

بررسی عددی و تجربی عملکرد مشعل اجاق گاز خانگی پر بازده به کمک روش سطح پاسخ

سبحان امامی کوپائی^{۱*}، علیرضا شیرنشان^{۲**}، سید احسان میراحمدی^۳، سید حمیدرضا میر احمدی^۴

۱- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف آباد، ایران، sobhan@pmc.iaun.ac.ir

۲- دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف آباد، ایران، arshirneshan@yahoo.com

۳- کارشناس، گروه صنعتی هومکو، شهرک صنعتی بزرگ اصفهان، اصفهان، ایران، eng@homeco.ir

۴- کارشناس، گروه صنعتی هومکو، شهرک صنعتی بزرگ اصفهان، اصفهان، ایران، info@homeco.ir

* و ** نویسندگان مخاطب

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۰۴/۰۷، دریافت آخرین اصلاحات: ۱۴۰۲/۰۶/۲۶، پذیرش: ۱۴۰۲/۰۷/۱۰)

چکیده: میدان جریان احتراقی در مشعل‌های اجاق گاز خانگی نقش اساسی در ساختار و شکل شعله، توزیع گرادیان دما و در نتیجه بازده حرارتی و میزان انتشار آلاینده‌ها بازی می‌کند. به طور مسلم، دست‌یابی به یک مدل عددی معتبر فهم این جریان پیچیده و عوامل موثر بر آن را آسان‌تر می‌نماید. به‌منظور ارائه یک شبیه‌سازی عددی معتبر، در ابتدا بازده حرارتی مشعل مورد نظر در بازه فشاری ۱۲ تا ۲۴ میلی‌بار به‌صورت تجربی آزموده شد. سپس اعتبار نتایج به‌دست آمده از شبیه‌سازی عددی در مقایسه با نتایج تجربی سنجیده شد که اعتبار خوب مدل‌سازی عددی حاضر را نشان داد. همچنین جهت بررسی اثر هم‌زمان و متقابل عوامل مختلف نظیر: فشار منبع گاز، دمای اولیه مخلوط و فاصله ظرف آزمون تا مشعل (ارتفاع بار) بر بازده حرارتی، توان مشعل، نسبت شار حرارتی تشعشعی به شار کل و میزان انتشار CO از روش طراحی آزمایش سطح پاسخ در مسئله حاضر استفاده شد. ۲۰ حالت پیشنهاد شده توسط این الگوریتم به‌صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته و کانتورهای به‌دست آمده بر اساس مدل‌های رگرسیونی برازش شده برای پارامترهای خروجی استخراج شدند. مطابق نتایج اگرچه افزایش فشار توان حرارتی مشعل را افزایش داد، اما باعث کاهش بازده حرارتی آن می‌شود. با کاهش فشار گاز طبیعی دمای شعله افزایش یافته و قله‌های دمایی به یکدیگر نزدیک می‌شوند. در حقیقت تمرکز شعله با کاهش فشار افزایش یافته و در نتیجه بازده حرارتی افزایش می‌یابد. همچنین نتایج نشان داد که با افزایش فشار انتشار گاز CO کاهش می‌یابد.

کلیدواژگان: بازده حرارتی، ارتفاع بار، انتشار آلاینده‌ها، طراحی آزمایش، روش سطح پاسخ

مقدمه

از آنجایی که افزایش بازده حرارتی مشعل‌های اجاق گاز منجر به کاهش هزینه‌های انرژی و همچنین کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای می‌شود، برنامه‌های تحقیقاتی مختلفی در راستای توسعه مشعل‌های اجاق گاز با بازده بالا و انتشار کم آلاینده^۱ در چند دهه اخیر در دست انجام قرار گرفته است. آشمن^۲ و همکاران [۱] در مطالعات خود دریافتند که ارتفاع بار ۳ یا به عبارت دیگر ارتفاع ظرف، که به‌صورت فاصله ظرف تا مشعل تعریف می‌شود، یک متغیر طراحی مهم و اساسی است. نتایج آن‌ها نشان داد که با افزایش ارتفاع ظرف، بازده حرارتی کاهش می‌یابد. در ارتفاع یکسان، کاهش توان حرارتی ورودی مشعل با افزایش بازده حرارتی همراه است. همچنین در مشعل مورد بررسی همبستگی رفتاری بین نرخ انتشار CO و NO₂ مشاهده شد. در

¹. Low-emission energy-efficiency gas stove burner

². Ashman

³. Load height

ارتفاع‌های پائین، نرخ انتشار CO و NO₂ با افزایش ارتفاع ظرف کاهش می‌یابد؛ اما در ارتفاعات بالا، نرخ انتشار این دو گونه وابسته به توان حرارتی ورودی به مشعل است. جونوس^۱ و همکاران [۲] به بررسی تجربی اثر عوامل مختلف نظیر جنس سرپوش مشعل (کلاهک)، قطر سرپوش، شکل درگاه‌های (پورت) خروج گاز از مشعل که به شکل سوراخ یا شکاف است، اندازه درگاه‌ها، فاصله درگاه‌ها از یکدیگر، میزان هوای ثانویه و موقعیت شعله بر روی انتشار گونه‌های NO₂، NO_x، CO و هیدروکربن پرداختند. به نظر آن‌ها شکل گذرگاه، میزان هوای ثانویه و موقعیت شعله تأثیر قابل توجهی بر نرخ انتشار آلاینده‌ها داشته اما دیگر عوامل مورد بررسی تأثیر چندانی نداشته‌اند. شکل شکاف نسبت به سوراخ نرخ انتشار آلاینده‌های کمتری را به همراه داشته است. کو و لین^۲ [۳] اثر پنج عامل موثر شامل: ترکیب سوخت گازی، میزان هوادهی اولیه، نرخ جریان گاز (حرارت ورودی)، فشار منبع گاز و ارتفاع ظرف تا مشعل (ارتفاع بار) بر بازده و میزان انتشار CO در یک مشعل اجاق گاز خانگی را بررسی کردند. مطابق نتایج، استفاده از گاز طبیعی با ارزش حرارتی بالا سبب کاهش بازده حرارتی و افزایش انتشار CO می‌شود؛ البته با تنظیم مناسب فشار گاز، میزان هوادهی اولیه، نرخ جریان گاز و ارتفاع ظرف می‌توان عملکرد مشعل در این حالت را به مقدار قابل توجهی بهبود داد.

به‌منظور بهبود عملکرد مشعل‌های اجاق گاز سنتی کم بازده، مفهوم جدیدی تحت عنوان مشعل بازچرخشی تشعشی متخلخل نیمه محصور (PRRB^۳) توسط جوگجای و رانگ‌سیمونتیوچارث^۴ [۴] ارائه شد. این مشعل در به‌کارگیری سازوکار بازچرخش گرما از محصولات داغ احتراق به هوای احتراق بسیار موثر بوده و منجر به پیش‌گرمایش هوای احتراق تا دمای ۳۰۰ °C شده است. مقایسه بین مشعل جدید (PRRB) و مشعل‌های سنتی از منظر بازده حرارتی و خصوصیات احتراقی عملکرد بالای مشعل PRRB را نشان می‌دهد [۴].

طبیعت به‌شدت سه بعدی و پیچیده شعله در مشعل‌های اجاق گاز خانگی که مطالعات تجربی را با چالش مواجه می‌کند سبب شده که برخی از محققان مشعل‌هایی با هندسه ساده‌تر شامل یک یا چند شعله مجزا را برای مطالعه اثر متقابل شعله-دیواره انتخاب کنند. برای نمونه کوک و همکاران^۵ [۵، ۶] به بررسی تجربی مشخصات انتقال حرارتی فواره‌های شعله پیش‌آمیخته بوتان-هوا با سطح مقطع دایروی و مستطیلی پرداختند. این شعله‌ها به‌صورت عمودی به یک صفحه افقی مستطیلی برخورد داشته‌اند. اثر هندسه مشعل بر ضریب انتقال حرارت در سطح برخورد فواره با صفحه در اعداد رینولدز (۱۰۰۰ تا ۱۷۰۰) و نسبت‌های هم‌ارزی مختلف (۰/۹۵ تا ۱/۳) مورد بررسی قرار گرفت. نتایج آن‌ها نشان داد که در مقایسه با فواره دایروی، فواره مستطیلی شار حرارتی بیشتر و یکنواخت‌تری را بر روی صفحه برخورد ایجاد می‌کند؛ همچنین بیشینه شار حرارتی برای فواره شعله دایروی در نسبت‌های هم‌ارزی ۱/۱ تا ۱/۲ و برای فواره مستطیلی در بازه ۱/۰ تا ۱/۱ رخ می‌دهد. هو و کو^۶ [۷] به بررسی مشخصات احتراقی و بازده حرارتی فواره شعله‌ی برخوردی آرام غنی مورد استفاده در مشعل اجاق گاز خانگی پرداختند. در این مطالعه بر اهمیت ارتفاع گرمایش^۷ (فاصله خروجی مشعل تا صفحه سکون) بر ساختار شعله، توزیع دما و بازده حرارتی تأکید شد. نتایج این تحقیق نشان داد که با افزایش ارتفاع گرمایش، شکل شعله داخلی و خارجی از حالت مخروطی به شکل شیپوری واگرا تغییر می‌کند. هنگامی که هر دو شعله پیش‌آمیخته داخلی و نفوذی خارجی به شکل شیپوره واگرا در می‌آیند، ناحیه دما بالای گسترده‌تری شکل گرفته و بیشترین بازده حرارتی به‌دست می‌آید. همچنین، مطابق نتایج آن‌ها، استفاده از فواره برخوردی مایل سبب عدم تقارن در توزیع دما و افزایش بازده حرارتی می‌شود [۸]. هو و همکاران [۹] به بررسی تجربی عواملی نظیر جریان چرخشی، ارتفاع بار، میزان هوادهی اولیه، نرخ جریان گاز (حرارت ورودی)، فشار منبع گاز، و

¹. Junus

². Ko and Lin

³. Porous radiant recirculated burner

⁴. Jugjai and Rungsimuntchart

⁵. Kwok

⁶. Hou and Ko

⁷. Heating height

اثر شعله نیمه محصور بر بازده حرارتی و انتشار CO در یک مشعل اجاق گاز خانگی LPG سوز پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که مشعل جریان چرخشی در مقایسه با مشعل جریان شعاعی متداول بازده حرارتی بالاتری را به دست داده و در عوض انتشار CO به میزان ناچیزی افزایش یافته است.

لی^۱ و همکاران [۱۰] با استفاده از طراحی‌های آزمایش آماری پیشرفته به ارزیابی اثرات مجزا و ترکیبی پارامترهای طراحی اصلی اجاق گاز با سوخت LPG پرداختند. عدد رینولدز، نسبت هم‌ارزی، فاصله مشعل تا ظرف و فاصله فواره تا فواره (فاصله بین سوراخ‌ها)، چهار عامل طراحی مورد بررسی هستند که با استفاده از روش طراحی باکس-بنکن^۲ و در سه سطح مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. در این مطالعه، چندین مدل رگرسیون برای بیان بازده حرارتی و میزان انتشار CO بر حسب عوامل طراحی اصلی ارائه شد.

باسو^۳ و همکاران [۱۱] به بررسی تجربی مشخصات احتراق و انتشار آلاینده‌ها در یک مشعل اجاق گاز LPG سوز متداول در کشور هندوستان پرداختند و برای بهبود عملکرد این مشعل تغییرات طراحی متفاوتی را بر روی سر مشعل و نازل پاشش سوخت پیشنهاد کردند. مطابق یافته‌ها افزایش قطر مجراها (سوراخ‌ها)، اختلاط هوای اولیه-سوخت را بهبود داده و ساخت مجراها به صورت مایل (با زاویه نسبت به جهت شعاعی) به منظور اعمال چرخش در جریان سبب افزایش بازده حرارتی و کاهش انتشار آلاینده‌ها و تشکیل دوده می‌شود. استفاده از روزنه‌ای با قطر کوچکتر در نازل پاشش سوخت باعث افزایش بازده حرارتی و کاهش انتشار آلاینده‌ها می‌شود؛ اما در عوض بار حرارتی مشعل را کاهش می‌دهد.

به منظور افزایش بازده مشعل اجاق گاز خانگی فشار بالا، آرونجاراتام^۴ [۱۲] به بررسی تجربی بر روی حلقه‌های بیرونی و داخلی مشعل و تعداد و زوایای سوراخ‌های خروجی گاز پرداخت. مطابق یافته‌ها، افزایش سطح تماس شعله و کف ظرف آزمون سبب افزایش نرخ انتقال گرما می‌شود. در بین عوامل مورد بررسی زاویه سوراخ‌های خروجی گاز در حلقه بیرونی بیشترین تأثیر را بر بازده حرارتی داشته است.

در سالیان اخیر مطالعات عددی مختلفی به منظور بررسی عوامل تأثیر گذار بر بازده حرارتی و انتشار آلاینده‌های حاصل از مشعل‌های اجاق گاز خانگی با سوخت گاز طبیعی و LPG صورت گرفته است [۱۳-۱۵]. یکی از اهداف این مطالعات بررسی توانایی مدل‌های عددی در پیش‌بینی بازده و توان حرارتی این نوع مشعل‌ها است. بوگواراپو^۵ و همکاران [۱۳] با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی^۶ (CFD)، جریان، احتراق و انتقال حرارت را در یک اجاق گاز خانگی با سوخت‌های گاز طبیعی و LPG به صورت سه بعدی و پایا شبیه‌سازی کردند. در این مطالعه با استفاده از ورقه‌های دایروی نصب شده در مسیر جریان محصولات احتراق، بازده مشعل در حد چند درصد افزایش یافته است. ویچنگارم^۷ و همکاران [۱۴، ۱۵] به بررسی عددی جریان احتراقی و انتقال حرارت در مشعل‌های LPG سوز اجاق گاز خانگی پرداخته و تأثیر فشار LPG بر بازده حرارتی و توان مشعل در بازه ۰٫۲ تا ۱ bar را مورد مطالعه قرار دادند. بازده حرارتی و توزیع دمای به دست آمده از این شبیه‌سازی عددی در مقایسه با نتایج تجربی دقت لازم را نشان داده است. آن‌ها همچنین با تغییر در هندسه سر مشعل توانستند بازده حرارتی مشعل را تا حدود ۹ درصد افزایش دهند.

