطر انتقال حرارت همرفتی و تشعشعی با دیواره‌ها کاهش یافته و نهایتاً به دمای ثابت ۳۷۳/۱۵ کلوین دیواره رسیده است. مهم‌ترین نکته در این بخش وجود دمای ۱۹۸۳ کلوین روی دهانه مشعل و محل قرارگیری نازل سوخت مازوت است. جنس فلز نازل سوخت مازوت، اغلب از فولاد آلیاژی ضدزنگ آستنیتی^۲ با درصدهای بالایی از کروم و نیکل انتخاب می‌شود. وجود مقادیر بالای کروم و نیکل این آلیاژها را قادر به مقاومت در برابر اکسیداسیون و تحمل دمای بالا در طولانی‌مدت می‌کند. به‌عنوان مثال، فولاد آلیاژی (۱/۴۸۲۱) SS۳۱۰، با استحکام دمایی ۱۶۰۳-۱۶۷۳ کلوین، قادر به تحمل دما تا حداکثر ۱۴۷۳ کلوین در طولانی‌مدت است که می‌تواند باعث ایجاد سوختگی و خسارت در مشعل شود.

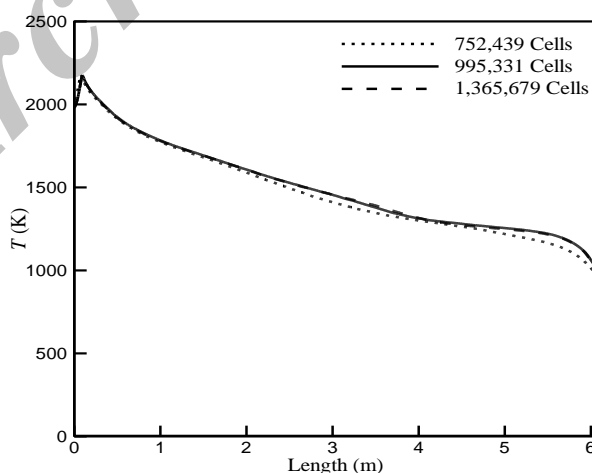


Figure 9- Mesh independency diagram with temperature comparison along the furnace length

شکل ۹- نمودار استقلال از شبکه با مقایسه دما در راستای طول کوره

1. Intel @ Xeon ® CPU E5645 @ 2.4GHz
2. Austenitic

به منظور بررسی علت این افزایش دما بر روی دهانه مشعل، شکل ۱۰ آورده شده است. در این شکل، تغییرات سرعت محوری در راستای طول کوره رسم شده است. کاهش مقدار سرعت محوری به ۳۵- متر بر ثانیه حاکی از برگشت جریان در فواصل نزدیک به دهانه مشعل است. علت برگشت جریان در واقع ناشی از تشکیل جریان چرخشی به وسیله چرخنده‌های مسیر هوای اولیه و به دنبال آن شکل‌گیری ناحیه بازچرخشی داخلی است. این ناحیه بازچرخشی که تا فاصله ۰/۵ متری از مشعل توسعه پیدا کرده با بازچرخش گازهای داغ ناشی از احتراق سبب افزایش دمای دهانه مشعل شده و در طولانی مدت می‌تواند باعث ایجاد خسارت شود. اگرچه وجود این ناحیه سبب افزایش دمای بیش‌ازحد دهانه مشعل می‌شود، اما وجود ناحیه بازچرخشی داخلی، نه تنها به عنوان منبع ذخیره‌ی انرژی به‌شمار می‌آید، بلکه، به سبب اختلاط بهتر واکنش‌دهنده‌ها، نقش اساسی در پایداری شعله دارد [۲۶، ۲۷].

