

مدل‌سازی تحلیلی مکانیزم‌های مختلف انتقال حرارت بین شعله و ظرف در اجاق گاز خانگی

در این مقاله به مدل‌سازی و بررسی انتقال حرارت از مشعل یک اجاق گاز خانگی پرداخته شده است. در تبادل حرارت بین شعله اجاق و ظرف، بر خلاف اکثر تحقیقات قبلی در این زمینه، علاوه بر انتقال حرارت جابجایی، انتقال حرارت تشعشعی نیز منظور شده است. نتایج حاصل از محاسبات در تمامی حالات همخوانی خوبی با داده‌های تجربی موجود دارد که این موضوع با توجه به مدل‌سازی ساده انجام‌شده در این مقاله بسیار ارزشمند است. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که سهم انتقال حرارت تشعشعی در حدود ۱۰٪ از کل انتقال حرارت شعله اجاق است. راندمان حرارتی اجاق گاز برای حالات مختلف در محدوده‌ای بین ۲۵٪ تا ۵۵٪ به دست آمده است که تاثیر عوامل مختلف ترمودینامیکی، هندسی و ترموفیزیکی بر آن بررسی شده است. یکی دیگر از عوامل موثر بر عملکرد اجاق گاز نوع ترکیبات تشکیل‌دهنده سوخت آن می‌باشد که در اینجا تاثیر حذف نیتروژن و دی‌اکسید کربن از آن مورد بررسی قرار گرفته است.

مهدي معرفت^۱

دانشيار

مجيد اسحق نيموري^۲

دانشجوی دکترا

مصطفى خسروي الحسيني^۳

استاديار

واژه‌های راهنما: اجاق گاز خانگی، انتقال حرارت تشعشعی، انتقال حرارت جابجایی، گاز طبیعی، راندمان

۱- مقدمه

استفاده از اجاق برای پخت غذا و یا ایجاد گرمایش را می‌توان اولین نشانه‌های تمدن دانست. با گذشت زمان، سوخت‌های مختلفی در این خصوص مورد استفاده قرار گرفته است که سوخت‌های گازی یا هیدروکربن‌های سبک مانند متان، اتان و پروپان از حدود دو قرن پیش کاربرد گسترده‌ای یافته‌اند [۱]. مشعل‌ها به‌طور گسترده در فرایندهای گرمایش کاربرد دارند و بازده گرمایی بالای آن‌ها یک ضرورت مورد نیاز برای اجاق گازهای خانگی است. با افزایش نگرانی‌های جهانی درباره محافظت از محیط زیست، اجاق گازهای خانگی که آلاینده‌های زیست‌محیطی کمتری را تولید می‌کنند بسیار مورد توجه هستند. از اینرو مطالعات فراوانی در رابطه با مطالعه بازده گرمایی و میزان تولید آلاینده‌ها از این وسایل انجام شده است. با توجه به فراوانی اجاق گازهای خانگی که در سرتاسر دنیا مورد استفاده قرار می‌گیرند حتی یک بهبود اندک در کارایی گرمایی و کاهش آلاینده که در نتیجه یک طراحی بهتر ایجاد می‌شود اثرات مهمی در

^۱ نویسنده مسئول، دانشیار، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه تربیت مدرس maerefat@modares.ac.ir

^۲ دانشجوی دکتری، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه تربیت مدرس

^۳ استادیار، عضو هیات علمی، پژوهشگاه صنعت نفت

کاهش هزینه‌های سوخت فسیلی و جلوگیری از تخریب محیط زیست دارد [۲]. پارامترهای ترمودینامیکی، هندسی و ترموفیزیکی متعددی بر راندمان حرارتی و میزان صدور آلاینده از اجاق گاز خانگی موثراند. تقریباً تمامی تحقیقات انجام شده در این زمینه تجربی بوده‌است. Chander و Ray [۳] مرور جامعی بر تحقیقات قبلی در این زمینه را ارائه کرده‌اند. فاصله کف ظرف از شعله به‌عنوان یک پارامتر هندسی مهم توسط محققین مختلفی بررسی شده‌است. نتایج بررسی‌ها نشان می‌دهد که در یک ارتفاع نرخ انتقال حرارت جابجایی به ظرف بیشینه است [۴، ۵، ۶]. عملکرد گرمایی ظروف آشپزی ساخته شده از موادی با خواص ترموفیزیکی و زبری سطح متفاوت به منظور بررسی اثرات هدایت حرارتی و تشعشع توسط Zhao و همکاران [۷] بررسی شده‌است. ترکیبات سوخت و ارزش حرارتی آن از دیگر پارامترهایی است که بر روی عملکرد چنین وسایلی تاثیر می‌گذارد. اثرات تغییر در ترکیب گاز، میزان هوادهی اولیه، دبی جریان گاز، فشار خط گاز و فاصله صفحه برخورد تا نازل بر کارایی مشعل و میزان تولید آلاینده‌ها از مشعل به وسیله Lin و Co [۸] مطالعه شده‌است. تاثیر فاصله مشعل اجاق تا کف ظرف بر بازده و میزان صدور آلاینده از آن توسط Ashman و همکاران [۹] نیز بررسی شده‌است. نتایج این مرجع نشان می‌دهد که اگر فاصله بین مشعل تا کف ظرف افزایش یابد میزان صدور اکسیدهای نیتروژن از مشعل افزایش می‌یابد در حالیکه میزان صدور مونوکسیدکربن با افزایش این فاصله کاهش می‌یابد. تاکنون تعداد اندکی مدل‌سازی تحلیلی برای بررسی انتقال حرارت از مشعل‌های اجاق گازهای خانگی به ظرف گزارش شده‌است [۳]. هدف از این تحقیق ارائه یک مدل تحلیلی با منظور کردن جدیدترین تحقیقات علمی، اعم از تجربی، محاسباتی و تحلیلی، برای بررسی اثرات پارامترهای مختلف بر عملکرد مکانیزم‌های حرارتی جابجایی و تشعشع در این وسایل و راندمان حرارتی آن‌ها می‌باشد. در این مدل‌سازی سعی شده‌است با توجه به مشخصات گاز طبیعی قابل دسترس در ایران پارامترهای احتراقی نظیر درصد هوای اضافی و همچنین پارامترهای انتقال حرارت تشعشعی و انتقال حرارت جابجایی از شعله به ظرف مورد بررسی قرار گیرد. هر چند که مدل‌سازی ارائه شده در این مقاله بسیار ساده است اما نتایج حاصل از آن که بدون نیاز به محاسبات پیچیده دینامیک سیالات محاسباتی و سینتیک احتراقی به دست آمده است همخوانی بسیار خوبی با داده‌های تجربی موجود دارد که این همخوانی با توجه به سادگی مدل بسیار ارزشمند است.

۲- مشخصات هندسی اجاق گاز

اجاق گازهای خانگی در انواع متنوعی ساخته می‌شود. محدوده ظرفیت اجاق‌های متداول موجود در بازار بین ۰/۰۸ تا ۲/۸ کیلووات (۳۰۰ تا ۱۱۰۰۰ بی‌تی‌یو بر ساعت) است. در انواع متداول این اجاق‌ها مشعل-هایی در قسمت فوقانی تعبیه شده‌است که برای پخت غذا از آن‌ها استفاده می‌شود. شکل شعله در این اجاق‌ها یا به‌صورت شعله دایره‌ای (شعله‌های کناری در اجاق گازهای خانگی) و یا به‌صورت یک شبکه شعله استوانه‌ای (شعله میانی در اجاق گازهای خانگی) می‌باشد.

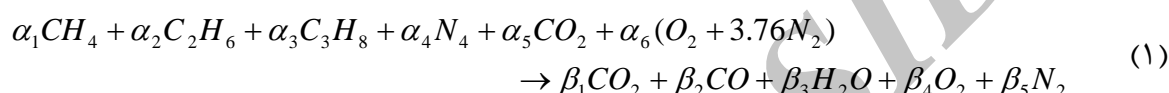
تصویر یک نمونه از مشعل‌های متداول اجاق گاز خانگی در شکل (۱) نشان داده شده‌است. در این نوع مشعل‌ها هوای احتراق با سوخت گازی مخلوط گردیده و از اینرو شعله ایجاد شده در دسته شعله‌های

پیش‌اختلاط قرار می‌گیرد. به دلیل سرعت نسبتاً ناچیز گاز، جریان از نوع آرام است. مخلوط سوخت و هوا از روزه‌های ریزی که دور مشعل وجود دارد عبور کرده، محترق می‌شوند و تشکیل شعله آبی‌رنگ می‌دهد. طراحی دقیق این مشعل‌ها علاوه بر پارامترهای هندسی، به ترکیبات سوخت نیز بستگی دارد [۸].

۳- حرارت ناشی از احتراق

سوخت هیدروکربنی مورد مطالعه مخلوطی از گازهای متان، اتان، پروپان، دی‌اکسیدکربن و نیتروژن است که به طور معمول در ترکیبات گاز طبیعی ایران وجود دارد. درصد این ترکیبات در یک مول گاز طبیعی معمولاً متغیر است. در این مقاله حد متوسط آن‌ها به شرح جدول (۱) در نظر گرفته شده است [۱۰].

