

آنالیز حرارتی مشعل متخلخل

فاطمه خاموشی^۱، سید حسین منصوری^۲، سید عبدالرضا گنجعلیخان نسب^۳

بخش مهندسی مکانیک - دانشگاه شیراز
f_khamoushi@yahoo.com

چکیده

کار حاضر آنالیز حرارتی مشعل متخلخل است. احتراق در مشعل با فرض دمای آدیاباتیک شعله در نظر گرفته شده است. فاز گاز و جامد در تعادل حرارتی نیستند و از این رو معادلات انرژی بصورت جداگانه برای هر فاز نوشته می شود. فاز جامد قادر به جذب، پخش و صدور انرژی می باشد اما فاز گازی در برابر تشعشع شفاف عمل می کند. قسمت تشعشعی معادله انرژی به روش دوشار حرارتی مدلسازی شده و با حل معادلات انرژی به روش عددی، توزیع درجه حرارت فاز گاز، جامد و شار حرارتی در طول مشعل به دست آمده است سپس اثر پارامترهای مختلف نظیر ضخامت لایه متخلخل مشعل، ضریب پخش، میزان هوای اضافی بر توزیع درجه حرارت و شار حرارتی بررسی شده است.

واژه های کلیدی: مشعل متخلخل - انرژی تشعشع - شار تشعشعی.

۱ - مقدمه

در سیستم هایی نظیر مشعل ها و محفظه های احتراق که با دمای بالا کار می کنند بازیابی هر چه بیشتر انرژی باقی مانده از گازهای خروجی و کاهش آلاینده های محیطی در اثر احتراق مطلوب است. تکنولوژی استفاده از محیط های متخلخل در ساختمان مشعل ها نمونه ای نسبتاً جدید از مشعل های حرارتی است که نقش مهمی در افزایش بازده مشعل ها و کاهش آلاینده های محیطی دارد. در این روش مخلوط سوخت و هوا وارد یک ماتریس جامد می شود و احتراق درون این ماتریس انجام می گردد. مزیت های مهم مشعل های متخلخل را می توان بصورت زیر برشمرد:

۱. افزایش نسبت سطح به حجم شبکه سبب افزایش انتقال حرارت جابجایی بین گازهای واکنش دهنده، محصولات احتراق و محیط متخلخل می گردد.
۲. به واسطه عبور مخلوط سوخت و هوا از خلل و فرج محیط متخلخل، اختلاط کاملی بین این دو جزء صورت می گیرد.
۳. قسمتی از انرژی حرارتی آزاد شده در فرآیند احتراق به انرژی تابشی تبدیل می شود که به داخل سیستم صادر و در نتیجه باعث افزایش بازده حرارتی سیستم مورد نظر می شود. قابل ذکر است مکانیزم انتقال حرارت از طریق تشعشع در سیستم های حرارتی که دمای بالایی دارند یکی از مکانیزمهای مهم انتقال حرارت است. خارج شدن قسمتی از انرژی احتراق بصورت تشعشع و همچنین انتقال انرژی حرارتی از محصولات احتراق به محیط متخلخل باعث کاهش دمای ماکزیمم محفظه احتراق و میزان تشکیل مونوکسید کربن و دیگر آلاینده های محیطی می شود.

-
- ۱ - دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، گرایش تبدیل انرژی
 - ۲ - استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان
 - ۳ - استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان

۴. گاز عبوری از لایه متخلخل دچار افت آنتالپی شده و باعث افزایش شدید دمای لایه متخلخل می گردد، با توجه به اینکه محیط متخلخل قادر به صدور انرژی می باشد با زیاد شدن دمای محیط، انرژی بیشتری را بصورت انرژی تشعشعی صادر می کند.

۵. برای بار حرارتی یکسان مشعل ها و مبدل های حرارتی از این مدل، حدود ۱۰ برابر از نظر حجمی از مشعل های مرسوم کوچکتر است و در نتیجه فضای لازم برای مبدل یا محفظه احتراق کاهش می یابد.

۶. افزایش سرعت، پایداری شعله و بازده در این سیستمها. تین و چن در سال ۱۹۷۴، انتقال حرارت تشعشعی را در داخل محیط های متخلخل بررسی نمودند و پارامترهای تشعشعی این محیط از قبیل ضرایب پخش، جذب و انعکاس را از طریق آزمایشات الکترومغناطیسی بدست آوردند که با نتایج تحلیلی مدل فیزیکی مطابقت داشت [۱].

محقق ژاپنی به نام اچیگو در سال ۱۹۸۲، مطالعاتی در زمینه بازیافت انرژی توسط محیط متخلخل انجام داد و با حل عددی معادلات، میزان تشعشع منتشر شده در هر نقطه از محیط متخلخل، توزیع درجه حرارت گاز و محیط متخلخل را در طول لایه محاسبه نمود [۲]. از جمله نتایج مهم بدست آمده این بود که با افزایش میزان ضخامت اپتیکی لایه می توان افت دمای زیادتری را در دوطرف لایه ایجاد نمود. همچنین با افزایش درجه حرارت گاز ورودی کارایی لایه در بازیافت انرژی بیشتر می شود.

