

تحلیل و شبیه سازی مشعل های اتمسفریک هیترهای ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری

علیرضا فرهادی^۱، ابوالفضل حاجی زاده اقدم^{۲*} و ابوالفضل محمدابراهیم^۳

اطلاعات مقاله	چکیده
<p>نوع مقاله: پژوهشی دریافت مقاله: ۱۴۰۰/۱۰/۰۶ بازنگری مقاله: ۱۴۰۰/۱۲/۱۳ پذیرش مقاله: ۱۴۰۱/۰۳/۲۹</p>	<p>بهینه سازی مصرف انرژی در گرمکن های ایستگاه های تقلیل فشار گاز شهری بخصوص توجه به فرایند احتراق با توجه به بازده پایین آنها بسیار مهم و حیاتی می باشد. در این پژوهش به تحلیل و شبیه سازی مشعل های اتمسفریک گرمکن های ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری با هدف بهبود فرایند احتراق و عملکرد گرمکن ها پرداخته شده و اثر شرایط عملکردی همچون دما، دبی هوای اولیه و ثانویه در کیفیت احتراق این مشعل ها مورد بررسی قرار گرفت. دبی هوای اولیه از ۱ g/s تا ۸ g/s در نظر گرفته شد و مشاهده شد میزان آلاینده های NO از ۳۲ ppm تا ۲۰ ppm کاهش یافت. دبی هوای ثانویه از ۰,۰۵ kg/s تا ۰,۳۵ kg/s جهت مقایسه شکل شعله و دمای خروجی از دودکش و همچنین میزان آلاینده های حاصل از احتراق بررسی شد و نتایج نشان داد میزان آلاینده های NO از ۳۲ ppm تا ۵ ppm و میزان گاز CO₂ نیز ۶۰٪ کاهش پیدا کرد. همچنین تاثیر دمای هوای ورودی به محفظه احتراق در محدوده دمایی ۲۵۳ K تا ۳۱۳ K مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که تاثیر افزایش دمای هوا در عملکرد مشعل و میزان آلاینده های ناچیز و کمتر از ۱۰٪ است.</p>
<p>واژگان کلیدی: مشعل اتمسفریک، ایستگاه تقلیل فشار، آلاینده های، راندمان حرارتی.</p>	

۱-مقدمه

به دلیل مسافت طولانی بین مرکز تولید گاز طبیعی و مصرف کننده های آن، فشار گاز داخل خطوط انتقال بالاست و امروزه در طراحی خطوط جدید، این فشار به ۱۴۰۰ پوند بر اینچ مربع می رسد. این خطوط با فشار بالا نمی توانند گاز را در شهرها و صنایع توزیع کنند و باید بعد از گرفتن انشعاب از این خطوط، ایستگاه تقلیل فشار گاز برون شهر در مبادی شهرها یا صنایع ساخته شود که در آن، فشار گاز کم و به شهرها و صنایع فرستاده شود. این ایستگاه ها در بیرون از شهرها قرار دارند و فشار گاز را از ۱۰۰۰ پوند بر اینچ مربع در خطوط اصلی به ۲۵۰ پوند بر اینچ مربع در خروجی ایستگاه کاهش می دهند. کاهش فشار سبب کاهش دما می شود که این امر جدا شدن هیدرات های سنگین تر و حتی یخ زدگی در لوله ها را در پی دارد. به منظور جلوگیری از این پدیده، قبل از رگلاتور هیتر قرار

تبدیل انرژی شیمیایی زنجیره های هیدروکربنی به انرژی حرارتی در اثر اکسیداسیون سریع آنها یا همان احتراق صورت می گیرد که مانند سایر روش های تبدیل انرژی به عوامل مختلفی وابسته است که در راندمان این تحول شیمیایی ایفای نقش می کنند. می توان گفت بخش عمده ی این تولید انرژی توسط مشعل ها انجام می شود. لذا برای داشتن بیشترین راندمان در احتراق، انتخاب نوع سوخت، نوع مشعل و تنظیم مشعل با هوای اضافه استاندارد از عوامل مهم و کارآمد می باشد که باید در مشعل ها مورد توجه قرار گیرند [۱]. تنظیم هوا یکی از راهکارهای کم هزینه در بهینه سازی انرژی است که با کمترین هزینه بیشترین صرفه جویی را در مصرف انرژی و همچنین کاهش آلاینده های زیست محیطی خواهد داشت.

*پست الکترونیک نویسنده مسئول: a.hajizadeh@arakut.ac.ir

۱. کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک

۲. استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک

۳. استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک

راندمان ۴۵٪ برای گرمکن، میزان گرمای مورد نیاز گرمکن را برای ماه‌های مختلف سال محاسبه کردند.

رضایی و همکاران [۸] در سال ۲۰۱۱ در تحقیقی که در دانشگاه صنعتی شاهرود انجام گرفت، با بررسی روی ایستگاه تقلیل فشار در استان مازندران، بر روی گزینه استفاده از انرژی خورشیدی برای گرمایش گاز کار کردند. ذبیحی و تقی‌زاده [۹] در سال ۲۰۱۵ به بررسی اثر نصب یک کنترلر دمای گاز خروجی از رگولاتور ایستگاه تقلیل فشار در صرفه‌جویی میزان مصرف سوخت هیتر پرداختند. ایستگاه مذکور با استفاده از نرم‌افزار هایسیس نیز مدل‌سازی شد تا حداکثر میزان کاهش در مصرف نیز مشخص گردد. خلیلی و همکاران [۱۰]، راندمان و اتلافات انرژی در هیتر ایستگاه تقلیل فشار شهرکرد را بررسی کردند. آنها با استفاده از بالانس انرژی، میزان مصرف گاز، دبی گاز عبوری از گرمکن و دمای ورودی و خروجی گاز میزان اتلافات قسمت‌های مختلف گرمکن را محاسبه نمودند.

سلیمانی و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۱۹ در پژوهشی تأثیر استفاده از کویل‌های دارای پیچش به جای کویل‌های مستقیم درون گرمکن‌های ایستگاه تقلیل فشار را بررسی کردند. روش کار آنها با استفاده از شبیه‌سازی و حل عددی بود. تحقیقات آنها نشان داد استفاده از لوله‌های دارای پیچش به جای لوله‌های صاف جهت گرمایش گاز می‌تواند راندمان گرمکن و دمای گاز خروجی را افزایش دهد و با استفاده از لوله‌های دارای پیچش می‌توان سایز گرمکن و طول لوله‌ها را تا ۲۵٪ کاهش داد.

