

تعیین مشخصه های حرارتی نمونه جدیدی از یک سیستم هوا گرم کن با استفاده از مشعل متخلخل تابشی و در نظر گرفتن اثرات تشعشعی گاز

سید عبدالرضا گنجعلیخان نسب^۱ و محمد امید پناه^۲
گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهید باهنر

چکیده

در مطالعه حاضر، طرح جدیدی از یک سیستم هوا گرم کن ارائه گردیده که در ساختمان داخلی آن از مشعل متخلخل تابشی استفاده شده است. اصول کار این سیستم بر پایه تبدیل انتالپی گاز به انرژی تشعشعی و بالعکس استوار میباشد. هوا گرم کن مذکور دارای سه لایه متخلخل در سه قسمت اصلی خود می باشد. لایه متخلخل در قسمت مرکزی بصورت یک مشعل متخلخل تابشی عمل نموده که می تواند انرژی حاصل از فرآیند احتراق را بصورت تابشی از خود صادر نموده و به سمت لایه های متخلخل در دو قسمت دیگر منتشر نماید. در این دو قسمت، در اثر جذب شار تشعشعی، محیط متخلخل افزایش دما پیدا نموده و بر پایه تبدیل انرژی تابشی به انتالپی گاز، جریان هوای عبوری بطور موثر گرم میشود. جهت تعیین مشخصه های حرارتی سیستم مورد نظر، معادلات حاکم شامل معادله انرژی برای فاز گاز و جامد به همراه معادلات انتقال حرارت تشعشعی برای هر کدام از سه قسمت هوا گرم کن بصورت عددی و با استفاده از روش تکرار حل شده است. نتایج نشان می دهد در صورتیکه از لایه های متخلخلی با ضخامت اپتیکی زیاد در ساختمان هوا گرم کن استفاده شود، سیستم مربوطه دارای راندمان بالایی خواهد بود.

واژه های کلیدی: انرژی تابشی، محیط متخلخل، هوا گرم کن

Thermal Characteristics Determination of a New Type of Air Heater, Using Porous Radiant Burner Considering Gas Radiation Effects

S.A. Ganjalikhan Nassab and M. Omid Panah

Mech. Eng. Department, Shahid Bahonar Univ.

ABSTRACT

In the present study, a new type of air heater is developed using porous radiant burner. The air heater has three layered structure and works based on energy conversion method between gas enthalpy and thermal radiation. The main layer operates as a porous radiant burner, where the energy of combustion is converted into thermal radiation and emitted towards the two low temperature sections. The porous media in these sections are heated by absorbing the emitted radiation and the low temperature air flowing through the media is effectively heated by the reverse conversion from thermal radiation into gas enthalpy. In order to investigate the heat transfer characteristics of the heater, the coupled energy equations for the gas flows and the porous layers for each section are solved numerically by an iterative method. The Computational results show that this type of air heater has a very high efficiency, especially when the porous layers have high optical thickness.

Key Words: Thermal Radiation, Porous Media, Air Heater

۱- استادیار: ganj110@mail.uk.ac.ir

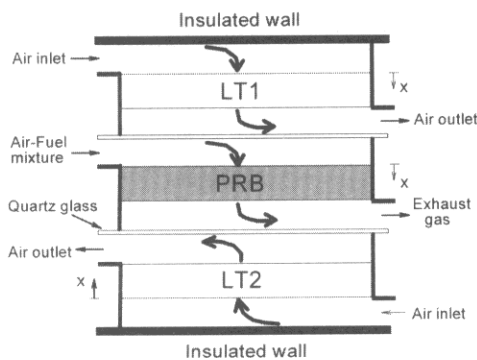
۲- کارشناس ارشد

۱- مقدمه

آمده نشان دهنده راندمان نسبتاً بالایی برای مبدل حرارتی طرح شده بوده است.

در کار حاضر، سعی بر آن است که با بهره‌گیری از مزایای مشعل‌های متخلخل تابشی به‌همراه استفاده از محیط متخلخل در امر تبدیل انرژی تشعشعی به انتقالی گاز طرح جدیدی از یک سیستم هوا گرم‌کن ارائه شود. به این ترتیب که سیستم مورد نظر مشابه مبدل حرارتی گاز به گاز در کار قبلی بوده که تولید شار تشعشعی در قسمت مرکزی توسط یک مشعل متخلخل تابشی انجام می‌شود (شکل (۱)). به منظور تعیین توزیع درجه حرارت گاز و لایه متخلخل در هر کدام از سه قسمت هوا گرم‌کن، با در نظر گرفتن سیستم یک بعدی، معادلات انرژی برای فاز گاز و جامد به‌صورت هم‌زمان حل عددی شده است و در این راستا از مدل دو شار حرارتی (Two Flux Model) جهت محاسبه شار تشعشعی استفاده شده است. از آنجا که اثرات تابشی گاز به‌خصوص در دمای بالا و در شرایط وجود ذرات جامد و بخار آب در محصولات احتراق چشم‌گیر می‌باشد، در معادلات حاکم مربوط به مشعل متخلخل، اثرات تابشی گاز لحاظ شده است. اما در مورد جریان هوا در دو قسمت دیگر از این اثر صرف‌نظر شده است.

با توجه به زیاد بودن ضریب تخلخل محیط بکار رفته از هدایت حرارتی فاز جامد صرف‌نظر شده و فرض بر آن است که مکانیزم انتقال حرارت در محیط متخلخل به‌صورت جابجایی و تابشی بوده و در جریان گاز، انرژی حرارتی به روش جابجایی، هدایت و تشعشع (با فرض گاز تابشی) منتقل می‌شود. در محاسبات انجام شده پدیده احتراق در مشعل متخلخل با در نظر گرفتن یک منبع تولید حرارت با قدرت یکنواخت مدل‌سازی شده است.



شکل ۱- شماتیکی از ساختمان داخلی هوا گرم‌کن.