تین و ونگ در سال ۱۹۸۴، با استفاده از روش دوشار حرارتی معادلات انتقال حرارت تشعشعی و انرژی حاکم بر سیستم بازیافت را حل نمودند [۳] و به نتایج مهمی دست یافتند. از جمله این نتایج این بود که پخش انرژی تشعشعی توسط لایه متخلخل باعث کاهش جذب انرژی از طریق انتقال حرارت جابجایی توسط محیط متخلخل و در نتیجه کاهش راندمان لایه متخلخل در امر بازیافت می شود.

اچیگو و همکارانش در سال ۱۹۸۵ [۴]، در مورد افزایش راندمان لوله های آبی با استفاده از محیط های متخلخل مطالعات زیادی انجام دادند و به این نتیجه رسیدند که پوشش محیط متخلخل پیرامون لوله های آبی، جذب انرژی حرارتی توسط سیال داخلی لوله و در نتیجه راندمان دستگاه حرارتی را افزایش می دهد.

تانگ و همکارانش در سال ۱۹۹۰ [۵]، در بررسی عملکرد مشعل های متخلخل به جای در نظر گرفتن منبع تولید حرارت جهت مدلسازی پدیده احتراق، با حل معادلات حاکم بر اکسیداسیون سوخت، روش دقیق تری را جهت تعیین رفتار حرارتی مشعلهای متخلخل برگزیدند یکی از نتایج مهم بدست آمده این بود که برای داشتن ماکزیمم شار حرارتی تشعشعی خروجی از مشعل، محفظه احتراق باید در ناحیه مرکزی لایه متخلخل قرار گیرد.

تانگ و سس در سال ۱۹۹۱ [۶]، کارکرد مشعل های متخلخل را مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند. آنها با در نظر گرفتن تخمین یک بعدی برای ضخامت کم محیط متخلخل، معادلات را به روش عددی حل نمودند و به این نتیجه رسیدند که تشعشع خروجی از مشعل متخلخل به پارامترهای زیر بستگی دارد :

✓ ویژگیهای اپتیکی نظیر ضخامت اپتیکی ، ضریب پخش و غیره

✓ انتقال حرارت بین فازهای جامد و گاز

✓ سرعت سیال

✓ ضریب انتقال حرارت حجمی بالا

✓ مقدار ضریب پخش، ضریب انتقال حرارت هدایت و ضریب انعکاس

برینر و همکاران در سال ۲۰۰۰ [۷]، با در نظر گرفتن سیستم دوبعدی و مدلسازی احتراق، معادلات حاکم بر فرآیند

احتراق را با در نظر گرفتن ۲۰ جزء شرکت کننده در این فرآیند محاسبه نمودند.

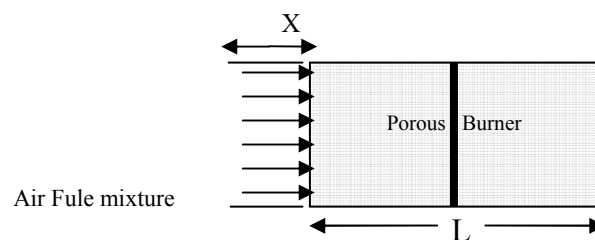
مالیکو و پریرا در سال ۲۰۰۱ [۸]، تأثیر خواص تشعشعی محیط های متخلخل را بر عملکرد مشعلهای متخلخل استوانه ای شکل در حالت دوبعدی مورد بررسی قرار دادند. آنها دریافتند اگر از تشعشع صرفنظر شود پروفیل دمای پیش بینی شده با مقدار آزمایش تطابق خوبی نمی یابد.

گنجعلیخان نسب در سال ۲۰۰۲ [۹]، چگونگی کارکرد لایه متخلخل که در مسیر عبور گازهای داغ قرار گرفته و قادر به پخش انرژی تشعشعی می باشد و اثر پارامترهای مختلف بر میزان بازیافت محیط متخلخل را مورد بررسی قرار داد. تالاکدر و همکاران در سال ۲۰۰۳ [۱۰]، با در نظر گرفتن یک سیستم دو بعدی و حل معادلات بصورت عددی مطالعاتی را انجام دادند. نتایج برای مشعل های با نسبت منظری کم، با نتایج یک بعدی گزارش شده از سس مقایسه شد و انطباق قابل قبولی مشاهده شد.

ایکس. وای. زو. و جی. سی. اف. پریرادرسال ۱۹۹۸ [۱۱]، احتراق گاز متان در محیط متخلخل را با استفاده از ۴ مدل احتراقی بررسی نمودند و اثرات مدل های مختلف را بر دما، ذرات، سرعت سوختن و میزان آلودگی ها مورد مطالعه قرار دادند و نتایج حاصل از آنها را با نتایج آزمایش مقایسه نمودند. در این مطالعه به این نتیجه رسیدند که مدل 4RM نسبت به بقیه مدلها پایداری خوبی دارد و تعداد محاسبات کامپیوتری کمتری دارد.

