

بررسی رفتار حرارتی یک هوا گرمکن متخلخل چهار لایه بر پایه تبدیل انرژی بین آنتالپی گاز و انرژی تابشی

محمد مهدی کشتکار

چکیده: اخیراً با استفاده از محیط های متخلخل نوع جدیدی هوا-گرمکن طراحی شده است که اصول کارکرد آنها بر پایه تبدیل انرژی بین آنتالپی گاز و انرژی تابشی استوار است. در کار حاضر رفتار حرارتی یک هوا - گرمکن متخلخل چهار لایه مورد تجزیه و تحلیل تئوریک قرار گرفته است. به علت عدم تعادل حرارتی بین گاز و محیط متخلخل دو معادله انرژی جداگانه برای فاز گاز و جامد در نظر گرفته شده است که شامل هدایت گرمایی در دوفاز، انتقال حرارت جابجایی بین دو فاز و تشعشع در محیط متخلخل می باشد که به صورت عددی در میدان دو بعدی مستطیلی حل می شوند. برای محاسبه تشعشع گرمایی از مدل جهات مجزا که برای محاسبات چند بعدی دقت بسیار بالایی دارد استفاده می شود. همچنین رفتار حرارتی سیستم مورد نظر و تأثیر پارامترهای مختلفی از قبیل ضخامت لایه متخلخل و نسبت پخش لایه بر عملکرد آن مورد بررسی قرار گرفته است. جهت بررسی صحت روش بکار گرفته شده، نتایج عددی کار حاضر با داده های تئوری و تجربی محققین دیگر مقایسه شده و انطباق قابل قبولی مشاهده شده است.

واژه های کلیدی: هواگرمکن تشعشعی متخلخل، میدان دو بعدی مستطیلی، مدل جهات مجزا

اولین اقداماتی که در زمینه کاربرد محیط های متخلخل در ساختمان سیستم های با درجه حرارت بالا صورت پذیرفت در خصوص بازیابی انرژی در این گونه سیستم ها بود. در سال ۱۹۸۲ محقق ژاپنی به نام اچیگو [۱] مطالعاتی در زمینه بازیافت انرژی توسط محیط متخلخل انجام داد و با حل عددی معادلات انرژی مربوط به فاز گاز، لایه متخلخل و معادله انتگرالی جهت محاسبه انتقال حرارت تشعشعی، توزیع درجه حرارت گاز و محیط متخلخل را در طول لایه محاسبه کرد و بدین ترتیب نشان داد که با نصب یک لایه متخلخل مناسب در مسیر عبور گازهای داغ خروجی از آگزوز می توان در حدود ۶۰ درصد از انرژی حرارتی جریان سیال داغ را به صورت انرژی تشعشعی به داخل سیستم بازگرداند. در سال ۱۹۸۴ وانگ و تین [۲] معادلات انرژی حاکم بر سیستم را که شامل انتقال حرارت تشعشعی نیز می شد را حل کردند و برای محاسبه انرژی تشعشعی از تقریب دو شار حرارتی استفاده نمودند. بدین ترتیب آنها توانستند تأثیرات پخش انرژی توسط محیط متخلخل را بر عملکرد لایه متخلخل مورد بررسی قرار دهند و به نتایج مهمی دست یابند. از جمله اینکه پخش انرژی تشعشعی توسط لایه متخلخل باعث کاهش جذب انرژی از طریق انتقال حرارت جابجایی توسط محیط متخلخل می شود و در نتیجه موجب کاهش راندمان لایه متخلخل در امر بازیافت خواهد شد. در سال ۲۰۰۲ گنجعیخان نسب [۳] با استفاده از

۱. مقدمه

یکی از مهمترین مشخصه های محیط متخلخل داشتن سطح زیاد در واحد حجم و ضریب انتقال حرارت جابجایی بالا به واسطه تأثیرات محیط متخلخل بر جریان سیال می باشد. نظر به این ویژگی با عبور جریان سیال از لایه لای محیط متخلخل می توان از طریق مکانیزم انتقال حرارت جابجایی انرژی قابل توجهی از جریان سیال به محیط متخلخل و یا بالعکس منتقل نمود. حال این تبادل بستگی به نوع کاربرد می تواند از محیط متخلخل به سیال یا از سیال به محیط متخلخل باشد که اساساً باعث تبدیل آنتالپی به انرژی تشعشعی و یا برعکس تبدیل انرژی تشعشعی به آنتالپی می شود.

محمد مهدی کشتکار - دانشیار - عضو هیئت علمی دانشگاه آزاد اسلامی واحد کرمان mkeshtkar54@yahoo.com

روش دوشار حرارتی، رفتار حرارتی یک لایه بازیاب که در مسیر عبور گازهای داغ قرار گرفته بود را به صورت گذرا بررسی کرد. در این کار اثر پخش انرژی و ضخامت اپتیکی در بازیافت انرژی مورد بررسی قرار گرفت. بعد از بررسی های انجام شده در مورد توان بالای تبدیل انتالپی به انرژی تشعشعی در محیط های متخلخل، اچیگو و همکاران [۴,۵] نوع جدیدی از مبدل های گاز به گاز را معرفی کردند که در آن از یک جفت صفحه دایره ای متخلخل فلزی استفاده شده بود. در بررسی های تئوری و آزمایشگاهی آنها نشان داده شد که این نوع از مبدلها ضریب انتقال حرارت کلی بسیار بالاتری نسبت به مبدل های رایج دارند.