استفاده از محیط متخلخل در ساختمان داخلی سیستم های حرارتی یکی از راهکارهایی است که می‌تواند منجر به افزایش راندمان این گونه سیستم‌ها شود. در این زمینه تحقیقات متعددی صورت گرفته است که عمدتاً می‌توان روش‌های پیشنهادی را به دو دسته کلی تقسیم نمود. دسته اول در خصوص بازیابی انرژی از گازهای داغ خروجی از آگزوز دستگاه‌های حرارتی بوده، بطوری‌که با نصب یک لایه متخلخل در مسیر عبور گازهای داغ خروجی می‌توان از طریق انتقال حرارت جابجایی انرژی حرارتی قابل توجهی را از جریان گاز دریافت نمود و این انرژی دریافتی را به‌روش مکانیزم تابشی به داخل سیستم بازگرداند [۴-۱].

بخش دیگر فعالیت‌های انجام شده در این زمینه، استفاده از محیط متخلخل در ساختمان داخلی مشعل‌ها می‌باشد. مشعل‌های متخلخل (Porous Radiant Burner) مزایای زیادی نسبت به انواع معمولی داشته که از این جمله می‌توان به پایداری شعله، تبدیل انرژی ناشی از پدیده احتراق به انرژی تشعشعی و در پی آن کاهش درجه حرارت ماکزیم شعله و کاهش میزان آلاینده‌ها در محصولات احتراق اشاره نمود [۶-۵]. با توجه به خواص محیط متخلخل و نقش به‌سزای این محیط در امر تبدیل انتقالی گاز به انرژی تشعشعی و بالعکس، در سال ۲۰۰۴ طرح جدیدی از یک مبدل حرارتی گاز به گاز توسط نویسنده ارائه گردید [۷]. مبدل حرارتی مذکور دارای سه لایه متخلخل در سه قسمت اصلی خود بوده که این لایه‌ها توسط دو دیواره شیشه‌ای از جنس کوارتز از هم‌دیگر جدا شده‌اند. در قسمت مرکزی ضمن عبور جریان گاز داغ از لایه متخلخل پدیده تبدیل انتقالی گاز به انرژی تشعشعی صورت پذیرفته و شارهای تشعشعی خروجی از این لایه پس از عبور از جداکننده‌های شیشه‌ای به سمت دو قسمت بازیاب هدایت می‌شوند. در این دو قسمت، در اثر جذب انرژی تشعشعی درجه حرارت محیط متخلخل افزایش یافته، به‌طوری‌که با عبور جریان هوا از داخل این دو لایه متخلخل می‌توان افزایش قابل ملاحظه‌ای در درجه حرارت هوای ورودی بوجود آورد. در این کار، جهت تعیین مشخصه های حرارتی مبدل، برای هر کدام از سه قسمت ذکر شده معادلات انرژی برای فاز گاز و جامد به‌همراه معادلات انتقال حرارت تشعشعی بر پایه مدل دو شار حرارتی حل عددی شده‌اند بطوری‌که از اثرات تابشی گاز صرف‌نظر شده است. نتایج به‌دست

۲- تئوری

$$u_g \rho_g c_g \frac{dT_g}{dx} (\pi R_0^2) + h_w (2\pi R_0) (T_g - T_\infty) + h_s N_s A_s (\pi R_0^2) (T_g - T_p) - K_g \left(\frac{d^2 T}{dx^2} \right) (\pi R_0^2) + N_s A_s (\pi R_0^2) (\epsilon_g \sigma T_g^4 - \alpha_g \sigma T_p^4) - \alpha_g \pi R_0^2 \frac{dq_n}{dx} - \dot{Q} \delta(x) (\pi R_0^2) = 0, \quad (1)$$

$$h_s N_s A_s (T_p - T_g) + (1 - \alpha_g) \frac{dq_n}{dx} - N_s A_s (\epsilon_g \sigma T_g^4 - \alpha_g \sigma T_p^4) = 0, \quad (2)$$

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

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

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

در معادله انرژی مربوط به گاز، $\delta(x)$ در ناحیه داخل شعله برابر یک و در نواحی دیگر معادل با صفر می باشد. به منظور حل معادلات حاکم، با تعریف پارامترهای زیر فرم بدون بعد معادلات بدست آمده است:

$$\lambda = \frac{u_g \rho_g c_g}{2\sigma T_{g_0}^3}, \quad Q^{+,-} = \frac{q^{+,-}}{\sigma T_{g_0}^4}, \quad P_w = \frac{h_w}{u_g \rho_g c_g},$$

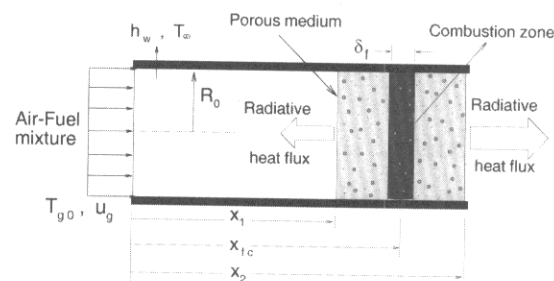
$$\tau = \sigma_e x, \quad Pe = \frac{u_g \rho_g c_g R_0}{K_g}, \quad P_1 = \frac{u_g \rho_g c_g T_{g_0}}{\delta \dot{Q}}$$

$$Q = \frac{h_s N_s A_s R_0}{u_g \rho_g c_g}, \quad X = \frac{x}{R_0}, \quad H = \frac{h_w}{h_s}, \quad \omega = \frac{\sigma_s}{\sigma_e}$$

$$\tau_0 = \sigma_e \delta, \quad \theta = \frac{T}{T_{g_0}}, \quad R = \frac{h_s N_s A_s}{2\sigma_e \sigma T_{g_0}^3} = \lambda \times \frac{Q}{\tau_0} \times \frac{\delta}{R_0}$$