برای تعیین کسر مولی محصولات احتراقی و دمای شعله از تحلیل ترمودینامیکی تعادلی احتراق استفاده شده است. با توجه به ترکیب سوخت، واکنش احتراق ترکیبات گاز جدول (۱) با هوا به صورت معادله (۱) بیان می‌شود:



در این واکنش شیمیایی فرض شده است که در دمای احتراق واکنش تجزیه $CO_2 \leftrightarrow CO + \frac{1}{2}O_2$ وجود دارد و از بقیه واکنش‌های تجزیه صرف‌نظر شده است. از این معادله تجزیه برای تعیین ضرایب معادله (۱) استفاده می‌شود. برای این منظور از تعریف ثابت تعادل و هم‌ارزی آن با انرژی آزاد گیبس استفاده شده است:

$$K = \frac{y_{CO} y_{O_2}^{\frac{1}{2}}}{y_{CO_2}} \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

در این رابطه y_x نشان‌دهنده کسر مولی گونه x می‌باشد. با نوشتن رابطه بقای عناصر برای C ، H ، O و N در واکنش احتراقی (۱)، چهار معادله حاصل می‌شود. جهت یافتن ضرایب مجهول β_1 تا β_5 به یک معادله دیگر نیاز است که از معادله (۲) استفاده می‌شود. برای استفاده از این معادله فرض می‌شود که احتراق در فشار ثابت انجام می‌شود. مقدار ثابت تعادل از جداول خوانده شده [۱۱] و مقادیر کسر مولی نیز با استفاده از ضرایب معادله (۱) جایگزین می‌گردد. پس از حل معادلات حاصل از بقای عناصر و معادله کمکی (۲) و یافتن کسر مولی هر یک از محصولات احتراقی، برای تعیین درجه حرارت شعله از قانون اول ترمودینامیک استفاده می‌شود:

$$-\frac{\dot{W}}{n_{Fuel}} + \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{n_{Fuel}} - \sum_{i=1}^l \nu_{Pi} \bar{h}_{Pi} + \sum_{i=1}^m \nu_{Ri} \bar{h}_{Ri} = 0 \quad (3)$$

در رابطه (۳)، l و m به ترتیب تعداد گونه‌های واکنش‌دهنده و محصولات است. این رابطه بر حسب مول سوخت بیان شده است. با توجه به زمان کوتاه احتراق فرض می‌شود که احتراق در شرایط آدیاباتیک

انجام می‌شود و با توجه به اینکه $\dot{W} = 0$ است رابطه (۳) به صورت زیر ساده می‌شود:

$$H_{reaction} - H_{production} = 0 \quad (4)$$

برای حل معادله (۴) باید از روش سعی و خطا با یک حدس اولیه برای دمای محصولات استفاده شود.

۴- تبادل حرارت بین شعله و ظرف

تبادل حرارت بین شعله و ظرف به دو صورت انتقال حرارت تشعشعی و جابجایی انجام می‌شود. هر یک از دو مکانیزم، جداگانه مدل شده و اثرات آن‌ها با هم جمع شده‌است.

۴-۱- مدل‌سازی انتقال حرارت تشعشعی

اثرات انتقال حرارت تشعشعی از شعله اجاق گازهای خانگی در بسیاری از بررسی‌ها به‌علت سهم کوچک این مکانیزم انتقال حرارت نادیده گرفته شده‌است [۳]. بسیاری از شعله‌های گازی پیش‌اختلاط غیر درخشان می‌باشند و به‌علت ضریب صدور کم آن‌ها، اثرات انتقال حرارت به‌وسیله مکانیزم تشعشع بسیار کوچک است. افزون بر این میزان دوده تشکیل‌شده که اثر تشعشعی زیادی دارد در این نوع شعله بسیار ناچیز می‌باشد [۳]. تحقیقاتی که به بررسی اثر تشعشع در این نوع شعله‌ها پرداخته‌اند بسیار اندک می‌باشد. Mizuno و همکاران [۱۲] تلاش کرده‌اند تا سهم نسبی انتقال حرارت جابجایی و تشعشعی در این نوع شعله‌ها را محاسبه کنند. بررسی آن‌ها نشان می‌دهد که اثرات تشعشعی در نرخ سوختن پایینتر بیشتر است [۱۲]. Baukal و Gebhart [۱۳] در مطالعه خود در رابطه با میزان تشعشع از شعله اجاق گاز خانگی دریافتند که میزان انتقال حرارت تشعشعی کمتر از ۱۰٪ از انتقال حرارت کل است. بررسی آن‌ها نشان داد که استفاده از اکسیژن خالص به جای هوا برای احتراق (حذف نیتروژن) تشعشع حرارتی را به صورت چشمگیری افزایش می‌دهد [۱۳]. اثرات ضریب صدور ظرف آشپزی بر میزان انتقال حرارت تشعشعی توسط Zhao و همکاران [۷] بررسی شده‌است. در این مرجع از سه ظرف با جنس‌های مختلف که ضریب صدور آن‌ها برابر ۰/۱، ۰/۳۸ و ۰/۹۸ است استفاده شده‌است. نتایج این مرجع نشان می‌دهد که تغییرات ضریب صدور، شار حرارتی دریافتی ظرف را چندان تغییر نمی‌دهد. این نتیجه‌گیری در مقاله Baukal و Gebhart [۱۴] نیز آورده شده‌است. اخیراً در یک تحقیق، Mares و همکاران [۱۵] میزان شار تشعشعی صادرشده از شعله پروپان که در فضای باز شعله‌ور است را با روش‌های تجربی اندازه‌گیری کرده‌اند. در بررسی مقالات موجود هیچ مدل‌سازی تحلیلی‌ای برای تعیین اثرات تشعشعی شعله یافت نشده‌است.

در مقاله حاضر یک مدل‌سازی ساده تحلیلی برای محاسبه اثرات تشعشعی شعله اجاق گاز خانگی پیشنهاد شده‌است. از آنجا که ارتفاع شعله ناچیز است از تغییرات درجه حرارت در طول شعله صرف‌نظر می‌شود. بنابراین شعله به‌صورت یک نوار مدور و بدون ضخامت در محاسبات در نظر گرفته می‌شود. الگوی انتقال حرارت تشعشعی بین شعله و ظرف بر طبق مدل نشان داده‌شده در شکل (۲) محاسبه می‌گردد.

با توجه به مقاومت‌های تشعشعی که در شکل (۲) آورده شده‌است انتقال حرارت تشعشعی Q_{Rad} ، به-

صورت معادله (۵) بیان می‌شود:

$$Q_{Rad} = \frac{\sigma(T_F^4 - T_D^4)}{R_{Rad}} \quad (5)$$

در معادله (۵) R_{Rad} مقاومت تشعشعی کل بوده و σ ثابت استفان - بولتزمن می‌باشد.

$$R_{Rad} = \frac{1 - \varepsilon_F}{A_F \varepsilon_F} + \frac{1}{A_D F_{DF}} + \frac{1 - \varepsilon_D}{A_D \varepsilon_D} \quad (۶)$$

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4 \quad (۷)$$

ضریب دید F_{DF} بر طبق رابطه‌ای که توسط Howell [۱۶] ارائه شده است به صورت رابطه (۸) بیان می‌شود:

$$F_{DF} = \frac{1}{2} \left\{ r_F^2 - r_B^2 - \left[(1 + r_F^2 + h_{Ah}^2)^2 - 4r_F^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \left[(1 + r_B^2 + h_{Ah}^2)^2 - 4r_B^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (۸)$$

$$h_{Ah} = \frac{Ah}{R_D} \quad r_B = \frac{R_B}{R_D} \quad r_F = \frac{R_F}{R_D}$$

ε_D ضریب صدور ظرف بوده و با انتخاب جنس ظرف مقدار آن مشخص می‌گردد. تاکنون مطالعات فراوانی برای محاسبه ضریب صدور شعله ε_F ، صورت گرفته است که همگی تجربی بوده‌اند. اکثر مطالعات تجربی انجام شده ضریب صدور شعله را به طول شعله وابسته می‌دانند. در مطالعات تجربی انجام شده عموماً تشعشع شعله را مجموع اثرات ناشی از دوده تولیدشده و حرارت گازهای گرم فرض کرده و برای طول‌های مختلف شعله سهم نسبی هر یک از این دو اثر را برآورد می‌کنند. نتایج نشان می‌دهد که برای طول شعله کوتاه ($< 0.2 \text{ m}$) اثرات تشعشعی گازهای گرم غالب می‌باشد در حالیکه با افزایش طول شعله، سهم تشعشع ناشی از دوده افزایش می‌یابد. در تازه‌ترین مطالعه انجام شده توسط Agueda و همکاران [۱۷]، رابطه‌ای که از نتایج تجربی برای محاسبه ضریب صدور شعله استخراج شده است به صورت معادله (۹) گزارش شده است:

$$\varepsilon_F(L_F) = 1 - \exp(-\kappa L_F) \quad (۹)$$

معادله (۹) نشان می‌دهد که هر چه طول شعله بیشتر باشد ضریب صدور شعله به یک نزدیکتر شده و شعله همانند جسم سیاه صادر می‌کند. در این رابطه κ ضریب خاموشی^۱ شعله می‌باشد. برای شعله‌ها این ضریب از مرتبه یک بوده و در اکثر حالات مقادیر آن بسیار به یک نزدیک است [۱۷]. در مقاله حاضر نیز مقدار این ضریب برابر با یک در نظر گرفته می‌شود.

L_F طول متوسط پرتوی شعله می‌باشد. این طول به پارامترهای فراوانی از جمله به شکل مشعل، دبی سوخت و ترکیبات آن، همچنین به دمای شعله و دمای محیط اطراف آن، وابسته است. برای مشعل‌هایی با سطح مقطع دایره‌ای شکل، طول شعله از رابطه (۱۰) به دست می‌آید [۱۸]:

$$L_F = 1330 \frac{\dot{Q}_{NG}(T_\infty/T_F)}{\ln(1+1/s)} \quad (۱۰)$$

در رابطه (۱۰)، \dot{Q}_{NG} دبی حجمی گاز طبیعی، T_∞ دمای محیط اطراف و s نسبت مولی سوخت به هوا است.

