

# تعیین مشخصه‌های حرارتی مشعل‌های متخلخل تابشی در حالت گذرا با استفاده از مدل دو شار حرارتی

خسرو لاری<sup>۱</sup> و سید عبدالرضا گنجعلیخان<sup>۲</sup>

بخش مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان

## چکیده

پژوهش حاضر به منظور بررسی گونه‌ای از مشعل‌های احتراقی با بازده حرارتی زیاد و انتشار کم گازهای مضر که بر اساس شعله آزاد عمل نمی‌کند، انجام شده است. در این مشعل تمامی فرآیند احتراق در داخل یک ماتریس جامد متخلخل صورت می‌گیرد. برای حل معادلات جریان گاز و محیط متخلخل از یک مدل یک بعدی استفاده شده است. فرآیند احتراق در محیط متخلخل با جایگزینی یک منبع تولید حرارت با قدرت یکنواخت مدل شده است. برای آنالیز حرارتی مشعل‌های متخلخل در حالت گذرا، معادلات انرژی برای جریان گاز و محیط متخلخل و معادلات انتقال حرارت تشعشعی بر پایه مدل دو شار حرارتی به صورت عددی حل شده و اثر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم مورد مطالعه قرار گرفته است. انطباق نتایج کار حاضر و نتایج معتبر دیگر محققین که از مدل‌های تشعشعی متفاوتی استفاده نموده‌اند، بسیار رضایت‌بخش است.

**واژه‌های کلیدی:** مشعل‌های متخلخل تابشی، مدل دو شار حرارتی، شرایط گذرا، مشخصه‌های حرارتی

## Transient Heat Transfer Characteristics of Porous Radiant Burners, Using Two-flux Radiation Model

K. Lari and S.A. Gandjalikhan-Nassab  
Mech. Eng. Group, Shahid Bahonar Univ.

### ABSTRACT

This work has been carried out towards low emission high heat efficiency burners which do not operate with free flames. In such burners, the entire combustion takes place in a porous matrix. A one-dimensional model is used to solve the governing equations for the porous medium and for the gas flow. The combustion in a porous medium is modeled as a spatially dependent heat generation zone. In this work, the coupled energy equations for the gas and for the porous medium, based on two-flux radiation model, are numerically solved in order to analyze the transient thermal characteristics of porous burners. This way, the effects of various factors on the performance of porous radiant burners are determined. Comparison between the present results and the benchmark data shows close agreements.

**Key Words:** Porous Radiant Burners, Two-flux Model, Transient Condition

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد (نویسنده پاسخگو): [khosro\\_lari@yahoo.com](mailto:khosro_lari@yahoo.com)

۲- استادیار: [ganj110@mail.uk.ac.ir](mailto:ganj110@mail.uk.ac.ir)

		فهرست علائم	
دمای گاز ورودی به کانال	$T_{g_0}$	سطح مقطع بر واحد حجم جامد	$A$
سرعت	$u$	ضریب پخش معکوس	$b$
محور مختصات در جهت جریان	$x$	شار تشعشعی تابیده به مشعل	$B$
ضخامت لایه متخلخل	$x_p$	شار تشعشعی بدون بعد تابیده شده به مشعل،	$B'$
محور مختصات بدون بعد در جهت جریان، $x/x_p$	$X$	$B/\sigma T_{g_0}^4$	
نسبت ظرفیت حرارتی، $\rho_p c_p / \rho_g c_g$	$\Gamma$	ظرفیت حرارتی	$c$
ضخامت بدون بعد، $x_p / R_0$	$\delta$	قطر ذرات	$d_p$
دمای بدون بعد، $T_{p,g} / T_{g_0}$	$\theta_{p,g}$	ضریب اینرسی	$F$
دمای بدون بعد، $T - T_\infty / T_\infty$	$\Theta$	ضریب انتقال حرارت جابجایی	$h$
دانسیته	$\rho$	ضریب هدایت حرارتی	$k$
ویسکوزیته	$\mu$	نفوذپذیری	$K$
ضریب تخلخل	$\phi$	طول بدون بعد، $Ax_p^2 / l$	$L$
ثابت استفان-بولتزمن	$\sigma$	طول مشخصه لایه متخلخل	$l$
ضریب پخش	$\sigma_s$	پارامتر بدون بعد، $k_g \sigma_e / \sigma T_{g_0}^3$	$N_g$
ضریب جذب	$\sigma_a$	پارامتر بدون بعد، $k_p \sigma_e / \sigma T_{g_0}^3$	$N_p$
مجموع ضرائب پخش و جذب، $\sigma_a + \sigma_s$	$\sigma_e$	پارامتر بدون بعد، $Nu_g L$	$N_l$
ضریب صدور	$\varepsilon$	عدد ناسلت، $hl / k_g$	$Nu_g$
عمق اپتیکی، $\sigma_e x$	$\tau$	فشار	$p$
ضخامت اپتیکی، $\sigma_e x_p$	$\tau_0$	پارامتر بدون بعد، $h_w / \rho_g c_g u_g$	$P$
نسبت ضریب پخش، $\sigma_s / \sigma_e$	$\omega$	پارامتر بدون بعد، $\dot{Q} x_p^2 / T_{g_0} k_g$	$P_1$
موقعیت شعله بدون بعد، $(x_1 + x_2) / 2x_p$	$\xi_{fl}$	عدد پکلت، $\rho_g c_g u_g x_p / k_g$	$P_e$
		پارامتر بدون بعد، $h_w x_p / k_g \sigma_e R_0$	$P_t$
		شار تشعشعی	$q$
		شار تشعشعی بدون بعد، $q / \sigma T_{g_0}^4$	$Q$
		شدت تولید حرارت بر واحد حجم	$\dot{Q}$
		پارامتر بدون بعد، $\varepsilon \sigma x_p T_{g_0}^3 / k_p$	$R$
		شعاع کانال	$R_0$
		زمان	$t$
		زمان بدون بعد، $\sigma T_{g_0}^3 t / \rho_p c_p x_p$	$t^*$
		دما	$T$
		دمای محیط	$T_\infty$

## زیر نویس ها

گاز	$g$
محیط متخلخل	$p$
دیواره	$w$
جمع جبری	$n$
ابتدا و انتهای موقعیت شعله	1,2
ابتدا و انتهای محیط متخلخل	$i, e$

## بالا نویس ها

جهت های بالا دست و پایین دست	+,-
پارامتر بدون بعد	'

## ۱- مقدمه

شار حرارتی برای محاسبه انتقال حرارت تشعشی کمک گرفته شد. در سال ۱۹۸۶ اچیگو و همکاران [۵]، کار پیشین خود را با در نظر گرفتن یک منبع تولید حرارت با شدت یکنواخت در داخل محیط متخلخل برای شبیه‌سازی پدیده‌ی احتراق گسترش دادند. در این تحقیق از روش انتگرالی برای تعیین توزیع شار تشعشی در داخل مشعل استفاده شد. نتایج نشان داد که پیش گرم شدن مخلوط سوخت و هوا، باعث افزایش چشمگیر راندمان مشعل می‌شود.

