

بررسی اثر عدد چرخش بر انتشار آلاینده NO_x یک شعله غیر پیش آمیخته در محفظه احتراق TECFLAME

حامد زینی وند^۱

پژوهشکده مهندسی جهاد کشاورزی-کیلومتر ۱۶ جاده قدیم کرج-خیابان سولیران صندوق پستی ۱۳۴۴۵-۷۵۴

(hamedzeinivand@yahoo.com)

چکیده

در مقاله حاضر به اثر عدد چرخش بر شکل جریان، دما و محصولات در یک شعله غیر پیش آمیخته متان و هوا پرداخته شده است. از دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) به عنوان ابزار جهت مطالعه تاثیر عدد چرخش استفاده شده است. به همین دلیل پیش از بررسی و مطالعه پارامترهای مورد نظر نسبت به اعتبار دهی نتایج با استفاده از داده های تجربی معتبر در یک مورد مطالعاتی اقدام شده است. هندسه به صورت دو بعدی متقارن محوری شبیه سازی شده است. به دلیل رفتار غیر ایزوتروپیک جریانهای چرخشی از مدل آشفتگی تنشهای رینولدز برای شبیه سازی جریان و از ترکیب مدل اضمحلال ادی و روش آرنیوس برای مطالعه آزاد سازی انرژی استفاده شده است. با استفاده از ترکیب مدل اضمحلال ادی و روش آرنیوس اثر سینتیک و اختلاط، توأمان در نرخ انجام واکنش در نظر گرفته می شود. مکانیزمهای حرارتی و فوری و میانی برای مدلسازی تشکیل اکسید نیتروژن به کار بسته شده است، ضمن اینکه اثرات کاهش NO در شعله در نظر گرفته شده است. معادلات با تقریب مرتبه دوم گسسته سازی شده اند و برای کوپل کردن فشار و سرعت از الگوریتم سیمپل بهره گرفته شده است. عدد های چرخش ۰.۷ تا ۲ مورد شبیه سازی قرار گرفته است. در تمام اعداد چرخش فوق گردابه های داخلی و خارجی و همچنین جریان برگشتی در داخل میدان شکل می گیرد. نتایج عددی نشان می دهد که با افزایش عدد چرخش میزان دما در محفظه احتراق کاهش می یابد و در نتیجه از غلظت NO موجود در محفظه کاسته می شود. همچنین با افزایش عدد چرخش نسبت نرخ تولید فوری NO به نرخ تولید حرارتی آن افزایش می یابد. به عبارت دیگر مکانیزم فوری درصد بیشتری از NO تولیدی را به خود اختصاص می دهد و بنابراین روشهای مقابله با مکانیزم فوری تولید NO اهمیت بیشتری می یابد.

واژه های کلیدی: جریان چرخشی-دینامیک سیالات محاسباتی-آلاینده اکسید نیتروژن- NO_x حرارتی- NO_x فوری

۱- مقدمه

یکی از مسائل مهم در یک محفظه احتراق پایدار سازی شعله می باشد. ایجاد جریان چرخشی با استفاده از چرخاننده جریان و همچنین استفاده از جریانهای متقاطع و برخوردی جهت ایجاد جریان برگشتی دو روش متداول پایدار سازی شعله می باشد. از طرف دیگر افزایش آلودگی محیط زیست، تلاش برای رسیدن به شعله های صنعتی با آلاینده گی پایین تر را افزایش داده است. یکی از این آلاینده ها اکسید های نیتروژن می باشد. آلاینده اکسید نیتروژن NO_x که تشکیل شده از NO ، NO_2 ، N_2O منجر به تشکیل باران های اسیدی، مه های فتوشیمیایی و سوراخ شدن لایه اوزون می شود. کاهش دمای احتراق،

