

بررسی عددی و ترمودینامیکی استفاده از بازیاب حرارتی بر راندمان حرارتی و انتشار آلاینده ها در یک نیروگاه گازی

سید احسان شکیب
استادیار، دانشگاه بزرگمهر قائنات
se.shakib@buqaen.ac.ir

قدرت قصابی
استادیار، دانشگاه بزرگمهر قائنات
Ghodrat.ghassabi@buqaen.ac.ir

مهران بکری
کارشناس مکانیک، دانشگاه بیرجند
Mehranbekri21@gmail.com

چکیده

در سال‌های اخیر، افزایش راندمان نیروگاه‌های حرارتی مورد توجه محققین بوده است و آنها روش‌های مختلفی را جهت بهبود راندمان حرارتی مورد بررسی قرار داده‌اند. تحقیقات نشان داده است، استفاده از بازیاب حرارتی به منظور افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق سیکل نیروگاه گازی، سبب بهبود راندمان حرارتی نیروگاه گازی گردیده است. با این وجود، بررسی‌های انجام گرفته از نقطه نظر ترمودینامیکی صورت گرفته است و شبیه‌سازی عددی به وسیله دینامیک سیالات محاسباتی در این زمینه به میزان محدودی انجام شده است. در این مطالعه، تاثیر استفاده از بازیاب حرارت جهت افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق در چهار دمای مختلف بر افزایش راندمان حرارتی نیروگاه با استفاده از شبیه‌سازی عددی و آنالیز ترمودینامیکی مورد بررسی قرار گرفت. همچنین تاثیر این روش بر انتشار اکسیدهای نیتروژن نیز تحلیل گردید. برای این منظور، محفظه احتراق یک نیروگاه گازی، که از مدل توربین گازی V94.2 است، برای شعله غیرپیش آمیخته سوخت گازی شبیه‌سازی عددی گردید. نتایج نشان می‌دهد که با بیشترین افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق (۵۰ درجه)، راندمان حرارتی نیروگاه نسبت به حالت پایه (بدون بازیاب حرارت) به میزان ۱،۴۶ درصد و انتشار اکسیدهای نیتروژن ۴۴،۱۷ درصد افزایش یافته است.

کلمات کلیدی: راندمان حرارتی، اکسیدهای نیتروژن، محفظه احتراق، دینامیک سیالات محاسباتی، بازیاب حرارت

مقدمه

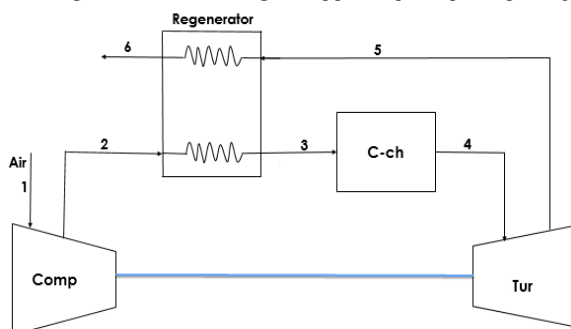
افزایش مصرف سوخت‌های فسیلی در کاربردهای مختلف و کاهش چشم گیر منابع سوخت از یک طرف و همچنین تولید بیش از حد آلاینده‌ها از سوی دیگر، سبب شده است توجه به بهبود عملکرد تجهیزات مصرف کننده سوخت افزایش یابد. تولید برق توسط نیروگاه‌های گازی و بخار، از جمله مواردی است که مصرف سوخت بسیار بالایی دارد. به همین دلیل، همواره روش‌های متنوعی جهت بهبود راندمان حرارتی نیروگاه گازی و بخار برای کاهش مصرف سوخت و کاهش تولید آلاینده‌ها مورد استفاده قرار گرفته است. از پرکاربردترین و قدیمی ترین روش‌های بهبود راندمان حرارتی نیروگاه، می‌توان به تبدیل کردن نیروگاه گازی به نیروگاه سیکل ترکیبی اشاره کرد. اما این روش، نیاز به تجهیزات زیاد و هزینه بر، مانند توربین بخار، برج خنک کن، بویلر و سیستم‌های لوله‌کشی دارد. به منظور بررسی روش‌های مختلف در بهبود عملکرد توربین‌های گازی، محققین جهت سادگی و کاهش هزینه، از روش‌های تحلیلی، ترمودینامیکی و شبیه‌سازی عددی استفاده نموده‌اند.

سهرابی کاشانی [۱] به بررسی تنظیم هوای اضافی به روش ترمودینامیکی که یکی از راه‌های افزایش راندمان احتراق در بویلرهای نیروگاهی است، پرداخت. نتایج این بررسی نشان می‌دهد که با تنظیم هوای اضافی می‌توان راندمان نیروگاه را افزایش یا کاهش داد. کیان نجف زاده و همکارانش [۲] به