۲- طرح مسئله

شکل شماره (۱)، یک مشعل متخلخل را نشان می دهد. مخلوط سوخت و هوا با دمای ثابت T_{in} (که برابر دمای محیط است) و سرعت ثابت u وارد مجرا می شود. محیط متخلخل در فاصله X از ابتدای کانال نصب گردیده و ضخامت آن نسبت به شعاع کانال بسیار ناچیز است و بنابراین می توان جریان را تک بعدی گرفت.



شکل ۱- مشعل متخلخل

مکانیزمهای انتقال حرارت در فاز گاز عبارتند از: جابجایی و هدایت، و در فاز جامد عبارتند از: هدایت، تشعشع و جابجایی. محیط متخلخل قادر به جذب، پخش و صدور انرژی می باشد اما گاز در مقابل تشعشع شفاف عمل می کند. دو فاز جامد و گاز در تعادل حرارتی قرار ندارند و بنابراین معادلات انرژی برای فاز گاز و جامد باید بصورت جداگانه نوشته شود که البته این معادلات به وسیله ترم انتقال حرارت جابجایی با یکدیگر کوپل هستند. فرضیات اساسی در این مطالعه عبارتند از:

- دیواره مشعل آدیاباتیک و بدون انتقال حرارت در نظر گرفته می شود.
- از اثر کاتالیزی محیط متخلخل در دمای بالا صرف نظر می شود.
- اثر نیروی حجمی و ویسکوزیته حجمی ناچیز است.
- سرعت در کانال ثابت فرض می شود.
- در هر مقطع از کانال درجه حرارت گاز دارای یکنواختی است.
- میزان تغییرات سرعت بسیار کم است و می توان فرآیند را هم فشار در نظر گرفت.
- ساختار شعله و مکانیزم انتقال حرارت تک بعدی است و به وسیله تئوری شعله آرام آدیاباتیک حل می شود.

معادلات مربوط به روش دو شار حرارتی [۱۲]، عبارتند از:

$$dq^+ / dx = 2q^+ (\sigma_a + b\sigma_s) + 2\sigma\sigma_a T_s^4 + 2b\sigma_s q^- \quad (۱)$$

$$-dq^- / dx = -2q^- (\sigma_a + b\sigma_s) + 2\sigma\sigma_a T_s^4 + 2b\sigma_s q^+ \quad (۲)$$

$$\frac{dq_r}{dx} = \frac{dq^+}{dx} - \frac{dq^-}{dx} \quad (۳)$$

۳- معادلات حاکم

معادله پیوستگی:

$$\frac{d(\rho u)}{dx} = 0 \quad (۴)$$

معادله انرژی فاز گاز:

$$-\rho A u c_p \frac{dT_g}{dx} - h_v A (T_g - T_s) dx + A (d(\lambda_g \frac{dT_g}{dx}) / dx) dx = 0$$

$$\lambda_g \frac{d^2 T_g}{dx^2} = \rho u c_p \frac{dT_g}{dx} + h_v (T_g - T_s) \quad (۵)$$

معادله انرژی فاز جامد:

$$h_v A (T_g - T_s) dx - \lambda_s A \frac{dT_s}{dx} + q_r A + (\lambda_s \frac{dT_s}{dx} + \frac{d}{dx} (\lambda_s \frac{dT_s}{dx}) dx) A$$

$$- A q_r - A \frac{dq_r}{dx} dx = 0$$

$$\frac{d^2 T_s}{dx^2} = -\frac{2\sigma_a}{\lambda_s} (q^+ + q^-) + \frac{4\sigma\sigma_a}{\lambda_s} T_s^4 - \frac{h_v}{\lambda_s} (T_g - T_s) \quad (۶)$$

در معادلات فوق h_v ضریب انتقال حرارت جابجایی حجمی مؤثر (w/m^3) ، ρ چگالی سیال (kg/m^3) ، C_p آنتالپی سیال $(kJ/kmol.k)$ ، u سرعت سیال (m/s) ، A سطح (m^2) ، λ ضریب انتقال حرارت هدایت مؤثر $(w/m.k)$ ، q_r شار حرارتی تشعشعی (w/m^2) ، b ضریب پخش معکوس، σ ضریب استفمن بولتزمن $(w/m^2.k^4)$ ، σ_s ضریب پخش $(1/m)$ ، σ_a ضریب جذب $(1/m)$ ، q^+ شار حرارتی تابیده شده به پایین دست جریان (w/m^2) ، q^- شار حرارتی تابیده شده به بالا دست جریان (w/m^2) و x فاصله طولی (m) است.

۴- روش حل

به منظور آنالیز حرارتی مشعل متخلخل باید توزیع درجه حرارت گاز، جامد و شار حرارتی را در طول مشعل بدست آورد، با توجه به اینکه حل تحلیلی برای معادلات فوق وجود ندارد، معادلات باید به روش عددی حل گردد و در این صورت نیاز به شرط مرزی است. بنابراین باید با تولید یک شبکه محاسباتی در طول مشعل و مقادیر هر یک از این متغیرها را با استفاده از معادلات (۱)، (۲)، (۳)، (۴) و (۶) در این شبکه محاسبه نمود. در لیست معادلات حاکم، دو معادله دیفرانسیل مرتبه یک و دو معادله دیفرانسیل مرتبه دو وجود دارد که در مجموع به شش شرط مرزی نیاز داریم. در مورد محیط جامد، هر دو طرف آن در معرض انتقال حرارت جابجایی و تشعشع با محیط است، گاز با درجه حرارت محیط وارد ماتریس جامد می گردد و شرط مرزی انتهایی برای گاز شرط گرادیان صفر برای درجه حرارت است. همچنین فرض بر این است که میزان شار تشعشعی تابیده شده از محیط اطراف به ابتدا و انتهای محیط متخلخل برابر صفر می باشد که شرط مرزی معادله مربوط به شار حرارتی تشعشعی است.