که در پارامترهای فوق، Pe عدد پکلت جریان، R نسبت انرژی انتقال یافته بین فاز جامد و گاز به طریق جابجایی به انرژی تشعشعی، P نسبت انرژی حرارتی منتقل شده 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 باشند. با بکارگیری این پارامترها، فرم بدون بعد معادلات بصورت زیر بدست می آید:

از آنجایی که در هر کدام از سه قسمت هوا گرم کن عبور جریان گاز از داخل لایه متخلخل به همراه انتقال حرارت بین این دو انجام می پذیرد، معادلات حاکم برای سه قسمت مذکور مشابه هم بوده بطوری که در مقاله حاضر جهت رعایت مختصرنویسی مشروح این معادلات به تفصیل در مورد مشعل متخلخل تابشی نوشته شده و مورد بحث قرار گرفته است. بدیهی است که معادلات مربوط به دو قسمت دیگر را می توان از معادلات مربوط به مشعل متخلخل تابشی با حذف ترم تولید حرارت در ناحیه احتراق و با صرف نظر از اثرات تابشی گاز به دست آورد. در شکل (۲) شماتیکی از یک مشعل متخلخل تابشی رسم شده است. مخلوط سوخت و هوا از مقطع $x=0$ وارد مجرای با قطر $2R_0$ شده و لایه متخلخل در ناحیه $x_1 < x < x_2$ و در داخل کانال نصب شده است. جریان ورودی با دمای یکنواخت T_{g_0} وارد کانال شده و توزیع سرعت از نوع اسلاگ (Slug) با مقدار ثابت u_g در نظر گرفته شده است.



شکل ۲- مشعل متخلخل تابشی بکار رفته در هوا گرم کن.

ناحیه احتراقی (Combustion Zone) به ضخامت δ_f در داخل لایه متخلخل واقع شده بطوری که x_{fc} نشان دهنده موقعیت مرکز شعله می باشد. گاز داخل کانال از طریق دیواره می تواند با محیط اطراف با دمای T_∞ و با ضریب انتقال حرارت h_w انرژی حرارتی مبادله کند. نظر به اینکه 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. به این ترتیب، معادلات حاکم شامل معادله انرژی برای گاز و محیط متخلخل و معادلات انتقال حرارت تشعشعی بر اساس مدل دو شار حرارتی به صورت زیر خواهند بود [۸].

عددی حل شده‌اند. روش حل معادلات حاکم که بایستی به‌طور هم‌زمان صورت گیرد به قرار زیر است:

۱- تخمین اولیه‌ای از توزیع دمای گاز و محیط متخلخل و شارهای تشعشعی Q^+ , Q^- در نظر گرفته می‌شود.

۲- فرم اختلاف محدود معادله (۶) با استفاده از الگوریتم سه قطری توماس (Thomas Algorithm) حل شده و توزیع دمای گاز در طول لایه به‌دست می‌آید.

۳- با استفاده از مقادیر θ_g بدست آمده در مرحله دوم در هر کدام از نقاط محاسباتی، معادلات (۸) و (۹) با روش رانج کوتاه حل شده تا توزیع شار تشعشعی Q^+ , Q^- در طول لایه به‌دست آید.

۴- مقادیر جدید θ_p در هر کدام از نقاط محاسباتی با استفاده از معادله جبری (۷) محاسبه می‌گردد.

۵- مراحل ۲ تا ۴ تا رسیدن به شرایط هم‌گرایی تکرار می‌شوند.

لازم بذکر است که در حل عددی صورت گرفته از یک شبکه یک بعدی شامل ۱۰۰ تا ۲۰۰ نقطه محاسباتی (بسته به ضخامت اپتیکی لایه متخلخل) استفاده شده است.

۳- هوا گرم‌کن متخلخل

همان‌طور که در شکل (۱) نمایش داده شده، هوا گرم‌کن مورد نظر دارای سه قسمت اصلی، شامل یک مشعل متخلخل تابشی در مرکز و دو قسمت بازتاب حرارتی که بنام‌های اولین مقطع دما پایین (First Low Temperature Section, LTI) و دومین مقطع دما پایین (Second Low Temperature Section, LT2) می‌باشد. مخلوط سوخت و هوا وارد مشعل متخلخل تابشی (PRB) شده و پس از انجام فرآیند احتراق و تبدیل انتالپی گاز به انرژی تابشی، شارهای تشعشعی خروجی از مشعل پس از عبور از دیواره‌های شیشه‌ای به سمت لایه‌های متخلخل در دو قسمت LTI و LT2 هدایت می‌شوند. در این دو قسمت، به‌واسطه جذب شار تابشی، دمای محیط متخلخل افزایش یافته بطوری‌که در اثر عبور هوا از داخل این محیط افزایش قابل ملاحظه‌ای در انتالپی هوای ورودی ایجاد خواهد شد. در محاسبات مربوط به آنالیز هوا گرم‌کن، فرض بر آن است که مشخصات فیزیکی و تشعشعی لایه‌های متخلخل در سه قسمت معادل هم‌دیگر بوده و از محیط‌های متخلخل مشابهی برای این کار استفاده شده است. به‌علاوه، در طول هوا گرم‌کن مشخصات

$$\frac{d\theta_g}{dx} + 2P_w(\theta_g - \theta_\infty) + Q(\theta_g - \theta_p) - \frac{\delta(x)R_0}{P_1\delta} - \frac{1}{Pe} \frac{d^2\theta_g}{dx^2} + \frac{HQ}{2\lambda P_w}(\varepsilon_g\theta_g^4 - \alpha_g\theta_p^4) - \frac{\alpha_g\tau_0}{\lambda\delta}(1-\omega)[2\theta_p^4 - (Q^+ - Q^-)] = 0, \quad (6)$$

$$R(\theta_g - \theta_p) - (1 - \alpha_g)(1 - \omega)[2\theta_p^4 - (Q^+ + Q^-)] + \frac{Q}{2} \frac{H}{P_w} \frac{\delta}{\tau_0} (\varepsilon_g\theta_g^4 - \alpha_g\theta_p^4) = 0, \quad (7)$$

$$\frac{dQ^+}{d\tau} = -2(1-\omega)Q^+ - 2b\omega Q^+ + 2(1-\omega)\theta_p^4 + 2b\omega Q^-, \quad (8)$$