داس^۸ و همکاران [۱۶] به بررسی عددی و تحلیل جریان و احتراق در مشعل اجاق گاز خانگی LPG سوز پرداختند. اثر عواملی نظیر نسبت هم‌ارزی مخلوط سوخت-هوای اولیه، نرخ جریان سوخت، ارتفاع بار حرارتی و اندازه ظرف آزمون مورد بررسی قرار گرفت. بیشینه بازده حرارتی برای نسبت هم‌ارزی ۱٫۴ و در ارتفاع بار ۲۰ mm حاصل شد. افزایش نرخ جریان گاز

¹. Li

². Box-Behnken

³. Basu

⁴. Aroonjarattham

⁵. Boggavarapu

⁶. Computational Fluid Dynamics

⁷. Wichangarm

⁸. Das

باعث افزایش بازده حرارتی و کاهش قطر ظرف آزمون باعث کاهش بازده می‌شود. در این مطالعات مشاهده شد که سهم انتقال حرارت تشعشعی بسیار کوچک‌تر از سهم انتقال حرارت جابجائی است. ژی^۱ و همکاران [۱۷] به بررسی عددی و تحلیلی انتقال حرارت شعله برخوردی اجاق گاز گازوئیل‌سوز در محیط‌های کم فشار پرداختند. با کاهش فشار محیط، شدت احتراق، دمای شعله، نرخ انتقال گرمای اجاق و بازده حرارتی به‌طور قابل توجه‌ای کاهش یافت. جهت بهبود بازده حرارتی اجاق گاز در فشارهای پائین افزایش شدت تابش شعله و دود و همچنین افزایش زمان ماند دود پیشنهاد شده است. لاگیلو^۲ و همکاران [۱۸] به بررسی عددی و تجربی تولید CO و ارتباط آن با ساختار شعله در یک فواره شعله برخوردی با ظرف پخت پرداختند. اثر فاصله ظرف تا مشعل، توان حرارتی شعله، میزان هوادهی اولیه و دمای آب داخل ظرف آزمون بر روی انتشار CO و بازده حرارتی بررسی شد. مطابق نتایج با افزایش میزان هوادهی اولیه و یا دمای دیواره، انتشار CO کاهش یافته است. برای فاصله ظرف تا مشعل و توان حرارتی شعله روند یکنواختی مشاهده نشد. نتایج شبیه‌سازی عددی نشان دادند که وابستگی شدیدی بین ساختار داخلی شعله و تولید CO وجود دارد. با افزایش توان مشعل تا هنگامی که مخروط شعله پیش‌آمیخته داخلی تحت تأثیر دیواره ظرف قرار نگرفته انتشار CO افزایش می‌یابد. با افزایش طول شعله و برخورد شعله پیش‌آمیخته داخلی به ظرف و از بین رفتن شکل مخروطی آن انتشار CO به بیشینه مقدار خود رسیده و افزایش بیشتر توان تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر انتشار CO ندارد. بازده حرارتی مشعل نیز رفتاری مشابه با انتشار CO از خود نشان داده است.

روجاس^۳ و همکاران [۱۹] به بررسی تجربی اثر فشار گاز بر بازده احتراقی و انتشار آلاینده‌های CO و NOx حاصل از اجاق گاز صنعتی پرداختند. برای این مطالعات بازه فشاری ۲۳ تا ۳۴ میلی‌بار انتخاب شده است. مطابق نتایج حاصله، با افزایش فشار بازده مشعل کاهش یافته است. در مقایسه بین سوخت‌های LPG و گاز طبیعی در فشارهای مورد بررسی بازده حرارتی LPG و همچنین توان حرارتی گاز طبیعی بیشتر بوده است. میزان انتشار NOx مطابق نتایج مستقل از فشار بوده است؛ اما انتشار آلاینده CO وابسته به فشار بوده و با افزایش فشار افزایش می‌یابد.

احمدی و همکاران [۲۰] به بررسی تجربی و عددی مشعل اجاق گاز خانگی به‌منظور بهبود بازده حرارتی و کاهش انتشار CO پرداختند. پارامتر اصلی مورد مطالعه زاویه و موقعیت سوراخ‌ها بر روی مشعل بوده است. برای این مطالعه ۹ پیکربندی متفاوت مشعل انتخاب شد. در تمام پیکربندی‌ها با افزایش نرخ جریان گاز از ۱ تا ۶ لیتر بر دقیقه بازده مشعل کاهش یافت. در این بازه مورد مطالعه برای تقریباً اکثر پیکربندی‌ها بیشینه انتشار CO در نرخ ۴ لیتر بر دقیقه حاصل شد.

عثمان و همکاران [۲۱] به بررسی تجربی بازده حرارتی و میزان انتشار CO در اجاق گاز LPG سوز پرداختند. با تغییر ارتفاع بار در توان حرارتی ورودی ثابت، ارتفاع بهینه حاصل شده و سپس در ارتفاع بار ثابت با تغییر توان حرارتی ورودی بازده حرارتی اجاق گاز بهبود یافت. مطابق نتایج با افزایش توان حرارتی بازده اجاق کاهش می‌یابد؛ همچنین در ارتفاع بار بهینه کمترین انتشار CO مشاهده شد.

دیمی دشت‌بیاض و همکاران [۲۲] تأثیر چرخش گذرگاه خروجی، تعداد گذرگاه، شیپوره مخروطی ورودی و ارتفاع ظرف را بر عملکرد اجاق گاز خانگی بررسی کردند. بر اساس نتایج ارائه شده افزایش تعداد گذرگاه‌ها به توزیع شعله کامل در اطراف مشعل منجر نشده و شعله تنها در چهار ناحیه در مجاورت مشعل روئیت شد. آن‌ها به‌صورت تجربی میزان انتشار آلاینده‌های مختلف را مورد اندازه‌گیری قرار دادند.

ایده استفاده از سپرهای جمع‌آوری گرما در اطراف ظرف آزمون به‌منظور افزایش بازده حرارتی اجاق گاز و کاهش میزان انتشار آلاینده CO توسط ژنگ^۴ و همکاران [۲۳] مطرح و امتحان شد. در این ایده، سطح داخلی سپرهای جمع‌آوری گرما به

1. Xie
2. Laguillo
3. Rojas
4. Zhang

حلقه‌های هادی مجهز شده است. آن‌ها به روش عددی تأثیر موقعیت، تعداد و شیب حلقه‌ها را بر میدان جریان و بازده حرارتی بررسی کردند.

مرور جامعی از پژوهش‌های صورت پذیرفته در حیطه اجاق گازهای خانگی توسط گائو^۱ و همکاران [۲۴] ارائه شده است. با بررسی این مطالعات مشاهده می‌شود که استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی در تحلیل جریان و انتقال حرارت در مشعل‌های اجاق گاز خانگی موضوعی نسبتاً نوپا است. یکی از عوامل مهم این موضوع پیچیدگی هندسی بسیار زیاد سر مشعل بوده که تولید شبکه مناسب را دشوار می‌نماید. به هرحال فهم بهتر جریان و انتقال حرارت و تأثیر آن بر شکل شعله و در نتیجه اثر آن بر بازده حرارتی و میزان انتشار آلاینده‌ها در صورت دستیابی به یک مدل عددی معتبر آسان‌تر می‌نماید. در این راستا مقاله حاضر سعی در ارائه یک شبیه‌سازی عددی معتبر از جریان احتراقی حاصل از یک مشعل اجاق گاز پربازده دارد. یکی از جنبه‌های نوآوری در این مقاله، استفاده از روش طراحی آزمایش‌ها برای مطالعه عددی حاضر بوده که علاوه بر کاهش تعداد اجزای رایانه‌ای، بررسی هم‌زمان سه متغیر دمای ورودی، ارتفاع ظرف و فشار منبع گاز و اثر متقابل آن‌ها بر پارامترهای وابسته نظیر بازده حرارتی، توان مشعل، نسبت شار تشعشعی به کل و انتشار آلاینده CO را میسر ساخته و روابط همبسته‌ای برای بیان ریاضی این متغیرهای وابسته ارائه داده است. مشعل اجاق گاز خانگی حاضر ساخت کارخانه ساباف^۲ ایتالیا است و جزء مشعل‌های پربازده این کارخانه به حساب می‌آید.

روش تحقیق و معرفی مشعل پربازده حاضر

تحقیق حاضر به دو صورت آزمایشگاهی و عددی صورت گرفته است که در ادامه ضمن معرفی مشعل مورد بررسی، روش تحقیق آزمایشگاهی و عددی تشریح می‌شود.

معرفی مشعل اجاق گاز حاضر

مشعل اجاق گاز مورد بررسی مطابق شکل ۱ دارای اجزایی شامل: نازل کالیبره شده (اریفیس) از نوع نازل ثابت، کاسه‌ی اختلاط یا مخلوط کننده، سر مشعل مجهز به شکاف‌هایی برای خروج مخلوط گاز و هوا و سرپوش فلزی برای هدایت مخلوط از بین شکاف‌ها است. این نوع مشعل از نوع مشعل‌هایی با هوای اولیه است که در آن قسمتی از هوای احتراق که "هوای اولیه" خوانده می‌شود توسط عبور فواره-مانند جریان گاز از نازل و افت فشار ایجاد شده به داخل کشیده می‌شود و پیش از خروجی از مشعل با گاز مخلوط می‌شود. مابقی هوا که "هوای ثانویه" خوانده می‌شود پس از خروج گاز از سر مشعل با آن مخلوط می‌شود. سوخت در ورود به کاسه اختلاط از یک نازل کالیبره شده عبور می‌کند. افت فشار ایجاد شده در جریان گاز نیروی لازم برای مکش هوای اولیه به داخل کاسه اختلاط را فراهم می‌کند. هوای اولیه از فاصله بین سر مشعل و صفحه‌ی اجاق گاز به داخل کاسه‌ی اختلاط کشیده شده و با سوخت مخلوط می‌شود. این مخلوط وارد سرشعله شده و از فاصله بین سرپوش فلزی و سر مشعل به سمت شکاف‌های تعبیه شده بر روی سر مشعل هدایت می‌شود.

^۱. Gao

^۲. Sabaf

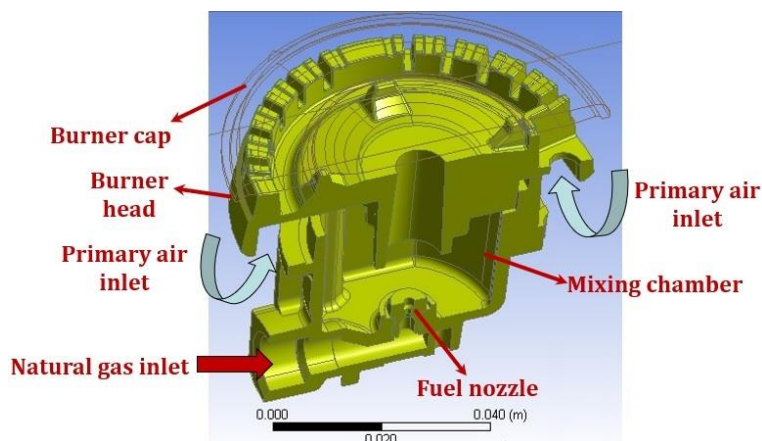


Figure 1- A cutaway image of the burner including the fuel and primary air inlets
 شکل ۱- تصویر برش خورده از مشعل به همراه مسیره‌های ورودی سوخت و هوای اولیه

روش تحقیق آزمایشگاهی

نتایج تجربی در کار حاضر مطابق دستورالعمل استاندارد [۲۵] اخذ شده‌اند. شکل ۲ تصویری از تجهیزات آزمایشگاهی مورد استفاده را نشان می‌دهد. برای بررسی تأثیر فشار گاز طبیعی بر بازده حرارتی مشعل، این آزمایش برای ۴ فشار گیج ۱۲، ۱۶، ۲۰ و ۲۴ میلی‌بار که با توجه به محدودیت فشار گاز شهری انتخاب شده‌اند، تکرار شده است.

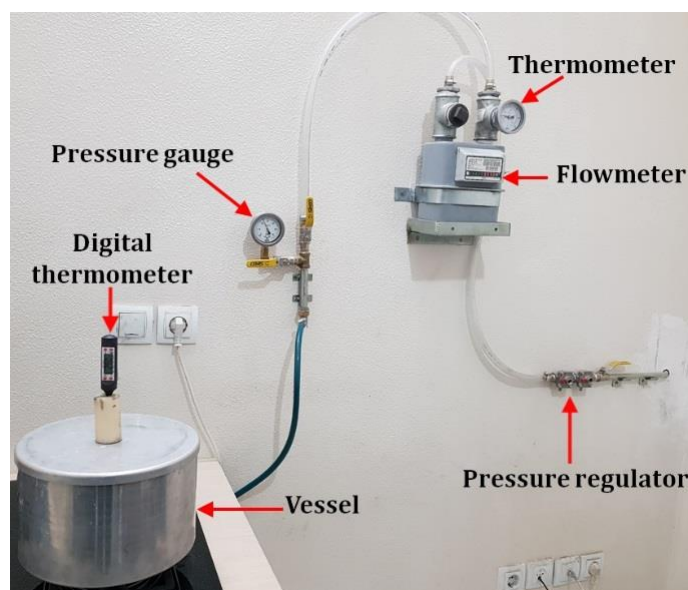


Figure 2- Laboratory setup used to test the thermal efficiency of the gas stove burner
 شکل ۲- ست‌آپ آزمایشگاهی مورد استفاده برای آزمون بازده حرارتی مشعل اجاق گاز

برای محاسبه بازده حرارتی مشعل اجاق گاز، مطابق دستورالعمل استاندارد [۲۵] حرارت‌دهی به آب موجود در ظرف برای حصول به افزایش دمای 70°C ادامه می‌یابد. این افزایش دما توسط یک دماسنج دیجیتال با دقت $\pm 1^{\circ}\text{C}$ که قادر به اندازه‌گیری دامنه وسیعی از دماها، از -50°C تا $+300^{\circ}\text{C}$ است، اندازه‌گیری می‌شود. در این مدت حجم مصرفی گاز توسط کنتور

گازی که قابلیت اندازه‌گیری دبی حجمی در بازه $4 - 0.025 \text{ m}^3/\text{hr}$ را با دقت $\pm 2\%$ دارا است، محاسبه می‌شود. برای به‌دست آوردن بازده حرارتی در آزمایش‌های تجربی از روابط زیر استفاده می‌شود:

$$\eta_{th} = m_c C_{p,w} \frac{(T_2 - T_1)}{V_c \times LHV} \quad (1)$$

در این رابطه، η_{th} بازده حرارتی، m_c جرم معادل ظرف پرشده از آب، $C_{p,w}$ ظرفیت گرمایی آب، T_2 دمای آب در لحظه خاموشی مشعل (دمای اولیه آب)، T_1 دمای ثانویه آب (بعد از خاموشی مجدد مشعل)، V_c حجم گاز خشک مصرف شده بر حسب متر مکعب و LHV چگالی انرژی سوخت (ارزش حرارتی بر مبنای حجم) است. پارامتر $(T_2 - T_1)$ در تمامی آزمایش‌ها برابر 70°C و ظرفیت گرمایی آب برابر 4.18 kJ/kg.K است. جرم معادل m_c ، به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$m_c = m_w + 0.213 m_{al} \quad (2)$$

به‌طوری‌که، m_w جرم آب درون ظرف و برابر 4.8 kg و m_{al} جرم ظرف آلومینیومی به همراه درپوش آن برابر 0.896 kg و ضریب 0.213 نسبت گرمای ویژه آلومینیوم به آب است.