بررسی موضوع بازیافت حرارت از خروجی توربین گازی جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور پرداختند. تعیین تلفات گاز های خروجی و پارامترهای دیگر از دودکش واحد یک و دو نیروگاه گازی توسط دستگاه آنالیزور احتراق و پردازشگر اطلاعات صورت پذیرفت. مطالعه آنها نشان داد که می‌توان از انرژی خروجی از توربین گازی جهت سرمایه‌گذاری هوای ورودی به کمپرسور، تولید آب شیرین، گرمایش منطقه ای و ... استفاده نمود که این روشها باعث افزایش راندمان می شود. بدین شکل که با استفاده از یک بویلر بازیاب حرارت جهت تولید بخار کم فشار و بهره گیری از بخار فوق در یک سیستم چیلر جذبی دو اثره، می توان اقدام به سرد نمودن هوای ورودی به کمپرسور نمود. محمود ابراهیمی و حمید امامی [۳] به بررسی و امکان سنجی روش های ممکن (ایرواشر، مدیا و فاگ) برای بهبود عملکرد بخش گازی نیروگاه قم، به روش ترمودینامیکی و با توجه به شرایط اقلیمی منطقه و شرایط واقعی کارکرد نیروگاه قم به عنوان نمونه عملی پرداخته اند. سیستم های تخریبی با خنک کاری هوای ورودی، از یک طرف با افزایش دبی هوای ورودی باعث افزایش توان خروجی از توربین و از طرف دیگر کاهش کار مصرفی کمپرسور می‌شوند و در کل توان دسترس پذیر توربین را افزایش می‌دهند. ساناز نصیری و همکارانش [۴] به بررسی سیکل برایتون با تزریق هوای فشرده و مرطوب جهت افزایش توان و بازده توربین گازی پرداخته اند. در این سیستم ابتدا هوا توسط یک کمپرسور فشرده شده و پس از رطوبت زنی وارد محفظه احتراق شده، که این مساله باعث افزایش راندمان سیکل شده است. اوگاز برات [۵] در پژوهشی با عنوان اثر بهبود و برتری تزریق بخار در توربین گاز، پارامترهای مختلف را در یک سیکل گازی با تزریق بخار با یک سیکل ترکیبی (سیکل گازی و بخار) مقایسه کرده است. در این پژوهش که با استفاده از تحلیل ترمودینامیکی انجام گرفته، مشاهده شده است که در هر دو مورد بازده سیکل افزایش پیدا می‌کند، ولی در سیکل ترکیبی افزایش بازده بیشتر از سیکل گازی با تزریق بخار می‌باشد. صابونچی و خردمند [۶] اثر تغییر هندسه محفظه توربین گاز را بر راندمان حرارتی مورد بررسی عددی قراردادند. نتایج آنها حاکی از آن است که حذف زائویی محفظه احتراق، تغییر چندان در راندمان حرارتی ایجاد نمی‌کند. کیم و پرزبلانکو [۷] اثر تزریق آب در ورودی کمپرسور و اثر استفاده از بازیاب حرارتی جهت افزایش دمای ورودی به محفظه احتراق را با استفاده از گازهای خروجی از آگزوز توربین گاز مورد بررسی ترمودینامیکی قرار دادند. نتایج آنها نشان می‌دهد حضور بازیاب و تزریق آب سبب می‌شود راندمان حرارتی به میزان ۶٪ و کارخالص خروجی نیز به میزان ۲۷۰ کیلوژول بر کیلوگرم افزایش یابد. شیخ بیگی و غفرانی [۸] به بررسی سیکل های توربین گاز همراه با بازگرمایش و مبدل حرارتی رکوپراتور به صورت ترمودینامیکی پرداختند. نتایج آن ها نشان می‌دهد که استفاده از مبدل گرمایی در سیکل باز گرمایش موجب بهبود راندمان می‌شود، مخصوصا هنگامی که دمای ورودی به توربین پایین باشد (۱۰۰۰ درجه سانتی گراد). دی پاپه و همکاران [۹] در یک بررسی اثر تزریق بخار در خروجی کمپرسور برای یک سیکل توربین گاز میکرو با بازیاب حرارتی را با استفاده از نرم افزار Aspen بصورت ترمودینامیکی شبیه‌سازی کردند.

قرار می‌گیرد. در شکل ۱، طرح شماتیک سیکل نیروگاه گازی با حضور بازیاب حرارتی نشان داده شده است (سیکل ۱). مطابق با شکل ۱، جریان خروجی از کمپرسور (جریان خط ۲) در یک بازیاب حرارتی و به وسیله گازهای خروجی از اگزوز نیروگاه (جریان خط ۵) که دارای دمای بالایی می‌باشد، گرم می‌شود تا هوا (جریان خط ۳) با دمای بالاتری وارد محفظه احتراق شود. افزایش دمای ورودی به محفظه احتراق سبب کاملتر شدن احتراق، افزایش نرخ واکنش و در نتیجه افزایش دمای ورودی به توربین و افزایش کار تولیدی توسط توربین می‌شود.

در این مقاله، اثر بازیاب حرارت به منظور افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق بر افزایش راندمان حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است. به طوری که دمای هوای بدون بازیاب حرارت (حالت پایه) ۶۲۳ کلوین می‌باشد و نتایج آن با حضور بازیاب و چهار دمای افزایش یافته مختلف، ۱۰ درجه (۶۳۳ کلوین)، ۲۰ درجه (۶۴۳ کلوین)، ۴۰ درجه (۶۶۳ کلوین) و ۵۰ درجه (۶۷۳ کلوین) مقایسه شده است. در شکل ۱، طرح شماتیک سیکل نیروگاه گازی همراه با بازیاب حرارت نشان داده شده است (سیکل ۱).



شکل ۱: شماتیک سیکل نیروگاه گازی همراه با بازیاب (سیکل ۱)

در این پژوهش، محفظه احتراق به وسیله شبیه‌سازی عددی و کمپرسور، توربین و بازیاب حرارتی نیروگاه به وسیله آنالیز ترمودینامیکی با استفاده از یک کد متلب مورد بررسی قرار گرفته است. اطلاعات لازم برای این منظور، در جدول ۱، بیان شده است. مطابق جدول ۱، مشاهده می‌شود دبی سوخت در دو سیکل یکسان می‌باشد.

جدول ۱: متغیرهای ورودی برای سیکل ساده و سیکل ۱

مقادیر	نام سیکل	متغیرهای ورودی
22°C	سیکل ساده و سیکل ۱	دمای ورودی کمپرسور (T_1)
350°C	سیکل ساده و سیکل ۱	دمای خروجی کمپرسور (T_2)
820 kPa	سیکل ساده و سیکل ۱	فشار ورودی توربین (P_4)
100 kPa	سیکل ساده و سیکل ۱	فشار خروجی توربین (P_5)
$3/64\text{ kg/s}$	سیکل ساده و سیکل ۱	دبی سوخت (\dot{m}_F)
$214/2\text{ kg/s}$	سیکل ساده و سیکل ۱	دبی هوا (\dot{m}_a)
50010 kJ/kg	سیکل ساده و سیکل ۱	ارزش حرارتی سوخت (h_f)

معادلات حاکم و شبیه‌سازی عددی محفظه احتراق

هندسه یک محفظه احتراق نیروگاه گازی در شکل ۲ نشان داده شده است. این محفظه بصورت دو زانویی هم مرکز و دارای ۸ عدد مشعل است که در قسمت فوقانی آن، مطابق شکل ۲، قرار گرفته‌اند. در شکل ۳، نمایی از هندسه مشعل نیز نشان داده شده است. مطابق شکل ۲، هوا از قسمت زانویی خارجی وارد شده، به سمت قسمت فوقانی محفظه حرکت کرده و در آنجا با سوخت متان ورودی از مشعل‌ها ترکیب می‌شود. سپس با ترکیب شدن