مصطفوی و شیرازی [۱۲] در سال ۲۰۲۰، با استفاده از کدنویسی پژوهشی در رابطه با تأثیر پارامترهایی نظیر دمای ورودی گاز به گرمکن و دمای خروجی گاز از گرمکن و شعاع لوله‌ی آتش گرمکن، بر راندمان حرارتی و میزان مصرف سوخت گرمکن انجام دادند. نتایج کار آنها نشان می‌دهد با کاهش شعاع لوله آتش از ۲۶۰ میلی‌متر به ۱۹۰ میلی‌متر می‌توان تا ۳٪ راندمان گرمکن را افزایش داد. همچنین، با افزایش ضخامت عایق دور گرمکن از ۵ میلی‌متر به ۳۰ میلی‌متر، راندمان حرارتی ۲۷٪ افزایش می‌یابد. نهایتاً به ارائه یک مدل بهینه‌شده برای ابعاد و اندازه‌های گرمکن که می‌تواند راندمان حرارتی را از ۴۴٪ به ۷۰٪ افزایش دهد، می‌پردازند. هر یک از پژوهش‌های انجام شده سعی در ارائه راهکاری جهت صرفه‌جویی در انرژی و هزینه لازم جهت تولید انرژی دارند که میتوان با توجه به شرایط و امکانات

داده می‌شود که عموماً بازده این هیتر به علت تلفات حرارت بالای دودکش، پایین است [۲].

گرمکن‌های ایستگاه گاز انواع متنوعی دارند. مهمترین آنها گرمکن‌های الکتریکی، گرمکن‌های گازی، گرمکن‌های غوطه‌ور در بخار، گرمکن‌های غوطه‌ور در نمک و گرمکن‌های خطی می‌باشند. گرمکن‌های الکتریکی در ایستگاه‌های کوچک و مناطقی که محدودیت مکان و فضا وجود دارد مورد استفاده قرار می‌گیرد [۳]. در گرمکن‌های گازی، گرمایش ناشی از احتراق می‌تواند به صورت مستقیم از گازهای احتراقی به گاز پر فشار منتقل شود و یا به واسطه سیالی دیگر (مانند آب) منتقل شود.

احتراق را می‌توان به عنوان یک فرایند اساسی در صرفه‌جویی انرژی محسوب کرد. زیرا سهم قابل توجهی از مصارف انرژی مربوط به همین فرآیند، چه در سمت تولید انرژی (نیروگاهها) و چه در سمت مصرف (مصارف عمومی و صنعتی) می‌باشد. در نتیجه می‌بایست عواملی که در افزایش راندمان احتراق می‌تواند تأثیرگذار باشند شناسایی گردد [۴]. جهت بیشینه نمودن راندمان یک مشعل باید عواملی که بیشترین تأثیر را دارند مورد بررسی قرار گیرد. از مهمترین عوامل تأثیرگذار بر راندمان احتراق می‌توان، اختلاط هوا و سوخت، زمان احتراق، جنس سوخت، دمای سوخت و هوا و افزایش هوای اضافی را نام برد.

صباغ و رهبر [۵] با بررسی سه شکل هندسی دهانه فلر، شامل مخروط باز، مخروط بسته و استوانه به این نتیجه رسیدند که هندسه مخروطی با دهانه باز، شرایط بهتری برای احتراق ایجاد می‌کند.

رستگار و سعد الدین [۶] در سال ۱۳۹۲ در شرکت گاز استان سمنان با استفاده از کد نویسی و با استفاده از نرم‌افزار متلب، به ارائه یک مدل ترمودینامیکی جهت محاسبه دمای خروجی گاز از هیتر ایستگاه تقلیل فشار پرداختند. اساس کار به این صورت بود که با استفاده از خواص فیزیکی گاز طبیعی و مشخصه‌های ورودی به گرمکن و نیز قانون اول ترمودینامیک، به محاسبه دمای خروجی از گرمکن پرداختند.

بیات و همکاران [۷] در سال ۱۳۹۵ در زنجان در پژوهشی به تحلیل ترمودینامیکی گرمکن ایستگاه تقلیل فشار گاز شهر زنجان با ظرفیت ۸۰۰۰۰ متر مکعب بر ساعت پرداختند. ایشان با استفاده از ظرفیت گرمکن و ظرفیت حرارتی گاز طبیعی و اندازه‌گیری دمای گاز و در نظر گرفتن

و S^m منبع جرمی تولید شده بوسیله یک بنیان حجمی است. معادله دوم از معادلات سه گانه معادله مومنتوم یا حرکت است:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \quad (2)$$

$$B_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \times \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \delta_{ij} \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + S_i^u$$

p فشار محلی، μ ویسکوزیته دینامیک، S_i^u مومنتوم منابع در جهت‌های تولیدی، B_i نیروهای بدنه فعال در سیال هستند.

معادله پنجم معادله انرژی شامل ترم‌های آنتالپی است:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i h)}{\partial x_i} = \quad (3)$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial x_j} \right) \left(\Gamma_h \frac{\partial h}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial u_i p}{\partial x_i} \Phi + S^h$$

h آنتالپی مخصوص، Γ_h نسبت ویسکوزیته موثر و عدد پرانتل، Φ تابع اتلاف، S^h منبع آنتالپی تولیدی است [۱].

$$\Phi = \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \delta_{ij} \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (4)$$

شبیه‌سازی فرایندهای احتراقی آشفته غیر پیش آمیخته یک طرح موثر برای مدلسازی همزمان مخلوط و واکنش-های مربوط به اجزای شیمیایی نیاز دارد. معادله پایستگی دیفرانسیلی جزئی برای هر جز شیمیایی چنین است:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho m_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i m_i) = \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_e \partial m_i}{\sigma_m \partial x_i} \right) + R_i + S_i$$

که m_i کسر جرمی جز شیمیایی i ام، ∂m نسبت ثابت دیفیوژن موثر برای جز i -ام به دیفیوژنی مومنتوم آشفته، R_i دبی جرمی تولیدی یا تخلیه شده بوسیله واکنش شیمیایی است و S_i منابع دیگر تولید جز است. یک معادله از این فرم باید برای $N-1$ جز حل شود که N تعداد اجزای شیمیایی حاضر در سیستم هستند. R_i می‌تواند بوسیله قانون کنش جرم تعیین شود:

$$R_i = (v_i'' - v_i') M_i k \prod_l C_l^{v_l} \quad (6)$$

هر کدام را برگزید و نمی‌توان یک روش یا راهکار را به عنوان بهترین شناخت. ولی موضوعی که دارای اهمیت است این است که سعی شود با روشهای مختلف در جهت صرفه جویی و کاهش هزینه‌ها با روشهای مختلف گامی مؤثر برداشته شود [۱۳-۱۸].