به وسیله پس‌پردازش شبکه استقلال‌یافته توسط حل‌گر توسعه‌یافته NOxFoam، می‌توان مقدار آلاینده ناکس حرارتی ایجادشده را محاسبه و با سایر استانداردها مورد ارزیابی قرار داد. مقدار آلاینده ناکس خروجی از دودکش در کار حاضر در شرایط استاندارد برابر ۸۰/۱۶ PPM (معادل $140/85 \text{ mg/m}^3$ با ۳ درصد هوای اضافه) است. طبق استاندارد ملی گزارش‌شده توسط سازمان حفاظت محیط‌زیست، مقدار مجاز آلاینده ناکس حداکثر ۳۰۰ PPM است [۲۸، ۲۹]. این در حالی است که در سایر کشورها، سخت‌گیرانه‌ترین قوانین برای آلاینده ناکس در نظر گرفته شده و به عنوان مثال حد مجاز برای آلاینده ناکس در اروپا برای نیروگاه‌های با توان بیشتر از ۱۰۰ مگاوات، 100 mg/m^3 به‌ازای ۳ درصد هوای اضافه است [۳۰]. اگرچه مقدار آلاینده ناکس طبق استانداردهای ملی قابل قبول بوده، اما نسبت به استاندارد جهانی بالاتر است. بنابراین، در ادامه، ابتدا، با توجه به مشکل اولیه موجود در مشعل، به بررسی پارامترهای تأثیرگذار در جهت کاهش دمای دهانه مشعل پرداخته می‌شود و متعاقباً آلاینده ناکس نیز مورد بررسی قرار می‌گیرد.

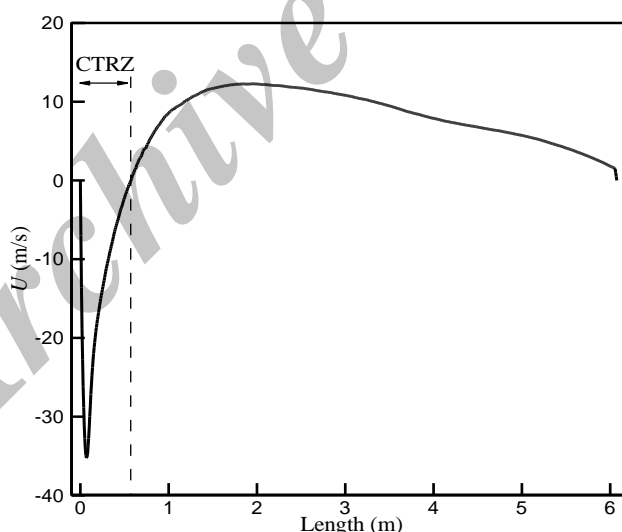


Figure 10- Axial velocity variation along furnace length

شکل ۱۰- تغییرات سرعت محوری در امتداد طول کوره

بررسی اثر عدد چرخش

همان‌طور که ذکر شد، وجود ناحیه بازچرخشی داخلی قوی با بازچرخش گازهای داغ ناشی از احتراق سبب افزایش دمای دهانه مشعل می‌شود. به منظور رفع این مشکل، نیازمند جریان محوری هستیم که بتواند اثرات جریان بازگشتی را کاسته و یا خنثی

۱. براساس ماده ۱۵ قانون نحوه جلوگیری از آلودگی هوا، مصوب ۱۳۷۴/۰۲/۰۳ مجلس شورای اسلامی

کرده و مانع از چسبیدگی شعله به دهانه مشعل شود. با افزایش سهم سرعت محوری، می‌توان انتظار داشت که ناحیه بازچرخشی داخلی کوچک‌تر شده و حجم گازهای داغ کمتری به‌وسیله بازگشت جریان به دهانه مشعل منتقل شود و مانع از افزایش بیش‌ازحد دمای دهانه مشعل شود. افزایش سهم سرعت محوری مستلزم توجه به تعریف عدد چرخش طبق رابطه (۱۵) است. در این رابطه، R و R_h به ترتیب شعاع مجرای مرکزی و شعاع مشعل هستند که جزء پارامترهای هندسی ثابت مشعل‌اند. در این بین، α زاویه پره‌های چرخنده با محور افقی است و طبق تعریف، مقدار آن برابر با $\tan^{-1} \frac{W}{U}$ است.

$$S = \frac{2}{3} \tan \alpha \frac{1 - \left(\frac{R_h}{R}\right)^3}{1 - \left(\frac{R_h}{R}\right)^2} \quad (15)$$