به واسطه نتایج خوب تحقیقاتشان در بهبود کارایی مبدل حرارتی تومیمورا و همکاران [۶,۷] یک مبدل حرارتی سه لایه ای را پیشنهاد

کردند. مبدل آنها از سه قسمت دما بالا، دما پایین و بازیافت تشکیل شده بود که قسمت دما بالا بین قسمت های دما پایین و بازیافت قرار گرفته بود و این سه لایه توسط دو صفحه کدر و جاذب تشعشع از یکدیگر جدا شده بودند. بطوریکه این دو صفحه، تابش خروجی از قسمت دما بالا را جذب کرده و سپس با افزایش دمای ایجاد شده در این صفحات، قدرت صدور انرژی تابشی زیادی را کسب نموده به طوریکه شارهای تابشی صادر شده از این صفحات به دو لایه مجاور در طی دو مرحله هوای سرد ورودی به این لایه ها افزایش درجه حرارت پیدا می نماید. بر اساس مطالعات انجام شده توسط تومیمورا و همکاران برای گازهای داغ با دمای ۶۰۰-۴۰۰ درجه سانتی گراد در نمونه آزمایشگاهی و ۱۲۰۰-۴۰۰ درجه سانتی گراد در تئوری و حل معادلات یک بعدی مشخص شد که وجود قسمت بازیافت برای عایق بودن دیواره خارجی مبدل ضروری است و با اضافه کردن قسمت بازیافت مقدار میانگین حرارت مبادله شده بین جریان گرم و سرد دو برابر می شود. در نهایت در سال ۲۰۰۴ تومیمورا و همکاران [۸] در یک بررسی آزمایشگاهی مبدل های دو لایه ای، سه لایه ای و پنج لایه ای را با هم مقایسه کردند و نشان دادند که این مبدل ها از ضریب عملکرد بالایی برخوردار بوده و افزایش تعداد لایه ها موجب افزایش راندمان سیستم می شود.

مشعل های متخلخل مورد کاربرد دیگری از محیط متخلخل در سیستم های حرارتی می باشند. تحقیقات انجام شده در این زمینه ابتدا با کار اچیگو و همکارانش [۹] و با در نظر گرفتن یک ناحیه تولید حرارت داخل محیط متخلخل جهت مدلسازی فرآیند احتراق شروع گردید. آنها دریافتند که اثر تشعشع لایه بر مخلوط ورودی به لایه و پیش گرم شدن آن در انجام فرآیند احتراق بسیار

با اهمیت است. اولین آنالیز دو بعدی مشعل متخلخل با قابلیت پخش تشعشع، بوسیله تا لکدارو همکارانش [۱۰] انجام گردید. مطالعات آنها شامل حالت پایدار و گذرا بوده و ناحیه احتراق با در نظر گرفتن یک ناحیه با تولید حرارت یکنواخت مدل شد. در تحلیل مذکور معادلات انرژی به صورت عددی حل گردید و برای حل معادله تشعشع روش collapsed dimension بکار گرفته شد. این نکته قابل ذکر است که این روش به محاسبات پیچیده ای جهت تعیین توزیع شار تشعشعی در یک محیط جذب کننده، صادر کننده و پخش کننده نیاز دارد.

در زمینه طراحی هوا گرمکن های متخلخل، آنالیز حرارتی یک نوع هوا-گرمکن متخلخل بوسیله گنجعلیخان نسب [۱۱] انجام شد. در این مطالعه یک مشعل متخلخل به عنوان چشمه حرارتی در یک هوا-گرمکن در نظر گرفته شد. مطالعه تئوری انجام شده بر اساس حل یک بعدی و مدل تشعشعی هارمونیک های کروی بود. نتایج بدست آمده نشان دادند که راندمان هوا-گرمکن با افزایش ضخامت اپتیکی لایه ها افزایش و با افزایش نسبت پخش کاهش می یابد و در صورت طراحی مناسب سیستم راندمان حرارتی در حدود ۴۰ درصد را می توان انتظار داشت.

هوا-گرمکن مذکور از چهار قسمت اساسی زیر تشکیل شده است:

۱- High Temperature Section (HT)

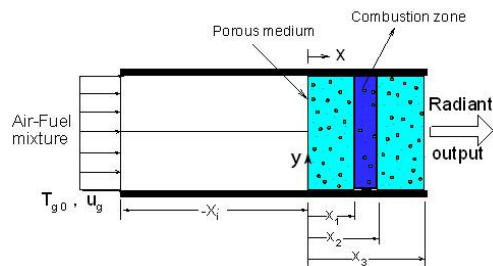
۲- Porous Radiant Burner Section (PRB)

۳- First Recovery Section (HR1)

۴- Second Recovery Section (HR2)

طبق شکل (۱) که شماتیکی از یک هوا-گرمکن متخلخل را نشان میدهد مخلوط سوخت و هوا با دمای محیط وارد قسمت PRB شده و پس از انجام عمل احتراق از طریق جابجایی افزایش دمای این لایه را باعث می شود و شارهای تشعشعی قابل ملاحظه ای از مقاطع ورودی و خروجی لایه به سمت لایه های مجاور منتشر می شود. جریان گاز داغ خروجی از این قسمت به منظور بازیافت هر چه بیشتر انرژی وارد قسمت HT شده و عمل بازیافت انرژی از طریق تبدیل انتالپی گاز به تشعشع در آن صورت می گیرد. شارهای تشعشعی صادر شده از لایه های HT و PRB به لایه های مجاور (HR1 و HR2) برخورد کرده و در این دو قسمت فرایند تبدیل انرژی تابشی به انتالپی گاز صورت پذیرفته و بدین ترتیب جریان هوای سرد ورودی به هوا-گرمکن به عنوان سیال سرد در طی گذر از دو لایه مذکور افزایش درجه حرارت پیدا می کند.