آن‌ها سیکل را بصورتی در نظر گرفتند که بازیاب حرارتی علاوه بر گرمایش هوای خروجی از کمپرسور، جهت گرمایش آب مایع استفاده شود. در این پژوهش، نتایج نشان می‌دهد استفاده از بازیاب و تزریق بخار باعث کاهش ۱۸٪ مصرف سوخت می‌گردد و راندمان الکتریکی به میزان ۷٪ افزایش می‌یابد. زکی و رجیبی [۱۰] در یک مطالعه عددی، اثر نسبت هم‌ارزی را برای سه سوخت متان، پروپان و پنتان بر تولید اکسید نیتروژن محفظه احتراق مورد بررسی قرار دادند. نتایج آنها نشان می‌دهد نسبت هم‌ارزی برای هر سه سوخت تاثیر قابل توجهی بر تولید اکسید نیتروژن دارد. کمندی و همکاران [۱۱] به بررسی عملکرد میکرو توربین گاز در آب و هوای گرم که هوای ورودی آن را با استفاده از روش تبرید تراکمی، خنک کاری می‌شد، پرداختند. نتایج نشان می‌دهد که استفاده از خنک کاری هوای ورودی با استفاده از تبرید تراکمی، باعث افزایش قدرت میکروتوربین در شرایط ایزو و افزایش ۱۵٪ درصدی راندمان تولید برق شد. حسن اطهری و همکاران [۱۲] به بررسی مطالعه اگزوزی اکونومیک توربین گاز با تزریق بخار و سیکل ترکیبی با خنک کننده کاری هوای ورودی با استفاده از روش مه پاش و سوخت زیست توده به صورت ترمودینامیکی پرداختند. نتایج آنها نشان می‌دهد خنک کاری و تزریق بخار و همچنین اضافه کردن چرخه توربین بخار به چرخه توربین گاز می‌تواند موجب افزایش راندمان سیستم های برق شود. آلا ال شازلی و همکاران [۱۳] به بررسی بهبود عملکرد توربین گاز یکپارچه با تکنیک های مختلف خنک کننده ورودی پرداختند. در این پژوهش توربین گاز بدون خنک کننده با توربین گاز با خنک کننده چیلر جذبی و کولر آبی از نظر راندمان حرارتی، قدرت خروجی و مصرف سوخت باهم مقایسه شده اند که مشخص شد راندمان و قدرت خروجی توربین گاز همراه با خنک کننده بهبود پیدا می‌کند. عملکرد توربین در پژوهش حاضر با زبان برنامه نویسی ++C شبیه سازی شده و نتایج با یک توربین مدل MS

B 6001 مقایسه شده است.

از دیگر مواردی که در نیروگاه به منظور افزایش راندمان پیشنهاد شده است، استفاده از بازیاب حرارت به منظور افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق است. افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق، افزایش حرارتی را در پی خواهد داشت، زیرا انرژی کمتری صرف گرم کردن گاز ورودی به توربین شده و به همین دلیل راندمان افزایش پیدا خواهد کرد.

بررسی‌های انجام گرفته در زمینه بازیاب حرارتی، بصورت ترمودینامیکی و مدلسازی ریاضی بوده و مطالعات عددی با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی در این زمینه بسیار محدود می‌باشد. همچنین، با توجه به پیچیدگی فرآیند احتراق و غیرخطی بودن معادلات کسر جرمی گونه‌ها، بررسی چندانی در زمینه تاثیر این روش بر میزان تولید آلاینده‌ها صورت نگرفته است. هدف مقاله حاضر این است که با استفاده از شبیه‌سازی عددی محفظه احتراق و تحلیل ترمودینامیکی سایر اجزای نیروگاه، اثر بازیاب بر راندمان حرارتی و انتشار اکسیدهای نیتروژن (NOx) مورد بررسی قرار گیرد. همچنین جهت بررسی کامل شبیه‌سازی عددی، توزیع دما و کسر جرمی گونه‌ها در محفظه احتراق برای سیکل ساده نیروگاه گازی مورد تحلیل قرار گرفته است.

معرفی سیکل همراه با بازیاب

در سیکل ساده نیروگاه گازی، حرارت خروجی از توربین دارای دمای حدود ۵۵۰ درجه سانتیگراد [۱۴] می‌باشد که به محیط تخلیه شده و تلف می‌گردد. از این حرارت می‌توان با استفاده از بازیاب حرارتی، برای افزایش دمای ورودی به محفظه احتراق استفاده نمود. اثر استفاده از بازیاب حرارتی، جهت افزایش دمای ورودی به محفظه احتراق در این مقاله مورد بررسی قرار

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_m \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{K} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{K} \quad (2)$$

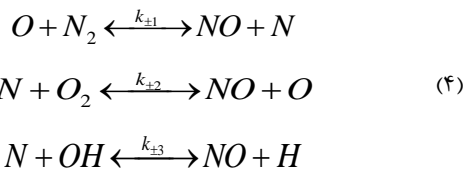
که G_k انرژی آشفته‌گی تولیدی در اثر تغییرات سرعت متوسط، G_b انرژی آشفته‌گی تولید شده در اثر نیروی بویانسی، Y_m سهم نوسانات انبساط در آشفته‌گی تراکم پذیر به نرخ کلی اتلاف آشفته‌گی را نمایش می‌دهند. در این معادلات، ضرایب ثابت طبق مرجع [۱۵] $\alpha_k = 0.72$, $C_{1\epsilon} = 1.42$ و $C_{2\epsilon} = 1.68$ می‌باشند.

برای محاسبه نرخ واکنش احتراق که بصورت جمله چشمه در معادله انرژی و بقای کسر جرمی گونه‌ها ظاهر می‌شود، از مدل اتلاف گردابه‌ای مگنسن مطابق معادله زیر استفاده شده است [۱۶]:

$$R.R = A \rho \frac{\epsilon}{K} \min \left(Y_f, \frac{Y_{O_2}}{S} \right) \quad (3)$$

که در رابطه فوق R.R نرخ واکنش، A یک ثابت تجربی و برابر ۴ می‌باشد، Y کسر جرمی سوخت و اکسیژن، S مقدار اکسیژن لازم برای احتراق یک کیلوگرم سوخت در حالت استوکیومتریک است.