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

۱-۲- شرایط مرزی

در دهانه ورودی کانال، گاز با دمایی معادل با درجه حرارت محیط اطراف وارد کانال می‌شود که به‌عنوان شرط مرزی در مقطع $x=0$ تلقی می‌شود. لذا داریم:

$$\theta_g = \theta_\infty \quad at \quad x=0. \quad (10-a)$$

در قسمت خروجی لایه متخلخل، شکل تغییر یافته معادله (۶)، با حذف ترم جابجایی بین فاز گاز و جامد و صرف‌نظر از ترم تولید حرارت و اثرات تابشی محیط متخلخل به‌عنوان شرط مرزی دوم قابل استفاده می‌باشد.

در مورد معادلات انتقال حرارت تشعشعی، با فرض اینکه دو شار تشعشعی B_1 , B_2 به ترتیب از بالادست و پایین دست جریان به سمت لایه متخلخل روانه است معادلات زیر به‌دست خواهد آمد:

$$Q^+(X_1) = B'_1, \quad (10-b)$$

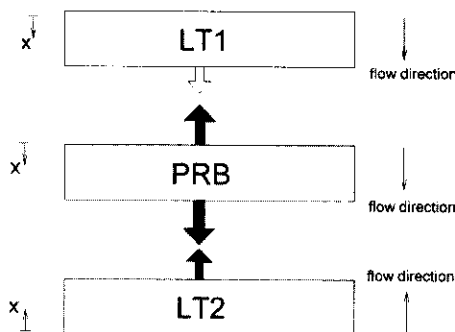
$$Q^-(X_2) = B'_2. \quad (10-c)$$

۲-۲- روش حل

معادلات بدون بعد (۶) الی (۹) به‌منظور محاسبه توزیع درجه حرارت و شار تابشی در طول لایه متخلخل بطور هم‌زمان حل عددی شده‌اند. در این راستا، فرم اختلاف محدود معادله (۶) با استفاده از فرم تفاضل محدود مرکزی در مورد ترم‌های مشتق مرتبه اول و دوم به‌دست و معادلات انتقال حرارت تشعشعی نیز با به‌کارگیری روش حل رانج کوتای مرتبه چهارم به‌صورت

LT2 را نیز مورد آنالیز قرار داد. لازم بذکر است، از آنجایی که هیچ منبع تشعشی در خارج از هوا گرم کن وجود ندارد مقدار B'_1 برای هر کدام از دو قسمت LT1 و LT2 معادل با صفر می باشد. با داشتن مقادیر شار تابشی بدست آمده در این مرحله می توان مقدار تصحیح شده تخمین صورت گرفته در مرحله اول را بدست آورد.

۴- انجام مراحل ۲ و ۳ تا رسیدن به شرط هم گرایی ادامه پیدا می کنند.



شکل ۳- تبادل انرژی تشعشی بین لایه های موجود در هوا گرم کن.

۴- نتایج

در ابتدا، جهت بررسی صحت مدل تئوریک بکار گرفته شده و نتایج عددی بدست آمده در مورد یک مشعل متخلخل تابشی که مشخصات کامل آن در مرجع [۶] آمده محاسبات مربوطه انجام گرفته و توزیع درجه حرارت گاز در طول مشعل با نتایج تئوریک گزارش شده در مرجع [۶] طی شکل (۴) با هم مقایسه شده اند. همان طور که دیده می شود درجه حرارت ماکزیمم گاز در ناحیه داخل محفظه احتراق واقع شده که پس از آن بواسطه تبدیل انتالیی گاز به انرژی تابشی توسط محیط متخلخل شاهد افت درجه حرارت گاز در طول مشعل خواهیم بود. لازم به ذکر است که در محاسبات مربوط به این شکل بر اساس فرضیات بکار گرفته شده در مرجع [۶] گاز به صورت غیر تابشی در نظر گرفته شده است. به هر حال، انطباق بین نتایج، صحت محاسبات انجام شده را تایید می نماید. از آنجایی که معادلات حاکم بر جریان گاز در داخل محیط متخلخل در هر کدام از سه قسمت هوا گرم کن شبیه بهم می باشند، لذا می توان به این نتیجه رسید که با مدل تئوریک به کار گرفته شده و محاسبات عددی

فیزیکی و حرارتی گاز در هر کدام از سه قسمت ثابت و معادل با هم در نظر گرفته شده است. جهت آنالیز جریان گاز و محیط متخلخل در هر کدام از سه قسمت LT1، PRB و LT2 ملاحظات زیر در نظر گرفته شده است.

۱- هر کدام از لایه ها بطور جداگانه آنالیز شده بطوریکه با در نظر گرفتن یک سیستم مختصات یک بعدی و در نظر داشتن محور x در راستای جریان مدل تئوریک مورد نظر اعمال می گردد.

۲- دمای گاز ورودی در هر سه قسمت معادل درجه حرارت محیط فرض شده و دمای $T_{g0} = T_{\infty}$ بعنوان درجه حرارت مرجع مورد استفاده قرار گرفته شده است.

۳- با توجه به شکل شماره (۱) و بر اساس پارامترهای نشان داده شده در شکل شماره ۲، هر کدام از لایه ها در مقطع ورودی کانال مربوطه نصب شده اند و مقدار x_1 برای هر سه قسمت معادل صفر در نظر گرفته شده است.