V_c حجم گاز خشک مصرف شده در شرایط استاندارد، مطابق رابطه زیر از حجم اندازه‌گیری شده توسط دبی‌سنج (کنتور) به‌دست می‌آید:

$$V_c = V_{mes} \frac{(P_a + P - P_w)}{101.325} \times \frac{288.15}{273.15 + T_g} \quad (3)$$

به‌طوری‌که، V_{mes} حجم مصرفی قرائت شده از روی دبی‌سنج، P_a فشار محیط، P فشار تغذیه گاز و P_w فشار جزئی بخار همگی بر حسب kPa است؛ همچنین T_g دمای گاز طبیعی بر حسب $^\circ\text{C}$ است.

روش تحقیق عددی

هدف اولیه کار حاضر محاسبه بازده حرارتی با استفاده از داده‌های CFD و دست‌یابی به یک حل عددی معتبر است. بازده حرارتی به تنهایی از داده‌های CFD قابل محاسبه نیست. از این رو برای ساده‌سازی مسئله، یک مدل سه بعدی پایا، با دمای سطح دیواره‌ی ظرف مشخص برای تحلیل پدیده انتقال حرارت استفاده شده است [۱۵]. به‌علت پیچیدگی هندسه مشعل، دامنه محاسباتی مطابق شکل ۳ به دو قسمت تقسیم شده است. قسمت اول مدلی برای شبیه‌سازی پدیده اختلاط بین گاز طبیعی و هوا در غیاب احتراق (شبیه‌سازی جریان سرد یا وضعیت سرد) و قسمت دوم مدلی برای شبیه‌سازی جریان احتراقی و محاسبه شار حرارتی وارد بر ظرف آب است.

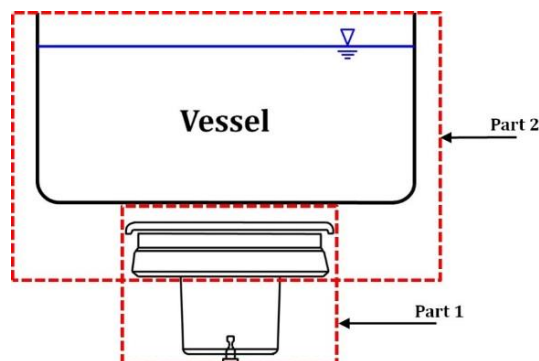


Figure 3- Computational domain in two conditions of cold and hot flow

شکل ۳- دامنه محاسباتی در دو وضعیت جریان سرد و گرم

هدف از شبیه‌سازی جریان سرد، محاسبه دبی جرمی سوخت، دبی جرمی هوای اولیه ورودی و تعیین میزان هوادهی اولیه (نسبت بین حجم هوای اولیه و حجم هوای نظری) است.

شبیه‌سازی جریان سرد

در این قسمت مدلی با اندازه واقعی مشعل در نظر گرفته شده و به‌علت پیچیدگی هندسی زیاد سر مشعل توسط شبکه مثلثی (شبکه بی‌سازمان) گسسته شده است. برای دیواره‌های سر مشعل، کاسه اختلاط و نازل از شرط مرزی بدون لغزش و بی‌دررو استفاده شده است. برای ورودی‌های سوخت و هوا شرط فشار و دمای ورودی با توجه به شرایط آزمایشگاهی تنظیم شده است. مطابق شکل ۴ در مرزهای بیرونی میدان شرط مرزی فشار خروجی اعمال شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با توجه به تقارن هندسه و جریان و به‌منظور کاهش هزینه محاسباتی نیمی از میدان حل شبکه‌بندی شده و از شرط مرزی تقارن برای نیمی دیگر استفاده شده است.

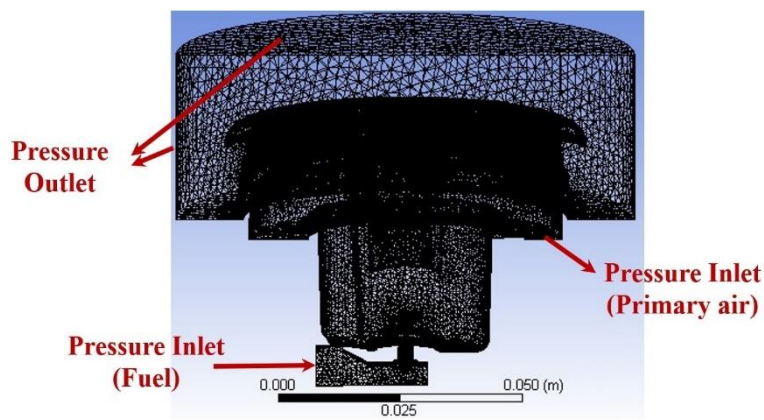


Figure 4- Computational grid generated for cold flow simulation with implemented boundary conditions

شکل ۴- شبکه محاسباتی تولید شده برای شبیه‌سازی جریان سرد به همراه شرایط مرزی اعمالی

به‌منظور مدل‌سازی جریان آشفته از مدل $k-\epsilon$ RNG بهره برده شده و برای شبیه‌سازی دقیق اختلاط گاز و هوا معادلات انتقال گونه‌ها حل شده‌اند. در این شبیه‌سازی اختلاط گاز طبیعی پر سرعت عبوری از نازل و هوای کم سرعت ورودی از محیط در کاسه اختلاط اتفاق می‌افتد. از آنجایی که مدل اغتشاشی $k-\epsilon$ RNG از دقت لازم در پیش‌بینی صحیح اختلاط جریان‌های پر سرعت در دامنه وسیعی از رینولدزها برخوردار است [۱۵] در این تحقیق از این مدل به‌همراه ضرائب پیش‌فرض نرم‌افزار استفاده شده است. ترکیب گاز طبیعی بر مبنای حجمی شامل ۹۵٪ متان، ۲٪ دی اکسید کربن، ۱٪ منوکسید کربن و ۲٪ نیتروژن است. همچنین اثرات گرانشی و شناوری در محاسبات لحاظ شده است. از آنجایی که دبی جرمی جریان مخلوط شده و دیگر پارامترهای مورد نیاز شبیه‌سازی جریان گرم وابسته به تعداد شبکه هستند، لازم است تا استقلال حل از شبکه محاسباتی بررسی شود. جدول (۱) دبی جرمی سوخت، دبی جرمی هوای اولیه و نسبت هوا به سوخت را برای ۳ شبکه محاسباتی مختلف بررسی کرده است.

جدول ۱- بررسی استقلال حل از شبکه محاسباتی برای شبیه‌سازی جریان سرد

Table 1- Independence of the solution from the computational grid for cold flow simulation

Number of elements	Mass flow rate of primary air (kg/s)	Mass flow rate of fuel (kg/s)	Air to fuel ratio
746993	1.3149 e-4	1.95406 e-5	6.73
1091721	1.3008 e-4	1.99015 e-5	6.54
1862700	1.3280 e-4	2.01101 e-5	6.60

با افزایش تعداد شبکه محاسباتی خطا کاهش یافته به طوری که با تغییر تعداد المان‌ها از ۱۰۹۱۷۲۱ تا ۱۸۶۲۷۰۰ تغییرات نسبت هوای اولیه به سوخت و دبی مخلوط در حدود یک درصد بوده است. از این رو مقادیر به دست آمده از شبکه محاسباتی سوم (تعداد المان ۱۸۶۲۷۰۰) به عنوان ورودی به شبیه‌سازی گرم انتقال یافته است. لازم به ذکر است که کلیه شبیه‌سازی‌های عددی حاضر با استفاده از نرم افزار انسیس-فلوئنت^۱ و پیرایش ۲۰۲۱ انجام گرفته است.

شبیه‌سازی جریان احتراقی

در قسمت دوم شبیه‌سازی عددی، مدل‌های احتراقی و انتقال حرارتی نیز فعال شد. مطابق شکل ۵ در این قسمت دامنه هندسی مسئله باز تعریف شده و دامنه محاسباتی از قسمت بالائی مشعل تا نواحی اطراف سطوح ظرف امتداد یافت. به منظور دستیابی به نتایج دقیق، قطر دامنه محاسباتی تا چهار برابر قطر ظرف آب افزایش یافته و به علت هندسه پیچیده مسئله، دامنه محاسباتی توسط المان‌های سه وجهی بی‌سازمان شبکه‌بندی شده است. از مقاومت حرارتی دیواره ظرف به منظور کاهش پیچیدگی اندرکنش متقابل جامد-سیال صرف نظر شد. از آنجایی که از میزان شار حرارتی کل وارده به سطح خارجی ظرف برای محاسبه بازده حرارتی استفاده می‌شود. لذا در قسمت دوم شبیه‌سازی علاوه بر انتقال حرارت جابه‌جایی بین محصولات احتراق و دیواره ظرف، انتقال حرارت تشعشعی صادر شده از شعله نیز لحاظ می‌شود. مدل احتراقی اتلاف گردابه (EDM) به همراه سینتیک دو مرحله‌ای برای متان [۲۶]، در کنار مدل آشفتگی $k-\varepsilon$ RNG و مدل تشعشعی محورهای گسسته (DO) به منظور پیش‌بینی دقیق دمای محصولات به کار برده شده است.

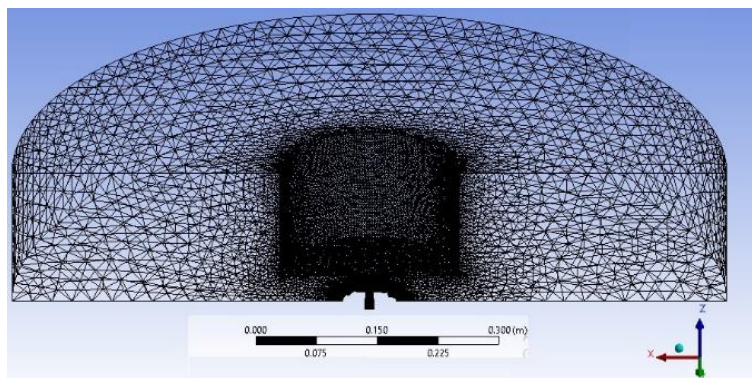


Figure 5- Computational grid generated for simulation of combusting flow
شکل ۵- شبکه محاسباتی تولید شده برای شبیه‌سازی جریان احتراقی

به منظور بررسی استقلال حل از شبکه محاسباتی در حل جریان احتراقی، سه شبکه با تعداد ۹۵۳۲۴۴، ۱۸۰۶۳۷۲ و ۳۶۱۴۵۱۳ سلول مورد بررسی قرار گرفته و نتایج به دست آمده با یکدیگر مقایسه شد. شکل ۶ توزیع دما و سرعت جریان در موقعیت انتخاب شده در بالای سرپوش ($y=-0.02$ m, $z=0.014$ m) را نشان می‌دهد. مطابق این شکل، ریز شدن بیشتر شبکه تأثیری بر نتایج به دست آمده نخواهد داشت و استقلال حل از شبکه حاصل شده است. لازم به ذکر است که عدم تقارن شکل ۶ نسبت به محور X، به وجود ناحیه جرقه‌زن سیستم مربوط است.

^۱. Ansys-Fluent

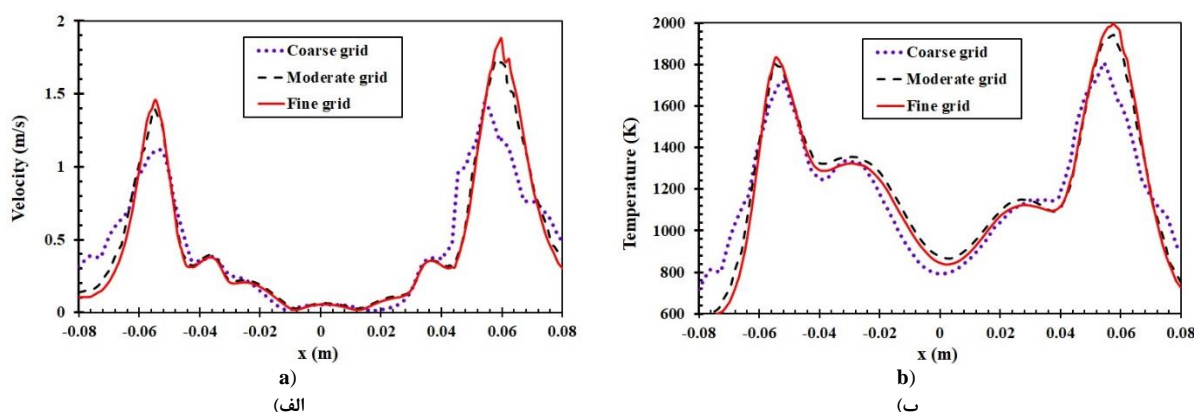


Figure 6- Grid study for combustive flow; a) Velocity distribution at the selected position on the top of the burner cap, and b) temperature distribution at the same position

شکل ۶- مطالعه شبکه برای جریان احتراقی، الف توزیع دما در موقعیت انتخاب شده در بالای سرپوش، و ب) توزیع سرعت در همان موقعیت

برای محاسبه بازده حرارتی، η_{th} ، در شبیه‌سازی‌های عددی، از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{tot}}{\dot{m}_f \times LHV} \quad (۴)$$

در این رابطه، \dot{Q}_{tot} توان حرارتی کل وارد بر دیواره ظرف، \dot{m}_f دبی جرمی سوخت و LHV ارزش حرارتی پائین سوخت است.