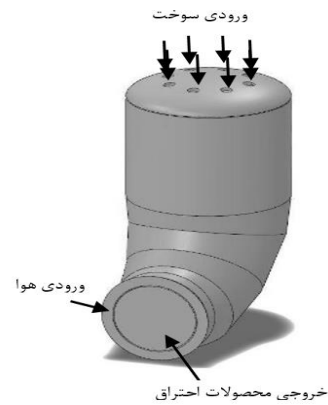
برای مدل‌سازی اکسیدهای نیتروژن، نیز تنها NO حرارتی در نظر گرفته می‌شود که توسط مکانیزم زلدویچ [۱۷] توسعه یافته است و واکنشهای مرتبط با آن بصورت زیر می‌باشد:



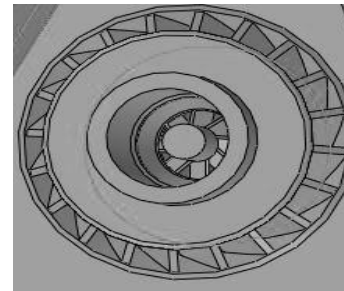
ثابت های واکنش رفت و برگشت K_{\pm} ($m^3 \cdot mol^{-1} s^{-1}$) است که به صورت زیر بیان می‌گردد [۱۸]:

$$\begin{aligned} K_1 &= 1.8 \times 10^8 \exp \left(-\frac{38370}{T} \right) \\ K_{-1} &= 3.8 \times 10^7 \exp \left(-\frac{425}{T} \right) \\ K_2 &= 1.8 \times 10^4 T \exp \left(-\frac{4680}{T} \right) \\ K_{-2} &= 3.81 \times 10^3 T \exp \left(-\frac{20820}{T} \right) \\ K_3 &= 7.1 \times 10^7 \exp \left(-\frac{450}{T} \right) \\ K_{-3} &= 1.7 \times 10^8 \exp \left(-\frac{24560}{T} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

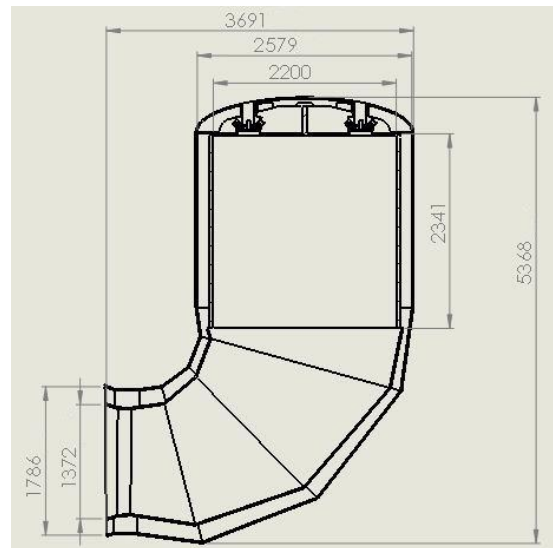
شدن سوخت و هوا احتراق صورت می‌گیرد و محصولات احتراق پس از طی کردن مسیر زانویی داخلی از مرکز خارج می‌شوند. ابعاد محفظه در شکل ۴ نشان داده شده است.



شکل ۲: شماتیک محفظه احتراق



شکل ۳: شماتیک مشعل



شکل ۴: ابعاد محفظه احتراق بر حسب میلی‌متر

احتراق از نوع غیرپیش آمیخته برای سوخت متان می‌باشد. برای حل معادلات ممنوم الگوریتم سیمپل به‌کاربرده شده است. جریان احتراقی آشفته می‌باشد و برای مدل‌سازی جریان آشفته از مدل k-e استاندارد استفاده شده است. برای این مدل دو معادله انتقال برای محاسبه انرژی جنبشی (k) و اتلاف آشفته‌گی (e) به‌صورت زیر حل می‌شوند [۱۵].

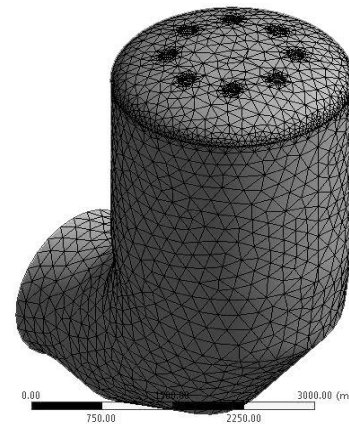
بنابراین نرخ تشکیل NO حرارتی توسط رابطه زیر بدست می آید [۱۹]:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = k_{+1}[\text{O}][\text{N}_2] + k_{+2}[\text{N}][\text{O}_2] + k_{+3}[\text{N}][\text{OH}] - k_{-1}[\text{NO}][\text{N}] - k_{-2}[\text{NO}][\text{O}] - k_{-3}[\text{NO}][\text{H}] \quad (6)$$

مدل DO نیز برای مدل سازی تشعشع در نظر گرفته شده است [۱۹]. شرط مرزی ورودی هوا و سوخت، دبی معلوم و شرط مرزی خروجی محصولات احتراق فشار معلوم می باشد. همچنین شرط مرزی دیواره خارجی با توجه به عایق کاری بدنه خارجی محفظه احتراق نیروگاه های گازی، عایق در نظر گرفته شده است.

برای بررسی استقلال نتایج از شبکه محاسباتی، پس از سعی و تکرار و بررسی نتایج، تعداد ۴۷۰۰۰ شبکه به عنوان حداقل تعداد شبکه جهت استقلال نتایج مورد تایید قرار گرفت. در شکل ۵، هندسه محفظه احتراق همراه با شبکه محاسباتی نشان داده شده است. برای شبکه بندی هندسه از شبکه مثلثی استفاده شده است.

برای بررسی صحت نتایج عددی، دمای میانگین و کسر جرمی میانگین دی اکسید کربن خروجی محفظه احتراق حاصل از شبیه سازی عددی با نتایج حاصل از برداشت اطلاعات نیروگاه شهید کاوه قائن [۱۴] که شرایط کاری آن مشابه سیکل ساده این مقاله است مقایسه گردید. خطای حل عددی کمتر از ۵ درصد می باشد که نشان از دقت مناسب حل عددی دارد.