تونگ<sup>۵</sup> و همکاران در سال ۱۹۹۰ [۶]، پدیده احتراق در مشعل‌های متخلخل را در حالت واقعی بررسی نمودند و دریافتند که برای داشتن بیشترین تشعشع خروجی بایستی ضخامت اپتیکی بزرگ باشد و اشتعال در نزدیکی مرکز ماتریس جامد رخ دهد. در سال ۱۹۹۱ تونگ و همکاران [۷]، در کار دیگری برای مطالعه پدیده احتراق، به جای بررسی این پدیده در حالت واقعی از یک منبع تولید حرارت با شدت یکنواخت استفاده کردند. آنها با در نظر گرفتن تخمین یک بعدی و استفاده از روش هارمونیک کروی<sup>۶</sup> در محاسبه شار تشعشی، مشعل‌های متخلخل را بررسی نمودند و دریافتند که تشعشع خروجی از مشعل به ضخامت اپتیکی، ضریب پخش، انتقال حرارت بین فازهای جامد و سیال، و سرعت سیال بستگی دارد. آنها پی بردند که هدایت حرارتی جامد تأثیر قابل توجهی در شار تشعشی خروجی از مشعل دارد و بر خلاف هدایت حرارتی گاز قابل نظر نیست.

برنر<sup>۷</sup> و همکاران در سال ۲۰۰۰ [۸]، با در نظر گرفتن سیستم دو بعدی همراه با مدل‌سازی پدیده احتراق از طریق حل معادلات حاکم، مشخصه‌های حرارتی مشعل‌های متخلخل را تعیین نمودند. در این کار، مدل خاصی برای تعیین توزیع شار تشعشی استفاده نشد و صرفاً از نتایج آزمایش کمک گرفته شد.

در سال ۲۰۰۳ تالوگ دار<sup>۸</sup> و همکاران [۹]، برای آنالیز مشعل‌های متخلخل از یک سیستم دو بعدی، با در نظر گرفتن اثرات پخش انرژی تشعشی توسط محیط متخلخل استفاده کردند. برای مدل‌سازی پدیده احتراق، از یک منبع تولید حرارت با شدت یکنواخت استفاده شد و برای حل معادلات

مشعل‌های متخلخل تابشی نوع پیشرفته‌ای از تکنولوژی مشعل‌های احتراقی است که در آن فرآیند احتراق مخلوط هوا و سوخت در داخل یک محیط متخلخل صورت می‌گیرد. این خصوصیت مشعل‌های متخلخل در تقابل با مشعل‌های متداول است که در آنها احتراق مخلوط سوخت و هوا با تولید شعله همراه است و در خروجی مشعل مشاهده می‌شود. اینگونه مشعل‌ها به میزان زیادی بهینه‌سازی شده‌اند تا مزایای متعددی نسبت به مشعل‌های معمولی داشته باشند. از آن جمله می‌توان به کاهش انتشار گازهای آلوده کننده حاصل از احتراق همانند  $CO$  و  $NO_x$ ، محدوده گسترده‌تر قابلیت اشتعال، افزایش بازده حرارتی، تابش حرارتی خروجی بالاتر و یکنواخت‌سازی فرآیند احتراق اشاره نمود.

شعله‌ها در محیط متخلخل دارای سرعت اشتعال بالاتر و محدوده قابلیت اشتعال گسترده‌تر نسبت به شعله‌های آزاد هستند. این اثر اساس پدیده‌ای است که «احتراق آنتالپی اضافه<sup>۱</sup>» نامیده می‌شود [۱]. براساس آن حرارت تولید شده در منطقه احتراق<sup>۲</sup> از طریق انتقال حرارت تشعشع و رسانایی در ماتریس جامد به گازهای سوخته نشده منتقل می‌شود.

اگرچه تکنولوژی مشعل‌های متخلخل تابشی نسبتاً جدید است، اما کارهای تحقیقاتی بسیاری در این موضوع صورت گرفته است. اچیگو<sup>۳</sup> در سال ۱۹۸۲ [۲]، مسأله بازیافت انرژی از گازهای خروجی دستگاه‌های با درجه حرارت بالا را مورد مطالعه قرار داد. 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 روش انتقال حرارت جابجایی به محیط متخلخل منتقل نمود و این انرژی دریافتی را به صورت تشعشع به داخل سیستم بازگرداند. در این مطالعه از اثرات پخش انرژی تشعشی از محیط متخلخل صرف نظر شده بود. ونگ<sup>۴</sup> و همکاران در سال ۱۹۸۴ [۳]، مطالعات اچیگو را با در نظر گرفتن اثرات پخش انرژی تشعشی توسعه دادند.

آنالیز حرارتی سیستم‌های بازیافت انرژی با استفاده از محیط متخلخل در حالت گذرا توسط گنجعلیخان نسب در سال ۲۰۰۲ [۴]، مورد مطالعه قرار گرفت که در آن از روش دو

5- Tong

6- Spherical Harmonic Method

7- Brenner

8- Talukdar

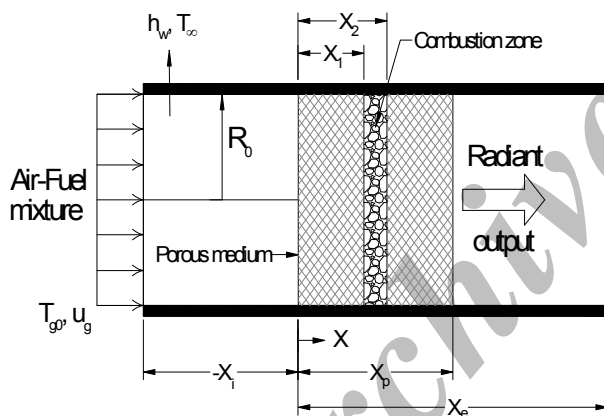
1- Excess Enthalpy Combustion

2- Combustion Zone

3- Echigo

4- Wang

نصب شده است به طوری که ضخامت لایه، نسبت به شعاع کانال کوچک در نظر گرفته شده تا تخمین آنالیز یک بعدی صحت داشته باشد. کانال به طول  $x_i$  - در سمت چپ و طول  $(x_e - x_p)$  در سمت راست لایه متخلخل گسترش داده شده است. کانال و لایه متخلخل در زمان صفر در دمای محیط،  $T_\infty$  قرار دارند. مخلوط سوخت و هوا از مقطع  $x = -x_i$  با دمای یکنواخت  $T_{g0}$  وارد مجرا می‌شود. جریان گاز در داخل کانال از نوع اسلاگ<sup>۲</sup> با سرعت  $u_g$  و به صورت آرام و دائمی در نظر گرفته می‌شود. از اثرات تشعشعی گاز در مقایسه با فاز جامد صرف نظر شده 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  $x_1 < x < x_2$  قرار دارد. گاز داخل کانال از طریق دیواره می‌تواند با محیط اطراف با دمای  $T_\infty$  انرژی حرارتی مبادله نماید.



شکل ۱- شماتیکی از یک مشعل متخلخل.