طبق شکل (۲) که شماتیکی از یک مشعل متخلخل را نشان میدهد مخلوط سوخت و هوا با دمای T_{g0} با عبور از لایه متخلخل و انجام عمل احتراق انتالپی بالایی را به خود اختصاص می دهد. گاز داغ تولیدی در اثر تبادل حرارت با محیط متخلخل به واسطه ضریب جابجایی بالا و سطح انتقال حرارت زیاد آن مقدار زیادی از انتالپی خود را به محیط متخلخل منتقل می کند. حال محیط متخلخل با دمای بالا می تواند به لایه های مجاور خود انرژی تشعشعی صادر نماید. بر اساس شکل شماره ۲ پهنای کانال L_y بوده و محیط متخلخل با فاصله X_i از مدخل ورودی کانال نصب شده و دارای ضخامت L_x می باشد.



شکل (۲): شماتیک یک مشعل لایه متخلخل

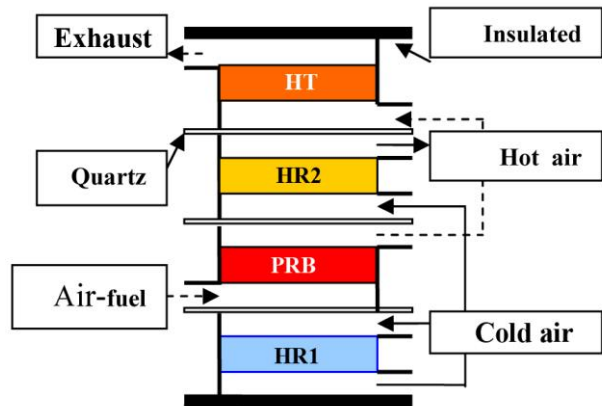
با فرض عدم وجود جریان سیال در جهت عمود بر صفحه $X-y$ ، جریان دو بعدی در نظر گرفته شده بطوریکه پروفیل سرعت گاز در داخل محیط متخلخل یکنواخت و با مقدار u_g فرض می شود. در مقایسه با فاز جامد سیال عامل در کانال غیر تابشی در نظر گرفته شده و بنابراین گاز قادر به جذب و نشر انرژی تشعشعی نخواهد بود. همچنین محیط متخلخل همگن فرض شده و می تواند انرژی تشعشعی را جذب، پخش و صادر نماید. با توجه به دو بعدی بودن مسئله و استفاده از روش جهات مجزا برای محاسبه انرژی تشعشعی، محیط متخلخل دیفیوز و خاکستری در نظر گرفته شده و ضرایب جذب و پخش ثابت می باشند.

۳. معادلات حاکم

۳-۱ معادله انرژی فاز گاز در مشعل متخلخل

با در نظر گرفتن مکانیزمهای انتقال حرارت هدایت و جابجایی در فاز گاز، معادله انرژی برای این فاز بصورت زیر خواهد بود:

$$-\rho_g u_g c_g \frac{\partial T_g}{\partial x} - (1 - \phi) h_s A_s (T_g - T_p) + \phi \dot{Q}(y) \delta(x) + k_g \left(\frac{\partial^2 T_g}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_g}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (1)$$



شکل (۱): شماتیک هوا-گرمن تشعشعی چهار لایه

تا به حال مطالعاتی که در زمینه بررسی عملکرد هوا گرمن های متخلخل صورت گرفته محدود به شرایط یک بعدی بوده است. امادکار حاضر به منظور اخذ نتایج با دقت بیشتر و سازگاری بالاتر با فیزیک مسئله، از یک مدل دو بعدی جهت آنالیز حرارتی هواگرمن استفاده شده است. همچنین استفاده از روش جهات مجزا به دلیل ساده بودن و ارائه دید فیزیکی بسیار خوب از مساله، بمنظور حل عددی معادله انتقال حرارت تابشی انجام شده است. به علت کم بودن سرعت گاز در نزدیکی دیواره، در کار حاضر فرآیند احتراق به عنوان یک ناحیه تولید حرارت با قدرت غیر یکنواخت و به صورت تابعی سهموی در نظر گرفته شده است. معادلات حاکم شامل دو معادله انرژی برای فازهای گاز و جامد و معادله انتقال حرارت تابشی می باشند که به صورت همزمان حل عددی می شوند. جهت اطمینان از صحت محاسبات، نتایج عددی با نتایج بدست آمده توسط محققین قبلی در مورد یک مشعل متخلخل و یک لایه بازیافت مقایسه گردیده و تطابق خوبی حاصل شده است.