روش طراحی آزمایش

در این مقاله با توجه به زمان‌بر بودن شبیه‌سازی‌های عددی و همچنین تعداد زیاد موارد مورد بررسی از روش سطح پاسخ^۱ که یکی از روش‌های طراحی آزمایش‌های^۲ چند متغیره است و سبب کاهش قابل توجه تعداد اجراها برای تعیین روابط بین پاسخ (متغیرهای وابسته) و متغیرهای مستقل می‌شود، استفاده شد. این روش، اثر متغیرها را چه به صورت مجزا و چه به صورت برهم‌کنش مشخص می‌کند و علاوه بر تجزیه و تحلیل متغیرها، یک مدل رگرسیونی (معمولاً از مرتبه دوم) نیز برای هر متغیر وابسته بر حسب متغیرهای مستقل ارائه می‌دهد. به‌طور کلی در طراحی آزمایش، مطابق با رابطه (۵) که در آن x_1, x_2, x_3, \dots متغیرهای مختلف، ε خطای آماری و y خروجی است، هدف آن است که با تغییر دادن پارامترهای در نظر گرفته شده از یک مقدار به مقدار دیگر، شرایطی به وجود آورده شود که در خروجی تغییراتی مشاهده شود. سپس با استفاده از روش‌های تحلیل داده‌های آزمایش، میزان تأثیر هر یک از پارامترها بررسی شده و برای مقادیر جدید متغیرها، خروجی پیش‌بینی شود.

$$y = f(x_1, x_2, x_3) + \varepsilon. \quad (۵)$$

نتایج و بحث

همان‌طور که اشاره شد شبیه‌سازی عددی حاضر در دو بخش جریان سرد و گرم انجام شده است. در شبیه‌سازی جریان سرد، هدف بررسی اختلاط سوخت و هوای اولیه و به‌دست آوردن دبی مخلوط سوخت و هوا و ترکیب شیمیایی این مخلوط به عنوان شرط مرزی ورودی در بخش شبیه‌سازی گرم است. شکل ۷ میدان سرعت جریان خروجی از نازل مشعل و ورودی به کاسه اختلاط را برای فشار گاز ۲۰ mbar نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود به هنگام عبور جریان از گلوگاه نازل سرعت

¹. Response Surface Methodology

². Design of Experiments (DOE)

جریان تا حدود ۱۰۰ m/s افزایش یافته است. این افزایش شدید سرعت کاهش فشار قابل توجهی را به همراه داشته که سبب مکش هوای اولیه از محیط بیرون به داخل کاسه‌ی اختلاط می‌شود.

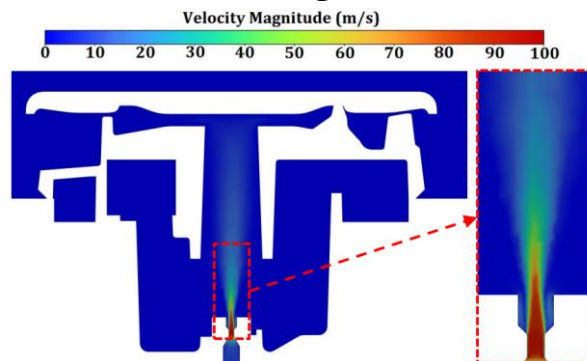


Figure 7- The velocity field when the gas passes through the nozzle and discharges into the mixing chamber
شکل ۷- میدان سرعت به هنگام عبور گاز از نازل و تخلیه آن در کاسه‌ی اختلاط

این شبیه‌سازی برای فشارهای دیگر نیز انجام شده و نتایج آن در جداول (۲) و (۳) خلاصه شده است. مطابق این جداول با افزایش فشار نسبت هوا به سوخت افزایش و کسر جرمی متان کاهش یافته است.

جدول ۲- بررسی تأثیر فشار گاز بر دبی مخلوط سوخت-هواى اولیه

Table 2- The effect of gas pressure on the flow rate of the fuel-primary air mixture

Supply pressure (mbar)	(kg/s) Mass flow rate of primary air	Mass flow rate of fuel (kg/s)	Air to fuel ratio
12	9.77415 e-5	1.57549 e-5	6.204
16	1.1607 e-4	1.80710 e-5	6.423
20	1.3280 e-4	2.01101 e-5	6.604
24	1.4850 e-4	2.18840 e-5	6.786

جدول ۳- بررسی تأثیر فشار گاز بر ترکیب شیمیائی مخلوط سوخت-هواى اولیه

Table 3- The effect of gas pressure on chemical composition of the fuel-primary air mixture

Supply pressure (mbar)	Mass fraction of CH ₄	Mass fraction of O ₂	Mass fraction of CO ₂	CO Mass fraction of
12	0.12477	0.20096	0.00721	0.00229
16	0.12106	0.20187	0.0070	0.00222
20	0.11816	0.20259	0.00682	0.00217
24	0.1154	0.20332	0.00667	0.00212

اعتبارسنجی

خروجی‌های به‌دست آمده از شبیه‌سازی‌های جریان سرد برای شبیه‌سازی جریان احتراقی استفاده شده و در نهایت بازده حرارتی و توان مشعل برای چهار فشار منبع مورد نظر به‌دست آمده است. بازده حرارتی به دست آمده از مطالعات تجربی و عددی حاضر در شکل ۸ مورد مقایسه قرار گرفته است. همان‌طور که مشاهده می‌شود نتایج عددی برای تمامی فشارها از دقت نسبتاً قابل قبولی برخوردار است. لازم به ذکر است که به‌منظور بررسی تکرارپذیری نتایج تجربی، تمامی آزمایش‌ها ۳ بار تکرار شده و انحراف استاندارد نتایج از مقدار میانگین به‌صورت محدودی خطا بر روی شکل ارائه شده است. در حین آزمایش‌های تجربی مشخص شد که تغییرات دمای گاز طبیعی و هوای محیط اثر قابل توجهی بر بازده حرارتی دارد. از آنجایی که حفظ دمای مذکور خارج از توان تجهیزات در دسترس بود، این موضوع نیز در محدوده‌ی خطا خود را نشان می‌دهد.

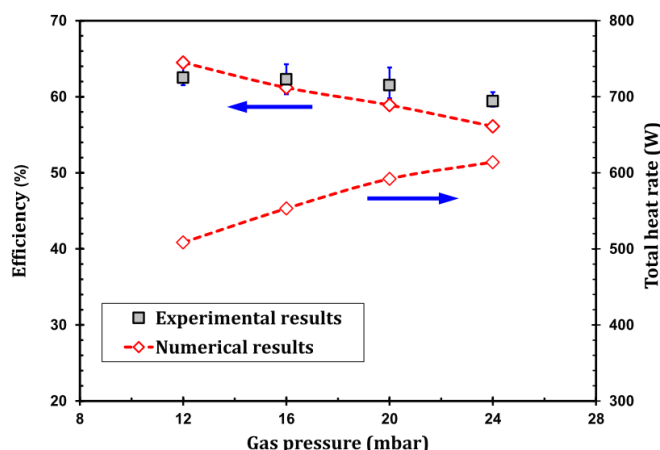


Figure 8- Comparison of numerical and experimental results for thermal efficiency according to inlet gas pressure

شکل ۸- مقایسه نتایج عددی و تجربی برای بازده حرارتی بر حسب فشار گاز ورودی

در شکل ۸ علاوه بر بازده حرارتی، نرخ حرارت منتقل شده به ظرف نیز ارائه شده است. مطابق شکل با کاهش فشار گاز طبیعی در حالی که شار حرارتی منتقل شده به ظرف آب کاهش یافته اما بازده حرارتی مشعل افزایش یافته است. این نتیجه با یافته‌های مطالعات قبلی [۹] که با استفاده از گاز LPG انجام گرفته مطابقت دارد.

بررسی تأثیر فشار گاز بر شکل شعله

به منظور فهم بهتر میدان جریان احتراقی، در شکل ۹ کانتورهای گرمای واکنش برای شبیه‌سازی با فشارهای مختلف بر روی صفحه‌ای با زاویه ۴۵ درجه نسبت به صفحه تقارن ترسیم شده است. به علت اثرات شناوری ناشی از افزایش دمای محصولات احتراق، شعله‌ی شکل گرفته بر روی سر مشعل به سمت ظرف آب (مرز بالایی) متمایل شده است. مطابق شکل با کاهش فشار از طول شعله کاسته شده و شعله با طی مسافت کمتری به ظرف آب می‌رسد. با افزایش فشار ضمن کشیده‌تر شدن طول شعله، زاویه آن نسبت به خط عمود (محور z) بیشتر شده و شعله بازتر می‌شود.

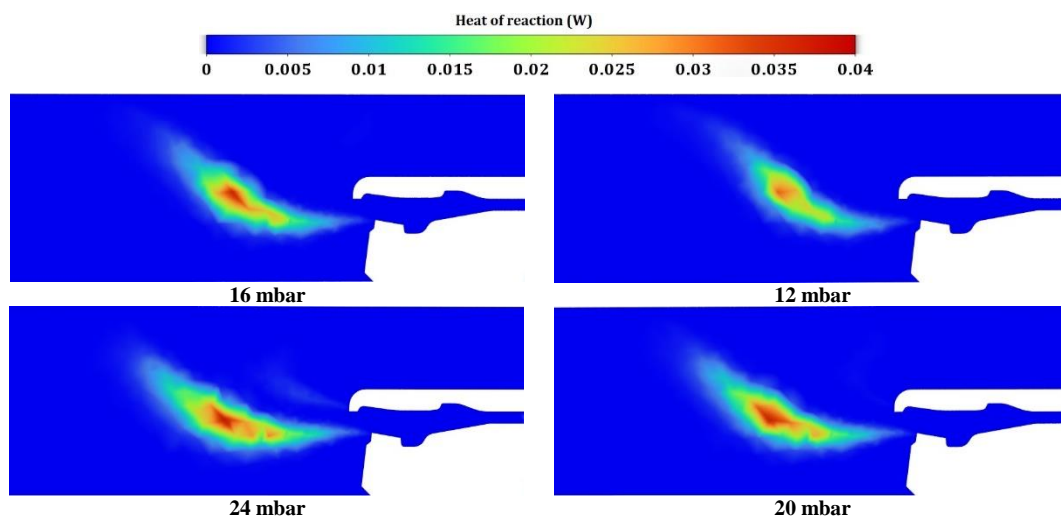


Figure 9- Heat of reaction contour for reacting flow at different pressures

شکل ۹- کانتور گرمای واکنش برای جریان واکنشی در فشارهای مختلف

در شکل ۱۰ به ترتیب توزیع طولی دما و مولفه سرعت جریان در راستای z ، در بالای سرپوش مشعل برای هر چهار فشار گاز در موقعیت $(y=-0.015 \text{ m}, z=0.014 \text{ m})$ ترسیم شده است. همان طور که در شکل ۱۰-الف مشاهده می شود نمودارهای دما دارای دو قله هستند که بیانگر جبهه شعله خروجی از سر مشعل است. این شکل نشان می دهد که با کاهش فشار بیشینه دما افزایش یافته و در قله های دما به یکدیگر نزدیک می شوند. به عبارت دیگر تمرکز شعله با کاهش فشار افزایش یافته است. مطابق این نتایج افزایش بیشینه دما و تمرکز شعله دلیل اصلی افزایش بازده در فشارهای پائین تر است. مطابق شکل ۱۰-ب موقعیت قله های سرعت جریان نیز تقریباً منطبق بر قله های دمایی است. با افزایش فشار گاز و متعاقب آن دبی مخلوط سوخت و هوای ورودی بیشینه های سرعت نیز افزایش یافته اند. در بالای سرپوش، جریان ساکن بوده و مولفه عمودی سرعت تقریباً صفر است. از این قسمت، با نزدیک شدن به جبهه شعله مولفه سرعت منفی شده است. این به معنای بازگشت جریان به سمت شعله است. در حقیقت جریان موجود در بین سرپوش، ظرف آب و جبهه شعله ناحیه ی باز چرخشی را ایجاد کرده اند که سبب حرکت محصولات احتراق به سمت شعله می شود.

