

تحلیل جریان واکنشی چرخشی در محفظه احتراق مدل توربین گاز با تأکید بر فرآیند تشعشع

فرزاد بازدیدي تهراني¹، حامد زینی وند²

تهران، دانشگاه علم و صنعت ایران، دانشکده مهندسی مکانیک
bazdid@iust.ac.ir

چکیده

در مقاله حاضر، به تحلیل عددی سه بعدی جریان واکنشی، چرخشی و دیفیوژنی متان و هوا در محفظه احتراق مدل یک توربین گاز مبتنی بر روش حجم محدود پرداخته شده است. از مدل تنش‌های رینولدز (RSM) برای پیش‌بینی جریان‌ات انتقال آشفته و از مدل اضمحلال گردابه (EDM) برای بررسی واکنش جریان بهره گرفته شده است. برای پیش‌بینی انتقال حرارت تشعشعی از مدل تشعشعی انتقال مجزا (DTRM) که برای محیط‌های احتراقی با ضخامت نوری پایین مانند سوخت گاز مناسب می‌باشد، استفاده شده است و نتایج حاصله با حالتی که از تشعشع صرف‌نظر می‌شود مقایسه شده است. مقایسه نتایج حاضر با نتایج تجربی موجود نشانگر آن است که فرآیند تشعشع در محاسبات مربوط به احتراق متان تاثیر قابل توجهی بر روی پروفیل‌های دما ندارد اما بر روی بر پیش‌بینی آلاینده NO_x موثر است. همچنین، سهم مهمی از شار حرارتی ورودی به دیواره محفظه احتراق را انتقال حرارت تشعشعی تشکیل می‌دهد.

واژه‌های کلیدی: جریان واکنشی چرخشی - محفظه احتراق - شبیه‌سازی عددی - انتقال حرارت تشعشعی - آلاینده NO_x

1- مقدمه

محفظه احتراق یک توربین گاز را می‌توان به عنوان محیط احتراقی که در آن گستره وسیعی از فرآیندهای فیزیکی و شیمیایی رخ می‌دهد در نظر گرفت. امروزه با وجود پیشرفتهای بسیار در روشهای حل عددی، پیش‌بینی صحیح فرآیندهای واکنشی همچنان به عنوان یک چالش به شمار می‌رود. از طرفی هزینه‌های بالای انجام مطالعات تجربی نیاز به استفاده از روشهای حل عددی و تحلیلی را بیش از پیش ضروری می‌سازد. بررسی و تحلیل عملکرد محفظه احتراق و آلاینده‌های حاصله یک نیاز اساسی در مرحله طراحی به شمار می‌رود. پارامترهای مهم موجود در محفظه احتراق عبارتند از رژیم جریان، واکنش اجزاء، مبادلات حرارتی و آلاینده‌های حاصل. به منظور شبیه‌سازی جریان داخل محفظه احتراق مطالعات وسیعی صورت گرفته است. از طرفی دیگر ایجاد جریان چرخشی در محفظه احتراق به عنوان یک وسیله موثر جهت پایدار کردن شعله و همچنین اختلاط بهتر سوخت و اکسیدکننده به حساب می‌آید. ایجاد جریان توأم با چرخش سبب تولید گرادیان‌های فشاری منفی و همچنین جریان‌های برگشتی در داخل محفظه احتراق می‌شود. این فرآیندها در نهایت گردابه‌ها را تولید می‌کنند که در عین پایدار کردن شعله باعث اختلاط بهتر نیز می‌شود. نجاد (Nejad) و همکاران [1] مدل آشفته‌گی استاندارد $k-\epsilon$ را برای پیش‌بینی جریان چرخشی در داخل محفظه احتراق با $S = 0/3$ به کار برده‌اند که S عدد چرخش نامیده می‌شود و به عنوان

1- دانشیار مهندسی مکانیک

2- دانشجوی کارشناسی ارشد تبدیل انرژی

نسبت بین شار محوری حاصل از ممان زاویه ای به شار محوری ناشی از ممان خطی تعریف می شود (رجوع به معادله 1). آنها نشان داده اند که مدل استاندارد $k-\epsilon$ قابلیت پیش بینی جریان های چرخشی را ندارد. مدل $k-\epsilon$ (RNG) [2] علیرغم اینکه جریانهای چرخشی تشکیل شده در کناره را تا حدودی می تواند پیش بینی کند ولی در پیش گویی جریانهای گردابه ای مرکزی برای جریانهای چرخشی با عدد چرخش بزرگتر از 0/5 ناتوان است. مدل آشفتگی تنش های رینولدز (RSM) [3] با وجود هزینه های سنگین محاسباتی، دارای دقت خوبی برای مدلسازی جریانهای دارای چرخش بالا می باشد و علاوه بر پیش بینی گردابه های کناری، جریان چرخشی بزرگ منطقه مرکزی را با دقت قابل قبولی پیش بینی می کند. همچنین مدل های پیچیده تری مانند شبیه سازی گردابه های بزرگ (LES) توسط دی مر (Di Mare) و همکاران [4] و ماهش (Mahesh) و همکاران [5] برای بررسی جریانهای واکنشی داخل محفظه احتراق به کار برده شده است. اما مدل LES به دلیل نیاز به تعداد المان های بسیار زیاد و در نتیجه واحد پردازش مرکزی (CPU) بسیار قوی، دارای هزینه سنگین است. اخیراً مدل جدید حل مستقیم عددی (DNS) نیز تنها برای مدل های ساده تحقیقاتی به کار برده شده است [6]. مدلسازی اندرکنش آشفتگی و احتراق سوخت گاز توسط محققان بسیاری مانند چانگ (Chung) [7] و جونز و وایت لا (Jones and Whitelaw) انجام گرفته است [8]. ویسکانتا و منگوچ (Viskanta and Menguc) [9] بررسی جامع و وسیعی در مورد انتقال حرارت تشعشی در سیستمهای احتراقی انجام داده و ویژگیهایی مانند قابلیت کاربرد برای خواص غیر همگن و وابسته، محیط های با پراکنش و گرادیان دمایی بالا و همچنین هماهنگ پذیری با الگوریتم های المان محدود و حجم محدود را برای یک مدل تشعشی بیان کرده اند. اندرکنش فرآیند تشعشع و جریان واکنشی آشفتگی نیز به عنوان یک چالش عمده همواره مورد بررسی قرار گرفته است و نتایج نشان می دهد که تشعشع و آشفتگی اثری متقابل بر یکدیگر دارند. لی و مدست (Li and Modest) [10-11] جدیدترین تحقیقات را در این مورد به کمک بسته نرم افزاری دینامیک سیالات محاسباتی (FLUENT) [12] انجام داده اند. اسموت (Smoot) و همکاران [13] و اسموت و اسمیت (Smoot and Smith) [14] نخستین مدل های پیش بینی و مدلسازی NO_x را پیشنهاد کرده اند. در مقاله حاضر، تحلیل عددی محفظه احتراق مدل توربین گاز ساکن مورد بررسی قرار گرفته و نتایج حاصله با داده های تجربی موجود که توسط ویگند (Weigand) و همکاران [15] استخراج شده است مورد مقایسه قرار گرفته است. مدل آشفتگی و مدل واکنشی ثابت در نظر گرفته شده است و نتایج حاضر برای وجود و عدم وجود تشعشع بررسی شده است.