بیشتر توجه به بهره‌گیری از حرارت‌های اتلافی و یا بهینه‌سازی شرایط عملکردی ایستگاه و گرمکن معطوف بوده است ولی به مشعل و شرایط بهینه کارکرد آن که وظیفه اصلی در تولید انرژی مورد نیاز گرمکن می‌باشد کمتر توجه شده است. در این پژوهش، هدف اصلی بررسی شرایط عملکردی و احتراق مشعل و تأثیر آن بر گرمکن می‌باشد. همچنین تنظیم میزان هوای احتراق با تغییر سطح مقطع به وسیله نصب دمپر و جدا کردن ورودی هوای اولیه و ثانویه به جای تعویض مشعل‌ها با مشعل‌های دمنده‌دار که روشی کم هزینه و راهکاری جدید و کارآمد محسوب می‌شود، مورد بررسی قرار می‌گیرد. لذا به تحلیل و شبیه‌سازی مشعل‌های اتمسفریک گرمکن‌های ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری با هدف بهبود فرایند احتراق و عملکرد گرمکن‌ها پرداخته شده و اثر شرایط عملکردی همچون دما، دبی هوای اولیه و ثانویه در کیفیت احتراق این مشعل‌ها مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- معادلات حاکم بر مسئله

سه پدیده در فرایندهای احتراقی جریان گازی رایج هستند: (۱) مکانیک سیالات آشفته با انتقال حرارت گازی (۲) احتراق آشفته گازی (۳) انتقال انرژی تشعشعی.

فرض اساسی در مطالعه جریان سیال آشفته گازی این است که گاز می‌تواند پیوسته دیده شود؛ یعنی فاصله بین مولکولهای گاز و مسیر آزاد میانگین مولکول‌ها در مقایسه با ابعاد فیزیکی هندسه خیلی کوچک باشد.

استنتاج ۵، معادله‌ای که مدل ریاضی گازی را تشکیل می‌دهد، جریان سیال آشفته با انتقال حرارت سه قانون اساسی فیزیک را به کار می‌گیرد: بقای جرم، قانون دوم نیوتن و بقای انرژی.

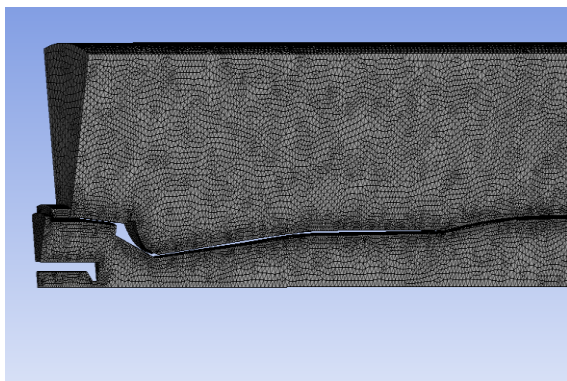
اگر سیال نیوتنی باشد اولین معادله از ۵ معادله دیفرانسیل در مختصات کارتزین معادله پیوستگی است:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = S^m \quad (1)$$

که ρ دانسیته جریان و u_i اجزای سرعت در جهت x_i

(۱) می‌باشد، جهت تحلیل مشعلی به طول ۱۸۰ سانتی‌متر و به قطر ۲۴ سانتی‌متر درون کوره‌ای به طول ۶ متر و به قطر ۸۶ سانتی‌متر مربوط به یک دستگاه هیتر با ظرفیت ۱۷۰۰۰ مترمکعب بر ساعت شبیه‌سازی شد. مشعل مورد نظر از نوع مشعل‌های اتمسفریک نیمه پیش آمیخته و فشار هوا در ورودی کوره فشار هوای محیط می‌باشد. شرایط مرزی حاکم بر حل مسئله برای هوای ورودی اولیه و ثانویه و همچنین ورودی سوخت، شرط مرزی دبی جرمی ثابت و مقادیر متناظر با هر کدام و با توجه به میزان بار مشعل در نظر گرفته شده است. برای تمامی شرایط مرزی دیواره‌ها شرط مرزی دیواره ساکن بدون لغزش با دمای ثابت که همان دمای سیال است انتخاب گردید.

فشار در محل خروجی مشخص شده روی شکل با توجه به ارتفاع شش متر دودکش و با در نظر گرفتن چگالی هوا، ۶۱ پاسکال نسبت به محیط در نظر گرفته شده است و از افت فشار درون دودکش صرف نظر شده است. برای مدل‌سازی هندسه از نرم افزار Catia و برای تحلیل از نرم افزار ANSYS Fluent 2020 R2 استفاده شده است. در شکل (۲)، نمایی برش خورده از هندسه بعد از اعمال شبکه‌بندی قابل مشاهده است.



شکل ۲- نمایی از شبکه‌بندی

برای شبکه‌بندی هندسه پرئودیک شده ۱۷۵۷۹۲۶ المان در نظر گرفته شد که در مجموع تعداد المان‌های هندسه‌ی کامل حدود ۲۱۰۰۰۰۰۰ می‌شود.

تعداد شبکه اعمال شده روی هندسه خود می‌تواند در جواب‌ها و خروجی تأثیرگذار باشد. برای اطمینان از صحت تحلیل لازم است یک پارامتر برای شبکه‌بندی‌های متفاوت بررسی شود و تا جایی که تحلیل از شبکه‌بندی مستقل شود این کار ادامه یابد. در نمودار شکل (۳)، مقدار عدد بی‌بعدی که حاصل تقسیم دمای ماکزیمم شعله بر دمای ورودی هوا

ثابت استوکیومتری برای جز i ام برای محصول و U_i' برای واکنش کننده است، M_i وزن مولکولی جز i ام، k ثابت ویژه سرعت واکنش، C_i غلظت مولی جز واکنش کننده i ام و v_i ثابت استوکیومتری جز واکنش کننده i ام است.

ثابت سرعت واکنش k با معادله آرنیوس اصلاح شده بیان می‌شود [1]:

$$k = AT^\alpha \exp\left(\frac{-E}{RT}\right) \quad (7)$$

که E ، A و α پارامترهای سرعت واکنش هستند، R ثابت گاز ایده‌آل و T دما است.