^۱ Extinction coefficient

۴-۲- مدل سازی انتقال حرارت جابجایی

مهم ترین مکانیزم انتقال حرارت در اجاق گازهای خانگی انتقال حرارت جابجایی می باشد [۳]. با توجه به حجم کنترل نشان داده شده در شکل (۳)، مقدار حرارت کلی منتقل شده به ظرف در اثر تغییر دمای گازهای داغ از T_F به T_{exit} برابر است با [۱۹]:

$$Q_{Total} = Q_{Con} + Q_{Rad} = m_g C_{p,g} (T_F - T_{exit}) \quad (11)$$

در رابطه فوق m_g مجموع دبی جرمی سوخت و هوای احتراق می باشد. از آنجا که انتقال حرارت جابجایی در اطراف ظرف به علت ضریب انتقال حرارت نسبتاً پایین، نسبت به کف ظرف بسیار کمتر است از آن صرف نظر شده است [۲۰]. فرض می شود که دمای کف ظرف ثابت بوده و انتقال حرارت جابجایی از گازهای گرم به کف ظرف در حالت پایا باشد. از آنجا که درجه حرارت گازهای خروجی از حجم کنترل نسبت به درجه حرارت گازهای ورودی به آن کاهش یافته است از اختلاف درجه حرارت میانگین لگاریتمی استفاده می شود [۱۹].

$$Q_{Con} = h_b A_D \Delta T_{LMTD} = h_b A_D \frac{(T_F - T_D) - (T_{exit} - T_D)}{\ln[(T_F - T_D)/(T_{exit} - T_D)]} \quad (12)$$

برای یافتن h_b از رابطه موجود در مرجع [۱۹] و نتایج حاصل از مرجع [۲۱] استفاده شده است.

$$h_b = 31.96k Pr^{0.42} Re^{0.50} \left(\frac{D_B^{0.5}}{D_D^{1.5}} \right) \quad (13)$$

در رابطه (۱۳) k و Pr به ترتیب ضریب هدایت حرارتی و عدد پرانتل محصولات احتراقی، D_D قطر ظرف و D_B قطر مشعل است. عدد رینولدز بر اساس قطر مشعل محاسبه می شود. سرعت متوسط در محاسبه عدد رینولدز، از تقسیم دبی جرمی کل بر حاصل ضرب چگالی محصولات احتراقی در مساحت بر حسب قطر مشعل محاسبه می شود. در نهایت پس از یافتن مجهولات، راندمان حرارتی مشعل با توجه به رابطه (۱۴) به دست می آید:

$$\eta_{Th} = \frac{Q_{Total}}{Q_{Fuel}} = \frac{Q_{Con} + Q_{Rad}}{Q_{Fuel}} \quad (14)$$

۵- روند حل معادلات

در مقاله حاضر یک نوع اجاق گاز با مشخصات موجود در جدول (۲) مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین گاز طبیعی با ترکیبات نشان داده شده در جدول (۱) به عنوان سوخت ورودی در نظر گرفته شده است. برای حل معادلات، ابتدا از معادلات تعادل ترمودینامیکی، مقدار مولی هر یک از محصولات احتراقی معادله (۱) مشخص می شود. در ادامه با استفاده از معادله (۴) دمای شعله به دست می آید. مقدار انتقال حرارت تشعشعی با استفاده از تعیین ضریب صدور شعله از معادله (۹) و جایگذاری آن در معادله (۵) به دست می آید. با محاسبه h_b از معادله (۱۳) تنها Q_{Con} و T_{exit} مجهول اند که با حل همزمان معادلات (۱۱) و (۱۲) این دو مجهول نیز محاسبه می شوند. با مشخص شدن تمامی مجهولات راندمان حرارتی از

معادله (۱۴) محاسبه می‌شود. روند حل معادلات و ترتیب آن‌ها در فلوجارت شکل (۴) آورده شده‌است.

۶- بررسی صحت و دقت مدل

برای بررسی صحت و دقت مدل، نتایج حاصل از مدل تحلیلی ارائه‌شده با داده‌های تجربی مرجع [۱۹] مقایسه شده‌است (شکل (۵)). برای این منظور تمامی شرایط برای حل تحلیلی همانند شرایط آزمایش مرجع [۱۹] انتخاب شده‌است. داده‌های تجربی حاکی از این است که با افزایش توان ورودی راندمان حرارتی اجاق کاهش می‌یابد. نتایج حل تحلیلی نیز، علاوه بر این که روند کاهش راندمان با افزایش توان ورودی را درست پیش‌بینی می‌کند از نظر مقدار نیز کاملاً با داده‌های تجربی همخوانی دارد. این تطابق، با توجه به ساده‌بودن مدل تحلیلی ارائه‌شده بسیار ارزشمند است.

۷- نتایج و تحلیل آن‌ها

۷-۱- اثر نسبت هم‌ارزی (ϕ) و ترکیب سوخت

محدوده نسبت هم‌ارزی استفاده شده در اکثر مراجع $0.7 < \phi < 1.05$ می‌باشد هر چند که در برخی از مراجع محدوده وسیع‌تری نیز بررسی شده‌است ($0.6 < \phi < 2$) [۳]. در شکل ۶ تغییرات مول محصولات احتراق برای نسبت هم‌ارزی‌های مختلف نشان داده شده‌است.

نتایج نشان می‌دهد برای مقادیر $\phi < 0.85$ مول‌های مونوکسید کربن به صفر می‌رسد. تغییر نسبت هم‌ارزی علاوه بر اینکه مول محصولات احتراق را تغییر می‌دهد بر درجه حرارت شعله نیز تاثیرگذار است. افزایش نسبت هم‌ارزی سبب افزایش دمای شعله می‌شود. افزایش دمای شعله سبب می‌شود که هر دو مکانیزم انتقال حرارت افزایش یابد. نمودارهای شکل (۷) روند افزایشی انتقال حرارت تشعشعی و جابجایی را با افزایش نسبت هم‌ارزی نشان می‌دهد.

افزایش میزان انتقال حرارت جابجایی و تشعشعی سبب افزایش راندمان می‌شود. شکل (۸) روند تغییرات راندمان و نسبت انتقال حرارت تشعشعی به جابجایی را برای نسبت هم‌ارزی‌های مختلف نشان می‌دهد. افزایش نسبت هم‌ارزی سبب افزایش نسبت حرارت تشعشعی به حرارت جابجایی می‌شود. ترکیبات تشکیل‌دهنده سوخت یکی از پارامترهای مهمی است که بر راندمان حرارتی اجاق گاز تاثیر می‌گذارد [۸]. هر چه قدر سهم گازهای بی‌تاثیر در احتراق، نظیر نیتروژن، دی‌اکسید کربن و بخار آب در گاز ورودی بیشتر شود تفاضل آنتالپی محصولات احتراق با سوخت ورودی کاهش یافته و در نتیجه دمای شعله کاهش می‌یابد. در شکل (۹) تاثیر حذف نیتروژن بر دمای شعله نشان داده شده‌است. نتایج نشان می‌دهد که حذف CO_2 و N_2 از گاز مبنا به ترتیب باعث ۳۸ و ۲۰ درجه کلون افزایش در دمای شعله می‌شود (نتایج برای CO_2 نشان داده نشده‌است). لازم به توضیح است که سوخت استفاده‌شده در مقاله حاضر دارای درصد بسیار کمی از گازهای بی‌اثر است. برای سوخت‌هایی که سهم این گازها قابل توجه است ارزش حرارتی سوخت بسیار پایین می‌آید، از این رو حذف این گازهای بی‌اثر اهمیت بیشتری می‌یابد.

۷-۲- اثر توان ورودی

توان ورودی به عنوان یکی از مهمترین عوامل تاثیر گذار بر عملکرد مشعل، در اکثر تحقیقات تجربی محققان پیشین بررسی شده است. نتایج مراجع مختلف [۲۲، ۱۹، ۸] نشان می دهد که هر چه توان ورودی اجاق افزایش یابد راندمان آن کاهش می یابد. اما باید توجه داشت که با کاهش توان اجاق اگر چه راندمان حرارتی آن افزایش می یابد اما زمان پخت نیز افزایش می یابد. در شکل (۱۰) روند تغییرات مکانیزمهای انتقال حرارت جابجایی و تشعشعی با توان ورودی نشان داده شده است. نمودارها نشان می دهد که با افزایش توان ورودی هر دو مکانیزم انتقال حرارت افزایش می یابد.

با افزایش توان ورودی دبی گاز ورودی افزایش می یابد که خود باعث افزایش طول موثر شعله می شود (معادله (۱۰)). افزایش طول موثر شعله ضریب صدور شعله را افزایش می دهد (معادله (۹)) و در نتیجه باعث می شود که مقامت تشعشعی کل کاهش یابد (معادله (۶)) که افزایش انتقال حرارت تشعشعی را در پی خواهد داشت. همان طور که گفته شد با افزایش توان ورودی دبی گاز ورودی افزایش می یابد. با توجه به ثابت فرض کردن نسبت هم‌ارزی میزان ورود هوا نیز افزایش می یابد که باعث افزایش عدد رینولدز می شود. افزایش عدد رینولدز سبب افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی می شود (معادله (۱۳)) که در نتیجه افزایش انتقال حرارت جابجایی را در پی خواهد داشت.

