

بهینه سازی بخاری گازسوز خانگی با استفاده از پدیده تحریک لایه مرزی

محسن کهرم^۱، مرتضی عنبرسوز^۲، سید محمد جوادی^{۳*}

دانشگاه فردوسی مشهد، گروه مکانیک، صندوق پستی ۹۱۷۷۵-۱۱۱۱

(* نویسنده مخاطب: mohammad.javadi@gmail.com)

چکیده

با توجه به اهمیت بهینه سازی مصرف سوخت، در این مقاله به بهینه سازی عملکرد یک بخاری گازسوز خانگی با استفاده از پدیده تحریک لایه مرزی پرداخته شده است. برای محاسبه راندمان، توزیع دما و غلظت گونه های شیمیایی در یک بخاری موجود، یک مدل سه بعدی شامل تنوره های داخلی و موانع درون آن، جدار خارجی و دودکش تولید شده و پس از شبکه بندی محیط حل، معادلات بقای جرم، مومنتوم، انرژی، گونه های شیمیایی و تابش در جریان آشفته با استفاده از روش حجم های محدود حل شده اند. همچنین جهت محاسبه ترمهای آشفته از مدل RNG k-ε و برای اعمال اثرات توربولنسی بر نرخ واکنش های شیمیایی از مدل PDF استفاده شده است. به منظور ارزیابی دقت حل عددی، توزیع دما روی سطوح خارجی بخاری و نقاطی از تنوره از طریق آزمایش نیز تعیین گردیده است که در مقایسه با نتایج حل عددی تطابق بسیار خوبی را نشان می دهند. برای تحریک لایه مرزی حرارتی شیارهای موجود روی تنوره داخلی بخاری را که در مدل فعلی بصورت عمودی می باشند چرخانده و بصورت افقی قرار داده شد. نتایج نشان می دهند در بخاری با شیارهای افقی بدلیل تحریک لایه مرزی، ضریب انتقال حرارت متوسط روی تنوره ۵/۶ درصد افزایش و شار خروجی دودکش ۵/۳ درصد کاهش یافته است. در مجموع راندمان کل بخاری شامل انتقال حرارت جابه جایی آزاد و تابش ۲/۹ درصد افزایش یافته است.

واژه های کلیدی: بهینه سازی، بخاری گازسوز، تحریک لایه مرزی، تابع احتمال چگالی

۱- مقدمه

با توجه به سهم مهم گرمایش خانگی در مصرف انرژی، بهینه سازی ساختار تجهیزات گازسوز خانگی به منظور افزایش راندمان از اهمیت بالایی برخوردار است [۱]. در این میان، وسعت استفاده از بخاریهای گاز سوز خانگی ضرورت تحقیق بر روی بهینه سازی این تجهیزات را دو چندان نموده است. وجود ساختار پیچیده هندسی، همزمانی پدیده های مختلفی چون احتراق، روشهای های مختلف انتقال حرارت (جابجایی 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 گردیده و ضرورت استفاده از شبیه سازی رایانه ای احساس می گردد. استفاده از شبیه سازی بدلیل امکان درک کاملتر فرایندهای سیالاتی، حرارتی و احتراقی امکان کنترل این فرایندها را در جهت افزایش راندمان و انتقال حرارت فراهم می کند.