^۱ محقق-کارشناس ارشد مهندسی مکانیک

کاهش زمان ماندن گازها در شعله و جلوگیری از تشکیل نقاط موضعی با دمای بالا از اقدامات اولیه برای کاهش اکسیدهای نیتروژن می باشد. در محفظه احتراق های متداول روشهای مختلفی برای کاهش آلاینده استفاده می شود که مورد مطالعه محققان بسیاری بوده است. هانگ (Haug) [1]، مک نیت (McNight) [2]، ویلکز و گرهلد (Wilks and Gerhold) [3]، دویس و واشام (Davis and Washam) [4] و توف (Toof) [5] همچنین بلتاگی و مک لوم (Beltagui and Maccallum) [6] از جمله کسانی هستند که مطالعات گسترده ای در جهت بررسی چگونگی تولید و انتشار و همچنین کاهش آلاینده NO_x داشته اند. استفاده از چرخاننده جریان به عنوان یک عامل موثر در جهت کاهش آلاینده، پایدار کردن و کنترل کردن اختلاط و انتقال حرارت در شعله به شمار می رود. محققان و مهندسان بسیاری بر روی اثرات جریان چرخشی بر شکل شعله و آلودگی آن مطالعه کرده اند. اثر چرخش بر میدان جریان و احتراق به صورت گسترده مورد بررسی محققان قرار گرفته است. بیر و چیگر (Beer and Chigier) [7]، سیرد و بیر (Syred and Beer) [8]، لیلی (Lilley) [9]، گوپتا (Gupta) [10]، لیلی و سیرد (Lilley and Syred) [11] جریانهای چرخشی تولید شده با چرخشگرهای مختلف را مورد بررسی قرار داده اند و اطلاعات ارزشمندی در مورد: روشهای مختلف تولید جریان چرخشی، پارامترهای موثر در ابعاد گردابه های ایجاد شده و ساختار جریان تولید شده توسط چرخنده های مختلف گردآوری کرده اند. در نتایج بیر و چیگر جریان چرخشی به دو دسته تقسیم شده است. جریان چرخشی ضعیف ($S < 0.6$) و جریان چرخشی قوی ($S > 0.6$). جریان چرخشی سبب افزایش ورودی و همچنین افزایش نرخ کاهش سرعت می شود. در جریان های چرخشی ضعیف پروفیل سرعت ورودی به صورت گوسین می باشد و در مناطق کناری جریانهای گردابی ایجاد می شود. در جریانهای چرخشی قوی پروفیل سرعت ورودی تغییر می یابد و به صورت یک پروفیل با دو قله تبدیل می شود. در این حالت بیشترین گرادیان فشار محوری و شعاعی در خروجی چرخاننده ایجاد می شود و علاوه بر کناره ها در مرکز نیز یک گردابه به همراه جریانهای برگشتی شکل می گیرد. گردابه های ایجاد شده در جریان چرخشی نقشی اساسی در پایداری شعله داشته، باعث افزایش اختلاط محصولات احتراق و واکنش دهنده ها شده و به عنوان منابع ذخیره کننده حرارت به شمار می روند. بیر و چیگر همچنین نتایجی از توزیع آشفستگی در میدان جریان ارائه کرده اند و خاطر نشان ساخته اند که توزیع تنشهای برشی آشفستگی به صورت یکنواخت نمی باشد. در مقاله حاضر به بررسی نقش عدد چرخش در شکل گیری آلاینده NO_x در یک شعله غیر آمیخته در محفظه احتراق TECFLAME پرداخته شده است. در ابتدا نتایج محاسبات عددی با نتایج تجربی موجود مورد مقایسه قرار گرفته و اعتبار دهی شده است. نتایج مربوط به میدان جریان توسط لندنفلد و همکارانش (Landenfeld et al) [12] و توسط LDA اندازه گیری شده است. داده های مربوط به کسر جرمی، دما و غلظت اجزاء توسط کک و همکارانش (Keck et al) [13] ثبت شده است. در ادامه با استفاده از عدد های چرخش مختلف، اثر عدد چرخش بر تولید آلاینده اکسید نیتروژن بررسی شده است. ابتدا معادلات و فرضیات حاکم بر شبیه سازی ارائه شده است. سپس اعتبار دهی نتایج عددی با داده های تجربی آورده شده است و در انتها اثر عدد چرخش بر تولید و انتشار اکسید نیتروژن مورد بحث قرار گرفته است. لازم به ذکر است که مدلسازی عددی شعله در محفظه احتراق TECFLAME توسط افراد دیگری همانند میر و همکارانش (Meier et al) [14]، فراسولداتیا و همکارانش (Frassoldatia et al) [15] و همچنین یانگ و ژانگ (Yang and Zhang) [16] انجام شده و نتایج آن ارائه شده است، اما در مقاله حاضر به بررسی اثر عدد چرخش در آلاینده اکسید نیتروژن پرداخته شده است و هدف صرفاً شبیه سازی مشعل نمی باشد. البته در مقاله فراسولداتیا و همکارانش [15] بررسی مربوط به اکسید نیتروژن این محفظه انجام شده است که با توجه به متفاوت بودن شرایط مرزی دیواره (به لحاظ دما) در آن از مقایسه نتایج خودداری می شود.

۲- معادلات حاکم

فرمول کلی معادلات جریان دائم و پایا در یک مختصات استوانه ای به صورت زیر می باشد

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho W \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{r \partial \theta} \right) + S_{\phi} \quad (1)$$

که در آن Φ نماینگر متغیر وابسته می باشد که می تواند جرم، مومنتم، انرژی جنبشی آشفتنگی، نرخ اضمحلال انرژی جنبشی، آنتالپی و کسر جرمی اجزاء باشد. هنگامی که $\Phi=1$ معادله به معادله پیوستگی تبدیل می شود. با جایگزینی Φ با u, v, w معادله مومنتم، با h معادله آنتالپی و با Y_i معادله کسر جرمی اجزاء حاصل می شود. Γ_{ϕ} ضریب دیفیوژن و S_{ϕ} ترم مربوط به چشمه یا چاه حرارتی می باشد.

