

تحلیل مشخصه‌های حرارتی مشعل‌های متخلخل تابشی با استفاده از مدل دو شار حرارتی

محمد امیدپناهⁱ؛ سید عبدالرضا گنجعلیخان نسبⁱⁱ

چکیده

در این مقاله چگونگی کارکرد مشعل‌های متخلخل و رفتار حرارتی این گونه سیستم‌ها بررسی و تجزیه و تحلیل شده است. برای تعیین مشخصه‌های حرارتی با استفاده از یک مدل یک بعدی معادلات حاکم بر جریان گاز و محیط متخلخل نوشته و حل عددی شده‌اند. فرایند احتراق انجام شده در داخل این گونه مشعل‌ها با جایگزینی یک منبع تولید حرارت با قدرت یکنواخت در نظر گرفته شده است. محیط متخلخل علاوه بر انتقال حرارت جابجایی با جریان گاز، قادر است انرژی تشعشعی را پخش، جذب و صادر کند. در مورد جریان گاز، با فرض غیرتابشی بودن، انتقال حرارت از طریق هدایت و جابجایی انجام می‌پذیرد. برای تعیین رفتار حرارتی سیستم مورد نظر، حل همزمان معادلات انرژی برای جریان گاز و محیط متخلخل با استفاده از مدل دو شار حرارتی (Two-flux model) و به صورت عددی صورت گرفته و نتایج شامل توزیع درجه حرارت و شار تشعشعی در داخل مشعل و همین طور تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم مطالعه شده است. انطباق بین نتایج کار حاضر و نتایج دیگر محققین، که از مدل‌های تشعشعی متفاوتی استفاده کرده‌اند، رضایت بخش است.

کلمات کلیدی

مشعل‌های متخلخل تابشی، مدل دو شار حرارتی

Analysis of Thermal Characteristics of Porous Radiant Burners by Two-Flux Radiation Model

M.Omid Panah ; S. A. Gandjalikhan Nassab

ABSTRACT

This paper describes a theoretical study to investigate the heat transfer characteristics of porous radiant burners. A one dimensional model is used to solve the governing equations for porous medium and gas flow before the premixed flame to the exhaust gas. Combustion in the porous medium is modeled as a spatially dependent heat generation zone. The homogeneous porous media, in addition to its convective heat exchange with the gas, may absorb, emit and scatter thermal radiation. In the computation, the radiation effect in the gas flow is neglected but the conductive heat transfer is considered into account. In order to analyze the thermal characteristics of porous burners, the coupled energy equations for the gas and porous medium based on two-flux radiation model are solved numerically and the effect of various factors on the performance of porous radiant burners are determined. Comparison between the present results with those obtained by other investigators shows a good agreement.

KEYWORDS

Porous radiant burners, two-flux model

ⁱ دانشجوی کارشناسی ارشد، بخش مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان
ⁱⁱ دانشیار، بخش مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان: ganj110@mail.uk.ac.ir



اساسی را در فرایند احتراق داخل مشعل‌های متخلخل دارد، استفاده از مدل تابشی مناسب برای تجزیه و تحلیل این گونه سیستم‌ها از اهمیت زیادی برخوردار است. در سال ۱۹۸۲، Echigo [۱] نقش محیط متخلخل در امر بازیابی انرژی و تبدیل انرژی حرارتی به انرژی تابشی را بررسی کرد. نتایج محاسبات نشان دادند که با نصب یک لایه متخلخل در مسیر عبور جریان گاز داغ خروجی از آگزوز بسیاری از دستگاه‌های حرارتی، می‌توان قسمت اعظمی از انرژی حرارتی گاز را به طریق انتقال حرارت جابجایی به محیط متخلخل منتقل کرد و این انرژی دریافتی را به صورت تشعشع به داخل سیستم بازگرداند. در این مطالعه از اثر پخش انرژی تشعشعی (Scattering) به وسیله محیط متخلخل صرف‌نظر شده بود. Wang [۲] با همکار خود در سال ۱۹۸۲ ادامه کار Echigo [۱] را با در نظر گرفتن اثرات پخش محیط متخلخل پی گرفتند. آنها دریافتند که پخش انرژی تشعشعی به وسیله محیط متخلخل، بشدت راندمان بازیافت را تحت تأثیر قرار می‌دهد. کارکرد محیط متخلخل در امر بازیابی انرژی و در حالت گذرا را در سال ۲۰۰۲ Gandjalikhan Nassab [۳] بررسی کرد. در این مطالعه با در نظر گرفتن اثرات پخش تشعشع به وسیله محیط متخلخل با استفاده از مدل دو شار حرارتی پدیده بازیابی انرژی و تبدیل انتالپی گاز به انرژی تابشی تجزیه و تحلیل شد.

Echigo [۴] و همکاران در سال ۱۹۸۶ کاربرد محیط‌های متخلخل در ساختمان مشعل را بررسی کردند. آنان با در نظر گرفتن یک منبع تولید حرارت در داخل محیط متخلخل، پدیده احتراق را شبیه سازی کردند. نتایج ناشی از حل عددی معادلات حاکم نشان داد که پیش گرم شدن مخلوط ورودی سوخت و هوا به مشعل، که از پدیده تشعشع در داخل محیط متخلخل ناشی می‌شود، راندمان مشعل را به طور چشمگیر افزایش می‌دهد. در این مطالعه از روش انتگرالی برای تعیین توزیع شار تشعشعی در داخل مشعل استفاده شد.

