

مطالعه آزمایشگاهی و عددی اثر استفاده از پدیده تحریک لایه مرزی گرمایی بر بهبود راندمان بخاریهای گازسوز خانگی

محسن کهرم، سید محمد جوادی و مرتضی عنبرسوز*
گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد

(دریافت مقاله: ۱۳۸۹/۹/۱۵ - دریافت نسخه نهایی: ۱۳۹۰/۸/۱۴)

چکیده -

واژگان کلیدی :

*: مسئول مکاتبات، پست الکترونیکی: m.anbarsooz@gmail.com

Experimental and Numerical Investigation of the Effect of an Insert on Heat Transfer Enhancement of a Domestic Gas Burner

M. Kahrom, S. M. Javadi and M. Anbarsooz

Mechanical Engineering Department, Ferdowsi University of Mashhad

Abstract: Heat transfer from a domestic gas burner heating unit is enhanced by use of vortex generators. The heating unit is first modeled as a three dimensional physical domain for flow of gases, and conservation equations of mass, momentum, energy, species and radiation are discretized over the meshing system of control volumes provided in the domain. Experimental set-up to measure and validate the numerical results is equally established. Two triangular cross section bars are employed as inserts to disturb the flow of gases running inside the combustion chamber. The effect on heat transfer enhancement is then studied both numerically and experimentally. Results show that a jet forms between the insert and the combustion chamber wall. Also, some vortices are formed at downstream to the insert causing the heat transfer augmentation by 16.24% to the surrounding air. The overall efficiency is improved by 2.7% compared to the case of similar environment but with no vortex generators..

Keywords: Boundary layer disturbance, Flow of gases, Bouyant forces, Domestic gas burner.

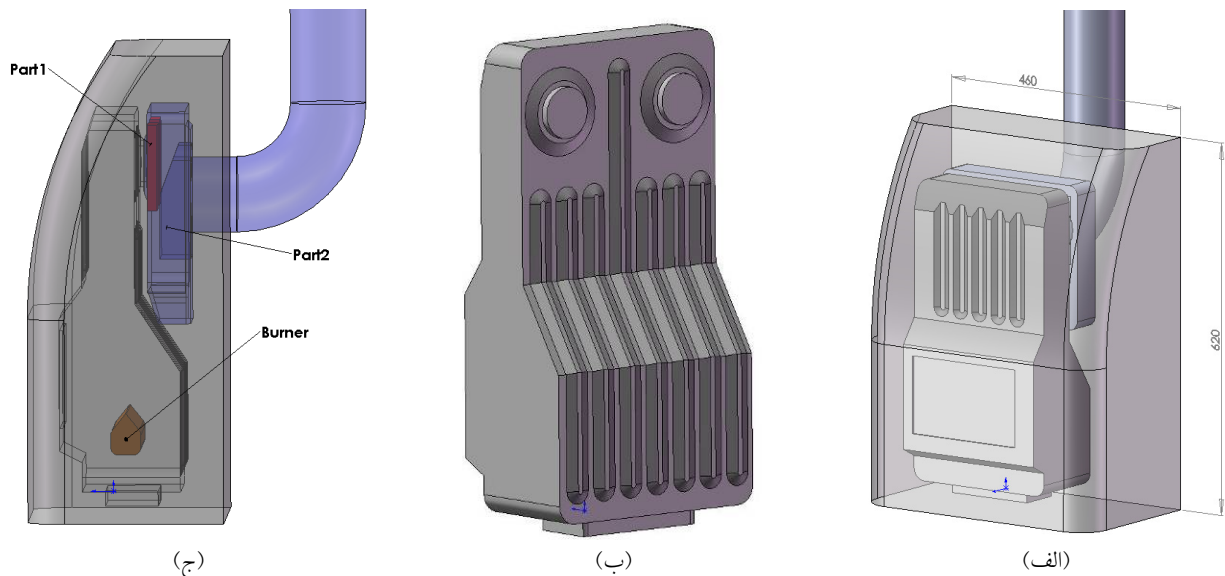
۱- مقدمه

با توجه به سهم مهم گرمایش خانگی در مصرف انرژی، بهینه سازی ساختار تجهیزات گازسوز خانگی و افزایش راندمان آنها از اهمیت بالایی برخوردار است. در این میان، وسعت استفاده از بخاریهای گازسوز خانگی ضرورت تحقیق بر روی بهینه سازی این تجهیزات را دو چندان کرده است. وجود ساختار پیچیده هندسی، همزمانی پدیده‌های مختلفی چون احتراق، روشهای مختلف انتقال گرما (جابه‌جایی آزاد، اجباری و تابش)، و همچنین اثر نیروی شناوری در تامین هوای احتراق (با توجه به ساختار اتمسفریک مشعل) سبب ضعف روشهای تجربی مبتنی بر سعی و خطا در بهبود راندمان شده است و ضرورت استفاده از شبیه سازی رایانه‌ای احساس می‌شود. استفاده از شبیه‌سازی به دلیل امکان درک کاملتر فرایندهای سیالاتی، گرمایی و احتراقی امکان کنترل این فرایندها را در جهت افزایش راندمان و انتقال گرما فراهم می‌کند.

یکی از روشهای افزایش انتقال گرمای جابه‌جایی، استفاده از تحریک لایه مرزی گرمایی با استفاده از پدیده‌های سیالاتی شامل گردابه، جت و نقطه سکون است. ایجاد گردابه و جت در داخل جریان سبب آشفتگی جریان و برهم خوردن جریان لایه‌ای سیال می‌شود [۱ و ۲]. یکی از این روشها، قرار دادن یک

مانع خارجی با مقاطع مختلف در مجاورت سطح مورد نظر است [۳-۵]. موانع در مسیر جریان با تشکیل جت سیال بین سطح و مانع و همچنین تشکیل گردابه در پشت مانع سبب افزایش موضعی ضریب انتقال گرما می‌شود. از طرفی بر حسب ابعاد صفحه مورد نظر و طول ناحیه می‌توان چیدمان مناسبی از موانع را طراحی کرد تا به نرخ انتقال گرمای مورد نظر دست یافت.

بهاونانی و برگلس [۶] برای تحریک لایه مرزی گرمایی و افزایش ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی آزاد روی صفحه قائم دما ثابت، از قرار دادن موانع مستطیلی با آرایشهای دندانه‌ای^۱ و پلکانی^۲، استفاده کردند. در بهترین آرایش به دست آمده، ضریب انتقال گرمای متوسط از صفحه پله دار ۲۳/۲ درصد افزایش یافته است. دیسرایاد و فیچرا^۳ [۷] به بهینه سازی انتقال گرمای جابه‌جایی آزاد در یک کانال قائم دو بعدی دما ثابت پرداختند. آنها از دو مانع افقی مستطیلی که به‌طور متقارن روی هر دیوار قرار گرفته، برای افزایش ضریب انتقال گرما استفاده کردند. همچنین آنها تأثیر پارامترهای مختلفی را مانند موقعیت موانع (ابتدا، وسط و یا انتهای کانال)، ضریب هدایت گرمایی، گام و ارتفاع آنها را مورد بررسی قرار دادند. اثر استفاده از موانع در جریان جابه‌جایی آزاد



شکل ۱ - مدل سه بعدی ایجاد شده از بخاری مورد مطالعه

تحریک لایه مرزی با استفاده از موانع خارجی بر نرخ انتقال گرما و راندمان آنها مورد بررسی قرار گرفته است. البته باید توجه داشت که موانع مذکور طوری انتخاب شوند که افت فشار ناشی از آنها سبب عدم خروج محصولات احتراق، احتراق ناقص و افزایش منو اکسید کربن نشود.

