

مدلسازی عددی مشعل متخلخل استوانه ای با انتقال حرارت جانبی

مصطفی خسروی الحسینی^۱ مهدی معرفت^۲ و کیومرث مظاهری^۳
 مرکز تحقیقات انرژی بخش مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی
 پژوهشگاه صنعت نفت دانشگاه تربیت مدرس

(تاریخ دریافت: ۱۳۸۶/۰۷/۰۲؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۸۷/۰۸/۲۷)

چکیده

در این پژوهش، انتقال حرارت جانبی از دیواره‌های مشعل متخلخل استوانه‌ای (تقارن محوری) و تأثیر آن بر رفتار حرارتی مشعل مورد تحلیل عددی قرار گرفته است. برای این منظور، معادلات حاکم در مختصات استوانه‌ای در جهت‌های طولی و شعاعی برای گاز پیش مخلوط متان و هوا در شرایط مختلف حل شده‌اند. برای آن که بیشترین تأثیر اتلاف حرارت مورد بررسی قرار گیرد، از نسبت اختلاط استوکیومتری که بیشترین دمای شعله را ایجاد می‌کنند و بیشترین اتلاف حرارت موجود را دارد، استفاده شده است. برای مقایسه نتایج عددی و تجربی، یک نمونه مخلوط رقیق مورد استفاده گرفته است. بر اساس نتایج به دست آمده، فرض آدیاباتیک بودن دیواره‌ها و در نتیجه حل یک بعدی معادلات صحیح نیست. زیرا، در حالت آدیاباتیک چنانچه مشعل به صورت یک بعدی شبیه‌سازی شود، گرادیان دمای جامد در نزدیکی دیواره مثبت به دست می‌آید که خلاف نتایج تجربی است. دلیل این رفتار را می‌توان تأثیرپذیری بیشتر نواحی مرکزی مشعل از انتقال حرارت تشعشی مرز خروجی به اطراف مشعل دانست. وجود اتلاف حرارت به دست آمده از مدل‌سازی عایق به کار رفته در آزمایش‌های تجربی مشخص نمود که حدود ۶٪ انرژی ورودی گاز توسط دیواره‌های جانبی تلف می‌شود. این اتلاف حرارت باعث کاهش کلی دما، به خصوص در نزدیکی دیواره، شده و حتی بیشینه دمای شعله را در خط تقارن محوری تحت تأثیر قرار می‌دهد. کاهش حداکثر دمای شعله بر نتایج عددی نرخ تولید مونوکسید نیتروژن نیز اثر گذاشته و آن را به سمت مقادیر تجربی نزدیک‌تر می‌کند.

واژه‌های کلیدی: مشعل متخلخل، اتلاف حرارت جانبی، احتراق، آلاینده‌های هوا

Numerical Modelling of Porous Radiant Burner with Lateral Heat Transfer

M. Khosravi-Al-Hosseini
 Energy Research Center
 Oil Industry Research Institute

M. Maerefat and K. Mazaheri
 Mech. Eng. Group, School of Eng.
 Tarbiat Modarres Univ.

ABSTRACT

In this work, numerical modelling of porous radiant burners (PRB) with sidewall heat loss has been studied. A cylindrical (axisymmetric) burner is used in a methane-air premixed combustion. The stoichiometric mixture of reactant has been selected to maximize the effects of sidewall heat transfer. Also, a lean mixture of reactant has been added. It has been observed that the one-dimensional modelling of PRB is not valid due to the sidewall heat transfer. The present study indicates that the lateral heat loss, which is found to be 6% of the supplied fuel energy, results in highly two-dimensional behavior. The temperature of the two-dimensional flame is generally lower than the one-dimensional one. This temperature reduction is observed to be more significant at the sidewall than at the centre line, where the maximum flame temperature is experienced. Due to a lower temperature, less NO_x is formed with respect to the one-dimensional modelling. The new results are much closer to the experimental data than that in previous works.

Key Words: Porous Radiant Burner, Sidewall Heat Loss, Combustion, Air Pollutants

فهرست علائم لاتین

C_p	ظرفیت حرارت ویژه
D	ضریب دیفیوژن
h	آنتالپی ویژه - ضریب انتقال حرارت جابجایی
h_v	ضریب انتقال حرارت حجمی
I	شدت تشعشع
k_a	ضریب جذب تشعشع
\dot{m}	دبی جرمی
q_r	شار تشعشعی
R	مقاومت حرارتی
T	دما
U	سرعت محوری
V	سرعت شعاعی
Y	کسر جرمی

فهرست علائم یونانی

ε	ضریب صدور - نسبت تخلخل
ω	آلبدو
k	ضریب هدایت
ρ	جرم حجمی
σ	ثابت استفان-بولتزمن
σ_s	ضریب پراکنده سازی تشعشع
μ	لزجت
$\dot{\omega}$	نرخ تولید مولی
	زیر نویس ها
f	گاز
s	جامد
k	گونه های شیمیایی
i	ورودی
o	خروجی

۱- مقدمه

احتراق در محیط متخلخل، به دلیل توان حرارتی بالا و کنترل پذیری دینامیکی سهل الوصول به همراه نرخ انتشار آلاینده های محیط زیست پایین، مورد توجه خاصی در دهه گذشته قرار گرفته است. در شعله آزاد، به دلیل خصوصیات ضعیف انتقال حرارت، ضخامت ناحیه واکنش شعله باریک است، در حالی که در مشعل های متخلخل وجود بستر متخلخل باعث ارتقای نرخ انتقال حرارت هدایتی و تشعشعی می گردد. در این نوع سیستم احتراقی، جبهه شعله می تواند درون محیط متخلخل یا در روی سطح خارجی آن تشکیل شود. مشعل متخلخل با شعله مدفون به دلیل گستره کاربرد آن مورد توجه ویژه ای بوده است و تحقیقات متنوعی از آزمایش های تجربی تا مدلسازی های ریاضی را به خود اختصاص داده است. در اکثر مدلسازی های صورت گرفته در گذشته، از فرض مدل یک بعدی استفاده شده است. در این تحقیقات، چگونگی تغییرات متغیرها در راستای عمود بر محور حرکت شعله بررسی نشده است. به بیان دیگر، در این تحقیقات فرض آدیاباتیک بودن دیواره های جانبی مشعل متخلخل به صورت معمول استفاده شده است. یکی از اولین تحقیقات انجام شده در مدلسازی دو بعدی مشعل متخلخل توسط صحراوی و کاویانی [۱] ارائه شده است. هدف اصلی این تحقیق، بررسی دقت روش متوسط گیری حجمی از معادلات حاکم نسبت به حل مستقیم آنها در یک نمونه مشعل متخلخل بوده است و برای این منظور، از مدلسازی انتقال حرارت تشعشعی صرف نظر شده است. در تحقیق هکرت و همکاران [۲] دو نمونه مشعل متخلخل در حالت دو بعدی با استفاده از روش شبیه سازی مستقیم مطالعه شده است. اولین نمونه مشعل به صورت لانه زنبوری و دومین نمونه به صورت صفحات مستطیلی غیر متصل به یکدیگر در نظر گرفته شده است. این تحقیق در واقع توسعه تحقیق صحراوی و کاویانی با در نظر گرفتن انتقال حرارت تشعشعی است. همچنین در مدلسازی احتراق از دو نمونه گاز متان و پروپان با سینتیک تک مرحله ای استفاده شده است. مقایسه پروفیل دما با مقادیر تجربی تفاوت قابل تاملی را در ناحیه واکنش شیمیایی نشان داده است. این اختلاف در فاصله مشخصی از شعله، که دمای

گرفتن خواص تشعشعی مرزهای جانبی باعث انحراف از مدلسازی یک بعدی حتی در شرایط آدیاباتیک می‌شود. تحقیق دیگری که اخیراً توسط همین محققان منتشر شده، حل معادلات حاکم را با در نظر گرفتن مکانیزم کامل احتراق متان در مشعل متخلخل چهارگوش ارائه می‌دهد [۷]. مطالعه مذکور عمدتاً به بررسی اثر طول مشخصه یا قطر حفره‌های محیط متخلخل بر توزیع دمای فاز جامد و گاز پرداخته است. در طول مشخصه‌های پایین اندازه ضریب انتقال حرارت حجمی افزایش یافته و در نتیجه، شرط تعادل دمایی احتمال وقوع بیشتری دارد. افزایش نرخ انتقال حرارت جابه‌جایی، باعث کاهش دمای گاز و افزایش دمای جامد گردیده است. همچنین در این تحقیق اثر تغییر ضریب خاموشی بر پروفیل‌های دمای فاز جامد و گاز نشان داده شده است.

