

بررسی عددی افزودن بخار آب به هوای احتراق دیگ بخار صنعتی

علی زارعی^۱ و کیومرث مظاهری بادی^{۲*}

۱- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، گرایش تبدیل انرژی، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، alizarei03@gmail.com

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

* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۹۹/۰۵/۲۹، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۹/۰۶/۲۹، پذیرش: ۹۹/۰۷/۰۲)

چکیده: مسائل زیست‌محیطی و آلودگی هوا در سال‌های اخیر توجه بسیاری را به خود جلب کرده است. نیروگاه‌های حرارتی از جمله عوامل آلوده‌کننده هوا هستند. یکی از راهکارهایی که برای احتراق بهتر و آلاینده‌گی کمتر در سیستم‌های احتراقی، از جمله توربین‌های گاز، به کار رفته ایده افزودن بخار آب است. در این تحقیق، مد نظر بوده تا با ایده افزودن بخار آب به توربین گازی کاری مشابه در دیگ‌های بخار انجام شود که برای این کار یک محفظه احتراق تک‌مشعل متقارن محوری ۱۱ مگاواتی با استفاده از نرم‌افزار متن‌باز OpenFoam و حلگر ReactingFoam مدل شده است. برای شبیه‌سازی، معادلات بقای جرم، تکانه، انرژی و گونه به صورت کوپل باهم حل شدند و تصحیح فشار در معادلات تکانه طبق الگوریتم PIMPLE انجام شده است. مدل به کاررفته برای اغتشاش مدل SST $k-\omega$ ، مدل تشعشی fvDOM، مدل احتراقی استفاده شده PaSR و مکانیزم واکنش GRI-3 بوده که شامل ۵۳ گونه و ۳۲۵ واکنش است. برای اعتبارسنجی حلگر و مدل‌های به کاررفته، از مسئله معیاری استفاده شده که یک مشعل ساده بوده و نتایج تجربی آن موجود است. بعد از اثبات صحت حل، مسئله ذکر شده شبیه‌سازی شد که مشاهده شد در محفظه احتراق در حالت هوای خشک دما و به تبع آن ناکس تولیدی زیاد است. دمای شعله در محفظه بعد از تزریق بخار در سه نسبت ۵، ۱۰ و ۱۵ درصد از کل هوای ورودی کمتر شده به صورتی که دمای شعله ۳۷۰ درجه کلوین پایین آمد و همچنین مقدار NO خروجی ۸۱ درصد و مقدار NO₂ خروجی ۷۶ درصد کاهش پیدا کرد، اما مقدار خروجی OH ۲/۷ برابر شد. در عین حال، آلاینده‌گی‌های کربنی و به‌طور خاص برای گونه CO، که مورد توجه تحقیق حاضر است، ۵۸ درصد افزایش یافت و به مقدار ۱۷ ppm رسید، اما همچنان از استانداردهای ملی و اروپایی بسیار کمتر بود.

کلیدواژگان: دیگ بخار، نیروگاه، انرژی، شبیه‌سازی، مشعل، حلگر

مقدمه

دیگ‌های بخار، به‌عنوان تجهیزاتی که وظیفه تأمین انرژی حرارتی مورد نیاز برای تبدیل آب به بخار را بر عهده دارند، از دیرباز مورد توجه بوده‌اند. توزیع درجه حرارت درون دیگ بخار، مصرف سوخت، بازده دیگ بخار و تولید آلاینده‌های زیست‌محیطی همچون CO و NO_x 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 مصرف می‌کنند، ولی در سال‌های اخیر، به دلیل تولید آلاینده‌های بیش از حد استاندارد در نیروگاه‌ها و پتروشیمی‌ها، تمایل به استفاده از سوخت گاز طبیعی، که نسبت به سوخت مایع سوخت پاک‌تری است، بیشتر شده است. دیگ‌های بخار نیروگاهی از نوع دیگ بخار با دیواره آبی^۱ هستند. در این نوع دیگ‌ها، انتقال حرارت بر اثر برخورد گازهای حاصل از احتراق با سطح خارجی لوله‌های محتوی آب و بخار به روش‌های تشعشی، جابه‌جایی و هدایت صورت می‌گیرد. مزیت آن‌ها نسبت به

1. Water wall

دیگ‌های لوله آتشی^۱، کم‌بودن قطر لوله‌های آب و بخار است که باعث می‌شود تنش‌های حرارتی کمتری به سطح لوله‌ها وارد شده و در نتیجه می‌توان این دیگ‌ها را برای فشارها و ظرفیت‌های بالا مورد استفاده قرار داد.

در سال ۲۰۰۲، ژائو و یاماشیتا با استفاده از تحلیل دینامیک سیالاتی در یک سیکل ترکیبی توربین گاز با افزودن بخار آب به هوای احتراق دریافتند که افزودن بخار آب تأثیر بسیار قابل توجهی در مقدار تولیدی رادیکال OH و تشکیل NO دارد و همچنین باعث می‌شود دمای شعله تا مقدار قابل توجهی کم شود. همچنین، نتایج تحقیق آن‌ها نشان می‌دهد که با کاهش غلظت گونه CH در افزودن بخار آب، نرخ تولید گونه HCN و رادیکال N به‌طور چشمگیری کم شد که تأثیر بسزایی در کاهش تولید گونه‌های ناکس داشته است [۱]. پارلاک و همکاران، در سال ۲۰۱۲، یک تحقیق تجربی انجام دادند که در آن بررسی تأثیر افزودن بخار آب به احتراق در یک موتور دیزل توسط یک سیستم کنترل گر الکتریکی با هدف تأثیر بر نرخ تولید گونه‌های ناکس انجام شد. در این تحقیق، که انرژی لازم برای تأمین بخار آب از گرمای گازهای داغ خروجی موتور تأمین می‌شد، مشاهده شد که آب اشباع با گرفتن گرمای گازهای خروجی تبدیل به بخار مافوق گرم شده و این امر باعث می‌شود که دمای بخار به حدی بالا رود که در طول حرکت بخار تا رسیدن به محفظه احتراق و همچنین افزایش بخار آب در محصولات احتراق از پدیده چگالش و به تبع آن خوردگی محفظه جلوگیری شود. اندازه‌گیری‌ها نشان داد که در شرایط کاری بیشینه بار^۲ مقدار ناکس به میزان ۳۳ درصد کاهش، مقدار توان به میزان ۳ درصد افزایش و مصرف سوخت مخصوص به میزان ۵ درصد کاهش پیدا کرد [۲]. وندرورت، در سال ۲۰۰۱، به مطالعه تجربی تأثیر تزریق آب و بخار بر میزان انتشار کربن مونواکسید و اکسیدهای نیتروژن نوع خاصی از محفظه احتراق، که از روش مرحله‌ای کردن سوخت بهره می‌برد، پرداخت. در این محفظه، هم از سوخت مایع و هم از سوخت گاز استفاده شد و برای کاهش آلاینده‌ها، تزریق آب در حالت استفاده از سوخت مایع و تزریق بخار در حالت استفاده از سوخت گازی مورد بررسی قرار گرفت. البته، از آنجایی که تزریق آب و بخار به یک محفظه احتراق با دو نوع سوخت متفاوت انجام شد، نتایج ارائه شده در این مقاله به صورت کمی قابل مقایسه نیست. اما، وندرورت، با رقیق‌سازی ناحیه اولیه احتراق هم‌زمان به کمک هوای اضافی و تزریق آب یا بخار، تأثیر این پارامترها را بر کاهش ناکس و کنترل استوکیومتری شعله بررسی کرد [۳]. فیتلبرگ تأثیر تزریق بخار را بر نوع جدیدی از محفظه‌های غیرپیش‌آمیخته به نام محفظه‌های LHE^۳ مطالعه کرد. در این نوع محفظه‌ها، تعداد، موقعیت و قطر سوراخ‌های هوای سیلندر به گونه‌ای تغییر کرده است که هوادهی به ناحیه اولیه محفظه احتراق افزایش یافته و رقیق‌شدن این منطقه سبب کاهش طول اغتشاشی شعله، کاهش زمان اقامت گازهای داغ در منطقه استوکیومتری و در نهایت کاهش میزان تولید ناکس می‌شود. با افزایش دبی جرمی سوخت در دبی هوای ثابت، دمای خروجی از محفظه افزایش یافته و مقادیر ناکس و CO در دماهای مختلف به صورت تجربی اندازه‌گیری شد. این اندازه‌گیری‌ها برای حالتی که تزریق بخار به محفظه انجام می‌شود نیز تکرار شد. مقایسه نتایج برای حالت‌های بدون تزریق و با تزریق بخار نشان می‌دهد که تزریق بخار در دماهای بالاتر تأثیر بیشتری بر کاهش ناکس دارد. همچنین، شبیه‌سازی عددی برای مقایسه توزیع دمای گازهای خروجی برای محفظه استاندارد و محفظه LHE انجام شد [۴]. در تحقیقی دیگر، در سال ۱۹۷۳، براکسلی یک دیگ بخار نیروگاهی با ظرفیت ۵۵۰ مگاوات، که به صورت آتش مماسی^۴ بود را مورد بررسی قرار داد. به علت بزرگی محفظه و تعداد سلول بالا، او با استفاده از شبیه‌سازی عددی و استفاده از مکانیزم چهارمرحله‌ای ابتدا دیگ بخار را در حالت هوای خشک شبیه‌سازی کرد. سپس، با استفاده از پس‌پردازش^۵ ناکس تولیدی در محفظه را محاسبه کرد. در نهایت، برای بررسی تأثیر تزریق بخار آب بر روی احتراق و دمای محصولات و تولید آلاینده‌ها، همین روند را برای مقادیر مختلف بخار آب تکرار کرده است که نتایج حاصل نشان از کاهش ناکس تولیدی دارد، اما به علت استفاده از مکانیزم کوچک برای احتراق نتایج با دقت کمی به دست آمده

1. Fire Tube
2. Full load
3. Lean Head End
4. Tangential firing
5. post processing

است [۵]. در سال ۲۰۱۶، نوری و همکاران در تحقیقی تحت بررسی تأثیر رطوبت نسبی هوا بر پروسه احتراق گاز متان با روش تعادلی دریافتند که افزایش رطوبت نسبی هوا در احتراق دیگ بخار باعث کاهش دمای شعله بی‌دررو و کاهش آلاینده‌های زیست‌محیطی می‌شود، اما این بررسی یک‌بعدی بوده و به شکل برنامه‌نویسی در بستر برنامه EES بوده که در نتیجه توزیع دما و گونه‌ها به دست نیامده است [۶]. در سال ۲۰۱۳، هیون و کنگ پژوهشی تجربی انجام دادند که در آن یک سیستم احتراقی با دو توان کاری ۸۰۰ و ۸۸۰ کیلووات^۱ با گاز طبیعی در حال کار بوده است و این شرایط کاری در مقایسه با سه سوخت گازی ترکیبی^۲ در سه شرایط مختلف هوا با رطوبت‌های متفاوت قرار گرفت. هدف از پژوهش آن‌ها میزان انتشار ترکیبات مختلف ناکس و گرمای آزادشده در احتراق در شرایط مختلف بود که این اندازه‌گیری به وسیله روش آنالیز نور و گرمای دریافتی از واکنش انجام شد. نتایج این پژوهش نشان داد که میزان ناکس تولیدی در سوخت‌های گازی ترکیبی بسیار بالاتر از گاز طبیعی است و علت آن وجود آمونیاک و نیتروژن در ترکیبات خود سوخت بیان شد. اما، با تزریق بخار به هوا همانند فرایند مشابهی که برای گاز طبیعی رخ می‌دهد میزان تولید ناکس کاهش یافت، اما نرخ تولید گرما نیز در آن‌ها به شدت کم شد [۷].