۱ دانشیار گروه مکانیک دانشگاه فردوسی مشهد

۲ دانشجوی دکتری - تبدیل انرژی - دانشگاه فردوسی مشهد

۳ دانشجوی دکتری - تبدیل انرژی - دانشگاه فردوسی مشهد

یکی از روشهای افزایش انتقال حرارت جابه جایی استفاده از تحریک لایه مرزی حرارتی با استفاده از پدیده های سیالاتی شامل گردابه، جت و نقطه سکون می باشد. ایجاد گردابه و جت در داخل جریان سبب آشفنگی جریان و بر هم خوردن جریان لایه ای سیال می باشد [۲ و ۳]. نتایج مطالعات انجام شده نشان می دهد با این روش می توان نرخ انتقال حرارت موضعی سیال را تا ۳ برابر افزایش داد. یکی از این روشها، ایجاد برجستگی - فرورفتگی هایی با اشکال مختلف بر روی سطوح مورد نظر می باشد [۴، ۵ و ۶]. برجستگیهای مستطیلی در مسیر جریان سبب تشکیل گردابه هایی در پشت موانع می گردد که ضریب انتقال حرارت موضعی را افزایش می دهد. از طرفی بر حسب ابعاد صفحه مورد نظر و طول ناحیه می توان چیدمان مناسبی از برجستگیها را طراحی نمود تا به نرخ انتقال حرارت مورد نظر دست یافت. در این مقاله برای نرخ انتقال حرارت از تنوره بخاری (بدون تغییر در ابعاد آن) از تغییر راستای شیارهای موجود بر سطح تنوره که جهت انبساط حرارتی بدنه در نظر گرفته شده است، در جهت عمود بر جریان استفاده شده است.

۲- آشنایی با ساختمان بخاری

جهت فرایند بهینه سازی ابتدا مطالعه بر روی یک نمونه بخاری با مارک تجاری توانکاران انجام شده است. در شکل ۱ نمای کلی بخاری و قطعات داخلی آن نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می شود بخاری شامل برنز، دو تنوره و قاب خارجی می باشد که دو تنوره داخلی از طریق دو لوله استوانه ای به قطر ۹۶ میلیمتر به هم متصل شده اند. سوخت ورودی از طریق نازل به داخل برنز تزریق شده که به همراه خود مقداری هوا را بداخل می کشد، که نقش هوای اولیه احتراق را دارد. جریان گاز پیش مخلوط شده، با ورود به تنوره اول محترق می شود. شعله تشکیل شده و مابقی هوای مورد نیاز خود را از طریق هوای مکیده شده به داخل تنوره اول (بدلیل خاصیت مکشی دودکش) تامین می کند. میزان این هوا به هندسه تنوره ها، ارتفاع دودکش و شرایط احتراق بستگی دارد. محصولات احتراق از طریق دو لوله استوانه ای به تنوره دوم منتقل می شوند. جهت افزایش زمان ماند و پخش شدن کامل محصولات احتراق در تنوره دوم در مقابل دهانه ورودی محصولات احتراق به تنوره دوم دو مانع مستطیلی (در شکل (۲) با نام part1 مشخص شده اند) قرار گرفته است. جریان پس از عبور از دو مانع فوق مسیر خود را به سمت دهانه ورودی دودکش تغییر می دهد. در این بخش نیز جهت 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.

جدول ۱- مقادیر اندازه گیری شده

ظرفیت ۷ لیتر بر دقیقه	ظرفیت ۴/۵ لیتر بر دقیقه	
۱۱۹	۱۰۲	دما (درجه سانتی گراد)
۱۱	۱۰	CO (ppm)
۱۶/۵	۱۷/۸	O ₂ (%)
۲/۶	۱/۸	CO ₂ (%)
۳۶۳/۳	۵۷۴/۸	Ex air (%)

۳- روش آزمایش

به منظور بررسی عملکرد بخاری مورد مطالعه و اعتبار سنجی حل عددی، پارامترهای غلظت محصولات احتراق و درجه حرارت داخل دودکش و همچنین توزیع دما رو بدنه خارجی بخاری و تنوره داخلی اندازه گیری گردیدند. اندازه گیری ها در اتاق آزمون استاندارد بخاری در شرایط استاندارد محیط انجام شده اند. غلظت محصولات احتراق و دمای دودکش با استفاده از دستگاه Testo 325M اندازه گیری شده است. همچنین دمای سطح بخاری و تنوره داخل با استفاده از دماسنج Testo925 با پروب

تماسی اندازه گیری شده است. آزمایشهای مورد نظر در دو دبی سوخت ۴/۵ و ۷ لیتر بر دقیقه و برای دودکشی با طول ۱۶۵ سانتیمتر اندازه گیری شده است. در جدول ۱ مقادیر متغیرهای اندازه گیری شده در داخل دودکش آورده شده است.