تحقیقات یک بعدی انجام شده در گذشته، شناخت کاملی از تأثیر تغییر ضرایب انتقال حرارت بر رفتار حرارتی مشعل متخلخل به دست داده‌اند. همچنین اکثر تحقیقات انجام گرفته در ناحیه احتراق رقیق بوده و نتایج به دست آمده با داده‌های تجربی تطابق قابل قبولی را نشان می‌دهد [۸]. نشان داده شده است که وقتی نسبت اختلاط به سمت یک میل می‌کند، داده‌های تجربی و نتایج محاسبات از یکدیگر فاصله می‌گیرند. این عدم انطباق در دو پارامتر آلاینده NO و سرعت اشتعال محسوس‌تر از دیگر پارامترها است [۹-۱۰]. از آنجا که بیشینه دما با نزدیک شدن به احتراق استوکیومتریک افزایش می‌یابد و از طرف دیگر، احتمال افزایش اتلاف‌های حرارتی سیستم نیز افزایش یافته، لذا این احتمال به وجود می‌آید که مدلسازی یک بعدی از نتایج تحقیقات آزمایشگاهی به دلیل چشم‌پوشی از مرزهای جانبی مشعل فاصله گرفته است. گفتنی است که تا کنون تحقیقی در زمینه بررسی نقش انتقال حرارت جانبی در عملکرد مشعل ارائه نشده است [۱۱].

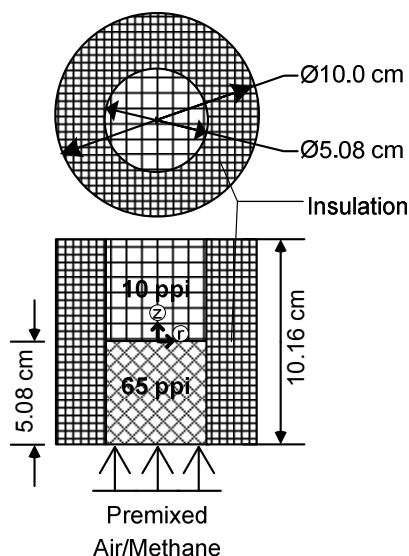
هدف اصلی تحقیق حاضر، مدلسازی واقعی‌تر مشعل متخلخل استوانه‌ای با تقارن محوری و بررسی نقش انتقال حرارت جانبی در رفتار آن می‌باشد. برای نیل به این هدف یک نمونه مشعل متخلخل که در آزمایش‌های متعددی مورد استفاده قرار گرفته است، با استفاده از یک شار

گاز با دمای جامد به تعادل حرارتی رسیده، به سمت نتایج تجربی میل نموده است. مدلسازی دو بعدی دیگری توسط برنر و همکاران [۳] ارائه شده است. معادلات حاکم به صورت متوسط‌گیری شده برای ۲۰ گونه شیمیایی و ۱۶۴ واکنش بدون در نظر گرفتن آثار کاتالیستی با روش احجام محدود حل گردیده است. معادله انرژی به کار رفته در این مقاله، براساس فرض تعادل گرمایی بیان شده است که در حالت کلی در مشعل‌های متخلخل فرض صحیحی نیست [۴]. مدلسازی دو بعدی دیگر توسط مالیکو و همکاران ارائه شده است [۵]. مشعل آنها دارای یک مبدل حرارتی در قسمت انتها که گازهای داغ حاصل از احتراق وارد آن می‌شدند، بوده است. معادلات بقای ممنتیم، انرژی و بقای گونه‌های شیمیایی با استفاده از مکانیزم چند مرحله‌ای اسکلتی متان (۷۷ واکنش و ۲۶ عنصر) در حالت پایدار حل گردیده است. عدم تعادل گرمایی بین گاز و جسم متخلخل و تفرق ایزوتروپیک در معادله انرژی منظور شده و انتقال حرارت تشعشعی با استفاده از روش جهت‌های تفکیک شده^۱، مدل گردیده است. نتایج به دست آمده، تقریب خوبی را برای CO در مقایسه با مقادیر تجربی بیان می‌کند، در حالی که در مورد NO مقادیری بیشتری از نتایج آزمایشگاهی به دست آمده است. همچنین، شرایط مرزی جانبی به صورت آدیاباتیک در نظر گرفته شده است. تالکدر و همکاران با استفاده از روش مدلسازی شار تشعشعی CDM^۲ به بررسی یک مشعل متخلخل دوبعدی پرداخته‌اند [۶]. در این مطالعه، جریان سیال به صورت لخته‌ای^۳ در نظر گرفته شده و احتراق به صورت منبع یکنواخت تولید گرما مدل گردیده است. از افت فشار نیز صرف نظر شده است، بنابراین فقط دو معادله انرژی برای گاز و فاز جامد حل گردیده است. با توجه به نکات بیان شده، هدف اصلی تحقیق مذکور، بررسی خصوصیات تشعشعی مشعل متخلخل در دو بعد بوده است. در آن به بررسی قطر یا ضخامت مشعل متخلخل و اثر آن بر توزیع دما در راستای محور عمود بر حرکت جریان در حالتی که مرزهای جانبی کاملاً عایق هستند، پرداخته شده است و مشخص گردیده که در نظر

1- Discrete Ordinate Method

2- Collapsed Dimension Method

3- Slug



شکل (۱): شمای مشعل متخلخل استوانه‌ای که از دو نوع ماده متخلخل ساخته شده است.

جدول (۱): مشخصات محیط متخلخل مورد استفاده در مشعل [۱۲].

ناحیه پایین دست جریان (ناحیه واکنش)	ناحیه بالادست جریان (ناحیه پیش‌گرمایش)	
PSZ with 3.9 pore per cm	PSZ with 26.5 pore per cm	محیط متخلخل
0.87	0.835	تخلخل ε
3.76 cm^{-1}	17.07 cm^{-1}	ضریب خاموشی σ_e
0.1 W/m.k	0.2 W/m.k	ضریب هدایت حرارتی k_s
0.8	0.8	آلبدو ω
0.146	0.638	ضریب ثابت C در معادله ۱
0.96	0.42	ضریب ثابت m در معادله ۱
1.0		ضریب صدور تشعشع ε_r
$510 \text{ kg} / \text{m}^3$		دانسیتته ρ
$824 \text{ J} / \text{kg} \cdot \text{K}$		ظرفیت ویژه حرارت C_p

حرارتی ثابت و مشخص با توجه به خصوصیات عایق، به صورت عددی مورد تحلیل قرار گرفته است. از سینتیک کامل احتراق متان در حالتی که دو فاز جامد و گاز در عدم تعادل گرمایی می‌باشند، استفاده شده است. مدل‌سازی شار تشعشعی در فاز جامد که دارای جذب و پراکنش است، با استفاده از روش احجام محدود انجام شده است. برای حل معادلات حاکم در فضای دوبعدی ابتدا توزیع اولیه‌ای از حل یک بعدی آنها به دست آمده و خواص ترموفیزیکی با استفاده از این توزیع محاسبه شده‌اند. معادلات بقای جرم، ممنتوم و انرژی فاز جامد با استفاده از روش احجام محدود در حالت پایدار حل گردیده‌اند. در حل معادلات بقای گونه‌های شیمیایی و انرژی فاز گاز به دلیل سخت بودن آنها از روش‌های گذرا استفاده شده است. کلیه معادلات در مختصات استوانه‌ای در نظر گرفته شده و نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی با نتایج تجربی مقایسه شده است.