در مطالعه ای که Sathe [۵] و همکار خود در سال ۱۹۹۰ انجام دادند، در بررسی عملکرد مشعل‌های متخلخل به جای در نظر گرفتن منبع تولید حرارت برای مدل سازی پدیده احتراق، با حل معادلات حاکم بر اکسیداسیون سوخت، روش دقیقی را برای تعیین رفتار حرارتی مشعل‌های متخلخل برگزیدند. یکی از نتایج مهم به دست آمده این بود که برای داشتن بیشترین شار تشعشعی خروجی از مشعل، محفظه احتراق باید در ناحیه مرکزی لایه متخلخل قرار گیرد. در سال ۱۹۹۱ و در ادامه کار قبلی، Tong [۶] و همکارش با در نظر گرفتن یک سیستم یک بعدی و استفاده از روش هارمونیک کروی (Spherical harmonic method) در محاسبه شار تشعشعی، رفتار حرارتی

استفاده از مشعل‌های متخلخل در سال‌های اخیر و بخصوص در سیستم‌های حرارتی، که با درجه حرارت بالا سر و کار دارند، رایج شده است. این نوع مشعل‌ها مزایای زیادی نسبت به مشعل‌های معمولی دارند. در مشعل‌هایی که بر مبنای شعله آزاد کار می‌کنند سرعت شعله و همچنین پایداری آن و نرخ حرارت آزاد شده بر واحد سطح ورودی مخلوط در یک سوخت معین وابسته و محدود به هدایت حرارتی مخلوط گاز می‌باشد. در این مشعل‌ها درجه حرارت به طور موضعی به دلیل ناکافی بودن دفع حرارت از ناحیه واکنش بالاست و این امر باعث افزایش NO_x و دیگر آلاینده‌های احتراقی می‌شود. از طرف دیگر، به دلیل کم بودن قدرت صدور انرژی تشعشعی در گازها، قسمت کمی از انرژی حرارتی آزاد شده در فرآیند احتراق به صورت تابشی به داخل سیستم رهنمون می‌شود.

برای غلبه بر این محدودیت‌ها، احتراق در محیط متخلخل پیشنهاد شده است که در این روش، مخلوط سوخت و هوا به یک ماتریس جامد متخلخل وارد می‌شود و احتراق در ناحیه ای داخل محیط متخلخل انجام می‌گیرد. به طور کلی، مزیت‌های مهم مشعل‌های متخلخل را می‌توان به صورت زیر برشمرد:

۱. به واسطه عبور مخلوط سوخت و هوا از داخل خلل و فرج محیط‌های متخلخل، اختلاط کاملی بین این دو جزء صورت می‌پذیرد و مخلوطی همگن به عنوان ماده اولیه وارد محفظه احتراق می‌شود که این امر، به نوبه خود، باعث نزدیک شدن به احتراق کامل و کاهش منواکسیدکربن و مخلوط نسوخته در محصولات احتراق خواهد شد.

۲. پیش گرم شدن مخلوط ورودی سوخت و هوا قبل از رسیدن به محفظه احتراق، افزایش راندمان فرآیند احتراق را به دنبال خواهد داشت.

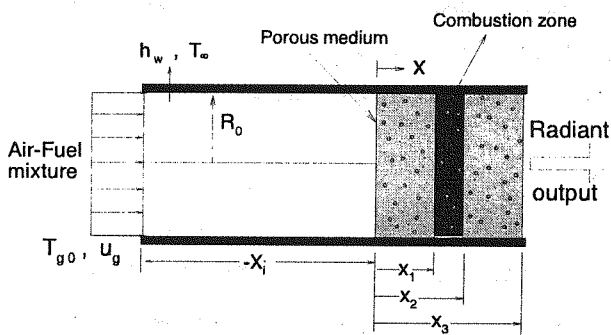
۳. تبدیل قسمتی از انرژی حرارتی آزاد شده در فرآیند احتراق به صورت انرژی تابشی، که از انتهای مشعل به سمت داخل سیستم صادر می‌شود، باعث افزایش راندمان حرارتی سیستم مورد نظر می‌شود. ذکر این نکته لازم است که پدیده انتقال حرارت تابشی در سیستم‌های حرارتی، که با دمای بالا سر و کار دارند، یکی از مکانیزم‌های مهم انتقال انرژی حرارتی به شمار می‌آید.

۴. خروج قسمتی از انرژی احتراق به صورت تشعشع و انتقال انرژی حرارتی از محصولات احتراق به محیط متخلخل کاهش دمای ماکزیمم در محفظه احتراق را به همراه دارد که به دنبال آن تشکیل NO_x و آلاینده‌های دیگر کاهش می‌یابد.

با توجه به این که پدیده انتقال حرارت تشعشعی نقش

۲- تئوری

در شکل (۱)، اجزای اصلی یک مشعل متخلخل نشان داده شده است. مخلوط سوخت و هوا از مقطع $x = -x_1$ در مجرای با قطر $2R_0$ وارد می‌شود. لایه متخلخل در ناحیه $0 < x < x_3$ و در داخل کانال نصب شده است، به طوری که ضخامت لایه نسبت به شعاع کانال کوچک است تا تخمین آنالیز یک بعدی صحت داشته باشد. مخلوط سوخت و هوا با دمای یکنواخت T_{g0} به کانال وارد می‌شود و جریان گاز در داخل کانال از نوع اسلاگ (Slug) با سرعت u_g در نظر گرفته می‌شود. از اثرات تشعشعی گاز در مقایسه با فاز جامد صرفنظر شده است به طوری که پدیده تشعشع فقط در داخل محیط متخلخل و بین ذرات تشکیل دهنده آن برقرار است. موقعیت منبع تولید حرارت که مدل کننده پدیده احتراق است، طبق شکل (۱) در محدوده $x_1 < x < x_2$ می‌باشد و معمولاً مقطع نهایی لایه متخلخل در دهانه خروجی کانال قرار دارد. گاز داخل کانال از طریق دیواره می‌تواند با محیط اطراف با دمای T_∞ انرژی حرارتی مبادله کند.