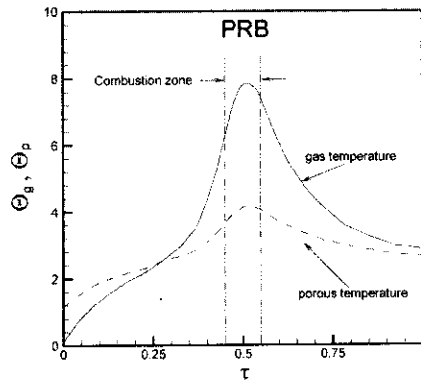
نظر به اینکه لایه های متخلخل در دو قسمت LT1 و LT2 بواسطه اثرات تشعشی مشعل افزایش درجه حرارت قابل ملاحظه ای پیدا می کنند می توانند خود نیز قسمتی از این انرژی دریافتی را بصورت شار تابشی صادر نمایند. لذا در سیستم مورد نظر علاوه بر مشعل، دو لایه متخلخل دیگر نیز می توانند در صدور شار تابشی شرکت داشته باشند. در شکل (۳)، شماتیکی از چگونگی استقرار لایه های متخلخل بهمراه شار تابشی صادره از این لایه ها رسم شده است. با توجه به این شکل که در تشخیص شرایط مرزی در حل معادلات انتقال حرارت تابشی سودمند است می توان مراحل محاسباتی مربوط به آنالیز هوا گرم کن را بصورت زیر خلاصه نمود:

۱- تخمین اولیه ای از شار های تابشی B'_1, B'_2 تابیده شده به مشعل (از جانب LT1 و LT2) فرض می شود.

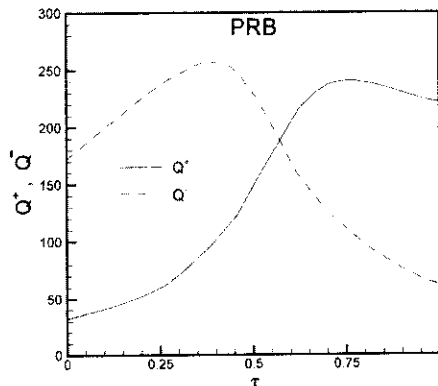
۲- معادلات حاکم مربوط به مشعل بصورت عددی حل شده و توزیع پارامترهای وابسته $\theta_r, \theta_m, Q^+, Q^-$ در طول مشعل محاسبه می شود.

۳- به منظور آنالیز قسمت LT1، مقدار $Q^-(\tau=0)$ بدست آمده از مرحله قبل در فاکتور ضرب شکل بین دو لایه مجاور ضرب شده و حاصل بدست آمده بعنوان شار تابشی B'_2 تابیده شده به لایه LT1 در نظر گرفته می شود. با حل معادلات حاکم می توان توزیع درجه حرارت گاز، لایه متخلخل و شارهای تابشی را در طول LT1 بدست آورد. بطریق مشابه می توان قسمت

می‌شود که بیشترین مقدار این پارامتر در ناحیه‌ای خارج از محدوده احتراق واقع شده و داشتن مقادیر غیر صفر در مورد شار تابشی Q^+ در ابتدای لایه و Q^- در انتهای لایه به واسطه اثرات وجود لایه‌های متخلخل در دو قسمت LT1 و LT2 و شارهای تشعشی صادره از آنها به سمت مشعل می‌باشد که بعنوان شرایط مرزی جهت حل معادلات انتقال حرارت تشعشی در مشعل به کار گرفته شده‌اند. مقادیر Q^+ در انتهای لایه $[Q^+(\tau_0)]$ و Q^- در ابتدای لایه $[Q^-(0)]$ شارهای تابشی خروجی از مشعل بوده که به سمت لایه های موجود در دو قسمت LT1 و LT2 هدایت می‌شوند بدیهی است که این دو شار حرارتی نقش اساسی و مهم را در چگونگی کارکرد هوا گرم‌کن طراحی شده دارا می‌باشند. هرچه مقدار این دو شار تابشی بیشتر باشد مشعل متخلخل توانسته قسمت زیادتری از انرژی حاصل از احتراق را به صورت تشعشع از خود صادر نماید و به دنبال آن راندمان کارکرد هوا گرم‌کن افزایش خواهد یافت.



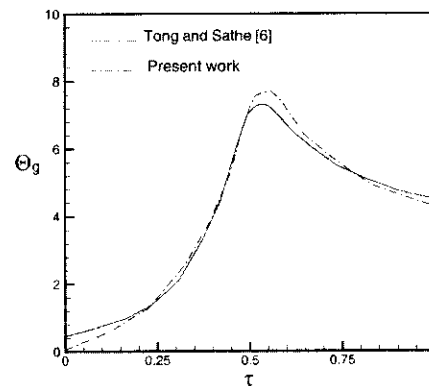
شکل ۵- الف) توزیع درجه حرارت.



شکل ۵- ب) توزیع شار تابشی.

شکل ۵- توزیع درجه حرارت و شار تابشی در طول مشعل متخلخل.

مربوطه می‌توان هوا گرم‌کن مورد نظر را با دقت قابل قبولی مورد تجزیه و تحلیل قرار داد. در طول محاسبات مربوط به هوا گرم‌کن فرض بر آن است که هوای ورودی به دو قسمت LT1 و LT2 با دمایی معادل درجه حرارت محیط وارد لایه متخلخل می‌شود و در هر کدام از این دو قسمت جهت جریان هوا در داخل لایه متخلخل مربوطه در جهت خلاف شار تابشی تابیده شده به لایه متخلخل می‌باشد. چرا که در این شرایط اختلاف درجه حرارت بین جریان هوای سرد و لایه متخلخل گرم کمتر شده و به فرآیند انتقال حرارت بازگشت پذیر نزدیک‌تر خواهیم بود. تمامی سه لایه مشابه موجود در هوا گرم‌کن با شعاع R_0 و به فاصله $R_0/4$ از یکدیگر در نظر گرفته شده‌اند که به این ترتیب مقدار ضریب شکل بین دو لایه مجاور معادل 0.18 بدست می‌آید.