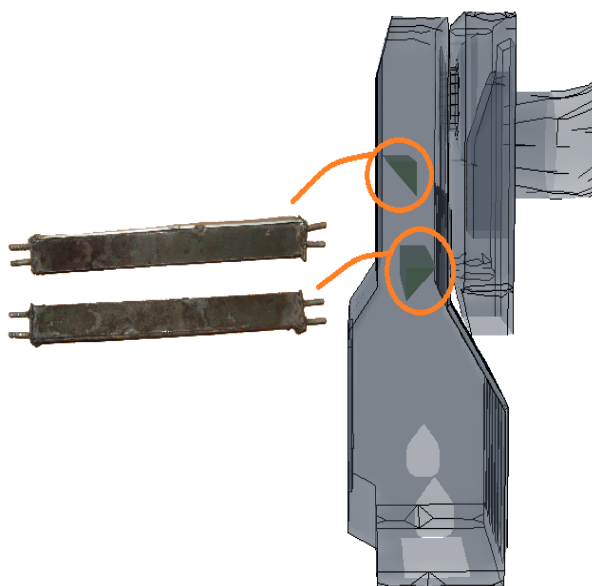
۲- نمونه‌های مورد مطالعه

مطالعه بر روی یک نمونه بخاری با ظرفیت حداکثر ۶۰۰۰ کیلو کالری بر ساعت انجام شده است. هندسه بخاری مدل‌سازی شده و ابعاد کلی آن در شکل (۱) و (۲) نشان داده شده است که شامل برنر، تنوره، محفظه تعدیل و قاب خارجی است که تنوره و محفظه تعدیل از طریق دو لوله استوانه‌ای به قطر ۹۶ میلیمتر به هم متصل شده‌اند.

سوخت ورودی از طریق یک نازل به داخل برنر تزریق شده که به همراه خود مقداری از هوای مورد نیاز (هوای اولیه) را وارد برنر کرده و با آن مخلوط می‌شود. جریان گاز پیش مخلوط شده، با ورود به تنوره محترق شده و در اثر احتراق و ایجاد نیروی شناوری ناشی از افزایش دمای محصولات احتراق و کاهش چگالی به سمت دودکش حرکت می‌کند، مابقی هوای مورد نیاز احتراق از طریق هوای مکیده شده از پایین تنوره به

گذرا روی دیوار قائم، توسط پولیدوری و پدت [۸] مورد مطالعه آزمایشگاهی قرار گرفته است. آنها از سه مانع با ارتفاع و آرایشهای مختلف استفاده کردند و ابعاد گردابه‌های تشکیل شده و توزیع دما در فاصله بین موانع را مورد مطالعه قرار دادند. در تمامی آرایشهای مورد بررسی، انتقال گرمای جابه‌جایی زیر اولین مانع کاهش و بعد از آخرین مانع افزایش پیدا کرده است. از آنجا که موانع ایجاد شده می‌توانند نقش سطوح گسترش یافته (فین) را داشته باشد، انبساطیوگلو [۹] از موانع آدیاباتیک روی سطح قائم در جریان جابه‌جایی آزاد استفاده کردند تا اثر آنها بر تغییر رژیم جریان بهتر نمایان شود. ایشان علاوه بر روش تجربی از حل عددی نیز برای ارائه رابطه‌ای بین پارامترهای هندسی و ضریب انتقال گرما استفاده کردند. پارامترهای مورد بررسی آنها ارتفاع و زوایای مختلف موانع بوده است. در تمامی حالات، ضریب انتقال گرمای صفحه همراه با موانع، بیشتر از صفحه بدون مانع است.

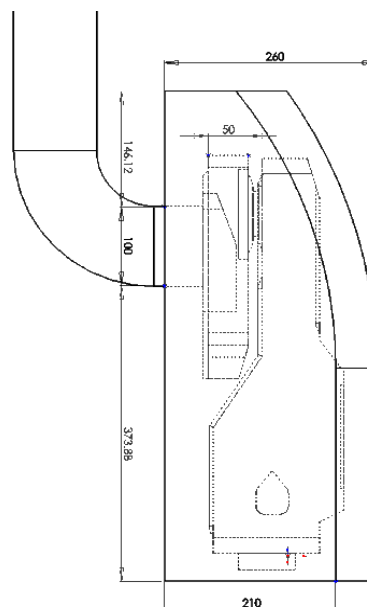
همانطور که ملاحظه شد، به دلیل پایین بودن نرخ انتقال گرما در جریانهای جابه‌جایی آزاد، توجه بسیاری از محققان به افزایش ضریب انتقال گرما با استفاده از ایجاد اغتشاشات در جریان لایه‌ای مجاور دیوار جلب شده است. با توجه به کاربرد عمده جریانهای جابه‌جایی آزاد در بخاریهای گازسوز، در این مقاله اثر



شکل ۳- ساختمان بخاری تحریک شده و موانع ساخته شده روش آزمایش

الساقین قائم الزاویه با ارتفاع ۳ سانتیمتر در قسمت بالایی تنوره قرار داده شده است. به دلیل رشد لایه مرزی گرمایی در ناحیه بالایی تنوره، قرار دادن موانع در این ناحیه با ایجاد جت در نزدیکی دیواره می تواند باعث کوچک شدن لایه مرزی گرمایی و افزایش نرخ انتقال گرمای محصولات احتراق به دیواره تنوره و از دیواره تنوره به هوای اطراف تنوره شود. به دلیل بالا بودن دمای محصولات احتراق داخل تنوره، در صورتی که بتوان با استفاده از این روش ضریب انتقال گرما را روی سطح بیشتری از تنوره افزایش داد، نرخ انتقال گرما از محصولات احتراق به هوای اطراف تنوره بهبود چشمگیری خواهد یافت. به همین دلیل مانع دوم برای تحریک جدار سمت چپ تنوره طوری تعبیه شده است که جت حاصل از مانع اول از بین نرفته و از سطح هر دو جدار راست و چپ به خوبی استفاده شود. در شکل (۳) محل قرارگیری موانع در تنوره و دو مانع ساخته شده نشان داده شده است.

بستر آزمایش با توجه به دستورالعمل موجود در استاندارد شماره ۲-۱۲۰۲ شرکت استاندارد و تحقیقات صنعتی ایران [۱۰] در آزمایشگاه شرکت توانکاران آماده سازی شده است. دبی حجمی گاز مصرفی برحسب (متر مکعب بر ساعت) بعد از



شکل ۲- ابعاد خارجی و نمای داخلی اجزای بخاری

داخل تامین می شود. میزان این هوا به هندسه تنوره، ارتفاع دودکش و شرایط احتراق بستگی دارد. پس از ورود مخلوط سوخت و هوا به داخل تنوره بخاری و احتراق آن، گازهای داغ حاصل از احتراق از طریق دو لوله استوانه ای به محفظه تعدیل منتقل می شوند. برای افزایش زمان ماند و پخش شدن کامل محصولات احتراق در محفظه تعدیل، در مقابل دهانه ورودی محصولات احتراق به این محفظه دو مانع مستطیلی قرار گرفته است، در شکل (۱-ج)، جریان پس از عبور از دو مانع فوق مسیر خود را به سمت دهانه ورودی دودکش تغییر می دهد. در این بخش نیز برای ممانعت از خروج سریع محصولات احتراق به داخل دودکش یک مانع در ورودی آن نصب شده است که در شکل (۲) با نام part2 مشخص شده است. جریان محصولات احتراق با ورود به دودکش تحت نیروی شناوری، به سمت خروجی دودکش حرکت می کند. در اثر فشار منفی تولید شده در داخل محفظه بخاری، حجم زیادی از هوا (که گاه چندین برابر هوای مورد نیاز احتراق است) از دهانه محفظه تعدیل داخل آن شده و به همراه محصولات احتراق وارد دودکش می شود.