2- روش محاسباتی

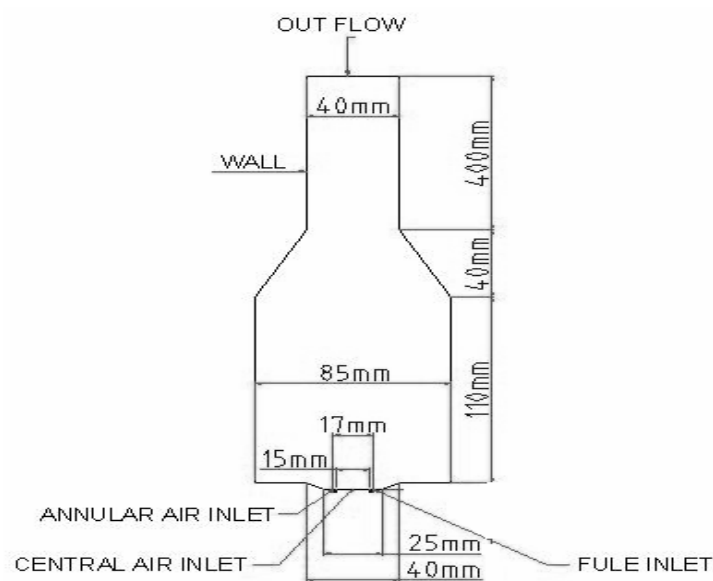
به منظور حل معادلات حاکم و به دلیل پیچیدگی و تنوع در شرایط حاکم بر مسئله، بسته نرم افزاری FLUENT [12] که مبتنی بر روش حجم محدود در مرکز سلول است مورد استفاده قرار گرفته است. برای گسسته سازی ترمهای معادلات، تقریب مرتبه 2 به کار برده شده و کوپل کردن ترمهای فشار و سرعت توسط الگوریتم سیمپل سی (SIMPLEC) صورت گرفته است. حل کننده تفکیکی (Segregated) با فرمولاسیون ضمنی (Implicit) به کار گرفته شده است. معیار همگرایی 10^{-6} برای مقادیر مانده ترمهای انرژی و اجزاء و 10^{-4} برای سایر ترمهای معادله انتقال، اعمال شده است.

3- هندسه مسأله و شبکه انتخابی

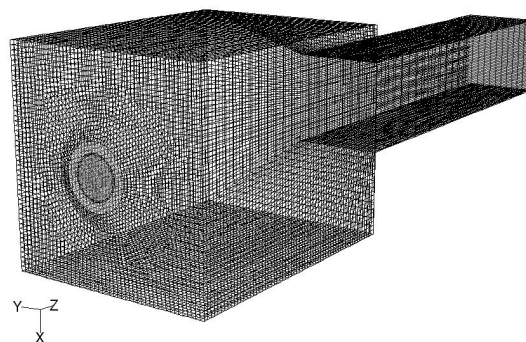
هندسه شماتیک محفظه احتراق مورد مطالعه بر مبنای کار آزمایشگاهی ویگند و همکاران [15]، که در شکل های (1) و (2) نشان داده شده است، سه بعدی و مکعبی شکل با عرض 85mm و ارتفاع 110mm می باشد. برای جلوگیری از بازگشت جریان خروجی و تاثیر جریان های پایین دست، محفظه احتراق به یک خروجی بلند به طول 400 mm متصل شده است. ورودی سوخت در مدل آزمایشی از 72 منفذ تشکیل شده که در اینجا با یک ورودی حلقوی با عرض 0/48mm جایگزین شده است. ورودیهای هوا شامل یک ورودی مرکزی و یک ورودی حلقوی می باشد که هر دو دارای جریان چرخشی با $S = 0/55$ می باشند. عدد چرخش، S ، توسط رابطه زیر قابل محاسبه می باشد [15].

$$S = \frac{\int_0^R 2\pi u w \rho r^2 dr}{R \int_0^R 2\pi u^2 \rho r dr} \quad (1)$$