۲-۱- عدد چرخش

چرخش جریان ورودی با ایجاد مولفه مماسی سرعت باعث ایجاد گرادیان فشار منفی و در نتیجه القاء یک جریان داخلی چرخشی می شود. هنگامی که این چرخش را با یک پره چرخان تولید شود پارامتر بی بعدی به نام عدد چرخش برای آن قابل تعریف است که مبنای بررسی قدرت پره در ایجاد جریان چرخشی می باشد. عدد چرخش به صورت زیر تعریف می شود [15].

$$S = \frac{G_{\theta}}{L G_z} \quad (2)$$

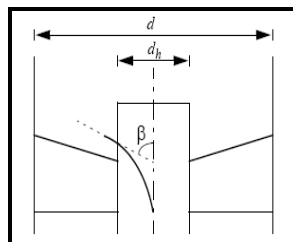
که در آن L ، یک طول مشخصه می باشد که در اینجا شعاع خارجی مشعل می باشد. ترمهای G_{θ} و G_z به ترتیب عبارتند از شار محوری ممان زاویه ای و شار محوری ممان محوری که به صورت زیر حاصل می شوند.

$$G_{\theta} = \int_0^{\infty} \rho u_{\theta} u_{\theta} r^2 dr \quad (3)$$

$$G_z = \int \rho u_z^2 dr \quad (4)$$

که u_{θ} و u_z ، مولفه های محوری و مماسی سرعت می باشند. عموماً عددهای چرخش کمتر از ۰.۳ را به عنوان چرخش ضعیف، بین ۰.۳ و ۰.۶ را به عنوان چرخش متوسط و بالاتر از ۰.۶ را به عنوان چرخش قوی به شمار می برند. برای یک چرخاننده با قطر داخلی d_h و قطر خارجی d و زاویه پره β ، عدد چرخش از طریق رابطه زیر تعریف می شود [17]. (شکل (۱)).

$$S = \frac{2}{3} \left(\frac{1 - (d_h/d)^3}{1 - (d_h/d)^2} \right) \tan \beta \quad (5)$$



شکل ۱- هندسه شماتیک یک چرخاننده جریان [17]

۲-۲- مدلسازی آشفته‌گی

فرم تانسوری معادلات پیوستگی و مومنتم در حالت پایا به صورت زیر نوشته می‌شود [18]:

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0, \quad (6)$$

$$\frac{\partial(U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial U_j}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right), \quad (7)$$

که در آن U_j و u_j مولفه‌های متوسط و نوسانی سرعتها، P متوسط فشار و ν ویسکوزیته سیال می‌باشد. ترم مربوط به تنشهای رینولدز در انتهای سمت راست معادله پیوستگی منتج به عدم بسته شدن معادله فوق می‌شود. یکی از راهها برای حل این معضل مدل کردن این مقدار با روابط قابل حل دیگر می‌باشد. از جمله می‌توان به مدل‌هایی که بر اساس فرض بوزینسک از اثرات ویسکوزیته برای مدل کردن استفاده می‌کنند نام برد. با توجه به اثرات غیر ایزوتروپیک جریانهای چرخشی، از مدل تنشهای رینولدز استفاده می‌شود.

فرم مدل شده معادلات انتقالی تنش‌های رینولدز (RSM) به صورت معادله (۸) نوشته می‌شود.

$$\frac{\partial(U_k \overline{u_i u_j})}{\partial x_k} = P_{ij} - \varepsilon_{ij} + \phi_{ij} + d_{ij} \quad (8)$$

شامل دو بخش است: نفوذ آشفته‌گی d_{ij}^T و نفوذ مولکولی d_{ij}^L . به طور کلی ترمهای اساسی معادلات انتقالی تنش‌های رینولدز به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$d_{ij}^T = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\rho \overline{u_i u_j u_k} + p(\delta_{kj} u_i + \delta_{ik} u_j) \right], \quad (9)$$

$$d_{ij}^L = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u_i u_j}) \right], \quad (10)$$

$$P_{ij} = -\rho \left(\overline{u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \right), \quad (11)$$

$$\phi_{ij} = p \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (12)$$

$$\varepsilon_{ij} = -2\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_k}. \quad (13)$$

در ترمهای بالا d_{ij}^L و P_{ij} نیاز به مدل کردن ندارند و d_{ij}^L را می توان به صورت زیر مدل کرد.

$$d_{ij}^T = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\rho \frac{v_i}{\sigma_k} \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_k} \right), \quad \sigma_k = 0.82 \quad (14)$$

و v_i ، ویسکوزیته ادی آشفته است که از رابطه (۱۳) محاسبه می شود.

$$v_i = C_\mu \left(\frac{k^2}{\varepsilon} \right), \quad (15)$$

k انرژی جنبشی آشفته، ε نرخ اضمحلال انرژی جنبشی آشفته و $C_\mu = 0.09$ عدد ثابت می باشد.

۲-۳- مدل سازی احتراق

برای مدلسازی آزاد سازی انرژی از ترکیب مدل اضمحلال ادی (به عنوان یک مدل با فرض شیمی سریع) و روش آرنیوس (برای اعمال شیمی محدود) استفاده شده است تا همزمان اثر آشفتهگی و سینتیک بر احتراق اعمال شود. در مدل اضمحلال ادی فرض اساسی این است که نرخ اضمحلال گردابه های آشفتهگی با کسر ε / k متناسب است که در آن ε اضمحلال انرژی آشفتهگی و k انرژی جنبشی آشفتهگی می باشد [19]. در این تحقیق واکنش را به صورت دو مرحله ای با واکنش های زیر در نظر گرفته شده است.