همان‌طور که مشاهده شد، در کارهای مرور شده تزریق بخار در اکثر سیستم‌های احتراقی مختلف تأثیرات مثبت و قابل‌توجهی در توان سیستم و کاهش آلاینده‌ها داشته است. همچنین، در دیگ‌های بخار این بررسی‌ها تا حدودی انجام شده است که البته در بعضی موارد یا آنالیز دینامیک سیالاتی انجام نشده یا مکانیزم‌های مورد استفاده کوچک بوده و برای مشاهده ناکس تولیدی از پس‌پردازش استفاده شده است که این مورد نیز خطای قابل‌توجهی به همراه دارد. در این پژوهش، مد نظر است تا با سینتیک GRI-3، که سینتیک بزرگی است و دقت پیش‌بینی بالایی دارد، با استفاده از تکنیک دینامیک سیالات محاسباتی، فرایند احتراق در یک دیگ بخار با محفظه متقارن محوری، که توسط خزایی و همکاران [۸] با مقیاس واقعی شبیه‌سازی شده و در زمینه رقیق‌سازی هوای احتراق کار شده است، برای اهداف تحقیق حاضر مورد بررسی قرار گیرد. برای مدل‌سازی از نرم‌افزار متن‌باز این‌فوم^۳ نسخه ۶/۱/۰ استفاده شده است [۹]. از حلگر ReactingFoam، که ساده‌ترین حلگر احتراقی نرم‌افزار این‌فوم است، برای شبیه‌سازی استفاده شده است. این حلگر مسائل را به صورت سه‌بعدی و ناپایا^۴ حل می‌کند. از آنجایی که فرایند احتراق و جریان واکنشی^۵ یک جریان کاملاً اغتشاشی است و جریان‌های اغتشاشی ماهیتی ناپایا دارند، بنابراین استفاده از حل ناپایا با فیزیک مسئله منطبق‌تر بوده و خطا در نتایج را کاهش می‌دهد. ساختار تحقیق حاضر به گونه‌ای است که ابتدا به ارائه معادلات حاکم و روش‌های عددی به کارگرفته در شبیه‌سازی پرداخته شده، سپس، مشخصات هندسی محفظه و مشعل تشریح شده است. در ادامه، به سبب صنعتی بودن دیگ بخار مورد بحث و در دسترس نبودن داده‌های تجربی و در جهت صحت‌سنجی حلگر و مدل‌ها، ابتدا یک مسئله معیار که از لحاظ فیزیکی به مسئله نهایی نزدیک است حل شده و نتایج عددی حاصل با نتایج تجربی مقایسه شده است. در نهایت، مسئله اصلی با به کارگیری مدل‌های مورد استفاده در مسئله معیار شبیه‌سازی شده و اثر افزودن بخار آب به هوای احتراق دیگ بخار در درصد‌های جرمی مختلف مورد بررسی قرار گرفته و تأثیر آن بر غلظت گونه‌های تولیدی و توزیع دما داخل محفظه توسط نمودار گذرنده از محور تقارن محفظه و مشعل و همچنین خروجی محفظه نشان داده خواهد شد.

شبیه‌سازی دیگ‌های بخار نیروگاهی

به‌طور کلی، مدل‌سازی دیگ‌های بخار نیروگاهی شامل مدل‌سازی جریان گاز داغ، فرایند درون لوله‌های دیواره‌ها (انتقال حرارت، تبخیر، تغییر فاز) و اندرکنش بین جریان گاز و آب درون لوله‌ها است. بنابراین، در یک مدل‌سازی کامل، این فرایندها با

1. Kilowatt (KW)
2. Syngas
3. OpenFoam
4. Unsteady
5. Reacting Flow

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 دیوارها صرف نظر شده است و اثرات وجود دیواره آبی با اعمال شرط مرزی دما ثابت ۳۷۳ درجه 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 مورد نظر 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^۱ از این معادلات نسبت به زمان متوسط‌گیری می‌شود. برای محاسبات جریان سیال تراکم‌پذیر استفاده از روش متوسط‌گیری جرمی^۲ مناسب‌تر است. بنابراین، با متوسط‌گیری جرمی، شکل متوسط‌گیری شده معادلات به‌صورت زیر به‌دست می‌آیند [۱۰]. ذکر این نکته لازم است که در این مجموعه معادلات علامت $\bar{\quad}$ نشان‌دهنده متوسط‌گیری زمانی و \sim نشان‌دهنده متوسط‌گیری جرمی است.

معادله پیوستگی

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) = 0 \quad (۱)$$

در معادله (۱)، u بردار سرعت، ρ چگالی مخلوط و t زمان است.

معادله بقای تکانه

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\bar{\tau}_{ij} - \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j] \quad (۲)$$

در معادله (۲)، p فشار، $\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j$ تنش رینولدزی، u نوسانات سرعت و τ_{ij} تانسور تنش است.

معادله بقای انرژی

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{h}_s)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{h}_s) = \frac{D\bar{p}}{Dt} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{h}_s \right) + \tau_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho \sum_{k=1}^N V_{k,i} Y_k h_k \right) + \bar{\omega}_T + S_h \quad (۳)$$

معادله بقای انرژی در حالت کلی به‌صورت معادله (۳) است. در این رابطه، u نوسانات سرعت، τ_{ij} تانسور تنش، Y_k کسر جرمی گونه k ام، h_s آنتالپی 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 دارد که نیازمند مدل کردن هستند تا در انتها دستگاه معادلات بسته شود. این عبارات شامل نرخ شار گرمایی اغتشاشی، $\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{h}_s$ ، تولید حرارت لزجتی، $\tau_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j}$ ، 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

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{Y}_k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{Y}_k) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial \tilde{Y}_k}{\partial x_i} \right] + \bar{\rho} \tilde{\omega}_k \quad (۴)$$

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

1. Reynolds-averaged Navier–Stokes
2. Favre averaging

در کار حاضر، کلیه محاسبات و انواع گونه‌ها به وسیله مکانیزم ۳۲۵ مرحله‌ای و ۵۳ گونه‌ای GRI-3^۱ به دست می‌آید. این مکانیزم از دقت قابل قبول و تعداد گونه‌های لازم برای پیش‌بینی میدان دما و گونه‌ها به‌ویژه گونه‌های ناکس برخوردار است و به این معناست که به‌ازای هر گونه، یک معادله انتقال و در مجموع ۵۳ معادله انتقال در کنار سایر معادلات انتقال حل خواهد شد.

معادله حالت گاز ایدئال

گاز به‌صورت 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.

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

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.

مدل‌سازی اغتشاش

نرم‌افزار متن‌باز این فوم مدل‌های دومعادله‌ای k_ϵ ، RNG k_ϵ ، Realizable k_ϵ و SST k_ω را ارائه می‌دهد [۹]. پرکاربردترین روش دومعادله‌ای برای مدل کردن لزجت اغتشاشی مدل k_ϵ است. با وجود این، این مدل در محاسبه اغتشاش در جریان‌های چرخشی و اعداد رینولدز پایین مناسب نیست [۱۱]. در کار حاضر، با توجه به آنکه در محفظه یک جریان چرخشی بزرگ وجود دارد و عدد رینولدز بالاست، از مدل SST k_ω استفاده شده است. این مدل در نزدیکی مرز جامد مدل k_ω و در نواحی دور از مرز جامد مدل k_ϵ را اعمال می‌کند و انتقال تنش برشی اغتشاشی را نیز در نظر می‌گیرد [۱۲]. دو معادله نرخ انرژی جنبشی اغتشاشی و نرخ اضمحلال اغتشاشی طبق رابطه (۶) و (۷) به دست می‌آیند.

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

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

که 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^۳ است.

مدل‌سازی احتراق

در معادله بقای گونه‌ها عبارت $\dot{\omega}_i$ می‌بایست مدل شود. در تحقیق حاضر، از مدل PaSR^۴ [۱۳] برای مدل‌سازی احتراق استفاده شده است. در این مدل، که مبتنی بر مدل EDC^۵ [۱۳] 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 به‌صورت یک واکنشگاه ایدئال (PSR) در نظر گرفته می‌شود [۱۴]. در این ناحیه، یک ترکیب همگن وجود دارد، بدین معنی که فرض می‌شود هر گونه به‌طور کامل با گونه‌های دیگر مخلوط شده است.

1. Gas Research Institute
2. Effective diffusivity
3. Cross diffusion
4. Partially Strried Reactor
5. Eddy Dissipation Concept

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 [۹].

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

در رابطه (۸)، 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 حلگر توصیف می‌شوند [۹]. با توجه به قابلیت خوب مدل جهات گسسته^۱ در اعمال بر محفظه‌های احتراق با هندسه‌های 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 [۱۵]. همچنین، با توجه به وجود گونه‌های دی‌اکسید کربن و آب 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 NO₂ تحت عنوان ناکس شناخته می‌شوند. به سبب اثرات شناخته شده این گونه‌ها بر روی لایه‌ی 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 [۱۶]. برای نمونه در گونه NO نرخ تشکیل و یا مصرف آن با توجه به سازوکار زلدوویچ با در نظر گرفتن شرایط نیمه پایدار^۶ طبق رابطه (۹) به دست می‌آید [۱۷]:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_{f1}[O][N_2] \frac{\left(1 - \frac{k_{b1}k_{b2}[NO]^2}{k_{f1}k_{f2}[N_2][O_2]}\right)}{\left(1 + \frac{k_{b1}[NO]}{k_{f2}[O_2] + k_{f3}[OH]}\right)} \quad (9)$$

در این روابط k_{f1} و k_{f2} ، k_{f3} ضرایب ثابت واکنش رفت و k_{b1} و k_{b2} ، k_{b3} ضرایب ثابت واکنش برگشت با واحد $\frac{mol}{m^3.s}$ هستند. مطابق رابطه (۹)، ملاحظه می‌شود که نرخ تشکیل [NO] تابعی از دما (T)، غلظت گونه‌های [O₂]، [N₂] و رادیکال‌های میانی [O] و [OH] است. با محاسبه نرخ تشکیل [NO]، معادله انتقال گونه NO به منظور به دست آوردن توزیع کسر جرمی آن ناشی از هدایت، نفوذ و عبارت چشمه طبق رابطه (۱۰) نوشته می‌شود [۱۷].

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

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

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

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

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

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

در روابط بالا، Sc و Sc_i عدد اشمیت و عدد اشمیت اغتشاشی اند و μ_0 لزجت دینامیکی آرام است. تمام مطالب گفته شده برای تمام گونه‌های ناکس قابل انجام است و می‌توان، با محاسبه پارامترهای گفته شده، غلظت گونه‌ها و پراکندگی آن‌ها در دامنه حل را به دست آورد.

روش حل عددی

در پژوهش حاضر، شبیه‌سازی عددی یک دیگ بخار با مشعل و محفظه متقارن محوری به صورت دوبعدی انجام شده است. برای این کار از نرم‌افزار متن‌باز اپن‌فوم و حلگر ReactingFoam استفاده شده است که یک حلگر ناپایای جریان واکنشی بوده و تصحیح فشار با استفاده از الگوریتم PIMPLE^۱، که ترکیبی از الگوریتم‌های PISO^۲ و SIMPLE^۳ است، انجام می‌شود. در این کد از روش حجم محدود با شبکه هم‌مکان برای گسسته‌سازی معادلات حاکم استفاده می‌شود. مبنای اصلی این کد براساس شبکه محاسباتی در ساختار سه‌بعدی بنا نهاده شده است. استفاده از حلگر ناپایا به این دلیل قابل قبول‌تر است که اساساً در جریان‌های اغتشاشی با عدد رینولدز بالا، مخصوصاً جریان‌های واکنشی و احتراقی که انجام فرایندهای واکنشی سبب اغتشاش بیشتر جریان می‌شود، سرعت‌ها، دما و گونه‌ها هرچقدر هم که پایا شوند همچنان در یک محدوده کوچکی نوسان دارند و یک جریان اغتشاشی هیچ‌گاه نوسانات خود را از دست نخواهد داد [۱۱]. لذا، با اینکه استفاده از حلگر ناپایا زمان حل را چندین برابر می‌کند، اما از نظر رفتار فیزیکی و شباهت با واقعیت مسئله قابل قبول‌تر است. در کار حاضر، از مدل احتراقی PaSR استفاده شده است و همچنین گسسته‌سازی مکانی جملات با استفاده از روش مرتبه دوم خطی گوس^۴ صورت پذیرفته است. همچنین، کلیه میان‌بایی‌های انجام گرفته نیز به صورت خطی است.