بنابراین، یکی از راهکارهایی که می‌توان سهم سرعت محوری را افزایش داد کاهش زاویه پره‌های چرخنده مسیر هوای اولیه است که تغییر در عدد چرخش را به‌دنبال دارد. به‌منظور بررسی تأثیر عدد چرخش، مسیر هوای اولیه بر دمای دهانه مشعل و زاویه ۴۵ درجه چرخنده‌ها در حالت اول، به دو مقدار ۳۷ و ۳۰ درجه کاهش یافته که به ترتیب سبب کاهش مقدار عدد چرخش از ۰/۸ به ۰/۶۱ و ۰/۴۸ شده است. در جدول ۲، نتایج تأثیر عدد چرخش مسیر هوای اولیه بر دمای دهانه مشعل و همچنین آلاینده ناکس آورده شده است. همان‌طور که انتظار می‌رفت، با کاهش عدد چرخش، دمای دهانه مشعل کاهش یافته است. این کاهش دما با کاهش عدد چرخش رابطه مستقیم داشته، به‌طوری که در عدد چرخش ۰/۴۸، حداکثر دما بر روی دهانه مشعل به مقدار ۱۵۶۰ کلوین رسیده است. علاوه‌بر این، ملاحظه می‌شود که با کاهش عدد چرخش مقدار ناکس حرارتی نیز، کاهش یافته است. علت این امر کوتاه‌تر شدن زمان ماند محصولات در دمای بالاست. در واقع، در عدد چرخش ۰/۸، به‌سبب بازچرخش بیشتر، محصولات مدت‌زمان بیشتری را در مقایسه باحالت‌های دیگر در دماهای بالا اقامت می‌کنند که همین موضوع باعث افزایش تولید ناکس حرارتی می‌شود.

جدول ۲- نتایج به‌دست آمده از تأثیر عدد چرخش

Table 2- The results of swirl number impact

Swirl number	Temperature at burner tip (K)	NOx (mg/kWh)	NOx reduction percent
0.8	1983	150.56	0
0.61	1697.7	138.45	8%
0.48	1560	98	34.8%

بررسی اثر بازچرخش گازهای خروجی از دودکش

در بخش قبل، تغییر عدد چرخش سبب کاهش ۴۲۳ کلوین نسبت به حالت اولیه در دمای دهانه مشعل شد. در بخش حاضر، سعی بر این است که در هندسه اولیه مشعل (با عدد چرخش ۰/۸)، با تغییر در شرایط عملیاتی مشعل، تدابیری اندیشیده شود که کاهش دمای گازهای حاصل از احتراق مانع بالارفتن دمای دهانه مشعل شود. بازچرخش گازهای خروجی از دودکش به کوره، یکی از روش‌های متداول در نیروگاه‌هاست که اصولاً به‌وسیله یک مجرای خارجی انجام می‌گیرد. در این روش، کسری از محصولات احتراق خروجی از دودکش، مجدداً با هوای احتراق^۱ یا سوخت^۲ و یا هر دو مخلوط شده و از طریق مشعل و یا دریچه خارجی وارد محفظه احتراق می‌شوند [۳۱]. اگرچه گازهای خروجی از دودکش گرم‌اند، به‌نحوی که از گرمای آن‌ها به‌وسیله اکونومایزر^۳ و پیش‌گرم‌کن هوا برای پیش‌گرم کردن آب تغذیه و هوای ورودی به دیگ بخار استفاده می‌شود، اما این گازها در مقایسه با شعله سردتر بوده و سبب کاهش دمای شعله می‌شوند [۲۰]. علاوه‌بر این، بازچرخش گازهای خروجی از دودکش، به‌سبب کاهش غلظت اکسیژن در اثر ورود ترکیبات جدید به هوا و همچنین بالابودن گرمای ویژه دی‌اکسید کربن و

1. Air-Induced-EGR (AI-EGR)
2. Fuel-Induced-EGR (FI-EGR)
3. Economizer

بخار آب موجود در محصولات احتراق، سبب افزایش گرمای ویژه مخلوط، کاهش عمده دمای احتراق و متعاقباً کاهش آلاینده ناکس می‌شوند. بنابراین، بازچرخش گازهای خروجی از دودکش با کاهش دمای شعله می‌تواند سبب کاهش دمای دهانه مشعل شود. با توجه به اینکه بازچرخش گازهای خروجی از دودکش عموماً به وسیله یک فن انجام می‌شود و مستلزم صرف انرژی است، برگشت بیش از ۳۰ درصد مرسوم نیست. علاوه بر این، افزایش میزان گاز برگشتی به بیش از ۳۰ درصد، مشکلاتی از قبیل ناپایداری شعله را در پی خواهد داشت [۳۳،۳۲].