در نتیجه با ترکیب دو فرمول قبلی داریم:

$$R_i = (v_i'' - v_i') M_i A T^\alpha \exp\left(\frac{-E}{RT}\right) \left(\prod_i C_i^{v_i}\right) \quad (8)$$

میانگین زمانی این معادله می‌تواند با جانشینی مجموع مقدار متوسط و نوسانی برای هر متغیر انجام شود و سپس متغیرهای آنی به اجزای متوسط و نوسانی تجزیه شود. اندازه‌های مقادیر نوسانی و ثابت‌های همبستگی شناخته نشده است.

در انتقال حرارت تشعشی، تمرکز اصلی بر روی توضیح فعل و انفعال‌های تشعشی بوسیله یک واسط مشترک است. این فرایند بوسیله جذب، نشر و پراکندگی انرژی تشعشی توصیف می‌شود.

جهت مطالعه کمی انتقال حرارت تشعشی در یک واسطه خاکستری مشترک معادله انتقال حرارت تشعشی برای یک سیستم حالت یکنواخت چنین بیان می‌شود:

$$\frac{dI(s, \omega)}{ds} = \quad (9)$$

$$-(\kappa + \sigma)I(s, \omega) + \kappa I_b + \frac{\sigma}{4\pi} \int_{4\pi} I(s, \omega) \Phi d\omega$$

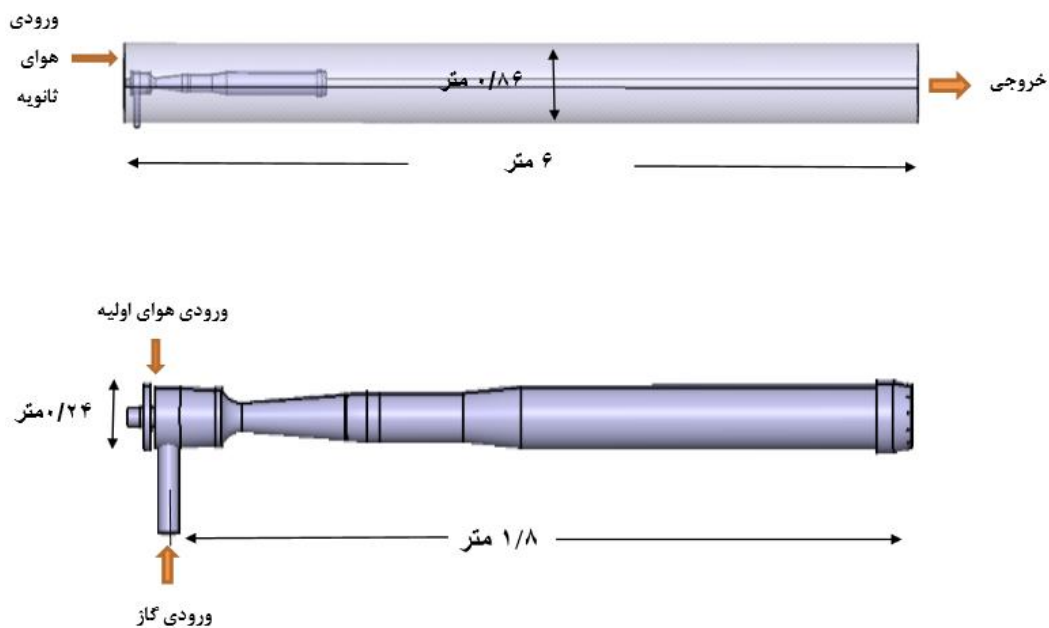
که I شدت تشعشع است، s ، ω بردارهای واحد در جهت پخش هستند. κ و σ ثابت‌های جذب و پخش محلی هستند و Φ تابع فازی استفاده شده برای توصیف طبیعت جسم پخش‌کننده است. ترم سمت چپ معادله گرادیان شدت در جهت خاص را نشان می‌دهد. سه ترم سمت راست معادله شدت تغییرات جذب، پخش بیرونی، انتشار و پخش به درون را به ترتیب نشان می‌دهد [۱].

۳- روش انجام کار

هندسه و ابعاد مشعل و کوره‌ی مورد بررسی، مطابق شکل

زمان حل رابطه‌ی مستقیمی دارد لذا افزایش بیشتر آن لزومی ندارد.

است بر حسب تعداد المان بررسی شد و همانگونه که مشاهده می‌شود این عدد برای تعداد شبکه ۲۰۹۶۰۰۰۰ و بیشتر مستقل شده است. از طرفی چون تعداد المان با مدت

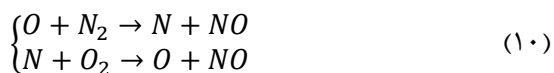


شکل ۱- هندسه‌ی مدل‌سازی شده

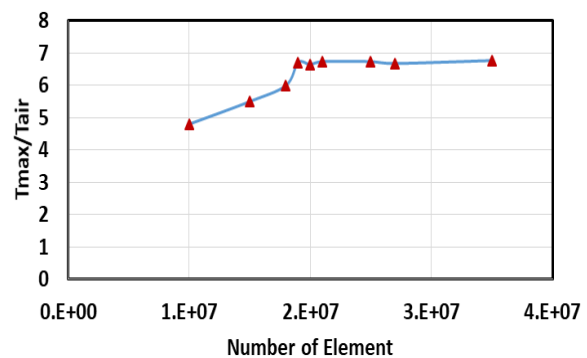
می باشد. پس می‌توان از معادله استاندارد استفاده نمود. از طرفی برای حل مسئله احتراق باید معادله‌ی مربوط به احتراق استاندارد مسئله که در اینجا به گونه‌ای است که هوا با سوخت کاملاً مخلوط نمی‌شود و از نوع species transport است، استفاده کرد. همچنین برای شعله شرایط پایدار را در نظر گرفته و معادلات مربوط به آن جایگذاری شده است (جدول ۱).

برای مدل‌سازی NOx، ۲ مکانیزم Thermal NOx و Prompt NOx در نظر گرفته شده است.

Thermal NOx: مکانیزم آلاینده‌ی ناکسی است که در اثر میزان حرارت بالا ایجاد می‌شود و به مکانیزم زلدویچ معروف است و واکنش‌های اصلی حاکم بر آن به صورت روابط ۱۰ است.