مشخصات هندسی

در این قسمت از کار حاضر، دیگ بخار نیروگاهی HPDAC^۵ مبنای مطالعه قرار گرفته است [۸]. این دیگ بخار با ظرفیت حرارتی ۱۱ مگاوات در صنایع نیروگاهی کشور قابل بهره‌برداری است. طرحواره دیگ بخار مورد تحقیق در شکل ۱ نشان داده شده است. ابتدا، باید گفته شود که دیگ بخار مورد مطالعه از دو قسمت اصلی تشکیل شده است که قسمت اول مشعل و محفظه احتراق است که در دیواره‌های آن آب اشباع در حال حرکت بوده و تبدیل به بخار اشباع می‌شود. در این قسمت دیواره‌ها بیشتر تحت تأثیر انتقال حرارت تشعشعی اند که از شعله به آن‌ها تابش می‌شود. بعد از این قسمت، که به نام قسمت تشعشعی^۶ نیز شناخته می‌شود، قسمتی وجود دارد که در آن لوله‌های انتقال بخار قرار دارند و محصولات احتراق، که قسمتی از انرژی خود را در قسمت قبل از دست داده‌اند، در اینجا با انتقال حرارت جابه‌جایی در نزدیکی جدار لوله‌ها باقیمانده انرژی خود را به بخار داده و آن را تبدیل به بخار مافوق داغ^۷ می‌کنند. این قسمت به نام قسمت همرفتی^۸ شناخته می‌شود. به دلیل اینکه پژوهش حاضر مطالعه بحث احتراق در دیگ بخار است و قسمت انتقال حرارت جابه‌جایی دیگ بخار صرفاً یک تحلیل انتقال

1. Pressure Implicit with Method for Pressure-Linked Equations
2. Pressure Implicit with Splitting of Operator
3. Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
4. Gauss linear
5. Highly Preheated And Diluted Air Combustion
6. Radiation
7. Super heated
8. Convection

حرارتی است، از آوردن آن در هندسه و بررسی آن صرف نظر شده و تنها بخشی که احتراق در آن رخ می‌دهد و شعله شکل می‌گیرد مورد بررسی قرار می‌گیرد.

محفظه احتراق این دیگ بخار به صورت یک استوانه بوده و ابعاد آن به این صورت است که طول آن برابر ۹/۳ متر، قطر محفظه برابر ۳/۶ متر و قطر لوله اتصال بین دو محفظه و در واقع خروجی محفظه احتراق برابر ۱/۶ متر است. مشعل نیز دقیقاً روی محور محفظه قرار دارد. شکل ۲ طرحواره محفظه احتراق و ابعاد آن به همراه مشعل را نشان می‌دهد.

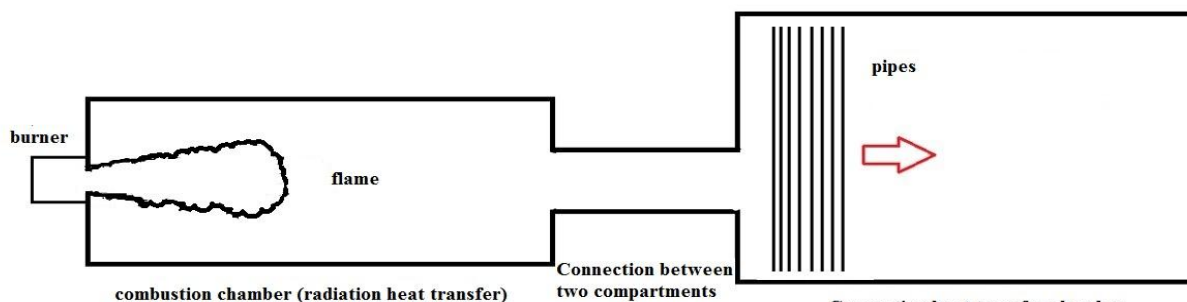


Figure 1- Boiler assembly diagram including burner, combustion chamber, connection between two chambers and steam pipe chamber

شکل ۱- طرحواره مجموعه دیگ بخار شامل مشعل، محفظه احتراق، اتصال بین دو محفظه و محفظه لوله‌های بخار

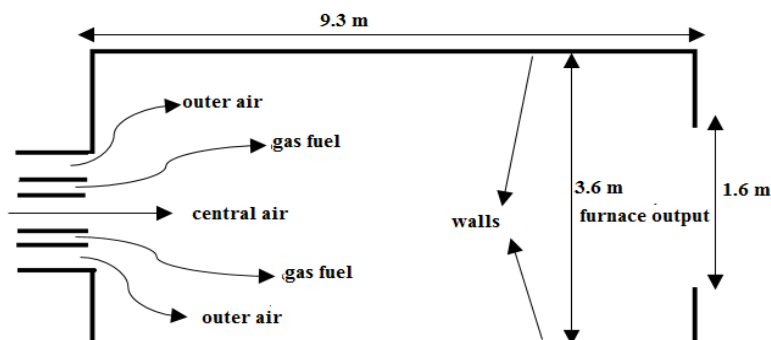


Figure 2- Combustion chamber diagram with burner[8]

شکل ۲- طرحواره محفظه احتراق به همراه مشعل [۸]

مشعل این دیگ بخار دارای سه لایه بوده که به شکل سه لوله هم‌مرکز قرار گرفته‌اند. در شکل ۳، طرحواره این مشعل قابل مشاهده است. ورودی‌های مختلف این مشعل به ترتیب از درونی‌ترین ورودی به بیرونی‌ترین ورودی عبارت‌اند از: ورودی هوای مرکزی، ورودی سوخت گازی و ورودی هوای خارجی. ابعاد ورودی‌های این مشعل به این صورت است که قطر ورودی هوای مرکزی برابر ۴۴ سانتی‌متر، قطر خارجی ناحیه ورود سوخت گازی برابر ۶۶ سانتی‌متر و قطر خارجی ناحیه ورود هوای خارجی برابر ۸۰ سانتی‌متر است. در این مشعل هیچ‌گونه سرعت چرخشی برای سوخت یا هوا وجود ندارد و سیال با سرعت محوری خالص به داخل محفظه وارد می‌شود. در نتیجه، فرض اینکه در حالت دوبعدی سرعت عمود بر صفحه وجود ندارد یا مقدار آن قابل‌اغماض است منطقی است. شرایط کاری مشعل در جدول ۱ آورده شده است.

جدول ۱- شرایط عملیاتی مشعل [۸]

Table 1 –Burner operating conditions [8]

	Temperature (Kelvin)	Mass flow (kg per second)
Gas fuel (Methane)	300	0/285
Central air	600	2
Outer air	400	5

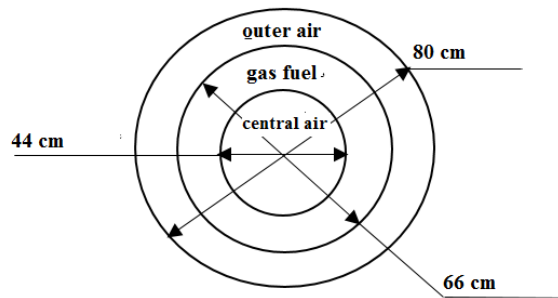


Figure 3- The design of burner and the size of inputs [8]

شکل ۳- طرحواره خود مشعل و اندازه ورودی‌ها [۸]

با توجه به دبی‌ها و اندازه ورودی‌ها، سرعت در ورودی سوخت برابر $2/33 \text{ m/s}$ ، هوای مرکزی $22/33 \text{ m/s}$ و هوای خارجی برابر $35/2 \text{ m/s}$ است. در این احتراق اصل بر این قرار داده شده است که تمام سوخت ورودی باید مصرف شده باشد. از این رو، نسبت هوا به سوخت همان‌طور که از مقادیر ورودی قابل محاسبه است برابر $24/5$ در نظر گرفته شده که به تبع آن نسبت هم‌ارزی احتراق برابر $0/7$ است که نشان‌دهنده یک احتراق رقیق است. شرایط اولیه محفظه احتراق، شرایط محیط اطراف یعنی دمای $298/15$ درجه کلوین و فشار یک اتمسفر است. در دیواره‌ها شرط مرزی عدم لغزش برای سرعت و شرط مرزی دما نیز به علت وجود دیواره آبی^۱ در دیگ‌های بخار نیروگاهی دما ثابت و برابر دمای بخار اشباع آب، $373/15$ کلوین در نظر گرفته شده است. در مرز خروجی محفظه احتراق، به دلیل اینکه احتراق در شرایط فشار ثابت انجام می‌شود و فشار در داخل محفظه تغییرات بسیار اندکی دارد، فشار محیط اختصاص داده شده است. برای شرط مرزی دما، به دلیل اینکه محفظه به اندازه کافی برای پایشدن گونه‌ها و دمای آن‌ها طولانی است و با پیش‌روی محصولات از خروجی محفظه احتراق به سمت محفظه لوله‌های بخار تغییراتی در دما و غلظت آن‌ها رخ نمی‌دهد، شرط مرزی توسعه‌یافتگی^۲ اختصاص یافته است. در نرم‌افزار اپن‌فوم، کدهای موجود، که برای شبیه‌سازی استفاده می‌شوند، برای مسائل سه‌بعدی نوشته شده‌اند و باید تمام هندسه‌های ورودی به نرم‌افزار سه‌بعدی باشند. در نتیجه، یک هندسه متقارن محوری مثل کار حاضر باید به شکل یک قطاع وارد شوند. همان‌طور که در شکل ۴ قابل مشاهده است، طرح کلی و سه‌بعدی مسئله یک استوانه بزرگ است که تعداد سلول‌های محاسباتی آن بسیار زیاد خواهد بود. با تبدیل این هندسه به یک قطاع، تعداد سلول‌ها بسیار کمتر شده و هزینه محاسباتی کاهش می‌یابد. البته، این تبدیل هندسه زمانی درست است که سرعت زاویه‌ای در ورودی‌ها وجود نداشته باشد که با توجه به عدم وجود چنین سرعتی در ورودی‌های مشعل تحقیق حاضر، این تبدیل منطقی است.

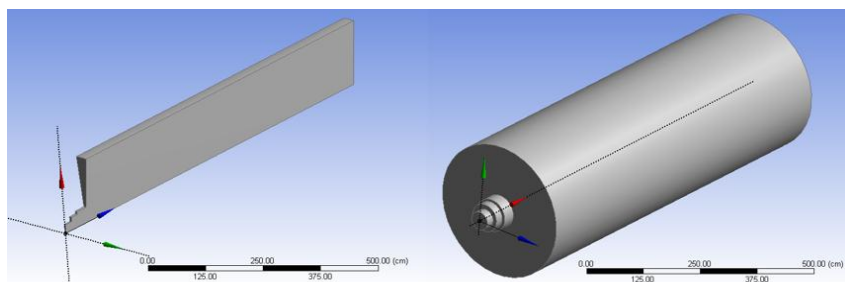


Figure 4- View of the burner and combustion chamber assembly in full and fragmented mode