۲- معادلات حاکم

مشعل متخلخل مورد استفاده در این تحقیق دوبعدی با تقارن محوری است، از این رو از مختصات استوانه‌ای استفاده شده است. همچنین به منظور بالا بردن توان حرارتی مشعل و جلوگیری از برگشت شعله، محیط متخلخل از دو ناحیه تشکیل شده است. در ناحیه اول درصد تخلخل در حد پایینی در نظر گرفته می‌شود تا شعله امکان بازگشت به عقب نداشته باشد. ناحیه دوم دارای درصد تخلخل بالاتری است تا افت فشار کمتری ایجاد نماید. از آنجا که معمولاً شعله در مرز این دو ناحیه پایدار می‌گردد، ناحیه اول نقش پیش‌گرمایش مخلوط سوخت و هوا را برعهده دارد و در ناحیه دوم حرارت ایجاد شده توسط واکنش‌های شیمیایی به صورت توان حرارتی مشعل خارج می‌گردد. شکل ۱ شمایی از مشعل مورد بحث را نشان می‌دهد. خصوصیات فیزیکی محیط‌های متخلخل مورد استفاده در ناحیه پیش‌گرمایش و ناحیه ثانویه مشعل متخلخل در جدول ۱ آورده شده است [۱۲].

1- Stiff

در فاز جامد از رابطه $k_{s,eff} = (1 - \varepsilon)k_s$ استفاده شده است.

معادله بقای انرژی در فاز جامد عبارت است از:

$$\nabla \cdot (k_{s,eff} \nabla \langle T_s \rangle) - h_v (\langle T_s \rangle - \langle T_f \rangle) - \nabla q_{rad} = 0, \quad (5)$$

که در آن، ∇q_{rad} گرادیان شار تشعشی است که برای تعیین آن از معادله تبادل حرارت تشعشی که در مختصات استوانه‌ای به صورت رابطه (۶) و (۷) تعریف می‌شود، استفاده می‌شود. شدت تشعشع در محیط $r \rightarrow r$ خاکستری جاذب - صادرکننده - پراکنده ساز در مکان r و در جهت \hat{s} با ضریب جذب ثابت k_a و ضریب پراکنده‌سازی ثابت σ_s به طور مستقیم از معادله تبادل حرارت تشعشی به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\frac{\mu}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rI) + \xi \frac{\partial I}{\partial z} = -(k_a + \sigma_s)I + S(\vec{r}), \quad (6)$$

$$S(\vec{r}) = k_a I_b + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_{4\pi} I(\vec{r}, \hat{s}') \Phi(\hat{s}', \hat{s}) d\Omega'. \quad (7)$$

در رابطه بالا، μ و ξ کسینوس هادی زوایای مربوط به جهت مورد نظر می‌باشد. برای محاسبه شار تشعشی در جهت r و z از روابط (۸-۹) استفاده می‌شود.

$$q_r(\vec{r}) = \int_{2\pi} I(\vec{r}, \hat{s}) (\hat{s} \cdot \hat{e}_r) d\Omega \quad (8)$$

$$q_z(\vec{r}) = \int_{2\pi} I(\vec{r}, \hat{s}) (\hat{s} \cdot \hat{e}_z) d\Omega \quad (9)$$

با توجه به شکل ۲، θ (زاویه قطبی) و Φ (زاویه آزیموت) به ترتیب زاویه بین جهت مورد نظر و تصویر آن جهت با جهت مثبت محور Z و r که با \hat{e}_z و \hat{e}_r نشان داده شده‌اند، می‌باشد.

در مدلسازی مشعل متخلخل از روش متوسط‌گیری حجمی که روشی شناخته شده و دقیق می‌باشد استفاده شده است. جریان سیال آرام و پایدار در نظر گرفته شده است و فرض شده است مخلوط گازی درون مشعل متخلخل، از قانون گازهای کامل تبعیت می‌نماید. معادلات حاکم که روی فضای خالی ماتریس متخلخل متوسط‌گیری شده‌اند، عبارتند از:

معادله بقای ممنت:

$$\frac{\rho_f}{\varepsilon} \langle (v \cdot \nabla) v \rangle = -\frac{\mu}{K} \langle v \rangle - \frac{\rho_f F \varepsilon}{\sqrt{K}} [\langle v \rangle \cdot \langle v \rangle] J + \frac{\mu}{\varepsilon} \nabla^2 \langle v \rangle - \nabla \langle P \rangle, \quad (1)$$

که در آن، ρ_f دانسیته و μ ویسکوزیته مخلوط گاز و J برداری که سرعت دارسی می‌باشند. همچنین، درصد تخلخل با ε نشان داده شده است و نفوذپذیری K و پارامتر هندسی F طبق روابط زیر به دست آمده‌اند:

$$K = \frac{\varepsilon^3 d_p^2}{150(1 - \varepsilon)^2}, \quad (2)$$

$$F = \frac{1.75}{\sqrt{150\varepsilon^3}}. \quad (3)$$

در رابطه (۲)، d_p قطر متوسط حفره‌های محیط متخلخل است.

معادله بقای انرژی در فاز گاز عبارت است از:

$$\varepsilon \rho_f C_{p,f} \frac{\partial \langle T_f \rangle}{\partial t} + (\rho_f C_{p,f} \langle v \rangle - \varepsilon \sum_{k=1}^K \rho_f C_{p,k} D_{kN} \nabla \langle Y_k \rangle) \cdot \nabla \langle T_f \rangle = \nabla \cdot (k_{f,eff} \nabla \langle T_f \rangle) + h_v (\langle T_s \rangle - \langle T_f \rangle) - \varepsilon \sum_{k=1}^K h_k \langle \dot{\omega}_k \rangle, \quad (4)$$

که در آن، زیرنویس k نشانگر کمیت گونه k ام است و $C_{p,f}$ ظرفیت حرارتی ویژه در فشار ثابت، D_{kN} ضریب دیفیوژن، $k_{f,eff}$ ضریب هدایت حرارتی موثر، h_v ضریب انتقال حرارت حجمی، h_k آنتالپی ویژه و $\dot{\omega}_k$ نرخ تولید مولی می‌باشد. برای تعیین ضریب هدایت حرارتی ویژه در مخلوط گازی از رابطه $k_{f,eff} = \varepsilon k_f$ و

مدل شده است. ضریب هدایت حرارتی و ضریب صدور تشعشعی عایق حرارتی با توجه به داده‌های مرجع [۱۳] انتخاب شده‌اند و به ترتیب عبارتند از:

$$k \left(\frac{W}{mK} \right) = 0.17082 - 6.4027 \times 10^{-6} \left[\frac{T}{K} \right] - \quad (10)$$

$$7.3454 \times 10^{-8} \left[\frac{T}{K} \right]^2 + 1.0417 \times 10^{-10} \left[\frac{T}{K} \right]^3$$

$$\frac{1}{\varepsilon(T)} = 1.00713 + 6.14885 \times 10^{-8} \left[\frac{T}{K} \right]^{2.5} - \quad (11)$$

$$9.5358 \times 10^{-10} \left[\frac{T}{K} \right]^3$$

ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی از سطح جانبی عایق به هوای اطراف با استفاده از ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی استوانه یا صفحه عمودی به صورت زیر به دست می‌آید [۱۴]:

$$h \left(\frac{W}{m^2K} \right) = 1.42 \left(\frac{T_w - T_\infty}{L} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (12)$$

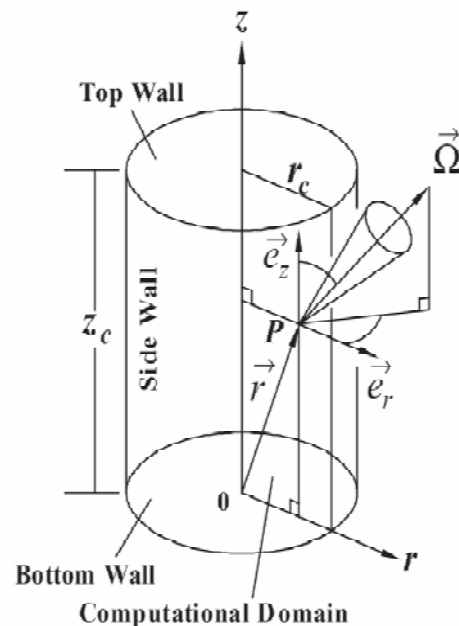
$$10^4 \leq Gr.Pr. \leq 10^9$$

در رابطه (۱۲) L طول یا ارتفاع استوانه است. با استفاده از مقاومت حرارتی معادل که در برگیرنده انتقال حرارت جا به جایی و تشعشعی از سطح عایق به اطراف است، می‌توان مقاومت حرارتی معادل را با رابطه (۱۳) بیان کرد:

$$R_i = \frac{1}{2\pi R_o h + \varepsilon \sigma (T_o + T_\infty) (T_o^2 + T_\infty^2)} + \frac{\log \left(\frac{R_o}{R_i} \right)}{2\pi k} \quad (13)$$

در رابطه (۱۳)، R_i مقاومت حرارتی معادل، R_o و T_o شعاع و دمای سطح خارجی عایق و R_i شعاع داخلی عایق می‌باشد. دمای محیط نیز با T_∞ نشان داده شده است.