شکل ۵: شماتیک شبکه محاسباتی

آنالیز ترمودینامیکی

با استفاده از شبیه سازی عددی، دمای میانگین خروجی از محفظه احتراق تعیین می شود سپس با استفاده از روابط زیر که در یک کد متلب بکار برده شده است، می توان دمای خروجی از توربین و در نهایت راندمان سیکل را نیز تعیین کرد.

$$T_4 = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (7)$$

که در رابطه (۴)، مقدار ثابت K، برای سیکل ساده و بازیاب، ۱/۴ است.

$$K_{tur} = \frac{C_{P_{tot}}}{C_{V_{tot}}} \quad (8)$$

$$W_C = \dot{m} \dot{x}_a (h_2 - h_1) \quad (9)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m} \dot{x}_a (h_3 - h_4) \quad (10)$$

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2a} - T_1} \quad (11)$$

$$T_{2a} = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{isen-c}} + T_1 \quad (12)$$

$$\eta_t = \frac{T_{2a} - T_1}{T_{2s} - T_1} \quad (13)$$

$$T_{2a} = \eta_{isen,t} (T_{2s} - T_1) + T_1 \quad (14)$$

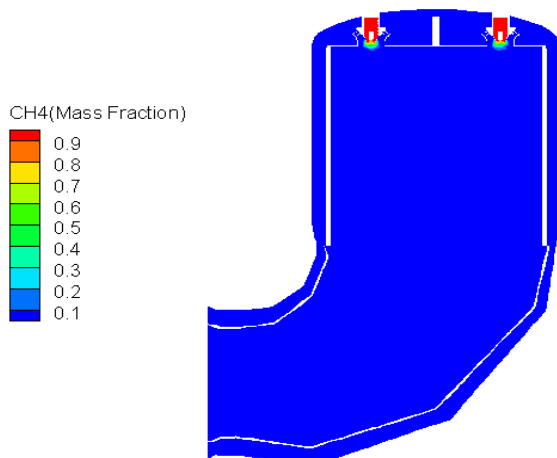
$$\eta = \frac{W_t - W_c}{\dot{m} \dot{x}_f h_f} \quad (15)$$

رابطه (۸)، ثابت توربین و روابط (۹) و (۱۰) به ترتیب کار کمپرسور و کار توربین را نشان می دهد. همچنین روابط (۱۱) و (۱۳) به ترتیب، راندمان آیزنتروپیک کمپرسور و توربین و روابط (۱۲) و (۱۴)، به ترتیب دمای واقعی کمپرسور و توربین را تعیین می کند. رابطه (۱۵)، نیز راندمان کل توربین گازی را نشان می دهد.

نتایج

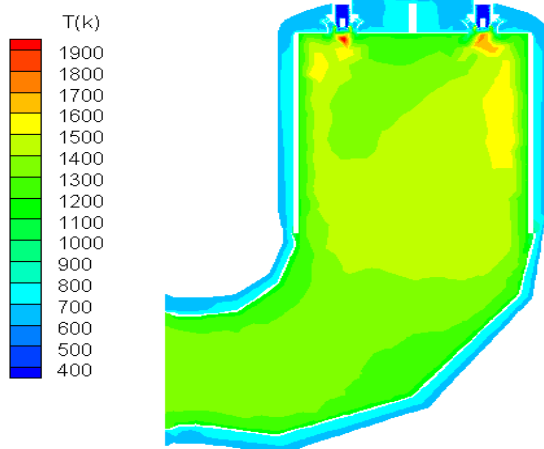
نتایج شبیه سازی عددی محفظه احتراق برای سیکل ساده (بدون بازیاب حرارت)

در این بخش، نتایج شبیه سازی عددی توزیع دما و کسر جرمی آلاینده ها در محفظه احتراق برای سیکل ساده نیروگاه گازی بررسی شده است. در شکل ۶، توزیع کسر جرمی متان در مقطع میانی محفظه احتراق نشان داده شده است. در قسمت ورودی سوخت به مشعل، به علت ورود متان خالص از این قسمت، کسر جرمی آن یک است. در خروجی مشعل، میزان کسر جرمی سوخت به دلیل ترکیب شدن با هوا و ایجاد احتراق به شدت کاهش یافته و تقریباً تمام سوخت مصرف شده است و در نتیجه در بخش زیادی از محفظه احتراق، کسر جرمی سوخت بسیار ناچیز است.

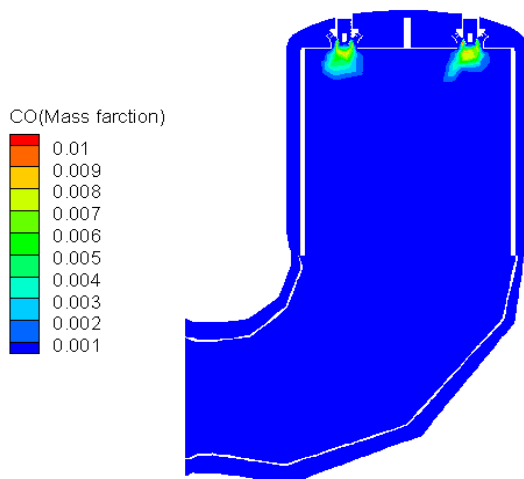


شکل ۶: توزیع کسر جرمی متان در مقطع میانی محفظه احتراق

شکل ۷، توزیع کسر جرمی اکسیژن را در مقطع میانی محفظه احتراق نشان می‌دهد. از قسمت ورودی تا مشعل اکسیژن مصرف نشده است و برابر با مقدار اولیه است. کسر جرمی اکسیژن در هوا برابر ۰/۲۱ است و تقریباً مابقی را نیتروژن تشکیل می‌دهد. با عبور هوا از مشعل و ترکیب شدن با سوخت و ایجاد احتراق، مقداری از اکسیژن مصرف شده و کسر جرمی آن کاهش می‌یابد. در ناحیه شکاف، با عبور محصولات احتراق، به علت ورود مقداری هوای دما، اکسیدهای نیتروژن تولید می‌شود. رفته رفته به تدریج، به دلیل کاهش دما و رقیق شدن محصولات احتراق با ورود هوای اضافه از شکاف، کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن کاهش می‌یابد. مقدار میانگین اکسیدهای نیتروژن در خروجی بر حسب ppm، برابر ۰/۱۱۹ می‌باشد. از مقایسه نتایج این بخش می‌توان نتیجه گرفت، شکاف محفظه احتراق تاثیر قابل توجهی در توزیع دما و کسر جرمی گونه‌ها دارد.