از آنجایی 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. بنابراین 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:

تشعشعی از روش دیمانسیون به هم ریخته<sup>۱</sup> [۱۰] کمک گرفته شد. قابل ذکر است که روش مذکور محاسبات بسیار پیچیده‌ای را جهت تعیین شار تشعشعی نیاز دارد.

از آنجا که پدیده انتقال حرارت تشعشعی نقش اساسی را در فرآیند احتراق داخل مشعل‌های متخلخل تابشی دارد، داشتن مدل حرارتی مناسب برای آنالیز مشخصه‌های اینگونه مشعل‌ها بسیار اهمیت دارد. در کار حاضر سعی شده است که برای آنالیز مشعل‌های متخلخل از مدل دو شار حرارتی جهت تعیین توزیع شار تشعشعی استفاده شود. لازم به ذکر است که این مدل در عین سادگی از دقت قابل قبولی نیز برخوردار است [۳]. علاوه بر این، نتیجه بررسی مطالعات به عمل آمده در این زمینه نشان می‌دهد که تا بحال از این روش برای آنالیز مشعل‌های متخلخل در حالت گذرا استفاده نشده است.

در مطالعه حاضر مشخصه‌های حرارتی مشعل‌های متخلخل استوانه‌ای شکل با در نظر گرفتن یک سیستم یک بعدی و از طریق حل معادلات انرژی برای گاز و لایه متخلخل در حالت گذرا به همراه معادلات دو شار حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است. در این معادلات، اثرات هدایت حرارتی و جابجایی هم برای گاز و هم برای محیط متخلخل در نظر گرفته شده است. محیط متخلخل علاوه بر انتقال حرارت جابجایی با جریان گاز قادر است انرژی تشعشعی را پخش، جذب و صادر نماید. تنها از اثرات تشعشعی گاز در مقایسه با فاز جامد صرف نظر می‌شود. در این کار پدیده احتراق با در نظر گرفتن یک منبع تولید حرارت با قدرت یکنواخت مدل‌سازی شده است. برای بررسی اعتبار مدل به کار گرفته شده و روش حل معادلات، نتایج عددی حاصل، با نتایج دیگر محققین مقایسه شده که سازگاری بین این نتایج رضایت بخش بوده است. سرانجام با حل عددی معادلات حاکم سعی خواهد شد اثر پارامترهای مختلف از جمله خواص فیزیکی و تشعشعی محیط متخلخل بر کارکرد اینگونه مشعل‌ها بخصوص در شرایط راه اندازی مورد مطالعه قرار گیرد.

## ۲- تئوری

در شکل ۱، اجزای اصلی یک مشعل متخلخل نشان داده شده است. لایه متخلخل به طول  $x_p$  در داخل کانالی با قطر  $2R_0$

$$\phi \rho_g c_g \frac{\partial T_g}{\partial t} (\pi R_0^2) = -\phi \rho_g c_g u_g \frac{\partial T_g}{\partial x} (\pi R_0^2) + \phi \frac{\partial}{\partial x} (k_g \frac{\partial T_g}{\partial x}) (\pi R_0^2) - h_w (T_g - T_\infty) (2\pi R_0) - (1 - \phi) h A (T_g - T_p) (\pi R_0^2) + \phi \dot{Q} \delta(x) (\pi R_0^2) , \quad (1)$$

$$(1 - \phi) \rho_p c_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = -\frac{dq_n}{dx} - (1 - \phi) h A (T_p - T_g) + (1 - \phi) \frac{\partial}{\partial x} (k_p \frac{\partial T_p}{\partial x}) , \quad (2)$$

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

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

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

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

در معادله (۱) ترم  $\dot{Q} \delta(x)$  شدت تولید حرارت در واحد حجم است و  $\delta(x)$  تابع دلتا بوده که به صورت زیر تعریف می‌شود:

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

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

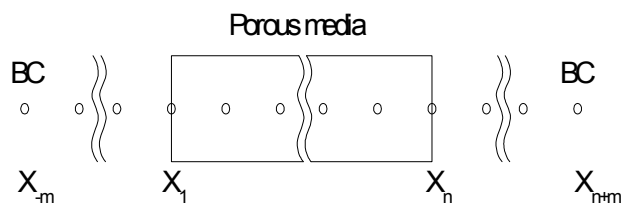
$$\tau = \sigma_e x , \quad \tau_0 = \sigma_e x_p ,$$

$$\theta_{p,g} = \frac{T_{p,g}}{T_{g_0}} , \quad X = \frac{x}{x_p} ,$$

$$\Theta = \frac{T - T_\infty}{T_\infty} ,$$

2- Delta Function

برای در نظر گرفتن کامل اثرات هدایت حرارتی در گاز، ناحیه محاسباتی<sup>۱</sup> در ابتدا و انتهای لایه، متخلخل گسترش داده می‌شود شکل ۲. نتایج عددی به دست آمده از حل معادلات به روش تکرار نشان می‌دهد که برای منظور نمودن کامل اثرات هدایت حرارتی در جریان گاز، بایستی رابطه  $m \geq n/5$  بین تعداد نقاط گره ناحیه محاسباتی وجود داشته باشد [۴]. لازم به ذکر است که در ناحیه  $x_{-m} \leq x \leq x_1$  و  $x_n \leq x \leq x_{n+m}$  ترم انتقال حرارت جابجایی بین گاز و محیط متخلخل در معادله (۱) مربوط به جریان گاز حذف می‌شود.



شکل ۲- ناحیه محاسباتی و نقاط گره.

در ناحیه‌ای که به اندازه کافی از لایه متخلخل دور باشد 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، چشم‌پوشی نمود. بنابراین برای بدست آوردن دمای گاز، معادله زیر در حالت دائمی مورد استفاده قرار می‌گیرد که به صورت تحلیلی قابل حل است:

1- Computational Domain

که در پارامترهای فوق  $Pe$  و  $Nu$  عدد پکلت و ناسلت جریان،  $N_g$  و  $N_p$  پارامترهای هدایت حرارتی،  $l$  طول مشخصه لایه متخلخل،  $\Gamma$  نسبت ظرفیت حرارتی لایه متخلخل به ظرفیت حرارتی گاز،  $N_l$  نسبت انرژی انتقال یافته بین فاز جامد و گاز به روش جابجایی به انرژی منتقل شده از طریق هدایت حرارتی گاز و  $P$  نسبت انرژی حرارتی انتقال یافته از طریق دیواره کانال به انرژی جریان سیال است. با استفاده از این پارامترها، فرم بدون بعد معادلات حاکم به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\begin{aligned} Q_n &= \frac{q_n}{\sigma T_{g_0}^4} & t^* &= \frac{\sigma T_{g_0}^3 t}{\rho_p c_p x_p} & \omega &= \frac{\sigma_s}{\sigma_e} \\ \delta &= \frac{x_p}{R_0} & Pe &= \frac{\rho_g c_g u_g x_p}{k_g} & N_l &= Nu_g L \\ L &= \frac{Ax_p^2}{l} & Nu_g &= \frac{hl}{k_g} & P_t &= \frac{h_w x_p}{k_g \sigma_e R_0} \\ P &= \frac{h_w}{\rho_g c_g u_g} & N_p &= \frac{k_p \sigma_e}{\sigma T_{g_0}^3} & N_g &= \frac{k_g \sigma_e}{\sigma T_{g_0}^3} \\ P_1 &= \frac{\dot{Q} x_p^2}{T_{g_0} k_g} & \Gamma &= \frac{\rho_p c_p}{\rho_g c_g} & \xi_{fl} &= \frac{x_1 + x_2}{2x_p} \\ R &= \frac{\varepsilon \alpha_p T_{g_0}^3}{k_p} & Nu_p &= \frac{hx_p}{k_p} & B'_{i,e} &= \frac{B_{i,e}}{\sigma T_{g_0}^4} \end{aligned}$$