در ورودی:

$$T_g = T_{in}$$

$$q^+ = 0$$

$$\left[h_L(T_g - T_s) + \lambda_s \frac{dT_s}{dx} \right]_L = \varepsilon_L \sigma (T_s^4 - T_{sur,in}^4)_L$$

در خروجی:

$$\frac{dT_g}{dx} = 0$$

$$q^- = 0$$

$$\left[h_R(T_g - T_s) - \lambda_s \frac{dT_s}{dx} \right]_R = \varepsilon_R \sigma (T_s^4 - T_{sur,out}^4)_R$$

در معادلات فوق زیرنویس R نشان دهنده سمت راست، و زیر نویس L نشان دهنده سمت چپ می باشد. مدل احتراقی در نظر گرفته شده در این مطالعه مدل شعله آدیاباتیک است، و بر اساس میزان هوای اضافی، دمای آدیاباتیک شعله از مرجع [۱۳] استخراج و بعنوان دمای گاز در نقطه وسط محیط متخلخل از این مقدار استفاده شده است. معادلات به روشی که در زیر شرح داده می شود حل گردیده، و توزیع درجه حرارت گاز، جامد و شار تشعشی بدست آمده است.

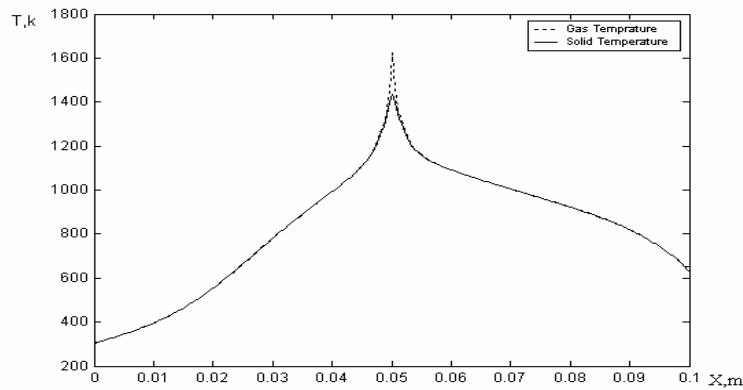
برای حل عددی در ابتدا باید معادلات انرژی به روش اختلاف محدود مرکز مجزاسازی گردد. برای اینکه جوابها مستقل از شبکه محاسباتی باشد پس از امتحان تعداد نقاط مختلف، برای لایه متخلخل با ضخامت ۱۰ سانتی متر از شبکه محاسباتی ۱۶۰ نقطه ای با فاصله یکنواخت استفاده شده است. مراحل محاسبات عددی انجام شده بصورت خلاصه عبارتند از:

۱. برای تمام نقاط محاسباتی مقدار اولیه ای برای q^+, T_s, T_g حدس زده می شود.
۲. مقدار جدید T_g در تمام نقاط شبکه با استفاده از معادله انرژی گاز که به فرم اختلاف محدود است از طریق الگوریتم توماس محاسبه می گردد.
۳. با استفاده از مقادیر T_g به دست آمده در مرحله (۲)، معادلات مربوط به شار حرارتی تشعشی از روش رانج کوتای مرتبه ۴ حل شده (ابتدا معادله (۱))، مقادیر جدید q^+, q^- در هر نقطه از شبکه محاسباتی به دست می آید.
۴. در این مرحله فرم اختلاف محدود معادله (۶) به روش الگوریتم توماس محاسبه شده و مقدار T_s در هر نقطه از شبکه محاسباتی به دست می آید.
۵. مراحل ۲ تا ۴ برای رسیدن به شرط همگرایی تکرار می شوند.

لازم به ذکر است در کار حاضر مقادیر زیر برای متغیرهای مربوط در نظر گرفته شده:

$$h_v = 5 * 10^5 w / m^2, \lambda_g = 0.125 w / mk, u = 2.8 m / s, \lambda_s = 0.156 w / mk$$

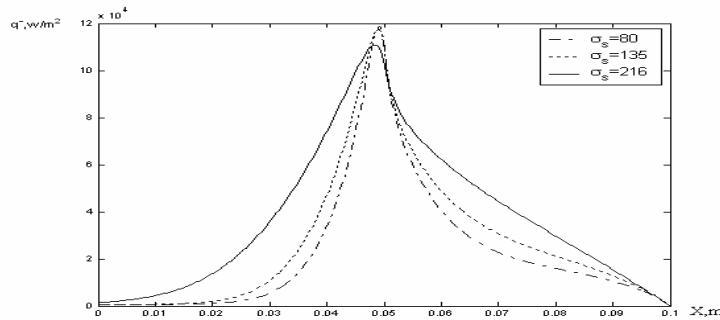
همانگونه که در نمودار (۱) مشاهده می شود، مخلوط سوخت و هوا پس از ورود به مشعل به واسطه انتقال حرارت بالا از طریق جابجایی و تشعشع به تدریج گرم شده و به دمای واکنش می رسد. پس از انجام واکنش آنتالپی سوخت رها شده و دمای نقطه میانی محیط متخلخل به دمای آدیاباتیک شعله که ماکزیمم دما در این محیط است می رسد. سپس گازهای داغ حاصل از احتراق، انرژی خود را به محیط متخلخل داده و سرد می شوند.