شکل (۱): شماتیکی از یک مشعل متخلخل

از آنجا که دو فاز جامد و گاز در تعادل حرارتی قرار ندارند، لازم است که معادله انرژی به صورت جداگانه برای هر کدام از این دو فاز نوشته شود، لذا معادلات حاکم شامل معادلات انرژی برای گاز و محیط متخلخل و معادلات انتقال حرارت تشعشعی براساس مدل دو شار حرارتی به صورت زیر خواهند بود:

$$\phi u_g \rho_g c_g \frac{dT_g}{dx} (\pi R_0^2) + h_w (2\pi R_0) (T_g - T_\infty) + (1 - \phi) h_s N_s A_s (\pi R_0^2) (T_g - T_p) - \phi \frac{\partial}{\partial x} (K_g \frac{\partial T}{\partial x}) (\pi R_0^2) - \phi \dot{Q} \delta(x) (\pi R_0^2) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{dq_n}{dx} + (1 - \phi) h_s N_s A_s (T_p - T_g) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{dq^+}{dx} = -2\sigma_a q^+ - 2b\sigma_s q^+ + 2\sigma_a \sigma T_p^4 + 2b\sigma_s q^- \quad (3)$$

مشعل‌های متخلخل را بررسی کردند. آنها دریافتند که برای داشتن شار تشعشعی خروجی از مشعل به مقدار قابل ملاحظه، لازم است که از لایه‌های متخلخلی با ضخامت اپتیکی زیاد استفاده شود. در این مطالعه نیز پدیده احتراق با جایگزینی یک منبع تولید حرارت با شدت یکنواخت مدل سازی شد. در سال ۲۰۰۰، Brenner [۷] و همکاران با در نظر گرفتن یک سیستم دو بعدی به همراه پدیده احتراق با حل معادلات حاکم، مشخصه‌های حرارتی مشعل‌های متخلخل را تعیین کردند. در این مطالعه از هیچ مدلی برای تعیین شار تشعشعی در داخل مشعل استفاده نگردید و در این مورد از نتایج تجربی استفاده شد.

در سال ۲۰۰۲، Talukdar [۸] و همکاران، رفتار حرارتی مشعل‌های متخلخل را در دو حالت کارکرد دائم و گذرا با در نظر گرفتن یک سیستم دو بعدی بررسی کردند. در این مطالعه اثرات پخش انرژی تشعشعی به وسیله محیط متخلخل نیز مدنظر قرار گرفت و از روش Collapsed dimension [۹] برای تعیین توزیع شار تشعشعی در داخل مشعل متخلخل کمک گرفته شد. ذکر این نکته لازم است که روش مذکور به محاسبات بسیار پیچیده ای برای تعیین شار تشعشعی نیاز دارد.

در کار حاضر سعی شده است که برای تحلیل مشعل‌های متخلخل از مدل دو شار حرارتی (Two-flux model) برای تعیین توزیع شار تشعشعی استفاده شود. ذکر این نکته لازم است که این مدل در عین سادگی از دقت قابل قبولی برخوردار است [۲]. علاوه بر این، نتیجه بررسی مطالعات به عمل آمده در این زمینه نشان می‌دهد که تا به حال از این روش برای آنالیز مشعل‌های متخلخل استفاده نشده است.

در مطالعه حاضر، رفتار حرارتی مشعل‌های متخلخل استوانه‌ای شکل با در نظر گرفتن یک سیستم یک بعدی و از طریق حل معادلات انرژی برای فاز گاز و فاز جامد به همراه معادلات انتقال حرارت تشعشعی بررسی شده است. نظر به ضریب تخلخل (Porosity) زیاد محیط به کار رفته، از هدایت حرارتی فاز جامد صرفنظر شده و فرض بر آن است که مکانیزم انتقال حرارت در محیط متخلخل از طریق تشعشع و جابجایی است و در جریان گاز با فرض غیرتابشی بودن، انرژی حرارتی به طرق جابجایی و هدایت منتقل می‌گردد. در این کار، پدیده احتراق با در نظر گرفتن یک منبع تولید حرارت با قدرت یکنواخت مدل سازی شده است. برای بررسی اعتبار مدل به کار گرفته شده و روش حل معادلات، نتایج عددی به دست آمده با نتایج دیگر محققین مقایسه شده که سازگاری بین این نتایج رضایت بخش بوده است.

$$\tau_0 = \sigma_e x_3 \quad \tau = \sigma_e x \quad Pe = \frac{u_g \rho_g c_g R_0}{k_g}$$

در پارامترهای فوق، Pe عدد پکلت جریان، R نسبت انرژی انتقال یافته بین فاز جامد و گاز به طریق جابجایی به انرژی تشعشعی، P_w نسبت انرژی حرارتی منتقل یافته از طریق دیواره کانال به انرژی جریان سیال و Q نسبت انرژی انتقال یافته بین فاز جامد و گاز به طریق جابجایی به انرژی جریان سیال است. با استفاده از این پارامترها، فرم بدون بعد معادلات حاکم به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\phi \frac{d\theta_g}{dx} + 2P_w(\theta_g - \theta_\infty) + (1-\phi)Q(\theta_g - \theta_p) - \phi \frac{\delta(x) R_0}{P_1} \frac{1}{\delta} - \phi \frac{1}{Pe} \frac{d^2\theta_g}{dx^2} = 0 \quad (7)$$

$$(1-\phi)R(\theta_g - \theta_p) = \quad (8)$$

$$2(1-\omega)\theta_p^4 - (1-\omega)(Q^+ + Q^-) \frac{dQ^+}{d\tau} = -2(1-\omega)Q^+ - \quad (9)$$

$$2b\omega Q^+ + 2(1-\omega)\theta_p^4 + 2b\omega Q^- - \frac{dQ^-}{d\tau} = -2(1-\omega)Q^- - 2b\omega Q^- + 2(1-\omega)\theta_p^4 + 2b\omega Q^+ \quad (10)$$

بدیهی است که حل عددی این معادلات به شرایط مرزی نیازمند است، بدین ترتیب که در مقطع ورودی کانال از آنجا که معمولاً مخلوط سوخت و هوا با دمای نزدیک به درجه حرارت محیط وارد کانال می‌شود، شرط $\theta_g = \theta_\infty$ در نظر گرفته شده است و در مقطع خروجی $x = x_3$ از معادله (۶) شرط زیر به دست می‌آید:

$$\frac{d\theta_g}{dx} = -2P_w(\theta_g - \theta_\infty) \quad \text{at } x = x_3$$