نرخ انجام واکنش با استفاده از روابط زیر به دست می آید. در واقع کمترین زمان از بین رفتن ادی های حاوی سوخت، اکسیدکننده و محصولات به عنوان زمان انجام واکنش در نظر گرفت می شود. رابطه (۱۱) برای واکنش (R1) و معادله (۱۲) نرخ واکنش (R2) را نشان می دهد.

$$R_{\text{fu}} = \rho \frac{\varepsilon}{k} \min \left\{ a Y_{\text{fu}}, a \frac{Y_{\text{ox}}}{s_1}, b \frac{Y_{\text{p}}}{1+s_1} \right\} \quad (16)$$

$$R_{\text{co}} = \rho \frac{\varepsilon}{k} \min \left\{ a Y_{\text{co}}, a \frac{Y_{\text{ox}}}{s_2}, b \frac{Y_{\text{CO}_2}}{1+s_2} \right\} \quad (17)$$

اثر سینتیک در نرخ واکنش شیمیایی توسط رابطه زیر اعمال می شود.

$$R_{\text{kin-fuel}} = 5.012e11 \cdot \exp \left(\frac{-2e8}{RT} \right) \quad (18)$$

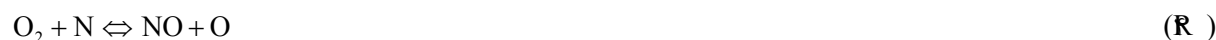
$$R_{\text{co}} = 2.239e12 \cdot \exp \left(\frac{-1.7e8}{RT} \right) \quad (19)$$

کمترین مقدار معادلات (۱۶) و (۱۸) برای واکنش (R1) و کمترین مقدار معادلات (۱۷) و (۱۹) برای واکنش (R1) در نظر گرفته می شود.

۲-۴- مدل سازی اکسیدهای نیتروژن

مدلسازی اکسیدهای نیتروژن تشکیل شده در حین فرآیند احتراق از چاشهای موجود در شیه سازی جریانهای واکنشی می باشد. تشکیل اکسید نیتروژن به دلیل پیوند سه گانه موجود بین اتمهای نیتروژن نیاز به انرژی زیادی دارد. بیشترین جزء مربوط NO_x تولیدی محفظه احتراق مربوط به NO می شود. در ضمن احتراق سه نوع مکانیزم برای تشکیل اکسید نیتروژن وجود دارد.

مکانیزم حرارتی که توسط زدویچ پیشنهاد شده است و از واکنش نیتروژن موجود در هوا به وجود می آید و مکانیزم زیر برای آن ارائه شده است. این مکانیزم در مواقعی که دمای محفظه بالا باشد (بالتر از ۱۸۰۰ کلوین) نقش غالب را در تولید اکسیدهای نیتروژن ایفا می کند.



با در نظر گرفتن حالت شبه پایدار برای غلظت نیتروژن رابطه زیر برای محاسبه تشکیل NO از طریق مکانیزم حرارتی ارائه می شود.

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2K_1 [O][N_2] \frac{\left(1 - \frac{k_{-1}k_{-2}[NO]^2}{k_1[N_2]k_2[O_2]}\right)}{\left(1 + \frac{k_{-1}[NO]}{k_2[O_2] + k_3[OH]}\right)} \quad (20)$$

که نرخ های واکنش

$$k_1 = 1.8 \times 10^8 e^{-38.370/T}, k_{-1} = 3.8 \times 10^7 e^{-425/T},$$

$$k_2 = 1.8 \times 10^4 Te^{-4680/T}, k_{-2} = 3.81 \times 10^3 Te^{20.820/T}, k_3 = 7.1 \times 10^7 e^{-450/T}$$

بر مبنای محاسبات هانسون و سلیمیان به دست آمده است. غلظت $[O]$ بر اساس محاسبات شبه تعادلی به دست می آید.

$$[O] = 36.64T^{0.5}[O_2]^{0.5} \exp(-27123/T) \quad (21)$$

مکانیزم فوری که توسط فنیمور شناسایی شد [21] بر این مبنا که رادیکالهای هیدروکربن در ناحیه ابتدایی احتراق با مولکولهای نیتروژن واکنش می دهد. این نوع مکانیزم از مکانیزم حرارتی پیچیده تر می باشد و در هنگامی که دمای محفظه احتراق پایین باشد و یا احتراق به صورت غنی و یا فقیر انجام شود، نقش عمده ای در تولید اکسید نیتروژن ایفا می کند. در مکانیزم فوری مولکولهای نیتروژن هوا با رادیکالهای CH که در جبهه شعله به صورت میان واکنش تشکیل می شوند واکنش می دهند و جزء سیانید نیتروژن را تشکیل می دهد (HCN) که در مرحله بعد با نیتروژن واکنش می دهد و اکسید نیتروژن را تشکیل می دهد.



بر اساس دی سوت (De Soete) نرخ تولید NO در حالت فوری با معادله زیر قابل محاسبه می باشد. [22]

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = f_c k_{\text{prompt}} [\text{O}_2]^\alpha [\text{N}_2] [\text{CH}_4] \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \quad (22)$$

که در آن α مرتبه واکنش می باشد و f_c ضریب تصحیح می باشد که به نسبت هوا به سوخت و نوع سوخت وابسته می باشد. همچنین $E=72,500 \text{ cal/g}$ و $k_{\text{prompt}}=6.4 \times 10^6$ می باشد. اکسید نیتروژن سوخت: مربوط به تشکیل اکسید نیتروژن از نیتروژن موجود در سوخت می باشد که در اینجا به دلیل عدم وجود نیتروژن در سوخت (سوخت متان خالص می باشد) از این نوع مکانیزم صرفنظر می باشد.