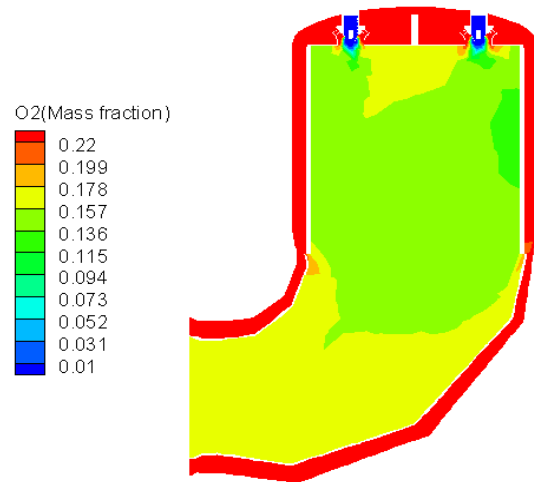


شکل ۸: توزیع دما در مقطع میانی محفظه احتراق



شکل ۹: توزیع کسر جرمی مونواکسیدکربن در مقطع میانی محفظه احتراق

محترق نشده، مقداری کسر جرمی اکسیژن افزایش می‌یابد و در خروجی، کسر جرمی میانگین اکسیژن، تقریباً بر اساس شکل ۶، ۰/۱۵۸ می‌باشد. وجود این میزان هوای اضافه، به منظور کنترل و کاهش دمای ورودی به توربین می‌باشد.



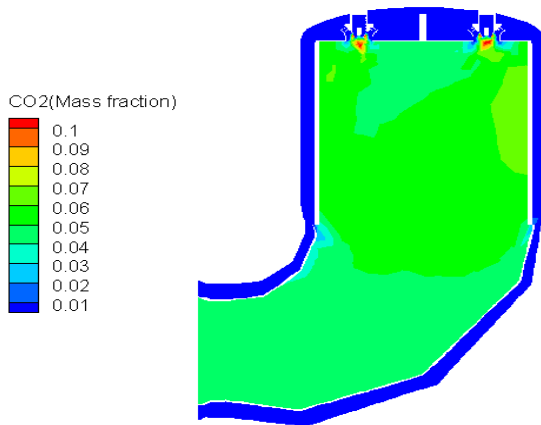
شکل ۷: توزیع کسر جرمی اکسیژن در مقطع میانی محفظه احتراق

در شکل ۸، توزیع دما در مقطع میانی محفظه احتراق نشان داده شده است. همان طور که در شکل مشاهده می‌شود، در ناحیه نزدیک مشعل، هوا با سوخت ترکیب شده و احتراق ایجاد می‌شود. دما در ناحیه میانی و در مرکز شعله تا حدود ۲۰۳۰ کلوین افزایش می‌یابد. تقابل انتقال حرارت تشعشی شعله و دیواره محفظه احتراق، سبب کاهش دمای میانگین شعله تا ۱۴۳۰ کلوین می‌گردد. سپس هوای ورودی از شکاف نیز با محصولات احتراق ترکیب می‌شود و در نهایت دمای میانگین خروجی از محفظه احتراق به ۱۳۴۰ کلوین کاهش می‌یابد.

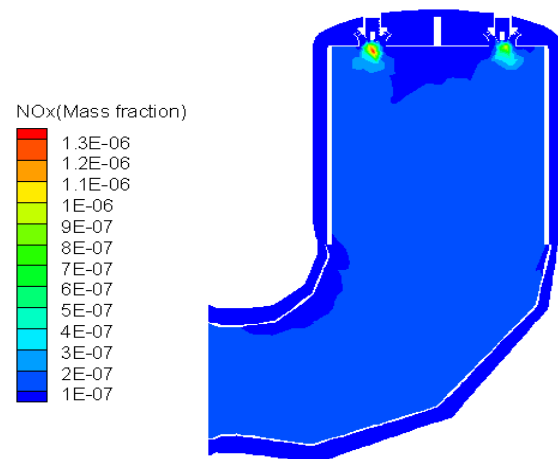
مونواکسیدکربن گازی است که در صورت احتراق ناقص کربن تولید می‌شود. شکل ۹، توزیع کسر جرمی مونواکسیدکربن را در مقطع میانی محفظه احتراق نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود در نواحی نزدیک مشعل، ابتدا به دلیل افزایش ناگهانی دما و شکست شدن مولکول سوخت و ترکیب شدن اتم کربن با اکسیژن، مونواکسیدکربن ایجاد می‌شود که به تدریج و به دلیل افزایش نرخ اختلاط سوخت و هوا و همچنین ورود هوای اضافه از شکاف، مونواکسیدکربن به دی‌اکسیدکربن تبدیل شده و در نتیجه، کسر جرمی مونواکسیدکربن به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد و در خروجی مقدار بسیار ناچیزی است.

در شکل ۱۰، توزیع کسر جرمی دی‌اکسیدکربن در مقطع میانی محفظه احتراق نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود از ورودی تا مشعل‌ها، به دلیل عدم احتراق، کسر جرمی دی‌اکسیدکربن، صفر است. در خروجی مشعل و در مرکز شعله، به دلیل اختلاط مناسب سوخت و هوا و ایجاد احتراق کامل، کسر جرمی دی‌اکسیدکربن به ماکزیمم مقدار می‌رسد. به تدریج، به دلیل ورود هوای محترق نشده از قسمت شکاف و ترکیب آن با محصولات، محصولات رقیق‌تر شده و کسر جرمی دی‌اکسیدکربن کاهش می‌یابد.