در مورد معادلات انتقال حرارت تشعشعی، که از نوع معادلات دیفرانسیل مرتبه اول هستند، با توجه به این که هیچ منبع تشعشعی خارج از لایه متخلخل وجود ندارد، خواهیم داشت:

$$Q^+ = 0 \quad \text{at } x = 0$$

$$Q^- = 0 \quad \text{at } x = x_3$$

۳- روش حل

به منظور تعیین رفتار حرارتی مشعل‌های متخلخل، داشتن توزیع درجه حرارت گاز و لایه متخلخل θ_g و θ_p و همچنین توزیع شار تشعشعی Q^+ ، Q^- در طول مشعل ضروری است که مقادیر این متغیرهای وابسته در هرکدام از نقاط محاسباتی از حل عددی معادلات (۷) تا (۱۰) به دست می‌آید. در این مورد،

$$-\frac{dq^-}{dx} = -2\sigma_a q^- - 2b\sigma_s q^- + 2\sigma_a \sigma T_p^4 + 2b\sigma_s q^+ \quad (4)$$

$$q_n = q^+ - q^- \quad (5)$$

برای به دست آوردن معادله انرژی برای گاز در نواحی خارج از لایه متخلخل با توجه به کوچک بودن ضریب هدایت حرارتی گاز همراه با کم بودن گرادیان درجه حرارت در آن ناحیه می‌توان از ترم هدایت حرارتی در گاز چشم پوشی کرد، لذا معادله انرژی برای جریان گاز در خارج از لایه متخلخل را می‌توان از معادله شماره (۱) و با حذف ترم جابجایی بین گاز و محیط متخلخل و صرفنظر از جمله هدایت حرارتی به صورت زیر به دست آورد:

$$u_g \rho_g c_g \frac{dT_g}{dx} + \frac{2h_w}{R_0}(T_g - T_\infty) = 0 \quad (1)$$

در معادلات بالا، h_s ضریب انتقال حرارت جابجایی بین گاز و محیط متخلخل، N_s تعداد ذرات تشکیل دهنده محیط متخلخل بر واحد حجم، A_s سطح هر کدام از ذرات و σ_a ، σ_s و b به ترتیب، ضریب جذب، ضریب پخش و ضریب انعکاس محیط متخلخل هستند. در معادلات دو شار حرارتی نظر به سیستم یک بعدی پارامترهای q^+ ، q^- شارهای تشعشعی تابیده شده به جهات پایین دست و بالا دست می‌باشند. در معادله انرژی مربوط به گاز، $\delta(x)$ تابع دلتا (delta function) بوده که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\delta(x) = \begin{cases} 1 & x_1 \leq x \leq x_2 \\ 0 & \text{elsewhere} \end{cases}$$

در معادلات (۱) و (۲) پارامتر ϕ ضریب تخلخل است که نشان دهنده نسبت حجم فضای خالی (void gap) به حجم کل محیط متخلخل می‌باشد. ذکر این نکته لازم است که در ساختمان داخلی مشعل‌ها از محیط‌های متخلخل با ضریب تخلخل بالا استفاده شده است، چرا که عبور جریان گاز از داخل محیط متخلخل با ضریب تخلخل کم، افت فشار زیادی را به دنبال خواهد داشت [۱۰].

برای حل معادلات حاکم، در ابتدا فرم بدون بعد این معادلات با تعریف پارامترهای بدون بعد زیر به دست آمده است:

$$P_w = \frac{h_w}{u_g \rho_g c_g} \quad Q^{+,-} = \frac{q^{+,-}}{\sigma T_{g_0}^4}$$

$$R = \frac{h_s N_s A_s}{2\sigma_e \sigma T_{g_0}^3} \quad P_1 = \frac{u_g \rho_g c_g T_{g_0}}{x_3 Q}$$

$$\lambda = \frac{u_g \rho_g c_g}{2\sigma T_{g_0}^3} \quad Q = \frac{h_s N_s A_s R_0}{u_g \rho_g c_g}$$

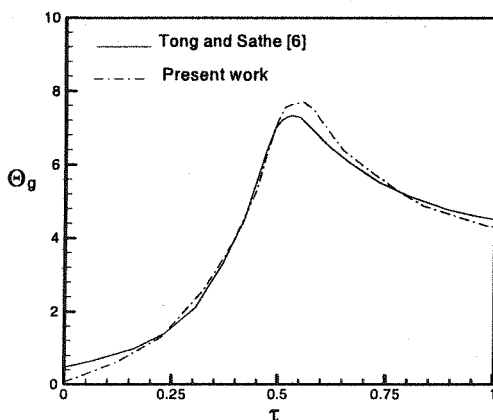
$$\theta_{p,g,\infty} = \frac{T_{p,g,\infty}}{T_{g_0}} \quad \omega = \frac{\sigma_s}{\sigma_e} \quad X = \frac{x}{R_0}$$

$1/5 \times 10^{-4}$	W/m^3	Q
0.1	m	x_2
2×10^{-7}	W/m^2K	$h_g N_g A_c$
0.125	W/m^2C	k_g
0.001	m	$x_2 - x_1$

جدول (۲): پارامترهای بدون بعد

مقادیر از مرجع (۶)	پارامتر
1	τ_0
272	Pe
$66/6 \times 10^{-3}$	R
0.126	P_1
.	P_w
1468	Q
227	λ
195	ϕ

توزیع درجه حرارت گاز در طول مشعل در شکل (۲) نمایش داده شده است. ازدیاد درجه حرارت مخلوط سوخت و هوا قبل از رسیدن به محفظه احتراق به وضوح مشخص است. وقوع این پدیده پیش گرم شدن، یکی از مزایای مهم مشعل های متخلخل به شمار می رود. با توجه به شکل (۲) دیده می شود که بیشترین دمای گاز در ناحیه احتراق صورت گرفته است و پس از آن به واسطه تبدیل آنتالپی گاز به انرژی تشعشعی، افت درجه حرارت در جریان گاز صورت می پذیرد. به هر حال، نتایج کار حاضر به نتایج گزارش شده در مرجع [۶] نزدیک است، اگر چه از دو مدل تشعشعی متفاوت برای محاسبه شار تشعشعی استفاده شده است.