که در آن u ، مولفه محوری سرعت، w مولفه مماسی سرعت و R قطر حداکثری نازل می باشد. هوا و متان در دمای محیط وارد محفظه احتراق می شوند. دیواره ها از جنس کوارتز با ضریب هدایت حرارتی بسیار پایین می باشد. دبی سوخت ورودی 12.3 gr/min و دبی هوای ورودی 281 gr/min می باشد که به نسبت سه به دو بین ورودی حلقوی و مرکزی تقسیم می شود. با توجه به شکل (2)، از بسته نرم افزاری GAMBIT [16] برای شبکه بندی محفظه استفاده شده است. پس از حل هندسه با تعداد مش های متفاوت، عدم وابستگی جوابها به تعداد مش بدست آمده است و در نهایت مدل نهایی با 4×10^5 المان که از نوع مش سازمان یافته (structured) می باشد، حل شده است.



شکل 1- ابعاد محفظه احتراق و شرایط مرزی اعمال شده



شکل 2- هندسه سه بعدی و شبکه بندی محفظه احتراق مدل شده

4- معادلات حاکم

فرم کلی معادلات جریان دائم و پایا برای مختصات استوانه ای به صورت زیر است [17]:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + S_{\phi} \quad (2)$$

که در آن ϕ بیانگر متغیرهایی مانند جرم، مومنتم، انرژی جنبشی، نرخ اتلاف انرژی جنبشی، آنتالپی و کسر جرمی اجزائی شامل $(\text{CH}_4, \text{O}_2, \text{N}_2, \text{H}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{CO}_2, \text{CO})$ ، Γ_{ϕ} ضریب دیفیوژن، S_{ϕ} ترم چشمه های جریان (رجوع به معادله شماره (3)) و ρ چگالی جریان می باشند. معادله انرژی دارای دو ترم چشمه، وابسته به واکنش های شیمیایی و انتقال حرارت تشعشی به شکل زیر می باشد [17]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j + u_j (\tau_{ij})_{eff} \right) + S_{Reaction} + S_{Radiation} \quad (3)$$

که در آن k_{eff} ضریب هدایت مؤثر ($k_{eff} = k + k_t$) و J_j شار نفوذی جزء j می باشد. سه ترم ابتدایی سمت راست معادله (3)، بیان کننده انتقال انرژی هستند که به ترتیب ناشی از هدایت، نفوذ اجزاء و اتلاف ویسکوزیته می باشد. دو ترم انتهایی سمت راست بیان کننده واکنش شیمیایی و انتقال حرارت تشعشی می باشند که در ادامه مقاله در رابطه با آنها بحث شده است.

4-1- مدل آشفتگی

فرم تانسوری معادلات ناویر-استوکس در حالت پایا به صورت زیر نوشته می شود [18]:

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0, \quad (4)$$

$$\frac{\partial(U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial U_j}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right), \quad (5)$$

که در آن U_j و u_j مولفه های متوسط و نوسانی سرعتها، P متوسط فشار و ν ویسکوزیته سیال می باشد. فرم مدل شده معادلات انتقالی تنش های رینولدز (RSM) به صورت معادله (4) نوشته می شود [19]:

$$\frac{\partial(U_k \overline{u_i u_j})}{\partial x_k} = P_{ij} - \varepsilon_{ij} + \phi_{ij} + d_{ij} \quad (6)$$

P_{ij} ، ε_{ij} ، ϕ_{ij} و d_{ij} به ترتیب عبارتند از تولید، اضمحلال، فشار - کرنش و نفوذ تنش های رینولدز. نفوذ تنش های رینولدز شامل دو بخش است: نفوذ آشفتگی d_{ij}^T و نفوذ مولکولی d_{ij}^L . به طور کلی ترمهای اساسی معادلات انتقالی تنش های رینولدز به صورت زیر نوشته می شود:

$$d_{ij}^T = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\overline{\rho u_i u_j u_k} + p(\delta_{kj} u_i + \delta_{ik} u_j) \right], \quad (7)$$

$$d_{ij}^L = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u_i u_j}) \right], \quad (8)$$

$$P_{ij} = -\rho \left(\overline{u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \right), \quad (9)$$

$$\phi_{ij} = p \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (10)$$

$$\varepsilon_{ij} = -2\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_k}. \quad (11)$$

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.

$$d_{ij}^T = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\rho \frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} \right), \quad (12)$$

که در آن،

$$\sigma_k = 0.82$$

و v_t ، ویسکوزیته ادی آشفته‌گی است که از رابطه (13) محاسبه می شود.

$$v_t = C_\mu \left(\frac{k^2}{\varepsilon} \right), \quad (13)$$

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

2-4- مدل واکنشی

برای مدلسازی فرآیند احتراق از مدل اضمحلال گردابه (Eddy Dissipation Model) که نخستین بار توسط اسپالدینگ (Spalding) پیشنهاد شد و سپس توسط مگنسن و جرتاگر (Magnussen and Hjertager) [20] توسعه یافت، استفاده شده است. مدل مذکور، نرخ واکنش شیمیایی را به نرخ اضمحلال گردابه های حاوی واکنش دهنده ها و محصولات مربوط می کند. 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 [21]. در این مدل سه نرخ واکنشی متفاوت محاسبه می شود:

نرخ کسر جرمی متوسط سوخت

$$\overline{\omega_F} = \overline{\rho A Y_F} \frac{\varepsilon}{k}, \quad (14)$$

نرخ کسر جرمی متوسط اکسید کننده

$$\overline{\omega_{O_2}} = \overline{\rho \frac{A Y_{O_2}}{\nu}} \frac{\varepsilon}{k}, \quad (15)$$