در شکل (۱۱) تاثیر توان ورودی اجاق بر روی راندمان حرارتی آن نشان داده شده است. نتایج نشان می دهد که با افزایش توان ورودی اجاق، راندمان حرارتی آن کاهش می یابد. اگر چه با افزایش توان ورودی هر دو مکانیزم انتقال حرارت افزایش می یابد (شکل (۱۰)) اما نسبت افزایش صورت معادله (۱۴) به مخرج آن به اندازه ای نیست که راندمان حرارتی را افزایش دهد که این نتیجه با داده های تجربی گزارش شده در مراجع [۲۲، ۱۹، ۸] همخوانی دارد.

۷-۳- اثر دمای سوخت و هوای ورودی

افزایش دمای سوخت و هوای ورودی سبب افزایش درجه حرارت شعله شده که باعث افزایش هر دو مکانیزم انتقال حرارت می شود. شکل (۱۲) تاثیر دمای سوخت و هوای ورودی بر مکانیزمهای انتقال حرارت جابجایی و تشعشعی را نشان می دهد. هر چند که هر دو مکانیزم انتقال حرارت با افزایش دمای سوخت و هوای ورودی افزایش می یابد اما نتایج نشان می دهد که نسبت انتقال حرارت تشعشعی به انتقال حرارت جابجایی با افزایش دمای سوخت و هوای ورودی افزایش می یابد. در شکل (۱۳) این نسبت به همراه راندمان حرارتی اجاق گاز برای دماهای مختلف سوخت و هوای ورودی رسم شده است. نمودارها نشان می دهد که هر چه میزان پیش گرمایش سوخت و هوای ورودی بیشتر باشد راندمان حرارتی بیشتر است.

شکل (۱۳) نشان می دهد که بیشینه افزایش راندمان اجاق با استفاده از پیش گرمایش ۱۴٪ که با نتایج مرجع [۱۹] کاملاً همخوانی دارد. در این مرجع از یک قطعه متخلخل برای پیش گرمایش هوای ورودی به اجاق گاز استفاده شده است.

۴-۷- اثر دمای کف ظرف

یکی دیگر از عوامل موثر و غیر قابل اجتناب بر عملکرد اجاق گاز تغییرات دمای ظرف است. از آنجا که مدل‌سازی انجام‌شده برای حالت پایدار است لذا فرض شده که در یک دوره زمانی تعادل گرمایی برقرار است و داده‌های مورد نظر برای دمای ثابت ۳۷۳/۱۵ کلوین ظرف به‌دست آمده‌اند. همانگونه که در شکل-۱۴ و ۱۵) نشان داده شده‌است با افزایش دمای ظرف میزان انتقال حرارت تشعشی و جابجایی کاهش یافته و در نتیجه راندمان حرارتی کاهش می‌یابد.

۵-۷- اثر قطر ظرف

یکی از پارامترهای موثر در انتقال حرارت، قطر ظرف می‌باشد. قطر ظرف و همچنین شکل هندسی آن دارای تنوع گسترده‌ای است که در اینجا تنها به ظرف‌های استوانه‌ای اکتفا شده‌است. راندمان حرارتی با ظرف‌هایی با شکل هندسی متفاوت در مرجع [۱] مقایسه شده که در آن نشان داده شده‌است راندمان حرارتی برای ظرف استوانه‌ای نسبت به حالات دیگر بیشتر است.

در شکل (۱۶) مشاهده می‌شود که با افزایش قطر ظرف میزان انتقال حرارت جابجایی افزایش یافته اما میزان تشعشع تقریباً ثابت است. دلیل این امر این است که وابستگی انتقال حرارت تشعشی به دما از مرتبه چهارم و به قطر ظرف از مرتبه دوم (کمتر از مرتبه دوم) است در حالیکه برای انتقال حرارت جابجایی وابستگی به قطر ظرف از مرتبه دوم و به دما از مرتبه اول است. چون دمای شعله با تغییرات قطر ظرف ثابت می‌ماند میزان تشعشع نیز تقریباً ثابت می‌ماند.

در شکل (۱۷) راندمان حرارتی به‌صورت نسبت کل حرارت انتقال‌یافته به ظرف به حرارت سوخت ورودی محاسبه گردیده‌است. روند افزایشی راندمان حرارتی برای قطرهای بزرگتر با شیب کمتری ادامه می‌یابد. از آنجا که درمدلسازی تنها انتقال حرارت از کف ظرف در نظر گرفته شده‌است بنابراین می‌توان اظهار داشت که برای قطرهای کوچک راندمان واقعی از راندمان پیش‌بینی‌شده بیشتر است و با افزایش قطر ظرف، دقت نتایج نیز افزایش می‌یابد، زیرا از آنجا که گازهای حاصل از احتراق پس از تماس با کف ظرف از دیواره‌های آن به سمت بالا حرکت می‌کنند با افزایش قطر ظرف - که سبب کاهش دمای گازهای خروجی از کف ظرف می‌شود - میزان انتقال حرارت به دیواره‌های ظرف کاهش می‌یابد. در شکل (۱۸) تغییرات درجه حرارت گازهای خروجی از کف ظرف مشاهده می‌گردد. همانگونه که انتظار می‌رفت با افزایش قطر فرصت بیشتری برای تبادل حرارت ایجاد شده و در نتیجه گازهای خروجی دمای کمتری دارند.

۶-۷- اثر فاصله ظرف تا شعله

اثر افزایش فاصله ظرف تا شعله در میزان تشعشع در شکل (۱۹) نشان داده شده‌است. همانگونه که انتظار می‌رفت با افزایش این فاصله تشعشع خالص منتقل شده به ظرف کاهش می‌یابد. مدل انتقال حرارت تشعشی به‌صورت استوانه‌ای در نظر گرفته شده که شعله در سطح پایین استوانه و در سطح بالایی آن ظرف قرار گرفته‌است. بنابراین هر مقدار ارتفاع استوانه افزایش یابد مساحت جانبی آن نیز افزایش یافته و در نتیجه سطح جذب‌کننده انرژی اتلافی افزایش می‌یابد. به‌عبارت دیگر با افزایش ارتفاع ضریب شکل

ظرف نسبت به شعله کاهش و در عوض ضریب شکل محیط اطراف نسبت به شعله افزایش می‌یابد. از طرفی دور شدن ظرف از شعله سبب می‌شود که گازهای گرم احتراقی فاصله بیشتری را تا رسیدن به کف ظرف طی کرده و در نتیجه خنک‌تر شوند که منجر به کاهش انتقال حرارت جابجایی می‌گردد. بنابراین نزدیکتر نمودن ظرف به شعله افزایش انتقال حرارت‌های تشعشی و جابجایی را در پی خواهد داشت. ولی در نظر گرفتن حداقل فاصله‌ای که بتواند در آن احتراق کامل رخ دهد نیز ضروری است. زیرا در صورتیکه احتراق سوخت ناقص باشد برخورد هیدروکربن‌های سرد نسوخته به کف ظرف سبب کاهش راندمان حرارتی می‌گردد. اگر فاصله ظرف از این فاصله حداقلی بیشتر شود سبب می‌شود که گازهای گرم تا رسیدن به کف ظرف مسیر بیشتری را طی کنند که باعث سرد شدن آن‌ها و کاهش میزان انتقال حرارت جابجایی به ظرف و به تبع آن کاهش راندمان می‌گردد [۵].

۷-۷- اثر ضریب صدور ظرف

روند تغییرات انتقال حرارت تشعشی با ضریب صدور ظرف در شکل (۲۰) آورده شده است. نتایج نشان می‌دهد که برای مقادیر کوچک ضریب صدور ظرف، نرخ تغییرات انتقال حرارت تشعشی شدید بوده و برای مقادیر بزرگتر ضریب صدور، این تغییرات کم‌کم به سمت صفر میل می‌کند. با وجود تغییرات شدید در برخی از قسمت‌های نمودار، اندازه تغییرات انتقال حرارت تشعشی برای ضریب صدورهای مختلف چندان زیاد نیست. به‌طوریکه عملاً تغییر ضریب صدور ظرف باعث تغییری در راندمان حرارتی نمی‌گردد. در مراجع [۱۴،۷] همین نتیجه البته با استفاده از روش تجربی گزارش شده است. علت تاثیر اندک ضریب صدور را می‌توان با بررسی بیشتر معادله (۶) و تاثیری که هر یک از مقاومت‌ها بر مقاومت تشعشی کل دارد توجیه نمود. با توجه به مقدار ضریب صدور بسیار کوچک برای شعله اجاق گاز که از معادله (۹) حاصل می‌شود (مقادیر ضریب صدور شعله در حالات مختلف بین ۰/۰۰۶ تا ۰/۰۰۱ است)، عبارت غالب در معادله (۶)، مقاومت تشعشی شعله بوده و مقاومت تشعشی ناشی از ضریب دید و مقاومت تشعشی ظرف تاثیر چندانی بر مقاومت تشعشی کل ندارد. اگر ضریب صدور شعله بزرگتر و تشعشع، مکانیزم انتقال حرارت غالب باشد آنگاه تاثیر ضریب صدور ظرف بیشتر نمایان خواهد بود.

۸- نتیجه گیری

در این مقاله به بررسی انتقال حرارت از مشعل یک اجاق گاز خانگی پرداخته شده است. بر خلاف اکثر تحقیقات قبلی در این زمینه، در تبادل حرارت بین شعله اجاق گاز و ظرف، علاوه بر انتقال حرارت جابجایی، انتقال حرارت تشعشی نیز منظور شده است. اثر عوامل مختلفی نظیر قطر ظرف، فاصله ظرف تا مشعل، درجه حرارت سوخت و هوای ورودی، دمای ظرف، ضریب صدور ظرف، نسبت هم‌ارزی و توان ورودی بر روی مکانیزم‌های انتقال حرارت جابجایی و تشعشی و راندمان حرارتی بررسی شده است. مهم‌ترین نتایج مقاله حاضر عبارتند از :

- میزان انتقال حرارت تشعشی کمتر از انتقال حرارت جابجایی و در حالات مختلف بین ۵٪ تا ۱۱٪ آن است.