۲. شرح مسئله

همانطور که قبلا نیز شرح داده شد اساس کار هوا-گرمن مورد نظر بر پایه تولید شار تابشی در مشعل متخلخل ولایه دما بالا و جذب این انرژی در لایه های بازیافت مجاور می باشد که در هر یک از لایه ها بسته به شرایط حاکم تبدیل انتالپی گاز به انرژی تابشی و یا عمل عکس انجام می گیرد. در ابتدا معادلات حاکم برای مشعل متخلخل که مهمترین قسمت هوا-گرمن می باشد شرح داده شده است. سپس همین روابط با حذف عبارت چشمه حرارتی جهت بررسی لایه های دیگر اعمال شده اند.

با تعریف پارامترهای بدون بعد زیر و اعمال آن بر معادلات انرژی و انتقال حرارت تشعشی فرم بدون بعد معادلات بدست آمده است.

$$p_1 = \rho_g u_g c_g T_i / \dot{Q} L_x \quad p_2 = h A T_i / \dot{Q} \quad p_3 = k_g T_i / \dot{Q} L_x^2$$

$$p_4 = k_p T_i / \dot{Q} L_x^2 \quad p_5 = h L_x / k_p \quad p_6 = \varepsilon k_p / \sigma T_i^3 L_x$$

$$Q = q / \dot{Q} L_x$$

البته باید توجه داشت که در مورد پارامترهای فیزیکی مربوط به ماتریس جامد مقادیر به صورت مقادیر مؤثر در نظر گرفته شده اند و بدین واسطه ضریب تخلخل در محاسبه آنها تأثیر داده شده است. با اعمال این پارامترهای بی بعد معادلات (۱) و (۲) به صورت بی بعد زیر تبدیل خواهند شد.

فاز سیال:

$$-p_1 \frac{\partial \theta_g}{\partial \eta_x} - (1-\phi) p_2 (\theta_g - \theta_p) + \phi \delta(x) +$$

$$p_3 \left(\frac{\partial^2 \theta_g}{\partial \eta_x^2} + \frac{\partial^2 \theta_g}{\partial \eta_y^2} \right) = 0 \quad (6)$$

فاز جامد:

$$\left(\frac{1}{1-\phi} \right) \nabla \cdot Q + p_2 (\theta_p - \theta_g) - p_4 \left(\frac{\partial^2 \theta_p}{\partial \eta_r^2} + \frac{1}{\eta_r} \frac{\partial \theta_p}{\partial \eta_r} + \frac{\partial^2 \theta_p}{\partial \eta_c^2} \right) = 0 \quad (7)$$

معادله انتقال حرارت تشعشی، با اعمال روش طولهای مجزا به صورت زیر می باشد [۱۳]:

$$\mu^m \frac{\partial I^m}{\partial \eta_x} + \zeta^m \frac{\partial I^m}{\partial \eta_y} = \sigma_a I_b - \sigma_e I^m + \frac{\sigma_s}{4\pi} \sum_{m'} w^{m'} I^{m'} \quad (8)$$

که با جایگزینی فرم اختلاف محدود مشتقات موجود در معادله فوق، معادله زیر جهت محاسبه شدت تابش در هر مقطع از میدان حل بدست می آید:

$$I_{(j,k)}^m = \frac{I_x^m + I_y^m + \sigma_a I_b + S^m}{\sigma_e + x^m \text{sign}(x^m) + y^m \text{sign}(y^m)}$$

$$I_x^m = x^m [u_0(x^m) I_{x-1,y}^m - u_0(-x^m) I_{x+1,y}^m] \quad \text{که:}$$

$$I_y^m = y^m [u_0(y^m) I_{x,y-1}^m - u_0(-y^m) I_{x,y+1}^m]$$

$$x^m = \frac{\mu^m}{\Delta x} \quad y^m = \frac{\zeta^m}{\Delta y} \quad S^m = \frac{\sigma_s}{4\pi} \sum_{m'} w^{m'} I^{m'}$$

در معادله بالا اندیس های g و p به ترتیب بیانگر فاز جامد و گاز می باشند. h_s ضریب انتقال حرارت جابجایی بین فاز سیال و فاز جامد، A_s سطح انتقال حرارت در واحد حجم محیط متخلخل، $\delta(x)$ تابع یکه که در ناحیه $x_1 \leq x \leq x_2$ مقدار ی برابر با یک و در نواحی دیگر مقدارش صفر است. $\dot{Q}(y)$ تابع سهموی نشان دهنده چشمه حرارتی در مشعل می باشد و به صورت زیر تعریف می شود:

در رابطه بالا $f(y)$ تابعی سهموی و \dot{Q} مقدار ثابت تولید حرارت می باشد.

$$\dot{Q}(y) = \dot{Q} \times f(y)$$

۲-۳ معادله انرژی فاز جامد در مشعل متخلخل

بدر نظر گرفتن ترم های جابجایی، هدایت و تشعشع در ماتریس جامد معادله انرژی به صورت زیر خواهد بود:

$$\frac{1}{1-\phi} \nabla \cdot q + h_s A_s (T_p - T_g) - k_p \left(\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (9)$$