در نمونه تحریک شده دو مانع با مقطع مثلث متساوی

جدول ۱- مشخصات سنسورهای دستگاه Testo350XL برای اندازه گیری محصولات احتراق

دقت دستگاه در محدوده مورد استفاده	گستره اندازه گیری	گازهای اندازه گیری شده
$\pm 0.4^{\circ}\text{C}$	$0-200^{\circ}\text{C}$	دما
$\pm 1.0^{\circ}\text{C}$	$200-900^{\circ}\text{C}$	
$\pm 0.2\%$	$0-25\%$	O ₂
$\pm 10 \text{ ppm}$	$0-10000 \text{ Ppm}$	CO
$\pm 8 \text{ Ppm}$	$1-3000 \text{ Pm}$	NO
0.1%	-----	درصد هوای اضافه (محاسباتی)

جرم، مومنتوم و انرژی حل می شوند. معادله پیوستگی به شکل دیفرانسیلی خود عبارت است از:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (1)$$

که در آن S_m جرم اضافه شده به فاز پیوسته از فاز دوم گسسته (به عنوان مثال ناشی از تبخیر قطرات مایع) است که در احتراق سوختهای گازی صفر است. همچنین معادله مومنتوم در دستگاه مختصات غیر شتابدار به صورت زیر است [۱۱]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} \quad (2)$$

که در آن P فشار استاتیک و $\rho \vec{g}$ نیروی جرمی گرانشی اند. $\bar{\tau}$ تانسور تنش است که با استفاده از معادله زیر به دست می آید:

$$\bar{\tau} = \mu [(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I] \quad (3)$$

که در آن μ ویسکوزیته سیال و I تانسور واحد است. برای محاسبه جمله های تنش رینولدز در معادلات مومنتوم متوسط گیری شده زمانی از مدل $k-\varepsilon$ RNG استفاده شده است. معادلات بقا برای k و ε به صورت زیرند [۱۲]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j}) + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (5)$$

که در آنها ثوابت $C_{1\varepsilon}$ و $C_{2\varepsilon}$ به ترتیب برابر با $1/42$ و $1/68$

رسیدن بخاری به حالت پایدار در دو دقیقه اندازه گیری شده است [۱۰]. به منظور بررسی عملکرد بخاری مورد مطالعه و اعتبار سنجی حل عددی، پارامترهای غلظت و دمای محصولات احتراق داخل دودکش و همچنین توزیع دما روی بدنه خارجی بخاری و تنوره اندازه گیری شده است. تا زمانی که دو سری متوالی نتایج خوانده شده در فاصله های ۱۵ دقیقه ای کمتر از ۵ درصد با هم اختلاف داشته باشند، آزمایش تکرار شده است [۱۰]. آزمایشهای مورد نظر در دو دبی سوخت $4/5$ و 7 لیتر بر دقیقه و برای دودکشی با طول 165 سانتیمتر در دو حالت وجود و عدم وجود موانع انجام شد.

غلظت محصولات احتراق و دمای دودکش با استفاده از دستگاه Testo 325M و دمای سطح بخاری و نقاط قابل دسترس تنوره با استفاده از دماسنج Testo925 با پروب تماسی اندازه گیری شده است. پروب نمونه برداری استاندارد دستگاه به طول 700 میلیمتر و تحمل دمایی 1000°C دارای ترموکوپل نوع K و دارای شلنگ مخصوص گاز SO_2/NO_2 است. این دستگاه گونه های O_2 ، CO و NO را به طور مستقیم توسط سنسور اندازه گیری و گونه CO_2 را بر حسب درصد اکسیژن اندازه گیری شده، محاسبه می کند. در محدوده اندازه گیریهای انجام شده در این مقاله، دقت سنسورهای کالیبره شده مختلف دستگاه، در جدول (۱) آورده شده است.

۳- معادلات حاکم و روش حل عددی

برای شبیه سازی جریانهای آشفته احتراقی معادلات بقای

هستند. G_k تولید انرژی سینتیک آشفتهگی به دلیل گرادیانهای سرعت متوسط، G_b تولید انرژی سینتیک آشفتهگی به دلیل نیروی بویانسی و α_k و α_ε اعداد پراپرتی موثر معکوس برای k و ε بوده که از معادلات زیر محاسبه می‌شوند [۱۲]:

$$G_k = -\rho u_i' u_j' \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (6)$$

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (7)$$

$$\frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \Big|^{0.6321} \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \Big|^{0.6321} = \frac{\mu}{\mu_{eff}} \quad (8)$$

در مدل‌سازی احتراق غیر آدیباتیک با استفاده از مفهوم کسر مخلوط، معادله انرژی در به شکل انتالپی کلی عبارت است از:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{H}) + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{H}) = \nabla \cdot \left(\frac{k_t}{c_p} \nabla \bar{H} \right) + S_h \quad (9)$$

که k_t ضریب هدایت آشفته است. همچنین انتالپی کلی عبارت است از:

$$H = \sum_j Y_j H_j \quad (10)$$

که در آن Y_j کسر جرمی گونه j ام است و داریم:

$$H_j = \int_{T_{ref,j}}^T c_{p,j} dT + h_j^0(T_{ref,j}) \quad (11)$$

که $h_j^0(T_{ref,j})$ انتالپی تشکیل گونه j ام در دمای مرجع $T_{ref,j}$ است. جمله چشمه در معادله (۹) مربوط به واکنش شیمیایی است و برابر است با:

$$S_h = - \sum_j \frac{h_j^0}{M_j} R_j \quad (12)$$

که h_j^0 انتالپی تشکیل گونه j ام و R_j نرخ تشکیل جزء حجمی گونه j ام است. لازم به ذکر است که در معادله انرژی به شکل انتالپی کلی، معادله (۹)، گرمای تشکیل گونه‌ها در انتالپی کلی گنجانده شده است.

با توجه به ساختار اتمسفریک شعله که سبب اغتشاشات شدیدی در جریان می‌شود و همچنین اهمیت غلظت گونه‌های میانی احتراق شامل H_2 و CO در توزیع دما و نرخ واکنشهای شیمیایی، به جای مدل رایج اتلاف گردابه‌ای^۳ مگنسن-هرتاگر

(۱۹۷۶) از مدل تابع چگالی احتمال (PDF)^۴ استفاده شده است. بررسیهای انجام شده نشان می‌دهد مدل اتلاف گردابه‌ای در محاسبه واکنشهای بیش از دو مرحله قابل استفاده نبوده و در محاسبه غلظت CO در واکنش دو مرحله‌ای متان دقت مناسبی ندارد [۱۳]. نتایج این تحقیق نیز این مطلب را تایید می‌کند.

مدل PDF قابلیت محاسبه تعداد قابل ملاحظه‌ای از گونه‌های واکنش دهنده شامل گونه‌های میانی را داراست. در مدل تولید شده غلظت ۱۰ گونه احتمالی موجود در فرایند احتراق متان که مهمترین آنها H_2 , H_2O , CO , CO_2 , O_2 , CH_4 و N_2 هستند، محاسبه شده است. معادلات انتقال برای کسر مخلوط متوسط (\bar{f})، واریانس آن ($\overline{f'^2}$) و همچنین برای انتالپی (\bar{h}) حل می‌شوند. در سیستمهای غیر آدیباتیک که تغییرات انتالپی ناشی از انتقال گرما، حالت مخلوط را تحت تأثیر قرار می‌دهد، وضعیت ترموشیمیایی مخلوط علاوه بر کسر مخلوط جزئی (f) به انتالپی لحظه‌ای (H) نیز مربوط می‌شود، اما محاسبه انتالپی لحظه‌ای در کاربردهای مهندسی عملی و مقرون به صرفه نیست [۱۴]. به همین دلیل فرض می‌شود که نوسانات انتالپی مستقل از خود انتالپی‌اند. اثرات آشفتهگی بر حالت ترموشیمیایی با استفاده از تابع چگالی به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود [۱۴].