- راندمان حرارتی اجاق گاز برای حالات مختلف در محدوده‌ای بین ۲۵٪ تا ۵۵٪ قرار می‌گیرد.
- افزایش گازهای بی‌تأثیر در احتراق نظیر نیتروژن و دی‌اکسید کربن در گاز ورودی به دلیل تفاضل آنتالپی محصولات احتراق با سوخت ورودی باعث کاهش دمای شعله و در نتیجه کاهش راندمان می‌گردد.
- افزایش دمای ظرف تأثیر منفی بر انتقال حرارت خواهد داشت و با افزایش آن راندمان کاهش می‌یابد.
- افزایش فاصله ظرف از مشعل تأثیر اندکی در افزایش افت حرارت تشعشعی دارد ولی به دلیل کاهش دمای گازهای احتراقی در فواصل بیشتر از شعله، دور شدن ظرف از شعله باعث کاهش انتقال حرارت کلی و راندمان می‌شود.
- مقدار ضریب صدور ظرف تأثیری کمی بر کارایی اجاق گاز دارد.
- از میان پارامترهای بررسی شده اثر قطر ظرف، دمای سوخت و هوای ورودی و توان ورودی بر راندمان حرارتی بیشتر است. افزایش قطر ظرف و همچنین افزایش دمای سوخت و هوای ورودی اثر مثبت بر روی راندمان، و افزایش توان اجاق گاز اثر کاهشی بر روی راندمان دارد.
- مدل‌سازی ارائه شده با دقت قابل قبولی می‌تواند به عنوان مبنای طراحی و محاسبات مهندسی برای انتقال حرارت از مشعل به ظرف در اجاق گازهای خانگی مورد استفاده قرار گیرد.

مراجع

- [1] Lucky, R. A., and Hossain, I., "Efficiency Study of Bangladeshi Cookstoves with an Emphasis on Gas Cookstoves", *Energy*, Vol. 26, pp. 221-237, (2001).
- [2] Li, H. B., Wong, T. T., Leung, C. W., and Probert, S. D., "Thermal Performances and CO Emissions of Gas-fired Cooker-top Burners", *Applied Energy*, Vol. 83, pp. 1326-1338, (2006).
- [3] Chander, S., and Ray, A., "Flame Impingement Heat Transfer: A Review", *Energy Conversion and Management*, Vol. 46, pp. 2803-2837, (2005).
- [4] Kwok, L. C., Leung, C. W., and Cheung, C. S., "Heat Transfer Characteristics of Slot and Round Premixed Impinging-flame Jets", *Experimental Heat Transfer*, Vol. 16, pp. 111-137, (2003).
- [5] Hou, S. S., and Ko, Y. C., "Effects of Heating Height on Flame Appearance, Temperature Field and Efficiency of an Impinging Laminar Jet Flame used in Domestic Gas Stoves", *Energy Conversion and Management*, Vol. 45, pp. 1583-1595, (2004).
- [6] Hou, S. S., and Ko, Y. C., "Influence of Oblique Angle and Heating Height on Flame

- Structure, Temperature Field and Efficiency of an Impinging Laminar-jet Flame”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 46, pp. 941-958, (2005).
- [7] Zhao, Z., Wong, T. T., Leung, C. W., and Probert, S. D., “Wok Design: Thermal Performance-influencing Parameters”, *Applied Energy*, Vol. 83 pp. 387-400, (2006).
- [8] Ko, Y. C., and Lin, T. H., “Emissions and Efficiency of a Domestic Gas Stove Burning Natural Gases with Various Compositions”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, pp. 3001-3014, (2003).
- [9] Ashman, P., Junus, R., Stonington, J. F., and Sergeant, G. D., “The Effects of Load Height on the Emissions from a Natural-gas-fired Domestic Cook-top Burner”, *Combustion Science Technology*, Vol. 10, pp. 3283-3298, (1994).
- [10] Glassman, I., “*Combustion*”, Second Edition, Academic Press, Inc, New York, (1987).
- [۱۱] گزارشات محاسبات خطوط لوله سراسری، برنامه‌ریزی تلفیقی شرکت ملی گاز ایران، سال (۱۳۷۹).
- [12] Mizuno, K., Mittal, R., and Viskanta, R., “An Experimental Study of Pre-mixed Flame Impingement Heat Transfer”, In: Paper DW, et al., Editors. *Proceeding of ASME Heat Transfer Division*, Vol. 4, HTD-Vol. 335, New York, ASME, pp. 245-252, (1996).
- [13] Baukal, C. E., and Gebhart, B., “Oxygen-enhanced/natural Gas Flame Radiation”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, No. 11, pp. 2539-2547, (1997).
- [14] Baukal, C. E., and Gebhart, B., “Surface Condition Effect on Flame Impingement Heat Transfer”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 15, pp. 323-335, (1997).
- [15] Mares, M. G., Muñoz, M., and Casal, J., “Radiant Heat from Propane Jet Fires”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 34, pp. 323-329, (2010).
- [16] Howell, J. R., “*A Catalog of Radiation Configuration Factors*”, McGraw-Hill, New York, (1982).
- [17] Agueda, A., Pastor, E., Perez, Y., and Planas, E., “Experimental Study of the Emissivity of Flames Resulting from the Combustion of Forest Fuels”, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 49, pp. 543-554, (2010).
- [18] Drysdale, D., “*An Introduction to Fire Dynamics*”, John Wiley & Sons Ltd, New York, (1999).
- [19] Jugjai, S., and Rungsimuntuchart, N., “High Efficiency Heat-recirculating Domestic Gas Burners”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 26, pp. 581-592, (2002).

- [20] Jugjai, S., and Trewetaskorn, T. W., "Thermal Efficiency Improvement of LPG Gas-Cooker by a Swirling Central Flame", International Journal of Energy Resources, Vol. 25, No. 8, pp. 657-674, (2001).
- [21] Agrawal, G. K., Chakraborty, S., and Som, S. K., "Heat Transfer Characteristics of Premixed Flame Impinging Upwards to Plane Surfaces Inclined with the Flame Jet Axis", International Journal of Heat and Mass Transfer Vol. 53, pp. 1899-1907, (2010).
- [22] Hou, S. S., Lee, C. Y., and Lin, T. H., "Efficiency and Emissions of a New Domestic Gas Burner with a Swirling Flame", Energy Conversion and Management, Vol. 48, pp. 1401-1410, (2007).

فهرست نمادهای انگلیسی

- A_D : مساحت کف ظرف
 A_F : مساحت شعله اجاق
 Ah : فاصله کف ظرف تا مشعل اجاق
 $C_{p,g}$: ظرفیت گرمایی ویژه محصولات احتراقی
 D_B : قطر مشعل
 D_D : قطر ظرف
 F_{DF} : ضریب دید شعله و ظرف
 h, H : آنتالپی
 h_b : ضریب انتقال حرارت جابجایی
 K : ثابت تعادل واکنش
 k : ضریب هدایت حرارتی محصولات احتراقی
 L_F : طول متوسط پرتوی شعله
 \dot{m}_g : دبی جرمی محصولات احتراقی
 P : فشار ترمودینامیکی
 Pr : عدد پرانتل
 Q_{Con} : انتقال حرارت جابجایی
 Q_{Rad} : انتقال حرارت تشعشعی
 Q_{Total} : کل حرارت انتقال یافته به کف ظرف
 \dot{Q}_{NG} : دبی حجمی سوخت
 R_{Rad} : مقاومت تشعشعی کل
 Re : عدد رینولدز
 s : نسبت مولی سوخت به هوا
 T_D : دمای کف ظرف

T_{exit} : دمای گازهای خروجی

T_F : دمای شعله

T_{inlet} : دمای سوخت و هوای ورودی

T_{∞} : دمای محیط اطراف

y, ν : نسبت مولی

W : کار ترمودینامیکی

فهرست نمادهای یونانی

K : ضریب خاموشی شعله

ε_D : ضریب صدور ظرف

ε_F : ضریب صدور شعله

σ : ثابت استفان بولتزمن

η_{Th} : راندمان حرارتی اجاق

جدولها

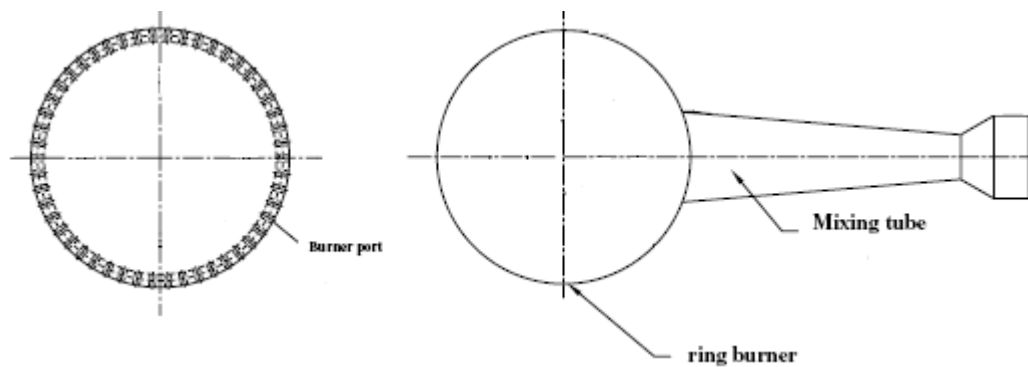
جدول ۱- ترکیبات متوسط گاز طبیعی ایران [۱۱]