۴- روش حل عددی

بخاری مورد مطالعه، یک بخاری با مارک تجاری توانکاران می باشد که در شکل ۱ تصویری از آن را مشاهده می کنید. با استفاده از نرم افزار SolidWorks مدلسازی هندسی انجام شده است. در شکل ۲ مدل‌های ایجاد شده در نرم افزار SolidWorks نشان داده شده است. جهت مطالعه دقیق پارامترهای موثر بر راندمان و توزیع دمای بخاری از نرم افزار محاسباتی Fluent6.3 استفاده شده است. برای محاسبه متغیرهای جریان و احتراق، معادلات بقای جرم، مومنتوم، انرژی و گونه های شیمیایی با استفاده از روش حجمهای محدود حل شده است [۷]. با توجه به ساختار اتمسفریک شعله بخاری و اهمیت غلظت گونه های میانی احتراق شامل H_2 و CO در توزیع دمای بخاری، به جای مدل رایج اتلاف گردابه ای^۱ مگنسن-هرتاگر (۱۹۷۶) [۸] از مدل تابع چگالی احتمال (PDF) [۹ و ۱۰] استفاده شده است. این مدل قابلیت محاسبه تعداد قابل ملاحظه ای از گونه های واکنش دهنده شامل گونه های میانی را دارا می باشد. معادلات انتقال برای کسر مخلوط متوسط (\bar{f}) ، واریانس آن $(\overline{f'^2})$ و همچنین برای انتالپی (\bar{h}) حل می شوند. در مدل تولید شده غلظت ۱۰ گونه احتمالی موجود در فرایند احتراق که مهمترین آنها H_2 , H_2O , CO , CO_2 , O_2 , CH_4 و N_2 می باشند، محاسبه می گردد. در سیستم های غیر آدیاباتیک که تغییرات انتالپی ناشی از انتقال حرارت حالت مخلوط را تحت تاثیر قرار می دهد، وضعیت ترموشیمیایی مخلوط به یک پارامتر اسکالر معروف به کسر مخلوط جزئی (f) و انتالپی لحظه ای (H^*) مربوط می شود [۱۱]. اثرات آشفستگی بر حالت ترمو شیمیایی با استفاده از تابع چگالی در نظر گرفته می شود.

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

همچنین از تابع احتمال چگالی β برای ارتباط دادن مقادیر متوسط زمانی کسر جرمی گونه ها، دما، و چگالی مخلوط به نوسانات کسر مخلوط استفاده می شود. تابع توزیع چگالی β برحسب کسر مخلوط متوسط و واریانس آن به این شکل می باشد:

$$P(f) = \frac{f^{\alpha-1} (1-f)^{\beta-1}}{\int_0^1 f^{\alpha-1} (1-f)^{\beta-1} df}, \quad 0 < f < 1 \quad (2)$$

که در آن

$$\alpha = \bar{f} \left[\frac{\bar{f}(1-\bar{f})}{\overline{f'^2}} - 1 \right], \beta = (1-\bar{f}) \left[\frac{\bar{f}(1-\bar{f})}{\overline{f'^2}} - 1 \right] \quad (3)$$

با استفاده از متوسط گیری بدون وزن، مقادیر دو پارامتر \bar{f} و $\overline{f'^2}$ در هر نقطه در حوزه محاسباتی با استفاده از معادلات بقای زیر بدست می آیند:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u_i \bar{f}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial \bar{f}}{\partial x_i} \right), \quad (4)$$

¹ Eddy-Dissipation

² Probability Density Function

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_i \overline{f'^2}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial \overline{f'^2}}{\partial x_i} \right) + C_g \mu_t \left(\frac{\partial \overline{f}}{\partial x_i} \right)^2 - C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} \overline{f'^2} \quad (5)$$