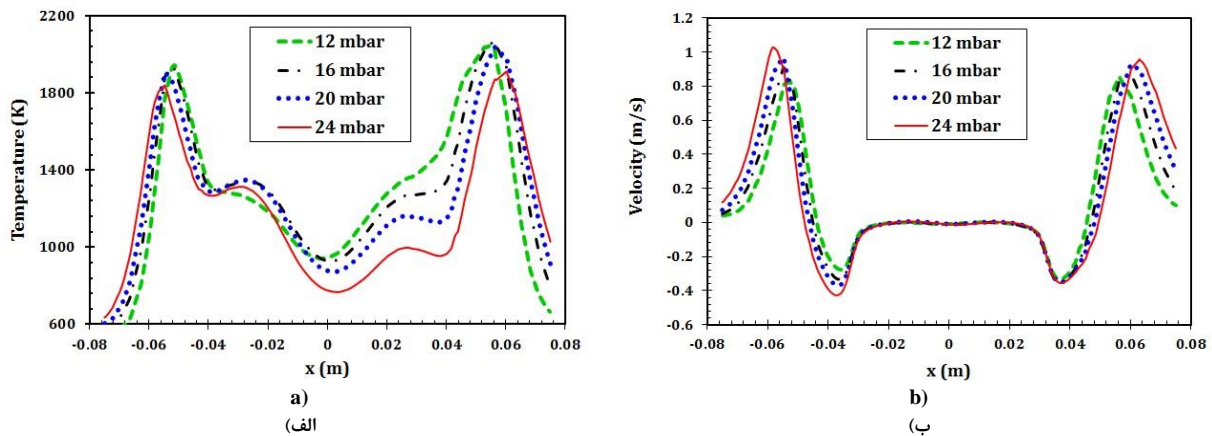


Figure 10- Comparison of a) flow temperature, and b) flow velocity component in z direction for different pressures
 شکل ۱۰- مقایسه الف) دمای جریان و ب) مولفه سرعت جریان در راستای z برای فشارهای مختلف

بررسی تأثیر فشار گاز بر انتشار مونوکسید کربن

به منظور بررسی تأثیر فشار گاز بر میزان انتشار CO، در شکل ۱۱ کسر مولی این گونه در بالای سرپوش مشعل در موقعیت $(y=-0.015 \text{ m}, z=0.014 \text{ m})$ برای هر چهار فشار گاز ترسیم شده است. همان طور که مشخص است با کاهش فشار و افزایش بیشینه دما در شعله، میزان تجزیه شیمیایی دی اکسید کربن و غلظت CO نیز افزایش یافته است. بیشینه انتشار CO در جبهه شعله با افزایش فشار از ۱۲ mbar تا ۲۴ mbar در حدود ۲۰۰۰ ppm کاهش یافته است.

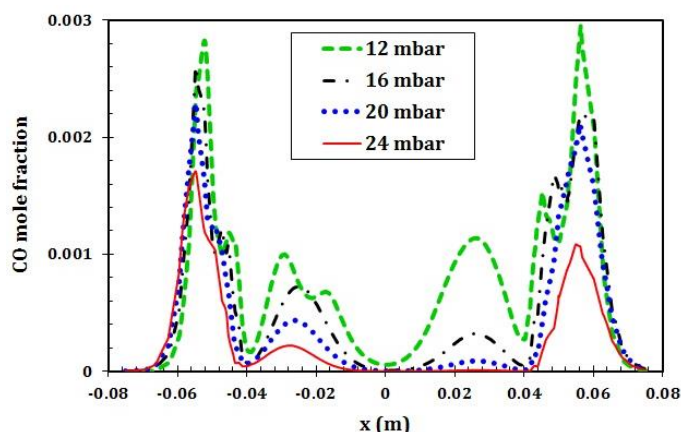


Figure 11- Comparison of CO emission for different pressures
 شکل ۱۱- مقایسه میزان انتشار CO، برای فشارهای مختلف گاز طبیعی

بررسی عملکرد مشعل به کمک روش طراحی آزمایش

در این قسمت با استفاده از روش سطح پاسخ^۱ و نرم‌افزار دیزاین اکسپرت^۲ جدول اجرهای شبیه‌سازی بر اساس محدوده متغیرهای مستقل مختلف (فشار منبع، دمای محیط و ارتفاع ظرف) تعیین و سپس با استفاده از نتایج به دست آمده و تدوین مدل‌های رگرسیونی تاثیر متغیرهای مورد نظر بر بازده حرارتی η_{th} ، نرخ انتقال گرمای کل \dot{Q}_{tot} ، نرخ انتقال گرمای تشعشعی \dot{Q}_{rad} ، نسبت نرخ تشعشعی به کل $\dot{Q}_{rad}/\dot{Q}_{tot}$ و میزان نشر منوکسید کربن خشک و عاری از هوا CO_N ، که همان متغیرهای وابسته مطالعه حاضر هستند، بررسی و مقایسه شده است. جدول (۴) ماتریس اجرهای شبیه‌سازی را نشان می‌دهد.

جدول ۴- ماتریس اجرهای شبیه‌سازی

Table 4- Matrix of simulation runs

Run No.	Load height (cm)	Temperature (°C)	Supply pressure (mbar)
1	3.5	22.5	20
2	2.01	15.07	15.24
3	4.99	29.93	15.24
4	2.01	15.07	24.76
5	6	22.5	20
6	1	22.5	20
7	3.5	35	20
8	3.5	22.5	20
9	3.5	22.5	20
10	4.99	15.07	24.76
11	3.5	22.5	12
12	3.5	10	20
13	3.5	22.5	20
14	2.01	29.93	15.24
15	3.5	22.5	20

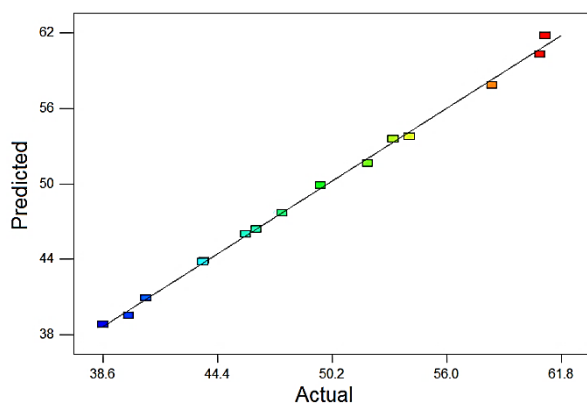
¹. Response Surface Methodology

². Design Expert

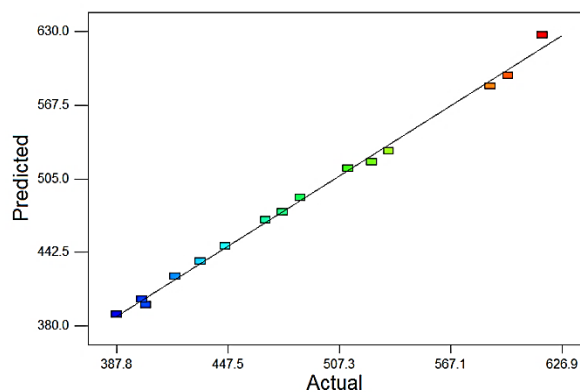
16	4.99	15.07	15.24
17	3.5	22.5	20
18	4.99	29.93	24.76
19	3.5	22.5	28
20	2.01	29.93	24.76

اعتبارسنجی مدل‌های برازش شده

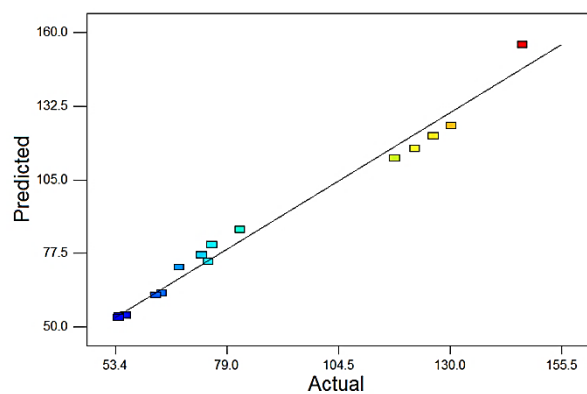
پس از تعیین و اصلاح مدل‌های برازش شده برای هر یک از متغیرهای وابسته بر اساس نتایج شبیه‌سازی، مطابق با تحلیل واریانس^۱، مقادیر p-value برای همه مدل‌ها کمتر از ۰/۰۵ به دست آمد؛ همچنین ضرایب تعیین (R^2) محاسبه شده برای مشخصه‌های بازده حرارتی، نرخ حرارتی کل، نرخ تشعشعی، نسبت نرخ تشعشعی به کل و میزان CO_N به ترتیب ۰/۹۷۲، ۰/۹۴۷ و ۰/۹۶۱ حاصل شد. لازم به ذکر است که در این تحقیق با توجه به این که نسبت بیشترین به کمترین مقدار CO_N بر اساس نتایج شبیه‌سازی بیشتر از ۱۰ بود، نتایج به دست آمده با تبدیل به مقادیر لگاریتمی ارائه و بررسی شده است. همچنین شکل ۱۲-الف تا ه نمودارهای پراکندگی نتایج شبیه‌سازی در مقابل مقادیر پیش‌بینی شده برای مدل‌های رگرسیونی به دست آمده را نشان می‌دهد. بنابراین با توجه به مقادیر p-value، ضرایب تعیین به دست آمده و اختلاف کم مقادیر پیش‌بینی شده در برابر داده‌های شبیه‌سازی می‌توان اعتبار مدل‌های ارائه شده را تأیید نمود.



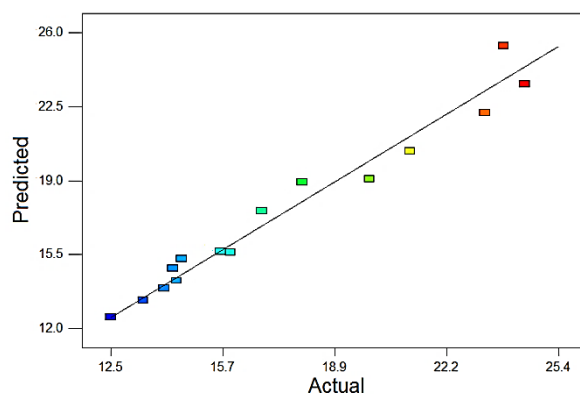
a)
(الف)



b)
(ب)



c)
(ج)



d)
(د)

^۱. ANOVA

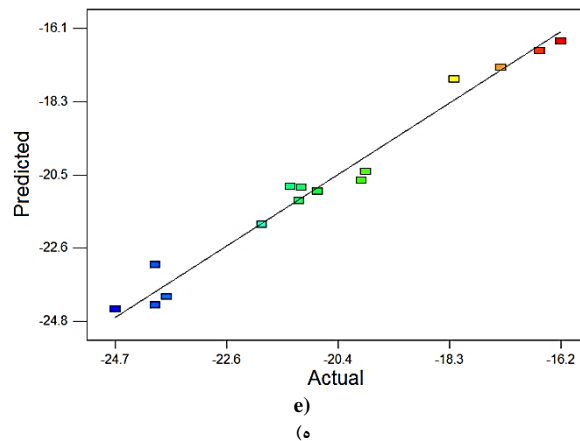


Figure 12- The scatter diagram of simulation results and predicted values by regression model for variables: a) η_{th} , b) \dot{Q}_{tot} , c) \dot{Q}_{rad} , d) $\dot{Q}_{rad}/\dot{Q}_{tot}$, and e) CO_N

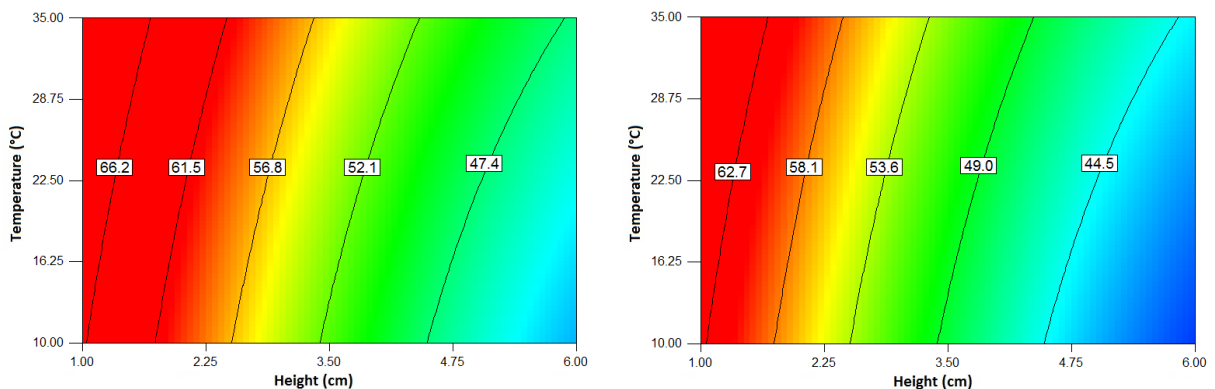
شکل ۱۲- نمودار پراکندگی نتایج شبیه‌سازی و مقادیر پیش‌بینی شده توسط مدل رگرسیونی برای متغیرهای الف) η_{th} (ب) \dot{Q}_{tot} (ج) \dot{Q}_{rad} (د) $\dot{Q}_{rad}/\dot{Q}_{tot}$ (ه) و CO_N

بررسی اثر عوامل مختلف بر بازده حرارتی

رابطه (۶) مدل رگرسیونی به‌دست آمده برای بازده حرارتی (بر حسب درصد) بر اساس متغیرهای دمای ورودی، T_{in} ، ارتفاع ظرف، H_{load} ، و فشار منبع، P_{in} ، را نشان می‌دهد:

$$\eta_{th}(\%) = 86.4 - 8.56H_{load} + 0.14T_{in} - 1.31P_{in} + 0.04H_{load}P_{in} - 0.0027T_{in} \times P_{in} + 0.47H_{load}^2 + 0.00155T_{in}^2 + 0.02P_{in}^2 \quad (۶)$$

به‌منظور درک بهتر رابطه (۶)، شکل ۱۳-الف تا ه مقادیر پیش‌بینی شده بازده حرارتی (بر حسب درصد) مشعل اجاق گاز مورد بررسی را بر اساس تغییرات دما، ارتفاع ظرف و فشار نشان می‌دهد. با توجه به کانتورهای ارائه شده مشاهده می‌شود که در همه فشارها با افزایش ارتفاع ظرف، مقادیر پیش‌بینی شده بازده حرارتی تقریباً به‌طور خطی کاهش می‌یابد. با افزایش ارتفاع ظرف، شعله و محصولات احتراق در اثر اختلاط بیشتر با هوای محیط قبل از تماس با ظرف خنک می‌شوند. این موضوع باعث کاهش گرادیان دما و بازده حرارتی می‌شود. همچنین مقادیر بازده حرارتی با افزایش دما، روند افزایشی به خود می‌گیرد که این روند در ارتفاع‌های بالاتر بیشتر است. علاوه بر این نتایج نشان می‌دهد که با افزایش فشار، مقادیر پیش‌بینی شده بازده حرارتی برای همه حالت‌ها کاهش می‌یابد. بر اساس نتایج بیشترین مقدار بازده حرارتی در ارتفاع ظرف ۱ سانتی‌متر، دمای ۳۵ درجه سلسیوس و فشار ۱۲ میلی بار اتفاق می‌افتد و کمترین مقدار بازده حرارتی به ارتفاع ظرف ۶ سانتی‌متر، دمای ۱۰ درجه سلسیوس و فشار ۲۸ میلی بار متعلق است.



