

## بررسی اثر دما و محل ورود هوای پیش گرم بر پارامترهای قوانین اول و دوم ترمودینامیک و تشکیل آلاینده NOx در یک کوره استوانه‌ای

مریم اولادغفاری<sup>۱</sup>، شهرام خلیل آریا<sup>۲</sup>، صمد جعفرمدار<sup>۳</sup>

دانشگاه صنعتی ارومیه، دانشکده فنی مهندسی، گروه مهندسی مکانیک

نویسنده مخاطب: [m.oladghaffari@yahoo.com](mailto:m.oladghaffari@yahoo.com)

### چکیده

افزایش بازده و کاهش هزینه‌های اقتصادی کوره‌های استوانه‌ای از اهداف طراحی آنها می‌باشد. همچنین به دلیل محدودیت‌های روزافزون ناشی از قوانین زیست محیطی کاهش آلاینده‌های منتشره نیز بایستی مد نظر قرار گیرد. در کار حاضر احتراق متان در یک کوره استوانه‌ای افقی به صورت دوبعدی شبیه‌سازی شده و اثر دمای هوای ورودی بر مقدار بازده قانون اول و تولید انترویی و همچنین مقدار آلاینده NO<sub>x</sub> منتشر شده مورد بررسی قرار گرفته است. جزئیات جریان از حل معادلات بقای جرم، مومنتم، انرژی و معادلات انتقال متغیرهای اسکالر با روش حجم محدود به دست آمده‌اند. نتایج حاصل با نتایج موجود در مرجع مقایسه شده و تطابق خوبی بین آنها مشاهده می‌شود. برای نسبت‌های اکیوالانس مختلف چهار حالت با مقادیر مختلف دمای هوای ورودی بررسی شدند. همچنین در نسبت اکیوالانس یکسان واحد، اثر ورود قسمتی از هوا از دیواره بالایی کوره در پنج حالت مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. طبق نتایج حاصل از شبیه‌سازی با افزایش دمای هوای ورودی، بازده قانون اول ابتدا افزایش و سپس کاهش، تولید انترویی ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد. همچنین مقدار NO<sub>x</sub> با افزایش دمای هوای ورودی ابتدا افزایش، سپس کاهش و دوباره افزایش می‌یابد. با افزایش درصد هوا از قسمت دیواره بازده قانون اول کاهش و تولید انترویی افزایش می‌یابد. مقدار آلاینده NO<sub>x</sub> با افزایش درصد هوای ورودی از دیواره، افزایش می‌یابد. بهترین حالت برای قانون دوم در بررسی تاثیر هوای پیش گرم در نسبت اکیوالانس ۰/۵ و در دمای ۷۰۰ کلوین اتفاق می‌افتد.

واژه‌های کلیدی: احتراق متان - کوره استوانه‌ای - بازده قانون اول ترمودینامیک - انترویی - آلاینده NO<sub>x</sub>

<sup>۱</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک دانشکده فنی دانشگاه صنعتی ارومیه

<sup>۲</sup> دانشیار، گروه مهندسی مکانیک دانشکده فنی دانشگاه ارومیه (ایمیل: [sh.khalilarya@urmia.ac.ir](mailto:sh.khalilarya@urmia.ac.ir))

<sup>۳</sup> دانشیار، گروه مهندسی مکانیک دانشکده فنی دانشگاه ارومیه (ایمیل: [s.jafarmadar@urmia.ac.ir](mailto:s.jafarmadar@urmia.ac.ir))

## ۱- مقدمه

کوره های استوانه ای در سیستم های گرمایش مدارس، بیمارستان ها، مراکز صنعتی، منازل مسکونی و ... در سراسر جهان کاربرد وسیعی دارند. به همین دلیل افزایش بازده این کوره ها و کاهش هزینه های اقتصادی از اهداف طراحی آنها می باشد. همچنین به دلیل محدودیت های ناشی از قوانین زیست محیطی کاهش آلاینده های منتشره نیز بایستی مد نظر قرار گیرد.

مهندسان احتراق همواره در جهت بکارگیری کارآمدتر و اقتصادی تر منابع انرژی تلاش نموده اند. احتراق کارآمد سوخت و انتقال کارآمد گرما در کوره ها برای عملکرد اقتصادی این سیستم ها ضروری است [۱-۴]. در اغلب کاربردهای صنعتی شعله و احتراق دستیابی به نرخ های بالای انتقال گرما و مقادیر پایین آلاینده ها مورد نظر می باشد.