که در آن مقادیر ثابت σ_t ، $C_g (= 2 / \sigma_t)$ و C_d به ترتیب 0.7 ، $2/86$ و $2/0$ می باشند. توزیع انتالپی لحظه ای با استفاده از معادله انتقال زیر محاسبه می گردد:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_i \overline{H^*}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k_t}{c_p} \frac{\partial \overline{H^*}}{\partial x_i} \right) + \tau_{ik} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + S_h \quad (6)$$

که در آن k_t ضریب هدایت توربولنس و S_h شامل گرمای واکنش های شیمیائی و تشعشع می باشد. انتالپی لحظه ای بصورت زیر تعریف می شود:

$$H^* = \sum_j m_j H_j = \sum_j m_j \left[\int_{T_{ref,j}}^T c_{p,j} dT + h_j^\circ(T_{ref,j}) \right] \quad (7)$$

که در آن m_j کسر جرمی گونه زام و $h_j^\circ(T_{ref,j})$ انتالپی تشکیل گونه زام در دمای مرجع $T_{ref,j}$ می باشد.



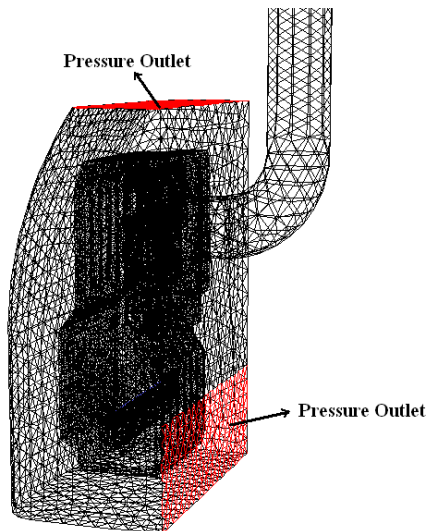
شکل ۱- نمائی از بخاری مورد مطالعه

۵- شبکه بندی و شرایط مرزی

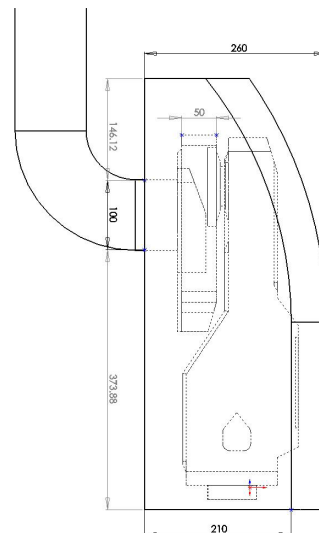
با توجه به پیچیدگی هندسه و قطعات متعدد متداخل، از شبکه چهار وجهی برای شبکه بندی استفاده شده است. در بهترین شبکه تولید شده، تنوره های داخلی به 85450 قسمت و ناحیه خارج تنوره ها به 46284 شبکه تقسیم شده است. با توجه به تغییرات شدید متغیرها داخل تنوره ها و بخصوص نزدیک دهانه ورودی برنر، شبکه بندی ریز شده است. با توجه به پیچیدگی سیستم اختلاط سوخت و هوا در بخاری های 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 50%) قبل از ورود به محفظه بخاری، در برنر با سوخت مخلوط می گردد، کسر جرمی اجزاء سوخت ورودی شامل 0.104 متان، 0.208 اکسیژن و 0.688 نیتروژن تعریف شده است. مابقی هوای احتراق به دلیل مکش دودکش از دریچه پشت بخاری وارد محفظه احتراق می گردد. برای این دهانه ورودی و همچنین دهانه های خروجی هوا مانند دودکش و صفحه بالای بخاری از شرط مرزی فشار خروجی استفاده شده است. درصد اکسیژن و نیتروژن هوا نیز در این دهانه مشخص شده است.