۲-۴-۱- مکانیزمهای کاهش NO

اکسید نیتروژن توسط سه مکانیزم زیر که توسط بومن پیشنهاد شده است. در محفظه احتراق کاهش می یابد.



نرخ کلی کاهش NO به صورت زیر نوشته می شود.

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = -k_1[\text{CH}][\text{NO}] - k_2[\text{CH}_2][\text{NO}] - k_3[\text{CH}_3][\text{NO}] \quad (23)$$

که $k_1=1 \times 10^8 \text{ (m}^3/\text{gmol-s)}$ و $k_2=2 \times 10^5$ برای هنگامی که دما در بازه ۱۲۰۰ تا ۱۶۰۰ کلوین قرار دارد. معادلات ارائه شده در بالا جهت محاسبه نرخ افزایش و کاهش NO، برای یک شعله آرام ارائه شده است. لذا به منظور تصحیح آنها برای جریان آشفته از تابع بتا PDF با میانگین گیری دما $f = (T - T_{\text{min}}) / (T_{\text{max}} - T_{\text{min}})$ استفاده شده است.

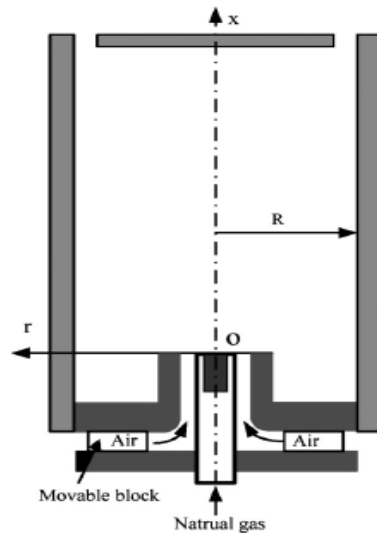
۲-۵- روش محاسباتی

به منظور حل معادلات حاکم و به دلیل پیچیدگی و تنوع در شرایط حاکم بر مسئله، بسته نرم افزاری FLUENT [23] که مبتنی بر روش حجم محدود در مرکز سلول است مورد استفاده قرار گرفته است. برای گسسته سازی ترمهای معادلات، تقریب مرتبه ۲ به کار برده شده و کوپل کردن ترمهای فشار و سرعت توسط الگوریتم سیمپل (SIMPLE) صورت گرفته است. حل کننده تفکیکی (Segregated) با فرمولاسیون ضمنی (Implicit) به کار گرفته شده است. معیار همگرایی 10^{-7} برای تمام ترمهای دیفیوژنی می باشد.

۳- هندسه و شرایط مرزی

در شکل (۲) طرحواره ای از هندسه مورد مطالعه که یک محفظه احتراق TECFLAME می باشد، نشان داده شده است. هوا و متان از طریق نازلهای حلقوی به داخل محفظه احتراق وارد می شوند. قطر داخلی و خارجی نازل ورودی متان، به

ترتیب ۲۰ و ۲۶ میلی‌متر می باشد. این مقادیر برای هوا ۳۰ و ۶۰ میلی‌متر می باشد. فاصله ابتدای محفظه احتراق تا خروجی مشعل ۴۰ میلی‌متر می باشد. دیواره بیرونی مشعل دارای ضخامت ۲۰ میلی‌متری است. محفظه احتراق دارای قطر داخلی ۵۰۰ میلی‌متر و ارتفاع ۱۲۰۰ میلی‌متر می باشد. خروجی یک شکاف با عرض ۱۵ میلی‌متر می باشد. عدد چرخش با استفاده از بلوکهای متحرک موجود در داخل مشعل قابل تغییر می باشد. دبی هوا و متان ورودی به ترتیب ۱۷۴ و ۱۵.۱۱ مترمکعب بر ساعت می باشد. دمای هوا و گاز ورودی ۳۰۰ کلوین و دمای دیواره محفظه احتراق که با آب خنک می باشد ۳۵۳ کلوین می باشد. محفظه احتراق دارای توان حرارتی ۱۵۰ کیلو وات و نسبت هوا به سوخت ۱.۲ می باشد.



شکل ۲- طرحواره محفظه احتراق مدل‌سازی شده

در اینجا اثر عددهای چرخش مختلف بر عملکرد شعله مورد بررسی قرار گرفته است که مولفه های محوری و شعاعی سرعت ناشی از عدد های چرخش مختلف از معادله های (۳) و (۴) قابل محاسبه می باشد. مسئله به صورت یک مدل دو بعدی متقارن محوری شبیه سازی شده است. با توجه به عمودی بودن مشعل اثر گرانش در محاسبات منظور شده است. از اثر تشعشع در محاسبات صرف نظر شده است که می تواند در تخمین کمی NO محاسبه شده تاثیر کمی داشته باشد. البته تشعشع در مورد شار حرارتی وارد بر دیواره اثر قابل توجه دارد که در اینجا مد نظر نمی باشد. شرایط مرزی ورودی سرعت و خروجی فشار محیط می باشد. برای تخمین k و ε در ورودی و خروجی از روابط پیشنهادی ورستیگ استفاده شده است. به این ترتیب که

$$k = \frac{3}{2} (u_{ave} I^2) \quad (24)$$

که در آن I شدت آشفتگی و U_{ref} سرعت در ورودی می باشد. نرخ اضمحلال انرژی از نیز رابطه زیر حاصل می شود.

$$\varepsilon = C_{\mu}^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (25)$$

که در آن

$$l = 0.07L \quad (26)$$

L در رابطه فوق طول مشخص محفظه احتراق می باشد که در رابطه فوق شعاع محفظه احتراق در نظر گرفته شده است.