۳-۳ معادله انتقال حرارت تشعشی در لایه متخلخل

توصیف کلی معادله انتقال حرارت تشعشی در یک محیط جاذب، صادر کننده و پخش کننده به صورت زیر می باشد [۱۲]:

$$\frac{dI}{ds} = \hat{s} \cdot \nabla I(r, \hat{s}) = \sigma_a(r) I_b(r) - \sigma_e(r) I(r, \hat{s})$$

$$+ \frac{\sigma_s(r)}{4\pi} \int_{4\pi} I(r, \hat{s}') \phi(r, \hat{s}', \hat{s}) d\Omega'$$

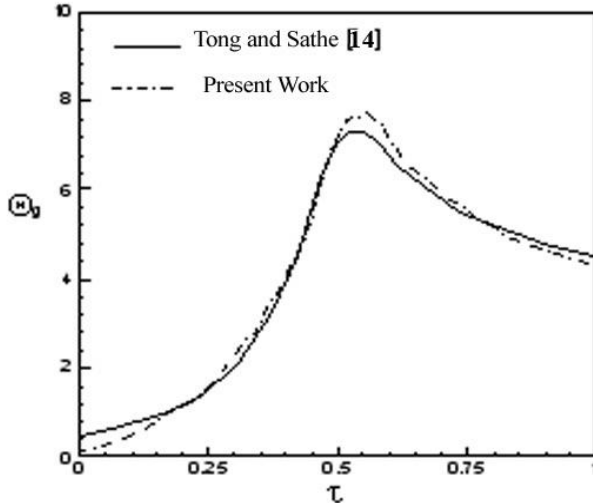
شرط مرزی زیر نیز روی دیواره ها جهت حل معادله بالا مورد استفاده قرار می گیرد:

$$I(r_w, \hat{s}) = \varepsilon(r_w) I_b(r_w) + \frac{\rho(r_w)}{\pi} \int_{\hat{n} \cdot \hat{s}' < 0} I(r_w, \hat{s}') |\hat{n} \cdot \hat{s}'| d\Omega' \quad (4)$$

با توجه به اینکه دیواره ها عایق و منعکس کننده تشعشع در نظر گرفته شده اند تغییرات دما در جهت y بسیار ناچیز خواهد بود. به محض محاسبه میدان شدت تابش از معادله انتقال حرارت تابشی، شار حرارتی تشعشی q که در معادله انرژی فاز جامد ظاهر شده است از معادله زیر بدست می آید:

$$q = \int_{4\pi} I(r, \hat{s}) \hat{s} d\Omega \quad (5)$$

حال انطباق بین نتایج کار حاضر و نتایج تئوریک گزارش شده در مرجع [۱۴] رضایت بخش بوده لذا می توان از صحت روش عددی بکار رفته در کار حاضر مطلع گردید.



شکل (۳): توزیع دمای گاز در طول مشعل متخلخل و مقایسه با نتایج تانگ و ساته [۱۴]

۵. نتایج

به منظور تعیین مشخصه های هوا-گرمکن مورد مطالعه در کار حاضر تعیین توزیع دمای گاز، دمای لایه متخلخل و توزیع شار تابشی در هر کدام از چهار لایه می تواند در جهت تعیین مشخصه های حرارتی سیستم کارگشا باشد. توزیع دمای گاز و محیط متخلخل θ_g, θ_p در مشعل در شکل (۴) و تغییرات شار حرارتی q_x در طول مشعل در صفحه میانی ($y=L_y/2$) در شکل (۵) نشان داده شده است. در این شکل ها فرض شده است که شعله در وسط المان متخلخل تشکیل می شود. مشاهده می گردد که دمای گاز و لایه در جهت جریان در طول مشعل افزایش می یابد و حداکثر مقادیر دما در داخل ناحیه احتراقی بوجود می آید. اثر پیش گرمایش در بالا دست ناحیه احتراقی نیز کاملاً مشهود است. زیرا دمای لایه در این قسمت از دمای گاز بیشتر است. لایه متخلخل در این قسمت بواسطه تبادل حرارت تشعشعی با پایین دست شعله گرم شده است.

لازم بذکر است که جزئیات روش طولهای مجزا و نحوه بدست آمدن معادله حاکم بر شدت تشعشع در مرجع [۱۲] به صورت کامل ارائه شده است. به محض اینکه میزان شدت تابش محاسبه شد، شار تشعشعی در جهات X و Y به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$q_x = \sum_m w^m \mu^m I^m \quad (9)$$

$$q_y = \sum_m w^m \zeta^m I^m \quad (10)$$

۴. مقایسه نتایج

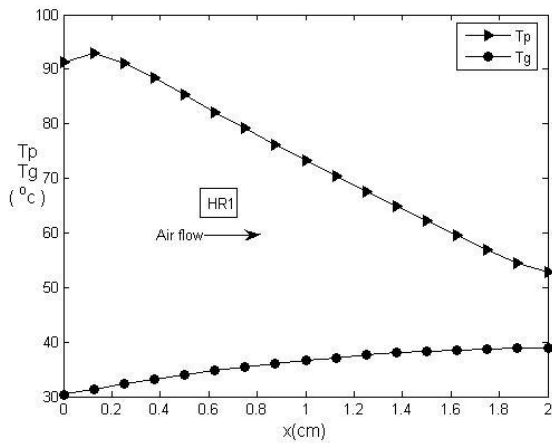
به منظور اطمینان از نتایج محاسبه شده، معادلات حاکم برای یک مشعل لایه متخلخل به عنوان سیستمی جداگانه حل عددی شده اند و نتایج بدست آمده با داده های تجربی داده شده در مرجع [۱۴] مقایسه گردیده است. مقادیر پارامترهای بدون بعد برای این مشعل معادل مقادیری است که توسط تانگ و ساته [۱۴] به کار برده شده است این مقادیر در جدول (۱) نشان داده شده اند.