کوره ها بایستی طوری طراحی شوند که شرایط مورد نیاز را به بهترین شکل ممکن فراهم کنند. پارامترهایی که در طراحی چنین سیستم هایی اهمیت دارند عبارتند از ویژگی های سوخت، قوانین زیست محیطی موجود در مورد آلاینده های سیستم های احتراق، راندمان حرارتی، عملکرد، نگهداری و هزینه های جاری.

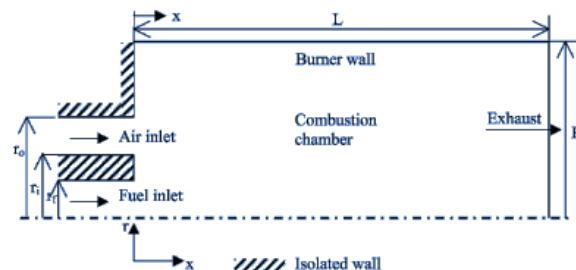
در حال حاضر کوره های استوانه ای به طور وسیعی در سراسر جهان و در ایران مورد استفاده قرار می گیرند. بنابراین ارائه روشهایی برای بهبود عملکرد آنها و کاهش هزینه های اقتصادی و همچنین کاهش آلاینده های منتشره نیز ضروری می باشد.

Hirschfelder و همکاران [۵] پیشگامان در زمینه تحلیل انتروپی در سیستم های شامل انتقال گرما و جرم بودند. در زمینه تحلیل انتروپی در سیستم های احتراق می توان به کار Lior و Dunbar [۶] اشاره کرد. زیرا آنها برای اولین بار، علل اولیه بازگشت ناپذیری ها را با استفاده از روش ابتکاری برای شعله های پیش آمیخته و دیفیوژنی متان و هیدروژن بررسی کردند. تحلیل آنها نشان داد که انتقال انرژی داخلی مهمترین علت تولید انتروپی است. تولید انتروپی در شعله های گازی دو جریانی توسط Datta [۷ و ۸]، Stanciu و همکاران [۹]، Nishida و همکاران [۱۰]، Yapici و همکاران [۱۱ و ۱۲] و Briones و همکاران [۱۳] بررسی شد. این مطالعات شامل شعله های پیش آمیخته و دیفیوژنی و جریانهای لامینار و آشفتته بود. Som و Datta یک مرور کاملی از بررسی انتروپی در سیستم های احتراق در مرجع [۱۴] جمع آوری کرده اند. اخیراً Chen و همکاران [۱۵ و ۱۶] تولید انتروپی در احتراق پیش آمیخته جریان متقابل را بررسی کردند. اثر اضافه کردن قسمتی از هوا از محل دیگر بر مقادیر پارامترهای قوانین اول و دوم ترمودینامیک در تحقیقات قبلی بررسی نشده است که در این تحقیق مورد بررسی قرار می گیرد. مزیت این تحلیل در این است که اثر انتقال گرما بر تولید انتروپی را بررسی می کند و از معایب این تحلیل اینست که در رابطه تولید انتروپی از اثرات تولید انتروپی در اثر واکنش شیمیایی و انتقال جرم صرف نظر شده است.

در کار حاضر ابتدا احتراق متان در یک کوره استوانه ای افقی متقارن شبیه سازی شده، سپس اثر دمای هوای ورودی و محل ورود بخشی از آن بر قوانین اول و دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار گرفته و در نهایت تاثیر این دو عامل بر مقدار آلاینده NOx مورد بررسی قرار گرفته است.

## ۲- مورد مطالعاتی

هندس کوره مورد نظر (به صورت شماتیک) و همچنین ابعاد آن به ترتیب در شکل ۱ و جدول ۱ نشان داده شده اند. همانطور که در شکل ملاحظه می شود این کوره دارای دو ورودی برای هوا و سوخت و یک خروجی برای گازهای حاصل از احتراق می باشد.



شکل ۱- هندسه و ابعاد کوره

جدول ۱- ابعاد کوره مورد بررسی (ابعاد بر حسب میلی متر)