در کار حاضر، بازچرخش گازهای خروجی از دودکش با محاسبه متوسط سطحی^۱ کسر جرمی در خروجی، طبق رابطه (۱۶)، و اختصاص آن‌ها به ورودی مسیر هوای اولیه، با استفاده از رابطه (۱۷)، صورت پذیرفته است.

$$\bar{Y}_i = \frac{\sum Y_i A_i}{A_{total, outlet}} \quad (16)$$

$$Y_i^{inlet} = \frac{(Y_i^{air} + \%EGR \times Y_i^{outlet})}{1 + \%EGR} \quad (17)$$

که A_i مساحت هر سلول محاسباتی و Y_i^{inlet} ، Y_i^{air} و Y_i^{outlet} به ترتیب کسر جرمی گونه i ام در ورودی، در هوا و در خروجی‌اند. $\%EGR$ نیز مقدار درصد گازهای برگشت داده شده است. دمای مخلوط حاصل از ترکیب دمای خروجی از دودکش و هوای اولیه نیز با توجه به رابطه (۱۸) منظور شده است.

$$T_{mix} = (1 - \%EGR)T_{air} + (\%EGR)T_{EGR (outlet)} \quad (18)$$

در شکل ۱۱، تأثیر بازچرخش گازهای خروجی از دودکش بر تغییرات دمایی، در طول کوره، رسم شده است. ملاحظه می‌شود که افزایش درصد بازچرخش این گازها، به سبب کاهش هر چه بیشتر غلظت اکسیژن در اثر ورود ترکیبات جدید به هوا و همچنین بالاتر رفتن گرمای ویژه مخلوط در اثر افزایش مقدار کربن دی‌اکسید و بخار آب، منجر به کاهش عمده دما در ناحیه جلویی سر مشعل شده است، به نحوی که، با ۳۰ درصد بازچرخش گازهای دودکش، شاهد افت دمایی ۳۵۱ کلوین بر روی دهانه مشعل هستیم. اگرچه تأثیر بازچرخش گازهای خروجی از دودکش در مقایسه با تغییر در عدد چرخش کمتر است (به- ترتیب ۳۵۱ و ۴۲۳ کلوین کاهش دما در دهانه مشعل)، اما بازچرخش گازهای دودکش مزایای دیگری، از جمله کاهش آلاینده ناکس را نیز، به دنبال دارد که در ادامه با آن پرداخته می‌شود.

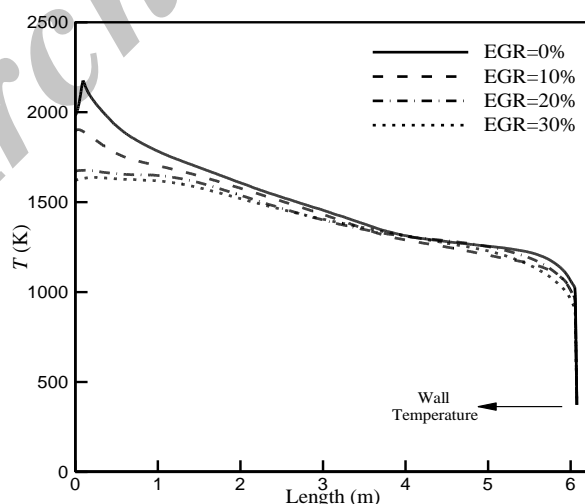


Figure 11- Temperature changes along the furnace length as a function of EGR percent

شکل ۱۱- تغییرات دما در طول کوره بر حسب درصدهای مختلف بازچرخش گازهای خروجی از دودکش

1. Area Average

در شکل ۱۲، تغییرات دمایی دو حالت بدون بازچرخش و با بازچرخش ۳۰ درصدی گازهای خروجی از دودکش، در فاصله ۰/۵ متری از دهانه مشعل برحسب ارتفاع کوره نشان داده شده است. در این شکل نیز، افت دمایی در جلوی مشعل به خوبی مشاهده می شود. نکته حایز اهمیت در مورد شکل ۱۲ این است که بازچرخش گازهای خروجی از دودکش، علاوه بر اینکه سبب کاهش دما در جلوی مشعل شده، منجر به پهن تر شدن شعله نیز شده است. علت این امر ناشی از کاهش چگالی مخلوط، در اثر افزایش دمای مخلوط ورودی، نسبت به حالت بدون بازچرخش گازهای خروجی است. در واقع، با افزایش دمای مخلوط ورودی، چگالی مخلوط ورودی کاهش یافته، حجم گازها افزایش و عرض شعله افزایش می یابد. همان طور که در شکل ملاحظه می شود، افزایش عرض شعله منجر به یکنواختی بهتر دما شده است. از طرف دیگر، با افزایش بیش از اندازه عرض شعله نیز، احتمال برخورد شعله با دیواره وجود دارد.