شکل ۴- نمای مجموعه مشعل و محفظه احتراق در حالت کامل و حالت قطاع‌زده شده

1. Water Walls
2. fully developed

شبیه‌سازی عددی مسئله معیار

با توجه به اینکه تحقیق حاضر یک تحقیق تقریباً صنعتی بوده و در کار خزایی و همکاران هم داده‌های تجربی وجود ندارد، به همین دلیل لازم است تا در جهت راستی‌آزمایی حلگر و مدل‌های انتخابی مسئله معیاری انتخاب شود تا نتایج تجربی آن موجود بوده و از لحاظ فیزیکی و رفتاری مشابه با مسئله مورد نظر پژوهش باشد. با توجه به اینکه سوخت مورد استفاده گاز طبیعی (در این تحقیق متان در نظر گرفته شده) است و همچنین احتراق به صورت غیرپیش‌آمیخته است، بنابراین سعی شده است مسئله‌ای برای صحت‌سنجی انتخاب شود که این ویژگی‌ها را داشته باشد. به همین دلیل، مسئله‌ای که برای صحت‌سنجی انتخاب شده است کار گارتون و همکارانش [۱۸] است که در شکل ۵ نشان داده شده است. در این کار، که شامل یک محفظه احتراق ساده است، متان به عنوان سوخت و احتراق به صورت غیرپیش‌آمیخته است. طول محفظه احتراق ۱۷۰ سانتی‌متر و شعاع محفظه احتراق ۲۵ سانتی‌متر و دمای دیواره‌ها ۳۹۳/۱۵ درجه کلوین است. با توجه به عدم وجود سرعت چرخشی در ورودی‌ها و تقارن جریان از لحاظ فیزیکی، در این شبیه‌سازی هندسه به صورت دوبعدی در نظر گرفته شده و از شبکه محاسباتی با سازمان^۱، که در شبیه‌سازی نهایی از آن بهره گرفته شده است، استفاده شده است. در دیواره‌ها شرط مرزی عدم لغزش^۲ برای سرعت و شرط مرزی دما ثابت در نظر گرفته شده است. روی مرز خروجی، فشار و دما برابر با فشار و دمای محیط و در مرزهای ورودی توزیع سرعت محوری به صورت یکنواخت فرض شده است. سایر شرایط عملیاتی این محفظه احتراق در جدول ۲ آورده شده است. براساس نتایج به دست آمده از مشاهدات گارتون و همکاران، که در مقاله آن‌ها ذکر شده، جریان محصولات احتراق در داخل محفظه یک جریان چرخشی ایجاد می‌کند و با در نظر گرفتن بالابودن عدد رینولدز ($Re=115000$) از مدل دومعادله‌ای SST k- ω ، که در شبیه‌سازی جریان‌های چرخشی توصیه شده است، برای مدل‌سازی اغتشاش استفاده شده است.

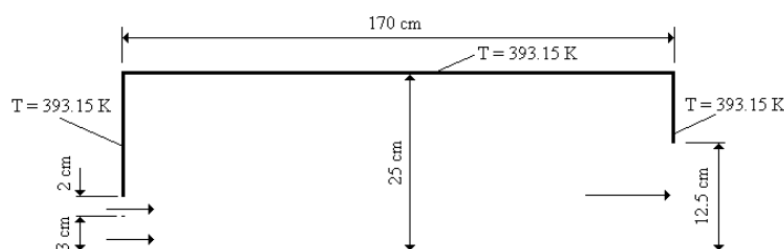


Figure 5- Geometry scheme studied by Garton et al [18]

شکل ۵- طرحواره هندسه مورد مطالعه توسط گارتون و همکاران [۱۸]

جدول ۲- شرایط عملیاتی هندسه مورد مطالعه توسط گارتون و همکاران [۱۸]

Table 1- Operating conditions of geometry studied by Garton et al [18]

	Temperature (Kelvin)	Velocity of (m/s)
Air	323.15	36.29
Fuel (Methane)	313.15	7.76

برای بررسی مسئله، در ابتدا عدم وابستگی حل عددی به شبکه محاسباتی بررسی شده است. سه شبکه با تعداد سلول ۱۰۰۰۰، ۲۰۰۰۰ و ۴۰۰۰۰ انتخاب و نتایج حل روی هر کدام مقایسه شده است. در شکل ۶ نتایج مربوط به دما برای سه شبکه مختلف بر روی محور محفظه احتراق و مشعل نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، نتایج حل برای این شبکه‌ها تفاوت چندانی با یکدیگر نداشته و هر سه آن‌ها تطابق خوبی با داده‌های تجربی دارند که نشان‌دهنده عملکرد صحیح کد و مدل‌ها و مکانیزم انتخابی برای پیش‌بینی واکنش‌هاست.

1. Structured
2. No slip

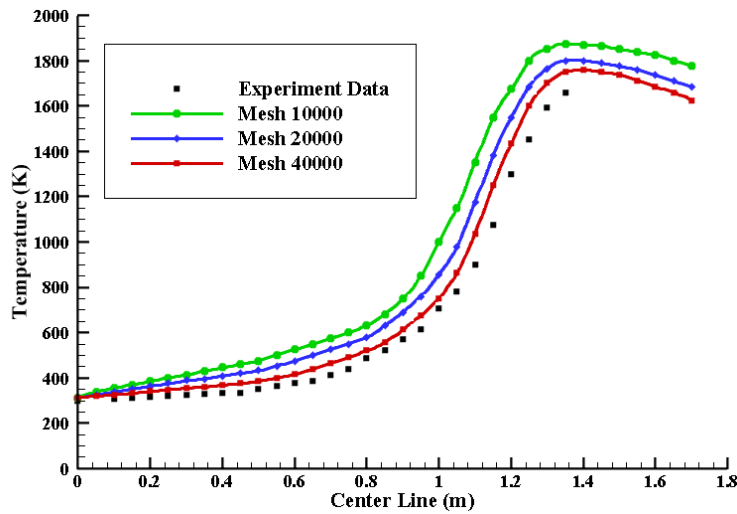


Figure 6- Graph of non-dependence of numerical solution on the computational network by comparing temperature on the axis with the experimental results of the work of Garton et al

شکل ۶- نمودار عدم وابستگی حل عددی به شبکه محاسباتی با مقایسه دما بر روی محور تقارن با نتایج تجربی گارتون و همکاران

معیار همگرایی برای پایشدن، که هم در مسئله معیار و هم در مسئله اصلی مورد توجه قرار گرفته است، نشان دادن باقی مانده محاسبه شده از سرعتها در هر گام زمانی به کمتر از 10^{-5} بوده است. معیار استقلال از شبکه در مسئله معیار این بوده است که شبکه تا جایی کوچک شود تا اختلاف نتایج عددی با تجربی در نمودار حداکثر به کمتر از ۱۰٪ برسد که در شکل ۶ مشاهده می شود که حداکثر اختلاف دما با نتایج تجربی در این نمودار برای شبکه ۴۰۰۰۰ برابر ۳/۵٪ و برای شبکه ۲۰۰۰۰ حدود ۶٪ است. بنابراین، شبکه ۲۰۰۰۰، با توجه به هزینه محاسباتی و دقت حل، به عنوان شبکه مستقل انتخاب شده و سایر نتایج حاصل از شبیه سازی از شبکه بندی ۲۰۰۰۰ سلولی نشان داده خواهد شد. کانتور دما و خطوط جریان نیز به ترتیب در شکل های ۷ و ۸، که برای شبکه بندی ۲۰۰۰۰ به دست آمده، آورده شده اند. همان طور که در شکل ها قابل مشاهده است، این نتایج توانسته حتی کوچک ترین گردابه های تشکیل شده را نشان دهد و با فیزیک مسئله کاملاً منطبق و سازگار است.

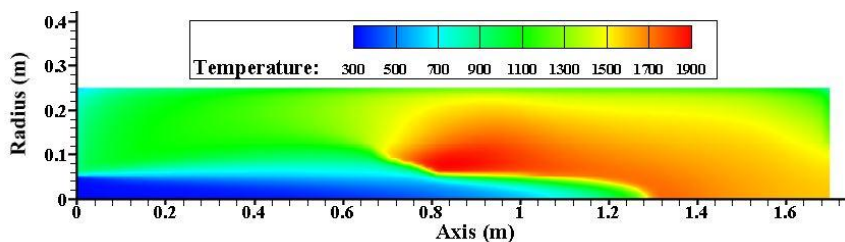


Figure 7- Temperature contour for combustion chamber in degrees Kelvin in 20,000 grid

شکل ۷- کانتور دما برای محفظه احتراق بر حسب درجه کلوین در شبکه بندی ۲۰۰۰۰

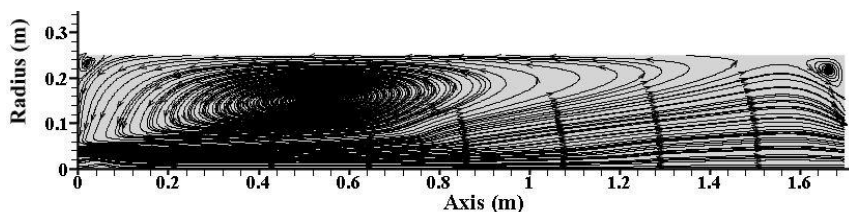


Figure 8- Flow lines formed for the combustion chamber in the 20,000 grid

شکل ۸- خطوط جریان تشکیل شده برای محفظه احتراق در شبکه بندی ۲۰۰۰۰

در شکل ۹، نمودارهای تغییرات غلظت گونه‌های CO_2 ، O_2 ، CH_4 و CO آورده شده و مقایسه‌ای با نتایج تجربی شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، مکانیزم GRI-3 با دقت قابل قبولی پیش‌بینی تغییرات غلظت گونه‌ها را انجام داده است.

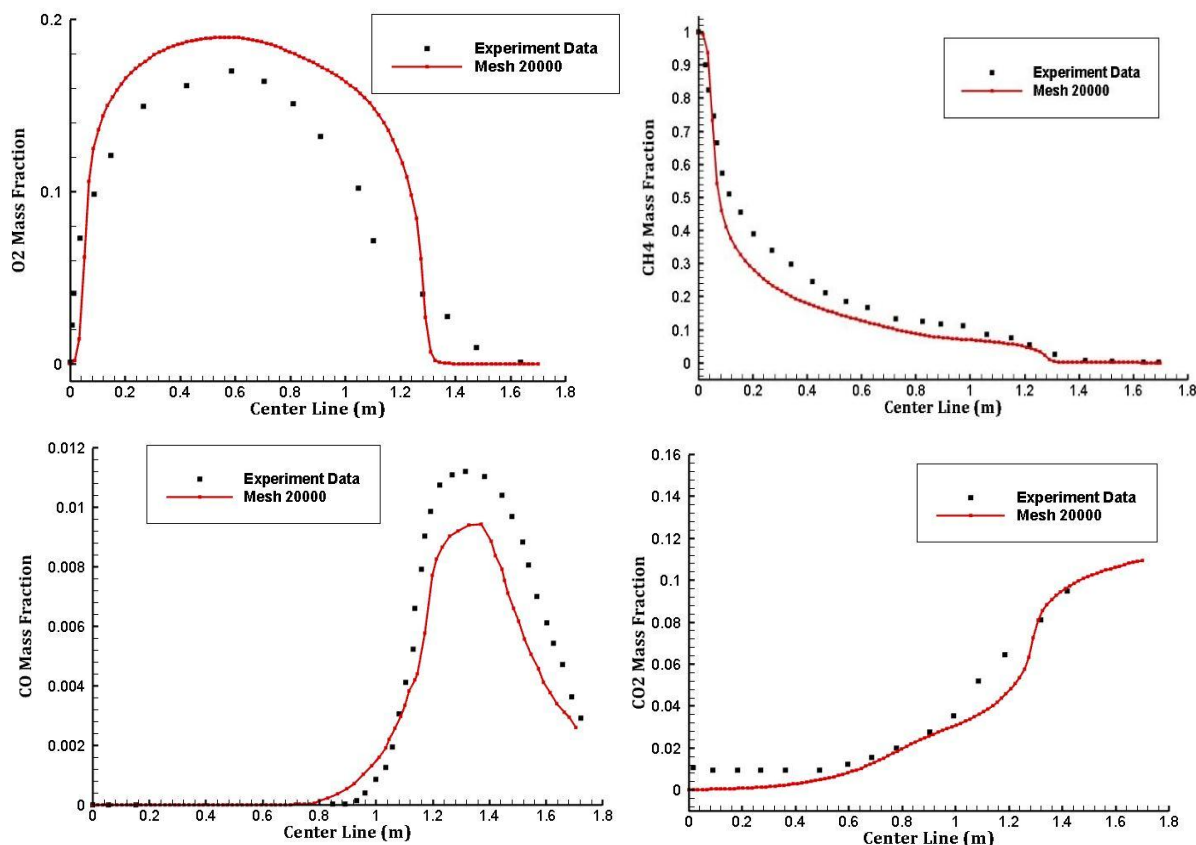


Figure 9- Concentration diagram of methane, oxygen, carbon dioxide and carbon monoxide species in terms of mass fraction on the central axis of the burner and combustion chamber in the 20,000 grid and comparison with experimental results

شکل ۹- نمودار غلظت گونه‌های متان، اکسیژن، دی‌اکسید کربن و منواکسید کربن برحسب کسر جرمی روی محور مرکزی مشعل و محفظه احتراق در شبکه‌بندی ۲۰۰۰۰ و مقایسه با نتایج تجربی

گونه متان، چون روی محور وارد محفظه می‌شود، غلظت بالایی دارد و هرچه بیشتر داخل محفظه نفوذ می‌کند، با هوا بیشتر مخلوط شده و پس از ورود به ناحیه ایجاد شعله غلظت آن تقریباً به صفر می‌رسد. غلظت اکسیژن روی محور ابتدا صفر بوده و با پیش‌روی در محفظه با نفوذ جریان هوا به داخل جریان سوخت، غلظت آن روی محور بیشتر می‌شود. نمودار منواکسید کربن نشان می‌دهد که غلظت این گونه ابتدا صفر بوده، سپس، در ناحیه شعله به مقدار بیشینه خود رسیده و بعد از مصرف شدن و تبدیل به گونه‌های پایدارتر از مقدار آن کاسته شده است.