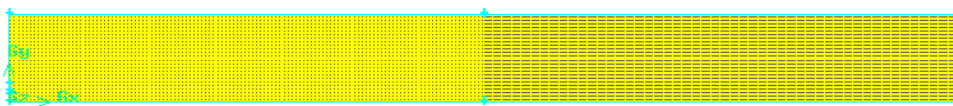
$r_f$	$r_i$	$r_o$	R	L
4	6	10	50	500

## ۳- مدل ریاضی

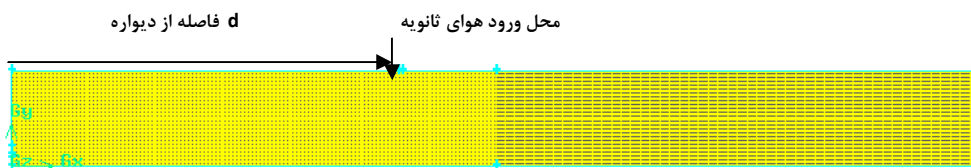
مدل ریاضی بر اساس حل معادلات حاکم بر جریان (پیوستگی و مومنتم)، توربولانس، گونه های شیمیایی و انرژی می باشد. مدل توربولانس مورد استفاده، مدل دو معادله ای  $k-\epsilon$  RNG [۱۷] است. مدل استهلاک ادی یا (Eddy-Dissipation) [۱۸ و ۱۹] برای احتساب اثر متقابل توربولانس شیمی استفاده شده که در آن فرض بر این است نرخ های واکنش توسط اختلاط توربولانت کنترل می شوند. ثابت های مدل توربولانس و مدل احتراق به صورت تجربی به دست آمده اند [۲۰]. احتراق با استفاده از مکانیزم واکنش دو مرحله ای مدل می شود. تشکیل  $NO_x$  که بیشتر به روش حرارتی است با استفاده از مکانیزم زلدویچ گسترش یافته پیش بینی می گردد. مقدار ناچیزی  $NO_x$  نیز به روش پرامپت تشکیل می شود که در این کار در نظر گرفته شده است. از آن جا که معادلات حاکم بارها در مراجع مختلف [۲۰] آورده شده اند از بیان مجدد آنها در اینجا خودداری شده است.

#### ۴- حل عددی

حل عددی با استفاده از نرم افزار FLUENT 6.3.26 صورت گرفته که بر مبنای روش حجم محدود می باشد [۲۰]. تمام معادلات با استفاده از روش مرتبه دوم upwind جداسازی شده اند. معادلات منفصل شده با بکارگیری الگوریتم SIMPLE حل شده اند. نرم افزار GAMBIT 2.3.16 برای ایجاد هندسه و شبکه محاسباتی مورد نیاز به کار گرفته شده است. چون هندسه متقارن است به صورت دوبعدی کشیده شده است. در شکل های ۲ و ۳ به ترتیب نمونه ایی از شبکه بندی برای حالت های ورود هوای پیش گرم و ثانویه که از ۱۵۰۰۰ سلول تشکیل شده اند، نشان داده شده است.



شکل ۲- یک نمونه از شبکه کوره افقی متقارن محوری متشکل از ۱۵۰۰۰ سلول



شکل ۳- یک نمونه از شبکه کوره با ورودی هوای ثانویه

شرایط مرزی گوناگونی در نواحی مختلف به کار رفته است. شرط مرزی ورودی سرعت در ورودی های سوخت و هوا، شرط مرزی خروجی فشار در خروجی کوره و شرط مرزی تقارن محوری در خط تقارن کوره اعمال شده است. همچنین شرط مرزی دیواره به صورت جابه جایی با محیط با ضریب جابه جایی  $10 \text{ w/m}^2\text{k}$  و شرط عدم لغزش برای دیواره های کوره استفاده شده است.

#### ۵- بازده قانون اول ترمودینامیک

بازده قانون اول ترمودینامیک برای کوره به صورت زیر بیان می شود [۲۱]:

$$\eta = \frac{Q_{wall}}{\dot{m}_f (H H V)} \quad (1)$$

که  $Q_{wall}$  گرمای منتقل شده به دیواره های کوره و HHV ارزش حرارتی بالای سوخت می باشند و  $m_f$  نرخ جرمی سوخت مصرف شده می باشد.

## ۶- نرخ تولید انتروپی

در جریان سیال بازگشت ناپذیری ها به دلیل انتقال گرما و اثرات ویسکوزیته سیال است. نرخ تولید انتروپی به صورت مجموع توزیع ناشی از اثرات ویسکوزیته و گرمایی بیان می شود که بستگی به مقدار محلی سرعت و دما در منطقه مورد بررسی دارد. در این سیستم ها نرخ تولید انتروپی به صورت زیر بیان می شود [۲۲]:

$$S_{gen}''' = (S_{gen}''' )_{heat} + (S_{gen}''' )_{fric} \quad (۲)$$

که  $(S_{gen}''' )_{heat}$  و  $(S_{gen}''' )_{fric}$  به ترتیب نشان دهنده ی تولید انتروپی ناشی از انتقال گرما و اصطکاک سیال هستند که روابط آنها در مرجع [۲۲] آورده شده است.