شکل (۲): توزیع دمای گاز در طول مشعل

$$\delta / R_0 = 0.2, \tau_0 = 1, Q = 1468, \lambda = 227, Pe = 272$$

$$P_1 = 0.0136, \theta_\infty = 1, p_w = 0, \xi_{fl} = 0.5$$

۵- بحث در نتایج

برای نمایش رفتار حرارتی مشعل های متخلخل، تعیین

فرم اختلاف محدود معادله انرژی، که از نوع معادلات دیفرانسیل مرتبه دوم هستند، به دست می آید و از روش تفاضل مرکزی (Central differencing) برای مجزاسازی ترم های حاوی مشتقات متغیر مذکور استفاده شده است. در خصوص حل عددی معادلات انتقال حرارت تشعشعی، که از نوع معادلات دیفرانسیل مرتبه اول هستند از روش رانج کوتای مرتبه چهارم (Runge-Kutta) کمک گرفته شده است.

برای داشتن نتایجی که از شبکه محاسباتی مستقل باشد، پس از انجام محاسبات فراوان بسته به ضخامت اپتیکی لایه متخلخل، از شبکه های محاسباتی شامل ۶۰ تا ۱۰۰ نقطه با فاصله یکنواخت استفاده شده است. مراحل انجام محاسبات را می توان به صورت زیر خلاصه کرد:

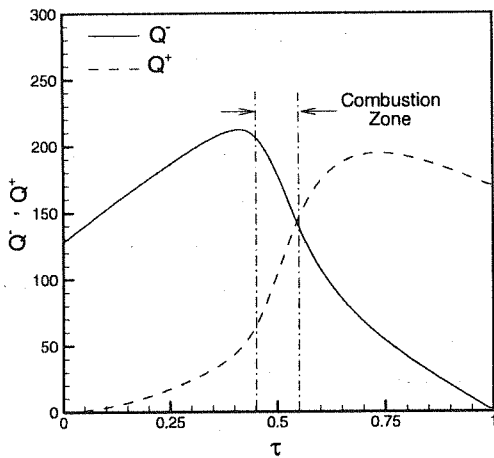
۱. تخمین اولیه ای برای متغیرهای وابسته θ_p و θ_g و Q^+ و Q^- در هر کدام از نقاط محاسباتی در نظر گرفته می شود.
۲. فرم اختلاف محدود معادله انرژی برای گاز با استفاده از الگوریتم توماس (Thomas-Algorithm) حل عددی می شود و مقادیر جدیدی برای متغیر θ_g در هر کدام از نقاط محاسباتی به دست می آید.
۳. با استفاده از مقادیر θ_p مرحله قبل، معادلات انتقال حرارت تشعشعی با روش رانج کوتا حل می شود و مقادیر جدید متغیرهای Q^+ و Q^- در هر نقطه از شبکه محاسباتی تعیین می گردند.
۴. با استفاده از معادله جبری شماره (۸)، مقادیر جدید متغیر θ_p محاسبه می شوند.
۵. مراحل ۲ تا ۴ تا رسیدن به شرایط همگرایی تکرار می شوند.

۴- بررسی صحت نتایج

در این قسمت به منظور بررسی صحت روش به کارگرفته شده در آنالیز حرارتی مشعل های متخلخل در مورد یک مشعل، که مشخصات آن براساس مرجع [۶] در جداول (۱) و (۲) آمده است، محاسبات انجام شده و مقایسه ای با نتایج گزارش شده در آن مرجع به عمل آمده است.

جدول (۱): پارامترهای با بعد

پارامتر	واحد	مقادیر از مرجع (۶)
ρ_g	kg/m^3	0.19
u_g	m/s	2/8
c_g	KJ/kgK	1/28
T_∞	K	298
T_{g0}	K	298



شکل (ب) توزیع شار حرارتی تابشی

شکل (۳): توزیع دما و شار حرارتی تابشی در مشعل

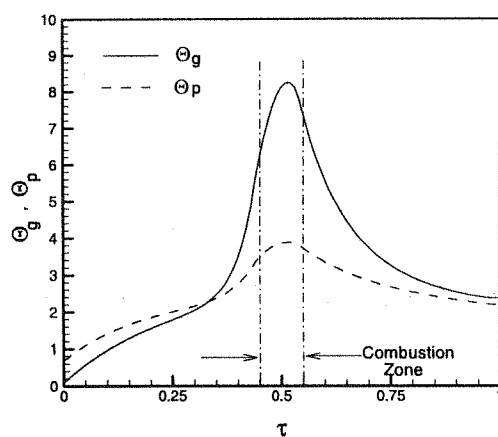
$$\delta / R_0 = 0.1, \tau_0 = 1, Q = 200, \lambda = 9.71, Pe = 153$$

$$\theta_\infty = 1, \omega = 0, \xi_{fl} = 0.5, P_1 = 0.006, P_w = 0.1$$

به منظور مطالعه اثر خواص اپتیکی محیط متخلخل بر عملکرد مشعل در شکل (۴) چگونگی تغییرات دمای گاز در طول مشعل بازای ضخامت‌های اپتیکی متفاوت رسم شده است. ذکر این نکته لازم است که در محاسبات انجام شده با تغییر ضرایب جذب و پخش محیط متخلخل، ضخامت‌های اپتیکی متفاوت بدست آمده است، پس در لایه‌های متخلخل با ضخامت اپتیکی کم، سازوکار اصلی انتقال حرارت از نوع جابجایی (در مقابل تشعشع) می‌باشد. با دیدن منحنی‌های ترسیم شده در شکل (۴) می‌توان دریافت که با کم شدن ضخامت اپتیکی لایه متخلخل، درجه حرارت ماکزیمم گاز افزایش می‌یابد، لذا در مشعل‌های متخلخل، پدیده تشعشع مکانیزمی است که براساس آن انتقال انرژی از ناحیه احتراق به نواحی دیگر مشعل انتقال می‌یابد و هر چه قدرت تشعشعی محیط متخلخل بیشتر باشد با صدور انرژی تشعشعی از ناحیه احتراق به دیگر نواحی، شاهد افت درجه حرارت ماکزیمم در مشعل متخلخل خواهیم بود که این ویژگی جزو مزیت‌های مهم این گونه مشعل‌ها به شمار می‌رود.