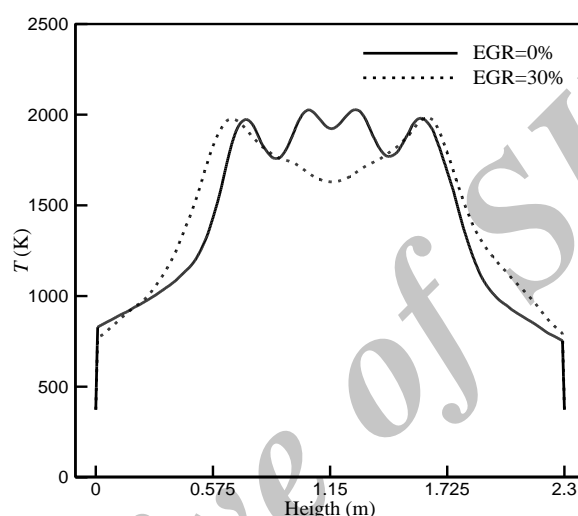


Fig. 12: Temperature changes at $x=0.5$ m from burner tip

شکل ۱۲- تغییرات دمایی در فاصله ۰/۵ متری از دهانه مشعل

به منظور بررسی تأثیر بازچرخش گازهای خروجی از دودکش بر روی آلاینده ناکس، شکل ۱۳ آورده شده است. همان طور که در قسمت قبل و در شکل های ۱۱ و ۱۲ ملاحظه شد، بازچرخش این گازها سبب کاهش دمای ناحیه جلوی مشعل شد. ناکس نیز، به عنوان آلاینده ای که به شدت به دما وابسته است، این کاهش هر چه بیشتر را، با افزایش درصد گازهای بازچرخش، نشان می دهد. در نهایت، مقدار آلاینده ناکس خروجی از دودکش برحسب درصدهای مختلف بازچرخش گازهای خروجی، به همراه نتایج دما بر روی دهانه مشعل، در جدول ۳ به صورت خلاصه گزارش شده است. مطابق این جدول، می توان با ۳۰ درصد بازچرخش گازهای خروجی از دودکش دمای دهانه مشعل را ۳۶۰ کلوین نسبت به حالت اولیه کاهش داد. این در حالی است که مقدار ناکس نیز ۶۹/۴۳ درصد (معادل $104/56 \text{ mg/kWh}$) نسبت به حالت اولیه کاهش داشته است. در این حالت، مقدار ناکس تولید شده زیر حد مجاز استانداردهای بین المللی ($\text{NO}_x < 100 \text{ mg/m}^3$ معادل $\text{NO}_x < 56 \text{ mg/kWh}$) قرار گرفته و از لحاظ زیست محیطی بی خطر است.

جدول ۳- نتایج به دست آمده در اثر بازچرخش گازهای خروجی از دودکش

Table 3- The result of EGR percent impact

%EGR	Maximum Temperature in Domain [K]	Temperature at burner tip [K]	(mg/kWh) NOx	NOx reduction percent
0	2473	1983	150.56	0
10	2443	1896	114.41	24%
20	2435	1670.2	85.41	43.27%
30	2358	1623	46	69.43%