Prompt NOx در سال ۱۹۷۱ فنیومور [۲۰] نشان داد که واکنش‌هایی غیر از واکنش حرارتی در شعله در پیدایش اکسید نیتروژن مؤثر هستند. این مکانیزم به نیتروژن برانگیخته و مکانیزم خیلی سریع معروف است و در اثر برخورد مولکول‌های نیتروژن با رادیکال‌های آزاد



شکل ۳- بررسی استقلال از شبکه

معادله انرژی و تشعشع جهت بررسی و تحلیل مسائل حرارتی و دما و شار حرارتی لازم می‌باشند. معادله تشعشع جهت حل و بررسی، معادله DO با ضرایب phi و theta ۲ و ۱ برای دقت در حل مسئله در نظر گرفته شده است. زمانی باید از معادله DO استفاده نمود که تشعشع دارای پراکندگی و دود و دارای هندسه پیشرفته برای حل با مرتبه بالا باشد.

از طرف دیگر برای حل مسائلی که دارای اغتشاش سیال می‌باشند از معادله standard k-e استفاده می‌شود. علت استفاده از این معادله، عدد رینولدز بالای ۲۵۰۰ است و شکل هندسی به گونه‌ای است که جدایش سیال کم

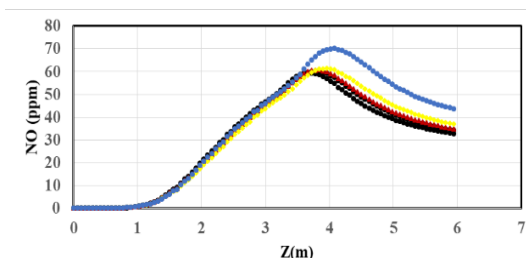
همانطور که از نمودار مشاهده می‌شود حداکثر خطای بین نتایج عددی و نتایج مقاله برابر ۳٪ و حداقل ۰٪ می‌باشد که این نتایج خطای بسیار کمی را نشان می‌دهد. همچنین این خطا شامل حل و نحوه استخراج نتایج از مقاله می‌باشد. از طرفی تحلیل‌های حاصله در این زمینه درست می‌باشد.

۵- نتایج و بحث

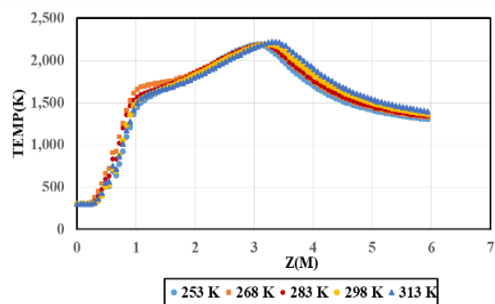
۵-۱- بررسی تأثیر دمای هوا ورودی به محفظه

احتراق

یکی از پارامترهایی که می‌تواند در احتراق اثرگذار باشد دمای هوای ورودی به محفظه احتراق است. برای این منظور، کمینه و بیشینه دمای هوای شهر اراک در طی یک سال با توجه به اطلاعات اداره هواشناسی اراک در نظر گرفته شده است. سپس، به بررسی شعله و اثر این پارامتر بر روی شعله و احتراق پرداخته شده است. در نمودارهای شکل‌های (۶) و (۷)، تأثیر دمای هوا بر متغیرهای دمای شعله و میزان آلاینده‌گی NO ۱۰۰ نقطه واقع در مرکز شعله در طول کوره بررسی شد. دمای هوای ورودی به محفظه احتراق در دمای درون شعله اثر زیادی نداشته است و ماکزیمم دمای شعله در محور مرکز شعله برای دماهای مختلف، ثابت مانده است. میزان آلاینده NO با افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق افزایش یافته است و در دمای هوای ۳۱۳ K به بیشترین مقدار خود رسیده است.

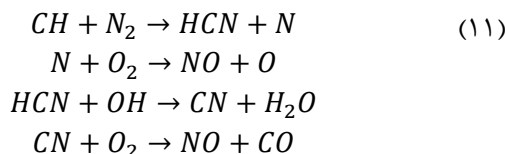


شکل ۶- بررسی آلاینده NO در طول کوره



شکل ۷- بررسی دما در طول کوره

هیدروکربن تولید می‌شود. واکنش‌های این مکانیزم به صورت روابط ۱۱ است.

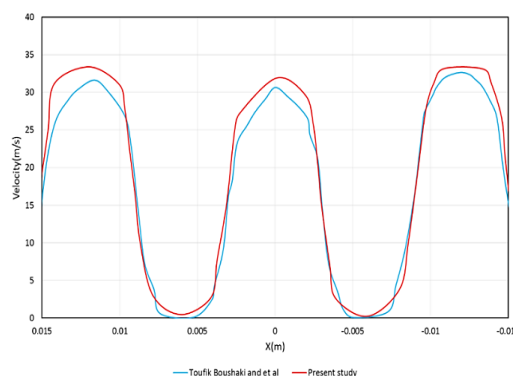


جدول ۱- تنظیمات مربوط به حل عددی

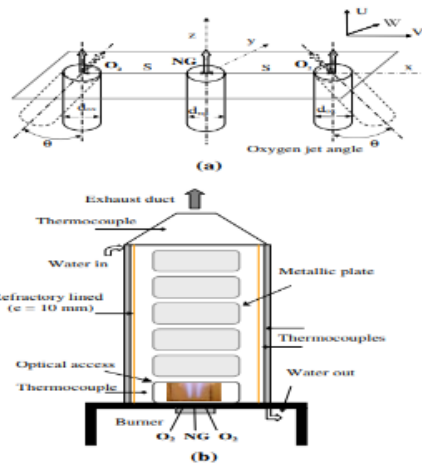
Species-transport	مدل
Methane-air	نوع مخلوط
Eddy-Dissipation	برهمکنش آشفتگی - شیمی
volumetric	واکنشها

۴- اعتبار سنجی

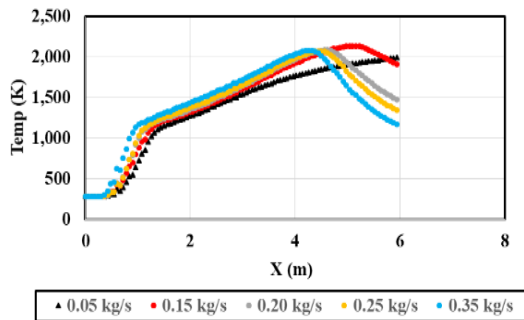
در این قسمت اعتبارسنجی کار بررسی شده است. در شکل (۴)، مقایسه تغییرات سرعت نسبت تغییرات جابه‌جایی شبیه‌سازی و کار عددی می‌باشد [۱۹]. هندسه‌ای که انتخاب شده است هندسه‌ای با اختلاف زاویه ۰ درجه برای بررسی نمودار و نتایج تغییرات سرعت نسبت به جابه‌جایی در فاصله ۳ میلی‌متری از دهانه مشعل می‌باشد (شکل ۵).