Component	Mole Fraction
CH_4	88%
C_2H_6	6%
C_3H_8	2%
N_2	3%
CO_2	1%

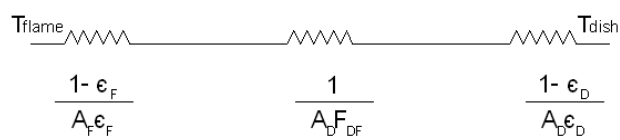
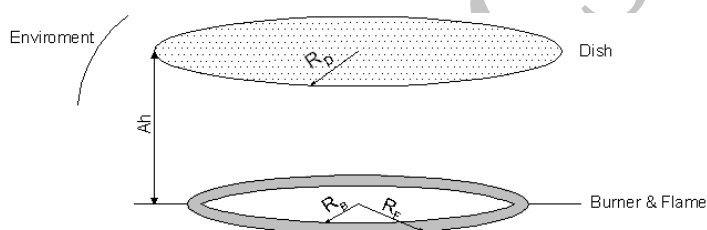
جدول ۲- مشخصات ظرف و مشعل مورد استفاده

۱۰۰ (mm)	قطر مشعل (D_B)
۲۰۰ (mm)	قطر ظرف (D_P)
۲۵/۴ (mm)	فاصله اجاق تا کف ظرف (Ah)
۲۹۸/۱۵ (K)	دمای هوا و سوخت ورودی (T_{inlet})
۳۷۳/۱۵ (K)	دمای کف ظرف (T_D)
۱۲۰ (%)	درصد هوای نظری

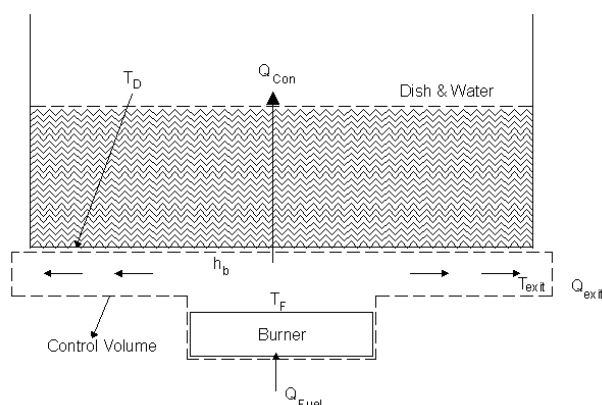
شکلها



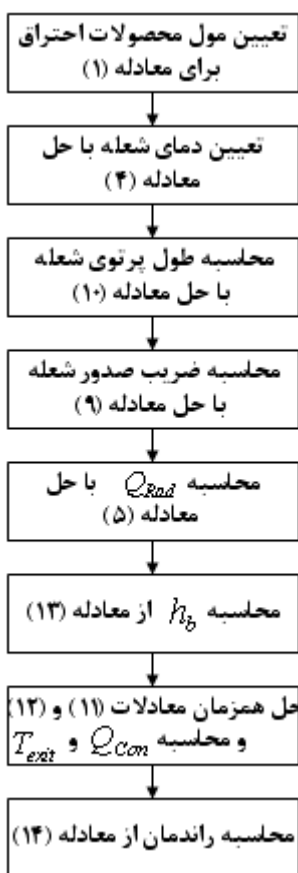
شکل ۱- تصویر یک نمونه از مشعل اجاق گاز خانگی



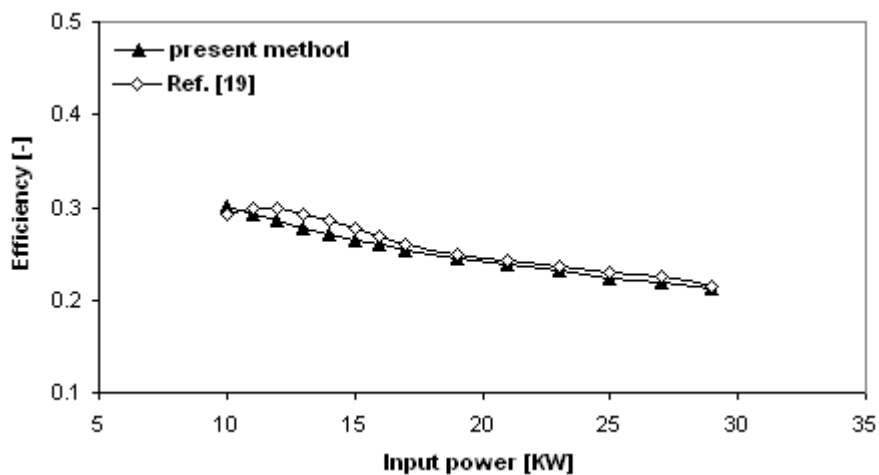
شکل ۲- مدل سازی انتقال حرارت تشعشعی



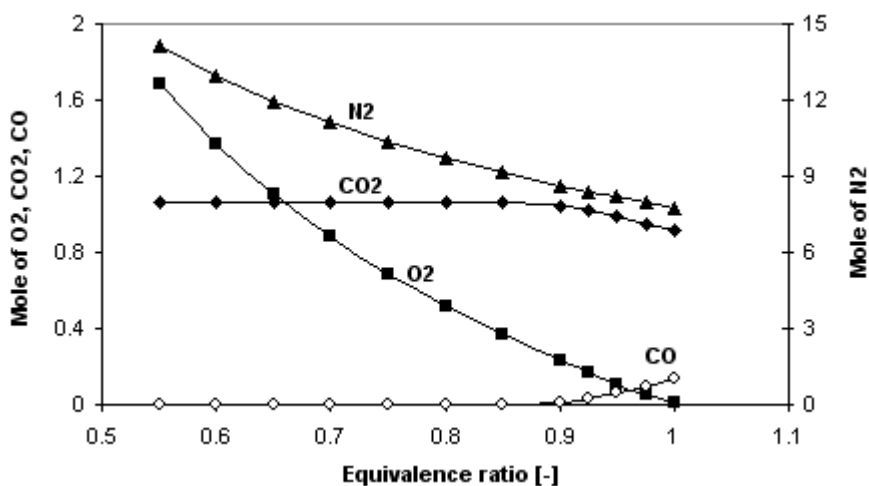
شکل ۳- مدل سازی انتقال حرارت جابجایی



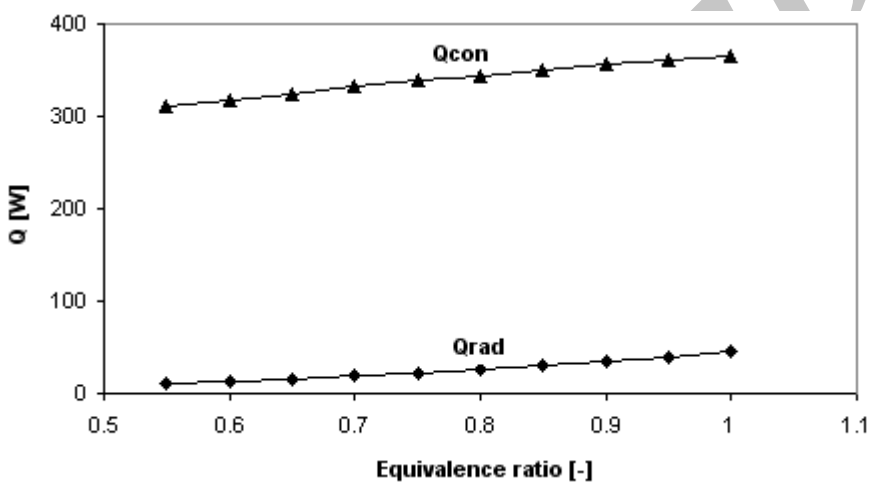
شکل ۴- روند حل معادلات



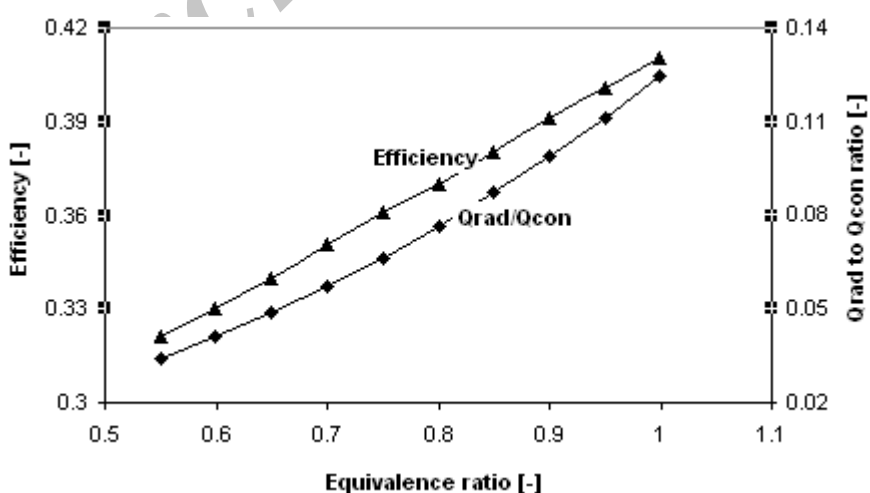
شکل ۵- مقایسه نتایج حل تحلیلی با داده‌های تجربی