شکل ۴- توزیع درجه حرارت گاز در طول مشعل متخلخل تابشی.

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

$$p_w = 0, \xi_{ff} = 0.5, \theta_{\infty} = 1, P_1 = 0.0136, \alpha_g = \varepsilon_g = 0$$

در اشکال (۵)، توزیع درجه حرارت و شار تابشی در طول مشعل موجود در سیستم هوا گرم‌کن نمایش داده شده است. در این مورد، ناحیه احتراقی با ضخامتی معادل 0.1 ضخامت کل لایه متخلخل در وسط لایه مستقر می‌باشد ($\xi_{ff} = 0.5$). با توجه به شکل دیده می‌شود در ناحیه‌ای که عمل پیش گرم شدن مخلوط ورودی سوخت و هوا انجام می‌گیرد، دمای محیط متخلخل از دمای گاز بیشتر بوده تا این که انرژی حرارتی از فاز جامد به فاز گاز انتقال یابد. انرژی آزاد شده در طی عمل احتراق باعث می‌شود که بیشترین دمای گاز و لایه متخلخل در داخل ناحیه احتراقی واقع شود، به طوری که پس از آن درجه حرارت کاهش می‌یابد. در مورد شار تشعشی Q^+ ، Q^- نیز مشاهده

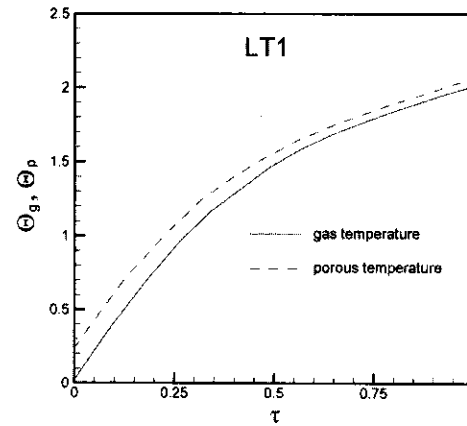
اطلاعات مربوط به شکل (۵) عبارتند از:

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

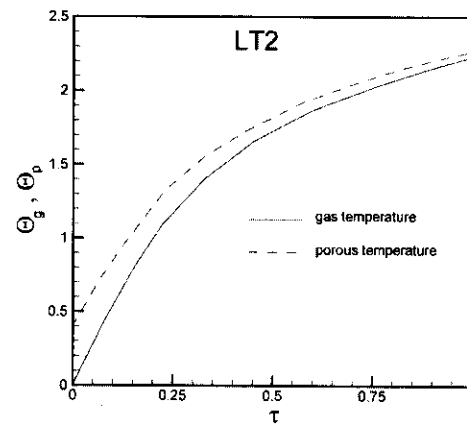
$$P_1 = 0.006, P_w = 0.1, \xi_{ff} = 0.5, \omega = 0, \theta_\infty = 1$$

$$\alpha_g = \varepsilon_g = 0.1.$$

در اشکال (۶)، توزیع دمای لایه متخلخل و درجه حرارت گاز در طول لایه‌های متخلخل موجود در دو قسمت LT1 و LT2 رسم شده است. در هر دو قسمت توزیع درجه حرارت مشابه هم بوده به‌طوری‌که با بیشتر بودن درجه حرارت محیط متخلخل نسبت به دمای گاز و در اثر انتقال حرارت جابه‌جایی، انرژی حرارتی از فاز جامد به فاز گاز انتقال یافته و با عبور جریان هوا از داخل لایه متخلخل افزایش قابل توجهی در درجه حرارت جریان هوا حاصل خواهد شد.



(۶-الف) توزیع دما در LT1.



(۶-ب) توزیع دما در LT2.

شکل ۶- توزیع دمای گاز و محیط متخلخل در دو قسمت LT2 و LT1

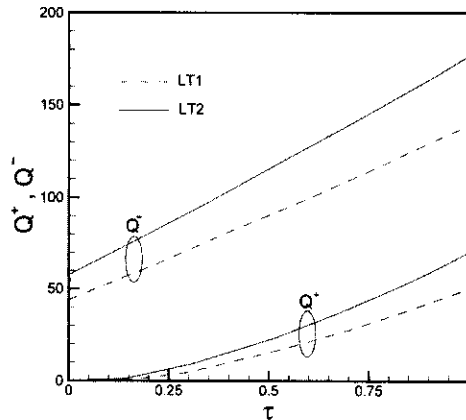
اطلاعات مربوط به شکل (۶) عبارتند از:

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

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

$$\alpha_g = \varepsilon_g = 0.1.$$

در شکل (۷)، توزیع شار تابشی در طول لایه‌های متخلخل در دو قسمت LT1 و LT2 نمایش داده شده است. کاهش شار تابشی Q^- در جهت خلاف جریان هوا در واقع به‌واسطه جذب انرژی تابشی توسط محیط متخلخل و تبدیل آن به نتایی گاز می‌باشد در ابتدای هر کدام از این دو لایه مقدار Q^+ برابر صفر بوده (هیچ منبع تشعشعی خارج از هوا گرم‌کن وجود ندارد) و با پیشروی در طول لایه متخلخل و با افزایش درجه حرارت محیط متخلخل، شار تابشی Q^+ صافه از محیط متخلخل نیز رشد صعودی خواهد داشت که در شکل (۷) بوضوح دیده می‌شود.