$$\frac{\partial \theta_g}{\partial t^*} = \frac{N_g \Gamma}{\tau_0} \left[ -P_e \frac{\partial \theta_g}{\partial X} + \frac{\partial^2 \theta_g}{\partial X^2} - N_l \left( \frac{1-\phi}{\phi} \right) (\theta_g - \theta_p) - \frac{2P_t \tau_0}{\phi} (\theta_g - \theta_\infty) + P_1 \delta(X) \right], \quad (7)$$

$$\frac{\partial \theta_p}{\partial t^*} = - \left( \frac{\tau_0}{1-\phi} \right) \frac{\partial Q_n}{\partial \tau} - \frac{N_g N_l}{\tau_0} (\theta_p - \theta_g) + \left( \frac{N_p}{\tau_0} \right) \frac{\partial^2 \theta_p}{\partial X^2}, \quad (8)$$

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

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

$$\frac{\partial Q_n}{\partial \tau} = 4(1-\omega)\theta_p^4 - 2(1-\omega)(Q^+ + Q^-), \quad (11)$$

که در آن،  $K$  و  $F$  به ترتیب نفوذپذیری<sup>۲</sup> و ضریب اینرسی<sup>۳</sup> هستند و بر اساس روابط زیر محاسبه می‌شوند [۱۲]:

$$K = \frac{\phi^3 d_p^2}{150(1-\phi)^2}, \quad F = \frac{1.75}{\sqrt{150}\phi^{3/2}}. \quad (14)$$

### ۳- شرایط مرزی

دو شرط مرزی ذیل در زمان  $t^* > 0$  برای حل معادله انرژی مربوط به فاز گاز (معادله ۷) استفاده می‌شود:

$$X = X_{-m} : \theta_g = \theta'_g, \quad (15)$$

و در نقاط مرزی ناحیه محاسباتی ( $X_{-m}$  و  $X_{n+m}$ ) معادله انرژی بدون بعد به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{\partial \theta_g}{\partial X} + 2P\delta(\theta_g - \theta_\infty) = 0. \quad (12)$$

همچنین، برای محاسبه افت فشار در جریان گاز داخل محیط متخلخل، معادله فورچایمر<sup>۱</sup> بصورت زیر استفاده شده است [۱۱]:

$$\Delta p = \frac{\mu x_p}{K} u_g + \frac{\rho_g F x_p}{\sqrt{K}} u_g^2 \quad (13)$$

2- Permeability

3- Inertia Coefficient

1- Forchheimer Equation

دست آوردن فرم اختلاف محدود استفاده می‌شود. بر این اساس روش مجزاسازی برای هر یک از ترم‌های این معادلات به صورت زیر است:

$$\frac{\partial \theta_g}{\partial t^*} = \frac{\theta_{g_i}^{n+1} - \theta_{g_i}^n}{\Delta t^*}, \quad (22)$$

$$\frac{\partial \theta_g}{\partial X} = \frac{1}{4} \left[ \frac{\theta_{g_{i+1}}^n - \theta_{g_{i-1}}^n}{\Delta X} + \frac{\theta_{g_{i+1}}^{n+1} - \theta_{g_{i-1}}^{n+1}}{\Delta X} \right], \quad (23)$$

$$\frac{\partial^2 \theta_g}{\partial X^2} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\theta_{g_{i+1}}^n - 2\theta_{g_i}^n + \theta_{g_{i-1}}^n}{(\Delta X)^2} + \frac{\theta_{g_{i+1}}^{n+1} - 2\theta_{g_i}^{n+1} + \theta_{g_{i-1}}^{n+1}}{(\Delta X)^2} \right] \quad (25)$$

معادلات (۹) و (۱۰) نیز که از نوع معادله دیفرانسیل

معمولی مرتبه یک هستند به روش رانج کوتای مرتبه چهارم<sup>۲</sup> حل می‌شوند.

برای داشتن نتایجی که مستقل از تعداد گره‌های ناحیه محاسباتی باشد، از ۱۴۰ نقطه گره با فاصله یکنواخت، مطابق با شکل ۲ استفاده شده است که در آن  $n=100$  برای لایه متخلخل و  $m=20$  برای نواحی خارج لایه متخلخل در نظر گرفته شده است. مراحل انجام محاسبات را می‌توان به صورت زیر خلاصه نمود:

۱- در زمان اولیه  $t^* = 0$ ، دمای لایه متخلخل در هر یک از

نقاط گره طبق شرط مرزی (۱۹) برابر با دمای محیط

است، بنابراین معادلات (۹) و (۱۰) به روش رانج کوتا به

طور همزمان قابل حل هستند تا مقادیر  $Q^+$  و  $Q^-$  در هر یک از نقاط لایه متخلخل به دست آید.

۲- با استفاده از فرم اختلاف محدود مربوط به معادله (۸)،

مقادیر  $\theta_p$  در پله زمانی بعدی محاسبه می‌شود.

۳- معادله (۷) با استفاده از مقادیر  $\theta_p$  به دست آمده از مرحله

قبل حل شده تا مقادیر  $\theta_g$  در پله زمانی بعدی محاسبه می‌شود.

۴- مراحل ۱ تا ۳ تکرار می‌شود تا زمانی که سیستم به حالت دائمی برسد.