## ۷- عدد merit

عدد merit نشان دهنده ی نسبت اگزرژی انتقال یافته به مجموع اگزرژی انتقال یافته و اگزرژی تلف شده است [۲۳].

$$M = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_a + \dot{I}} \quad (۳)$$

$\dot{I}$ ، نرخ بازگشت ناپذیری کلی است که به صورت زیر بیان می شود:

$$\dot{I} = T_{amb} \cdot \dot{S}_{gen} \quad (۴)$$

$\dot{Q}_a$  که نرخ انتقال اگزرژی است به صورت نرخهای انتقال انرژی  $\dot{Q}_w$  و  $\dot{Q}_{fluid}$  بیان می شود که روابط مربوطه در مرجع [۲۳] آورده شده است.

$T_{amb}$  همان دمای محیط است.

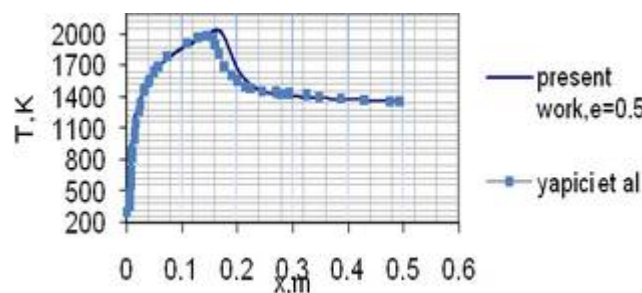
لازم به ذکر است که از یک برنامه عددی برای محاسبه نرخ تولید انتروپی حجمی (معادله ۲) و دیگر پارامترهای ترمودینامیکی مربوط در معادلات ذکر شده با استفاده از حل های عددی نرم افزار Fluent استفاده شده است. این برنامه در فرترن ۹۰ نوشته شده است.

## ۸- صحت سنجی نتایج شبیه سازی

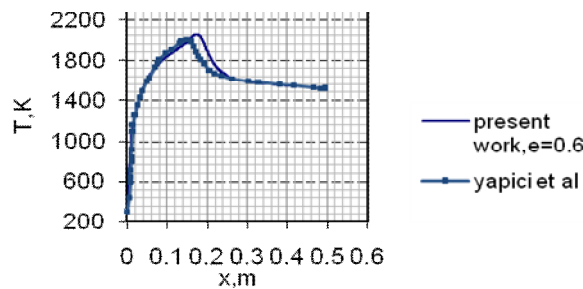
برای اعتبارسنجی روش شبیه سازی نتایج با نتایج Yapici [۲۴] مقایسه شده اند. هوا و سوخت با دمای ۳۰۰ کلوین وارد کوره می گردند. شرایط سوخت و هوای ورودی در جدول ۲ آمده است. در شکل های ۴ و ۵ نتایج حاصل از روش شبیه سازی برای توزیع دما روی محور تقارن کوره استوانه ای افقی متقارن محوری با توزیع دمای پیش بینی شده توسط مرجع [۲۴] مقایسه شده است. همان طور که از شکل پیداست تطابق خوبی بین مقادیر پیش بینی شده توسط کار حاضر و نتایج مرجع [۲۴] وجود دارد.

جدول ۲- مشخصات هندسی و شرایط سوخت و هوای ورودی به کوره استوانه ای افقی متقارن محوری [۲۴]

۰/۰۰۴	شعاع ورودی سوخت [m]
۰/۰۰۴	شعاع ورودی هوا [m]
۳/۳۱۶	سرعت ورود سوخت [ms <sup>-1</sup> ]
۷/۹۳۸	سرعت ورود هوا [ms <sup>-1</sup> ]
۱	نسبت اکیوالانس



شکل ۴ (توزیع دما در محور مرکزی کوره افقی متقارن محوری [۲۴])



شکل ۵) توزیع دما در محور مرکزی کوره افقی متقارن محوری [۲۴]