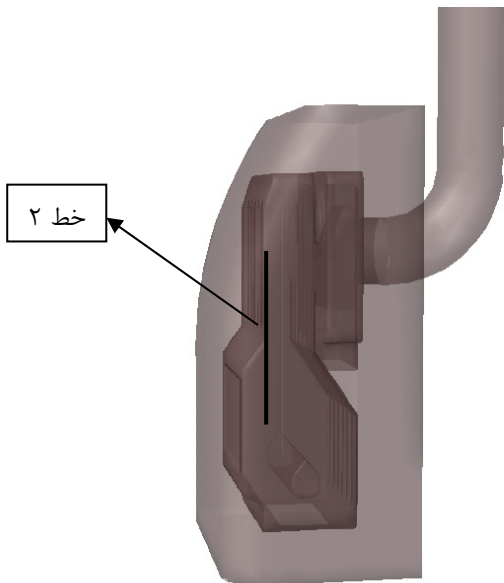
$$\bar{\phi}_i = \int_0^1 \phi_i(f, \bar{H}) p(f) df \quad (13)$$

همچنین از تابع احتمال چگالی β برای ارتباط دادن مقادیر متوسط زمانی کسر جرمی گونه‌ها، دما، و چگالی مخلوط به نوسانات کسر مخلوط استفاده می‌شود. تابع توزیع چگالی β برحسب کسر مخلوط متوسط و واریانس آن به شکل زیر است:

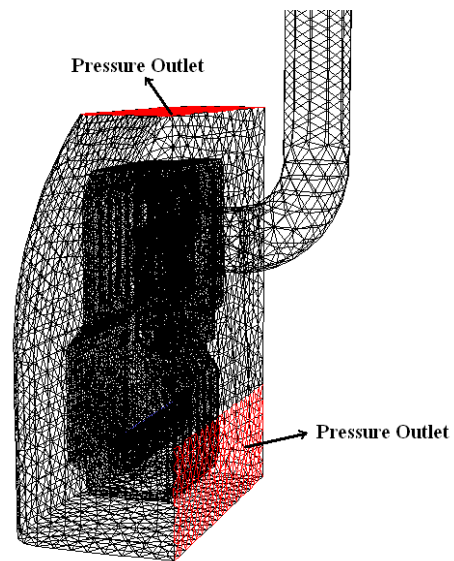
$$P(f) = \frac{f^{\alpha-1} (1-f)^{\beta-1}}{\int_0^1 f^{\alpha-1} (1-f)^{\beta-1} df}, \quad 0 < f < 1 \quad (14)$$

که در آن

$$\alpha = \bar{f} \left[\frac{\bar{f}(1-\bar{f})}{\overline{f'^2}} - 1 \right], \quad \beta = (1-\bar{f}) \left[\frac{\bar{f}(1-\bar{f})}{\overline{f'^2}} - 1 \right] \quad (15)$$



شکل ۵- شماتیک خط ایجاد شده درون تنوره



شکل ۴- شبکه بندی محیط حل و شرایط مرزی

۴- شبکه بندی و شرایط مرزی

با توجه به پیچیدگی هندسه و قطعات متعدد متداخل، از شبکه چهار وجهی برای شبکه بندی استفاده شده است. در بهترین شبکه تولید شده از لحاظ دقت و هزینه محاسبات، تنوره و محفظه تعدیل به ۱۲۹۱۰۵ قسمت و ناحیه خارج تنوره ها به ۸۶۸۹۵ شبکه تقسیم شده است.

با توجه به تغییرات شدید متغیرها داخل تنوره و به ویژه نزدیک دهانه ورودی برنر، ابعاد شبکه بندی در قسمت دهانه برنر تا یک میلیمتر ریز شده است. برای بررسی استقلال از شبکه، خطی مطابق شکل (۵) داخل تنوره ایجاد شده و توزیع دمای محاسباتی روی این خط به ازای تعداد گره مختلف تنوره در شکل (۶) رسم شده است. همانطور که مشاهده می شود دو برابر کردن تعداد گره موجود (۱۲۹۱۰۵) اثر قابل توجهی روی توزیع دمای داخل تنوره نداشته است.

با توجه به پیچیدگی سیستم اختلاط سوخت و هوا در بخاریهای دودکش دار و نقش مهم شناوری در تامین هوای احتراق، انتخاب شرایط مرزی از اهمیت خاصی برخوردار است. با توجه به اینکه بخشی از هوای مورد نیاز احتراق (حدود ۵۰٪) قبل از ورود به محفظه بخاری، در برنر با سوخت مخلوط

با استفاده از متوسط گیری بدون وزن [۱۲]، مقادیر دو پارامتر \bar{f} و \bar{f}^2 در هر نقطه در حوزه محاسباتی با استفاده از معادلات بقای زیر به دست می آیند [۱۴]:

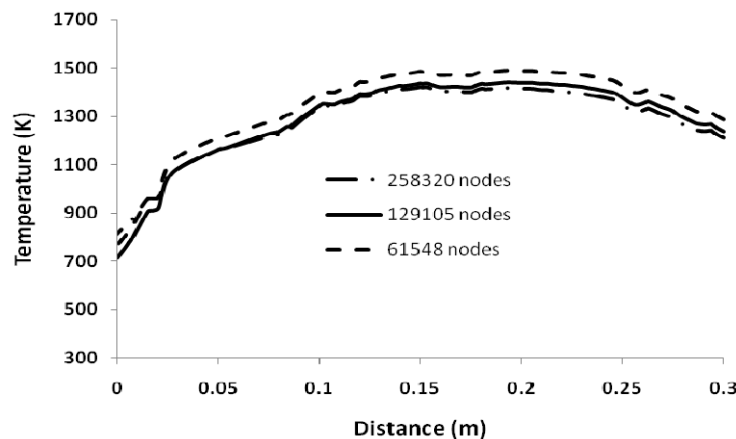
$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \bar{f}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial \bar{f}}{\partial x_i} \right), \quad (16)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \bar{f}^2) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial \bar{f}^2}{\partial x_i} \right) + C_g \mu_t \left(\frac{\partial \bar{f}}{\partial x_i} \right)^2 - C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} \bar{f}^2 \quad (17)$$

که در آن مقادیر ثابت σ_t ، $C_g (= 2/\sigma_t)$ و C_d به ترتیب ۰/۷، ۲/۸۶ و ۲/۰ هستند.

در واقع معادلات انتقال کسر مخلوط بدون جمله چشمه حل می شوند و پس از اختلاط مخلوط سوخت و هوا، وضعیت ترموشیمیایی مخلوط با استفاده از مدل تعادل شیمیایی مدل سازی می شود. در مطالعه حاضر از مدل احتراقی تعادل شیمیایی استفاده شده است [۱۴].

با توجه به اینکه معادلات حاکم با استفاده از نرم افزار تجاری Fluent™ 6.3 و با استفاده از الگوریتم SIMPLE حل شده اند از ذکر جزئیات آن اجتناب می شود و شبکه بندی مورد استفاده و شرایط مرزی در این نرم افزار در قسمت بعدی بیان می شوند.