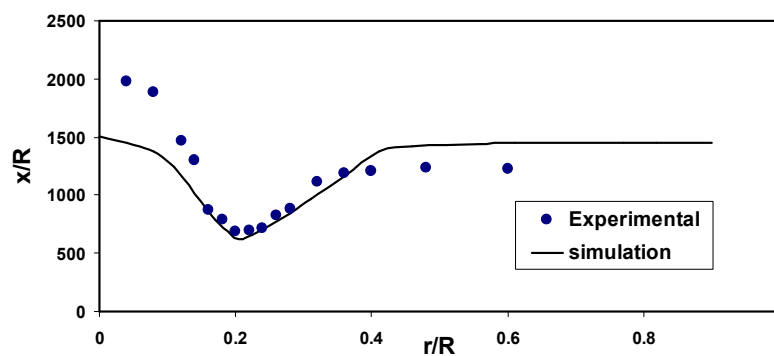
همچنین C_{II} مقدار ثابت و برابر ۰.۰۹ می باشد. از دیگر شرایط مرزی می توان به مولفه های نوسانی سرعت اشاره کرد که به صورت زیر در نظر گرفته شده است.

$$\begin{aligned} \overline{u_1^2} &= k \\ \overline{u_2^2} = \overline{u_3^2} &= \frac{1}{2}k \\ \overline{u_i u_j} &= 0 \quad (i \neq j) \end{aligned} \quad (27)$$

۴- بحث و نتیجه گیری

۴-۱- اعتباردهی

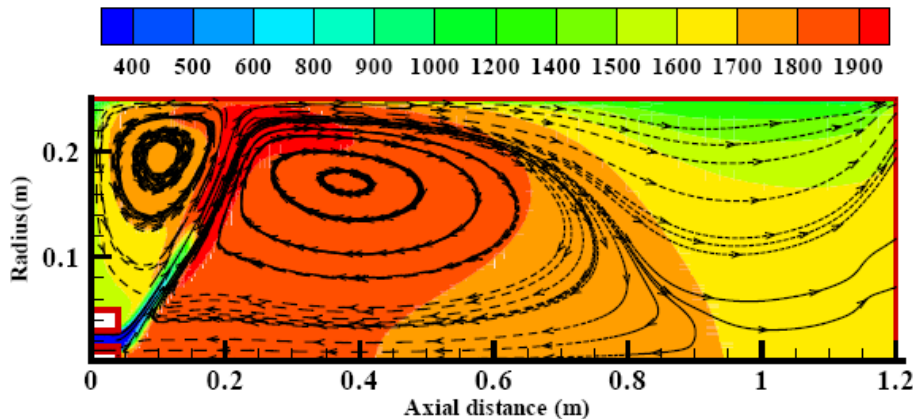
با توجه به اینکه مطالعه عدد چرخش در فضای مجازی انجام می شود بیش از بررسی نیاز به اعتبار دهی نتایج می باشد. لذا ابتدا نتایج حاصل از محاسبات عدد چرخش ۰.۹ با نتایج تجربی موجود مورد مقایسه قرار گرفته است. در شکل (۳) مقایسه نتایج تجربی و عددی حاضر برای ارتفاع ۶۰ میلیمتری از کف محفظه احتراق نشان داده شده است. نتایج عددی توافق نسبتاً رضایت بخشی با داده های تجربی دارد. بیشترین اختلاف در قسمت مرکزی دیده می شود که نتایج عددی دما را کمتر از میزان حقیقی پیش بینی می کنند. پیش بینی این قسمت از جریان که به شدت تحت تأثیر جریان برگشتی مرکزی قرار دارد با خطای بیشتری روبرو می باشد. علت اختلاف قسمت مرکزی می تواند عمدتاً ناشی از عملکرد مدل آشفتنگی باشد. با تخمین کمتر از میزان حقیقی نسبت ϵ/k در این منطقه میزان دما نیز در این ناحیه کمتر پیش بینی شده است.



شکل ۳- توزیع دما در فاصله ۶۰ میلیمتری از ابتدای محفظه احتراق

۴-۲- اثر عدد چرخش

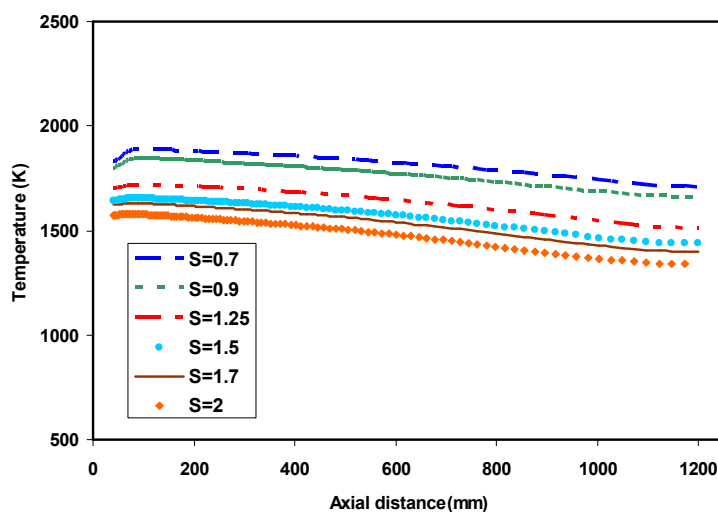
در شکل (۴) کانتور توزیع دما به همراه خطوط جریان در داخل محفظه احتراق در حالیکه عدد چرخش ۰.۹ می باشد، به نمایش در آمده است.