## ۵- بررسی صحت نتایج

در این قسمت برای بررسی صحت روش به کارگرفته شده در آنالیز حرارتی مشعل‌های متخلخل، مقایسه‌ای بین نتایج

$$X = X_{n+m} : \quad \frac{\partial \theta_g}{\partial X} = -2P\delta(\theta_g - \theta_\infty). \quad (16)$$

مقدار  $\theta'_g$  از حل تحلیلی معادله (۱۲) به دست آمده و به صورت ذیل قابل محاسبه است:

$$\theta'_g = \theta_\infty + (1 - \theta_\infty) \exp(-2P\delta X_{-m}). \quad (17)$$

دو شرط مرزی زیر نیز در زمان  $t^* > 0$  برای حل معادله انرژی مربوط به فاز جامد معادله (۸) مورد استفاده قرار می‌گیرد:

$$X = X_1 : \quad \frac{\partial \theta_p}{\partial X} = Nu_p(\theta_p - \theta_g) + R(\theta_p^4 - \theta_i^4), \quad (18)$$

$$X = X_n : \quad -\frac{\partial \theta_p}{\partial X} = Nu_p(\theta_p - \theta_g) + R(\theta_p^4 - \theta_e^4), \quad (19)$$

که در آن،  $\theta_e$  و  $\theta_i$  دمای بدون بعد محیط در ورودی و خروجی کانال است. شرایط مرزی زیر نیز در ابتدا و انتهای لایه متخلخل در زمان  $t^* > 0$  برای محاسبه شار تشعشی بالا دست و پایین دست به کار می‌رود:

$$Q^+(X_1) = B'_i; \quad Q^-(X_n) = B'_e, \quad (20)$$

و در نهایت شرایط اولیه برای حل معادلات (۷) و (۸) به صورت زیر اعمال می‌شوند:

$$t^* = 0 : \quad \theta_g = 1; \quad \theta_p = \theta_\infty. \quad (21)$$

## ۴- روش حل

برای تعیین رفتار حرارتی مشعل‌های متخلخل، داشتن توزیع درجه حرارت گاز و لایه متخلخل  $\theta_g$  و  $\theta_p$  و همچنین توزیع شار تشعشی  $Q^+$ ،  $Q^-$  در طول مشعل ضروری است که مقادیر این متغیرها در هر یک از نقاط محاسباتی از حل عددی معادلات (۷) تا (۱۰) به طور همزمان به دست می‌آید. برای حل عددی معادلات (۷) و (۸) که به صورت معادله دیفرانسیل جزئی هستند از روش کرانک - نیکلسون<sup>۱</sup> برای به

جدول ۱ - پارامترهای بدون بعد مورد آزمایش.

پارامترها	واحد	مقادیر در مطالعه Tong و همکاران [۷]
$\rho_g c_g$	$kJ / m^3 K$	0.2432
$\rho_p c_p$	$kJ / m^3 K$	72.960
$u_g$	$m / s$	2.8
$T_\infty$	$K$	298
$T_{g0}$	$K$	298
$\dot{Q}$	$W / m^3$	$1.5 \times 10^9$
$x_p$	$m$	0.01
$R_0$	$m$	0.05
$x_2 - x_1$	$m$	0.001
$hA$	$W / m^3 K$	$2 \times 10^9$
$h_w$	$W / m^2 K$	0
$k_g$	$W / mK$	0.125
$k_p$	$W / mK$	10
$\phi$	—	0.95

جدول ۲ - پارامترهای بعددار مورد آزمایش.

پارامترها	مقادیر در مطالعه Tong و همکاران [۷]
$\tau_0$	1
$\omega$	0.5
$\delta$	0.2
$N_g$	8.33
$N_p$	666
$\Gamma$	300
$N_l$	$2 \times 10^6$
$P_e$	54.5
$P_1$	4026.8
$P_t$	0
$P$	0
$Nu_p$	5
$R$	$1.5 \times 10^{-3}$
$B'_{1,2}$	0

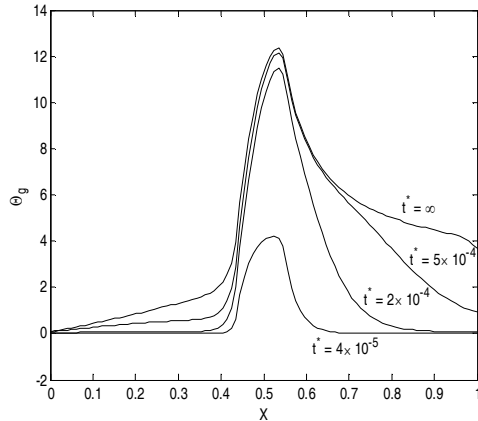
عددی ناشی از محاسبات به عمل آمده با نتایج گزارش شده در مرجع شماره [۷] انجام شده است. پارامترهای بعددار و بدون بعد استفاده شده برای مشعل متخلخل مورد آزمایش در مطالعه Tong و همکاران [۷]، به ترتیب در جداول (۱) و (۲) آمده است:

توزیع درجه حرارت گاز در طول مشعل در حالت دائم در شکل ۳ نشان داده شده است. با توجه به این شکل دیده می‌شود که بیشترین دمای گاز در ناحیه احتراق واقع شده و پس از آن به واسطه تبدیل انتالپی گاز به انرژی تشعشعی افت درجه حرارت در جریان گاز صورت می‌پذیرد. ازدیاد درجه حرارت مخلوط سوخت و هوا قبل از رسیدن به محفظه احتراق بوضوح مشخص است. وقوع این پدیده باعث پیش گرم شدن گاز شده که یکی از مزایای مهم مشعل‌های متخلخل محسوب می‌شود. به هرحال نتایج کار حاضر با نتایج گزارش شده در مرجع [۷] نزدیک است. اگرچه از دو مدل تشعشعی متفاوت برای محاسبه شار تشعشعی استفاده شده است. لازم به ذکر است که حداکثر خطا در این شکل در نزدیکی  $\tau = 0.38$  رخ می‌دهد که با توجه به دمای ورودی گاز ( $T_{g0} = 298 K$ )، حداکثر خطای ۸ درصد را نشان می‌دهد.

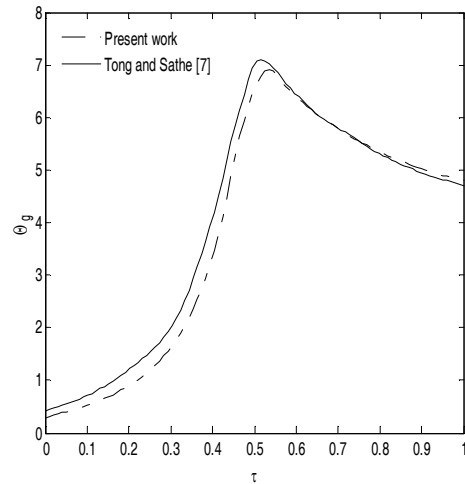
## نتایج و بحث

در شکل ۴ رفتار گذرای دمای گاز در طول لایه متخلخل در پله‌های زمانی مختلف نشان داده شده است. ناحیه احتراق با ضخامتی معادل ۰/۱ ضخامت کل لایه متخلخل و دقیقاً در وسط لایه مستقر است ( $\xi_{fl} = 0.5$ ). بنابراین همان گونه که انتظار می‌رود، دمای نقاط میانی که در محدوده ناحیه احتراق قرار دارند در اثر آزاد شدن انرژی حاصل از فرآیند احتراق با گذشت زمان بتدریج افزایش یافته، تا به حالت دائمی برسد

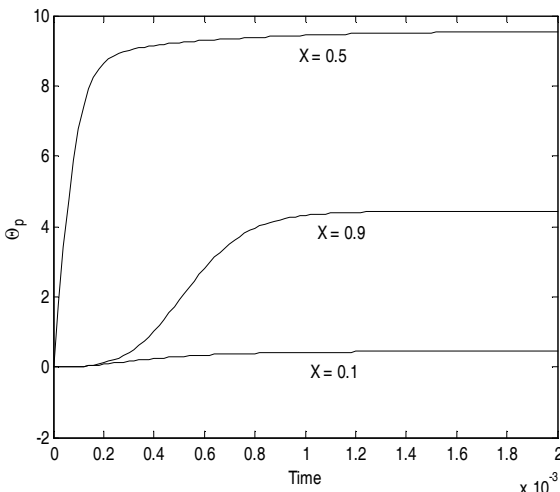




شکل ۴- تغییرات زمانی دمای گاز در طول لایه متخلخل.