Parameter	value
$p_1 = \rho_g u_g c_g T_i / \dot{Q} L_x$	0.014
$p_2 = h A T_i / \dot{Q}$	4
$p_3 = k_g T_i / \dot{Q} L_x^2$	0.00025
$p_4 = k_p T_i / \dot{Q} L_x^2$	0.02
$p_5 = h L_x / k_p$	5
$p_6 = \varepsilon k_p / \sigma T_i^3 L_x$	0

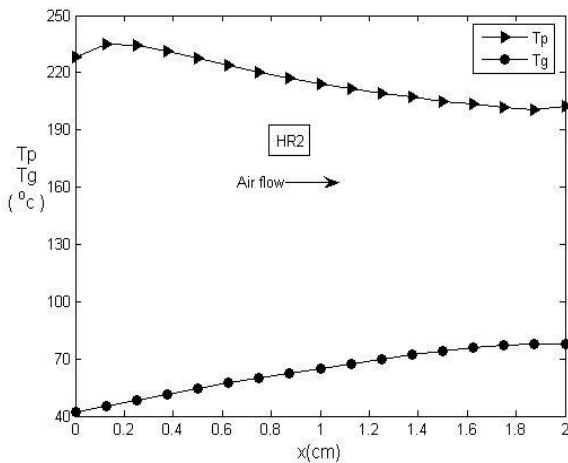
جدول (۱): پارامترهای بدون بعد مشعل متخلخل برای نمونه آزمایشی با توجه به مقالات تانگ و ساته [۱۴]

بر اساس شکل ۳ دیده می شود که درجه حرارت گاز در طول مشعل زیاد شده، ماکزیمم درجه حرارت در ناحیه احتراق اتفاق می افتد و بعد از آن به دلیل تبدیل آنتالپی گاز به انرژی تشعشعی دمای گاز در طول مشعل به صورت نزولی تغییر می کند. به هر

حرارتی بیشتری را از مشعل نسبت به بخش بازیافت اولیه دریافت می کند.



شکل (۴-الف): بخش بازیافت اولیه HR1

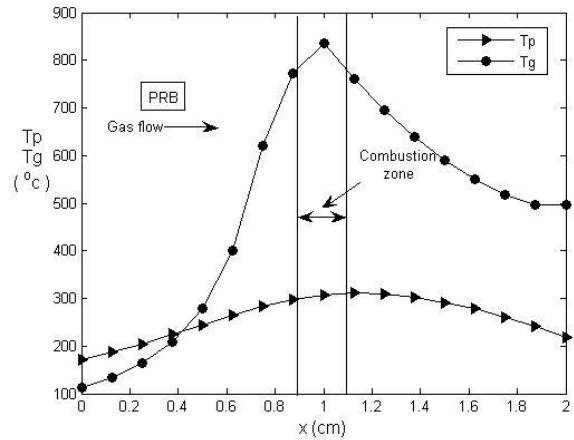


شکل (۴-ب): بخش بازیافت ثانویه HR2

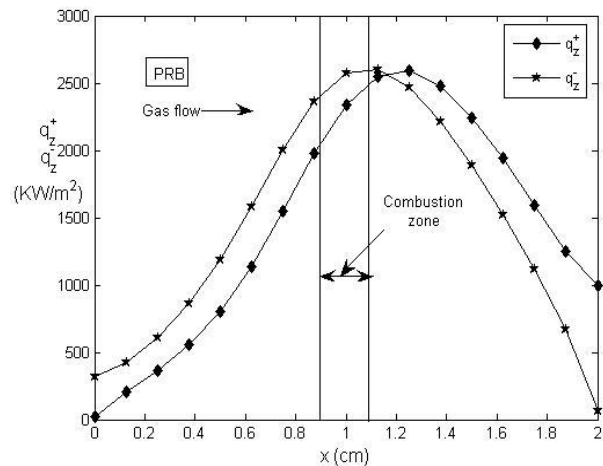
شکل (۴): توزیع دمای گازولایه در HR1 و HR2

$$\sigma_e = 100(m^{-1}), \quad \omega = 0.5$$

در شکل (۷) توزیع دمای گازولایه متخلخل در بخش دما بالا (HT) در طول لایه رسم شده است. افت دمای گاز در راستای جریان بواسطه تبدیل آنتالپی به انرژی تشعشی بوضوح قابل مشاهده است. به این ترتیب که در اثر انتقال حرارت جابجایی بین گاز داغ ولایه متخلخل انتقال حرارت از جریان گاز به لایه متخلخل صورت گرفته بطوریکه در اثر این انتقال حرارت دمای محیط



شکل (۴): توزیع دمای گازولایه در صفحه میانی مشعل ($y=L_y/2$)