شکل ۴- کانتور توزیع دما و خطوط جریان در مقطع محافظه احتراق

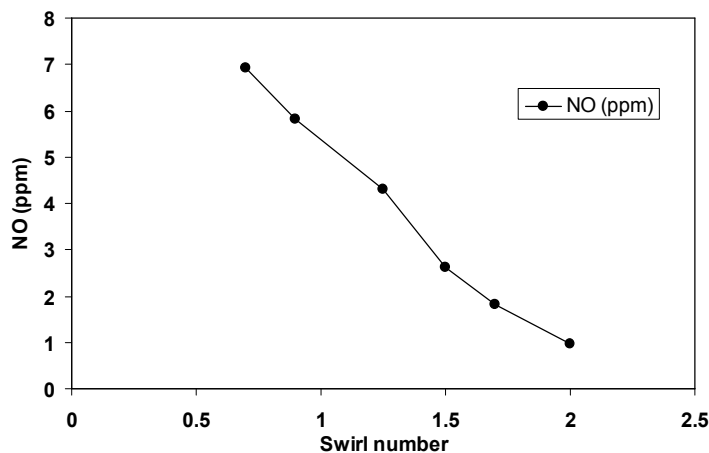
همانطور که مشاهده می شود دو منطقه چرخشی، یکی در داخل و دیگری در خارج مشعل شکل می گیرد. منطقه چرخشی داخلی باعث پایداری شعله می شود و همچنین طول شعله را کاهش می دهد. منطقه چرخشی خارجی افزایش انتقال حرارت شعله به دیواره را به دنبال دارد. همچنین در قسمت مرکزی یک جریان برگشتی قوی نیز شکل می گیرد. به دلیل وجود چرخاننده در مجاری ورودی هوا، جریان مولفه مماسی پیدا کرده و به سمت کناره ها منحرف می شود. در قسمت مرکزی به دلیل وجود جریان برگشتی، دما در قسمت بالایی مشعل بالا می باشد.

در شکل (۵) تغییرات دما مربوط به محور طولی محافظه احتراق برای عددهای چرخش مختلف در ورودی نمایش داده شده است. همانطور که مشاهده می شود، با افزایش عدد چرخش دما بر روی محوری کاهش می یابد. برای عدد چرخش ۰.۷ دما در حدود ۱۸۰۰ کلوین می باشد در حالیکه این مقدار برای عدد چرخش ۲ به حدود ۱۵۵۰ کلوین کاهش می یابد. دما در ابتدای محافظه احتراق به دلیل وجود گردابه ها و همچنین وجود جریانهای برگشتی بالاتر است.

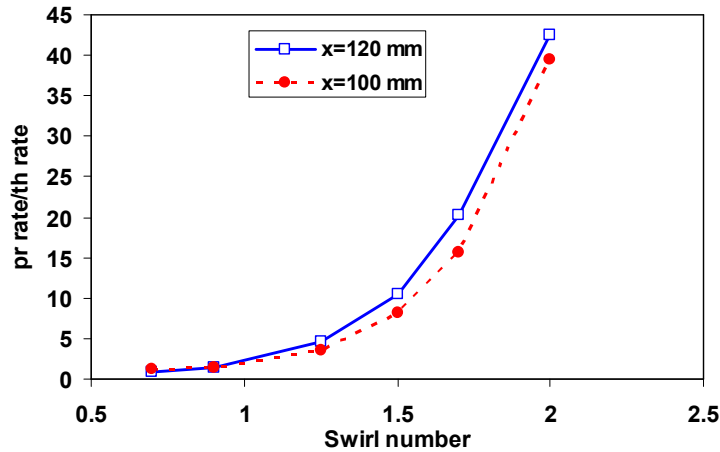


شکل ۵- دمای محور مرکزی محافظه احتراق در عددهای چرخش مختلف ورودی

در شکل (۶) تغییرات میانگین جرمی غلظت NO در خروجی محفظه احتراق با عدد چرخش ارائه شده است. با افزایش عدد چرخش به دلیل کاهش دمای محفظه احتراق، میزان NO تولیدی نیز کاهش یافته است. به گونه ای که در عدد چرخش ۰.۷ میانگین جرمی NO تولیدی در خروجی γ ppm می باشد. در حالیکه برای عدد چرخش ورودی ۲ این میزان به کمتر از ۱ppm کاهش می یابد. در شکل (۷) تغییرات نسبت نرخ تولید NO فوری به NO برای عددهای چرخش مختلف در دو فاصله طولی $x=100\text{mm}$ و $x=120\text{mm}$ نشان داده شده است. این فواصل در منطقه تشکیل شعله قرار دارند. همانطور که مشاهده می شود، همانطور که مشاهده می شود با افزایش عدد چرخش و در نتیجه کاهش دمای محفظه احتراق نسبت تولید NO فوری به NO حرارتی افزایش می یابد. به عبارت دیگر از اهمیت مکانیزم حرارتی تولید NO کاسته شده و بر اهمیت مکانیزم فوری افزوده می شود. در واقع با کاهش تولید NO حرارتی به دلیل کاهش دمای محفظه احتراق، مکانیزم NO فوری درصد بیشتری از کل NO تولیدی را به خود اختصاص می دهد و در نتیجه در عددهای چرخش بالا باید راهکار کاهش NO در جهت مقابله با تولید NO فوری باشد.