برای صحت‌سنجی حلگر ReactingFoam و همچنین به‌کارگیری مدل‌های قابل قبول در مسئله نهایی، مسئله معیار بررسی شد. همان‌طور که ملاحظه شد، نتایج حاصل از مدل اغتشاشی $SST k-\omega$ ، مدل احتراقی PaSR، مدل تشعشعی $fvdOM$ و مکانیزم واکنشی GRI-3 قابل قبول بوده و با فیزیک مسئله و نتایج تجربی تطابق قابل قبولی داشته‌اند. بنابراین، در مسئله اصلی نیز از همین مدل‌ها و همین حلگر و روش‌های گسسته‌سازی به‌کارگرفته‌شده استفاده خواهد شد.

نتایج و بحث

بر روی مشعل گازی مورد مطالعه یک شبکه‌بندی با سازمان و یکنواخت به وسیله خود نرم‌افزار اپن فوم ایجاد شد که در شکل ۱۰ قابل مشاهده است. به دلیل اینکه شکل ورودی مشعل به محفظه همچنین شکل خود محفظه ساده است، ایجاد یک مش یکنواخت و ساده بر روی دامنه حل منطقی است و حل مسئله را بسیار ساده‌تر می‌کند.

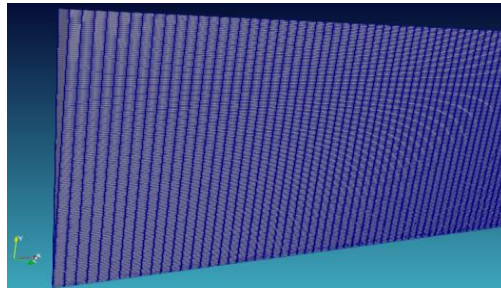


Figure 10- An example of mesh used in the present study
شکل ۱۰- نمونه‌ای از شبکه‌بندی به کاررفته در تحقیق حاضر

در گام نخست، برای بررسی عدم وابستگی حل عددی به شبکه محاسباتی، سه شبکه با تعداد سلول ۲۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۸۰۰۰۰ انتخاب و نتایج حل بر روی هر کدام مقایسه شده است. شکل ۱۱ نتایج دمای جریان گاز را بر روی محور گذرنده از مرکز مشعل در راستای طول محفظه، که در واقع محور مشترک مشعل و محفظه است، نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، دو شبکه ۴۰۰۰۰ و ۸۰۰۰۰ تفاوت چندانی باهم ندارند و با توجه به هزینه محاسباتی، شبکه‌بندی ۴۰۰۰۰ سلولی برای ادامه کار انتخاب شده است. چون حلگر انتخابی یک حلگر ناپایاست، حل مسئله تا جایی جلو برده شد که نوسانات متغیرها بسیار کم شود. از این رو، معیار پایاشدن حل، تغییرات کمتر از ۰/۰۰۵ برای دمای بیشینه محفظه است که با توجه به تغییرات بسیار بزرگ دمای بیشینه فرض معقولی است.

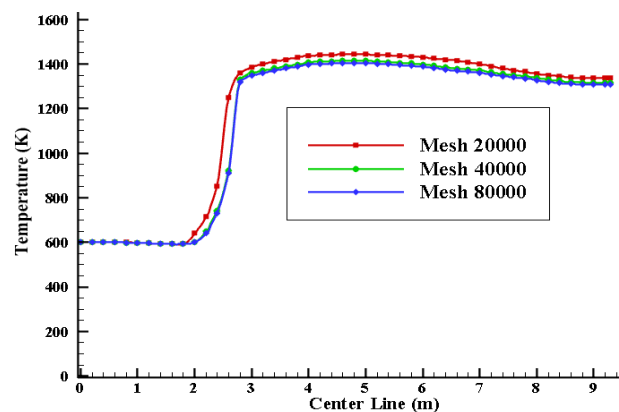


Figure 11- Diagram of independence of numerical solution on computational network by comparing temperature distribution
شکل ۱۱- نمودار عدم وابستگی حل عددی به شبکه محاسباتی با مقایسه توزیع دما

شکل‌های ۱۲ و ۱۳ کانتورهای به ترتیب دما و سرعت و خطوط جریان دیگ بخار را نشان می‌دهند. از روی کانتور دما می‌توان متوجه شد که احتراق در دیگ بخار تا حدود زیادی یکنواخت است، اما شعله دمای بالایی دارد. دمای محصولات احتراق در نزدیکی دیواره‌ها در حدود ۸۰۰ تا ۹۰۰ درجه کلوین است. دمای محصولات احتراق در خروجی بین ۱۲۰۰ تا

۱۴۰۰ درجه کلوین متغیر است که برای ایجاد بخار آب با فشار و دمای بالا در محفظه انتقال حرارت جابه‌جایی بسیار مطلوب است. محل تشکیل شعله در حدود ۱/۸ تا ۲ متری از ورودی مشعل است که این فاصله سبب می‌شود تجهیزات مشعل و بدنه محفظه آسیب نبینند. کانتور سرعت نشان می‌دهد که تفاوت زیاد سرعت‌ها در لایه‌های مختلف سیال ورودی سبب شده که یک موج حرکتی اغتشاشی در ورودی جریان‌ها ایجاد شود. این حرکت، که همان ناپایداری کلوین هلمهولتز^[۱۱] است، سبب می‌شود تا جریان سوخت، که یک لایه نازک در مقابل جریان‌های هواست و سرعت بسیار کمتری دارد، به‌سرعت با هوا مخلوط شده و باعث می‌شود که در فرایند احتراق سوخت به‌طور کامل مصرف شود. همچنین، مشاهده می‌شود که در نهایت محصولات احتراق در خروجی از محفظه سرعتی در حدود ۲۰ متر بر ثانیه دارند که برای حرکت در محفظه انتقال حرارت جابه‌جایی بسیار مطلوب است و می‌تواند انتقال حرارت لازم در داخل محفظه حاوی لوله‌ها را انجام دهد. همچنین، خطوط جریان رسم‌شده داخل محفظه نشان می‌دهند که یک ناحیه بازچرخش بزرگ محصولات احتراق وجود دارد که کمک زیادی به سوختن سوخت نسوخته و پایدارتر شدن محصولات احتراق دارای رادیکال آزاد می‌کند. شکل ۱۴، که کانتور توزیع متان در داخل محفظه را نشان می‌دهد، این گفته را ثابت کرده که سوخت ورودی به محفظه تقریباً به‌طور کامل مصرف شده است.

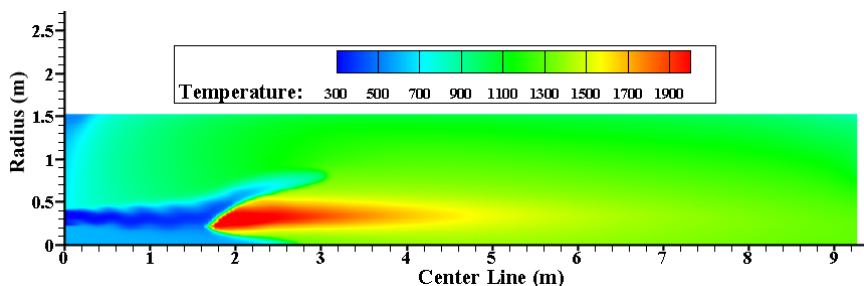


Figure 12- Temperature distribution contour in degrees Kelvin inside the combustion chamber in dry air mode and initial conditions

شکل ۱۲- کانتور توزیع دما برحسب درجه کلوین در داخل محفظه احتراق در حالت هوای خشک و شرایط اولیه

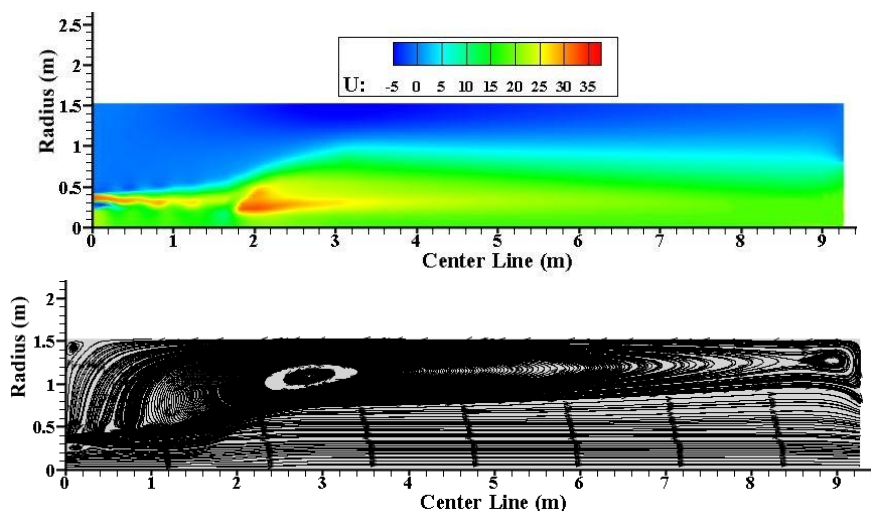


Figure 13- Speed distribution contour in meters per second and flow lines inside the combustion chamber in dry air mode and initial conditions

شکل ۱۳- کانتور توزیع سرعت برحسب متر بر ثانیه و خطوط جریان در داخل محفظه احتراق در حالت هوای خشک و شرایط اولیه

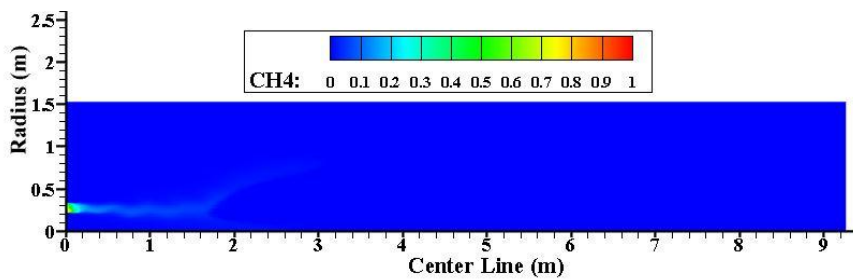


Figure 14- Methane mass fraction distribution contour inside the combustion chamber

شکل ۱۴- کانتور توزیع کسر جرمی متان در داخل محفظه احتراق

در ادامه، به بررسی افزودن بخار آب به هوا و تأثیر آن بر روی دما و غلظت گونه‌ها پرداخته خواهد شد.