شکل ۲ - مدل ایجاد شده در نرم افزار SolidWorks



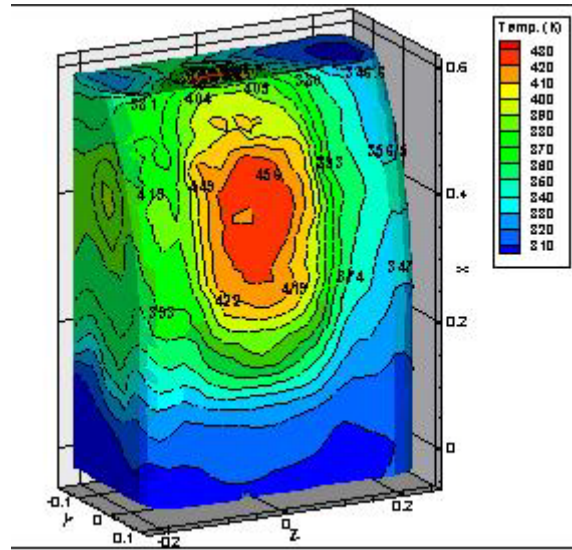
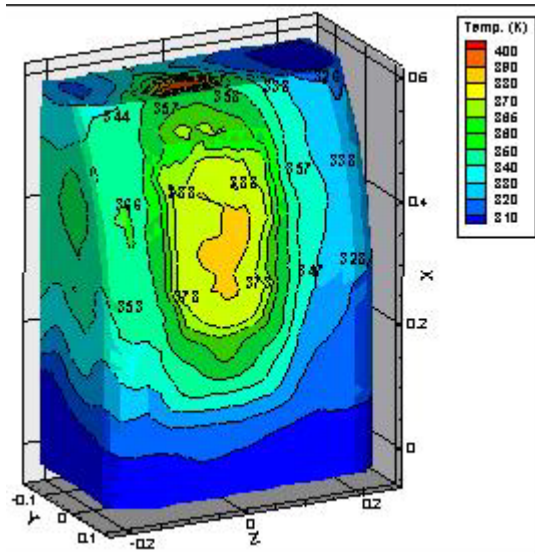
شکل ۴ - شبکه بندی محیط حل



شکل ۳ - موانع ایجاد شده به منظور افزایش راندمان

۶- اعتبارسنجی حل عددی

جهت اعتبارسنجی حل عددی توزیع دما روی سطح بدنه بخاری، سطوح بالایی تنوره ها و دو لوله ارتباطی بین تنوره ها اندازه گیری و با نتایج عددی مقایسه شده است. در شکل ۵ دماهای اندازه گیری شده روی بدنه خارجی با توزیع دمای حاصل از حل عددی در دو ظرفیت حرارتی مختلف (دبی سوخت ۴/۵ و ۷ لیتر در دقیقه) مقایسه شده است. در این شکل توزیع دمای محاسباتی بصورت توزیع پیوسته و مقادیر اندازه گیری شده بصورت عددی روی شکل نوشته شده است. مقایسه نتایج نشان می دهد که روند تغییرات دمای بدست آمده از شبیه سازی در هر دو دبی سوخت تطابق بسیار خوبی با داده های آزمایشگاهی دارد. همچنین از نظر مقدار دما، بیشترین خطا حدود ۶٪ می باشد.

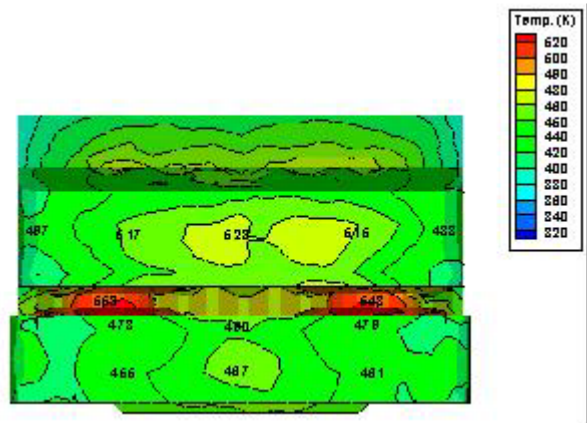


شکل ۵- مقایسه دمای اندازه گیری شده با نتایج حاصل از مدل PDF روی جدار خارجی بخاری در دبی ۷ لیتر در دقیقه (سمت راست) و ۴/۵ لیتر در دقیقه (سمت چپ)