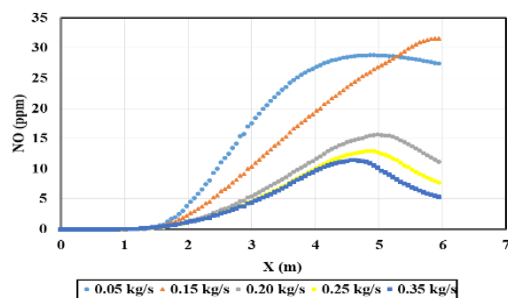
شکل ۴- بررسی نتایج اعتبار سنجی



شکل ۵- هندسه‌ی مقاله اعتبار سنجی



شکل ۹- نمودار دما در طول کوره



شکل ۱۰- بررسی NO در طول کوره

با توجه به نمودار شکل (۱۰)، هرچه دبی هوای ثانویه بیشتر شده است میزان آلاینده‌گی NO نیز کاهش یافته است. علت این موضوع کمتر شدن دمای شعله و در نتیجه کاهش میزان NO در آن محدوده است.

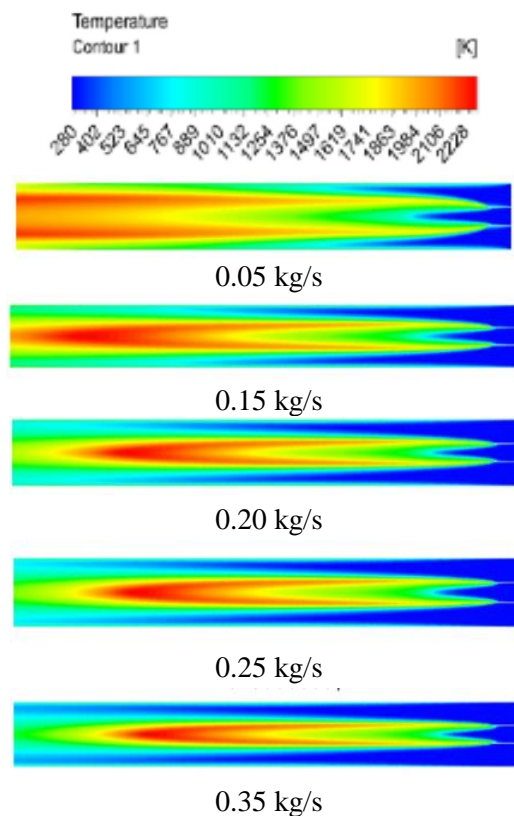
در شکل (۱۱)، کانتورهای دمایی مربوط به یک دبی هوای ثانویه (0.2 kg/s) در مقاطع عرضی در طول کوره نمایش داده شده است که جمع‌تر شده در انتهای کوره نسبت به اواسط کوره مشهود است. همچنین کانتورهای سرعت در این مقاطع نیز آورده شده که تغییرات ناچیز میانگین سرعت را در طول کوره نشان می‌دهد.

۵-۳- بررسی تأثیر دبی گاز بر احتراق

جهت بررسی تأثیر دبی گاز بر احتراق مشعل ۳ دبی مختلف که در تمامی آنها نسبت هوا به سوخت برابر نسبت استوکیومتری به اضافه ۱۵٪ هوای اضافی است در نظر گرفته شده است. با وجود تغییرات زیاد در دبی گاز در نمودارها و کانتورهای دما، تغییرات زیادی مشاهده نمی‌شود و دمای درون محفظه احتراق بسیار بالا است. علت این امر این است که چون جریان هوای اضافی درون کوره برای نزدیک شدن به حالت استوکیومتری کم در نظر گرفته شده است، شعله مجال باز شدن پیدا کرده و دمای درون محفظه توسط هوای سرد عبوری گرفته نشده است. از این موضوع

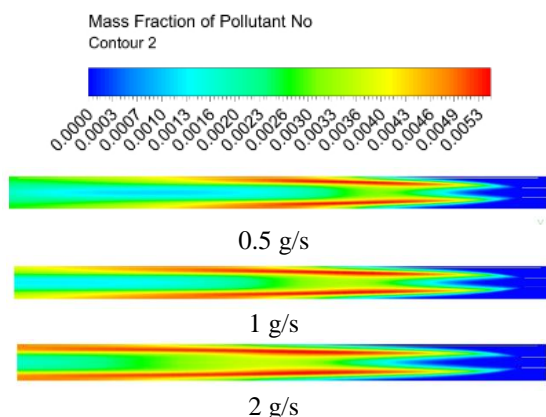
۵-۲- بررسی تأثیر دبی هوای ثانویه بر احتراق

یکی از مهمترین موارد دخیل در احتراق، میزان هوا می باشد. نسبت استوکیومتری سوخت و هوا برای احتراق گاز متان ۱۶/۱۷ می باشد که برای اطمینان از ترکیب کامل سوخت و هوا به میزان ۱۰الی ۲۰٪ هوای اضافی نیز در نظر گرفته می‌شود. اگر نسبت هوا به سوخت از این میزان کمتر باشد باعث احتراق ناقص شده و بخشی از سوخت نسوخته باقی می‌ماند و سبب ایجاد دوده و آلودگی می‌شود. اگر میزان هوا از حد استوکیومتری بسیار بیشتر شود باعث سرد شدن شعله و کاهش راندمان احتراق می‌شود. شکل (۸)، کانتورهای دمایی برای دبی‌های مختلف هوا است و به وضوح قابل مشاهده است که با افزایش دبی هوا شعله جمع‌تر شده و دمای نزدیک دیواره کوره کاهش می‌یابد. در شکل‌های (۹) و (۱۰) پارامترهای دما و NO در ۱۰۰ نقطه در طول کوره، در جهت شعله بررسی شده است. هر چه دبی هوای ثانویه زیادتر شده نقطه‌ای که بیشترین دما را دارد عقب‌تر آمده است. همچنین، شیب افت دمای بعد از آن نیز بیشتر شده است و دما در انتهای کوره بیشتر کاهش یافته است. علت این موضوع جمع‌تر شدن شعله در اثر دبی هوای ثانویه و غلبه کردن هوای ثانویه بر شعله است.