## ۹- نتایج عددی

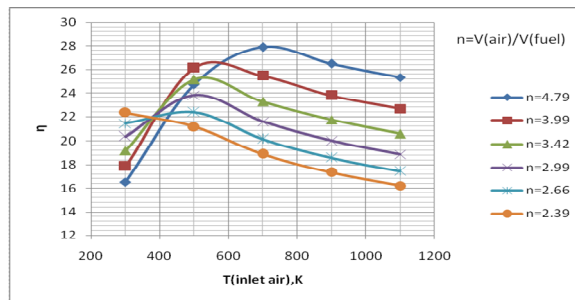
### ۹-۱ بررسی اثر هوای پیش گرم

در این قسمت تاثیر هوای پیش گرم مورد بررسی قرار می گیرد. نمودار بازده قانون اول ترمودینامیک و عدد merit و تولید انتروپی به ترتیب در شکل های ۶ و ۷ و ۸ نشان داده شده است. با توجه به شکلها می توان دریافت که برای نسبت اکیوالانس های مختلف با افزایش دمای هوای ورودی بازده قانون اول ترمودینامیک و عدد merit ابتدا افزایش و سپس کاهش می یابد و تولید انتروپی در کل کاهش می یابد. در تمامی حالت های شبیه سازی شده، نسبت سرعت پاشش هوا به سوخت بزرگتر از یک می باشد. افزایش نسبت اکیوالانس با کاهش سرعت هوای ورودی صورت گرفته و سرعت پاشش سوخت ثابت و بدون تغییر باشد.  $(3.316 \text{ m/s})$  نکه داشته شده است. طبق مراجع [۲۸-۲۵] در نسبت سرعت پاشش هوا به سوخت بزرگتر از یک، هر چه سرعت پاشش هوا بیشتر باشد، اختلاط سوخت و هوا و آماده سازی مخلوط قابل اشتعال سریعتر و در فاصله کوتاه تری از نازل ها صورت می گیرد و برعکس. بنابراین با کاهش سرعت پاشش هوا، اختلاط سوخت و هوا در فاصله دورتری از نازل ها انجام می شود و در نتیجه ناحیه دمابالا به خروجی کوره نزدیکتر، تلفات دودکش بیشتر و انتقال گرما به دیواره های کوره کمتر خواهد شد. به این ترتیب صورت کسر در تعریف راندمان قانون اول کاهش و مخرج آن به دلیل ثابت ماندن دبی سوخت، ثابت می ماند. در نهایت، افزایش نسبت اکیوالانس منجر به کاهش راندمان قانون اول می گردد.

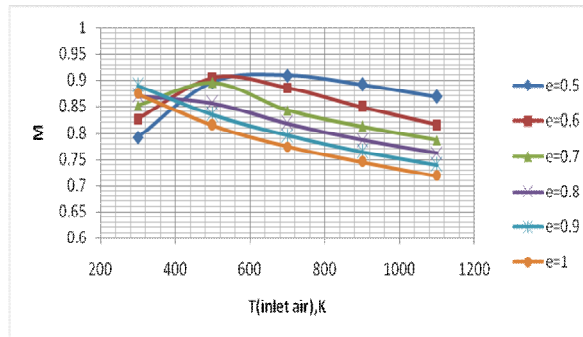
تغییرات راندمان قانون اول با دما، به دلیل تغییرات چگالی هوای ورودی با دماست. با افزایش دمای هوای ورودی، چگالی و در نتیجه دبی جرمی آن کاهش می یابد و منجر به کاهش مومنتم آن می شود که اثری یکسان با کاهش سرعت دارد [۲۹ و ۳۰] و سبب افزایش نسبت اکیوالانس می گردد. افزایش دمای هوای ورودی سبب افزایش دمای بالک و در نتیجه افزایش نرخ انتقال گرما به دیواره های کوره می شود. در هر یک از سرعت های پاشش هوا به سوخت دمای بهینه ای وجود دارد که در آن دما راندمان قانون اول ماکزیمم است. به عنوان مثال، در نسبت سرعت  $2/99$  با افزایش دما از ۳۰۰ کلوین تا حدود ۵۰۰ کلوین راندمان قانون اول افزایش و از آن به بعد کاهش می یابد. دلیل افزایش راندمان با افزایش دمای هوای ورودی تا ۵۰۰ کلوین این است که در این بازه اثر افزایش نسبت اکیوالانس کمتر از اثر افزایش نرخ انتقال گرما به دیواره های کوره است. به این ترتیب،

راندمن قانون اول با توجه به تعریف آن افزایش می یابد. در دماهای بالاتر از ۵۰۰ کلوین عکس این مطلب صادق است و راندمن قانون اول کاهش می یابد.

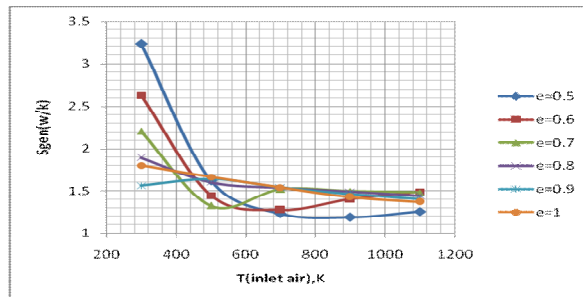
با افزایش دمای هوای ورودی اندازه نواحی با گرادیان های دمایی بالا کاهش پیدا می کند و به همین دلیل انتروپی با افزایش دمای هوای ورودی کاهش می یابد. در نسبت اکیوالانس ثابت (برابر ۰/۵) برای آلاینده NOx با افزایش دمای هوای ورودی مقدار آن ابتدا افزایش و سپس کاهش و در نهایت افزایش می یابد، چون محل و اندازه نواحی با دمای بالا تغییر می کند. در شکل ۹ نمودار آلاینده NOx بر حسب دمای هوای ورودی نشان داده شده است.