در شکل ۶ توزیع دمای محاسبه شده برای سطوح بالایی بخاری و لوله های رابط بین دو تنوره با داده های آزمایشگاهی، مقایسه شده است. همچنین محل و چگونگی اندازه گیری دما روی لوله رابط در شکل ۷ نشان داده شده است. همانطور مشاهده می شود حداکثر دما در لوله های رابط اتفاق می افتد.



شکل ۷- اندازه گیری دمای تنوره داخلی

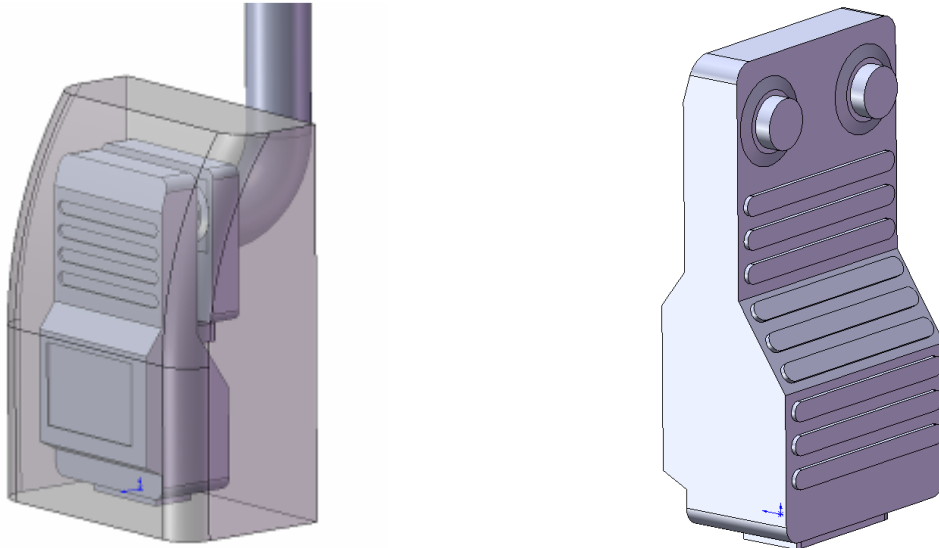


شکل ۶- توزیع دمای تنوره داخلی از نمای بالا و مقایسه با داده های آزمایشگاهی

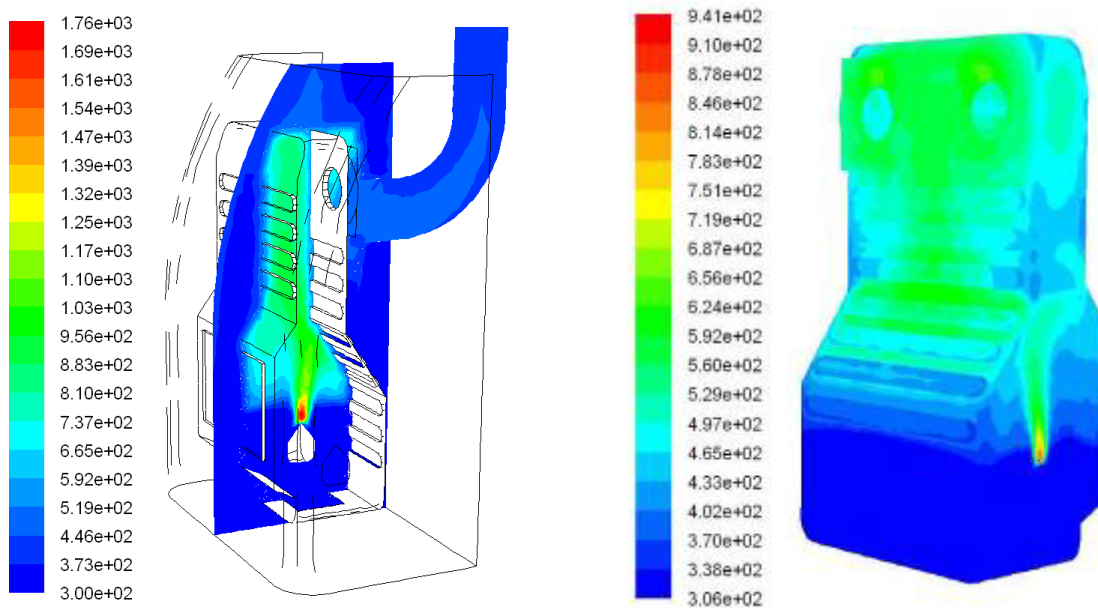
۷- تحریک لایه مرزی

همانطور که گفته شد تشکیل گردابه، جت و همچنین انحنای خطوط جریان در مجاورت سطح سبب افزایش نرخ انتقال حرارت می گردد. جهت بهینه سازی بخاری یکی از روشهای رایج تولید کنندگان استفاده از موانع مختلف جهت طولانی شدن مسیر خروج محصولات احتراق و افزایش زمان ماند آنها در داخل تنوره می باشد. اما با توجه به افزایش افت فشار مسیر با افزایش موانع، افزایش راندمان با این روش محدودیت داشته بطوریکه عدم توجه به میزان افت فشار ایجاد شده سبب برگشت محصولات احتراق به اتاق و عدم خروج آنها از دودکش می شود، که بسیار خطرناک می باشد. در این مقاله سعی شده تا با