با استفاده از برازش منحنی در دماهای مختلف سطح داخلی عایق می‌توان معادله چند جمله‌ای (۱۴) را به دست آورد. تغییرات نرخ انتقال حرارت از دیواره‌های مشعل متخلخل نسبت به دما در شکل ۳ نشان داده شده است.



شکل (۲): شمای مشعل استوانه‌ای و مختصات استوانه‌ای بکار رفته در محاسبات تشعشع.

۱-۲- شرایط مرزی

از آنجا که مشعل در راستای زاویه قطبی متقارن است، لذا می‌توان فضای حل را به دو بعد در تقارن محوری کاهش داد. بنابراین فضای حل شامل ناحیه ورودی، خروجی، دیواره جانبی و ناحیه تقارن محوری در مرکز است.

در ورودی جریان به مشعل متخلخل، معمولاً پارامترهای جریان نظیر سرعت، فشار، دما و غلظت گونه‌های شیمیایی مشخص شده است. از این رو در جدول ۲ مقدار هریک مشخص شده است. در خروجی گرادیان پارامترها صفر در نظر گرفته شده است و این نکته در صفحه تقارن محوری نیز رعایت شده است. در دیواره جانبی شرط عدم لغزش برای سرعت در نظر گرفته شده است همچنین افت حرارت مشخصی به صورت q_w در معادلات بقای انرژی وارد شده که نحوه اعمال آن در جدول ۲ بیان شده است.

برای تعیین مقدار q_w که بیانگر اتلاف حرارت از دیواره جانبی مشعل متخلخل می‌باشد، از عایقی با ضخامت ۲/۴۶ سانتیمتر و جنس آلومینا استفاده شده است. میزان انتقال حرارت از این عایق با استفاده از روش مقاومت حرارتی

روش احجام محدود که در واقع بسط روش جهت‌های تفکیک شده^۱ می‌باشد، استفاده شده است [۱۵]. پس از اتمام مرحله سوم، مرحله حل معادلات ممنتم با تقریب جدید به دست آمده از توزیع دما و گونه‌های شیمیایی و در نتیجه خواص ترموفیزیکی مجدداً حل می‌گردد و بقیه مراحل نیز به ترتیب پی گرفته می‌شوند تا آنجا که دقت جواب‌های به دست آمده با توجه به مقدار خطای مجاز به میزان قابل قبولی همگرا گردد. معیار خطای مجاز، برای معادلات بقای ممنتم و انرژی فاز جامد برابر 10^{-4} و مقدار آن برای معادلات بقای گونه‌های شیمیایی و انرژی فاز گاز 10^{-3} انتخاب شده است.

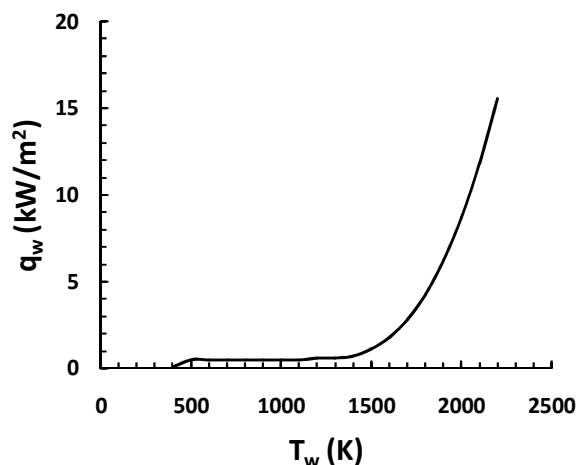
۳- نتایج

در اینجا نتایج به دست آمده در چهار بخش آمده است.

۳-۱- مقایسه با نتایج یک بعدی

در مدلسازی‌های یک بعدی انجام شده در تحقیقات گذشته از حل معادلات بقای ممنتم صرف نظر می‌شده است. در محیط متخلخل دو نوع افت فشار به صورت افت فشار داری و افت فشار اینرسی یا فرجه‌یمر تعریف می‌گردد. از آنجا که سرعت عبور جریان در مشعل متخلخل پایین است لذا افت فشار داری قابل چشم‌پوشی است. اما از آنجا که سرعت جریان پس از ناحیه واکنش به شدت افزایش می‌یابد افت فشار اینرسی که با توان دوم سرعت مرتبط است می‌تواند در حد چند کیلوپاسکال افت فشار ایجاد نماید. بنابراین چشم‌پوشی از چنین افت فشاری در طول مشعل متخلخل از دو دیدگاه می‌تواند بررسی شود. اولین نکته به محاسبه سرعت اشتعال در مشعل متخلخل بر می‌گردد. در نظر گرفتن افت فشار، مقاومتی در مسیر حرکت جریان ورودی ایجاد نموده، در نتیجه سرعت اشتعال محاسبه شده در مشعل متخلخل بر می‌گردد.

$$q_w \left(\frac{kW}{m^2} \right) = 10^{-8} \times T_w^3 - 3 \times 10^{-5} \times T_w^2 + 0.027 \times T_w - 6.871 \quad (14)$$



شکل (۳): تغییرات اتلاف حرارت از دیواره جانبی مشعل نسبت به تغییرات دمای دیواره داخلی مشعل.

همان گونه که در شکل ۳ مشاهده می‌شود، مقدار اتلاف حرارت با افزایش دما افزایش قابل ملاحظه‌ای یافته است. البته این میزان اتلاف حرارت می‌تواند با توجه به شرایط آزمایشگاهی بیشتر یا کمتر باشد، ولی در محاسبات انجام شده، از اتلاف حرارت نشان داده شده استفاده گردیده است.

۲-۲- روش حل

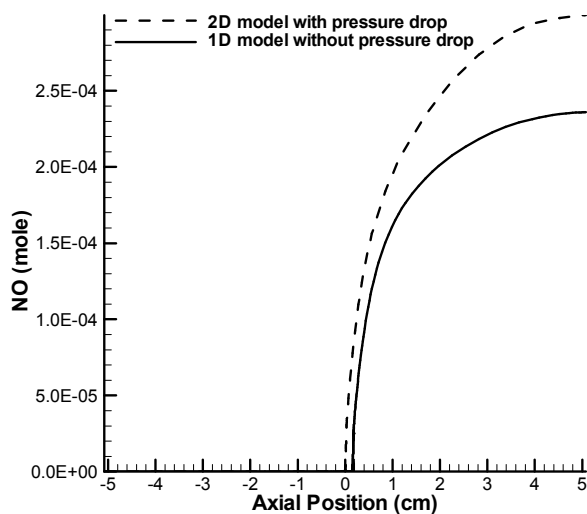
با استفاده از روش احجام محدود، معادلات دیفرانسیل حاکم به صورت معادلات جبری تبدیل شده و فرآیند حل در سه مرحله صورت می‌پذیرد. ابتدا توزیع اولیه‌ای از حالت یک بعدی در شبکه محاسباتی اعمال گردیده و خواص ترموفیزیکی به کمک آن تخمین زده می‌شود. در اولین مرحله معادلات بقای ممنتم و پیوستگی با استفاده از الگوریتم سیمپل در حالت پایدار حل می‌گردند، سپس معادلات بقای گونه‌های شیمیایی و بقای انرژی در فاز گاز با استفاده از روش گام مرحله‌ای به صورت زمانمند حل می‌شوند. در مرحله سوم، معادلات بقای انرژی در فاز جامد و انتقال تشعشع به صورت هم زمان و در حالت پایدار حل می‌شوند. برای حل معادله انتقال تشعشع از

1- Discrete Ordinate Method (DOM)

جدول (۲): شرایط مرزی مورد استفاده در مدل‌سازی عددی مشعل متخلخل.