محاسبات و فرضیات به کاررفته در افزودن بخار آب

تأمین بخار آب برای افزودن به هوای احتراق دیگ بخار در یک نیروگاه به دو روش می‌تواند ممکن شود. روش اول آن است که از بخار خروجی از طبقه آخر توربین، که فشار و دمای آن به شدت افت کرده، به میزانی که برای مرطوب کردن هوا مد نظر است برداشت شده و در مسیر ورود هوا به مشعل و محفظه احتراق وارد شود. روش دوم آن است که بخار تولیدی در برج‌های خنک‌کن^۱ به اندازه مورد نیاز برای مرطوب کردن هوا جمع‌آوری شده و مانند روش قبل در مسیر حرکت هوا به سمت محفظه تزریق شود. در هر روشی که استفاده شود فرض بر آن است که اولاً در نهایت مخلوط یکنواختی از هوای مرطوب به دست می‌آید و ثانیاً بخار موجود به صورت بخار اشباع^۲ بوده و دمای آن در فشار کاری، که برابر $101/325$ کیلوپاسکال است، برابر $373/15$ درجه کلوین است. از آنجایی که دمای هوا در دو ورودی هوا متفاوت با دمای بخار تزریقی است، بنابراین، با نوشتن رابطه تعادل گرمایی به شکل رابطه (۱۴) دمای مخلوط حاصل در هر ورودی محاسبه می‌شود. بعد از به دست آوردن دما باید چگالی هوای جدید را که بخار آب نیز یکی از اجزای آن است، به دست آورد. این کار از آن جهت لازم است که با تغییر چگالی، شرایط مرزی سرعت و سایر شرایط متأثر از سرعت نیز تغییر خواهد کرد. رابطه کلی به دست آوردن چگالی به شکل رابطه (۱۵) است که در آن P فشار کاری محفظه، T دمای سیال برحسب درجه کلوین و R_m ثابت گازی کل مخلوط است که مقدار آن نیز به وسیله رابطه (۱۶) محاسبه می‌شود و در آن X_i برابر کسر جرمی هر گاز در مخلوط و R_i ثابت هر گاز است. کسر جرمی و ثابت هر گاز نیز به وسیله روابط (۱۷) و (۱۸) محاسبه می‌شود که در آن‌ها m_i جرم هر جزء گاز و m_{tot} جرم کل مخلوط و R_u ثابت جهانی گازها و مقدار آن برابر $8/314 \text{ J/mol.K}$ است و در نهایت MW_i وزن مولکولی هر جز مخلوط است [۱۹]. جدول ۳ وزن مولکولی، ثابت گازی و ظرفیت گرمایی ویژه اجزای اصلی هوای آن‌ها را نشان می‌دهد.

$$\sum \dot{m}_i C_{p,i} (T_{tot} - T_{primary}) = 0 \quad (14)$$

$$\rho = \frac{P}{R_m \cdot T} \quad (15)$$

$$R_m = \sum X_i \cdot R_i \quad (16)$$

$$X_i = \frac{m_i}{m_{tot}} \quad (17)$$

$$R_i = \frac{R_u}{MW_i} \quad (18)$$

1. Cooling tower
2. Saturated vapor

جدول ۳- وزن مولکولی، ثابت گازی و ظرفیت گرمایی ویژه اجزای هوا [۱۹]

Table 3 – Molecular weight, Gas constant and Specific heat capacity of components of air [19]

Gas	Specific heat capacity in 300 k ^o (J/kg. K ^o)	Gas constant (J/kg. K ^o)	Molecular weight (g ^o /mol)
Oxygen	918.7	259/837	31/998
Nitrogen	1039.6	296/803	28/013
Water vapor	2080.2	461/531	18/015

در مخلوط هوای خشک، کسر جرمی اکسیژن برابر ۰/۲۱ و کسر جرمی نیتروژن برابر ۰/۷۹ است. در این تحقیق، فرض بر آن بوده که دبی جرمی هوای خشک ثابت است و هوای مرطوب با اضافه کردن بخار آب به هوای خشک و در نتیجه افزایش دبی جرمی هوا به دست خواهد آمد. بر این اساس، در هر سه حالت کسر جرمی بخار آب، مقدار دبی جرمی بخار آب باید محاسبه شده و این مقدار دبی به دبی هوای خشک اضافه شود و دبی جدید به دست آید. پس از محاسبه چگالی هوای مرطوب در کسر جرمی‌های مختلف بخار آب در هوا و با داشتن مقدار جدید دبی هوا، سرعت‌های جدید برای ورودی‌های هوا محاسبه می‌شود. در جدول ۴، برای سه حالت مختلف هوای آمیخته با بخار آب با سه کسر جرمی ۰/۰۵، ۰/۱ و ۰/۱۵ مقادیر دمای نهایی بعد از تزریق بخار، چگالی این حالت‌ها و سرعت‌های به دست آمده در این حالت‌ها آورده شده است. در شکل ۱۵، نمودار توزیع دما روی خط محوری و خروجی محفظه احتراق آورده شده است. طبق نمودار، مشاهده می‌شود که با تزریق بخار آب دمای خط محوری و دمای خروجی کمتر شده است.

جدول ۴- دما، چگالی و سرعت ورودی‌های هوا در کسر جرمی‌های مختلف بخار آب

Table 4 – Temperature, Density and velocity of air inlets in various steam mass fractions

steam mass fraction	Density of center air (kg/m ³)	steam mass flow rate in center air (kg/s)	Temperature of center air (K)	Density of outer air (kg/m ³)	steam mass flow rate in outer air (kg/s)	Temperature of outer air (K)	Velocity of center air (m/s)	Velocity of outer air (m/s)
0.0	0.583	0.0	600	0.88	0.0	400	22.33	35.2
0.05	0.586	0.105	580	0.854	0.263	398.65	23.62	37.38
0.1	0.592	0.222	558	0.832	0.555	397.3	24.64	40.82
0.15	0.601	0.353	535	0.812	0.882	395.95	25.75	42.76

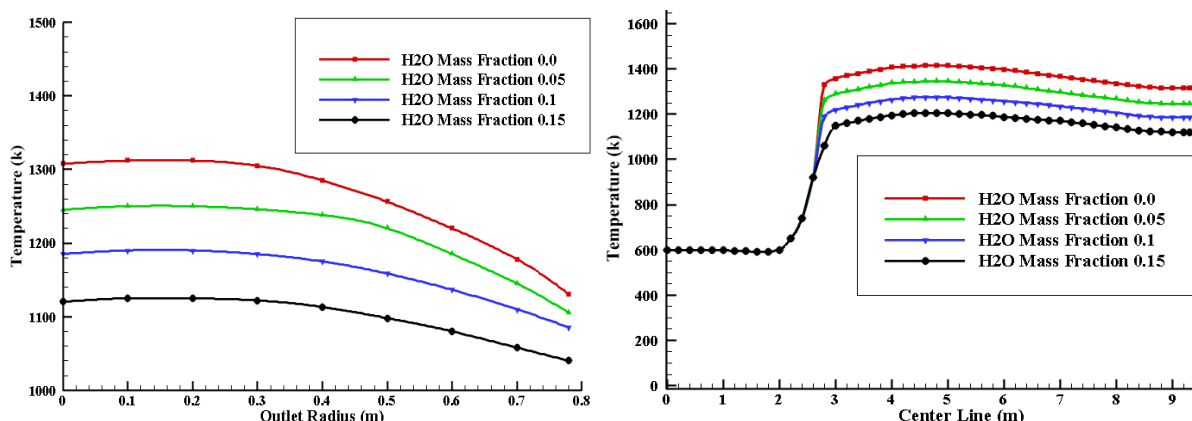


Figure 15- Diagram of temperature distribution in degrees Kelvin on axial line and combustion chamber outlet for four steam mass fractions

شکل ۱۵- نمودار توزیع دما بر حسب درجه کلوین روی خط محوری و خروجی محفظه احتراق برای چهار کسر جرمی بخار آب

مقدار بیشینه دما روی خط محوری از ۱۴۱۵ به ۱۲۰۸ درجه کلوین و در خروجی محفظه احتراق از ۱۳۱۱ به ۱۱۲۸ درجه کلوین کاهش یافته است. در جدول ۵، تغییرات دمای شعله نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می شود، دمای شعله یک روند نزولی در طی افزایش بخار آب داشته که در بیشترین مقدار کسر جرمی بخار آب کاهش دمای ۳۷۰ درجه کلوین نسبت به هوای خشک برای شعله رخ داده است. در شکل ۱۶، تغییرات غلظت متان روی خط محوری و خروجی محفظه احتراق آورده شده است. مشاهده می شود که در گونه متان با تزریق بخار، مقدار سوخت نسوخته در محفظه جلوتر می رود. با این حال، به دلیل طولانی بودن طول محفظه، همچنان تقریباً تمام سوخت در داخل محفظه مصرف شده و در بیشترین کسر جرمی بخار آب بیشینه مقدار دبی متان خروجی برابر 4×10^{-6} گرم بر ثانیه است. در شکل ۱۷، گونه مونواکسید کربن، که بیانگر احتراق ناقص است، با بیشتر شدن غلظت بخار آب و افزایش سرعت هوا یک روند صعودی در بیشینه مقدار آن مشاهده شد که نشان از کم شدن سرعت سوزش است. اما، در نهایت، به علت طول زیاد محفظه و وجود یک ناحیه بزرگ بازچرخش محصولات احتراق، مونواکسید کربن به طور کامل مصرف شده و به گونه های پایدارتر تبدیل شده است. در خروجی، مقدار بیشینه مونواکسید کربن به ۱۷ ppm رسیده که طبق استاندارد سازمان حفاظت محیط زیست، که مقدار آن را ۱۵۰ ppm اعلام کرده، قابل قبول است [۲۱،۲۰].

جدول ۵- تغییر دما شعله برای چهار کسر جرمی بخار آب

Table 5- Flame temperature change for four water vapor mass fractions

Steam mass fraction	0.0	0.05	0.1	0.15
Flame temperature (K)	1964	1825	1707	1592

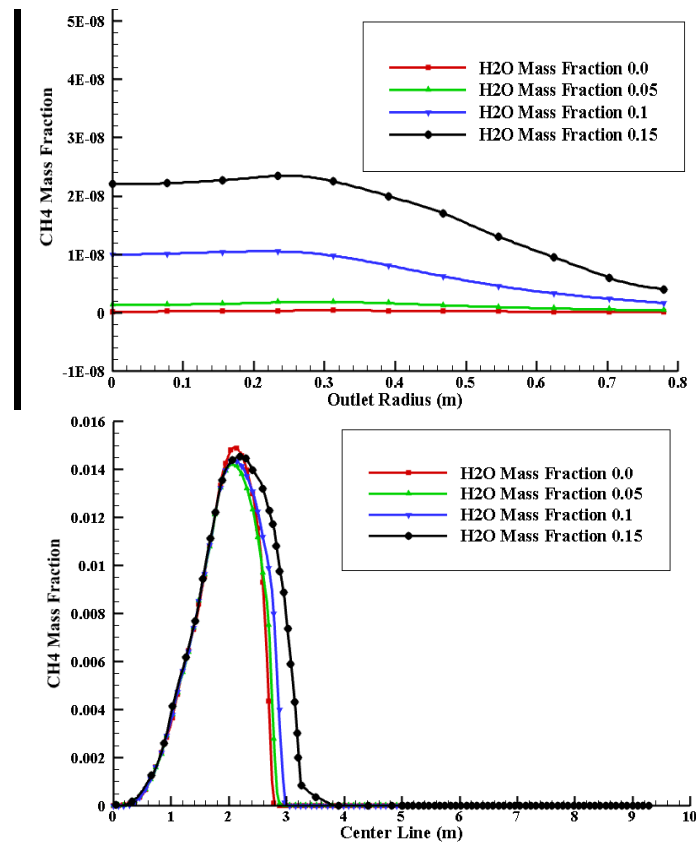


Figure 16- Chart of changes in Methane concentration on the combustion chamber axial line and outlet