و نرخ کسر جرمی متوسط محصول

$$\overline{\omega_P} = \overline{\rho \frac{A.B}{(1+\nu)} Y_P} \frac{\varepsilon}{k}, \quad (16)$$

در معادله (14) تا (16)، A و B اعداد ثابت هستند. مینیمم این سه نرخ به عنوان نرخ کلی واکنش در نظر گرفته می شود. در مدل اضمحلال گردابه فرض می شود که واکنش باید بسیار سریعتر از اختلاط باشد و بنابراین فقط سرعت اختلاط (نرخ شکست گرداب) محاسبه می شود. فرض واکنش سریع به میزان قابل توجهی مقدار تشکیل محصول را زیاد پیش‌گویی می کند و بنابراین اکسیدازت NO را بیش از مقدار واقعی پیش بینی می کند [22]. مدل اضمحلال گردابه در مقایسه با مدل‌های جدیدتر مانند معادله انتقال تابع احتمال جرم مخصوص (Probability Density Function Transport Equation) [23] و مدل‌های پیشرفته شعله‌های کوچک (Flamelet) [24] دارای دقت کمتری است. ولی به همان میزان، مدل‌های احتراقی مذکور در هنگام مواجهه با جریان‌های با آشفستگی شدید و با حضور تشعشع، دارای مشکل زمان بر و پرهزینه بودن می گردند [27].

3-4- مدل تشعشعی

در سیستم‌های احتراقی بخش عمده‌ای از انتقال حرارت به طریقه تابش صورت می گیرد. معادله کلی انتقال تشعشعی (Radiative Transfer Equation) یک معادله انتگرالی-دیفرانسیلی می باشد. در نتیجه حل آن به روش‌های معمولی بسیار مشکل و پرهزینه است. روش‌های مختلفی برای مدل‌سازی تشعشع به وجود آمده است که هر یک دارای محاسن و معایبی می باشند. مدل مورد استفاده در مقاله حاضر، مدل تشعشعی انتقال مجزا (Discrete Transfer Radiation Method) می باشد [25] که برای محیط‌های با ضخامت نوری کم (مانند سوخت گاز) جواب قابل قبولی می دهد. ضخامت نوری، aL معیاری مناسب برای انتخاب نوع مدل تشعشعی می باشد که در آن a ضریب جذب و L یک پارامتر هندسی مناسب از محفظه مورد بررسی می باشد. مدل انتقال مجزا، کل تبدلات تابشی از یک ذره را با تعدادی پرتو معین و در زوایای مشخص جایگزین می کند. با افزایش تعداد پرتوها، دقت محاسبات افزایش می یابد ولی مدت زمان محاسبه نیز افزایش خواهد یافت. در مطالعه حاضر، هر ذره در نظر گرفته شده به 16 بخش تقسیم می شود و از هر بخش یک پرتو به عنوان نماینده مورد بررسی قرار می گیرد. ملاک محاسبات، شدت پرتو تابیده شده از ذره می باشد. در معادله (17)، تغییرات شدت تشعشع، I ، در مسیر s ، بصورت زیر نوشته می شود:

$$\frac{dI}{ds} + aI = \frac{a\sigma T^4}{\pi} \quad (17)$$

که در آن a = ضریب جذب گاز (1/m)، I = شدت تشعشع پرتو، T = دمای محلی گاز (K) و σ = ثابت استفان-بولتزمن $(5.672 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4)$ می باشد.

مدل انتقال مجزا، پراکنش را در محاسبات خود وارد نمی کند و با توجه به مدل کردن سوخت گازی در کار حاضر و اینکه بیشترین سهم تشعشع مربوط به گازهای غیر درخشنده مانند دی اکسید کربن با خواص پراکنشی بسیار پایین می باشد، لذا اثر منفی این نکته قابل چشم پوشی است. همچنین ضریب جذب در این مدل ثابت در نظر گرفته نشده است بلکه با استفاده از مدل توزیع وزنی مجموع گازهای خاکستری (Weighted-Sum-of-Gray-Gases Model) که نخستین بار توسط هاتل (Hottel) پیشنهاد شد [26]، اثر تغییرات فشار، دما و اجزاء بر روی ضریب جذب مد نظر قرار گرفته است.

3-4- مدل آلاینده‌گی

برای بررسی آلاینده‌های نیتروژن، بیشترین تاکید بر روی آلاینده اکسید نیتروژن (NO) شده است که اهمیت بسیار بیشتری نسبت به دی اکسید نیتروژن (NO_2) و همچنین اکسید دی نیتروژن (N_2O) دارد [27] مدل آلاینده‌گی شامل سه سینتیک شیمیایی اصلی می باشد:

1- اکسید نیتروژن حرارتی بر مبنای مکانیزم توسعه یافته زلدویچ (Zeldovich) [27] که از اکسیداسیون مستقیم نیتروژن موجود در اتمسفر شکل می گیرد و بیشترین درصد NO_x تشکیل شده را شامل می شود. مکانیزم توسعه یافته زلدویچ به صورت زیر تعریف می شود:



به علاوه یک واکنش سوم که در نزدیکی شرایط استوکیومتریکی و مخلوط غنی اهمیت پیدا می کند نیز وجود دارد که توسط رابطه زیر بیان می شود.



نرخهای ثابت واکنش از بررسی تجربی هانسن و سلیمیان (Hanson and Salimian) [28] قابل برداشت است. نرخ خالص تشکیل NO حاصل از واکنش های 18 الی 20 به صورت معادله واکنش 21 است.

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_1 [O][N_2] + k_2 [N][O_2] + k_3 [N][OH] - k_{-1} [NO][N] - k_{-2} [NO][O] - k_{-3} [NO][H] \quad (21)$$

واحد تمام غلظت ها مول بر مترمکعب (mol/m^3) می باشد.