شار تشعشعی	دمای جامد	دمای گاز	غلظت گونه های شیمیایی	فشار	سرعت شعاعی	سرعت محوری	
$I(\vec{r}, \hat{s}) = \varepsilon I_b + \frac{1-\varepsilon}{\pi} \times \int_{s' \cdot n < 0} I(\vec{r}, \hat{s}') \hat{s}' \cdot \hat{n} d\Omega'$	$[h_i (T_{f,i} - T_s) + \sigma \varepsilon_i (T_{i,surround}^4 - T_s^4)] \times (1-\varepsilon) = -k_{s,eff} \frac{\partial T_s}{\partial z}$	$\dot{m} c_{p,f} (T_{f,i} - T_f) = -k_f \frac{\partial T_f}{\partial z}$	Y=Y _{in}	extrapolation	V=0	U=U _{in}	ورودی
	$[h_o (T_{f,o} - T_s) + \sigma \varepsilon_o (T_{o,surround}^4 - T_s^4)] \times (1-\varepsilon) = -k_{s,eff} \frac{\partial T_s}{\partial z}$	$\frac{\partial T_f}{\partial z} = 0$	$\frac{dY}{dz} = 0$	extrapolation	$\frac{dV}{dz} = 0$	$\frac{dU}{dz} = 0$	خروجی
	$q_w = -k_s \frac{\partial T_s}{\partial r}$	$q_w = -k_f \frac{\partial T_f}{\partial r}$	extrapolation	extrapolation	V=0	U=0	دیواره جانبی
$\frac{\partial I}{\partial r} = 0$	$\frac{\partial T_s}{\partial r} = 0$	$\frac{\partial T_f}{\partial r} = 0$	$\frac{\partial Y}{\partial r} = 0$	$\frac{dP}{dr} = 0$	$\frac{dV}{dr} = 0$	$\frac{dU}{dr} = 0$	تقارن محوری

دیواره مشعل در فاز جامد و گاز را یکسان و برابر مقدار مشخصی در نظر می‌گیرد. شرط مرزی دوم میزان افت حرارت را به صورت مجموعی از انتقال حرارت فاز جامد و فاز گاز در سطح دیواره بیان می‌کند که در آن دمای دو فاز در روی سطح دیواره یکسان است. در شکل ۵ اثر افت حرارت بر توزیع دمای هریک از فازها در مقطع خروجی مشعل نشان داده شده است.



شکل (۴): پروفیل آلایندة NO به دست آمده از مدلسازی شعله پایدار شده در وسط محور مشعل و احتراق استوکیومتریکی در مدل یک بعدی فشار ثابت و مدل دو بعدی دارای افت فشار.

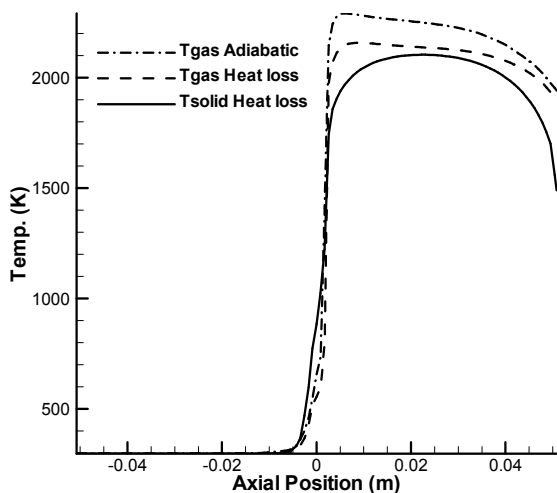
در محاسبات انجام گرفته نسبت اختلاط سوخت و هوا، استوکیومتریکی است. اثر افت حرارت در ناحیه پس از شعله مشهود بوده و اثر آن بر ناحیه پیش گرمایش قبل از واکنش شیمیایی، قابل نظر کردن است. افت حرارت به دلیل خصوصیات تشعشعی فعال فاز جامد ابتدا باعث کاهش دمای ماتریس متخلخل اطراف دیواره مشعل می‌شود. این کاهش دما در فاز جامد توسط تبادل حرارت جابه‌جایی با فاز گاز باعث کاهش آن نیز می‌شود. همان گونه که در شکل ۵ مشاهده می‌گردد با نزدیک شدن به دیواره جانبی از مقدار دما به دلیل اتلاف حرارت جانبی کاسته می‌شود همچنین میزان این افت دما در ماتریس متخلخل محسوس‌تر از فاز

وجود افت فشار، مقاومتی در مسیر حرکت جریان ورودی ایجاد نموده، در نتیجه سرعت اشتعال محاسبه شده کمتر از حالتی به دست می‌آید که از افت فشار صرف نظر شده است. همچنین کاهش سرعت ورودی، باعث تغییر در محل پایداری شعله گردیده، آن را به سمت ابتدای مشعل حرکت می‌دهد. از طرف دیگر کاهش سرعت جریان ورودی باعث افزایش نرخ تولید آلایندة اکسید نیتروژن می‌گردد. بنابراین در مدلسازی دو بعدی چنانچه محل تشکیل شعله در نقطه-ای خاص ثابت در نظر گرفته شود، سرعت اشتعال به دلیل وجود افت فشار کمتر از مدلسازی یک بعدی به دست خواهد آمد. این موضوع به آلایندة NO فرصت تشکیل بیشتری می‌دهد و در نتیجه نرخ تشکیل آن را افزایش می‌دهد. در شکل (۴) تغییر در غلظت اکسید نیتروژن ناشی از مدلسازی دو بعدی در شرایطی که دیواره‌های جانبی مشعل کاملاً آدیاباتیک می‌باشند، نشان داده شده است. شاخصه دیگری که در مدلسازی دو بعدی امکان‌پذیر است، محاسبه پروفیل سرعت جریان گاز با توجه به شرط عدم لغزش در دیواره‌های جانبی است. جریان گاز در لوله‌ای که از ماده متخلخل پر شده است تخت‌تر از پروفیل جریان در لوله خالص است، ولی به هر حال در نزدیکی دیواره، سرعت جریان با شیب نسبتاً تندی به سمت صفر میل می‌کند. همچنین در مدلسازی دو بعدی امکان بررسی اثرات مرزهای جانبی بر رفتار حرارتی مشعل قابل بررسی است که در ادامه به آن پرداخته شده است.

۳-۲- بررسی تغییرات دما در نتیجه افت حرارت از

دیواره جانبی مشعل

در مدلسازی انجام گرفته سعی شده است شرایط آزمایشگاهی تحقیقات گذشته شبیه‌سازی گردد، لذا شار حرارتی خروجی از دیواره‌های جانبی مشعل با توجه به آنچه در بخش شرایط مرزی عنوان گردید، در نظر گرفته شده است. برای بررسی تغییرات دما از دو نوع شرط مرزی استفاده شده است که نهایتاً تفاوت عمده‌ای بین آنها مشاهده نگردید. شرط مرزی اول شار حرارتی خروجی از

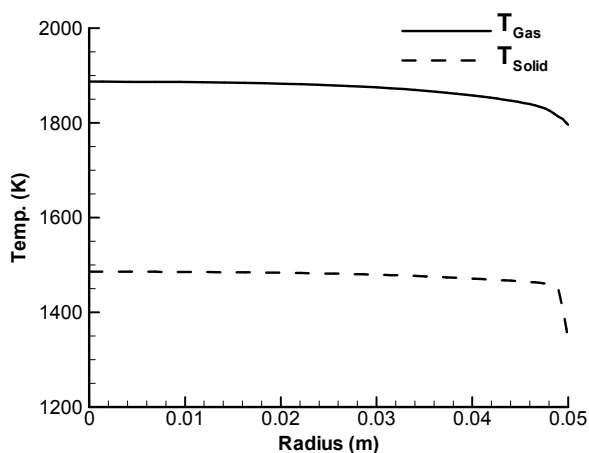


شکل (۶): توزیع دما روی محور مشعل متخلخل در حالت آدیاباتیک و با در نظر گرفتن افت حرارت جانبی.