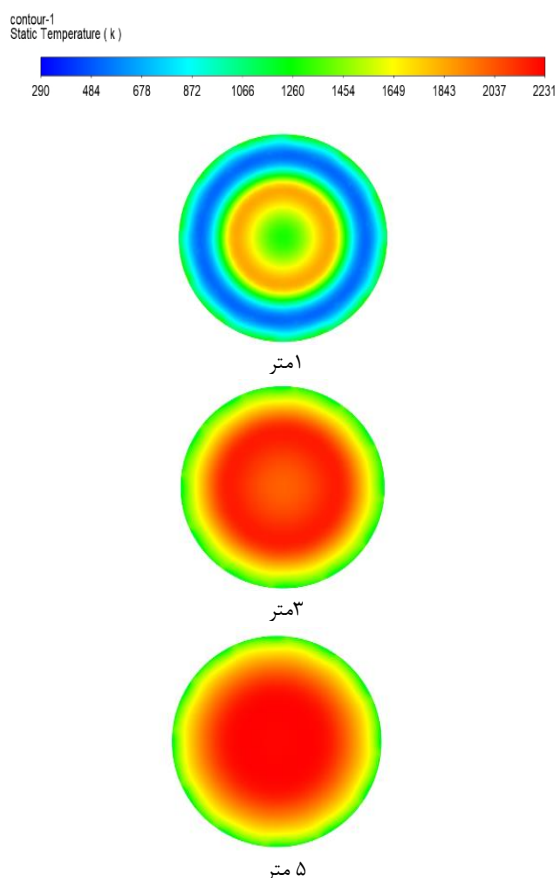


شکل ۸- کانتورهای دما در دبی‌های مختلف هوا

در شکل (۱۴)، کانتورهای دمایی برای دبی گاز 1 g/s در مقاطع عرضی کوره به نمایش در آمده است که پس از باز شدن شعله در اواسط کوره، تغییرات میانگین دما ناچیز است. در مورد کانتورهای سرعت نیز به همین صورت در نقطه‌ی باز شدن شعله، بیشترین سرعت جریان قابل مشاهده است.



شکل ۱۳- کانتورهای NO مربوط به دبی‌های مختلف گاز

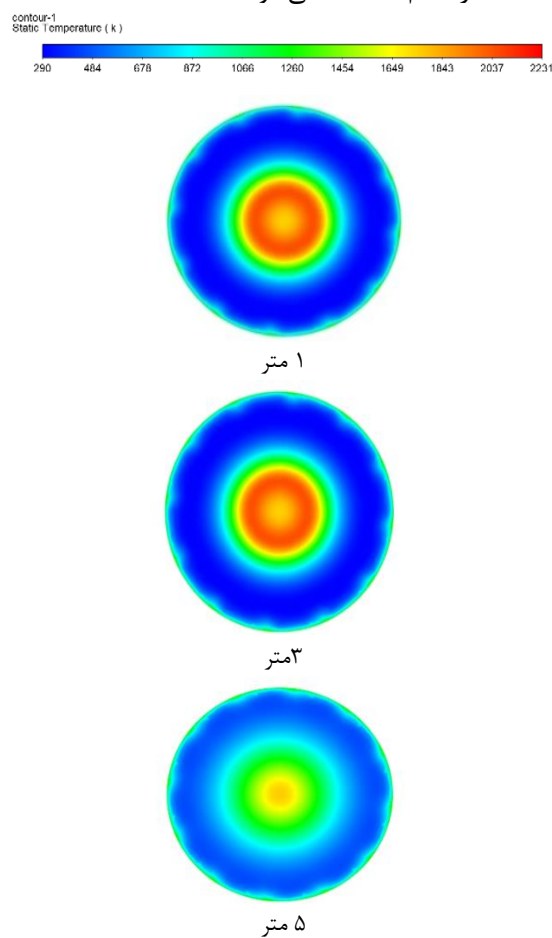


شکل ۱۴- کانتورهای دما در مقطع عرضی در طول کوره

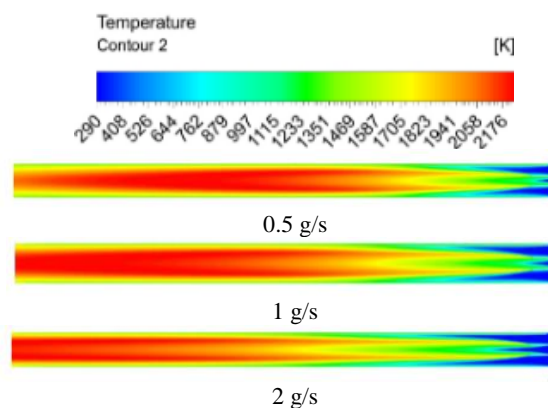
۶- نتیجه‌گیری

با بررسی و آنالیز نتایج، کانتورها و نمودارهای استخراج شده موارد زیر را می‌توان نتیجه‌گیری کرد:

می‌توان نتیجه گرفت که اگر جریان هوای ورودی به کوره در حدود نزدیک به نسبت استوکیومتری کنترل شود، این مدل مشعل برای کوره حاضر نمی‌تواند کارآمد باشد؛ زیرا دما بیش از حد تحمل دیواره کوره بالا می‌رود و سبب آسیب دیدن دیواره می‌شود. پس برای جلوگیری از آسیب دیدن گرمکن و کوره، باید جریان هوای اضافی چند برابری وارد محفظه احتراق شود. در شکل (۱۲) کانتورهای دما مربوط به دبی‌های مختلف گاز و در شکل (۱۳) کانتورهای مربوط به NO هر کدام مشاهده می‌شود.



شکل ۱۱- کانتورهای دما در مقطع عرضی در طول کوره



شکل ۱۲- کانتورهای دما مربوط به دبی‌های مختلف گاز

سیال واسط و کمتر شدن ساعات کاری مشعل می شود.