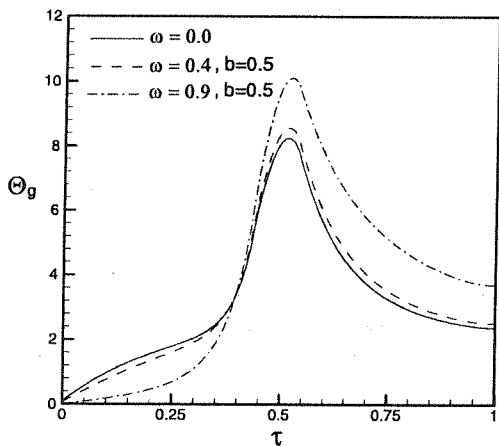
توزیع درجه حرارت گاز، محیط متخلخل و همچنین توزیع شار تشعشعی ضروری است. در شکل (۲) نحوه تغییرات این متغیرهای وابسته در طول مشعل متخلخل ترسیم شده است. در این مورد ناحیه احتراق با ضخامتی معادل $0/1$ ضخامت کل لایه متخلخل و دقیقاً در وسط لایه مستقر است ($\xi_{fl} = 0.5$).

توجه به شکل (۳)، مشاهده می‌شود در ناحیه‌ای که عمل پیش گرم شدن مخلوط ورودی سوخت و هوا انجام می‌گیرد، دمای محیط متخلخل از دمای گاز بیشتر است، تا این که انرژی حرارتی از فاز جامد به فاز گاز منتقل شود. انرژی آزاد شده از فرآیند احتراق باعث می‌شود که بیشترین درجه حرارت گاز و لایه متخلخل در ناحیه احتراق واقع شود به طوری که پس از آن درجه حرارت کاهش می‌یابد. در مورد شارهای تشعشعی Q^+ و Q^- نیز دیده می‌شود که بیشترین مقدار این پارامترها در ناحیه‌ای خارج از محدوده احتراق واقع شده و به واسطه این که هیچ منبع تشعشعی در خارج از لایه متخلخل وجود ندارد، مقادیر Q^- در انتهای لایه و Q^+ در ابتدای لایه معادل با صفر می‌باشند که به عنوان شرط مرزی در حل معادلات تشعشعی استفاده شده‌اند. مقدار پارامتر Q^+ در انتهای لایه ($x = x_3$) معرف شار تشعشعی خروجی از مشعل (radiant output) است، به طوری که هر چه مقدار این پارامتر بیشتر باشد مشعل متخلخل توانسته است مقدار بیشتری از انرژی حاصل از احتراق را به صورت تشعشع روانه سیستم حرارتی کند. در مقابل مقدار پارامتر Q^- در ابتدای مشعل ($x = 0$) را می‌توان در زمره انرژی اتلافی دانست، چرا که استفاده مؤثری از این انرژی تابیده شده به عمل نمی‌آید، به ویژه در حالاتی که اثرات تشعشعی گاز کم و قدرت جذب انرژی تشعشعی به وسیله جریان گاز قابل صرف نظر کردن باشد.



شکل (الف) توزیع دمای گاز و لایه متخلخل

می‌یابد و در پی آن شار تشعشعی بیشتری از انتهای مشعل خارج خواهد شد، چرا که با کم شدن پارامتر ω قدرت صدور انرژی تشعشعی محیط بیشتر می‌شود.



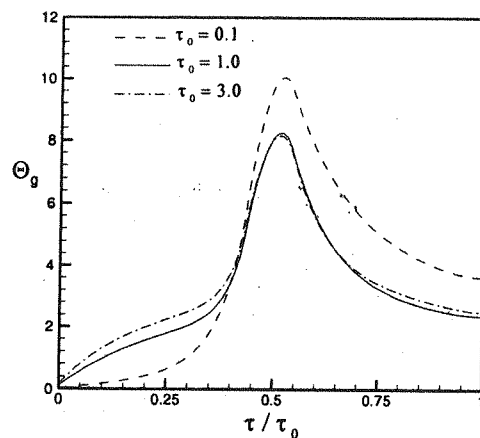
شکل (۴): توزیع دما به ازای سه مقدار متفاوت ضریب پخش

$$\delta / R_0 = 0.1, \tau_0 = 1, Q = 200, \lambda = 9.71, Pe = 153$$

$$\theta_\infty = 1, \xi_{fl} = 0.5, P_1 = 0.006, P_w = 0.1$$

یکی از پارامترهای مهم در مشعل‌های متخلخل موقعیت قرار گرفتن ناحیه احتراق در داخل مشعل است که در محاسبات پارامتر ξ_{fl} نشان دهنده این موقعیت است. برای مطالعه اثر این پارامتر در شکل (۷) توزیع دمای گاز و محیط متخلخل در طول مشعل به ازای سه موقعیت مختلف شعله رسم شده است. در تمامی حالات نشان داده شده، درجه حرارت ماکزیمم گاز و محیط متخلخل تقریباً ثابت است و در داخل ناحیه احتراق واقع می‌شوند، اما هر چه موقعیت شعله به جهت پایین دست نزدیک‌تر می‌شود دمای خروجی گاز و همین‌طور درجه حرارت لایه متخلخل در مقطع خروجی بیشتر می‌شود.