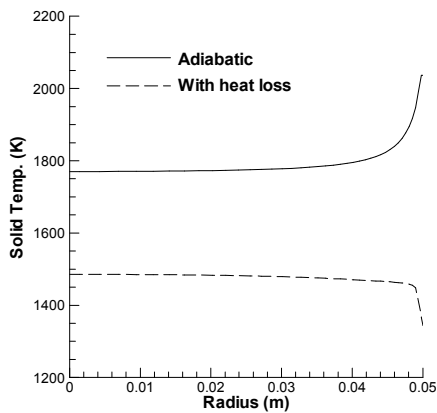
نکته جالبی که در مطالعه پروفیل‌های دما در حالت آدیاباتیک با حالت اتلاف حرارت جانبی وجود دارد، تفاوت قابل توجه در پروفیل دمای فاز جامد یا ماتریس متخلخل در دو حالت است. همان گونه که در شکل ۶ مشاهده می‌شود، وجود اتلاف حرارت جانبی باعث کاهش پروفیل دمای گاز در راستای محور مشعل گردیده است و در انتهای مشعل نیز به دلیل کاهش نرخ اتلاف حرارت به حالت آدیاباتیک نزدیک شده است. اما در مورد دمای فاز جامد روند دیگری اتفاق می‌افتد. تحقیق تالوکدر و همکارانش [۶] نشان داده است که در شبیه‌سازی عددی مشعل متخلخل دو بعدی با دیواره‌های آدیاباتیک، توزیع دمای جامد در راستای محور عمود بر حرکت جریان گاز متفاوت از نتایج به دست آمده از تحلیل یک بعدی است. برای توجیه این رفتار، در مشعل متخلخل مورد بحث، فرض شده است که دمای گاز توزیع ثابتی در راستای محور عمود بر حرکت جریان داشته باشد، همچنین از افت دمای گاز در نزدیکی مرز خروجی صرف نظر شده است. با فرض آدیاباتیک بودن دیواره‌های جانبی معادلات بقای انرژی حل شده اند و نتایج به دست آمده در شکل‌های

گاز است. با توجه به بررسی صورت گرفته، انتقال حرارت تشعشعی درون فاز جامد با توجه به ضرایب خاموشی و پخش محیط متخلخل باعث به وجود آمدن گرادیان دمایی شدید نزدیک دیواره گردیده است. چنانچه مقدار ضریب خاموشی با نسبت آلبدو ثابت کاهش یابد، شار تشعشعی در فاصله بیشتری توزیع می‌شود و در نتیجه از شیب منحنی دما در نزدیکی دیواره کاسته می‌گردد.

در شکل ۶ پروفیل دما در طول محور مشعل در دو حالت دیواره آدیاباتیک و حالت در نظر گرفتن افت حرارت جانبی از دیواره نشان داده شده است. همان گونه که ملاحظه می‌شود در حدود ۱۵۰ درجه سانتیگراد از پیک دمای شعله کاسته شده است. در دمای ۲,۰۰۰ کلوین حدود ۵۰ کیلووات بر متر مربع اتلاف حرارت از دیواره جانبی وجود دارد و اثر آن در کاهش دمای مذکور نشان داده شده است. همان گونه که اشاره گردید محاسبات صورت گرفته بر پایه بیشترین دمای محتمل در مشعل یعنی نسبت اختلاط استوکیومتری انجام شده است. در این حالت توان حرارتی مشعل ۲۹۴۵ کیلووات بر متر مربع می‌باشد که با استفاده از سطح مقطع، توان حرارتی ورودی برابر ۵/۹۷ کیلووات محاسبه می‌گردد. با توجه به شرایط مرزی معادلات حاکم، میزان اتلاف حرارت انتقال یافته از مرز حدود ۰/۳ کیلووات یا ۶٪ توان حرارتی ورودی محاسبه شده است.



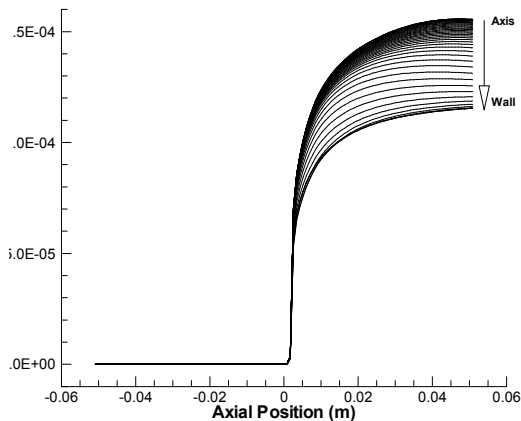
شکل (۵): توزیع دما در مقطع خروجی مشعل متخلخل ناشی از افت حرارت جانبی.



شکل (۸): توزیع دمای فاز جامد در راستای عمود بر حرکت جریان گاز و دیواره های آدیاباتیک و غیر آدیاباتیک.

۳-۳- بررسی تغییرات آلاینده NO در نتیجه افت حرارت از دیواره جانبی مشعل

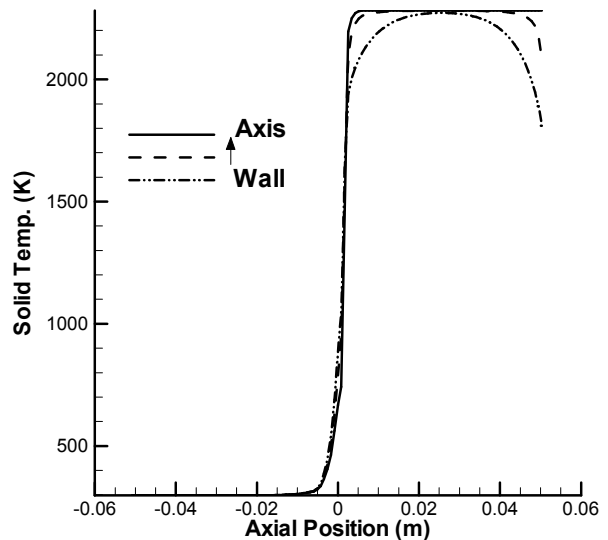
همان گونه که در شکل ۵ مشاهده می شود افت حرارت جانبی از دیواره مشعل، باعث کاهش دما در نزدیکی آن گردیده و اگر این میزان افت حرارت افزایش یابد، باعث کاهش دما در محور مرکزی مشعل نیز می گردد. در شکل ۹ تغییرات NO به موازات محور عبور جریان در مقاطع مختلف نشان داده شده است. همان گونه که مشاهده می شود، با حرکت به سمت دیواره های مشعل، به دلیل کاهش دمای پیک شعله ناشی از اتلاف حرارت جانبی، غلظت NO نیز کاهش یافته است.



شکل (۹): تغییرات غلظت مولی NO به موازات محور حرکت جریان در مقاطع مختلف.

۷-۸ نشان داده شده اند. همان گونه که در آنها مشاهده می شود با دور شدن از دیواره ها و نزدیک شدن به خط محوری مشعل دمای فاز جامد افت کرده است. دلیل این موضوع تأثیر انتقال حرارت تشعشعی به محیط اطراف در مرز خروجی مشعل است. به بیان دیگر با نزدیک شدن به خط مرکزی شار تشعشعی خروجی از مرز افزایش یافته و باعث کاهش دمای بیشتری می گردد.

مقایسه شکل های ۵ و ۸ نشانگر تغییر در رفتار پروفیل دمای ماتریس متخلخل در راستای عمود بر محور جریان برای حالت دیواره های آدیاباتیک و شرایط اتلاف حرارت جانبی است. این نتایج با نتایج تجربی به دست آمده از مرجع [۱۶] که احتراق پروپان با هوا را در یک نمونه مشعل متخلخل سرامیکی با همین ابعاد، مورد بررسی قرار داده است، مطابقت دارد. همچنین در مرجع مذکور نشان داده شده است که کاهش سرعت جریان گاز باعث افت دمای بیشتری در نزدیکی دیواره می گردد که این موضوع با توجه به وجود اتلاف حرارت جانبی توجیه می شود.



شکل (۷): توزیع دمای فاز جامد در راستای حرکت جریان گاز و دیواره های آدیاباتیک.

۳-۴- مقایسه با نتایج تجربی

مشعل مورد استفاده در این تحقیق، در بسیاری از تحقیقات آزمایشگاهی گذشته نیز مورد استفاده قرار گرفته است که از آن جمله می‌توان به کارهای هسو [۱۷] و الزی [۱۶، ۱۸] و [۱۹] اشاره نمود. از آنجا که اکثر آزمایش‌های تجربی در ناحیه احتراق رقیق موجود است، لذا در محاسبات انجام شده نسبت اختلاط ۰/۷ در نظر گرفته شده و پروفیل دما و گونه‌های شیمیایی CO و NO مورد مقایسه قرار گرفته‌اند. برای این منظور، سرعت ورودی به مشعل ۷۰ سانتیمتر بر ثانیه در نظر گرفته شده است و با توجه به اختلاط متان و هوا در نسبت ۰/۷، توان حرارتی مشعل ۱،۵۶۴ کیلووات بر متر مربع آمده است.