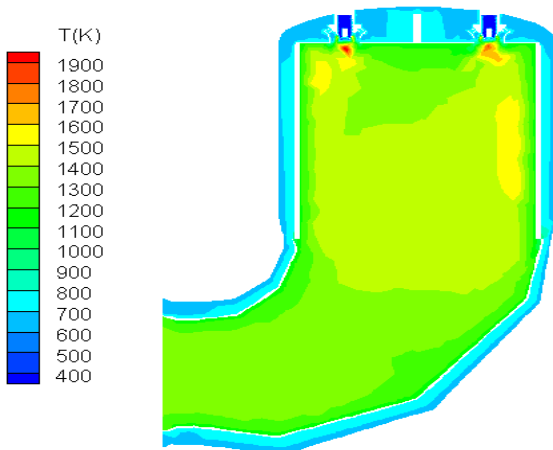
در شکل ۱۱، توزیع کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن در مقطع میانی محفظه احتراق مشاهده می‌شود. در ناحیه نزدیک به مشعل‌ها، به دلیل بالا بودن



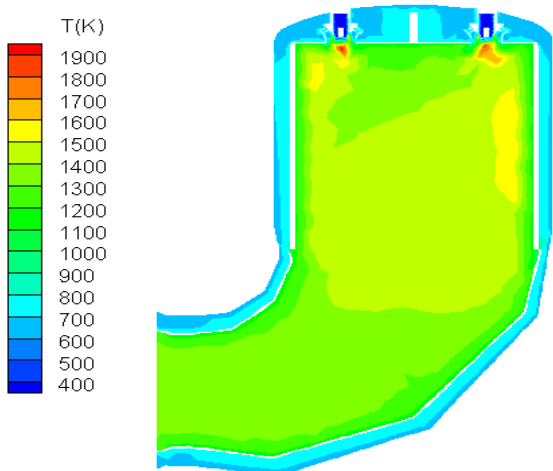
شکل ۱۰: توزیع کسر جرمی دی اکسید کربن در مقطع میانی محفظه احتراق



شکل ۱۱: توزیع کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن در مقطع میانی محفظه احتراق



شکل ۱۲: توزیع دما در حالت ۱۰ درجه افزایش دمای هوا در مقطع میانی محفظه احتراق



شکل ۱۳: توزیع دما در حالت ۲۰ درجه افزایش دمای هوا در مقطع میانی محفظه احتراق

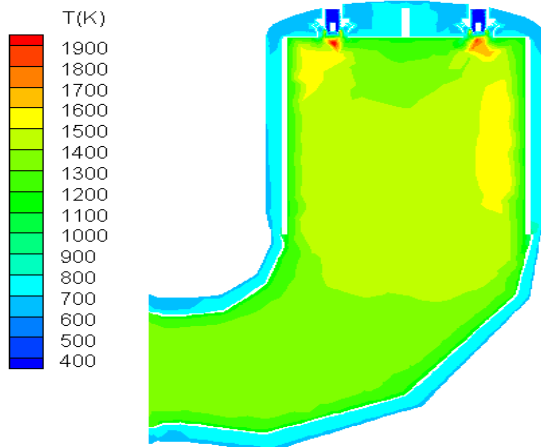
تأثیر بازیاب بر توزیع دما، راندمان و انتشار آلاینده ها

در این بخش، تأثیر حضور بازیاب بر توزیع دما، راندمان و انتشار آلاینده ها بررسی شده است. برای این منظور تأثیر بازیاب بصورت دمای پیش گرمایش مختلف مورد تحلیل قرار گرفته است. در شکل ۱۲، کانتور دمایی در حالت ۱۰ درجه افزایش دما را نشان می‌دهد. همان طور که ملاحظه می‌شود، مطابق شکل ۱۲ در قسمت مشعل هوا با سوخت ترکیب شده و احتراق می‌یابد. چون هوا با دمای بیشتری نسبت به حالت پایه (بدون افزایش دما) وارد محفظه احتراق شده است، دما در مرکز شعله تا حدود ۲۰۵۰ کلوین افزایش می‌یابد. در حالت ۱۰ درجه افزایش دمای هوا، طول شعله نسبت به حالت بدون افزایش دما (شکل ۷) تغییر محسوسی نداشته است، اما مطابق شکل ۱۲، ملاحظه می‌شود که دما در مرکز شعله حدود ۲۰ درجه و میانگین دما در خروجی محفظه احتراق حدود ۱۰ درجه افزایش داشته است.

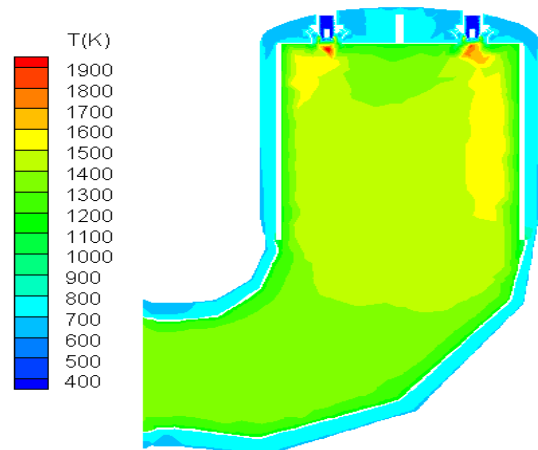
در شکل ۱۳ کانتور دما در حالت ۲۰ درجه افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق، نشان داده شده است. در این حالت طول شعله نسبت به حالت پایه زیادتر شده و همچنین دما در مرکز شعله ۱۰ درجه و میانگین دما در خروجی محفظه احتراق ۴۵ درجه نسبت به حالت پایه افزایش داشته است.

در شکل ۱۴ کانتور دما در حالت ۴۰ درجه افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق، نشان داده شده است. در این حالت طول شعله نسبت به حالت پایه مجدداً افزایش داشته و همچنین دما در مرکز شعله ۲۰ درجه و میانگین دما در خروجی محفظه احتراق ۵۰ درجه نسبت به حالت پایه افزایش داشته است.

شکل ۱۵ کانتور دما در حالت ۵۰ درجه افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق را نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که با بیشترین افزایش دما (۵۰ درجه) هوای ورودی به محفظه احتراق، طول شعله نسبت به حالت پایه بیشترین افزایش را داشته است. همچنین دمای میانگین در خروجی محفظه احتراق ۹۰ درجه نسبت به حالت پایه افزایش داشته است.