شکل ۷- تغییرات شار تابشی در دو قسمت LT2 و LT1

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

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

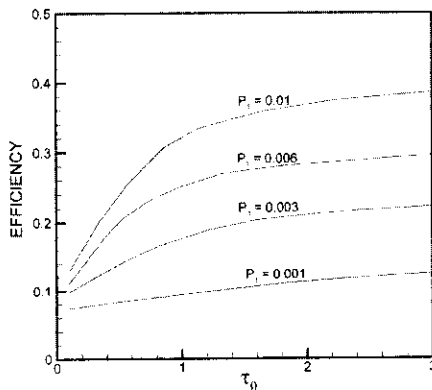
$$\alpha_g = \varepsilon_g = 0.1$$

در شکل (۸) توزیع دمای هوا در دو قسمت LT1 و LT2 به‌ازای دو مقدار مختلف از ضخامت اپتیکی لایه متخلخل رسم شده است. دیده می‌شود که با استفاده از لایه‌های متخلخلی با ضخامت اپتیکی بالا می‌توان افزایش بیشتری در درجه حرارت هوای ورودی به هوا گرم‌کن ایجاد نمود. به‌علاوه، با مقایسه منحنی‌های موجود در شکل (۸) می‌توان به این واقعیت دست یافت که مقطع LT2 داغتر از مقطع LT1 می‌باشد. قابل ذکر است در محاسبات مربوط به شکل (۸)، پارامتر بدون بعد P_1 معادل 0.001 در نظر گرفته شده است. یکی از فاکتورهای مهم

$$\eta = P_1 \frac{\delta}{\delta_f} [(\theta_{ao} - \theta_\infty)_{LT1} + (\theta_{ao} - \theta_\infty)_{LT2}]$$

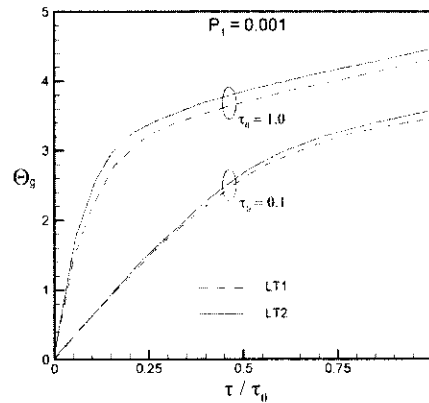
در شکل (۹) منحنی تغییرات راندمان هوا گرم کن بر حسب ضخامت اپتیکی لایه متخلخل و به ازای مقادیر مختلف پارامتر P_1 رسم شده است. دیده می‌شود که با افزایش مقدار τ_0 راندمان هوا گرم کن بیشتر شده و این ازدیاد راندمان در شرایط داشتن P_1 بالا چشم‌گیر خواهد شد. به هر حال، نتایج محاسبات انجام شده نشانگر راندمان بسیار خوبی برای هوا گرم کن مورد نظر می‌باشد، به خصوص در شرایطی که از لایه‌های متخلخل با ضخامت اپتیکی بالا در ساختمان هوا گرم کن استفاده شود. در مورد ارتباط بین راندمان و پارامتر بدون بعد P_1 می‌توان به این نکته اشاره نمود که در صورت داشتن شدت تولید حرارت زیاد در داخل مشعل (داشتن P_1 کوچک)، درجه حرارت گازهای اگزوز در خروجی مشعل افزایش یافته که خروج این انرژی حرارتی جزء اتلافات سیستم به حساب می‌آید. لذا، پیشنهاد می‌شود در صورت به‌کارگیری مشعل‌هایی با قدرت بالا از لایه‌های متخلخل با ضخامت اپتیکی زیاد در ساختمان هوا گرم کن استفاده شود.

نتایج تجربی بدست آمده نشان دهنده راندمانی معادل ۲۰٪ در بهترین شرایط کارکرد برای مبدل مذکور می‌باشد لذا، با توجه به شکل (۹) می‌توان دریافت که مبدل طراحی شده در کار حاضر عملکرد خوبی از خود نشان می‌دهد.



شکل ۹ - وابستگی راندمان هواگرمکن به

در تعیین مقدار پارامتر بدون بعد P_1 ، شدت تولید حرارت در داخل مشعل (Q) می‌باشد. با توجه به تعریف پارامتر P_1 بدیهی است هرچه شدت تولید حرارت در داخل مشعل زیادتر شود، مقدار P_1 کمتر خواهد شد. با مقایسه اشکال (۶) و (۸) می‌توان چنین نتیجه گرفت که درجه حرارت هوای خروجی از هوا گرم کن وابستگی زیادی به شدت حرارت تولید شده داخل مشعل داشته و با بیشتر شدن این پارامتر، هوای خروجی از هوا گرم کن داغ‌تر خواهد بود.



شکل ۸ - توزیع درجه حرارت هوا در دو قسمت LT1 و LT2 بازای دو مقدار مختلف ضخامت اپتیکی.

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

$$\alpha_g = \epsilon_g = 0.1$$

$$P_w = 0.1, \xi_{\mu} = 0.5, \omega = 0, \theta_\infty = 1$$

جهت بررسی عملکرد هوا گرم کن مورد نظر، محاسبه راندمان این سیستم ضروری بوده که بر طبق معادله زیر قابل تعیین می‌باشد:

$$\eta = \frac{[m_a c_{pa}(T_{ao} - T_\infty)]_{LT1} + [m_a c_{pa}(T_{ao} - T_\infty)]_{LT2}}{Q \pi R_0^2 \delta_f}$$

در این معادله، m_a دبی جرمی هوا، c_p ظرفیت حرارتی فشار ثابت هوا، T_{ao} دمای هوای خروجی و δ_f ضخامت شعله در داخل مشعل می‌باشد.