در شکل ۱۰ پروفیل دمای دیواره مشعل هنگامی که مرزها به صورت کاملاً آدیاباتیکی در نظر گرفته شده باشند و حالتی که شرط افت حرارت از دیواره های جانبی و مرز خروجی مشعل اعمال شده است با نتایج آزمایش تجربی مراجع [۲۰-۱۸] مورد مقایسه قرار گرفته است. در آزمایش تجربی مرجع [۱۸] مشعل متخلخل دولایه‌ای از جنس YZA^۶ به کار رفته است. دو نمونه مشعل که اولی به طول ۱۰ سانتیمتر و دارای دولایه کاملاً یک اندازه در بالادست و پایین دست شعله است و دومین مشعل که ناحیه بالادست کوچکتری معادل نصف مشعل اول دارد مورد آزمایش قرار گرفته‌اند. همچنین در این تحقیق، محیط متخلخلی از جنس ZTM^۷ برای استفاده در مشعل متخلخل مورد بررسی قرار گرفته است و برای پایدار نمودن شعله از کنترل سرعت مخلوط سوخت و هوای ورودی به صورت مرحله‌ای استفاده شده است. در آزمایش تجربی مرجع [۲۰] مشعل متخلخل دو لایه‌ای PSZ^۸ با ابعاد و هندسه مورد اشاره در تحقیق حاضر استفاده شده است. برای پایداری شعله در ناحیه بین دولایه از کویل آب استفاده شده است. تنظیم دبی آب در داخل این کویل باعث ایجاد مکانیزمی کنترلی برای پایداری مکان شعله می‌گردد و از این رو بخشی از حرارت

ایجاد شده در مشعل به خارج انتقال می‌یابد. همان گونه که در شکل ۱۰ مشاهده می‌گردد اختلاف قابل توجهی بین نتایج اندازه‌گیری شده مرجع [۲۰] و مدلسازی عددی وجود دارد در حالی که تطابق قابل قبولی با نتایج مرجع [۲۰] مشاهده می‌گردد. یکی از مهمترین نکات در تحقیقات تجربی مشعل متخلخل، نحوه پایدار نمودن آن در مکان مشخصی از محیط متخلخل است. بیشترین اختلاف در ناحیه پس از تشکیل شعله به چشم می‌خورد که دلیل آن را می‌توان در مکانیزم پایدار نمودن شعله مرجع [۲۰] دانست. همچنین اگرچه جنس دو نوع محیط متخلخل بین مرجع [۲۰] و تحقیق حاضر مختلف بوده است، اما پروفیل دمای حاصل، تطابق نزدیکی را نشان می‌دهند.

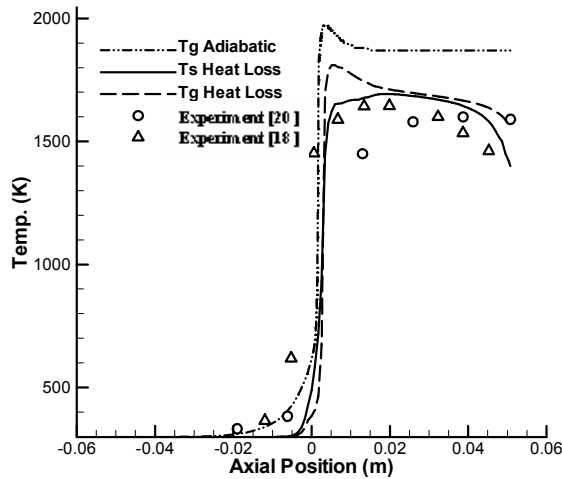
در شکل ۱۰ کاهش پیک دمایی فاز گاز در ناحیه پس از شعله که بواسطه در نظر گرفتن انتقال حرارت جانبی از مرزهای مشعل ایجاد شده است، مشاهده می‌شود. میزان انتقال حرارت از دیواره جانبی و همچنین از مرز خروجی می‌تواند به کاهش پیک دما منجر شود. بیشترین انتقال حرارت از مرز خروجی مشعل متخلخل توسط تشعشع انجام می‌شود. از آنجا که ضریب صدور یا جذب فاز جامد بیشتر از فاز گاز است لذا این انتقال حرارت تأثیر خود را در کاهش دمای فاز جامد در نزدیکی دیواره نشان می‌دهد، سپس با توجه به اندازه ضریب انتقال حرارت حجمی محیط متخلخل باعث کاهش دمای فاز گاز می‌گردد. میزان نفوذ تشعشع در محیط متخلخل نیز از دیگر عوامل تأثیرگذار بر پروفیل دمایی درون محیط متخلخل است. در شکل ۱۰ گرادیان شدید دما نزدیک مرز خروجی به دلیل انتقال حرارت تشعشع به محیط خارج که در دمای ۲۹۸ کلوین قرار دارد می‌باشد. همچنین میزان نفوذ انتقال حرارت تشعشعی درون محیط متخلخل را می‌توان در فاصله محدود نزدیک به مرز خروجی که دچار کاهش دما شده است، مشاهده کرد. بنابراین می‌توان نتیجه‌گیری نمود که انتقال حرارت جانبی از مرز خروجی مشعل متخلخل در دامنه محدودی از مرز خروجی تأثیر گذار است و نمی‌توان اثر آن را تا ناحیه شعله با توجه به ابعاد مشعل متخلخل مورد اشاره، مشاهده نمود.

1- Ytria-stabilized Zirconia/Alumina

2- Zirconia Toughened Mullite

3- Partially Stabilized Zirconia

حرارتی مشعل در نسبت اختلاط استوکیومتریک ۲,۹۴۵ کیلووات به ازای متر مربع و در نسبت اختلاط ۰,۷، ۱,۵۶۴ در نظر گرفته شده است.



شکل (۱۰): تغییرات دمایی محاسبه شده فاز گاز و فاز جامد در راستای محور مشعل در حالت آدیاباتیک و غیر آدیاباتیک و مقایسه آن با نتایج تجربی.

البته در حالتی که طول مشعل متخلخل کوتاه است این تأثیر پذیری وجود دارد که خارج از موضوع این تحقیق است. مقایسه توزیع دمایی گاز در حالت آدیاباتیک با حالت غیرآدیاباتیک و کاهشی که در پیک دمایی گاز به دلیل افت حرارت از دیواره جانبی مشعل ایجاد شده است بیانگر اهمیت افت حرارت جانبی مشعل می‌باشد. این افت حرارت تأثیر خود را در تمامی طول مشعل در ناحیه پس از واکنش شیمیایی که دما افزایش یافته است، نشان داده است. همچنین اندکی افت حرارت در ناحیه پیش گرمایش قبل از ناحیه واکنش نیز به وجود آورده است و چنانچه میزان افت حرارت در ناحیه پیش گرمایش شدید باشد، باعث کاهش سرعت اشتعال نیز خواهد گردید. پیک دمایی شعله تأثیرگذارترین عامل بر غلظت مونوکسید نیتروژن است از این رو ممکن است با کاهش پیک دمایی شعله به دلیل انتقال حرارت جانبی از غلظت آلاینده NO نیز کاسته شود. در جدول ۳ مقایسه‌ای بین گونه‌های شیمیایی خروجی از مشعل متخلخل در نسبت اختلاط‌های استوکیومتریک و اختلاط رقیق با نسبت اختلاط ۰,۷ انجام شده است. در این مقایسه درصد حجمی اکسیژن، درصد مولی مونوکسید کربن و اکسید نیتروژن به عنوان شاخص‌هایی از گونه‌های شیمیایی در سطح خروجی مشعل انتخاب شده‌اند. توان

جدول (۳): نرخ گونه‌های شیمیایی در سطح خروجی اطراف محور مشعل متخلخل.