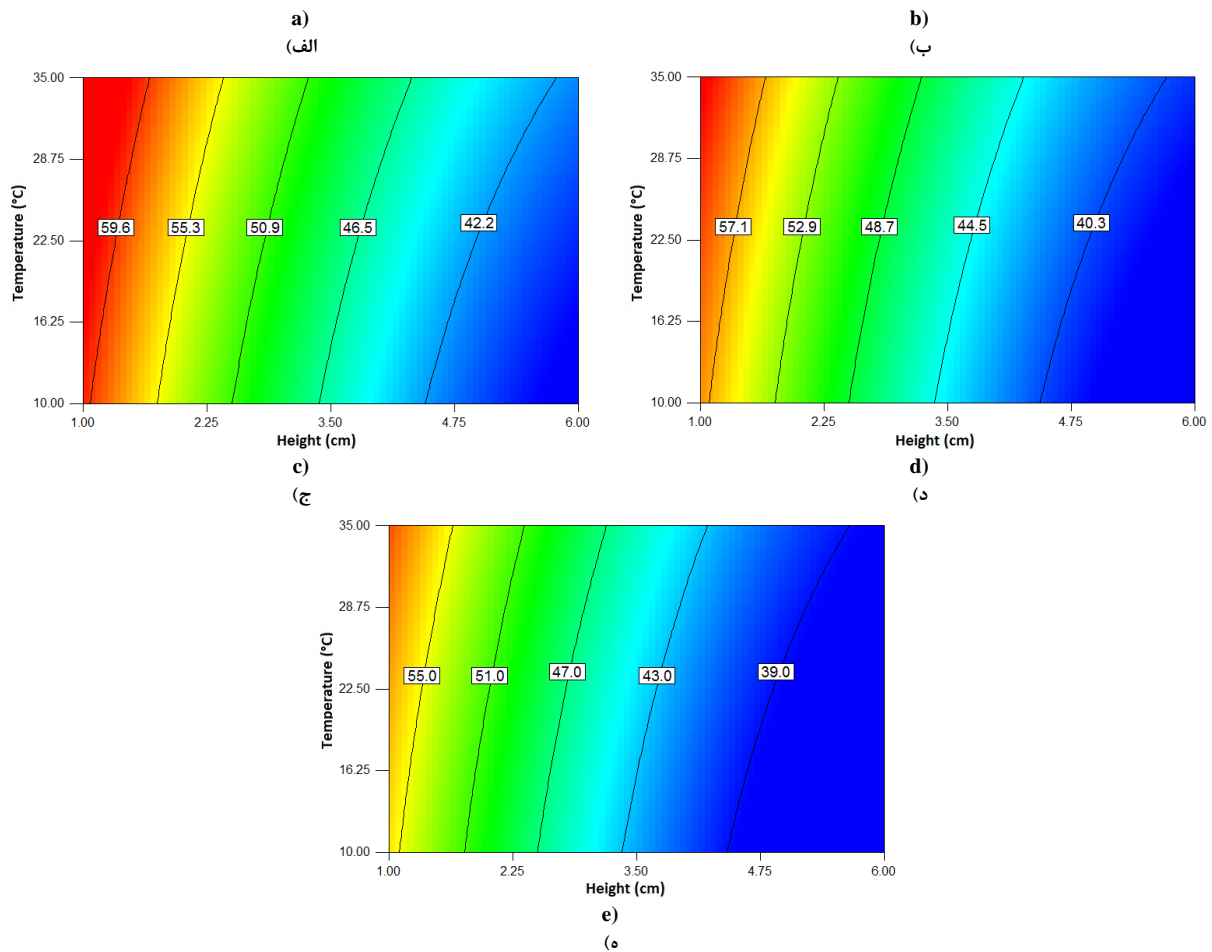


Figure 13- The effect of temperature and load height on the thermal efficiency of the burner at pressures: a) 12 mbar, b) 16 mbar, c) 20 mbar, d) 24 mbar, and e) 28 mbar

شکل ۱۳- تأثیر دما و ارتفاع ظرف بر بازده حرارتی مشعل در فشارهای (الف) ۱۲ mbar (ب) ۱۶ mbar (ج) ۲۰ mbar (د) ۲۴ mbar و (ه) ۲۸ mbar.

بررسی اثر عوامل مختلف بر توان حرارتی

رابطه (۷) مدل رگرسیونی حاصل شده برای نرخ انتقال گرمای کل (بر حسب وات) بر اساس متغیرهای دمای ورودی، ارتفاع ظرف و فشار منبع را به دست می دهد:

$$\dot{Q}_{tot}(W) = 489.97 - 74.58H_{load} - 0.35T_{in} + 13.53P_{in} + 0.09H_{load}T_{in} - 0.67H_{load}P_{in} + 5.72H_{load}^2 + 0.01T_{in}^2 - 0.14P_{in}^2 \quad (7)$$

به منظور تصویرسازی رابطه (۷)، شکل ۱۴-الف تا ج مقادیر پیش بینی شده نرخ انتقال گرمای کل وارد به ظرف آزمون را بر اساس متغیرهای مختلف نشان می دهد. این تصاویر تنها سه فشار ۱۲، ۲۰ و ۲۸ میلی بار را نشان می دهند. با توجه به نتایج به دست آمده مشاهده می شود که در همه فشارها با افزایش ارتفاع ظرف، مقادیر پیش بینی شده \dot{Q}_{tot} کاهش می یابد؛ هر چند روند تغییرات نسبتاً خطی است و در ارتفاعهای بالاتر ظرف نیز تغییرات پارامتر مورد نظر قابل مشاهده است. همچنین مقادیر \dot{Q}_{tot} با افزایش دما اندکی افزایش می یابد که نرخ افزایش برای ارتفاعهای ظرف بیشتر از ۳/۵ سانتی متر، بیشتر است. علاوه بر این نتایج نشان می دهد که با افزایش فشار مقادیر پیش بینی شده \dot{Q}_{tot} برای همه حالتها افزایش می یابد. بر اساس نتایج

بیشترین مقدار \dot{Q}_{tot} در ارتفاع ظرف ۱ سانتی‌متر، دمای ۳۵ درجه سلسیوس و فشار ۲۸ میلی‌بار اتفاق می‌افتد و کمترین مقدار آن به ارتفاع ظرف ۶ سانتی‌متر، دمای ۱۰ درجه سلسیوس و فشار ۱۲ میلی‌بار تعلق دارد.

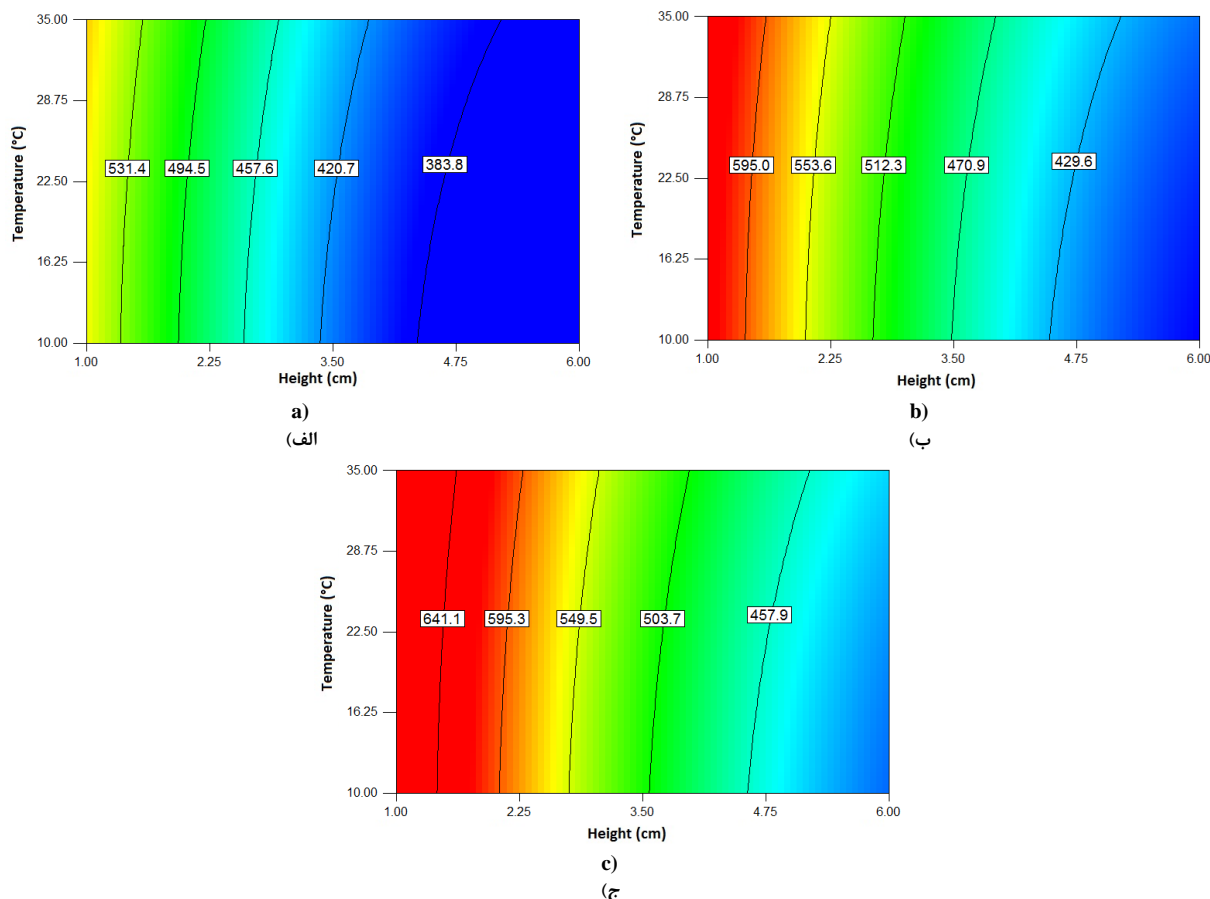


Figure 14- The effect of temperature and load height on the thermal load of the burner at pressures: a) 12 mbar, b) 20 mbar, and c) 28 mbar

شکل ۱۴- تأثیر دما و ارتفاع ظرف بر توان حرارتی مشعل در فشارهای الف) ۱۲ mbar، ب) ۲۰ mbar و ج) ۲۸ mbar

بررسی اثر عوامل مختلف بر نرخ انتقال گرمای تشعشعی به ظرف آزمون

شکل ۱۵- الف تا ج مقادیر پیش‌بینی شده نرخ انتقال گرمای تشعشعی (بر حسب وات) به ظرف آزمون را بر اساس تغییرات دمای ورودی، ارتفاع ظرف و فشار منبع نشان می‌دهد. با توجه به نتایج به‌دست آمده مشاهده می‌شود که در همه فشارها با افزایش ارتفاع ظرف، مقادیر پیش‌بینی شده \dot{Q}_{rad} کاهش می‌یابد که این کاهش برای ارتفاع‌های ظرف کمتر از ۴٫۵ سانتی‌متر بیشتر مشهود است؛ ولی در ارتفاع‌های بیشتر، تغییر قابل ملاحظه‌ای در مقادیر \dot{Q}_{rad} قابل مشاهده نیست. همچنین مطابق با نتایج، مقادیر \dot{Q}_{rad} با افزایش دما افزایش می‌یابد. از طرف دیگر نتایج نشان می‌دهد که با افزایش فشار تا مقدار ۲۰ میلی‌بار، مقادیر پیش‌بینی شده \dot{Q}_{rad} ابتدا اندکی کاهش یافته ولی در ادامه با افزایش فشار تا ۲۸ میلی‌بار، روند افزایشی به خود می‌گیرد. بر اساس نتایج بیشترین مقدار \dot{Q}_{rad} در ارتفاع ظرف ۱ سانتی‌متر، دمای ۳۵ درجه سلسیوس و فشار ۱۲ میلی‌بار اتفاق می‌افتد یعنی دقیقاً در شرایطی که بیشترین بازده حرارتی نیز حاصل می‌شود؛ همچنین کمترین مقدار \dot{Q}_{rad} در ارتفاع ظرف ۶ سانتی‌متر، دمای ۱۰ درجه سلسیوس و فشار ۲۰ میلی‌بار روی می‌دهد.

در مقایسه بین سه پارامتر وابسته η_{th} و \dot{Q}_{tot} و \dot{Q}_{rad} ملاحظه شد که بیشترین مقدار برای این سه پارامتر در ارتفاع ظرف ۱ سانتی‌متر و دمای ۳۵ درجه سلسیوس اتفاق می‌افتد اما در مورد فشار وحدت رویه‌ای مشاهده نشد. مطابق مباحث ارائه شده قبلی با افزایش فشار منبع سوخت، دبی سوخت افزایش یافته و متعاقب آن توان حرارتی کل مشعل افزایش می‌یابد؛ این در حالی است که بازده مشعل روند کاهشی را دنبال می‌کند.