شکل ۶- بررسی اثر تعداد گره

اندازه گیری شده، کم بودن خطای حاصل از این فرض را تایید می‌کند. عدد ریلی هوا در دمای فیلم $335/5$ درجه کلوین و ارتفاع بخاری 62 سانتیمتر، برابر با $10^8 \times 3/9$ است که نشان دهنده جریان جابه‌جایی آزاد آرام است که مقدار عدد ناسلت متوسط آن از معادله زیر به دست می‌آید [۱۵]:

$$\overline{Nu}_L = \frac{4}{3} \left(\frac{Gr_L}{4} \right)^{1/4} g(Pr) \quad (18)$$

که در آن:

$$g(Pr) = \frac{0.75 Pr^{1/2}}{(0.609 + 1.221 Pr^{1/2} + 1.238 Pr)^{1/4}} \quad (19)$$

با استفاده از خواص در دمای فیلم، $g(Pr) = 0.5$ و $\overline{Nu}_L = 89.94$ به دست می‌آیند که متنظر با ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی $4/05$ است.

۵- نتایج

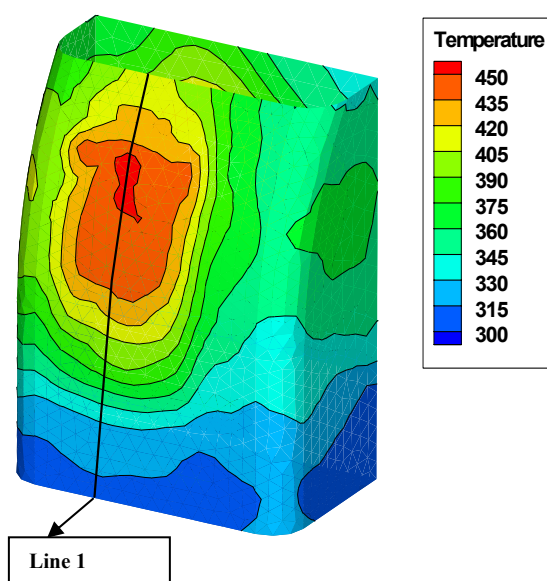
در این مقاله به منظور افزایش راندمان بخاریهای گازسوز خانگی با استفاده از تحریک لایه مرزی، ابتدا یک مدل بخاری رایج شبیه سازی شده و صحت آن با استفاده از نتایج آزمایشگاهی بررسی شد. سپس نمونه تحریک شده با استفاده از شبیه سازی مطالعه شده و با توجه به آن تغییرات مورد نیاز روی بخاری اعمال شد. نتایج آزمایشگاهی به دست آمده افزایش راندمان بخاری تحریک شده را نیز تایید می‌کنند.

می‌شود، کسر جرمی اجزای سوخت ورودی به صورت $0/104$ متان، $0/208$ اکسیژن و $0/688$ نیتروژن تعریف شده است. مابقی هوای احتراق به دلیل مکش دودکش از دریچه پشت بخاری که در شکل (۱) نشان داده شده است، وارد محفظه احتراق می‌شود. برای این دهانه ورودی و همچنین دهانه‌های خروجی هوا مانند دودکش و صفحه بالای بخاری از شرط مرزی فشار خروجی استفاده شده است. کسر جرمی اکسیژن و نیتروژن هوا نیز در این دهانه‌ها به ترتیب $0/23$ و $0/77$ مشخص شده است.

در شرایط آزمایشگاهی دمای هوای محیط اطراف بخاری و هوای ورودی به بخاری 25 درجه سانتی‌گراد است. شرط مرزی جدار خارجی، انتقال گرمای جابه‌جایی آزاد بوده که برای محاسبه ضریب انتقال گرمای آن، دمای سطح بخاری با توجه به نتایج آزمایشهای انجام شده در این پژوهش، به‌طور متوسط 100 درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است. با توجه به مسطح نبودن سطح خارجی بخاری و همچنین همدمای نبودن آن، این فرض سبب اختلاف اندکی در نتایج به دست آمده از شبیه سازی نسبت به نتایج آزمایشگاهی می‌شود. اما با توجه به یکسان بودن شرایط فوق برای هر دو حالت مورد مطالعه، استفاده از شرط مرزی جابه‌جایی به جای حل عددی انتقال گرمای داخل فضای اتاق، سبب کاهش شدید هزینه محاسبات می‌شود. مقایسه نتایج به دست آمده از شبیه سازی با مقادیر

جدول ۲- مقادیر اندازه‌گیری شده در خروجی دودکش

ظرفیت ۷ لیتر بر دقیقه	ظرفیت ۴/۵ لیتر بر دقیقه	
۱۱۹	۱۰۲	دما (درجه سانتی‌گراد)
۱۱	۱۰	CO (ppm)
۱۶/۵	۱۷/۸	O ₂ (%)
۲/۵	۱/۸	CO ₂ (%)
۳۱۵/۵	۴۷۴/۸	Excess air (%)

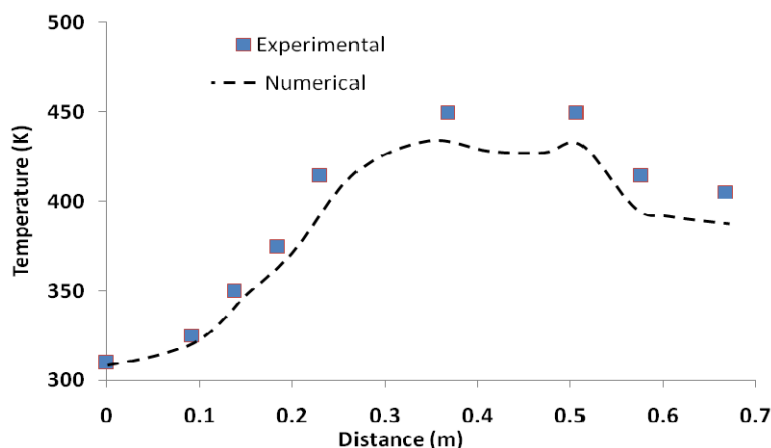


شکل ۷- توزیع دمای محاسبه شده با استفاده از شبیه‌سازی عددی در دبی سوخت ۷/۵ لیتر در دقیقه

برای اعتبارسنجی حل عددی، مقادیر اندازه‌گیری شده دما روی خطی روی سطح بدنه خارجی بخاری با نتایج عددی مقایسه شده است. در شکل (۷) توزیع دمای محاسباتی در دبی سوخت ۷/۵ لیتر در دقیقه و نیز خط تولید شده (line1) نشان داده شده است. در شکل (۸) توزیع دمای محاسباتی با دماهای اندازه‌گیری شده در نقاط مختلف روی خط ۱ که در شکل (۷) نشان داده شده است، مقایسه شده‌اند. همانطور که مشاهده می‌شود نتایج تطابق قابل قبولی با هم دارند، به طوری که حداکثر خطا کمتر از ۹ درصد است.

همچنین مقایسه دما، درصد حجمی اکسیژن، دی‌اکسیدکربن و هوای اضافه محاسبه شده در خروجی دودکش با نتایج تجربی

در جدول (۲) مقادیر دما، درصد اکسیژن، دی‌اکسید کربن، هوای اضافه و مقدار منواکسیدکربن که در خروجی دودکش در حالت عدم وجود موانع اندازه‌گیری شده‌اند در دو دبی مختلف بخاری ارائه شده است. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش ظرفیت بخاری، دمای خروجی دودکش و میزان دی‌اکسیدکربن افزایش یافته و میزان هوای اضافی کاهش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که درصد هوای اضافه داخل دودکش چندین برابر مقدار هوای مورد نیاز احتراق است که بخشی از آن از دریچه موجود در زیر محفظه تعدیل و مابقی از داخل تنوره وارد شده است. مقدار آلاینده منواکسید کربن در هر دو حالت تقریباً برابر بوده و در محدوده مجاز (کمتر از ۱۰۰ ppm) می‌باشد.