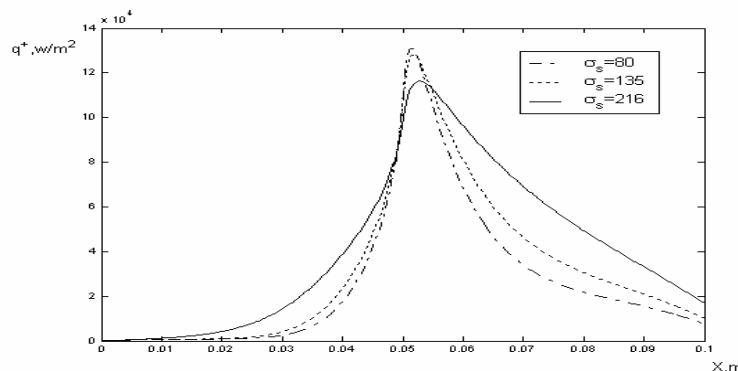
$$\sigma_s = 216 m^{-1}, Equivalence Ratio = 1.8$$

نمودار ۱- توزیع درجه حرارت گاز و محیط متخلخل

میزان ضریب پخش، ضریب جذب، ضریب صدور انرژی تشعشعی محیط متخلخل، میزان هوای اضافی و ضخامت محیط متخلخل بر میزان شار تشعشعی اثرگذار است. در نمودارهای (۲) و (۳) مشخص است که با افزایش ضریب پخش، شار حرارتی ماکزیمم، کاهش می یابد اما در اکثر نقاط مقدار شار افزایش می یابد. در نمودار (۳) با افزایش ضریب پخش مشاهده می گردد، مقدار شار تشعشعی خروجی از مشعل که پارامتر مهمی برای ارزیابی مشعل ها به شمار می رود، افزایش می یابد که امری مطلوب است. در هر دو شکل مشاهده می گردد با نزدیک شدن به مرکز میزان شار تشعشعی (با توجه به اینکه شار تشعشعی به دما بستگی دارد و با نزدیک شدن به مرکز دما افزایش می یابد.) رو به افزایش است و در مرکز به ماکزیمم دما می رسد.

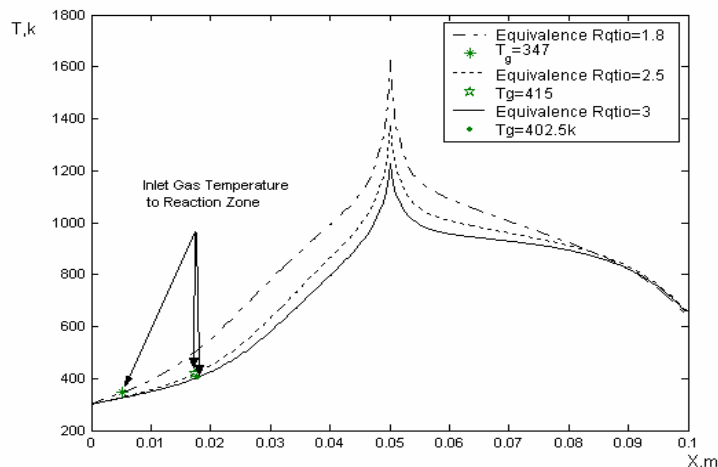


نمودار ۲- اثر ضریب پخش بر شار حرارتی تشعشعی به بالادست $Equivalence Ratio = 1.8$



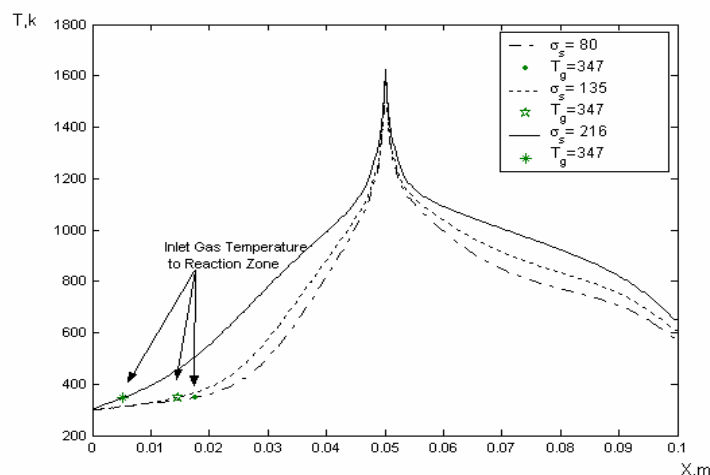
نمودار ۳- اثر ضریب پخش بر شار حرارتی تشعشعی به پایین دست $Equivalence Ratio = 1.8$

با توجه به نمودار (۴) افزایش میزان هوای اضافی باعث کاهش ضخامت ناحیه واکنش می گردد. از طرفی با افزایش میزان هوای اضافی مقدار بیشتری از انرژی حرارتی جذب هوای اضافی شده و باعث کاهش دمای ماکزیمم شعله می گردد که در طراحی مشعلها مطلوب است زیرا باعث کاهش میزان آلاینده های محیطی می شود.