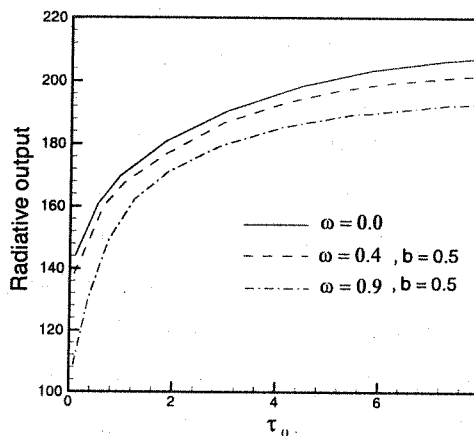
اثر بیشتر پارامتر ξ_{fl} را می‌توان در شکل (۸) با نمایش تغییرات شار تشعشعی خروجی بر حسب موقعیت شعله نشان داد. دیده می‌شود که در ابتدا با پیشروی موقعیت شعله به جهت پایین دست، مقدار $Q^+(\tau_0)$ افزایش می‌یابد، به طوری که بیشترین مقدار آن در موقعیتی نزدیک مقطع خروجی اتفاق می‌افتد، ولی با پیشروی بیشتر در جهت پایین دست، شار تشعشعی خروجی از مشعل کاهش می‌یابد. چرا که در این نواحی ضخامت کمتری از محیط متخلخل، که درجه حرارت بالایی دارد، در امر صدور انرژی تشعشعی شرکت می‌کند، لذا برای داشتن $Q_{max}^+(\tau_0)$ برای هر مشعل یک موقعیت بهینه برای استقرار شعله وجود دارد که البته در نزدیکی مقطع خروجی مشعل واقع می‌شود.



شکل (۵): اثر ضخامت اپتیکی بر درجه حرارت گاز

$$\delta / R_0 = 0.1, Q = 200, \lambda = 9.71, Pe = 153, \theta_\infty = 1$$

$$\omega = 0, \xi_{fl} = 0.5, P_1 = 0.006, P_w = 0.1$$



شکل (۶): اثر ضخامت اپتیکی و ضریب پخش

بر شار تشعشعی خروجی

$$\delta / R_0 = 0.1, Q = 200, \lambda = 9.71, Pe = 153, \theta_\infty = 1$$

$$\xi_{fl} = 0.5, P_1 = 0.006, P_w = 0.1$$

برای مطالعه بیشتر در شکل (۵) اثر عمق اپتیکی بر روی شار تشعشعی خروجی از مشعل، $Q^+(\tau_0)$ نشان داده شده است. با زیاد شدن عمق اپتیکی محیط متخلخل و در پی بیشتر شدن شدت تبدیل انتالپی گاز به انرژی تابشی، شار تشعشعی بیشتری از انتهای مشعل خارج خواهد شد. از شکل (۵) می‌توان به تأثیر ضریب پخش محیط متخلخل بر عملکرد مشعل نیز پی برد. با دیدن شکل مربوطه می‌توان دریافت که برای داشتن شار تشعشعی بیشتری در دهانه خروجی مشعل بایستی از محیط‌های متخلخلی با اثرات پخش تشعشعی کم استفاده نمود.

به منظور بررسی بیشتر تأثیر پخش تشعشعی بر عملکرد مشعل در شکل (۶) اثر این پارامتر بر چگونگی توزیع دمای گاز نشان داده شده است. دیده می‌شود که با کم شدن ضریب پخش ω ، درجه حرارت ماکزیمم گاز در ناحیه احتراقی کاهش

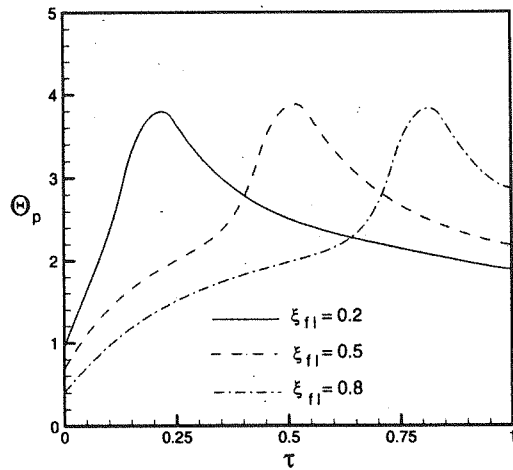
۶- نتیجه گیری کلی

در کار حاضر، برای تعیین مشخصه‌های حرارتی مشعل‌های متخلخل از طریق حل عددی معادلات حاکم توزیع درجه حرارت و همچنین چگونگی تغییرات شار تشعشعی در داخل مشعل متخلخل به دست آمده است. محیط متخلخل علاوه بر انتقال حرارت جابجایی با گاز می‌تواند انرژی تشعشعی را پخش، جذب و صادر کند، به طوری که از مدل دو شار حرارتی برای تعیین تغییرات شار تشعشعی استفاده شده است. چرا که این مدل در عین سادگی دقت قابل قبولی دارد و در مقایسه با دیگر مدل‌های تشعشعی به محاسبات کمتری نیاز دارد. بدین ترتیب، معادلات حاکم شامل معادلات انرژی برای فاز گاز و جامد و معادلات انتقال حرارت تشعشعی است که با استفاده از روش‌های عددی به جواب رسیده‌اند.