شکل ۳- توزیع دمای گاز در طول مشعل.



شکل ۵- تغییرات زمانی دما در نقاط مختلف لایه متخلخل

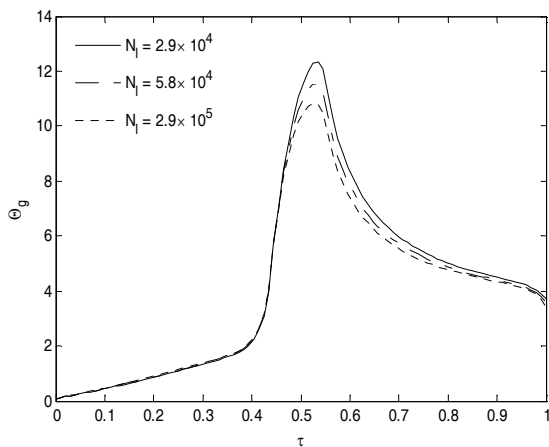
برای نمایش رفتار حرارتی مشعل‌های متخلخل، تعیین توزیع درجه حرارت گاز، محیط متخلخل و همچنین توزیع شار تشعشی ضروری است. در شکل ۶ نحوه تغییرات این متغیرهای وابسته در طول مشعل متخلخل و در حالت رسیدن به شرایط دائم ترسیم شده است. همان‌طور که در شکل ۶- الف دیده می‌شود، انرژی آزاد شده از فرآیند احتراق باعث می‌شود که بیشترین درجه حرارت گاز و لایه متخلخل در ناحیه احتراق واقع شود به طوری که پس از آن درجه حرارت کاهش می‌یابد. به دلیل زیاد بودن ضریب انتقال حرارت جابجایی، دمای گاز و لایه متخلخل به یکدیگر نزدیک می‌باشد.

در مورد شارهای تشعشی  $Q^+$  و  $Q^-$  نیز همان‌طور که در شکل ۶- ب مشخص است، بیشترین مقدار در ناحیه‌ای خارج از محدوده احتراق واقع شده و به دلیل آنکه هیچ منبع

حرارت تولید شده در ناحیه احتراق در اثر انتقال انرژی جابجایی بین گاز و محیط متخلخل، به فاز جامد منتقل می‌شود که باعث بالا رفتن دمای فاز جامد می‌شود. لایه متخلخل نیز این انرژی را به صورت انرژی تشعشی به اطراف تابش می‌کند. دمای نقاط ابتدایی گاز در اثر انتقال انرژی هدایتی و همچنین انتقال انرژی جابجایی با فاز جامد و انرژی تابش شده از محیط متخلخل بتدریج افزایش می‌یابد که باعث فرآیند پیش گرم شدن مخلوط ورودی سوخت و هوا می‌شود. دمای نقاط انتهایی نیز به همان دلایلی که در مورد نقاط ابتدایی گفته شد و همچنین انرژی منتقل شده از طریق جریان گاز که از ناحیه احتراق عبور می‌کند به میزان بیشتری نسبت به نقاط ابتدایی افزایش می‌یابد.

رفتار گذرای دمای لایه متخلخل در سه نقطه ابتدا، وسط و انتهای لایه در شکل ۵ نشان داده شده است. همان‌طور که گفته شد دمای فاز جامد در اثر انتقال انرژی جابجایی بین گاز و محیط متخلخل افزایش می‌یابد. در نقاط میانی به علت قرار گرفتن در ناحیه احتراق، دما به سرعت با گذشت زمان افزایش می‌یابد تا به حالت دائمی برسد. در نقاط دیگر لایه که در فاصله دورتری از ناحیه احتراق قرار دارند، تغییرات دما در طول زمان کم است. در نقاط انتهایی نیز به دلیل انتقال انرژی جریان سیال از ناحیه احتراق، دما به میزان متوسطی نسبت به نقاط ابتدایی و میانی افزایش می‌یابد.

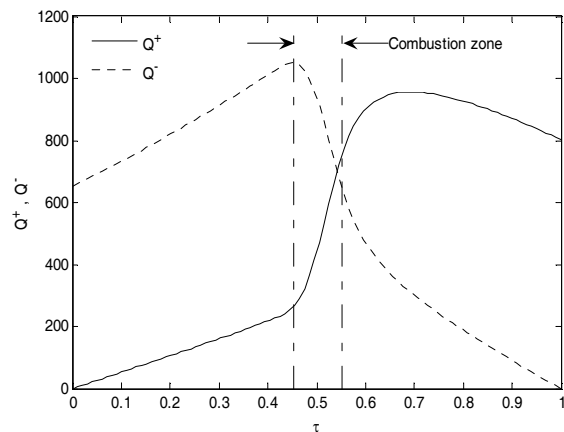
یکی از پدیده‌های مهم انجام شده در مشعل‌های متخلخل، مکانیزم انتقال حرارت جابجایی بین جریان گاز و محیط متخلخل است. برای بررسی بیشتر تأثیر این پدیده بر کارایی مشعل‌های متخلخل، در شکل ۷ توزیع دمای گاز در طول مشعل در حالت دائمی و به ازای سه مقدار مختلف پارامتر بدون بعد  $N_1$  رسم شده است. دیده می‌شود که در صورت داشتن ضریب انتقال حرارت جابجایی بیشتر، درجه حرارت ماکزیمم گاز پایین آمده، به طوری که در این حالت مشعل متخلخل توانسته است مقدار بیشتری انرژی حرارتی را به محیط متخلخل منتقل کند. بنابراین انرژی تشعشعی بیشتری توسط این محیط تولید می‌شود. لازم به ذکر است که کاهش درجه حرارت ماکزیمم در مشعل‌ها، یکی از راهکارهایی است که می‌تواند منجر به کاهش تولید آلاینده‌ها در فرآیند احتراق شود.