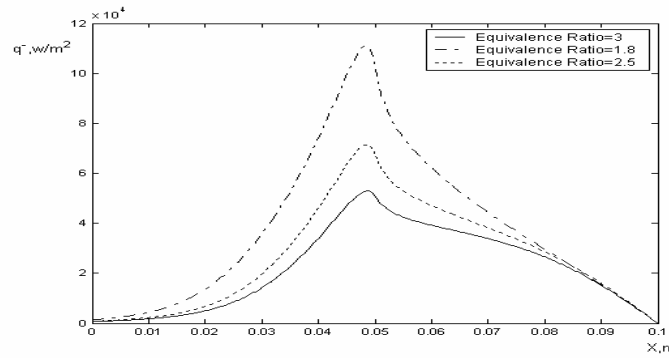
نمودار ۴- اثر میزان هوای اضافی بر دمای گاز $\sigma_s = 216m^{-1}$

نمودار (۵) اثر ضریب پخش بر دمای گاز را نشان می دهد، مشاهده می گردد با افزایش ضریب پخش، ضخامت ناحیه واکنش و دمای گاز افزایش می یابد اما تغییرات دمای گاز تدریجی تر می شود. با افزایش ضریب پخش میزان انرژی تشعشعی پخش شده افزایش یافته و دمای گاز را افزایش می دهد.

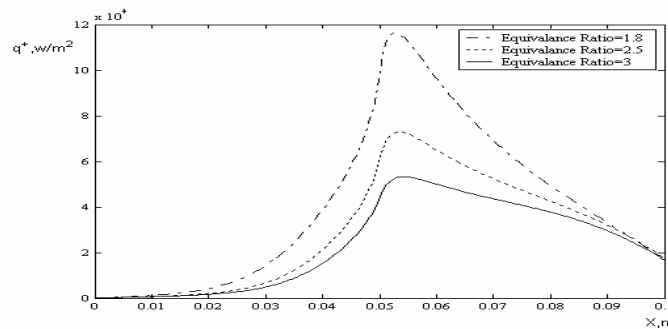


نمودار ۵- اثر ضریب پخش بر دمای گاز $Equivalence Ratio = 1.8$

نمودارهای (۶) و (۷) توزیع شار تشعشعی تابیده شده به بالادست و پایین دست جریان را نشان می دهد، با افزایش میزان هوای اضافی، همانطور که در نمودار (۴) مشاهده شد دمای کاهش می یابد و در نتیجه میزان شار تشعشعی و بخصوص شار تشعشعی تابیده شده به پایین دست جریان در انتهای مشعل کاهش می یابد.

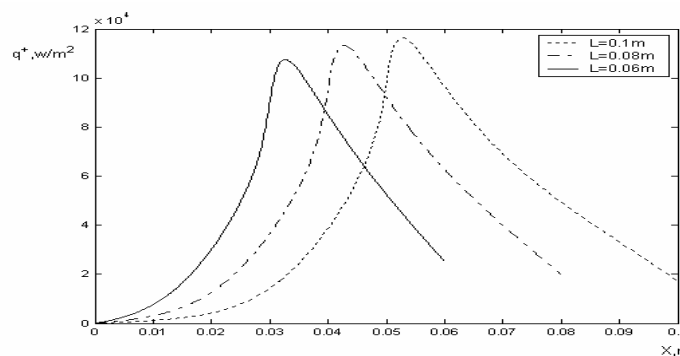


نمودار ۶- اثر میزان هوای اضافی بر شار حرارتی تشعشعی به بالادست $\sigma_s = 216m^{-1}$



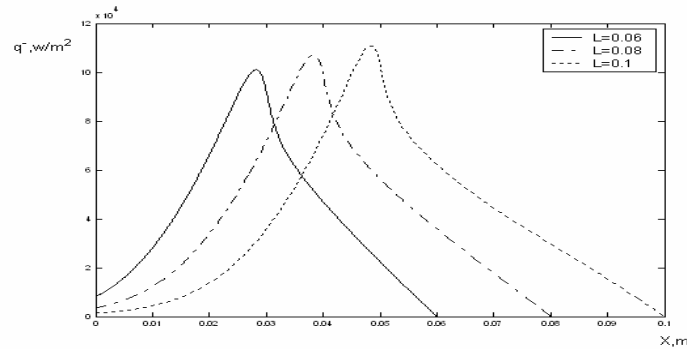
نمودار ۷- اثر میزان هوای اضافی بر شار حرارتی تشعشعی به پایین دست $\sigma_s = 216m^{-1}$

نمودارهای (۸) و (۹) توزیع شار حرارتی برای ۳ مقدار مختلف ضخامت لایه متخلخل را نشان می دهد. با افزایش ضخامت لایه متخلخل، میزان شار تشعشعی افزایش می یابد. اما با توجه به شکل (۸) مشاهده می شود افزایش ضخامت، باعث کاهش شار تشعشعی خروجی می گردد که مطلوب نیست. با توجه به اینکه شار تشعشعی با Δx نسبت مستقیم دارد افزایش شار تشعشعی با افزایش ضخامت قابل توجیه است.