فهرست علائم

بردار سرعت	\vec{v}
چگالی	ρ
زمان	t
فشار،	p
شتاب گرانش	g
تانسور تنش ویسکوز	$\bar{\tau}$
ویسکوزیته دینامیک	μ
نیروی حجمی	B
شدت تابش	I
ممنتوم	S
تابع اتلاف	Φ
کسر جرمی	m
دبی جرمی	R
ثابت ویژه	k
وزن مولکولی	M
غلظت مولی	C
آنتالپی	h
طول کوره	Z
دما	T

۱. افزایش میزان هوای ثانویه ورودی به محفظه احتراق سبب کاهش دمای شعله می شود.
۲. با افزایش دبی هوای ثانویه ورودی به محفظه احتراق و سردتر شدن دمای شعله به طبع میزان NO نیز کاهش پیدا می کند.
۳. با افزایش دبی هوای ثانویه دمای روی دیواره کوره کاهش پیدا می کند.
۴. تغییر دمای هوای ورودی به محفظه در دمای محور مرکزی شعله زیاد اثرگذار نیست؛ ولی سبب کاهش دمای روی دیواره می شود و همچنین دمای مرز شعله را کاهش می دهد.
۵. با کاهش دبی گاز ورودی به مشعل همچنان دمای محور مرکزی شعله و دمای روی دیواره بالا است که می توان نتیجه گرفت چون شرایط برای این حالت شرایط استوکیومتری در نظر گرفته شده، اگر بخواهیم شرایط استوکیومتری احتراق را برقرارکنیم، ظرفیت مشعل بیش از اندازه ظرفیت کوره است.
۶. با توجه به شرایط دمای روی دیواره برای جلوگیری از آسیب دیدگی کوره از دمای بالای شعله باید شرایط بهینه هوا و سوخت متناسب با فرآیند در نظر گرفته شود.
۷. میزان هوای عبوری درون کوره در حال حاضر بسیار بیشتر (بین ۳۰ تا ۵۰۰ برابر) از مقدار لازم است.
۸. با اصلاح نسبت هوا به سوخت دمای سیال گرم درون محفظه احتراق تا ۲۰۰ درجه افزایش می یابد و این عمر سبب کاهش مدت زمان لازم جهت گرم شدن

مراجع

- [۱] ابوالفضل حاجی‌زاده اقدم و کوروش دقیقی، "مطالعه عددی رفتار جریان و انتقال حرارت ناشی از تغییر زاویه مشعل در یک نوع بویلر نوع پی"، مجله مدل‌سازی در مهندسی، سال هجدهم، شماره ۶۱، تابستان ۱۳۹۹، صفحه ۱۳۹-۱۴۹.
- [2] Fanoy Gas L.L.C, Gas Field Servicing Company, 2014; <http://www.fanoygas.com/gallery.html> (accessed August 10, 2016).
- [3] Green Riverside, Replacement Electric Water Heater, 2015, <http://www.energydepot.com> (accessed August 10, 2016).
- [۴] محمدرضا علیگودرز، "مدلسازی عددی محفظه احتراق توربین SGT600 و تحلیل میدان جریان در شرایط کارکرد واقعی"، مجله مدل‌سازی در مهندسی، سال دهم، شماره ۳۱، زمستان ۱۳۹۱، صفحه ۲۵-۳۵.
- [۵] رضا صباغ و نادر رهبر، "بررسی تأثیر شکل هندسی بر بیشینه دمای جداره‌ی نوک فلر و توزیع آلاینده های خروجی آن"، مجله مدل‌سازی در مهندسی، سال دهم، شماره ۴۰، بهار ۱۳۹۴، صفحه ۴۳-۵۷.

- [۶] سعید رستگار و سیف‌الله سعدالدین، "ارائه یک مدل ترمودینامیکی جهت جلوگیری از تشکیل هیدرات‌های گازی در ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی"، دومین همایش ملی هیدرات‌های گازی ایران، سمنان، ۱۳۹۲.
- [۷] ابوالفضل بیات، کمال عباسپور ثانی، فریدون حیدری و محمد وثوق، "تحلیل ترمودینامیکی گرمکن‌های گازی در ایستگاه تقلیل فشار گاز زنجان"، کنفرانس ملی پژوهش‌های نوین در علوم فنی و مهندسی، اردبیل، ۱۳۹۵.
- [8] M. Rezaei, M. Farzaneh-Gord, A. Arabkoohsar, M. Deymi Dasht-bayaz; "Reducing energy consumption in Natural Gas Pressure Drop Stations by Employing Solar Heat", world renewable energy congress, 8-13 May 2011, Linkoping.
- [9] A. Zabihi, M. Taghizadeh; "New energy-saving temperature controller for heater at natural gas gate station", Journal of Natural Gas Science and Engineering, Volume 27, Part 2, November 2015, PP. 1043-1049.
- [10] E. Khalili, S.M. Hoseinalipour, E. Heybatian; "Efficiency and heat losses of indirect water bath heater installed in natural gas pressure reduction station; evaluating a case study in Iran", 08th National Energy Congress, 2010.Iran.
- [11] P. Soleimani, M. Khoshvaght-Aliabadi, H. Rashidi, et al., "Performance enhancement of water bath heater at natural gas city gate station using twisted tubes", Chinese Journal of Chemical Engineering, Volume 28, Issue 1, January 2020, PP. 165-179.
- [12] Mostafavi SA, Shirazi M, "Thermal modeling of indirect water heater in city gate station of natural gas to evaluate efficiency and fuel consumption", Energy, Volume 212, 1 December 2020, 118390.
- [13] Peiravi, M., Alinejad, J. "3D Numerical Simulation of Fibers Arrangement Effects on Thermal Conductivity of Polymer Matrix Composite". Mechanics of Advanced Composite Structures, Vol 9, April 2022, PP. 59-73.
- [14] Peiravi MM, Alinejad J. "Nano particles distribution characteristics in multi-phase heat transfer between 3D cubical enclosures mounted obstacles". Alexandria Engineering Journal. Volume 60, Issue 6, December 2021, PP. 5025-5038.
- [15] Alinejad J, Peiravi MM. "Numerical analysis of secondary droplets characteristics due to drop impacting on 3D cylinders considering dynamic contact angle". Meccanica. Vol 55, No10 Oct 2020, Pages1975-2002.
- [16] Alinejad J. "Lattice Boltzmann simulation of a fluid flow around a triangular unit of three isothermal cylinders". Journal of Applied Mechanics and Technical Physics. Vol 57, No1, Jan 2016, Pages117-126.
- [17] Aghdam A.h., Ranjbar S Mahmoudi S.M. "Performance comparison of triple-effect parallel flow and series flow absorption refrigeration systems ". Journal of Applied Sciences, Vol 8, No16, Pages 2913-2918.
- [18] Alishah J, Maddah S, Alinejad J, Rostamiyan Y. "3D numerical simulation of flap geometry optimization around the cylinder to collection of split up droplet". Fluid Dynamics Research. Vol 53, No 4, Jul 2021 Pages045504.
- [19] T. Boushaki, J. C. Sautet. "Characteristics of flow from an oxy-fuel burner with separated jets: influence of jet injection angle." Experiments in Fluids. Vol 48, 2010, Pages 1095-1108.
- [20] Fenimore CP. Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames. In Symposium (International) on Combustion 1971, Vol. 13, No. 1, pp. 373-380.