استفاده از ایجاد شیارهایی عمود بر مسیر جریان که با ایجاد اغتشاش سبب تغییر رژیم جریان در مجاورت دیواره های بخاری می گردد، ضریب انتقال حرارت را افزایش داد. در شکل ۸ نمایی از بخاری با شیارهای اصلاح شده نشان داده شده است.



شکل ۸ - نمای شماتیک بخاری با شیارهای در جهت عمود بر جریان سیال



شکل ۹ - توزیع دما (درجه کلونین) روی سطح و در مقطع میانی تنوره با دبی سوخت ۷ لیتر بر دقیقه

در شکل ۹ توزیع دما روی تنوره و بخاری با شیارهای افقی نشان داده شده است. با توجه به پیچیدگی هندسه جهت مقایسه راندمان دو بخاری مقادیر متوسط ضریب انتقال حرارت روی تنوره و همچنین مقادیر دما و شار متوسط سطوح در جدول ۲ آورده شده است. نتایج نشان می دهد ضریب انتقال حرارت متوسط ۵/۶٪ روی سطوح تنوره افزایش یافته است. همچنین متوسط شار حرارتی خارج شده از دودکش ۵/۳٪ کاهش نشان می دهد. همانطور که مشاهده می شود میزان انتقال حرارت از بدنه بخاری و خروجی هوای گرم بالای بخاری نیز به ترتیب ۶/۲٪ و ۶/۳٪ افزایش یافته است. در مجموع با در نظر

گرفتن تعریف راندمان بصورت مجموع شار ورودی به اتاق به شار حرارتی کل راندمان بخاری از $0.46/1$ به $0.49/0$ افزایش یافته است.