شکل ۸- مقایسه توزیع دمای محاسباتی و اندازه‌گیری شده روی خط ۱ (مشخص شده در شکل ۷)

جدول ۳- مقایسه مقادیر اندازه‌گیری شده و مقادیر به دست آمده از حل عددی (ظرفیت ۷ لیتر بر دقیقه)

عددی	تجربی	
۴۰۷	۳۹۲	دما (کلوین)
کمتر از ۱	۱۱	CO (ppm)
۱۶/۳	۱۶/۵	O ₂ (%)
۲/۵۹	۲/۶	CO ₂ (%)

دودکش می‌شود، که بسیار خطرناک است.

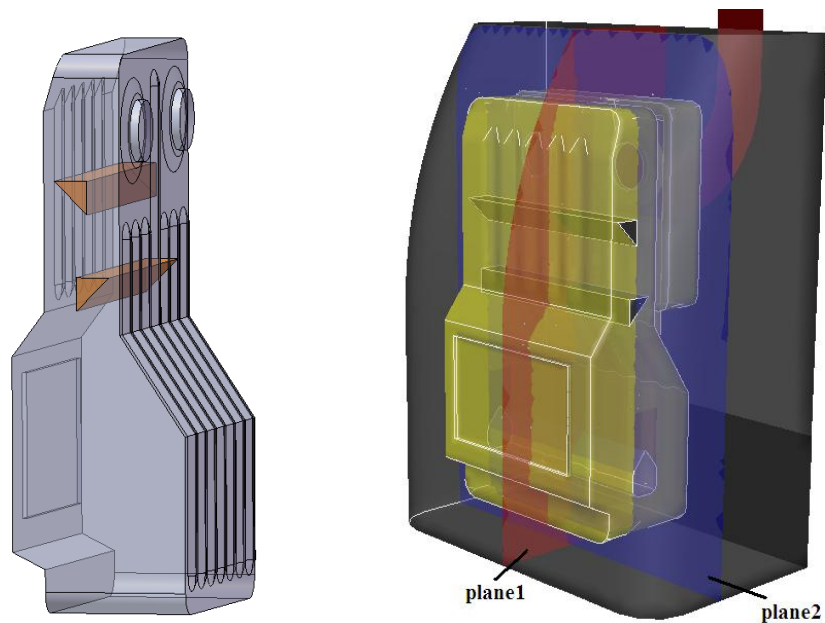
در این مقاله سعی شده تا با استفاده از انتخاب شکل و مکان مناسب برای نصب موانع، با ایجاد کمترین افت فشار، انتقال گرما از محصولات احتراق به محیط اطراف را افزایش داد. بدین منظور از دو مانع با مقطع مثلث قائم الزاویه متساوی الساقین با ارتفاع ۳ سانتی‌متر عمود بر مسیر جریان در داخل تنوره استفاده شده است. در شکل (۹) نمایی از بخاری مدل‌سازی شده با موانع داخل آن نشان داده شده است. موانع قرار داده شده با ایجاد جت سیال در کنار دیواره‌های تنوره و تولید اغتشاش درون جریان ضریب انتقال گرما را افزایش می‌دهند.

در شکل (۱۰) بردارهای سرعت در دو صفحه داخل بخاری که در شکل (۹) مشخص شده‌اند، نشان داده شده است. در شکل سمت چپ مشاهده می‌شود که جریان پس از برخورد به مانع اول به دو قسمت تقسیم شده و دو جت سیال در دو طرف مانع تشکیل می‌دهد. گردابه‌ها و اغتشاشات ایجاد شده در پشت

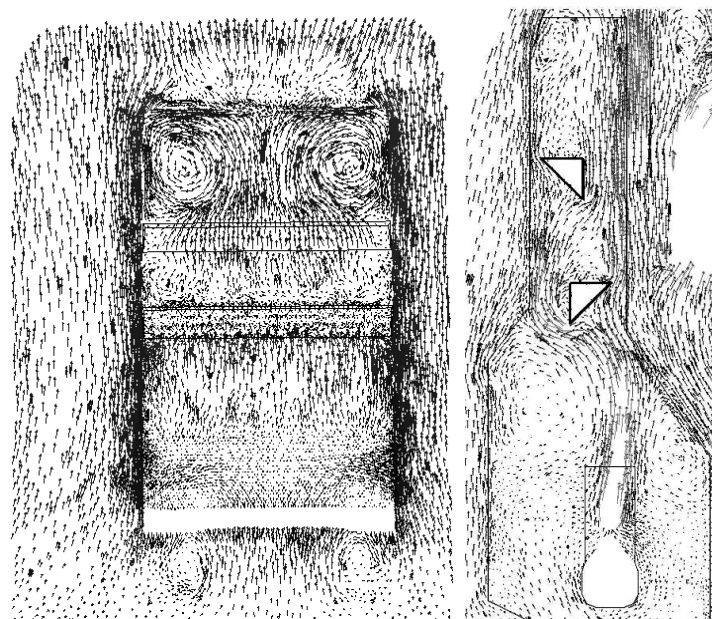
در جدول (۳) آورده شده است.

همانطور که نتایج عددی و آزمایشگاهی جدول (۳) نشان می‌دهد، مقدار CO در خروجی دودکش بسیار کم است. اختلاف بین این دو مقدار را می‌توان به دلیل فرض پیش مخلوط بودن هوای اولیه احتراق با سوخت ورودی از برنر دانست.

همانطور که گفته شد تشکیل گردابه، جت و همچنین انحنای خطوط جریان در مجاورت سطح سبب افزایش نرخ انتقال گرما از سطوح داغ می‌شود. برای بهینه‌سازی بخاری یکی از روشهای رایج تولیدکنندگان استفاده از موانع مختلف برای طولانی شدن مسیر خروج محصولات احتراق و افزایش زمان ماند آنها در داخل تنوره است. اما با توجه به افزایش افت فشار مسیر با افزایش موانع، افزایش راندمان با این روش محدودیت داشته به طوری که عدم توجه به میزان افت فشار ایجاد شده سبب برگشت محصولات احتراق به داخل اتاق و عدم خروج آنها از



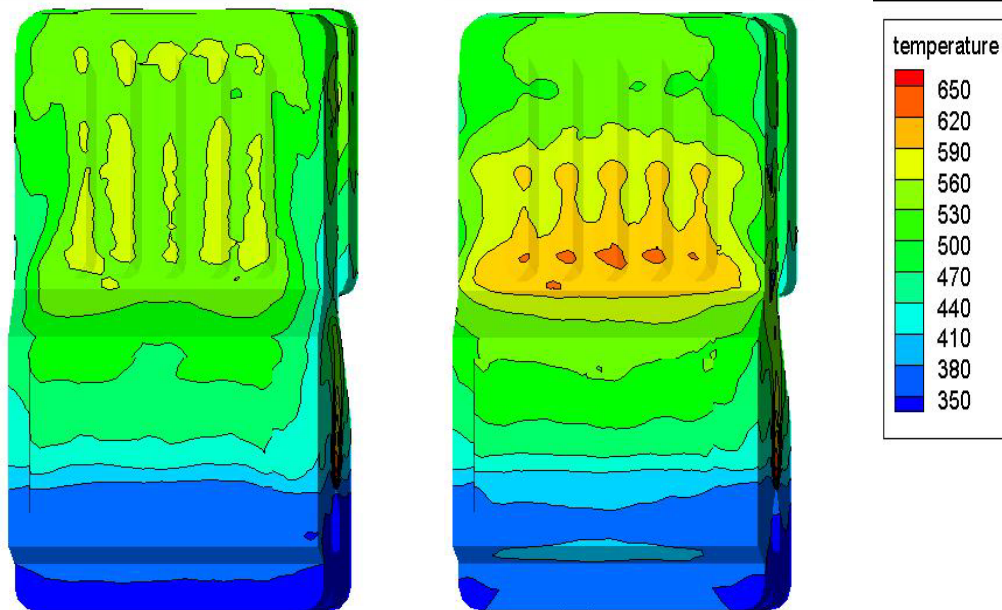
شکل ۹ - نمای شماتیک بخاری با موانع در جهت عمود بر جریان سیال