2- اکسید نیتروژن فوری (Prompt) که اولین بار توسط فنیمور (Fenimore) [29] ارائه شد. در این مکانیزم، اکسید نیتروژن از اکسیداسیون مستقیم نیتروژن تشکیل نمی شود، بلکه به صورت غیر مستقیم و از سیانید نیتروژن (HCN) تولید شده در محفظه احتراق شکل می گیرد. مکانیزم تشکیل اکسید نیتروژن فوری به صورت زیر است:



مقدار اکسید نیتروژن فوری به شدت به میزان کربن موجود در محفظه وابسته می باشد. این مکانیزم به ویژه در شرایط احتراقی دما پایین و یا حاوی مخلوط غنی سوخت اهمیت پیدا می کند که با ایجاد شرایط مناسب می توان آن را تا حدودی کنترل کرد.

3- اکسید نیتروژن سوخت، که در مدل حاضر به دلیل اینکه گاز متان خالص در نظر گرفته شده و حاوی نیتروژن نمی باشد از آن صرفنظر شده است.

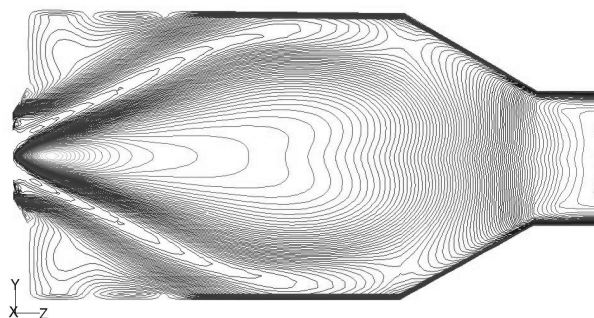
مکانیزم سوختن مجدد NO_x های تشکیل شده نیز منظور شده است که فرم کلی آن به صورت زیر می باشد.



همچنین برای ایجاد اثر آشفستگی جریان بر مکانیزم تشکیل NO_x از تابع احتمال جرم مخصوص (PDF) استفاده شده است، به این ترتیب اثر مهم آشفستگی بر تشکیل NO_x در محاسبات دخیل شده است.

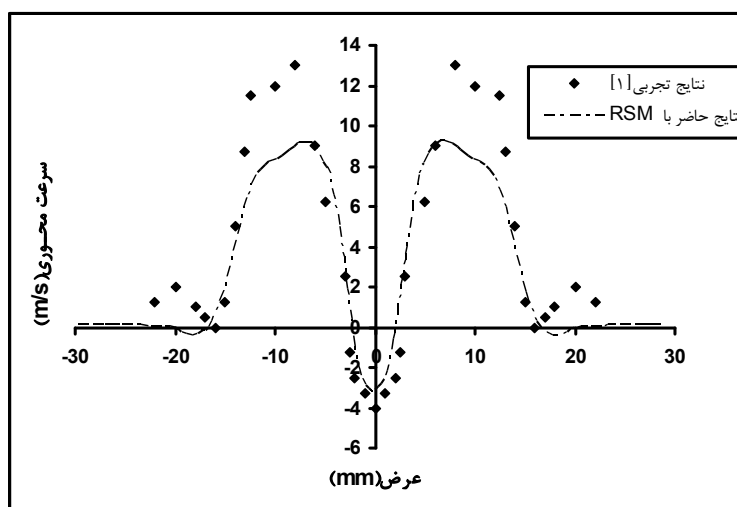
5- بحث پیرامون نتایج

در شکل (3) کانتورهای سرعت محوری در مقطع عرضی محفظه احتراق (مقطع برشی میانی $X=0$) نمایش داده شده است. تشکیل منطقه های گردابه داخلی و خارجی ناشی از جریان چرخشی به خوبی نمایان است. گردابه بزرگ تشکیل شده در منطقه مرکزی نقش مهمی در پایداری شعله و اختلاط بهتر سوخت و اکسید کننده ایفا می کند. این گردابه به شکل یک چنبره تشکیل می شود. همچنین گردابه های کناری باعث افزایش نرخ انتقال حرارت به دیواره ها می گردد. مدل تنش های رینولدز (RSM) در پیش بینی گردابه های کناری عملکرد مناسبی دارد.



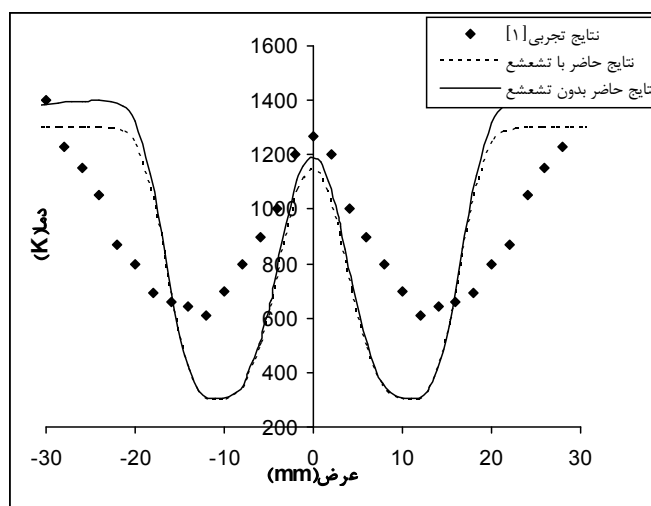
شکل 3 - کانتورهای سرعت محوری در مقطع میانی ($X=0$)