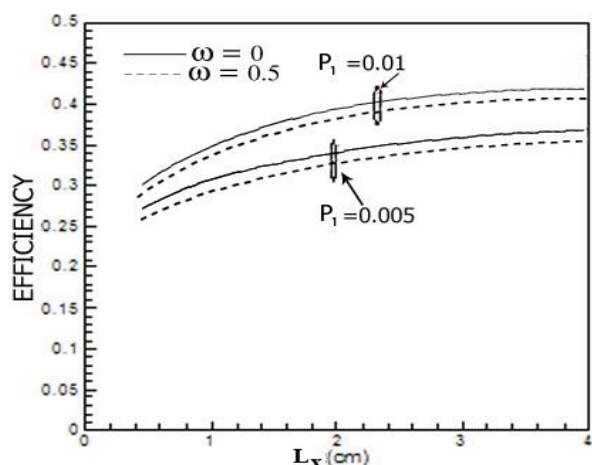
شکل (۵): توزیع شار تشعشی در مشعل لایه متخلخل

$$p_1 = 0.01, \quad p_2 = 1, \quad p_3 = 0.00025, \quad p_4 = 0.02, \quad p_5 = 5, \\ p_6 = 66.6, \quad r = 1 \quad \omega = 0.5, \quad \beta = 100$$

شکل (۵) نشانگر این واقعیت است که حداکثر مقدار q_x در خارج ناحیه احتراقی اتفاق می افتد. شار تشعشی پایین دست در $X=X_3$ تشعشع خروجی مشعل می باشد که پارامتر بسیار مهمی در عملکرد مشعل محسوب می شود.

در اشکال (۴-الف) و (۴-ب) تغییرات θ_p, θ_g در طول لایه های متخلخل در بخش های بازیافتی اول و دوم رسم شده است همانگونه که در شکل (۴-ب) نیز دیده می شود مقدار افزایش دمای هوا در بخش بازیافت ثانویه بیش از بخش اولیه است. این امر به خاطر این واقعیت است که بخش بازیافت ثانویه تشعشع

متخلخل افزایش یافته و قابلیت صدور انرژی تشعشعی قابل ملاحظه ای را پدید می آید.



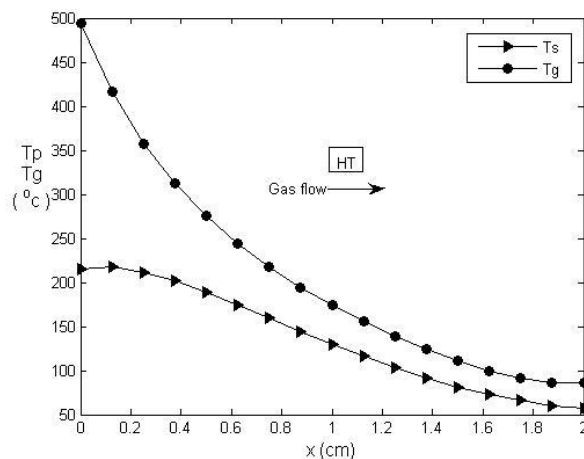
شکل (۸): تغییر راندمان بر حسب طول لایه به ازای مقادیر مختلف پارامترهای P_1 , ω

۶. نتیجه گیری کلی

در کار حاضر آنالیز حرارتی مدل جدیدی از یک هواگرمن متخلخل چهار لایه ای به منظور تعیین رفتار حرارتی سیستم و چگونگی عملکرد آن انجام شده است. اساس کار این مدل فرآیند تبدیل آنتالپی گاز به تشعشع و بالعکس می باشد بطوریکه در دو لایه از هواگرمن شار تابشی قابل توجهی تولید شده و در اثر برخورد این انرژی تشعشعی به دو لایه دیگر و در پی انتقال حرارت جابجایی بین گاز و لایه متخلخل از دیامدمای هوای عبوری را به دنبال دارد. جهت شبیه سازی رفتار حرارتی سیستم مجموعه معادلات حاکم شامل معادلات انرژی برای فاز گاز و جامد و معادله انتقال حرارت تابشی بصورت همزمان حل عددی شده اند. نتایج بدست آمده راندمان حرارتی بالایی را برای این سیستم پیش بینی می کند.

مراجع

- [1] Echigo, R.; "Effective energy conversion method between gas enthalpy and thermal radiation and application to industrial furnaces," 7th International Heat Transfer Conference, München, 1982.
- [2] Wang, K. Y.; Tien, C. L.; "combined radiation and convection through a porous segment," Journal Heat Transfer, vol. 106, pp. 453-459, 1984.
- [3] Gandjalikhan Nassab, S. A.; "Transient heat transfer characteristics of an energy recovery system using a porous medium," Proc. Instn. Mech. Engrs, part A, Journal Power and Energy, vol. 216, pp. 387-394, 2002.