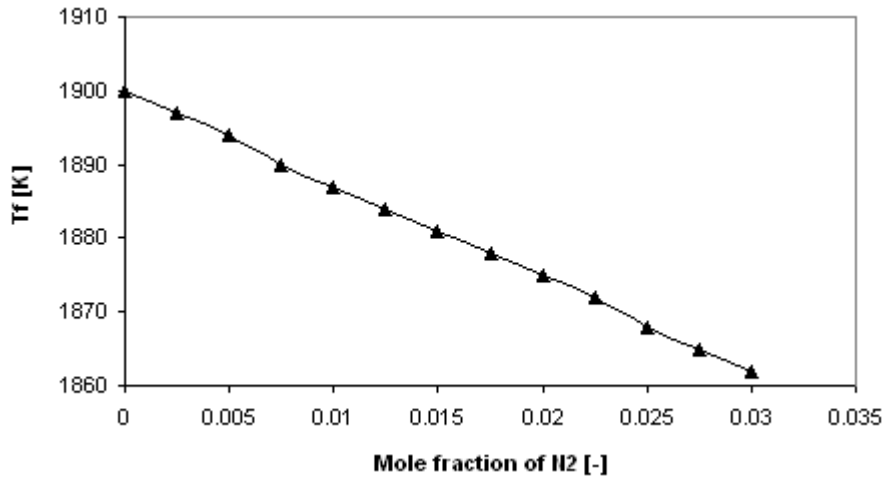
شکل ۶- تغییرات مول‌های محصولات احتراق بر حسب نسبت هم‌ارزی



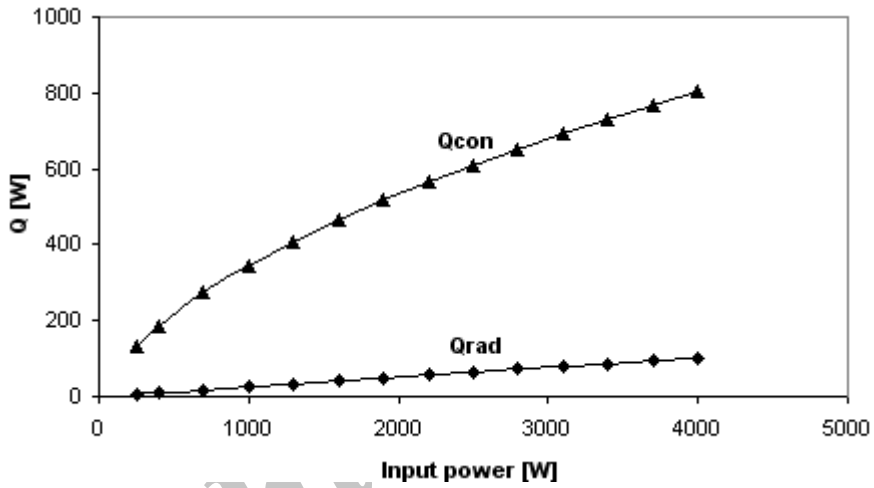
شکل ۷- اثر نسبت هم‌ارزی بر مکانیزم‌های مختلف انتقال حرارت



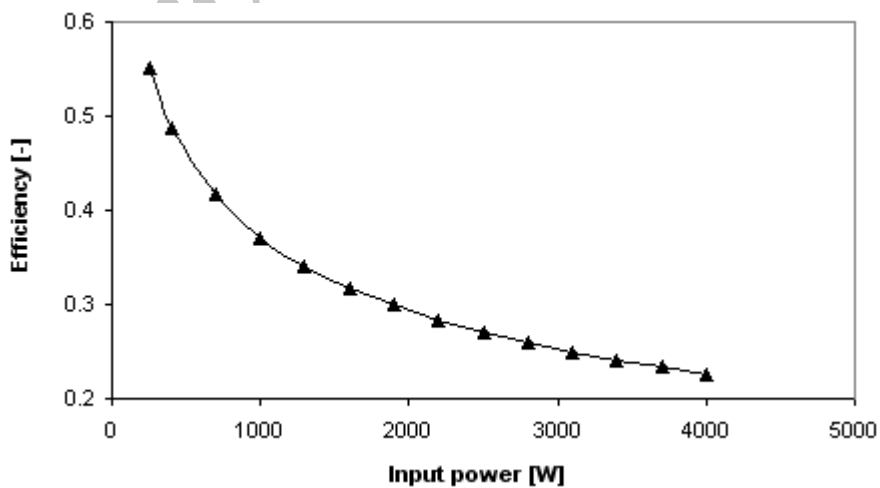
شکل ۸- اثر نسبت هم‌ارزی بر راندمان و نسبت شار تشعشی به شار انتقال حرارت جابجایی



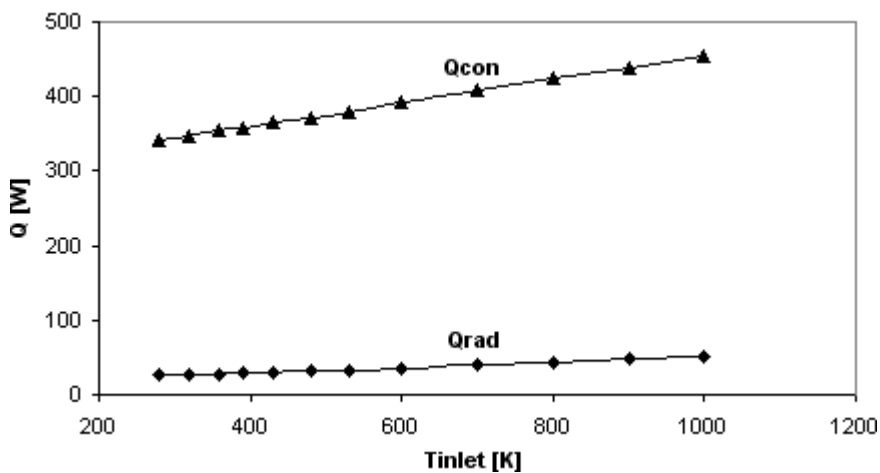
شکل ۹- اثر حذف نیتروژن بر دمای شعله



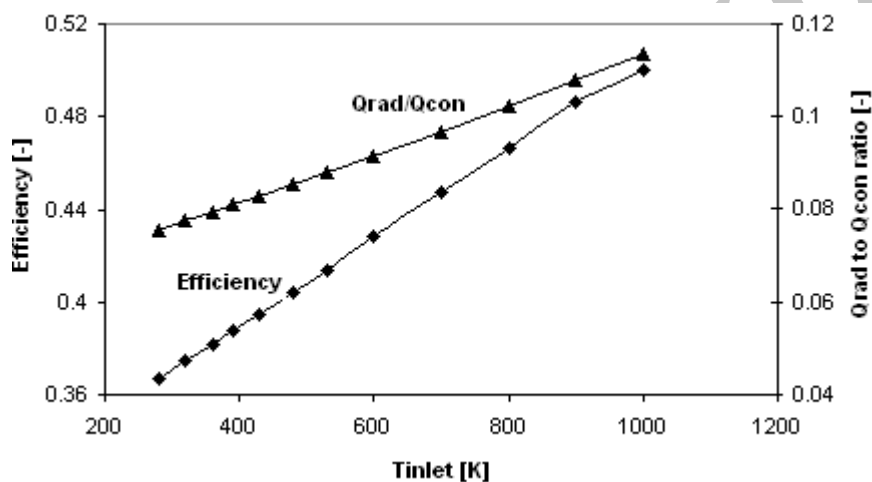
شکل ۱۰- اثر توان ورودی بر مکانیزمهای مختلف انتقال حرارت



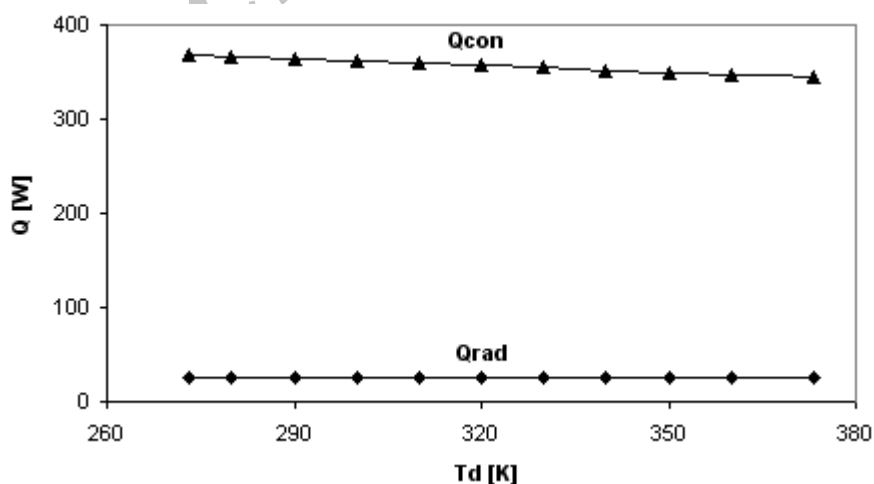
شکل ۱۱- اثر توان ورودی بر راندمان اجاق گاز