شکل ۶- تغییرات بازده قانون اول با تغییر دمای هوای ورودی برای نسبت های سرعت پاشش هوا به سوخت مختلف

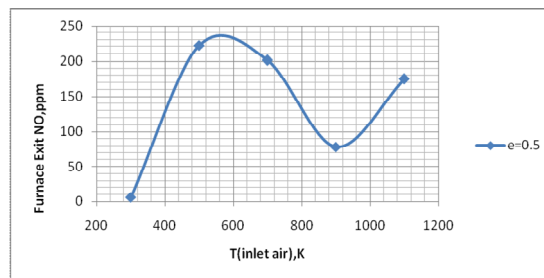


شکل ۷- تغییرات عدد merit با تغییر دمای هوای ورودی برای نسبت اکیوالانس های مختلف



شکل ۸- تغییرات تولید انتروپی با تغییر دمای هوای ورودی برای نسبت اکیوالانس های مختلف





شکل ۹- نمودار تولید آلاینده  $NO_x$  (ppm) بر حسب دمای هوای ورودی

### ۹-۲ بررسی اثر محل ورود هوا از قسمتی دیگر

در این حالت قسمتی از هوا از دیواره ای که با محیط جابه جایی دارد وارد کوره می شود. هدف از این کار ایجاد مناطق غلیظ - رقیق در منطقه احتراق و کاهش نواحی با دمای بالا در کوره و در نتیجه کاهش آلاینده  $NO_x$  می باشد. مشخصات در جدول ۳ نشان داده شده اند. در این بررسی قسمتی از هوای اولیه، با فواصل ۰/۱ و ۰/۱۵ و ۰/۲ متر نسبت به دیواره ورود سوخت و هوای اولیه، با درصدهای مختلف وارد کوره می شود. نسبت اکیوالانس برابر یک فرض شده است. در نمودارهای شکل‌های ۱۰ و ۱۱ و ۱۲ مشاهده می شود که با افزایش درصد هوای ثانویه بازده قانون اول ترمودینامیک کاهش می یابد و تولید انتروپی افزایش می یابد و این بدین دلیل است که با افزایش درصد هوای ثانویه سرعت هوا در ورودی اولیه کاهش می یابد که این موضوع در جدول ۳ مشهود است.

جدول ۳- مقادیر پارامترهای مختلف در هر یک از حالت های مورد بررسی

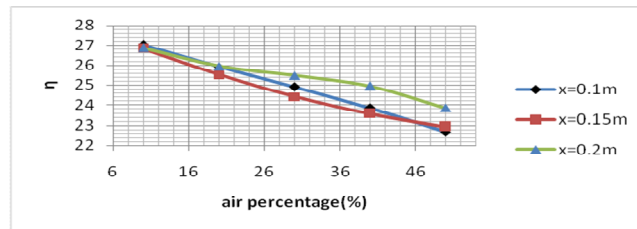
حالت ۵	حالت ۴	حالت ۳	حالت ۲	حالت ۱	
۵۰	۴۰	۳۰	۲۰	۱۰	درصد هوای ثانویه نسبت به حالت استوکیومتریک
۱۹/۵۴۰	۲۳/۴۴۸	۲۷/۳۵۶	۳۱/۲۶۴	۳۵/۱۷۱	سرعت ورود هوای اولیه [ $ms^{-1}$ ]
۲/۵۴۰	۲/۰۳۲	۱/۵۲۴	۱/۰۱۶	۰/۵۰۸	سرعت ورود هوای ثانویه [ $ms^{-1}$ ]
۳۰۰	۳۰۰	۳۰۰	۳۰۰	۳۰۰	دمای هوای ورودی و ثانویه [k]
۰/۰۰۱	۰/۰۰۱	۰/۰۰۱	۰/۰۰۱	۰/۰۰۱	شعاع و قطر ورود هوای اولیه و ثانویه [m]