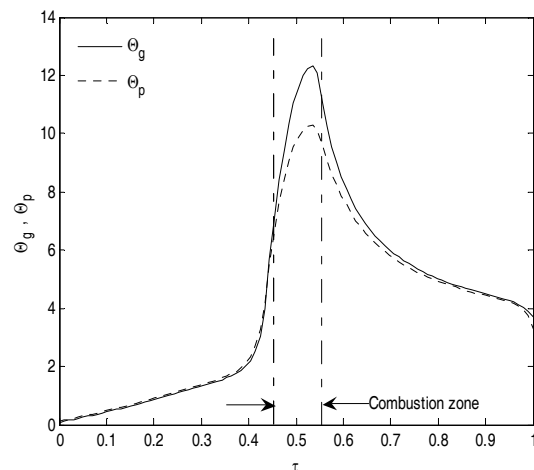
شکل ۷- اثر ضریب انتقال حرارت جابجایی بر توزیع دمای گاز در داخل مشعل

در شکل ۸ اثر شدت تولید حرارت ( $\dot{Q}$ ) از طریق مقادیر مختلف پارامتر بدون بعد  $P_1$  بر مشعل متخلخل در حالت دائمی مورد بررسی قرار گرفته است. شکل ۸- الف توزیع درجه حرارت گاز در طول مشعل و به ازای سه مقدار مختلف پارامتر  $P_1$  را نشان می‌دهد. همانطور که دیده می‌شود با افزایش شدت تولید حرارت و در نتیجه افزایش  $P_1$ ، درجه حرارت ماکزیمم گاز افزایش می‌یابد. دمای گاز در قسمت ابتدایی بیشتر شده و عمل پیش گرم شدن مخلوط ورودی سوخت و هوا با شدت بیشتری انجام می‌گیرد. پیش گرم شدن مخلوط، باعث بهبود فرآیند احتراق و افزایش راندمان فرآیند

تشعشعی در خارج از لایه متخلخل وجود ندارد، مقادیر  $Q^-$  در انتهای لایه و  $Q^+$  در ابتدای لایه معادل با صفر هستند که به عنوان شرط مرزی در حل معادلات تشعشعی استفاده شده‌اند. مقدار پارامتر  $Q^+$  در انتهای لایه ( $x = x_p$ ) معرف شار تشعشعی خروجی از مشعل<sup>۱</sup> بوده، به طوری که هر چه مقدار این پارامتر بیشتر باشد مشعل متخلخل توانسته است مقدار بیشتری از انرژی حاصل از احتراق را بصورت تشعشع روانه سیستم حرارتی نماید. 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 حالتی که اثرات تشعشعی گاز کم بوده و قدرت جذب انرژی تشعشعی توسط جریان گاز قابل صرف نظر کردن باشد.



الف) توزیع دمای گاز و لایه متخلخل



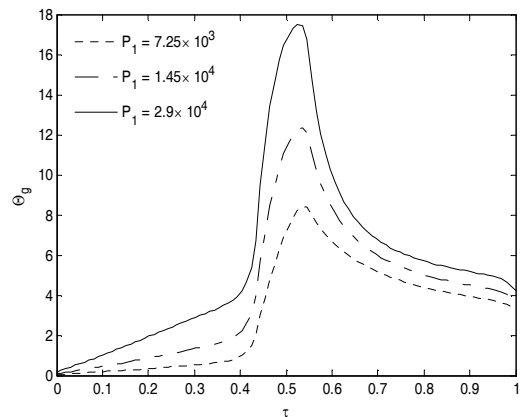
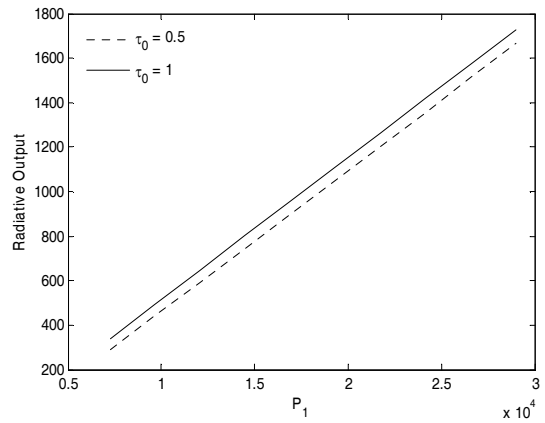
ب) توزیع شار حرارتی تابشی

شکل ۸- توزیع دما و شار حرارتی تابشی در مشعل

می‌شود.

مشعل توان خروجی بیشتری خواهد داشت که البته در مورد مشعل‌هایی با ضخامت اپتیکی بیشتر، این افزایش چشمگیرتر است.

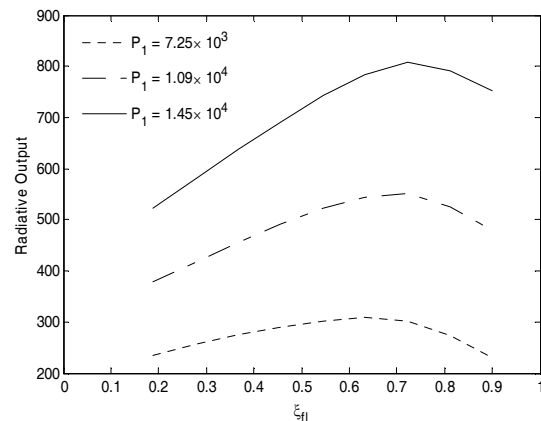
یکی از پارامترهای مهم در مشعل‌های متخلخل موقعیت استقرار شعله،  $\xi_{fl}$ ، است. برای مطالعه اثر این پارامتر، در شکل ۹ شار تابشی خروجی از مشعل بر حسب موقعیت شعله و به ازای مقادیر مختلف پارامتر بدون بعد  $P_1$  در حالت دائمی رسم شده است. دیده می‌شود که در ابتدا با پیشروی موقعیت شعله به جهت پایین دست مقدار شار تابشی خروجی افزایش یافته 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. زیرا در این نواحی ضخامت کمتری از محیط متخلخل که دارای درجه حرارت بالایی است در امر صدور انرژی تشعشعی شرکت دارد. بنابراین برای داشتن  $Q_{max}^+(\tau_0)$  برای هر مشعل یک موقعیت بهینه جهت استقرار شعله وجود داشته که البته در نزدیکی مقطع خروجی مشعل واقع شده است. در شکل ۹ این موقعیت به ازای سه مقدار پارامتر  $P_1$  در حدود  $\xi_{fl} \approx 0.7$  قرار دارد.



الف) توزیع درجه حرارت گاز در داخل مشعل

ب) تابش خروجی به ازای دو ضخامت اپتیکی متفاوت

شکل ۸- اثر پارامتر بدون بعد  $P_1$  بر توزیع دمای گاز و شار تابشی خروجی مشعل



شکل ۹- تابش خروجی از مشعل بر حسب موقعیت شعله و به ازای سه مقدار مختلف پارامتر بدون بعد  $P_1$ .

هنگام استفاده از محیط متخلخل به منظور بالا بردن انتقال حرارت، یکی دیگر از پارامترهای مهمی که باید مورد توجه قرار گیرد کاهش بازده مشعل به دلیل افزایش افت فشار است. شکل ۱۰ افت فشار را بر حسب ضریب تخلخل ( $\phi$ ) و به ازای سه مقدار مختلف سرعت گاز ( $u_g$ ) در حالت دائمی نشان می‌دهد.

قابل ذکر است که با توجه به این که در معادله انرژی مربوط به فاز گاز حرارت آزاد شده در اثر احتراق به صورت یک عبارت چشمه<sup>۱</sup> در نظر گرفته می‌شود. بنابراین فرض به عمل آمده برای جایگزینی فرآیند احتراق با منبع تولید حرارت با قدرت یکتواخت موجب تغییر در نتایج نمی‌شود. بر این اساس نتایج حاصله در خصوص تعیین توزیع دما و شار حرارتی در طول مشعل با واقعیت فیزیکی پدیده مورد نظر سازگاری خواهد داشت.