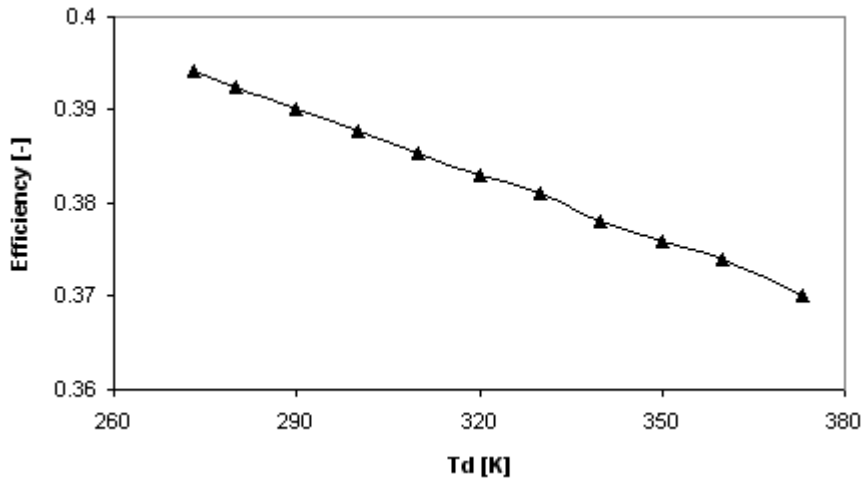
شکل ۱۲- اثر پیش گرمایش سوخت و هوای ورودی بر انتقال حرارت



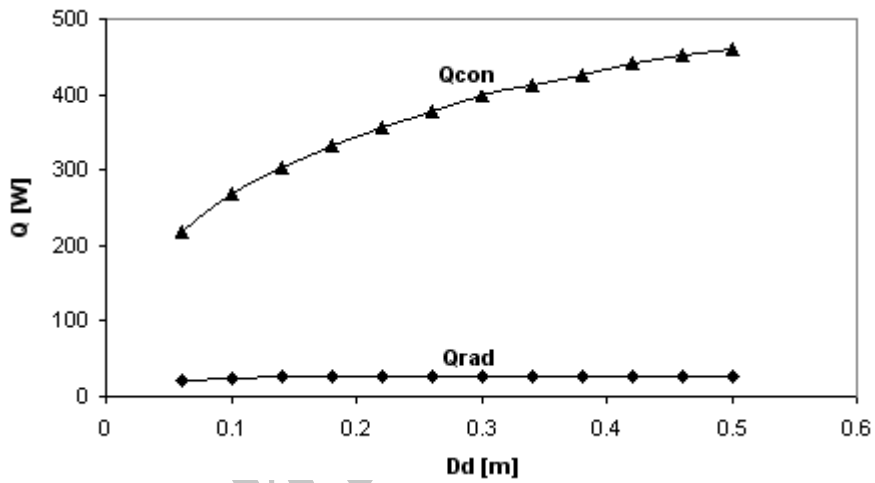
شکل ۱۳- اثر پیش گرمایش بر نسبت مکانیزم‌های انتقال حرارت و راندمان حرارتی



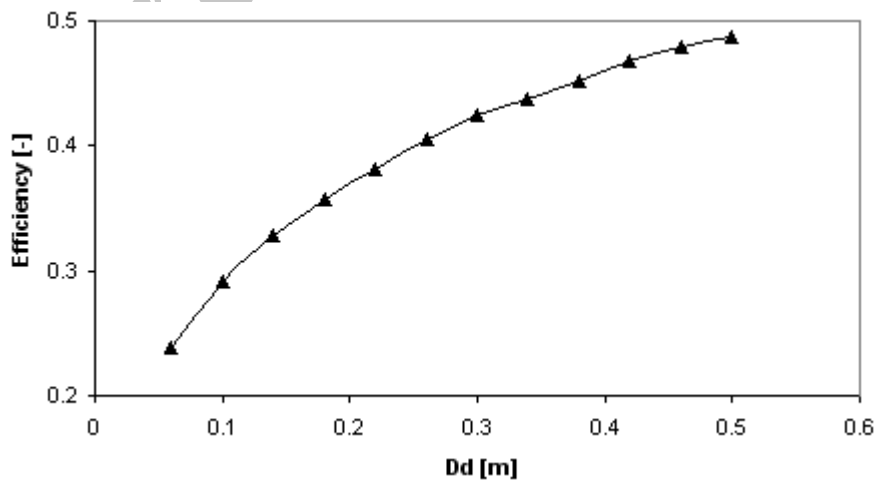
شکل ۱۴- اثر دمای کف ظرف بر میزان انتقال حرارت



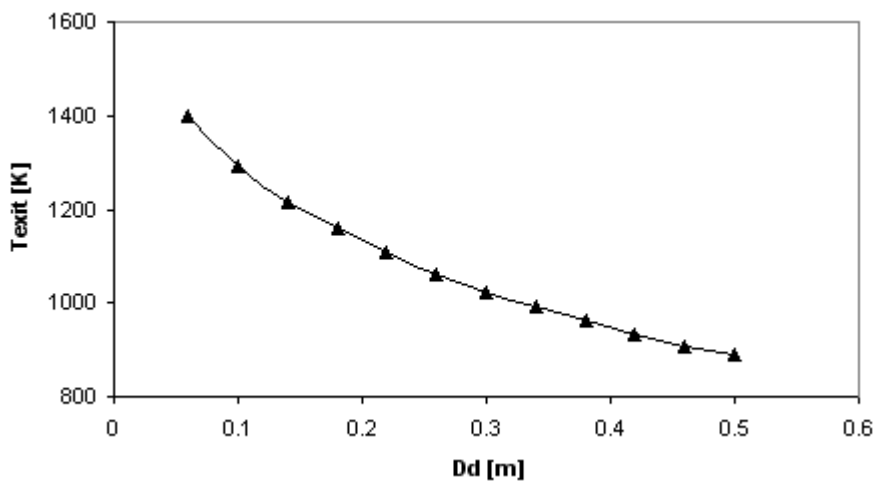
شکل ۱۵- اثر دمای کف ظرف بر راندمان اجاق گاز



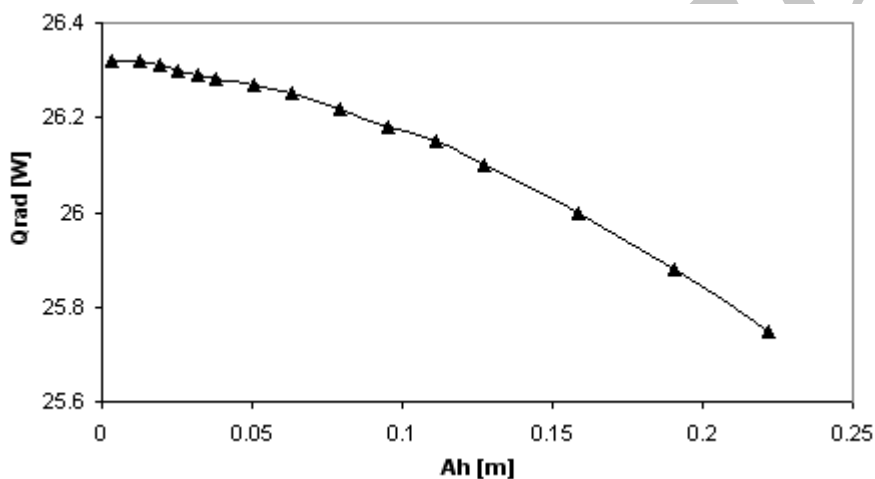
شکل ۱۶- اثر قطر ظرف بر مکانیزم‌های مختلف انتقال حرارت



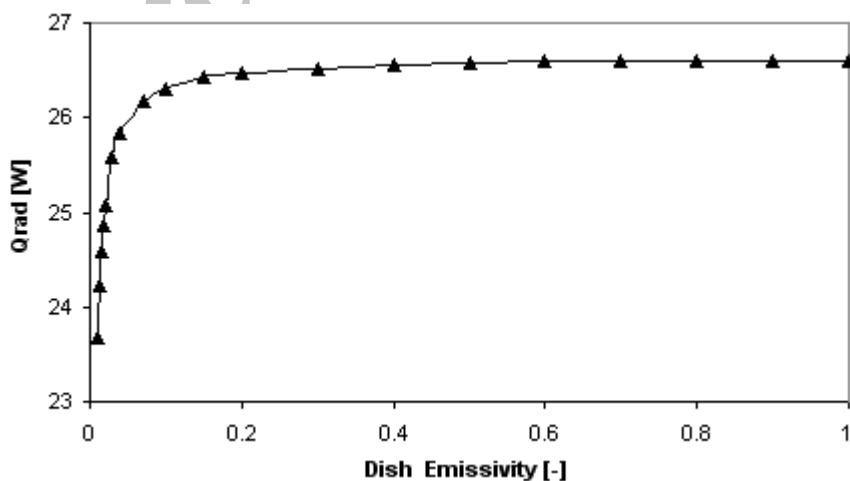
شکل ۱۷- اثر قطر ظرف بر راندمان حرارتی



شکل ۱۸- اثر قطر ظرف بر درجه حرارت گازهای خروجی از کف ظرف



شکل ۱۹- اثر فاصله کف ظرف تا شعله در میزان انتقال حرارت تشعشی



شکل ۲۰- تاثیر ضریب صدور ظرف بر انتقال حرارت تشعشی

Abstract

In this paper, modeling of heat transfer from a domestic gas stove has been studied. Unlike most previous research in this field, in heat exchange between the gas stove and dish, in addition to convection heat transfer, radiation heat transfer is also considered. The results of calculations in all cases have a good agreement with available experimental data. This agreement with regard to simple analytical modeling done in this paper is valuable. The results show that the portion of radiation heat transfer is about 10% of the total heat transfer from the gas stove. Thermal efficiency of the gas stove is 25% to 55% for different conditions. The influence of significant parameters on the thermal efficiency were investigated and discussed. Another parameter affecting performance of a domestic gas stove is the fuel composition that here, the effect of nitrogen and carbon dioxide removed from it is considered and verified.

Archive of SID