با توجه به شکل ۱۰ مشاهده می شود که با افزایش درصد هوای ثانویه بازده قانون اول کاهش می یابد که این به دلیل کاهش سرعت هوای اولیه است که در بخش قبل توضیح داده شد. بعلاوه چون دمای هوای ثانویه پایین است باعث پایین آمدن دمای ماکزیمم شده و گرادیانهای دمایی افزایش پیدا کرده و در نتیجه تولید انتروپی افزایش می یابد. در حالت نسبت اکیوالانس برابر یک و برای تمام فاصله ها، برای آلاینده  $NO_x$  مشاهده می شود که با افزایش درصد هوای ورودی از دیواره، مقدار آلاینده  $NO_x$  افزایش می یابد که این ناشی از افزایش نواحی دما بالا در خروجی کوره با افزایش درصد هوای ورودی از

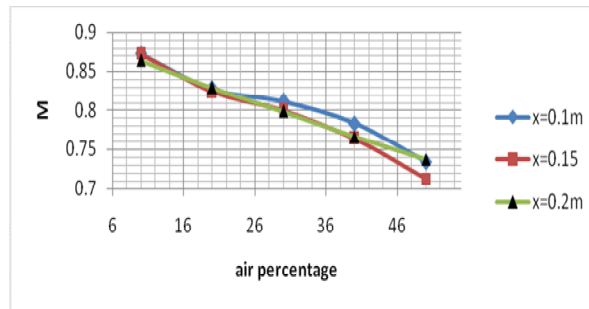
FCCI2012-2008

کاشان - دانشگاه کاشان - بهمن ماه ۱۳۹۰

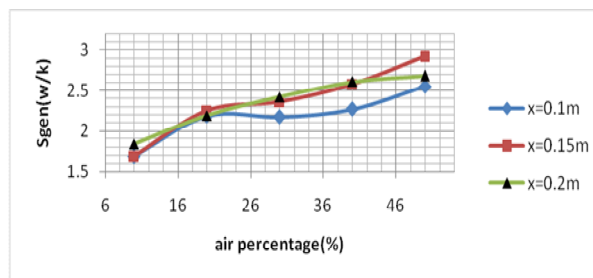
دیواره و کاهش سرعت هوای اولیه می باشد. در شکل ۱۳ نمودار تولید آلاینده  $NO_x$  بر حسب درصد هوای ورودی نشان داده شده است.



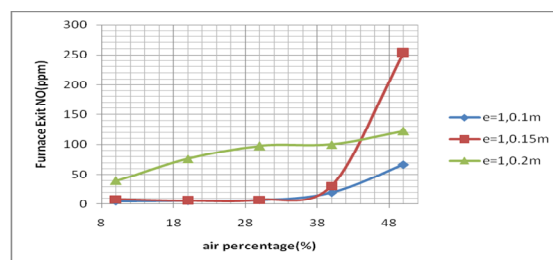
شکل ۱۰- نمودار بازده قانون اول بر حسب درصد هوای ورودی از دیواره برای سه فاصله مختلف



شکل ۱۱- نمودار عدد *merit* بر حسب درصد هوای ورودی از دیواره برای سه فاصله مختلف



شکل ۱۲- نمودار تولید انتروپی بر حسب درصد هوای ورودی از دیواره برای سه فاصله مختلف



شکل ۱۳- نمودار تولید آلاینده  $NO_x$  (ppm) بر حسب درصد هوای ورودی



### ۱۰- نتیجه گیری کلی

در کار حاضر یک کوره استوانه ای با استفاده از نرم افزار FLUENT تحلیل شده و با بررسی نتایج حاصله ملاحظه می شود که:

- ۱- در بررسی اثر هوای پیش گرم، بهترین حالت برای عدد merit و تولید انتروپی در نسبت اکیوالانس برابر ۰/۵ و در دمای ۷۰۰ کلوین اتفاق می افتد ولی در این حالت مقدار آلاینده NO<sub>x</sub> به ۲۰۱ ppm می رسد.
- ۲- در بررسی اثر محل ورود هوا، بهترین حالت برای عدد merit و تولید انتروپی در فاصله ۰/۱ متر و ۱۰٪ هوا اتفاق می افتد و مقدار آلاینده NO<sub>x</sub> نیز در این حالت حداقل است.