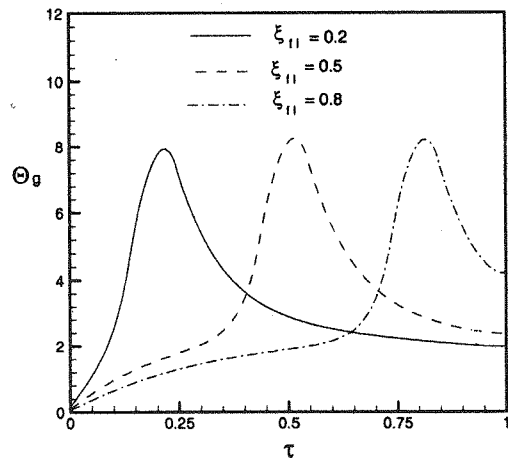
در تحلیل به عمل آمده، فرآیند احتراق با جایگزینی یک منبع تولید حرارت با قدرت یکنواخت مدل شده است. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که خواص اپتیکی محیط متخلخل نقش بسزایی در چگونگی عملکرد مشعل‌های متخلخل دارد، به طوری که استفاده از لایه‌های متخلخل با ضریب پخش تشعشعی کم و ضخامت اپتیکی زیاد عملکرد مشعل را بهبود می‌بخشد و در مورد هر مشعل موقعیت بهینه‌ای برای استقرار شعله وجود دارد تا این که بیشترین شار تشعشعی خروجی از مشعل تولید شود. انطباق بین کار حاضر با نتایج به دست آمده دیگر محققان، که از مدل‌های تشعشعی متفاوتی استفاده کرده‌اند رضایت بخش است.

۷- فهرست علائم

سطح مقطع	A
ضریب پخش معکوس	b
ظرفیت حرارتی	c
ضریب انتقال حرارت جابجایی	h
ضریب انتقال حرارت هدایتی	k
تعداد ذرات بر واحد حجم	N_s
پارامتر بدون بعد	R_w
پارامتر بدون بعد	R
عدد پکلت	Pe
شار تشعشعی در جهات پایین دست و بالا دست	$q^{+,-}$
پارامتر بدون بعد	Q



شکل (الف) دمای لایه متخلخل

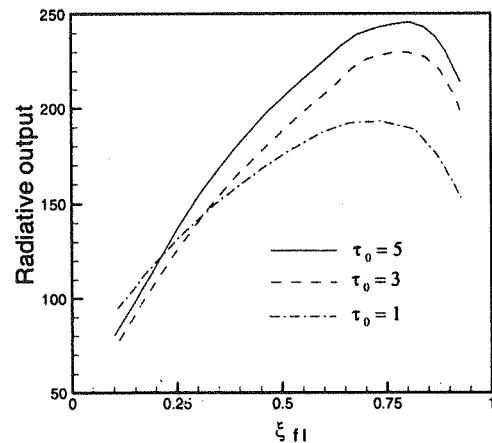


شکل (ب) دمای گاز

شکل (۷): اثر موقعیت شعله بر توزیع دمای گاز و لایه متخلخل

$$\delta / R_0 = 0.1, \tau_0 = 1, Q = 200, \lambda = 9.71, Pe = 153$$

$$\theta_\infty = 1, \omega = 0, P_1 = 0.006, P_w = 0.1$$



شکل (۸): تابش خروجی بازای سه موقعیت مختلف شعله

$$\delta / R_0 = 0.1, Q = 200, \lambda = 9.71, Pe = 153, \theta_\infty = 1$$

$$\omega = 0, P_1 = 0.006, P_w = 0.1$$

۹- مراجع

- [۱] Echigo, R. *Effective energy conversion method between gas enthalpy and thermal radiation and application to industrial furnaces*, Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf., München, 6, pp 361-366, 1982.
- [۲] Wang, K. Y. and Tien, C.L. *Thermal insulation in flow systems : combined radiation and convection through a porous segment*. J. Heat Transfer, 106, pp 453-459, 1984.
- [۳] Gandjalikhan Nassab, S. A. "Transient heat transfer characteristics of an energy recovery system using a porous medium", Proc. Instn. Mech. Engrs, 216, partA, J. Power and Energy, pp. 387-394, 2002.
- [۴] Echigo, R.; Yoshizawa, Y.; Hanamura, K. and Tomimura, T. "Analytical and experimental studies on radiative propagation in porous media with internal heat generation", Proc., 8th Int. Heat Transfer Conf., 2, pp. 827-832, 1986.
- [۵] Sathe, S. and Tong, T. "A numerical analysis of heat transfer and combustion in porous radiant burners", Int. J. Heat Mass Transfer, 33, pp 1331-1338, 1990.
- [۶] Tong, T. and Sathe, S. "Heat transfer characteristics of porous radiant burners", Trans. of ASME, J. Heat Transfer, 113, pp 423-428, 1991.
- [۷] Brenner, G. Pickenacker, K.; Pickenacker, O.; Trimis, D.; Wawrzinek, K. and Weber, T. "Numerical and experimental investigation of matrix-stabilized methane/air combustion in porous inert media", Combust. Flame, 123, pp 201-213, 2000.
- [۸] 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, pp. 1-11, 2003.
- [۹] Talukdar, P. and Mishra, S. "Analysis of conduction-radiation problem in absorbing-emitting and anisotropically scattering media using the collapsed dimension method", Int. J. Heat Mass Transfer, 45, pp. 2159-2168, 2002.
- [۱۰] Rahimian, M. H. and Pourshaghaghay, A., "Direct simulation of forced convection flow in a parallel plate channel filled with porous media", Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 29 No. 6, pp. 867-878, 2002.

شدت تولید حرارت بر واحد حجم

\dot{Q}

شار تشعشعی بدون بعد در جهات پایین دست و

Q''

بالا دست

پارامتر بدون بعد

R

شعاع کانال

R_0

درجه حرارت

T

دمای گاز ورودی به کانال

T_{g0}

دمای محیط

T_{∞}

سرعت

u

محور مختصات در جهت جریان

x

دمای بدون بعد

θ

دانسیته

ρ

ضریب استنفن بولتزمن

σ

ضریب پخش

σ_s

ضریب جذب

σ_a

مجموع ضرایب پخش و جذب

σ_e

عمق اپتیکی

τ

ضخامت اپتیکی

τ_0

نسبت ضرایب پخش (σ_s / σ_e)

ω

پارامتر بدون بعد

λ

ضریب تخلخل

ϕ

موقعیت شعله ($x_1 + x_2$) / ($2x_3$)

ξ_f

۸- زیر نویس ها

گاز	g
فاز جامد	S,p
جمع جبری	n
دیواره کانال	w
ابتدا و انتهای موقعیت شعله	1,2
انتهای مشعل	3