با استفاده از پارامترهای بدون بعد تعریف شده می‌توان رابطه زیر را جهت محاسبه راندمان هوا گرم کن بدست آورد:

q^{+-}	شار تشعشعی به سمت پایین دست و بالادست، (W/m^2)
Q	پارامتر بدون بعد، $h_s N_s A_s R_0 / \rho_g c_g u_g$
Q^{+-}	شار تابشی بدون بعد، $q^{+-} / \sigma T_{g_0}^4$
R	پارامتر بدون بعد، $h_s N_s A_s / 2\sigma_e \sigma T_{g_0}^3$
R_0	شعاع کانال، (m)
T	درجه حرارت، ($^{\circ}C$)
T_{∞}	درجه حرارت هوای خروجی از مقطع دما پایین ($^{\circ}C$)
T_{g_0}	دمای گاز ورودی به کانال، ($^{\circ}C$)
u	سرعت، (m/s)
x	محور مختصات در جهت جریان
x_{fc}	موقعیت مرکز شعله، (m)

علائم یونانی

α_g	ضریب جذب گاز
ε_g	ضریب صدور گاز
δ	ضخامت لایه متخلخل، (m)
θ	دمای بدون بعد، T / T_{g_0}
Θ	دمای بدون بعد، $(T - T_{\infty}) / T_{\infty}$
δ_f	ضخامت ناحیه شعله، (m)
ξ_{fc}	موقعیت بدون بعد شعله، $x_{fc} / (x_2 - x_1)$
η	راندمان هوا گرمکن متخلخل
ρ	دانسیتته، (kg/m^3)
λ	پارامتر بدون بعد، $\frac{u_g \rho_g c_g}{2\sigma T_{g_0}^3}$
σ	ضریب استفن بولتزمن، $W/m^2 K^4$
σ_s	ضریب پخش، (m^{-1})
σ_a	ضریب جذب، (m^{-1})
σ_e	مجموع ضرایب پخش و جذب، (m^{-1})
τ	عمق اپتیکی، $\sigma_e(x - x_1)$
τ_0	ضخامت اپتیکی، $\sigma_e \delta$

زیرنویس ها

g, s	فاز گاز و جامد
p	محیط متخلخل

ضخامت اپتیکی لایه متخلخل بازای مقادیر مختلف پارامتر بدون بعد P_1 .

$$\delta / R_0 = 0.1, \quad Q = 200, \quad \lambda = 9.71, \quad Pe = 153, \\ \alpha_g = \varepsilon_g = 0.1, \quad \theta_{\infty} = 1, \quad \omega = 0, \quad \xi_{fc} = 0.5, \quad P_w = 0.1$$

۵- نتیجه گیری

در کار حاضر، بر اساس فرآیند تبدیل انرژی بین انتالپی گاز و انرژی تشعشعی با استفاده از محیط متخلخل طرح جدیدی از یک سیستم هوا گرمکن ارائه شده است که یکی از ویژگی‌های مثبت آن داشتن ساختمان داخلی بسیار ساده می‌باشد. هوا گرمکن مذکور سه لایه‌ای بوده که در لایه مرکزی انرژی حاصل از فرآیند احتراق به صورت انرژی تشعشعی منتشر شده و در دو لایه دیگر تبدیل انرژی تابشی به انتالپی گاز انجام می‌گیرد. نتایج شبیه سازی حرارتی نشان دهنده راندمان بالایی برای سیستم طرح شده بوده، به خصوص در شرایطی که از لایه‌های متخلخل با ضخامت اپتیکی بالا در ساختمان هوا گرمکن استفاده شود.

۶- فهرست علائم

A_s	سطح ذرات تشکیل دهنده محیط متخلخل، (m^2)
b	ضریب پخش معکوس
B	شار تشعشعی تابیده شده به مشعل، (W/m^2)
B'	شار تشعشعی بدون بعد تابیده شده به مشعل، $B / \sigma T_{g_0}^4$
c_p	ظرفیت حرارتی، ($J/kg^{\circ}C$)
h	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، ($W/m^2^{\circ}C$)
h_s	ضریب انتقال حرارت جله‌جایی بین فاز گاز و جلد، ($W/m^2^{\circ}C$)
K	ضریب هدایت حرارتی، ($W/m^{\circ}C$)
\dot{m}	دبی جرمی جریان، (kg/s)
N_s	تعداد ذرات بر واحد حجم، (m^{-3})
Pe	عدد پکلت، $\rho_g c_g u_g R_0 / K_g$
P_w	پارامتر بدون بعد، $h_w / \rho_g c_g u_g$
P_1	پارامتر بدون بعد، $\rho_g c_g u_g T_{g_0} / Q \delta$

- Energy Conversion between Gas Enthalpy and Thermal Radiation”, J. Power and Eng., Vol. 218, pp. 387-394, 2004.
8. Ganjalikhan Nassab, S.A. and Fallah, M. “Energy Recovery by Porous Medium Considering as Radiation”, ISME 2005, Isfahan Univ. of Tech., 2005.

دیوار	w
ورودی و خروجی لایه متخلخل	1,2
جمع جبری	n
هوا	a
خروجی	o
محیط اطراف	∞

مراجع

1. Echigo, R. “Effective Energy Conversion Method Between Gas Enthalpy and Thermal Radiation and Application to Industrial Furnaces”, The 7th Int. Heat Transfer Conf., Munchen, Vol.6, pp. 361- 366, 1982.
2. Wang, K.Y. and Tien, C.L. “Thermal Insulation in Flow Systems”, Combined Radiation Spectroscopy and Radiative Transfer J., pp. 1-11, 2003.
3. Yoshida, H., Yung, J.H., Echigo, R., and Tomimura, T. “Transient Characteristics of Combined Conduction, Convection, and Radiation Heat Transfer in Porous Media”, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 33, No. 5, pp. 847-857, 1990.
4. Ganjalikhan Nassab, S.A. “Transient Characteristics of an Energy Recovery System Using a Porous Medium”, Eng., J. Power and Energy, Vol. 216, pp. 387-394, 2002.
5. Talukdar, P., Mishra, S., Trimis, D., and Durst, F. “Heat Transfer Characteristics of a Porous Radiant Burner Under the Influence of 2-D Radiation Field”, J. Heat Transfer, Vol. 106, pp. 453-459, 1984.
6. Tong, T.W. and Sathe, S.B. “Heat Transfer Characteristics of Porous Radiant Burners”, Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol. 113, pp. 423-428, 1991.
7. Ganjalikhan Nassab, S.A. “Effective Gas-to-Gas Heat Exchanger by Means of