شکل (4) مقایسه بین پروفیل های سرعت محوری پیش بینی شده و نتایج تجربی موجود [15] در ارتفاع $h=1\text{mm}$ از سطح پایینی محفظه که به عنوان سطح مینا در نظر گرفته شده است را ارائه می کند. مدل (RSM) جریانهای برگشتی را به خوبی پیش بینی می کند و تشکیل گردابه های داخلی و خارجی را نمایان می سازد. جریان های برگشتی کناری با مقادیر منفی شکل در عرض محفظه مدل، بین 15mm تا 20mm نمایان شده است. این نکته به صورت مشخص در قسمت مرکزی مشاهده می شود و عملکرد مطلوب مدل (RSM) در پیش بینی پدیده پیچیده برگشت جریان (ناشی از چرخش جریان) قابل توجه می باشد. مدل (RSM) به دلیل اینکه یک مدل غیر ایزوتروپیک می باشد، بهتر از مدل های ایزوتروپیک می تواند فرآیندهای غیر ایزوتروپیک مانند چرخش جریان را پیش بینی کند.

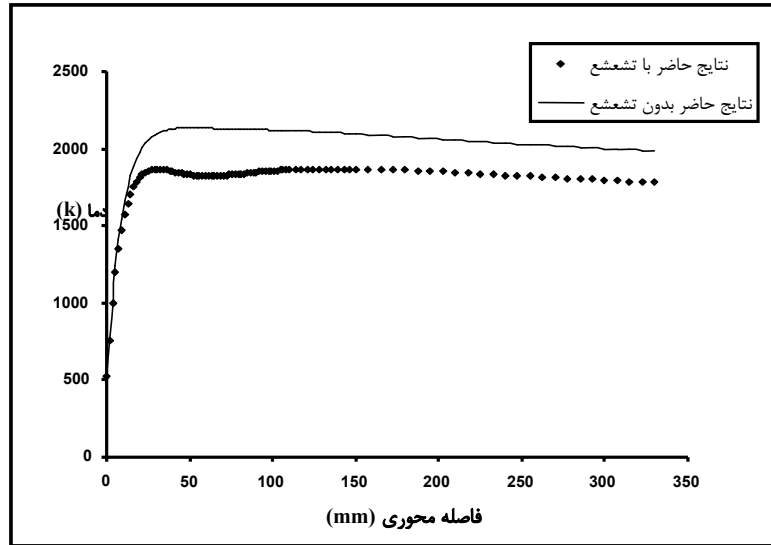


شکل 4- مقایسه بین پروفیل های سرعت محوری حاضر و نتایج تجربی در ارتفاع $h=1\text{mm}$

در شکل (5) پروفیل‌های دمای حاصل از تحلیل عددی حاضر و داده‌های تجربی موجود در ارتفاع $h=5\text{mm}$ از سطح مینا آورده شده است. در نواحی ورودی سوخت و هوا و همچنین در نزدیک دیواره‌ها به دلیل وجود کشیدگی شدید شعله و ضعف مدل احتراقی اضمحلال گردابه (EDM) در پیش بینی شعله‌های با کشیدگی زیاد، نتایج حاضر با اطلاعات تجربی اختلاف دارد. به عنوان نمونه، در مناطق ورودی جریان در حدود 50 درصد اختلاف وجود دارد زیرا در این مناطق سرعت اختلاط سوخت و اکسید کننده از سرعت احتراق آنها بالاتر است که با فرض مدل اضمحلال گردابه (EDM) در تناقض است، ولی در سایر قسمت‌ها نتایج قابل قبول است. نکته‌هایی که در اینجا قابل ذکر است، اول رفتار ترمو اکوستیکی شعله و دوم احتراق تا حدودی آمیخته (Partially Premixed) شعله است [15] که هر دو مورد، مدل‌سازی احتراقی شعله را به خصوص در منطقه ورودی سوخت و اکسید کننده مشکل می‌سازد. به عبارت دیگر، اگر چه فرآیند ورودی سوخت و هوا به صورت غیر آمیخته می‌باشد، ولی به دلیل نوع جریان، رفتار یک شعله تا حدودی آمیخته را نشان می‌دهد که این نکته در مرجع [15] نیز گزارش شده است. همچنین، وقتی تشعشع دخیل می‌شود پیک دما مقداری (در حدود 5 درصد) کاهش می‌یابد که ناشی از گسیل درصدی از حرارت بوسیله تشعشع می‌باشد. این موضوع در شکل (6) که دمای خط مرکزی (بر روی محور Z) محفظه احتراق را در فاصله محوری نشان می‌دهد نیز مشهود است. با وارد شدن تشعشع به محاسبات، دمای محوری محفظه احتراق کاهش می‌یابد که میزان آن بین 10-15 درصد می‌باشد. از آنجا که بیشترین درصد محصولات احتراق متان را گازهای غیردرخشانده تشکیل می‌دهد، لذا تاثیر تشعشع اندک است.

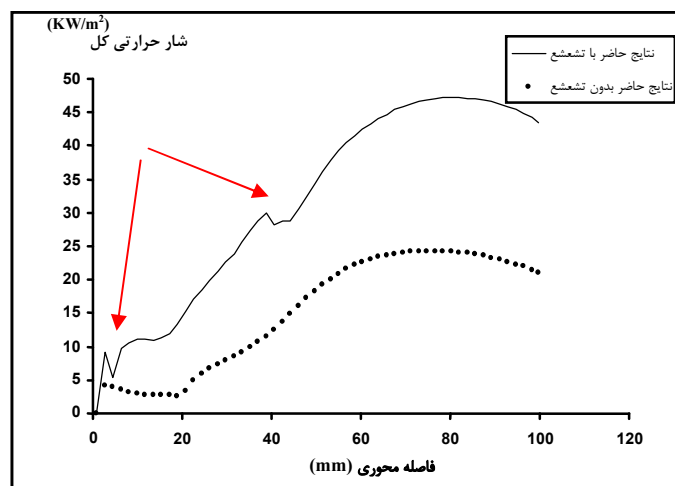


شکل 5- مقایسه بین پروفیل‌های دمای حاضر و نتایج تجربی در ارتفاع $h=5\text{mm}$ علت اختلاف در سطر 4 بالا آورده شده است)