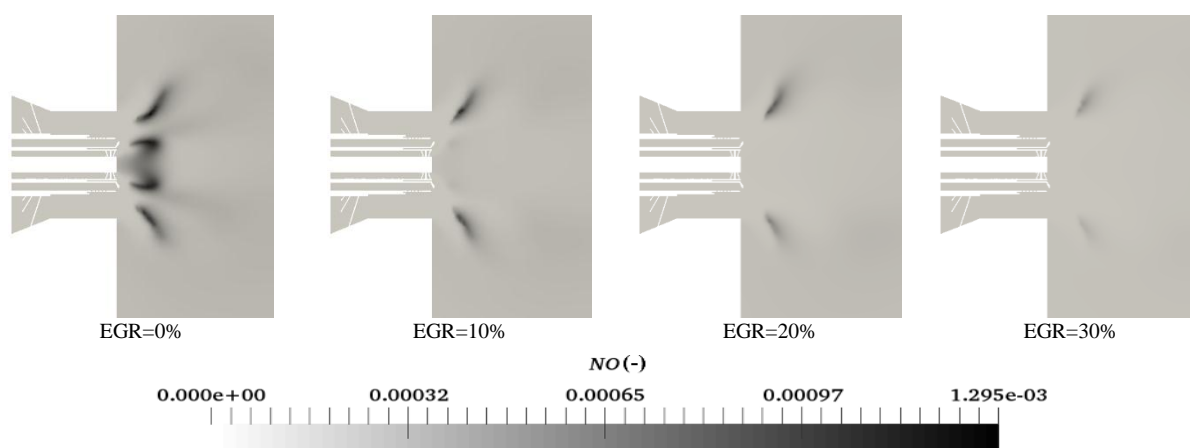


Figure 13- Mass fraction of NOx as function of EGR percent

شکل ۱۳- کسر جرمی ناکس برحسب درصدهای مختلف بازچرخش گازهای خروجی از دودکش

جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در کار حاضر، شبیه‌سازی سه‌بعدی مشعل دوگانه‌سوز نیروگاهی DDZ-G 12، با ظرفیت حرارتی ۱۰/۶ مگاوات در یک دیگ بخار آتش دیواره‌ای، به منظور بررسی پارامترهای هندسی و عملیاتی تأثیرگذار در جهت دسترسی به احتراقی بهتر، انجام شد. پس از شناسایی چگونگی عملکرد این مشعل، دو مسئله معیار، که از لحاظ فیزیکی به مسئله نهایی نزدیک بودند، شبیه‌سازی شده و قابلیت‌های دو حل‌گر توسعه‌یافته بررسی شد. در نهایت مدل اغتشاش $k - \omega SST$ ، مدل احتراقی PaSR و مدل تشعشعی DO به‌عنوان مدل‌هایی که می‌توانند فیزیک مسئله را با دقت خوبی پیش‌بینی کنند، انتخاب شدند. در شبیه‌سازی سه‌بعدی با به‌کارگیری مدل‌های انتخاب‌شده، با توجه به مشکل وجود دمای بالا در دهانه مشعل، راهکارهایی در جهت کاهش دمای دهانه مشعل ارائه شد. در گام نخست، در سه عدد چرخش مختلف، تغییرات دمایی دهانه مشعل بررسی شد. نتایج نشان دادند که کاهش عدد چرخش، منجر به کاهش دمای دهانه مشعل و همچنین کاهش آلایندگی ناکس می‌شود، به نحوی که کاهش عدد چرخش از ۰/۸ به ۰/۴۸ منجر به افت ۴۲۳ درجه‌ای دما بر روی دهانه مشعل شده و میزان آلایندگی ناکس را به مقدار ۳۴/۸۸ درصد کاهش می‌دهد. بررسی نتایج بازچرخش گازهای خروجی نشان داد که کمترین میزان آلایندگی و بیشترین افت دما، در بیشترین مقدار ممکن درصد بازچرخش گازهای خروجی از دودکش حاصل می‌شود، به طوری که افزایش ۳۰ درصدی بازچرخش گازهای خروجی از دودکش منجر به کاهش حداکثر ۳۶۰ کلوین بر روی دهانه مشعل شده و میزان آلایندگی ناکس را ۶۹/۴۳ درصد کاهش می‌دهد. همچنین، نتایج نشان داد که بازچرخش گازهای خروجی از دودکش، پهن‌تر شدن شعله و به‌دنبال آن یکنواختی بهتر دما را به همراه داشته است. اما، از طرفی، با افزایش بیش‌ازاندازه عرض شعله، احتمال برخورد شعله با دیواره‌ها نیز وجود خواهد داشت که می‌بایست مدنظر قرار گیرد.