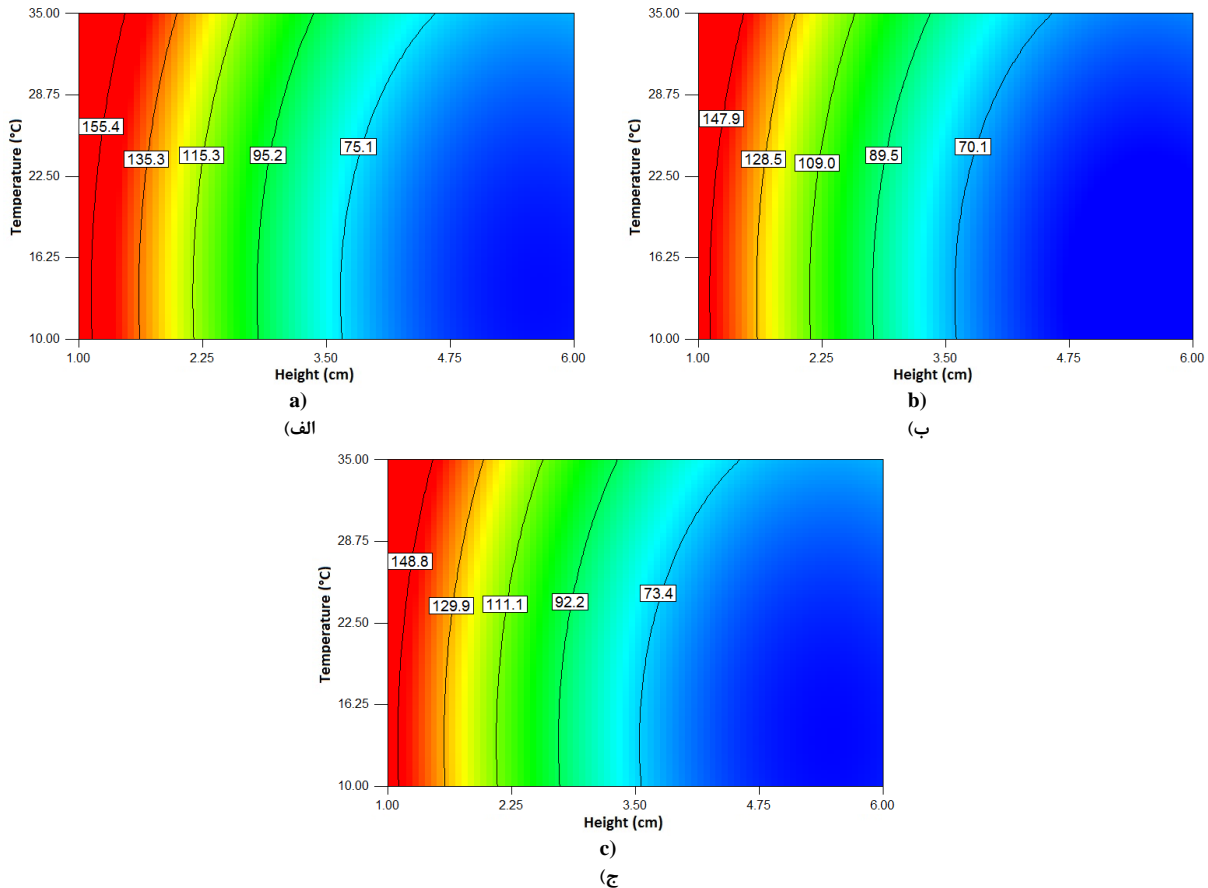


Figure 15- The effect of temperature and load height on the rate of heat transfer by radiation of the burner at pressures: a) 12 mbar, b) 20 mbar, and c) 28 mbar

شکل ۱۵- تأثیر دما و ارتفاع ظرف بر نرخ انتقال حرارت تشعشی مشعل در فشارهای الف) ۱۲ mbar، ب) ۲۰ mbar و ج) ۲۸ mbar.

شکل ۱۶- الف تا ج مقادیر پیش‌بینی شده نسبت $\dot{Q}_{rad}/\dot{Q}_{tot}$ را بر حسب درصد بر اساس تغییرات دمای ورودی، ارتفاع ظرف و فشار منبع نشان می‌دهد. با توجه به تصاویر مشاهده می‌شود که به‌طور کلی در همه فشارها با افزایش ارتفاع ظرف، مقادیر پیش‌بینی شده $\dot{Q}_{rad}/\dot{Q}_{tot}$ کاهش می‌یابد که نرخ کاهش برای ارتفاع‌های ظرف بیشتر از ۳/۵ سانتی‌متر کمتر است. به‌طوری که در ارتفاع‌های بیشتر از ۳/۵ سانتی‌متر، پارامتر $\dot{Q}_{rad}/\dot{Q}_{tot}$ تغییر قابل توجهی نمی‌کند. از طرف دیگر نتایج نشان می‌دهد که در فشارهای بیشتر از ۲۰ میلی‌بار، با افزایش ارتفاع از ۵ به ۶ سانتی‌متر، مقادیر $\dot{Q}_{rad}/\dot{Q}_{tot}$ اندکی افزایش می‌یابد. همچنین مقادیر $\dot{Q}_{rad}/\dot{Q}_{tot}$ با افزایش دما، افزایش می‌یابد که مطابق با نتایج، اختلاف مقادیر $\dot{Q}_{rad}/\dot{Q}_{tot}$ در بیشترین و کمترین دما، برای ارتفاع‌های بالاتر بیشتر نیز می‌شود. علاوه بر این با افزایش فشار، مقادیر پیش‌بینی شده $\dot{Q}_{rad}/\dot{Q}_{tot}$ برای همه حالت‌ها به‌طور کلی کاهش می‌یابد. بر اساس نتایج بیشترین مقدار $\dot{Q}_{rad}/\dot{Q}_{tot}$ در ارتفاع ظرف ۱ سانتی‌متر، دمای ۳۵ درجه سلسیوس و

فشار ۱۲ میلی‌بار اتفاق می‌افتد و کمترین مقدار به ارتفاع ظرف ۵/۳ سانتی‌متر، دمای ۱۰ درجه سلسیوس و فشار ۲۸ میلی‌بار متعلق است.

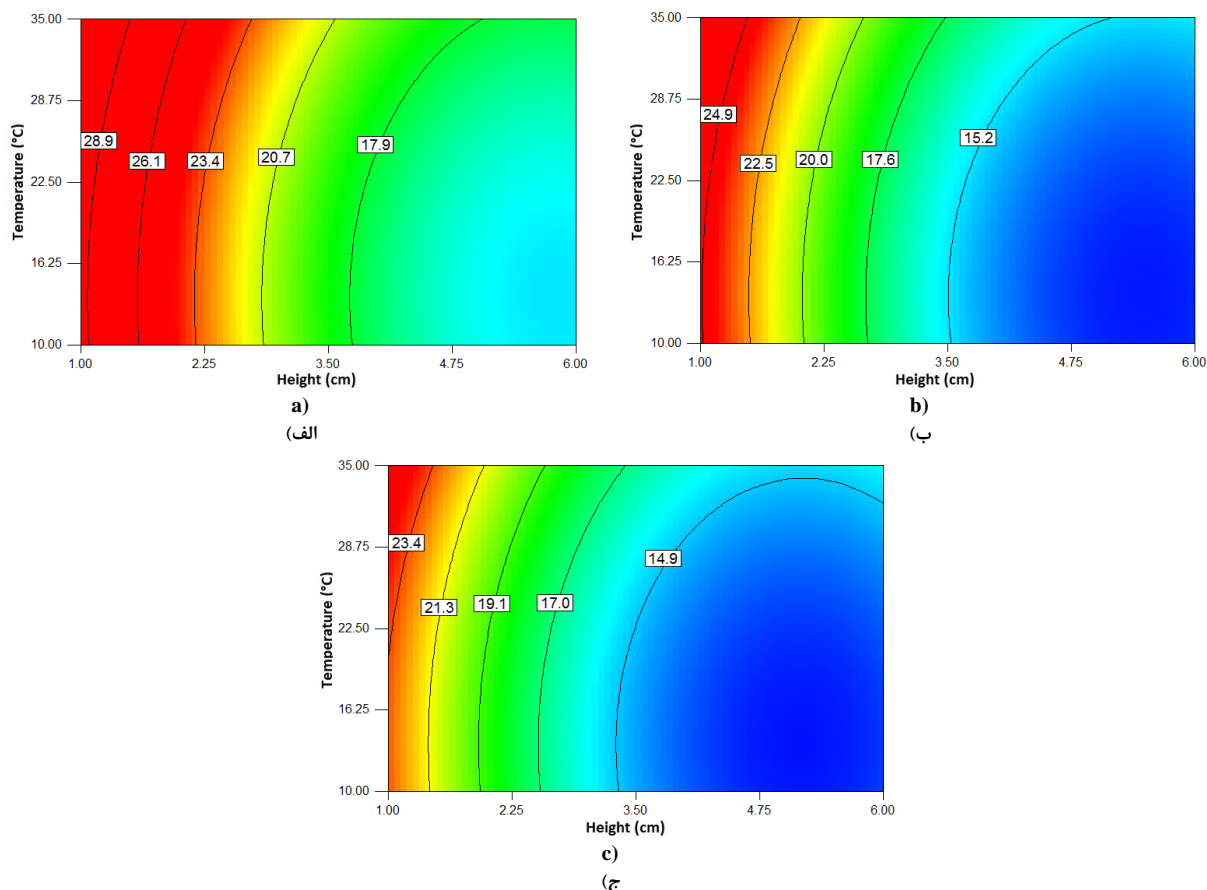


Figure 16- The effect of temperature and load height on the ratio of radiation to total heat transfer of the burner at pressures: a) 12 mbar, b) 20 mbar, and c) 28 mbar

شکل ۱۶- تأثیر دما و ارتفاع ظرف بر نسبت انتقال حرارت تشعشعی به کل مشعل در فشارهای الف) ۱۲ mbar، ب) ۲۰ mbar و ج) ۲۸ mbar.

بررسی اثر عوامل مختلف بر نشر منوکسید کربن

رابطه (۸) مدل رگرسیونی به‌دست آمده برای $\ln(\text{CO}_N)$ برحسب متغیرهای دما، ارتفاع ظرف و فشار را نشان می‌دهد:

$$\ln(\text{CO}_N) = 6.42 - 2.9H_{\text{load}} - 0.24T_{\text{in}} - 1.45P_{\text{in}} + 0.03H_{\text{load}}P_{\text{in}} - 3.74 \times 10^{-3}T_{\text{in}}P_{\text{in}} + 0.14H_{\text{load}}^2 + 7.07 \times 10^{-3}T_{\text{in}}^2 + 0.03P_{\text{in}}^2 \quad (8)$$

به‌منظور درک بهتر اثر عوامل مختلف بر میزان انتشار CO_N ، شکل ۱۷-الف تا ج مقادیر پیش‌بینی شده $\ln(\text{CO}_N)$ را بر اساس متغیرهای مختلف نشان می‌دهد. CO_N کسر حجمی منوکسید کربن نسبت به محصولات احتراق خشک و عاری از هوا است. با توجه به نتایج به‌دست آمده مشاهده می‌شود که به‌طور کلی در همه فشارها با افزایش ارتفاع ظرف، مقادیر پیش‌بینی شده $\ln(\text{CO}_N)$ دارای روند کاهشی است. به نظر با افزایش ارتفاع ظرف، انتشار CO به‌علت کاهش خاموشی ناشی از برخورد شعله به ظرف کاهش یافته است. همچنین مقادیر $\ln(\text{CO}_N)$ با افزایش دما، ابتدا تا محدوده دمایی ۲۱ تا ۲۶ درجه سلسیوس کاهش

می‌باید و در ادامه مقدار آلاینده مورد نظر روند افزایشی به خود می‌گیرد. به نظر در دماهای پائین به سبب احتراق ناقص و در دماهای بالا به سبب تجزیه شیمیایی دی‌کسید کربن انتشار CO افزایش داشته است. مطابق نتایج کمترین مقادیر $\ln(\text{CO}_N)$ با افزایش فشار در دماهای بالاتری اتفاق می‌افتد. علاوه بر این نتایج نشان می‌دهد که با افزایش فشار، مقادیر پیش‌بینی شده $\ln(\text{CO}_N)$ برای همه حالت‌ها به‌طور کلی کاهش می‌یابد؛ هر چند مقادیر این آلاینده، در فشارهای خیلی بالا (بالتر از ۲۰ میلی‌بار) تغییرات کمتری دارد. در حقیقت افزایش فشار که منجر به افزایش میزان هوادهی اولیه می‌شود انتشار CO را کاهش می‌دهد. بر اساس نتایج بیشترین مقدار $\ln(\text{CO}_N)$ در ارتفاع ظرف ۱ سانتی‌متر، دمای ۳۵ درجه سلسیوس و فشار ۱۲ میلی‌بار اتفاق می‌افتد و کمترین مقدار $\ln(\text{CO}_N)$ به ارتفاع ظرف ۶ سانتی‌متر، دمای ۲۵٫۳ درجه سلسیوس و فشار ۲۸ میلی‌بار متعلق است.