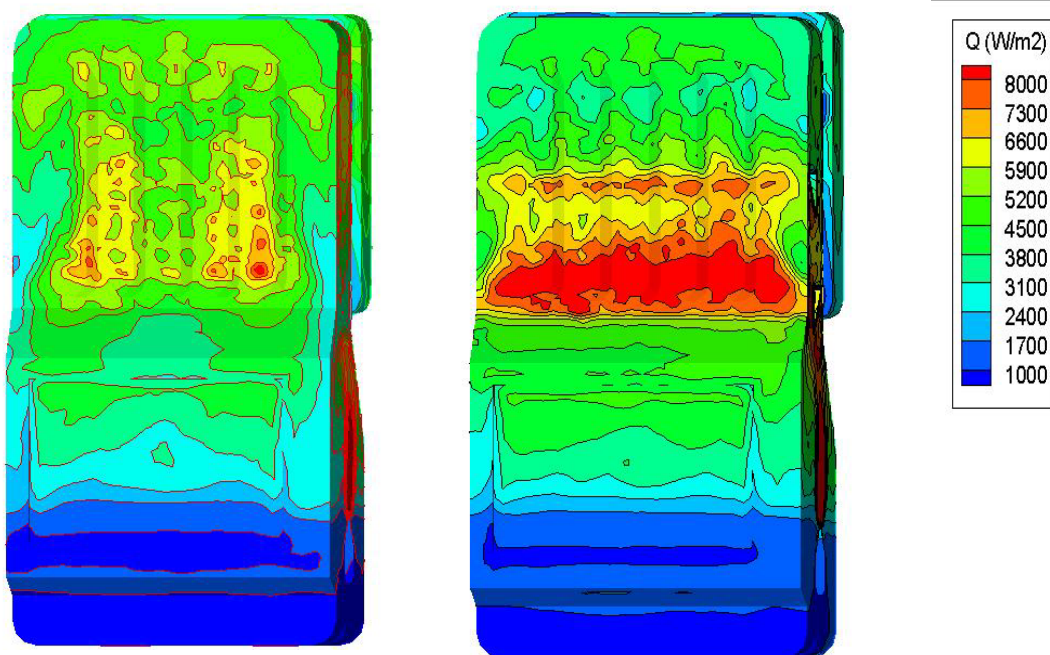
شکل ۱۰ - بردارهای سرعت اطراف موانع در دو مقطع میانی تنوره (شکل سمت راست plane1 و شکل سمت چپ plane2)

در شکل (۱۱) توزیع دما روی تنوره در دو حالت وجود و عدم وجود موانع مقایسه شده است. مشاهده می‌شود با توجه به تشکیل جت در اطراف موانع، دمای سطح در این نواحی افزایش یافته است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد دمای متوسط جدار تنوره در حالت با مانع ۸ درجه افزایش پیدا کرده است که

موانع در این شکل به خوبی دیده می‌شود. همچنین در شکل (۱۰) (سمت راست)، مشاهده می‌شود که جریان با چرخش شدیدی لوله‌های رابط بین تنوره و محفظه تعدیل را طی می‌کند که این توجیه مناسبی برای حداکثر بودن دمای بدنه در همین محل است، شکل (۷).



شکل ۱۱- توزیع دما (درجه کلوین) روی تنوره داخلی در دو حالت با مانع (شکل سمت راست) و بدون موانع (شکل سمت چپ)

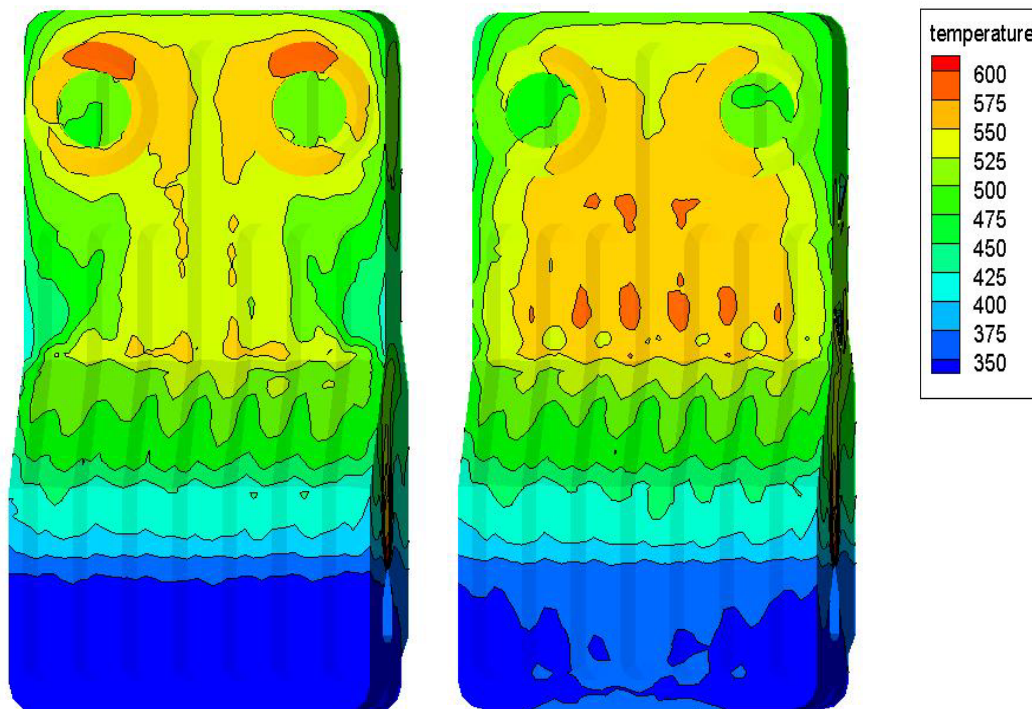


شکل ۱۲- مقایسه شار گرمایی (وات بر متر مربع) روی تنوره داخلی در دو حالت با مانع (شکل سمت راست) و بدون مانع (شکل سمت چپ)

مشاهده می‌شود شار گرمایی در ناحیه اطراف موانع به دلیل ایجاد شدن جتی از محصولات احتراق در مجاورت جدار و افزایش ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی به شدت افزایش یافته است. در شکل (۱۳) توزیع دما روی جدار پشت تنوره در

این افزایش دما باعث افزایش ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی آزاد و شار گرمایی تنوره می‌شود.