نتایج مدلسازی عددی بدون در نظر گرفتن افت حرارت جانبی (آدیاباتیک)	نتایج مدلسازی عددی با در نظر گرفتن افت حرارت جانبی	داده‌های آزمایشگاهی مرجع [۲۰]	نسبت اختلاط	
۰,۶۷٪	۰,۶۷٪	۰,۵۷٪	۰,۷	O ₂
۰,۰۵۳٪	۰,۰۴۹٪	۰,۰۴۶٪	۱,۰	
۵۸ ppm	۳۱ ppm	۰	۰,۷	CO
۰,۰۷۳٪	۰,۰۶۱٪	۱	۱,۰	
۳۷ ppm	۲۰ ppm	۱۴ ppm	۰,۷	NO
۲۸۰ ppm	۱۵۵ ppm	۷۴ ppm	۱,۰	

تقارن مشعل شده است. در این شرایط کاهش محسوسی در دمای پیک شعله ایجاد شده است و از آنجا که مهمترین عامل در شکل‌گیری مونوکسید نیتروژن، همین دمای بیشینه است، کاهش آلایندة NO را در خروجی مشعل به دنبال داشته است. مقایسه نتایج به دست آمده از مدلسازی عددی با نتایج آزمایشگاهی مشخص نموده است که منظور نمودن اتلاف حرارت جانبی باعث افزایش دقت نتایج عددی شده است.

۵- مراجع

1. Sahraoui, M. and Kaviany, M. "Direct Simulation VS Volume-Averaged Treatment of Adiabatic Premixed Flame in a Porous Media," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, No. 18, pp. 2817-2834, 1994.
2. Hackert, C.L., Ellzey J.L., and Ezekoye, O. A. "Combustion and Heat Transfer in Model 2-D Porous Burners", *Combustion and Flame*, Vol. 116, No. 1, pp. 177-191, 1999.
3. Brenner, G., Pickenacker, K., Pickenacker, O. Trimis, D., Wawrzinker, K., and Weber, T., "Numerical and Experimental Investigation of Matrix Stabilized Methane / Air Combustion in Porous Inert Media," *Combustion and Flame*", Vol. 123, No. 2, pp. 201-213, 2000.
4. Younis, L.B. and Viskanta, R. "Experimental Determination of the Volumetric Heat Transfer Coefficient between Steam of Air and Ceramic Foam," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, No. 6, pp. 1425-1434, 1993.
5. Malico, I., Zhou, X.Y., and Pereira, J.C., "2-D Numerical Study of Combustion & Pollutants Formation in Porous Burners," *Combustion, Science, and Tech.*, Vol. 152, No. 2, pp. 57-79, 2000.
6. Talukdar, P., Mishra, S.C., Trimis, D., and Drust, F., "Heat Transfer Characteristics of a Porous Radiant Burner under the Influence of a 2D Radiation Field," *J. Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer*, Vol. 84, No. 1, pp. 527-537, 2004.
7. Mishra, S.C., Steven, M., Nemoda, S., Talukdar, P., Trimis, D., and Durst, F., "Heat Transfer Analysis of a 2-D Rectangular Porous Radiant Burner," *ASME J. Heat Mass Transfer*, Vol. 33, No. 2, pp. 467-474, 2006.

همان گونه که در جدول ۳ ملاحظه می‌شود با در نظر گرفتن افت حرارت جانبی از دیواره‌های مشعل، نتایج به دست آمده از حل عددی با توجه به داده‌های تجربی دارای دقت بیشتری است. به عنوان مثال در حالتی که از افت حرارت جانبی در محاسبات صرف نظر شود مقدار NO احتراق استوکیومتریکی در خروجی مشعل ۲۸۰ ppm به دست می‌آید در حالی که با در نظر گرفتن اتلاف حرارت جانبی به ترتیبی که در این تحقیق بیان شد مقدار آن حدود ۱۵۰ ppm محاسبه می‌شود. این موضوع اهمیت اتلاف حرارت از دیواره‌های مشعل بر تخمین میزان اکسیدهای نیتروژن را بیان می‌دارد، در حالی که اثر این اتلاف حرارت بر مونوکسیدکربن قابل چشم‌پوشی است.

۸- جمع بندی

در این تحقیق، به بررسی اثر اتلاف حرارت جانبی بر رفتار حرارتی مشعل متخلخل پرداخته شده است. نتایج حاصل از تحلیل عددی نشان داده‌اند که مدلسازی‌های یک بعدی توزیع درستی از دمای درون مشعل متخلخل به دست نمی‌دهند. این رفتار را می‌توان در دو دسته طبقه‌بندی نمود. نخست آنکه دیواره‌های ماتریس متخلخل کاملاً عایق در نظر گرفته شوند و در خروجی با محیطی که در دمای پایین‌تری قرار دارد، تبادل حرارت انجام دهد. دسته دوم مشعل متخلخل با دیواره‌های جانبی غیر آدیاباتیک است. در دسته اول نشان داده شد که در نزدیکی دیواره‌ها دمای جامد و به تبع آن دمای گاز افزایش می‌یابد و میزان این افزایش قطر مشعل و خصوصیات انتقال حرارت تشعشع بستگی دارد. در دسته دوم که به نتایج تجربی نزدیکتر است، افت حرارت از دیواره‌ها نه تنها از افزایش دما در نزدیکی دیواره‌ها ممانعت به عمل آورده است بلکه میزان آن به حدی بوده است که توانسته باعث کاهش دما نیز شده است. در این حالت، شار انتقال حرارت خروجی از دیواره‌ها با توجه به مدلسازی عایق به کار رفته در آزمایش‌های تجربی مدل شده است. این کاهش دما به گونه‌ای بوده است که خط محوری مشعل را نیز تحت تأثیر قرار داده و باعث کاهش دمای گاز در خط

20. Chaffin, C., Koenig, M., Koeroghlian, M., Matthews, R.D., Hall, M.J., Nichols, S.P., and Lim, I.G., "Experimental Investigation of Premixed Combustion within Highly Porous Media", ASME/JSME Thermal Eng. Conf., Vol. 4, No. 2, pp. 219-224, 1991.
8. Howell, J.R., Hall, M.J. and Ellzey, J.L., "Combustion of Hydrocarbon Fuels within Porous Inert Media," Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 22, No. 1, pp. 121-145, 1996.
9. Hsu, P.F., Howell, J.R., and Matthews, R. D., "A Numerical Investigation of Premixed Combustion within Porous Inert Media," ASME J. of Heat Transfer, Vol. 115, No. 2, pp. 744-750, 1993.
10. Zhou, X.Y. and Pereira, J.C. F., "Comparison of Four Combustion Models for Simulating the Premixed Combustion in Inert Porous Media," Fire and Materials, Vol. 22, No. 4, pp. 187-197, 1998.
11. Kamal, M. and Mohamad A., "Combustion in Porous Media," Proceedings of the IMECHE Part A, J. Power and Energy, Vol. 220, No. 2, pp. 487-508, 2006.
12. Barra A. J., Diepvens G., Ellzey J. L. and Henneke M. R. "Numerical study of the effect of material properties on flame stabilization in a porous burner." Combustion and Flame, vol. 134, pp. 369-379, 2003.
13. Brenner, G., Pickenaecker, K., Pickenaecker, O., Trimis, D., Wawrzinek, K., and Weber, T., "Numerical and Experimental Investigation of Matrix-Stabilized Methane/Air Combustion in Porous Inert Media", Combustion and Flame, Vol. 123, No. 1, pp. 201-213, 2000.
14. Holman, J.P., "Heat Transfer," 7th Ed., McGraw-Hill, New York, 1990.
15. Chai, J.C., Lee, H.S. and Patankar, S.V., "Finite Volume Method for Radiation", Heat Transfer, J. Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 8, No. 1, pp. 419-425, 1994.
16. Smucker, T.M. and Ellzey, L.J., "Computational and Experimental Study of a Two-section Porous Burner", Combustion Science and Tech., Vol. 176, No. 1, pp. 1171-1189, 2004.
17. Hsu, P.F., Evans, D.W, and Howell, R.J., "Experimental and Numerical Study of Premixed Combustion within Non-homogeneous Porous Ceramics", Combustion Science and Technology, Vol. 90, No. 1, pp. 149-172, 1993.
18. Mathis, M.W. and Ellzey, L.J., "Flame Stabilization, Operating Range, and Emissions for a Methane/Air Porous Burner," Combustion Science and Technology, Vol. 175, No. 1, pp. 825-839, 2003.
19. Khanna, V., Goel, R., and Ellzey, L.J., "Measurements of Emissions and Radiation for Methane Combustion within a Porous-Medium Burner," Combustion Science and Tech., Vol. 99, No. 2, pp. 133-142, 1994.