منابع

1. A. Kianifar and I. Zahmatkesh, "Energy Audit of Process Steam Systems," *8th Arab International Solar Energy Conference*, Bahrain, 2004.
2. *Detailed statistics report Iran's electricity industry in 1393*, Accessed 23 November 2015; <http://amar.tavanir.org.ir/pages/report/stat93/>. (In Persian)
3. E. Orlando, L. Berkeley, R. K. Cheng, D. T. Yegian, M. M. Miyasato, G. S. Samuelsen, C. E. Benson, R. Pellizzari and P. Loftus, "Scaling and Development of Low-Swirl Burners for Low-Emission Furnaces and Boilers," *Proceedings of the Combustion Institute*, 28, No. 1, pp. 1305-1313, 2000.
4. M. R. Johnson, D. Littlejohn, W. A. Nazeer, K. O. Smith and R. K. Cheng, "A Comparison of the Flowfields and Emissions of High-Swirl Injectors and Low-Swirl Injectors for Lean Premixed Gas Turbines," *Proceedings of the Combustion Institute*, 30, No. 2, pp. 2867-2874, 2005.

5. A. Rouhani, S. Tabejamaat and A. Adeli, "Experimental Study on Swirl Number and Oxidizer Dilution in Non-Premixed Combustion Stability of Natural Gas," *the 3rd Fuel and Combustion Conference of Iran*, 2010. (In Persian)
6. K. K. J. Ranga Dinesh, M. P. Kirkpatrick and K. W. Jenkins, "Investigation of the Influence of Swirl on a Confined Coannular Swirl Jet," *Computers & Fluids*, 39, No. 5, pp. 756-767, 2010.
7. E. Mousavi Torshizi, A. Rafiei and E. Sa'adati, "Numerical Simulation of Shazand 's Power Plant Burners and Study of Primary Air Effect in Shape and Location of Flame," *The 20th Power System Conference*, Tehran, 2006, pp. 1-10. (In Persian)
8. M. A. Habib, M. Elshafei and M. Dajani, "Influence of Combustion Parameters on NOx Production in an Industrial Boiler," *Computers & Fluids*, 37, No. 1, pp. 12-23, 2008.
9. M. M. A. Habib and M. Elshafei, "Computer Simulation of NOx Formation in Boilers," *King Fahd University of Petroleum and Minerals*, No. 1, pp. 94-100, 2006, pp. 94-100.
10. A. Rafiei, E. Sa'dati and E. Mousavi Torshizi, "Investigation the Geometry of Gas Nozzles in Dual Fuel Power Plant Burners," *Seventeenth International Conference on Mechanical Engineering*, Tehran, 2010. (In Persian)
11. *Open FOAM The open source CFD Toolbox Version 2.3.0*, Accessed 12 May, 2015; <http://www.openfoam.org>.
12. N. Schaffel-Mancini, *Ecological Evaluation of the Pulverized Coal Combustion in HTAC Technology*, PhD Thesis, Faculty of Energy and Environmental, Clausthal University of Technology, Germany, 2009.
13. T. Poinso, D. Veynante, *Theoretical and Numerical Combustion*, United States, R.T. Edwards, 2005, pp. 158-161.
14. G. H. Heidarinejad, *An Introduction to TURBULENCE*, Tehran, authered, 2014, pp. 128-149. (In Persian)
15. F. R. Menter, "Zonal Two Equation K-Turbulence Models for Aerodynamic Flows," *24th Fluid Dynamics Conference*, Orlando, Florida, 1993.
16. J. Chomiak, A. Karlsson, "Flame Liftoff in Diesel Sprays," *Symposium (International) on Combustion*, Vol. 26, No. 2, 1996, pp. 2557-2564.
17. P. N. Nordin, *Complex Chemistry Modeling of Diesel Spray Combustion*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Chalmers University of Technology, Sweden, 2001.
18. F. C. Lockwood, N. G. Shah, F. Section and M. Carlo, "A New Radiation Solution Method for Incorporation in General Combustion Prediction Procedures," *Symposium (International) on Combustion*, Vol. 18, No. 1, 1981, pp. 1405-1414.
19. H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: the Finite Volume Method*, London, Longman Group, 2007, pp. 432-435.
20. A. H. Kadar, *Modelling Turbulent Non-Premixed Combustion in Industrial Furnaces Using the Open Source Toolbox OpenFOAM*, MSc Thesis, Delft University of Technology, Netherlands, 2015.
21. C. K. Westbrook, F. L. Dryer, "Chemical kinetic modeling of hydrocarbon combustion," *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 10, No. 1, pp. 1-57, 1984.
22. D. L. Baulch, C. T. Bowman, C. J. Cobos, R. A. Cox, T. Just, J. A. Kerr, M. J. Pilling, D. Stocker, J. Troe and W. Tsang, "Evaluated Kinetic Data for Combustion Modeling: Supplement II," *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 34, No. 3, 2005, pp. 757-1397.
23. M. Sommerfeld and H. Qiu, "Detailed Measurements in a Swirling Particulate Two-Phase Flow by a Phase-Doppler Anemometer," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 12, No. 1, pp. 20-28, 1991.
24. M. Sommerfeld and H. Qiu, "Characterization of Particle-Laden, Confined Swirling Flows by Phase-Doppler Anemometry and Numerical Calculation," *International Journal of Multiphase Flow*, 19, No. 6, 1993, pp. 1093-1127.
25. *Piloted CH4/Air Flames C, D, E, and F Release 2.1*, Accessed 23 September 2015; <http://www.sandia.gov/TNF/DataArch/FlameD/SandiaPilotDoc21.pdf>.
26. H. Zeinivand, "Investigation of Swirl Number Effect on NOx Emission in Non Premixed Flame in TECFLAME Combustor," *the 3th Fuel and Combustion Conference of Iran*, 2010. (In Persian)
27. R. K. Cheng, D. T. Yegian, M. M. Miyasato, G. S. Samuelsen, C. E. Benson, R. Pellizzari and P. Loftus, "Scaling and Development of Low-Swirl Burners for Low-Emission Furnaces and Boilers," *Proceedings of the Combustion Institute*, 28, No. 1, 2000, pp. 1305-1313.
28. *Regulations and Environmental Standards*, Accessed 16 January 2016; <http://wamp.tavanir.org.ir/rule/getFile/?id=2041>. (In Persian)
29. A. Almasi, F. Asadi and M. Mohammadi, "The Amount of Emissions from Saman Cement Factory Kermanshah in the Year 1390-1391," *Journal of Health in the Field*, No. 2, 2013, pp. 36-43. (In Persian)
30. Testo Catalogue, *Flue Gas Analysis in Industry*, 2010.
31. B. Yu, S. Lee and C. E. Lee, "Study of NOx Emission Characteristics in CH4/Air Non-Premixed Flames with Exhaust Gas Recirculation," *Energy*, 91, No. 4, 2015, pp. 119-127.
32. J. Baltasar, M. G. Carvalho, P. Coelho and M. Costa, "Flue Gas Recirculation in a Gas-Fired Laboratory Furnace: Measurements and Modelling," *Fuel*, 76, No. 10, pp. 919-929, 1997.
33. M. Mousavi and I. Zahamatkesh, Changes in Burner Systems and Gas Recirculation in Order to Reduce NOx Emission in Power Plant Boilers, *5th National Energy Congress*, Tehran, 2005. (In Persian)