$\sigma_s = 216m^{-1}, Equivalence Ratio = 1.8$

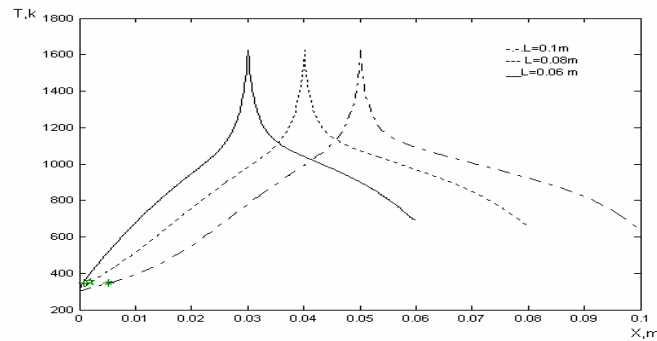
نمودار ۸- اثر ضخامت محیط متخلخل بر شار حرارتی تشعشعی به پایین دست



$$\sigma_s = 216m^{-1}, Equivalence Ratio = 1.8$$

نمودار ۹- اثر ضخامت محیط متخلخل بر شار حرارتی تشعشعی به بالا دست

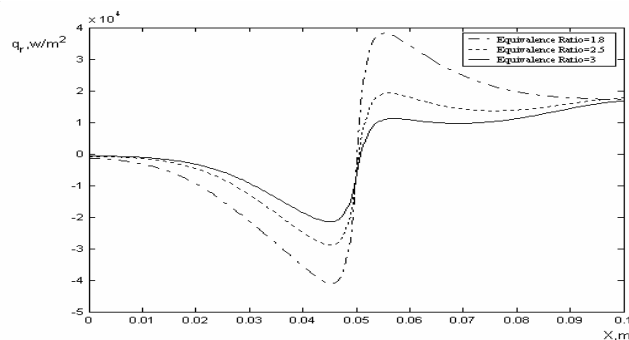
در نمودار (۱۰) با افزایش ضخامت، گاز فاصله بیشتری را طی می کند و در این فاصله انرژی بیشتری را از دست می دهد و دمای خروجی گاز از انتهای مشعل (نسبت به حالتی که ضخامت کمتر است)، کاهش می یابد.



$$\sigma_s = 216m^{-1}, Equivalence Ratio = 1.8$$

نمودار ۱۰- اثر ضخامت محیط متخلخل بر دمای گاز

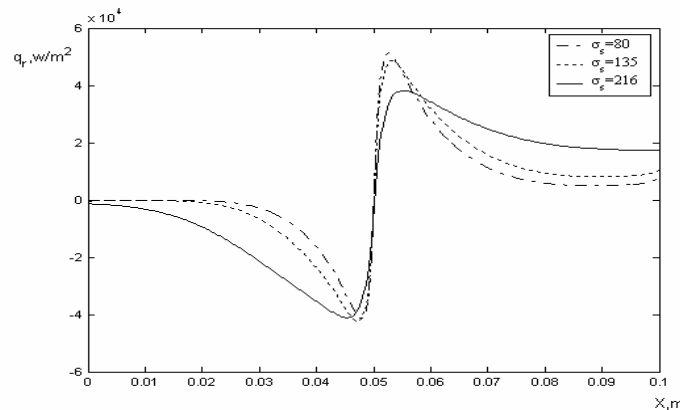
در نمودار (۱۱) مشاهده می شود با افزایش میزان هوای اضافی، شار تشعشعی خالص کاهش می یابد (در نمودارهای (۶) و (۷) مشاهده شد با افزایش میزان های اضافی، شار تشعشعی تابیده شده به بالادست و پایین دست جریان کاهش می یافت بنابراین شار خالص تشعشعی نیز با افزایش میزان هوای اضافی کاهش می یابد).



$$\sigma_s = 216m^{-1}, Equivalence Ratio = 1.8$$

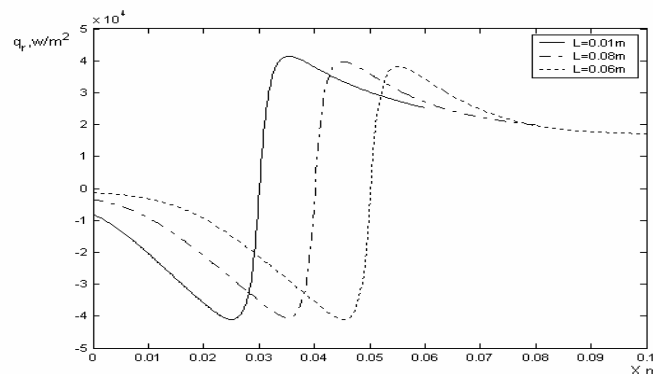
نمودار ۱۱- اثر میزان هوای اضافی بر شار خالص تشعشعی خروجی از مشعل

نمودار (۱۲) شار خالص حرارتی خروجی را برای مقادیر مختلف ضریب پخش نشان می دهد، با توجه به اینکه شار خالص تشعشعی با ضریب جذب نسبت مستقیم دارد مشاهده می شود با افزایش ضریب پخش (که به معنای کاهش ضریب جذب است)، ماکزیمم شار خروجی کاهش می یابد و در سایر نقاط شیب تغییرات کمتر می شود.