شکل ۶- غلظت NO تولیدی با عدد چرخش ورودی



شکل ۷- نسبت نرخ تولید NO فوری به NO حرارتی با عدد چرخش جریان ورودی

۵- مراجع

- 1- Hung, W.S.Y., "Accurate method of predicting the effect of humidity of injected water on NO_x emissions from industrial gas turbines", *ASME paper 74-WA/GT-6*, 1974.
- 2- McNight, D., "Development of a compact gas turbine combustor to give extended life and acceptable exhaust emissions", *Journal of Engineering for Power*, Vol. 101, No. 3, pp. 349-357, 1979
- 3- Wilks, C., and Grehold, B., "NO_x reductions from a gas turbine using exhaust gas recirculation" *ASME Paper 80-JPGC/GT-5*, 1980.
- 4- Davis, L.B., and Washam, R.M., "Development of dry low NO_x combustor", *ASME Paper 89-GT-225*, 1989.
- 5- Toof, J.L., "A model for the prediction of thermal, prompt, and fuel NO_x emissions from combustion turbines", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 108, No. 2, pp 340-347, 1996.
- 6- Beltagui, S.A., and Maccallum, N. R. L., "Aerodynamics of swirling flames-Vane generated type", *Proceeding of the 1st European Symposium on Combustion*, Sheffield, U.K., pp. 559-564, 1973.
- 7- Beer, J.M., Chieger, J.M., "Combustion aerodynamics", *Applied Science Publisher LTD*, Lodon, 1972.
- 8- Syred, N., and Beer, J. M., "Combustion in swirling flow: A Review", *Combustion and Flame*, Vol. 23 pp. 143-201, 1974.
- 9- Lilley, D.G., "Swirling flows in combustion: A review", *AIAA J*, Vol. 15 No. 8, pp 1063-1078, 1977.
- 10- Gupta, A.K., Lilley, D.G., and Syred, N., "Swirl flows", *Abacus Press*, Tunbridge Wells, England, 1984.
- 11- Syred, N., Chigier, N. A., and Beer, J. M., "Flame stabilization in recirculation zone of jets with swirl", *13th Symposium (international) on Combustion*, The Combustion Institute, Pittsburgh, PA, pp. 617-624, 1971.
- 12- Landenfeld, T., Kremer, A., Hassel, E.P., Janicka, J., Schafer, T., Kazenwadel, J., et al, "Laser-diagnostic and numerical study of strongly swirling natural gas flame", *In Proceeding of the 27th Symposium (International) on Combustion*, pp. 1023-1030, 1998.
- 13- Keck, O., Meier, W., Stricker, W., and Aigner, M., "Establishment of a confined swirling natural gas/air flame as a standard flame: temperature and species distributions from laser Raman scattering measurements", *Combustion Science Technology*, Vol. 174, pp. 117-151, 2002.
- 14- Meier, W., Keck, O., Noil, B., Kunz, O., and Stricker, W., "Investigation in the TECFLAME swirling diffusion flame: Laser Raman measurement and CFD calculations", *Applied Physics B*, Vol. 71, pp 725-731.



FCCI2010-1105

سومین کنفرانس سوخت و احتراق ایران

تهران - دانشگاه صنعتی امیرکبیر - اسفند ماه ۱۳۸۸



دانشگاه صنعتی امیرکبیر
دانشکده مهندسی هوافضا

- 15- Frassoldatia, A., Frigerioa, S., Colombob, E., Inzolib, F., and Faravellia, T., "Determination of NO_x emissions from strong swirling confined flame with an integrated CFD-base procedure", *Chemical Engineering Science*, Vol. 60, pp. 2851-2869, 2005.
- 16- Yang, W., and Zhang, J. "Simulation of Swirling turbulent combustion in the TECFLAME combustor", *Computers and Chemical Engineering*, Vol. 32 pp 2280-2289, 2008.
- 17- Lefebvre A. H., "*Gas Turbine Combustion*," McGraw Hill, 1999.
- 18- Versteeg, H. L., and Malalasekera, W., "An Introduction to Computational Fluid Dynamics", Longman, 1996.
- 19- Peters, N., "Turbulent Combustion", *Cambridge University Press*, 2000.
- 20- Hanson, R. K., and Salimian, S., "Survey of Rate Constants in the N/H/O System", *Combustion Chemistry*, W. C. Gardiner, Ed., Springer, New York, 1984.
- 21- Fenimore, C.P., "Destruction of NO by NH₃ in lean burnt gas," *Combustion and Flame*, Vol. 37, pp. 245-250, 1980.
- 22- De Soete., "Overall Reaction Rates of NO and N₂ Formation from Fuel Nitrogen" Proc Combustion Inst, pp. 1093-1102, 1974.
- 23- FLUENT User's Manual, Version 6.2.16, 2005.