English Abstract

Investigation of Swirl Number and Exhaust Gas Recirculation Impact in Numerical Simulation of Common Dual Fuel Power Plant Burner

Ehsan Mohammadian Esfahani, Kiumars Mazaheri and Hadi Pasdarsahri

Department of Mechanical Engineering, TarbiatModares University, Tehran, Iran
(Received: 2016.08.04, Received in revised form: 2017.02.26, Accepted: 2017.06.25)

The purpose of this study is to investigate the impacts of swirl number and exhaust gas recirculation (EGR) to access better combustion, in a power plant burner. For this purpose, the dual fuel power plant burner DDZ-G12 in a wall fired boiler, has been chosen as case study. In order to validate the results, two benchmark problems were solved using two developed solvers. The numerical results were compared with experiments and the reliable models to simulate turbulent flow and non-premixed combustion were selected. Firstly, the role of primary air swirl number was evaluated considering that high temperature is one of the main challenges of these types of burners. The results show that reducing the swirl number from 0.8 to 0.48, causes the temperature to reduce 423K at the burner tip as well as 34.88 percent reduction in NOx emissions. The results of EGR show that recirculating 30 percent of the exhaust gas leads to 360K reduction in the temperature on the burner tip and 69.43 percent reduction in NOx emission. The results of EGR also show that recirculating the exhaust gases leads to widening of the flame. This leads to a more uniform temperature, but on the other hand increases the probability of flame impingement on the walls.

Keywords: Dual fuel burner, swirl number, numerical simulation, NOx emission.