شکل ۱۶- نمودار تغییرات غلظت گونه متان روی خط محوری و خروجی محفظه احتراق

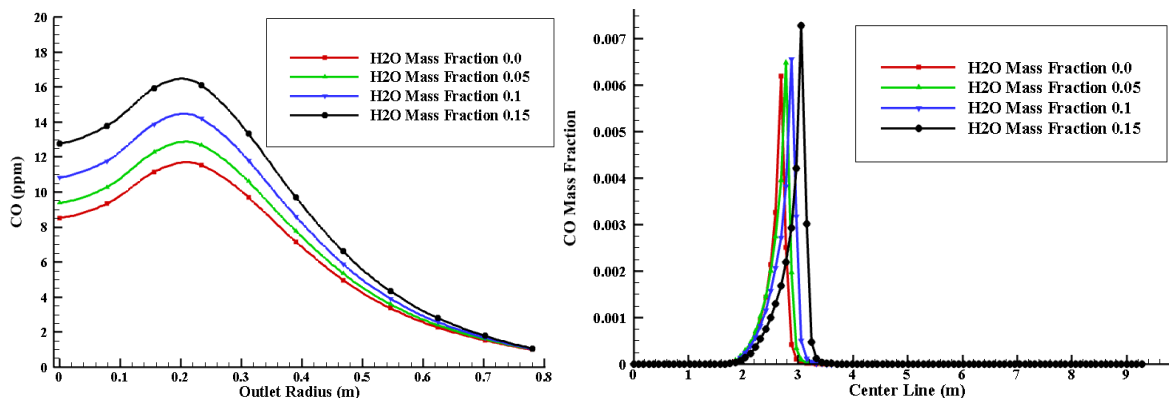


Figure 17- Chart of changes in Carbon monoxide concentration on the combustion chamber axial line and outlet

شکل ۱۷- نمودار تغییرات غلظت گونه منواکسید کربن روی خط محوری و خروجی محفظه احتراق

در استانداردهای اروپا، برای نیروگاه‌ها با توان بیش از ۵۰ مگاوات حداکثر مقدار مونواکسید کربن خروجی برابر ۶۰ ppm یا 100 mg/m^3 در نظر گرفته شده که در تحقیق حاضر با توجه به توان ۱۱ مگاواتی دیگ بخار مقدار به دست آمده با این استاندارد قابل سنجش نیست [۲۲]. نتایج شکل ۱۸ و ۱۹ گونه‌های اکسیژن و دی‌اکسید کربن را نشان می‌دهد. با قراردادن روند این دو گونه در کنار نمودار CO در داخل محفظه مشاهده می‌شود که فاصله از احتراق کامل بیشتر شده، زیرا کسر جرمی دی‌اکسید کربن، با افزایش بخار، کاهش و کسر جرمی اکسیژن، با افزایش بخار، افزایش داشته که این موارد در توزیع گونه‌ها در خروجی نیز کامل مشهود است. پس از بررسی گونه‌های اصلی، دو گونه مهم ناکس و گونه OH بررسی شدند. همان‌طور که در نمودار دما و جدول دمای شعله مشاهده شد، با افزایش کسر جرمی بخار آب، دما کاهش چشمگیری پیدا کرده است. این کاهش دما در داخل محفظه سبب کاهش در میزان ناکس تولیدی خواهد شد. به‌خاطر وابستگی شکست مولکولی نیتروژن به دمای بالا و سپس ترکیب N با O و تشکیل گونه‌های مختلف ناکس، طبق روابطی که برای تشکیل ناکس ارائه شد، کاهش دما باید سبب کاهش تولید این آلاینده بشود. در شکل ۲۰ و ۲۱، نمودارهای دو گونه مهم ناکس یعنی NO و NO_2 روی خط محوری و خروجی محفظه احتراق نشان داده شده‌اند. در گونه NO_2 ، با افزایش کسر جرمی بخار آب، مقدار بیشینه و خروجی این گونه به ترتیب از $7/5 \text{ ppm}$ به 4 ppm و از $1/5 \text{ ppm}$ به $0/3 \text{ ppm}$ رسیده است. گونه NO نیز، در خروجی دارای بیشینه مقدار 148 ppm بوده که نسبت به استاندارد سازمان حفاظت محیط زیست قابل قبول بوده، اما، نسبت به استانداردهای اروپا، که مقدار مجاز را 120 ppm یا 200 mg/m^3 برای توان‌های بالاتر از ۵۰ مگاوات می‌داند، بالاتر است [۲۲].

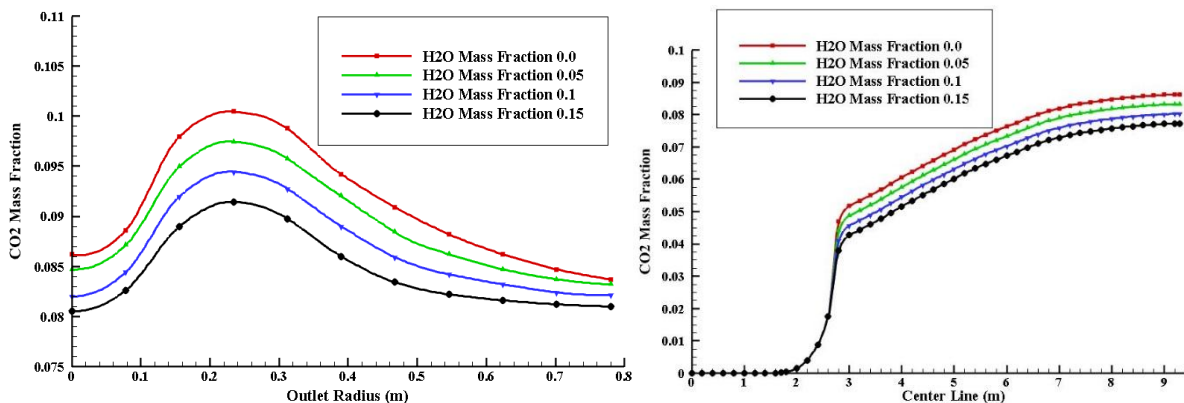


Figure 18- Chart of changes in Carbon dioxide concentration on the combustion chamber axial line and outlet

شکل ۱۸- نمودار تغییرات غلظت گونه دی‌اکسید کربن روی خط محوری و خروجی محفظه احتراق

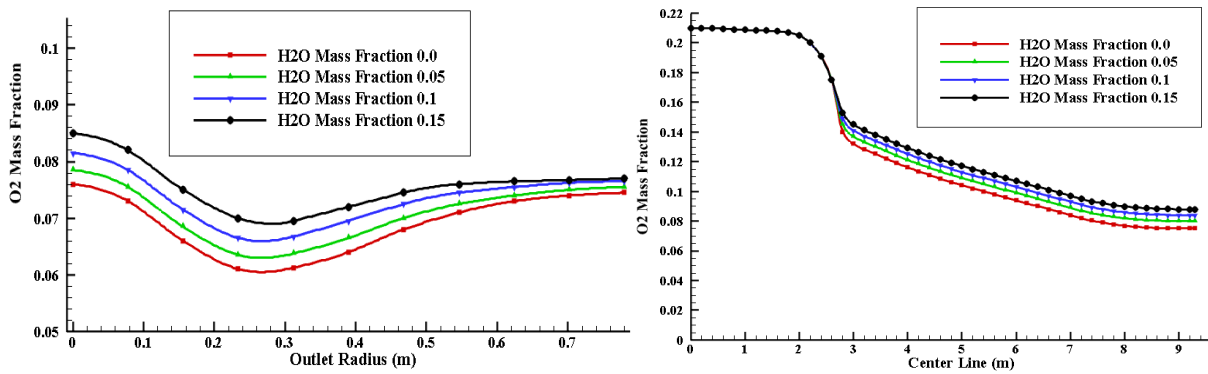


Figure 19- Chart of changes in Oxygen concentration on the combustion chamber axial line and outlet

شکل ۱۹- نمودار تغییرات غلظت گونه اکسیژن روی خط محوری و خروجی محفظه احتراق

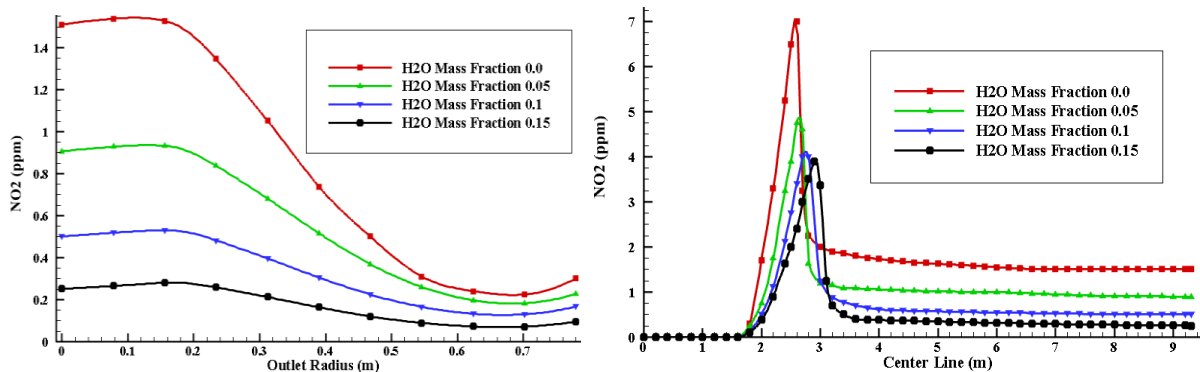


Figure 20- Chart of changes in the concentrations of NO₂ specie on the axis of the combustion chamber and outlet in ppm

شکل ۲۰- نمودار تغییرات غلظت گونه‌های NO₂ و روی خط محوری و خروجی محفظه احتراق بر حسب ppm

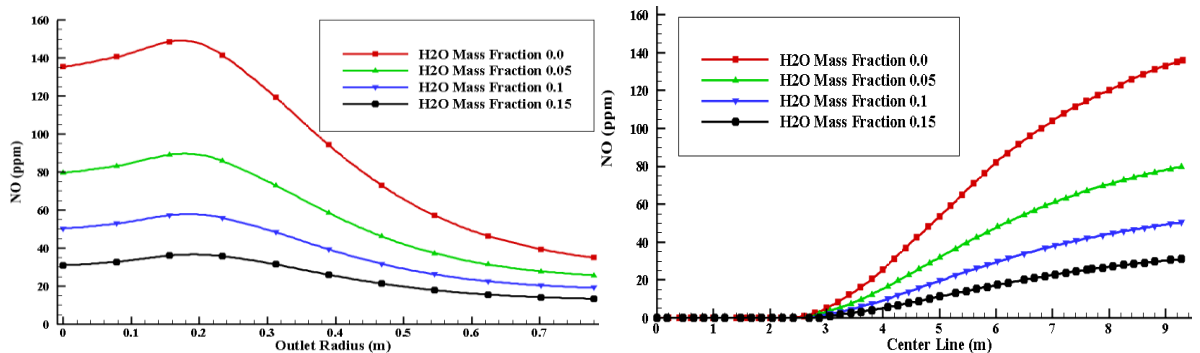


Figure 21- Chart of changes in the concentrations of NO specie on the axis of the combustion chamber and outlet in ppm

شکل ۲۱- نمودار تغییرات غلظت گونه‌های NO روی خط محوری و خروجی محفظه احتراق بر حسب ppm

در بیشترین کسر جرمی بخار آب، بیشینه مقدار NO در خروجی به ۳۹ ppm رسیده که در استانداردهای جهانی نیز مقداری قابل قبول است. توزیع گونه OH روی خط محوری و خروجی محفظه در شکل ۲۲ نشان داده شده است. غلظت این گونه، که یک گونه رادیکال آزاد است و می‌تواند با ترکیب شدن با سایر گونه‌های رادیکال دار آلاینده‌های مختلف تولید کند، با افزایش کسر جرمی بخار آب روندی افزایشی داشته است. بیشینه مقدار OH در خروجی از ۸ ppm به ۱۸ ppm رسیده است که یک نتیجه منفی از افزایش بخار آب در هوای احتراق است. همچنین، به علت آنکه سرعت هوا با افزایش مقدار بخار آب بیشتر شده، مقادیر بیشینه در نمودارهای گونه‌های NO، NO₂ و OH به سمت خروجی حرکت کرده است. در جدول ۶، مقادیر نهایی از

گونه‌های خروجی و دمای میانگین محصولات و توان حرارتی خروجی دیگ بخار در مقادیر مختلف کسر جرمی بخار آب آورده شده است. با محاسبه توان حرارتی خروجی دیگ بخار مشخص شد که افزودن بخار آب سبب افزایش جزئی در توان خروجی شده است. برای محاسبه توان حرارتی خروجی در دیگ بخار یک کد دستوری در بخش تنظیمات حلگر وارد می‌شود و حلگر در هر گام زمانی توان را نیز محاسبه می‌کند. نحوه محاسبه حلگر به این گونه است که دبی جرمی ورودی و خروجی برای هر گونه را محاسبه کرده، سپس، ظرفیت گرمایی ویژه گونه‌ها را در دمای ورودی و خروجی محفظه محاسبه کرده و در نهایت، طبق رابطه (۱۹)، توان را محاسبه می‌کند.

$$\dot{Q} = \sum \dot{m}_o C_{p,o} T_o - \sum \dot{m}_i C_{p,i} T_{in} \quad (19)$$

طبق رابطه توان، می‌توان نشان داد که با افزایش دبی جرمی بخار آب در خروجی و بالابودن ظرفیت حرارتی آن، توان حرارتی افزایش می‌یابد، اما کم‌شدن دمای خروجی منجر به کاهش توان می‌شود که برآیند همه این موارد به افزایش اندکی در توان منجر شده است.