### مراجع

- 1- Vagner, A. A., "Raising the Reliability, Efficiency, and Ecological Safety of Operation of the BKZ-210-140F Boiler Transferred to Stage Firing of Kuznetsk Coal in a U-shape Flame", Power Technology and Engineering, 38, pp.159-163, 2004.
- 2- Vuthaluru, R., Vuthaluru, H. B., "Modeling of a Wall Fired Furnace for Different Operating Conditions Using FLUENT", Fuel Processing Technology, 87, pp.633-639, 2006.
- 3- El-Mahallawy, F., El-Din Habik, S., Fundamentals and Technology of Combustion, Elsevier Science, 2002.
- 4- Blasiak, W., Fakhrai, R., "Residence Time and Mixing Control in the Upper Furnace of Boilers and Incinerators", Proceeding, IT3'02 Conference, New Orleans, Louisiana, USA, May 13-17, 2002.
- 5- Hirschfelder JC, Curtiss CF, Bird RB. The molecular theory of gases and liquids. New York: Wiley; 1954.
- 6- Dunbar WR, Lior N. Sources of combustion irreversibility. Combust Sci Tech 1994;103:41-61.
- 7- Datta A. Entropy generation in a confined laminar diffusion flame. Combust Sci Tech 2000;159:39-56.
- 8- Datta A. Effects of gravity on structure and entropy generation of confined laminar diffusion flames. Int J Therm Sci 2005;44:429-40.
- 9- Stanciu D, Isvoranu D, Marinescu M, Gogus Y. Second law analysis of diffusion flames. Int J Appl Thermodynamics 2001;4:1-18.
- 10- Nishida K, Takagi T, Kinoshita S. Analysis of entropy generation and exergy loss during combustion. Proc Combust Inst 2002;29:869-74.
- 11- Yapici H, Basturk G, Kayatas N, Albayrak B. Effect of oxygen fraction on local entropy generation in a hydrogen-air burner. Heat Mass Transfer 2006;43:37-53.
- 12- Yapici H, Kayatas N, Albayrak B, Basturk G. Numerical study on local entropy generation in a burner fueled with various fuels. Heat Mass Transfer 2005;41:519-34.



FCCI2012-2008

کاشان – دانشگاه کاشان – بهمن ماه ۱۳۹۰

- 13- BrionesAM, MukhopadhyayA, AggarwalSK. Analysis of entropy generation in hydrogen-enriched methane-air propagating triple flames. *Int J Hydrogen Energy* 2009;34:1074–83.
- 14- Soma SK, Datta A. Thermodynamic irreversibilities and exergy balance in combustion processes. *Prog Energy Combust Sci* 2008;34:351–76.
- 15- Chen S. Analysis of entropy generation in counter-flow premixed hydrogen-air combustion. *Int J Hydrogen Energy* 2010;35:1401–11.
- 16- Chen S, Li J, Han HF, Liu ZH, Zheng CG. Effects of hydrogen addition on entropy generation in ultra-lean counter-flow methane-air premixed combustion. *Int J Hydrogen Energy*; 2010.
- 17- Yakhot V, Orszag SA. Renormalization group analysis of turbulence: I. Basic theory. *J Sci Comput* 1986;1(1): 1–51.
- 18- Magnussen BF, Hjertager BH. On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. In: 16th Symp (Intl) on Combustion. The Combustion Institute, 1976.
- 19- Spalding DB. Mixing and chemical reaction in steady confined turbulent flames. In: 13th Symp (Intl) on Combustion. The Combustion Institute, 1970.
- 20- Fluent Incorporated. FLUENT Users guide version 6.3
- 21- Sonntag, R.E., Borgnakke, C., Van Wylen, G.J., Fundamentals of thermodynamics, 6<sup>th</sup> ed., John Wiley & Sons, 2002.
- 22- Bejan A. Entropy generation minimization. Boca Raton: CRC; 1996.
- 23- Mukherjee P, Biswas G, Nag PK. Second-law analysis of heat transfer in swirling flow through a cylindrical duct. *ASME J Heat Transfer* 1987;109:308–13.
- 24- Yapici H., Kayatas N., Albayrak B., Basturk G., "Numerical calculation of local entropy generation in a methane-air burner", Elsevier Science, 2004.
- 25- Chigier, N.A., Beer, J.M., The flow region near the nozzle in double concentric jets, *ASME Journal of Basic Engineering*, 4 (1964), pp. 797-804.
- 26- Champagne, F.H., Wygnanski, I.J., An experimental investigation of coaxial turbulent jets, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 14 (1971), pp. 1445-1464.
- 27- Ko, N.W.M., Au, H., Coaxial jets of different mean velocity ratios, *Journal of Sound and Vibration*, 100 (1985), pp. 211-232.
- 28- Rehab, H., Villermaux, E., Hopfinger, E.J., Flow regimes of large-velocity-ratio coaxial jets, *Journal of Fluid Mechanics*, 345 (1997), pp. 357-381.
- 29- Favre-Marinet, M., Camano-Schettini, E.B., Sarboch, J., Near-field of coaxial jets with large density difference, *Experiments in Fluids*, 26 (1999), pp. 97-106.
- 30- Villermaux, E., Rehab, H., Mixing in coaxial jets, *Journal of Fluid Mechanics*, 425 (2000), pp. 161-185.