در شکل (۱۲) توزیع پیوسته شار گرمایی روی جدار تنوره در دو حالت با و بدون موانع نشان داده شده است. همانطور که



شکل ۱۳- توزیع دما (درجه کلوین) روی تنوره داخلی در دو حالت با مانع (شکل سمت راست) و بدون موانع (شکل سمت چپ)

چگونگی بستن تنوره پس از قرار دادن موانع نشان داده شده است. علاوه بر اینکه صفحه‌ای به کنار تنوره با پیچ متصل شده است، برای اطمینان از آب بندی کامل از گل رس در درزها استفاده شده است.

نتایج اندازه‌گیریهای انجام شده که در جدول (۴) آورده شده است، نشان می‌دهند که دمای دودکش در نمونه تحریک شده ۸ درجه کاهش یافته است که با نتایج عددی توافق خوبی نشان می‌دهد. همچنین درصد حجمی اکسیژن نشان می‌دهد که میزان هوای اضافی نیز تغییر چندانی نکرده است. نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد با وجود افزایش ۲/۷ درصدی راندمان انتقال گرمای بخاری، راندمان احتراق در حالت با و بدون تحریک تغییر قابل توجهی نکرده است. با توجه به اینکه نمونه بخاری انتخاب شده، جزو نمونه‌های بهینه شده با بالاترین رده انرژی (رده C) است، این افزایش، سهم عمده‌ای در بالا بردن راندمان این بخاریها داشته که دست یابی به آن با فرایندهای مبتنی بر سعی و خطا میسر نیست.

حالت با و بدون موانع نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود جدار لوله‌های رابط در حالت وجود موانع دارای دمای کمتری‌اند که به دلیل افزایش انتقال گرما از دیواره‌های تنوره در حالت وجود موانع است. بر اساس نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی، در نمونه طراحی شده شار متوسط از سطح تنوره داخلی ۱۶/۲۴ درصد افزایش و شار خروجی دودکش ۷/۸ درصد نسبت به حالت فعلی کاهش یافته است. در مجموع نتایج شبیه سازی نشان می‌دهد که راندمان بخاری ۲/۷ درصد افزایش یافته است. راندمان بخاری به صورت مجموع گرمای منتقل شده به اتاق از سطوح مختلف بخاری (شامل شار جدار خارجی، شار هوای گرم ورودی به اتاق از بالای بخاری و شار جدار دودکش) نسبت به کل گرمای نهان سوخت (LHV) تعریف شده است.

نمونه ساخته شده بر اساس نتایج شبیه سازی، مورد مطالعه آزمایشگاهی قرار گرفته است. در شکل (۱۴) نمایی از بخاری تحریک شده نشان داده شده است. در شکل سمت راست سوراخهای ایجاد شده برای ورود موانع و در شکل سمت چپ



(ب)



(الف)

شکل ۱۴- محل ورود موانع به تنوره در حالت قبل از مونتاژ (الف) و بعد از مونتاژ (ب)

جدول ۴- نتایج اندازه‌گیریهای آزمایشگاهی و مقادیر به دست آمده از حل عددی

در ظرفیت ۷ لیتر بر دقیقه در مدل تحریک شده

عددی	تجربی	
۳۹۷	۳۸۴	دما (کلوین)
کمتر از ۱	۲۲	CO (ppm)
۱۶/۲	۱۶/۴	O ₂ (%)
۲/۶۵	۲/۵۴	CO ₂ (%)

نتیجه‌گیری

- گردابه‌های تشکیل شده در پشت موانع علاوه بر افزایش اغتشاشات جریان، مانع از انبساط جت و کاهش سرعت آن پس از عبور از مانع می‌شود.
- به دلیل افزایش دمای صفحه و ضریب انتقال گرما، شار گرمایی منتقل شده از تنوره در حالت تحریک شده ۱۶/۲۴ درصد افزایش پیدا کرده است که سبب افزایش ۲/۷ درصدی راندمان بخاری می‌شود.
- مقایسه نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی بخاری موجود با مقادیر اندازه‌گیری شده تطابق خوبی نشان می‌دهند.

در این مقاله با توجه به اثر تحریک لایه مرزی گرمایی در افزایش ضریب انتقال گرما، به بهینه‌سازی یک بخاری گازسوز با استفاده از شبیه‌سازی عددی و مطالعه آزمایشگاهی پرداخته شده است. برای ایجاد تحریک از دو مانع مثلثی داخل تنوره به منظور ایجاد جت سیال و اغتشاش در جریان استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهد:

- وجود موانع درون تنوره سبب افزایش سرعت سیال و تشکیل جت در فضای میانی موانع و دیواره‌ها می‌شود.

1. ribs
2. steps

3. eddy-dissipation
4. probability density function

مراجع

1. Zhdanov, V.L., and Papenfuss, H.D., "Bluff Body Drag Control by Boundary Layer Disturbances," *Experiments in Fluids*, Vol. 34, pp. 460-466, 2003.
2. Shuja, S.Z., Yilbas, B.S., Iqbal M.O., and Budair, M.O., "Flow Through a Protruding Bluff Body-Heat and Irreversibility Analysis," *exergy*, Vol. 1, pp. 209-215, 2001.
3. Kahrom, M., Farievar, S., and Haidarie, A., "The Effect of Square Splittered and Unsplittered Rods in Flat Plate Heat Tansfer Enhancement," *IJE Transactions A: Basics*, Vol. 20, No. 1, pp. 83-94, 2007.
4. Kahrom, M., Haghparast, P., and Javadi, M., "Application of Multi Objective Genetic Algorithm to Optimize Heat Transfer Enhancement from a Flat Plate," *International Review of Mechanical Engineering*, Vol. 4., pp. 167-175, 2010.
۵. کهرم، م.، جوادی، س. م.، خدادادزاده، د.، و خاکپور، س.، "تحریک لایه مرزی جریان مغشوش روی صفحه تخت با استفاده از مانع مربعی در حالت ناپایدار،" چهاردهمین کنفرانس سالانه مهندسی مکانیک، ۱۳۸۵.
6. Bhavnan, S. H., and Bergles, A. E., "Effect of Surface Geometry and Orientation on Laminar Natural Convection Heat Transfer from a Vertical Flat Plate with Transverse Roughness Elements," *Heat and Mass Transfer*, Vol. 33, No. 5, pp. 965-981, 1990.
7. Desrayaud, G., and Fichera, A., "Laminar Natural Convection in a Vertical Isothermal Channel with Symmetric Surface-Mounted Rectangular Ribs," *Heat and Fluid Flow*, Vol. 23, pp. 519-529, 2002.
8. Polidori, G., and Padet, J., "Transient Free Convection Flow on a Vertical Surface with an Array of Large-Scale Roughness Elements," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 27, pp. 251-260, 2003.
9. Onbasioglu, S. U., and Onbasioglu, H., "On Enhancement of Heat Transfer with Ribs," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, pp. 43-57, 2004.
۱۰. مؤسسه استاندارد و تحقیقات صنعتی ایران، بخاری گازسوز خانگی - ویژگیها و روشهای آزمون مصرف انرژی و دستورالعمل برچسب انرژی، چاپ اول، (شماره ملی ۲-۱۲۲۰).
11. Patankar, S., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Taylor & Francis, 2009.
12. Yakhot, V., and Orszag, S., "Renormalization Group And Local Order In Strong Turbulence", *Nuclear Physics B - Proceedings Supplements*, Vol. 2, pp. 417-440, 1986.
13. Brink, A., Muller, C., Kilpinen P., and Hupa, M., "Possibilities and Limitations of the Eddy Break-Up Model," *Combustion and flame*, Vol. 123, pp. 275-279, 2000.
14. Fluent, Inc., *Fluent user's guide*, 2006.
15. Incropera, F. P., and DeWitt, D. P., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 5th Edition, Wiley, 2001.