نمودار ۱۲- اثر میزان ضریب پخش بر شار خالص تشعشعی خروجی از مشعل $Equivalence Ratio = 1.8$

نمودار (۱۳) اثر ضخامت لایه متخلخل را بر شار خالص تشعشعی خروجی مورد بررسی قرار می دهد، با افزایش ضخامت لایه متخلخل، مقدار شار تشعشعی خروجی ماکزیمم کاهش می یابد چون انرژی بیشتری جذب جسم جامد می گردد.



$$\sigma_s = 216m^{-1}, Equivalence Ratio = 1.8$$

نمودار ۱۳- اثر ضخامت محیط متخلخل بر شار خالص تشعشعی خروجی از مشعل

۵- نتیجه گیری

خصوصیات حرارتی مشعل متخلخل با حل عددی معادلات انرژی مورد بررسی قرار گرفته و با نوشتن معادلات انرژی جداگانه برای هر فاز، عدم تعادل حرارتی فاز گاز و جامد در نظر گرفته شده است. احتراق مشعل متخلخل با دمای آدیاباتیک شعله مدلسازی شده و قسمت تشعشع معادله انرژی از روش دو شار حرارتی حل گردیده است. نتایج بدست آمده نشان می دهد میزان شار تشعشعی خروجی از مشعل با افزایش ضریب پخش، کاهش میزان هوای اضافی و ضخامت لایه متخلخل افزایش می یابد. ماکزیمم دمای گاز که در واقع دمای آدیاباتیک شعله می باشد فقط به میزان هوای

اضافی بستگی دارد و با افزایش میزان هوای اضافی می توان آن را کاهش داد. این امر باعث کاهش آلاینده های محیطی که امری مطلوب است، می شود.

برای دمای ماکزیمم تقریباً کمتر از ۲۰۰۰ کلوین می توان اطمینان داشت که ذرات No_x تشکیل نخواهد شد. با بالا بردن میزان هوای اضافی می توان به این مطلوب رسید.

با توجه به نتایج تحقیق حاضر با انتخاب مشلهای با ضریب پخش بالا و ضخامت کم همراه با میزان هوای اضافی مناسب، علاوه بر تبدیل بهینه آنتالپی گاز به انرژی تشعشع می توان میزان آلاینده ها را نیز کاهش داد.

مراجع

1. Chen, C. and Tien, C. Radiative transfer in packed spheres. ASME. J. of Heat transfer, Vol 96, 1974 pp. 5558
2. Echigo, R. Effectie energy conversion between gas enthalpy and thermal radiation and application to industrial furnaces. 7th Int. Heat transfer Conf. Munchen. Vol.6, 1982 pp 361-366
3. Wang, K. and Tien, C. Thermal insulation in flow system, combined radiation and convection through a porous segment. J. of Heat transfer 106, 1984 pp. 453-459
4. Echigo, R., Hanamurak, and Yoshizawa, Y. "Radiative heat transfer enhancement to a water tube by combustion gases in porous media". In heat transfer science and technology, 1985, pp 703-710
5. Sathe, S. and Tong, T. "A numerical analysis of heat transfer & combustion in porous radiant burners", Int. J. Heat & Mass Transfer, 1990, 33, 1334-1338
6. Tong, T. and Sathe, S. "Heat transfer characteristics of porous radiant burners, Trans" of ASME. J. Heat transfer, 1991, 113, 423-428
7. Brenner, G. Pickenacker, K. Pickenacker, O. Trimis, D., Wawrzinek, K. and Weber, T. "Numerical and investigation of matrix-stabilized methane/air combustion in porous inert media". Combust. Flam, 2000, 123, 201-213
8. Malicol, and Pereira, Jcf. "Numerical study on the influence of radiative properties in porous media combustion". J. Heat transfer 2001, 123, 951-957
9. Gandjalikhan Nassab, S. A. Transient heat transfer characteristics of an energy recovery system using a porous medium. J. Power and energy, part a, vol.216, 2002 pp1-8
10. Talukdar, P. Mishra, S., Trimis, D. and Durst, F. "Heat transfer characteristics of a porous radiant burner under the influence of a 2-D radiation field". J. Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer, 2003, 1-11
11. X. Y. Zhou and J. C. F. Pereira. "Comprison of Four Combustion Models for Simulating the Premixed Combustion in Inert Porous Medid". FIRE AND MATERIALS, Fire Mater. 22, 187-197 (1998).
12. T. W. Tong, C. I. Tien. "Radiative Heat Transfer in Fibrous Insulations-part L: Analytical Study". Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 105, FEBRUARY 1983
13. The John Zink Combustion Hand book, p62