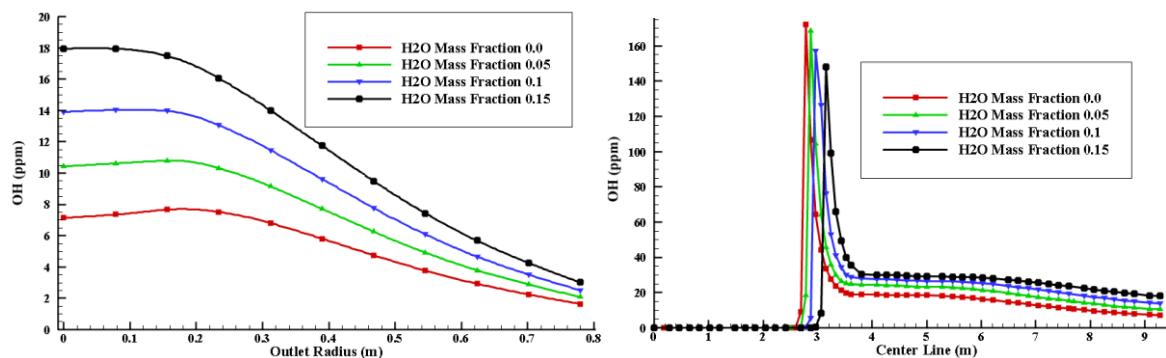


Figure 22- Chart of changes in the concentrations of OH specie on the axis of the combustion chamber and outlet in ppm
 شکل ۲۲- نمودار تغییرات غلظت گونه OH روی خط محوری و خروجی محفظه احتراق بر حسب ppm

جدول ۶- مقادیر نهایی دبی جرمی گونه‌های خروجی، دمای میانگین محصولات و توان حرارتی در حالت هوای خشک و ۳ مقدار مختلف کسر جرمی بخار آب در خروجی محفظه

Table 6- Final values of mass flow rate of output species, average temperature of products and thermal power in dry air mode and 3 different mass fraction of steam in chamber outlet

OH (mg/kWh)	NO (mg/kWh)	NO ₂ (mg/kWh)	O ₂ (kg/s)	CO ₂ (kg/s)	CO (gr/s) × 10 ⁻⁶	CH ₄ (gr/s) × 10 ⁻⁷	Output power (MW)	Mean Temperature of outlet (K)	Steam mass fraction
3.89	101.52	1.07	0.544	0.741	5.2	1.42	10.98	1287	0.0
6.21	64.15	0.67	0.565	0.719	6.4	4.27	11.102	1219	0.05
8.67	39.2	0.41	0.608	0.694	7.4	15.1	11.176	1165	0.1
10.74	24.56	0.26	0.653	0.672	8.3	39.6	11.242	1098	0.15

نتیجه‌گیری

در کار حاضر، شبیه‌سازی متقارن محوری مشعل و محفظه احتراق دیگ بخار نیروگاهی HPDAC، با ظرفیت حرارتی ۱۱ مگاوات، به‌منظور بررسی تأثیر افزودن بخار آب بر دمای شعله و توزیع دما و گونه‌ها در داخل محفظه و خروجی آن و مقادیر نهایی تولید آلاینده‌ها در سه کسر جرمی بخار آب در جهت دسترسی به احتراق بهتر انجام شد. پس از شناسایی چگونگی عملکرد این مشعل، مسئله معیاری که از لحاظ فیزیکی به مسئله نهایی نزدیک بود شبیه‌سازی شده و قابلیت‌های حلگر و مکانیزم واکنشی و مدل‌های انتخابی بررسی شد. در نهایت، مدل اغتشاشی SST k_ω، مدل احتراقی PaSR، مدل تشعشعی DO

و مکانیزم واکنشی GRI-3، که می‌توانند فیزیک مسئله را با دقت خوبی پیش‌بینی کنند، انتخاب شدند. در گام بعدی، شبیه‌سازی دیگ بخار با به‌کارگیری مدل‌های انتخاب‌شده، در سه کسر جرمی ۰/۰۵، ۰/۱ و ۰/۱۵، در دو ورودی هوا با محاسبه تغییرات دمایی، چگالی و سرعت در ورودی‌های هوا انجام شد. نتایج نشان دادند که افزایش بخار آب در هوای ورودی در بیشترین کسر جرمی بخار آب، منجر به افت ۳۷۰ درجه‌ای برای دمای شعله و ۱۹۰ درجه‌ای برای میانگین دمای خروجی شده و میزان آلاینده NO و NO₂، که دو گونه مهم ناکس‌اند، به ترتیب ۸۱ درصد و ۷۶ درصد کاهش پیدا کرد. اما، در گونه OH مقدار خروجی افزایش ۲/۷ برابری داشته که نتیجه‌ای منفی از افزودن بخار آب است و باید مد نظر قرار گیرد. همچنین، نتایج نشان داد که میزان مصرف متان به مقدار ناچیزی کاهش پیدا کرد و تولید CO ۵۸ درصد افزایش و تولید CO₂ ۱۰ درصد کاهش داشته است. محاسبه توان حرارتی دیگ بخار نشان داد که بخار آب باعث افزایش توان حرارتی به میزان ۲ درصد شده است.

منابع

1. D. Zhao, H. Yamashita, K. Kitagawa, N. Arai and T. Furuhashi, "Behavior and effect on NOx formation of OH radical in methane-air diffusion flame with steam addition," *Combustion and Flame*, 130, No. 4, 2002, pp. 352-360.
2. A. Parlak, V. Ayhan, Y. Üst and B. Şahin, "New method to reduce NOx emissions of diesel engines: electronically controlled steam injection system," *Journal of the Energy Institute*, 85, No. 3, 2012, pp. 135-139.
3. C. L. Vandervort, "9 ppm Nox/CO Combustion System for "F" Class Industrial Gas Turbine," *ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 123, 2001, pp. 317-321.
4. A. S. Feitelberg, V. E. Tangirala, R. A. Elliot, R. E. Power Pavri and R. B. Schiefer, "Reduced NOx Diffusion Flame Combustors for Industrial Gas Turbine," *ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and*, 123, 2001, pp. 757-765.
5. C. E. Blakeslee and H. E. Burbach, "Controlling NOx Emissions From Steam Generators," *Journal of the Air Pollution Control Association*, 23, No. 1, 1973, pp. 37-42.
6. F. Nasoori, A. L. A. Nasab, E. Esmaili and R. B. Shahvari, "The effect of relative humidity on methane combustion process with emphasis on equilibrium method," *7th Power Plants Conference*, Bandar Abbas, Iran, 2014. (in persian)
7. C. V. Huynh and S. C. Kong, "Combustion and NOx emissions of biomass-derived syngas under various gasification conditions utilizing oxygen-enriched-air and steam," *Fuel*, 107, 2013, pp. 455-464.
8. K. Abbasi, Khazaei, A. A. Hamidi and M. Rahimi, "Numerical modeling and simulation of highly preheated and diluted air combustion furnaces," *International Journal of Engineering*, 22, No. 2, 2009, pp. 107-118.
9. Open FOAM The open source CFD Toolbox User guide Version 6.1.0," ed., December, 2018; <http://www.openfoam.org>.
10. T. Poinso and D. Veynante, *Theoretical and numerical combustion*, London, UK, RT Edwards, 2005.
11. G. Heidarnejad, *An Introduction to TURBULENCE*, 2 ed. Tehran, Tarbiat Modares University, 2014.
12. F. R. Menter, "Zonal Two Equation K-Turbulence Models for Aerodynamic Flows," *24th Fluid Dynamics Conference*, Orlando, Florida, 1993.
13. J. Chomiak and A. Karlsson, "Flame liftoff in diesel sprays," *Symposium (International) on Combustion*, 26, No. 2, 1996, pp. 2557-2564.
14. P. N. Nordin, *Complex Chemistry Modeling of Diesel Spray Combustion*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Chalmers University of Technology, Sweden, 2001.
15. 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*, 18, No. 1, 1981, pp. 1405-1414.
16. H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method*, London, Longman Group, pp. 432-435, 2007.
17. A. H. Kadar, *Modelling Turbulent Non-Premixed Combustion in Industrial Furnaces Using the Open Source Toolbox OpenFOAM*, MSc Thesis, Delft University of Technology, Maastricht University, Netherlands, 2015.
18. S. O. Garreton D, "Aerodynamics of steady state combustion chambers and furnaces," *ASCF Ercoftac CFD Workshop*, Texas, USA, 1994.
19. S. R. Turns, *An introduction to combustion*, New York, McGraw-hill, 1996.
20. Regulations and Environmental Standards, Accessed 16 January 2016; <http://wamp.tavanir.org.ir/rule/getFile/?id=2041>. (In Persian)
21. 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*, 354, No. 2, 2013, pp. 36-43. (In Persian)
22. Testo Catalogue, *Flue Gas Analysis in Industry*, 2010.

English Abstract

Numerical investigation of adding water vapor to air of combustion in an industrial boiler

Ali zare¹ and Kiumars Mazaheri badee^{2*}

1- Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran, alizarei03@gmail.com

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

*Corresponding author

(Received: 2020.08.19, Received in revised form: 2020.09.19, Accepted: 2020.09.23)

Environmental issues and air pollution have attracted a lot of attention in recent years. Thermal power plants are among the air pollutants. One of the solutions used for better combustion and less pollution in other combustion systems, including gas turbines, is the idea of water vapor injection. In this study, it was considered that with the idea of adding water vapor to the gas turbine, a similar work would be done in the boilers, for which in this research, a 11 Megawatts single axisymmetric burner in the form of two dimension is modeled using the open source software OpenFoam and the ReactingFoam solver. For simulation, the equations for mass, momentum, energy, and species conservation were solved together as a coupling, and the pressure corrections in the momentum equations was performed according to the PIMPLE algorithm. The model used for the turbulence is the SST $k - \omega$ model, the radiation model fvDOM, the combustion model used PaSR model and the reaction mechanism GRI-3, which includes 53 species and 325 reactions. To validate the solver and the models used, a standard problem was used which is a simple burner and its experimental results are available. After proving the correctness of the solution, the mentioned problem was simulated. It was observed that in the dry air combustion chamber, the temperature and, consequently, the NO_x output are high. The flame temperature decreased after the steam injection in three proportions by 5, 10, and 15% of the total inlet air, so that the temperature in the axisymmetric boiler decreased by 370 Kelvin. Also, in the axisymmetric boiler, the amount of NO output decreased 81 % and the amount of NO₂ output decreased 76%. However, carbon pollutants, specifically for CO which was important in this study increased by 58% to 17 ppm but was still much lower than national and European standards.

Keywords: boiler, power plant, energy, simulation, burner, solver