در شکل ۸- ب توزیع شار تابشی خروجی از مشعل بر حسب پارامتر  $P_1$  و به ازای دو مقدار مختلف ضخامت اپتیکی در حالت دائم رسم شده است. مشخص است که با افزایش پارامتر  $P_1$  که در پی افزایش قدرت احتراق صورت می‌گیرد شار تابشی خروجی از مشعل افزایش می‌یابد و در نتیجه

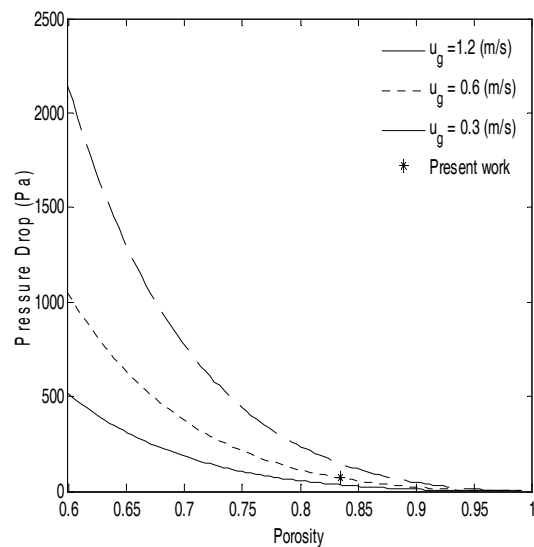
1-Source term

نتایج حاصله نشان می‌دهد که ضریب انتقال حرارت جابجایی و شدت تولید حرارت نقش بسزایی در چگونگی عملکرد مشعل‌های متخلخل دارد، به طوری که استفاده از مشعل‌های متخلخل با ضریب بالای انتقال حرارت جابجایی، شدت تولید حرارت زیاد و ضخامت اپتیکی بالا عملکرد مشعل را بهبود می‌بخشد. همچنین، در مورد هر مشعل موقعیت بهینه ای برای استقرار شعله وجود داشته تا این که بیشترین شار تشعشی خروجی از مشعل تولید شود. در نهایت، به منظور کاهش افت فشار و در نتیجه افزایش انتقال حرارت، بایستی در طراحی مشعل‌های متخلخل کمترین سرعت ممکن برای جریان گاز و بیشترین ضریب تخلخل ممکن را در نظر گرفت. انطباق بین کار حاضر با نتایج به دست آمده توسط دیگر محققین که از مدل‌های تشعشی متفاوتی استفاده کرده‌اند رضایت‌بخش است.

## مراجع

- 1- Takeno, T. and Sato, K. "An Excess Enthalpy Flame Theory", *Combustion Science Tech.*, Vol. 20, pp. 73-84, 1979.
- 2- Echigo, R. "Effective Energy Conversion Method Between Gas Enthalpy and Thermal Radiation and Application to Industrial Furnaces", *The 7<sup>th</sup> Int. Heat Transfer Conf.*, München, Vol. 6, pp. 361-366, 1982.
- 3- Wang, K.Y. and Tien, C.L. "Thermal Insulation in Flow Systems: Combined Radiation and Convection Through a Porous Segment", *J. Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 453-459, 1984.
- 4- Gandjalikhan-Nassab, S. "A Transient Heat Transfer Characteristics of an Energy Recovery System, Using a Porous Medium", *The Instn. Mech. Engrs, J. Power and Energy*, Vol. 216, part A, pp. 387-394, 2002.
- 5- Echigo, R., Yoshizawa, Y., Hanamura, K., and Tomimura, T. "Analytical and Experimental Studies on Radiative Propagation in Porous Media with Internal Heat Generation", *The 8<sup>th</sup> Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 2, pp. 827-832, 1986.
- 6- Sathe, S. and Tong, T. "A Numerical Analysis of Heat Transfer and Combustion in Porous Radiant Burners", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 33, pp. 1331-1338, 1990.
- 7- Tong, T., and Sathe, S. "Heat Transfer Characteristics of Porous Radiant Burners", *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 423-428, 1991.
- 8- Brenner, G., Pickenacker, K., Pickenacker, O., Trimis, D., Wawrzinek, K., and Weber, T. "Numerical and Experimental Investigation of

همان‌طور که انتظار می‌رود، بیشترین افت فشار زمانی رخ می‌دهد که کمترین میزان تخلخل و بیشترین سرعت، وجود داشته باشد. در نتیجه طراحی بهینه بایستی بین افزایش انتقال حرارت و افت فشار، تعادل برقرار نماید. این افت فشار با افزایش سرعت افزایش می‌یابد. به این ترتیب برای بهینه‌سازی، بایستی کمترین سرعت ممکن برای جریان گاز را داشته باشیم. به همین صورت نیز محیط متخلخل بایستی بیشترین میزان تخلخل را داشته باشد زیرا افت فشار با کاهش ضریب تخلخل با شدت زیادی افزایش می‌یابد.



شکل ۱۰- افت فشار را بر حسب ضریب تخلخل و به ازای مقادیر مختلف سرعت گاز.

## ۷- نتیجه‌گیری

در کار حاضر، برای تعیین مشخصه‌های حرارتی مشعل‌های متخلخل در حالت گذرا به روش عددی معادلات انرژی و شار تشعشی در طول مشعل حل شده است. در این آنالیز، فرآیند احتراق با جایگزینی یک منبع تولید حرارت با قدرت یکنواخت مدل شده است. برای حل معادلات شار تشعشی نیز از مدل دو شار حرارتی استفاده شده، چرا که این مدل در عین سادگی دارای دقت قابل قبولی بوده و در مقایسه با دیگر مدل‌های تشعشی نیازمند محاسبات کمتری است. با حل این معادلات توزیع درجه حرارت و همچنین چگونگی تغییرات شار تشعشی در داخل مشعل متخلخل بدست آمده است.

- Matrix-Stabilized Methane/Air Combustion in Porous Inert Media”, Combust. Flame, Vol. 123, pp. 201–213, 2000.
- 9- 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.
- 10- Talukdar, P., and Mishra, S.C. “Analysis of Conduction–Radiation Problem in Absorbing–Emitting and Anisotropically Scattering Media Using the Collapsed Dimension Method”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 45, pp. 2159-2168, 2002.
- 11- Bogdan, I.P. and Abdulmajeed, A.M. “An Experimental and Numerical Study on Heat Transfer Enhancement for Gas Heat Exchangers Fitted with Porous Media”, International J. Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 4939-4952, 2004.
- 12- Jiang, P.X., Ren, Z.P., and Wang, B.X. “Numerical Simulation of Forced Convection Heat Transfer in Porous Plate Channels Using Thermal Equilibrium and Non-thermal Equilibrium Models”, Numerical Heat Transfer, Vol. 35, Part A, pp. 99-113, 1999.

Archive of SID