شکل (۷): توزیع دمای گاز و لایه در بخش HT

$$\sigma_e = 100(m^{-1}), \quad \omega = 0.5$$

به منظور تعیین عملکرد هواگرمن مورد مطالعه راندمان این سیستم حرارتی به صورت زیر تعریف شده است:

$$\eta = \frac{\sum \dot{m}_a c_{pa} (T_{a0} - T_{ai})}{\int_{V_c} \dot{Q} dv_c} \quad (11)$$

در این معادله \dot{m}_a و c_{pa} به ترتیب دبی جرمی و گرمای ویژه فشار ثابت جریان هوا در دو بخش بازیافت می باشند. T_{a0} و T_{ai} نیز دمای هوای ورودی و خروجی در هر بخش بازیافت حرارت هستند و V_c نیز حجم ناحیه احتراقی است. از شکل (۸) مشاهده می شود که به کارگیری لایه هایی با طول معادل $L_x = 4 \text{ cm}$ جهت بدست آوردن حداکثر راندمان تحت شرایط موجود کافی باشد. همچنین با مقایسه دو منحنی رسم شده در این شکل، ملاحظه می شود که افزایش نسبت پخش باعث کاهش راندمان می گردد و افزایش پارامتر بدون بعد p_1 باعث افزایش کارایی سیستم می گردد. به تعبیری دیگر به کارگیری مشعل هایی با نرخ بیشتر حرارت تولیدی در هواگرمن راندمان سیستم را کاهش می دهد.

p_1	dimensionless group, $\rho_g u_g c_g T_i / \dot{Q} L_x$
p_2	dimensionless group, $h A T_i / \dot{Q}$
p_3	dimensionless group, $k_g T_i / \dot{Q} L_x^2$
p_4	dimensionless group, $k_s T_i / \dot{Q} L_x^2$
p_5	dimensionless group, $h L_x / k_s$
p_6	dimensionless group, $\varepsilon k_s / \sigma T_i^3 L_x$
q	radiative heat flux (W/m^2)
Q	dimensionless radiative heat flux, $q / \dot{Q} L_x$
\dot{Q}	heat generation constant (W/m^3)
s	direction vector
T_∞	ambient temperature ($^\circ C$)
u_g	gas velocity (m/s)
ε	emissivity
η_x	non-dimensional coordinate, x/L_x
η_y	non-dimensional coordinate, y/L_y
θ	non-dimensional temperature, T/T_i
Θ	non-dimensional temperature, $(T-T_i)/T_i$
ρ	reflection coefficient
ρ_g	gas density (kg/m^3)
ρ_s	gas density (kg/m^3)
σ	Stefan-boltzmann constant ($W/m^2 K^4$)
σ_a	absorption coefficient (m^{-1})
σ_e	extinction coefficient (m^{-1})
σ_s	scattering coefficient (m^{-1})
τ	optical depth, $\sigma_e x$
τ_0	optical thickness, $\sigma_e \delta$
φ	porosity
ω	scattering albedo, σ_s / σ_e
Ω	solid angle

[4] Echigo, R.; Tomimura, T., "Analytical and experimental studies on radiative propagation in porous media with internal heat generation," 8th International Heat Transfer Conference, 1986.

[5] Tanigawa A.; Hanamura K.; Echigo R.; Tomimura T.; "Effective heat exchange method by a pair of porous radiative converters," Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. 57, vol. 533, p.p. 302-308, 1991.

[6] Tomimura T.; Hamano K.; Honda Y.; Echigo R.; "Experimental study on multi-layered of gas-to-gas heat exchanger using porous media," Int. J. Heat and Mass Transfer. Vol. 47, p.p. 4615-4623, 2004.

[7] Tomimura T.; Fujii M.; Lida T.; Wn P.; Echigo R.; "Experimental and investigation of self-insulated gas to gas heat exchanger," in: Proc. 11th Int. Heat Transfer Conference, p.p. 323-328, 1998.

[8] Tomimura T.; Fujii M.; Lida T.; Akari Y.; Echigo R.; "Analytical and experimental studies on heat transfer in self-insulated gas to gas heat exchanger," in: Proc. 5th ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, CD-ROM AJTEC99-6499, 1999.

[9] Echigo R.; Yoshizawa Y.; Hanamura K.; Tomimura T.; "Analytical and experimental studies on radiative propagation in porous media with internal heat generation," Proc., 8th Int. Heat Transfer Conf., vol. 2, p.p. 827-832, 1986.

[10] Talukdar, P.; Mishra, S.; "Heat transfer characteristics of a porous radiant burner under the influence of a 2-D radiation field," Journal Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer, vol. 32, pp. 1-11, 2003.

[11] Gandjalikhan Nassab, S. A.; "Thermal analysis of a self-insulated type of radiant porous air heater using the spherical harmonics method," Proc. Instn Mech. Engrs, Part A: J. Power and Energy, vol. 221, p.p. 421-430, 2006.

[12] Modest M. F.; Radiative Heat Transfer, McGraw-Hill, New York, 1993.

[13] Fiveland W. A.; "Discrete-Ordinates Solutions of the Radiative Transport Equation for Rectangular Enclosures," J. Heat transfer. vol. 106, p.p. 699-706, 1984.

[14] Tong, T.; Sathe, S.; "Heat transfer characteristics of porous radiant burners," Trans. Of ASME, Journal Heat Transfer, vol. 113, pp. 423-428, 1991.

فهرست علايم و اختصارات

A	surface area per unit volume (m^2/m^3)
B	incoming radiation (W/m^2)
B'	non-dimensional incoming radiation, $B / \dot{Q} L_x$
c_g	specific heat of gas ($J / kg^\circ C$)
c_s	specific heat of solid ($J / kg^\circ C$)
I	intensity (W/m^2)
k_g	thermal conductivity of gas ($W / m^\circ C$)
k_s	thermal conductivity of solid ($W / m^\circ C$)