شکل 6- تغییرات دمای محوری محفظه احتراق مدل با توجه به تاثیر فرآیند تشعشع

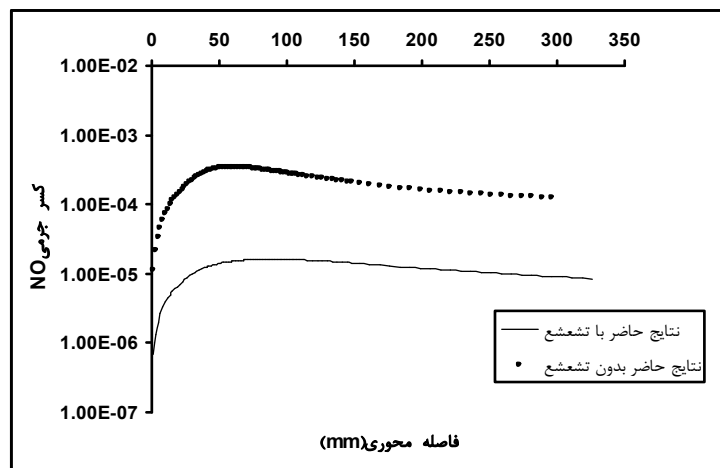
از شکل (7) می توان استنباط کرد که وارد کردن تشعشع در محاسبات، به شدت بر روی شار حرارتی کلی وارده بر دیواره های محفظه احتراق تاثیر گذار است. در واقع به دلیل تمرکز بیشتر شعله در منطقه چرخشی مرکزی، درصد زیادی از شار حرارتی وارده بر دیواره ها از طریق تابش صورت می گیرد. البته از نقش انتقال حرارت به طریقه جابجایی نیز نمی توان چشم پوشی نمود. کاهش شار حرارتی کل در فاصله محوری در حدود 50 میلیمتری در نمودار مربوط به حالت همراه با تشعشع را می توان به حضور اجزاء ورودی دانست که در اثر جریان چرخشی به دیواره این مناطق بسیار نزدیک می شوند و مقداری از شار حرارتی تشعشعی را جذب خود می کنند.



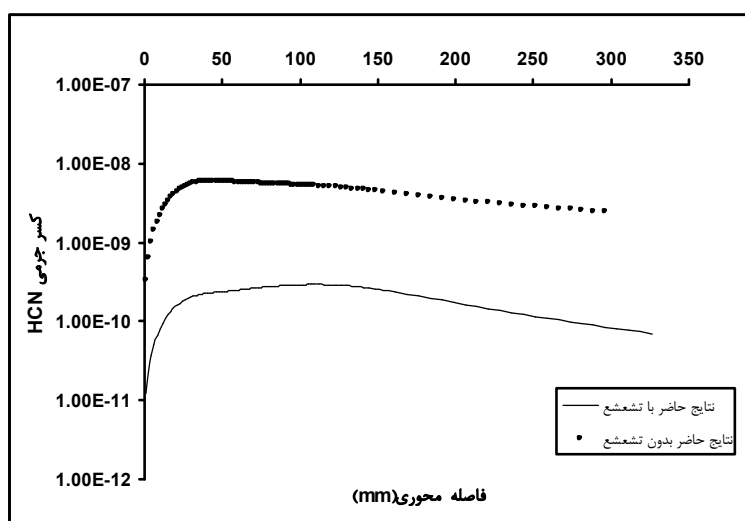
شکل 7 - تاثیر حضور فرآیند تشعشع بر روی شار حرارتی کلی وارده بر دیواره محفظه

با توجه به شکل (8)، میزان NO_x تولید شده در مناطق با غلظت سوختی بالا و همچنین دمای بالاتر بیشتر است. از طرفی، بدلیل اینکه احتراق در دمای بالایی صورت می گیرد و مکانیزم های محاسباتی اکسیدهای نیتروژن به تغییرات جزئی

دما در شرایط دمایی بالا حساس می باشند، همین تغییرات کم به واسطه وجود تشعشع باعث تغییرات مشخصی در اکسید نیتروژن تولید شده می شود. به عبارت دیگر، کاهش دمای شعله به دلیل کاهش تشعشع سبب تولید اکسید نیتروژن کمتری می شود. همین شرایط را در مورد سیانید هیروژن (HCN) تولیدی که نقشی مهم در تولید NO_x فوری دارد می توان در شکل (9) مشاهده کرد. مقدار NO_x پیش بینی شده در محفظه احتراق به شدت به دقت محاسبات مربوط به جریان و احتراق وابسته است.



شکل 8 - کسر جرمی NO تشکیل شده در محور Z محفظه احتراق



شکل 9 - کسر جرمی HCN تشکیل شده در محور Z محفظه احتراق

6- نتیجه گیری

مدل سازی و تحلیل عددی محفظه احتراق مدل یک توربین گاز به روش حجم محدود انجام شده است.
1- آشفستگی جریان با استفاده از مدل تنش های رینولدز (RSM) مورد بررسی قرار گرفته و نتایج رضایت بخشی در مورد گردابه های داخلی، خارجی و جریان های برگشتی حاصل شده است.