جدول ۲- مقایسه متوسط مقادیر دما و انتقال حرارت روی سطوح دو بخاری

شار ورودی به اتاق	شار تنوره داخلی- کل	دبی هوای مکیده شده از پشت	دمای هوای گرم ورودی به اتاق	دبی هوای گرم ورودی به اتاق	شار دیوارهای خارجی	شار دودکش	ضریب انتقال حرارت متوسط	دمای خروجی دودکش	واحد
W	W	kg/sec	$^{\circ}K$	kg/sec	W	W	$W/m^2.K$	$^{\circ}K$	
۱۶۶۴	۱۸۸۳	۰/۰۳۸۱	۳۴۵	۰/۰۳۱۵	۴۶۱	۲۲۰۹	۱۳/۲	۴۱۱	شیار افقی
۱۵۶۵	۱۷۵۴	۰/۰۳۸۸	۳۴۱	۰/۰۲۲۳	۴۳۴	۲۳۳۳	۱۲/۵	۴۰۵	شیار قائم

۸- نتیجه گیری

با توجه به وسعت استفاده از بخاری های گاز سوز داخلی و اهمیت بهینه سازی مصرف سوخت در آنها، در این مقاله به شبیه سازی رایانه ای یک بخاری رایج پرداخته شده است. در ابتدا به منظور اطمینان از صحت مدل سازی، بخاری با هندسه فعلی مدل سازی و تحلیل شده و نتایج بدست آمده از شبیه سازی عددی با نتایج بدست آمده از آزمایش مقایسه شده اند. سپس با هدف تحریک لایه مرزی و ایجاد اغتشاشات در جریان لایه ای مجاور تنوره، شیارهای عمودی موجود روی آن را بصورت افقی (قائم بر جریان) قرار داده شده است. نتایج نشان می دهد بدلیل تشکیل گردابه و اغتشاشات ناشی از آن در جریان داخل و خارج تنوره، نرخ انتقال حرارت از آن و در نتیجه راندمان بخاری افزایش یافته است.

مراجع

- 1- A. Kianifar, N. ghafoorianfar, I. rashidi, H. Moin, M. Javadi, "Numerical combustion modeling of a gas burner and studying its effecting parameters", Korea Conf. 12ACFM, 2008.
- 2- V.L. Zhdanov, H.D. Papenfuss, "Bluff body drag control by boundary layer disturbance"s, Experiments in Fluids 34, 460-466, 2003
- 3- S.Z. Shuja, B.S. Yilbas, M.O. Iqbal, M.O. Budair, "Flow through a protruding bluff body-heat and irreversibility analysis", exergy Int. J. 1(3), 209-215, 2001.
- 4- M. Kahrom, S. Farievar and A. Haidarie, "The effect of square splattered and unsplattered rods in flat plate heat transfer enhancement", IJE Transactions A: Basics Vol. 20, No. 1, 83-94, 2007.
- 5- M. Kahrom, P. Haghparast, M. Javadi, "Optimization of boundary layer excitation by neural networks and genetic algorithm for control of drag force", Aero2008, Sharif University, 2008.
- ۶- محسن کهرم، سیدمحمد جوادی، داوود خدادادزاده و سعید خاکپور، "تحریک لایه مرزی جریان مغشوش روی صفحه تخت با استفاده از مانع مربعی در حالت ناپایدار"، چهاردهمین کنفرانس سالانه مهندسی مکانیک، ۱۳۸۵.
- 7- S. Patankar, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Taylor & Francis, 2009
- 8- B. F. Magnussen and B. H. Hjertager, "On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion", In 16th Symp. (Int'l.) on Combustion, The Combustion Institute, 1976.
- 9- A. Brink, C. Muller, P. Kilpinen and M. Hupa, "Possibilities and Limitations of the Eddy Break-Up Model", Combustion and flame 123:275-279, 2000.
- 10- A. Saario, A. Rebola, P.J. Coelho, M. Costa, A. Oksanen, "Heavy fuel oil combustion in a cylindrical laboratory furnace: measurements and modeling", J. Fuel, 84 359-369, 2005.
- 11- J. Warnatz, U. Mass, R. W. Dibble, Combustion, 4th edition, Springer, 2006.