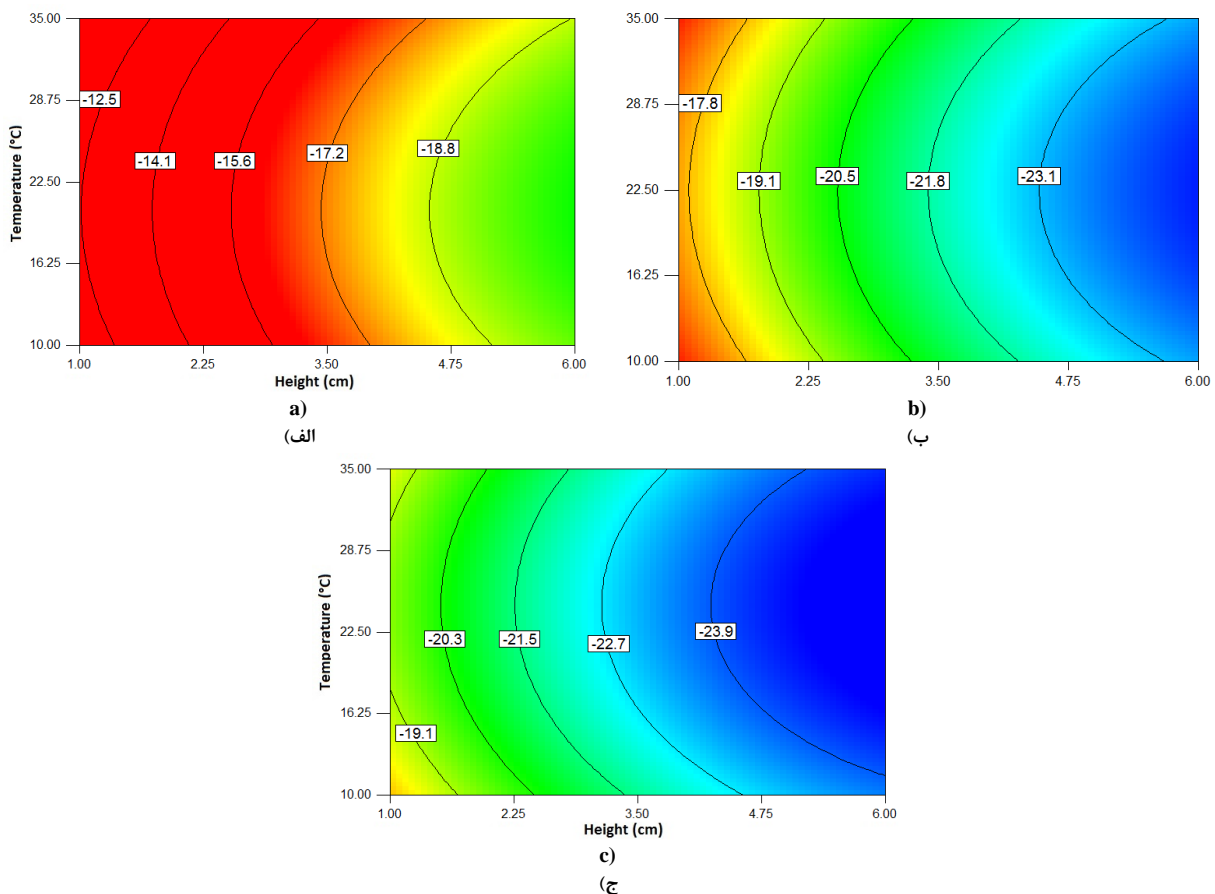


Figure 17- The effect of temperature and load height on CO emission of the burner at pressures: a) 12 mbar, b) 20 mbar, and c) 28 mbar. The values are related to the natural logarithm of the volume fraction of CO relative to dry and air-free combustion products.

شکل ۱۷- تأثیر دما و ارتفاع ظرف بر نشر منوکسید کربن در فشارهای الف) ۱۲ mbar، ب) ۲۰ mbar، و ج) ۲۸ mbar. مقادیر ارائه شده مربوط به لگاریتم طبیعی کسر حجمی منوکسید کربن نسبت به محصولات احتراق خشک و عاری از هوا است.

نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر به بررسی تأثیر فشار منبع گاز، دمای اولیه مخلوط واکنشگر و ارتفاع ظرف بر بازده حرارتی مشعل اجاق گاز پربازده با سوخت گاز طبیعی پرداخته شد. علاوه بر بازده، توان حرارتی کل، توان تشعشعی، نسبت توان تشعشعی به کل و میزان انتشار منوکسید کربن نیز بررسی شده است. به‌منظور ارائه شبیه‌سازی‌های عددی معتبر بازده مشعل به‌صورت تجربی نیز

مورد بررسی قرار گرفت. مطابق نتایج ارائه شده، شبیه‌سازی‌های عددی حاضر برای تمامی فشارها از دقت نسبتاً قابل قبولی در پیش‌بینی بازده حرارتی مشعل اجاق گاز برخوردار بوده است. در این مقاله با استفاده از روش سطح پاسخ جدول اجراهای شبیه‌سازی بر اساس محدوده متغیرهای مستقل مختلف (فشار منبع، دمای محیط و ارتفاع ظرف) تعیین و سپس با استفاده از نتایج به‌دست آمده و تدوین مدل‌های رگرسیونی تأثیر متغیرهای مورد نظر بر متغیرهای وابسته بررسی و مقایسه شد. نتایج به‌دست آمده از کار حاضر را می‌توان به صورت زیر فهرست کرد:

- مطابق نتایج با افزایش فشار گاز طبیعی، بازده حرارتی مشعل کاهش اما توان حرارتی آن افزایش می‌یابد. به دنبال کاهش فشار از طول شعله کاسته شده و شعله تمرکز بیشتری را تجربه می‌کند. افزایش فشار باعث کشیدگی و بازشدگی شعله می‌شود. تأثیر فشار بر توان تشعشعی مشعل به گونه‌ای است که در میانه‌ی دامنه فشاری مورد مطالعه، یعنی ۲۰ mbar، کمترین توان تشعشعی مشعل روی داده است. همچنین با افزایش فشار انتشار CO کاهش یافته است.
- افزایش ارتفاع ظرف سبب کاهش بازده حرارتی، توان گرمایی کل، توان تشعشعی مشعل و کاهش نشر CO می‌شود.
- مطابق انتظار افزایش دمای مخلوط واکنشگر سبب افزایش بازده حرارتی مشعل می‌شود. همچنین با افزایش دما توان گرمایی مشعل اندکی افزایش می‌یابد که نرخ افزایش برای ارتفاع‌های ظرف بیشتر از ۳/۵ سانتی‌متر، بیشتر است. در ضمن افزایش دما باعث افزایش نسبت توان تشعشعی به توان گرمایی کل مشعل می‌شود. نکته جالب توجه در این مطالعه آن است که به نظر در دماهای پائین به سبب احتراق ناقص و در دماهای بالا به سبب تجزیه شیمیایی دی‌کسید کربن، انتشار CO افزایش داشته است.

منابع

- [1] P. J. Ashman, R. Junus, J. F. Stubington, and G. D. Sergeant, "The effects of load height on the emissions from a natural gas-fired domestic cooktop burner," *Combustion Science and Technology*, vol. 103, no. 1-6, pp. 283-298, 1994, doi: 10.1080/00102209408907699.
- [2] R. Junus, J. F. Stubington, and G. D. Sergeant, "The effects of design factors on emissions from natural gas cooktop burners," *International Journal of Environmental Studies*, vol. 45, no. 2, pp. 101-121, 1994, doi: 10.1080/00207239408710885.
- [3] Y.-C. Ko and T.-H. Lin, "Emissions and efficiency of a domestic gas stove burning natural gases with various compositions," *Energy Conversion and Management*, vol. 44, no. 19, pp. 3001-3014, 2003, doi: [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00074-8](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00074-8).
- [4] S. Jugjai and N. Rungsimuntuchart, "High efficiency heat-recirculating domestic gas burners," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 26, no. 5, pp. 581-592, 2002, doi: [https://doi.org/10.1016/S0894-1777\(02\)00164-4](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(02)00164-4).
- [5] L. C. Kwok, "Heat transfer characteristics of slot and round premixed impinging flame jets," *Experimental Heat Transfer*, vol. 16, no. 2, pp. 111-137, 2003, doi: 10.1080/08916150390126496.
- [6] L. C. Kwok, C. W. Leung, and C. S. Cheung, "Heat transfer characteristics of an array of impinging pre-mixed slot flame jets," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, no. 9, pp. 1727-1738, 2005, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.11.014>.
- [7] S.-S. Hou and Y.-C. Ko, "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, no. 9, pp. 1583-1595, 2004, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2003.09.016>.
- [8] S.-S. Hou and Y.-C. Ko, "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, no. 6, pp. 941-958, 2005, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2004.06.001>.
- [9] S.-S. Hou, C.-Y. Lee, and T.-H. Lin, "Efficiency and emissions of a new domestic gas burner with a swirling flame," *Energy Conversion and Management*, vol. 48, no. 5, pp. 1401-1410, 2007, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.12.001>.

- [10] H. B. Li, T. T. Wong, C. W. Leung, and S. D. Probert, "Thermal performances and CO emissions of gas-fired cooker-top burners," *Applied Energy*, vol. 83, no. 12, pp. 1326-1338, 2006, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2006.03.002>.
- [11] D. Basu, R. Saha, R. Ganguly, and A. Datta, "Performance improvement of LPG cook stoves through burner and nozzle modifications," *Journal of the Energy Institute*, vol. 81, no. 4, pp. 218-225, 2008, doi: 10.1179/014426008X370951.
- [12] P. Aroonjarattham, "The parametric study of high pressure gas burner affect thermal efficiency," *Engineering Journal*, vol. 20, no. 3, pp. 33-48, 2016.
- [13] P. Boggavarapu, B. Ray, and R. V. Ravikrishna, "Thermal efficiency of LPG and PNG-fired burners: Experimental and numerical studies," *Fuel*, vol. 116, pp. 709-715, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2013.08.054>.
- [14] M. Wichangarm, A. Matthujak, T. Sriveerakul, S. Sucharitpwatskul, and S. Phongthanapanich, "Simulation study of LPG cooking burner," *International Journal of Engineering & Technology*, vol. 7, no. 3, 2018. [Online]. Available: <https://www.sciencepubco.com/index.php/ijet/article/view/16257>.
- [15] M. Wichangarm, A. Matthujak, T. Sriveerakul, S. Sucharitpwatskul, and S. Phongthanapanich, "Investigation on thermal efficiency of LPG cooking burner using computational fluid dynamics," *Energy*, vol. 203, p. 117849, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117849>.
- [16] M. Das, R. Ganguly, A. Datta, M. M. Verma, and A. K. Bera, "Computational fluid dynamic analyses of flow and combustion in a domestic liquefied petroleum gas cookstove burner—Part II: Burning characteristics and overall performance," *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, vol. 12, no. 3, 2019, doi: 10.1115/1.4044861.
- [17] K. Xie, Y. Cui, J. Wang, and X. Qiu, "Theoretical and numerical investigation of heat transfer characteristics of an integrated cookstove under different atmospheric pressures based on theoretical models of solid flame and impingement heat transfer," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 127, p. 105524, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105524>.
- [18] S. Laguillo, J. S. Ochoa, E. Tizné, A. Pina, J. Ballester, and A. Ortiz, "CO emissions and temperature analysis from an experimental and numerical study of partially premixed methane flames impinging onto a cooking pot," *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, vol. 88, p. 103771, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2020.103771>.
- [19] F. J. Rojas, F. Jiménez, and J. Soto, "Design and experimental analysis of an improved burner with natural gas," *Energy Efficiency*, vol. 14, no. 5, p. 43, 2021, doi: 10.1007/s12053-021-09953-0.
- [20] A. A. Ahmadi, A. Rahbari, and M. Mohamadi, "Energy efficiency improvement and emission reduction potential of domestic gas burners through re-orientating the angle and position of burner holes: Experimental and numerical study," *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 32, p. 101232, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101232>.
- [21] M. Usman, M. Ammar, M. Ali, M. Zafar, and M. Zeeshan, "Emissions and efficiency of an improved conventional liquefied petroleum gas cookstoves in Pakistan," *Environment, Development and Sustainability*, vol. 25, no. 6, pp. 5427-5442, 2023/06/01 2023, doi: 10.1007/s10668-022-02273-y.
- [22] M. Deymi-Dashtebayaz, M. Rezapour, H. Sheikhan, H. R. Afshoun, and V. Barzanooni, "Numerical and experimental analyses of a novel natural gas cooking burner with the aim of improving energy efficiency and reducing environmental pollution," *Energy*, vol. 263, p. 126020, 2023/01/15/ 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126020>.
- [23] W. Zhang, Y. Wang, J. Wang, Z. Zhang, and Z. Wang, "Reducing kitchen gas consumption by designing a heat gathering shield with guide rings for a domestic gas stove," *Energy and Buildings*, vol. 296, p. 113384, 2023/10/01/ 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2023.113384>.
- [24] W. Gao *et al.*, "Comprehensive Review on Thermal Performance Enhancement of Domestic Gas Stoves," *ACS Omega*, vol. 8, no. 30, pp. 26663-26684, 2023/08/01 2023, doi: 10.1021/acsomega.3c01628.
- [25] *Domestic cooking appliances burning gas: Determination of criteria for energy consumption and energy labeling instruction*, INSO 14628, I. N. S. Organization, 2012.
- [26] F. L. Dryer and I. Glassman, "High-temperature oxidation of CO and CH₄," *Symposium (International) on Combustion*, vol. 14, no. 1, pp. 987-1003, 1973, doi: [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(73\)80090-6](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(73)80090-6).

English Abstract

Numerical and experimental investigation of the performance of a high-efficiency domestic gas stove burner using the response surface methodology

Sobhan Emami^{1*}, Alireza Shirneshan^{2**}, Seyed Ehsan Mirahmadi³, Seyed Hamidreza Mirahmadi⁴

1- Department of Mechanical Engineering, Najafabad Branch, Islamic Azad University, Najafabad, Iran, sobhan@pmc.iaun.ac.ir

2- Department of Mechanical Engineering, Najafabad Branch, Islamic Azad University, Najafabad, Iran, arshirneshan@yahoo.com

3- HOMEKO Industrial Group, Isfahan Bozorg Industrial Zone, Isfahan, Iran, eng@homeco.com

4- HOMEKO Industrial Group, Isfahan Bozorg Industrial Zone, Isfahan, Iran, info@homeco.com

*, ** Corresponding authors

(Received: 2023/06/28, Received in revised form: 2023/09/17, Accepted: 2023/10/02)

The combustion flow field in domestic gas stove burners plays a fundamental role in the structure and shape of the flame, the distribution of the temperature gradient, and, consequently, the thermal efficiency and emission of pollutants. Obtaining a valid numerical model makes it easier to understand this complex flow and its influencing factors. To provide a valid numerical simulation, the thermal efficiency of the burner was experimentally tested in the pressure range of 12 to 24 mbar. The validity of the numerical results was then examined by comparing them with the experimental results. Additionally, the response surface methodology was utilized to investigate the simultaneous and mutual effects of various factors such as gas source pressure, initial temperature of the mixture, and load height on thermal efficiency, burner thermal power, the ratio of radiant heat flux to total flux, and the amount of CO emission. The algorithm proposed 20 cases that were numerically investigated, and the obtained contours were extracted based on the fitted regression models for the output parameters. The results show that although increasing the pressure increases the thermal power of the burner, it decreases its thermal efficiency. As the pressure of natural gas decreases, the flame temperature increases and the temperature peaks approach each other. In fact, the concentration of the flame increases with the decrease in pressure, and as a result, the thermal efficiency increases. Additionally, the results show that CO gas emission decreases with increasing pressure.

Keywords: Thermal efficiency, Load height, Pollutant emissions, Design of experiments, Response surface methodology