- 2- مدل واکنشی (EDM) برای قسمتهایی از شعله که دارای کشیدگی شدید می باشند نتایج چندان مطلوبی ارائه نمی دهد که به دلیل بالاتر بودن سرعت اختلاط نسبت به سرعت احتراق در این مناطق می باشد، ولی برای سایر قسمتها نتایج قابل قبول می باشد.
- 3- اثر فرآیند تشعشع در احتراق متان بررسی شده و نتایج حاصله با داده‌های تجربی موجود مورد مقایسه قرار گرفته است. مشاهده شده است که در احتراق متان به دلیل غالب بودن گازهای غیر درخشان، اثر تشعشع در پروفیل دمایی شعله ناچیز است ولی در شار حرارتی کلی وارده بر دیواره ها تاثیر به سزایی دارد. همچنین به دلیل دمای بالای واکنش، وجود تشعشع بر محاسبات آلاینده NO_x که تاثیر شدیدی از تغییرات دما در دماهای بالا می گیرد تاثیرگذار است.

مراجع

1. Nejad, A.S., Vanaka, S.P., Favaloro S.C., Samimy M., and Langenfeld C., "Application of Laser Velocimetry for Characterization of Confined Swirling Flow," J. Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 3, pp.36-45, 1989.
2. Yakhot, V., and Orszag, S.A., "Renormalization group and local order in strong turbulence," Nuclear physics B – Proceeding Supplements, Vol. 2, pp. 417-440, 1987.
3. Launder, B.E., "Second-moment closure: present and future," Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 10, No. 4, 1989.
4. Di Mare, F., Jones, W.P., and Menzies, K.R., "Large eddy simulation of a model gas turbine combustor," J. Combustion and Flame, pp. 278-294, 2004.
5. Mahesh, K., Constantinescu, G., Apte, S., Laccarino, G., Ham, F., and Moin, P., "Large-eddy simulation of reacting turbulent flows in complex geometries," ASME J. Applied Mechanics, Vol. 73, pp. 374-381, 2006.
6. Boger, M., Veynante, D., Boughanem, H., and Trouve, A., "Direct numerical simulation analysis of flame surface density concept for large eddy simulation of turbulent premixed combustion," 27th Symposium (International) on Combustion Institute, pp. 917-925, 1998.
7. Chung, T.J., Numerical Modeling in Combustion, Washington, D.C., Taylor and Francis, 1993.
8. Jones, W.P., and Whitelaw, J.H., "Calculation methods for reacting turbulent flows – Review," Combustion and Flame, Vol. 48, pp.1-26, 1982.
9. Viskanta, R., and Mengüç, M.P., "Principle of radiative heat transfer in combustion systems, Handbook of Heat and Mass Transfer, N. Chermisnoff, Ed., Gulf Publishing, Houston, Vol. 4, chap. 22, pp. 925-978, 1990.
10. Li, G., and Modest, M.F., "Turbulence-radiation interactions in reacting flows using a hybrid FV/PDF Monte Carlo method," Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer, Vol. 73, No. 2-5, pp. 461-472, 2002.
11. Li, G., and Modest, M.F., "Importance of Turbulence-Radiation Interactions in Turbulent Reacting Flows," ASME/IMCE, Louisiana, 2002.
12. FLUENT Computational Fluid Dynamics Software, Version 6.2.16, FLUENT Corp., New Hampshire, 2005.
13. Smoot, L.D., Boardman, R.D., Brewster, B.S., Hill, S.C., and Foli, A.K., "Development and application of an acid rain precursor model for practical furnaces," *Energy and Fuels*, Vol. 7, pp. 786-795, 1993.
14. Smoot, L.D., and Smith, P.J., "NO_x pollutant formation in a turbulent coal system in coal combustion and gasification," Plenum Press, N.Y., page 373, 1985.
15. Weigand, P., Meier, W., Duan, X.R., Stricker, W., and Aigner, M., "Investigations of swirl flames in a gas turbine model combustor I: Flow field, structure, temperature, and species distributions," Combustion and Flame, Vol. 144, pp. 205-224, 2006.
16. GAMBIT User's Manual, Version 2.0.0, 2000.
17. Libby, P.A., and Williams, F.A., Turbulent Reacting Flows, Springer-Verlag, 1980.
18. Vandoormaal, B.E., and Raithby, G.D., "Enhancements of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flows," Numerical Heat Transfer, Vol. 7, pp. 147-163, 1984.
19. Versteeg, H. L., and Malalasekera, W., An Introduction to Computational Fluid Dynamics, Longman, 1996.
20. Magnussen, B.F., and Hjertager, B. H., "On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, pp. 269-289, 1977.
21. Spalding, B., "Mixing and chemical reaction in steady confined turbulent flames," Thirteen Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, pp. 649-657, 1970.
22. Peters, N., Turbulent Combustion, Cambridge University Press, 2000.
23. Pope, S.B., "PDF method for turbulent reactive flows," Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 11, pp. 119-192, 1985.
24. Peters, N., "Laminar diffusion flamelet models in non-premixed turbulent combustion," Progress in Energy and Combustion, Vol. 10, pp. 139-339, 1984.
25. Lockwood, F.C., and Shah, N.C., "A new radiation solution method for incorporation in general combustion prediction procedures," Eighteenth Symposium (International) on Combustion Institute, pp.1405-1409, 1981.
26. Hottel, H.C., and Sarofim, A.F., *Radiative Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1967.
27. FLUENT User's Manual, Version 6.2.16, 2005.

28. Hanson, R.K., and Salimian, S., "Survey of rate constants in H/N/O systems," W. C. Gainer, editor, Combustion Chemistry, page361, 1984.
29. Fenimore, C.P., "Destruction of NO by NH₃ in lean burnt gas," Combustion and Flame, Vol. 37, pp. 245-250, 1980.