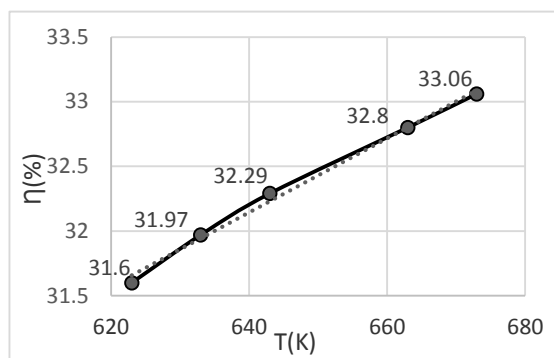


شکل ۱۴: توزیع دما در حالت ۴۰ درجه افزایش دمای هوا در مقطع میانی محفظه احتراق

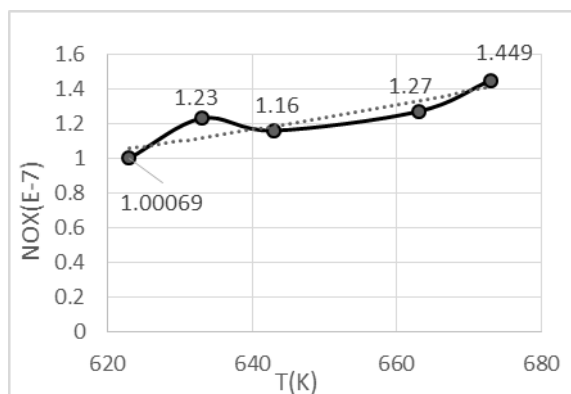


شکل ۱۵: توزیع دما در حالت ۵۰ درجه افزایش دمای هوا در مقطع میانی محفظه احتراق

مونوکسید کربن کمتری تولید خواهد شد. مطابق شکل ۱۷ می توان به طور کلی نتیجه گرفت که با افزایش دمای پیش گرم، مقدار مونوکسید کربن کاهش می یابد.



شکل ۱۶: راندمان حرارتی بر حسب دمای پیش گرمایش

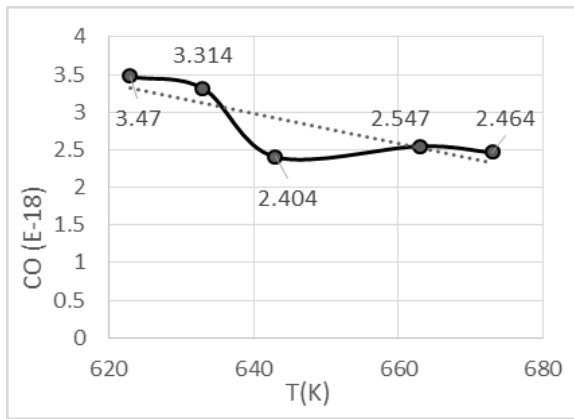


شکل ۱۷: نمودار کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن (ناکس) بر حسب دمای پیش گرمایش

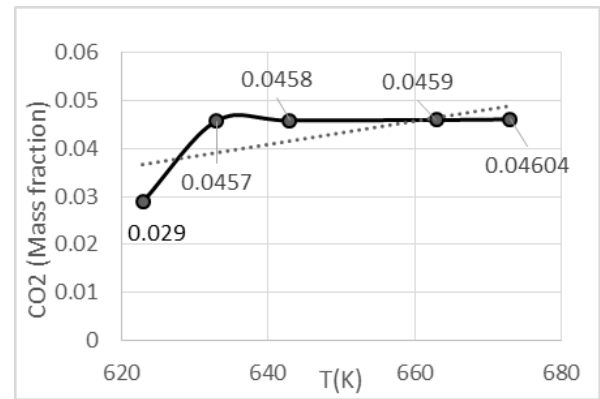
در شکل ۱۶ نمودار راندمان حرارتی بر حسب دمای پیش گرمایش نشان داده شده است. در این نمودار مشاهده می شود که با افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق راندمان حرارتی به طور خطی افزایش پیدا کرده است. در حالت پایه (۶۲۳ کلوین)، راندمان نیروگاه ۳۱/۶ درصد و با ۱۰ درجه افزایش دما، راندمان ۳۱/۹۷ درصد (افزایش ۰/۳۷)، با ۲۰ درجه افزایش دما، راندمان ۳۲/۲۹ درصد (افزایش ۰/۶۹)، با ۴۰ درجه افزایش دما، راندمان ۳۳/۰۶ درصد (افزایش ۰/۷۷) و با بیشترین افزایش دمای ۵۰ درجه، راندمان ۳۳/۰۶ درصد بوده که ۱/۴۶ درصد افزایش پیدا کرده است. با افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق، افزایش راندمان حرارتی مورد انتظار می باشد. زیرا طبق نتایج، با افزایش دمای ورودی به محفظه احتراق، دمای ورودی به توربین افزایش یافته که بدلیل افزایش حجم مخصوص سبب افزایش کار خروجی توربین و در نتیجه راندمان می شود.

در شکل ۱۷ نمودار کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن (ناکس) بر حسب دمای پیش گرمایش نشان داده شده است. مطابق این نمودار، بر حسب دما مشاهده می شود که به طور کلی، با افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق، مقدار ناکس تولیدی افزایش پیدا می کند. که دلیل آن، این می تواند باشد که با افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق، دمای ماکزیمم شعله نیز افزایش پیدا می کند و در آن دما پیوند های سه گانه نیتروژن شکسته شده و رادیکال های نیتروژن بر اساس مکانیزم های مختلف، تبدیل به ناکس می شوند. بر همین اساس با افزایش دمای پیش گرمایش پیوند های سه گانه نیتروژن راحت تر شکسته شده و ناکس بیشتری تولید خواهد شد. و در حالت ماکزیمم پیش گرمایش نسبت به حالت پایه، ناکس ۴۴/۱۷ درصد افزایش پیدا کرده است.

در شکل ۱۸ نمودار کسر جرمی مونوکسید کربن بر حسب دمای پیش گرمایش نشان داده شده است. با افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق، واکنش کامل تر صورت گرفته و هر چه واکنش کامل تر صورت گیرد،



شکل ۱۸: نمودار کسر جرمی مونوکسید کربن بر حسب دمای پیش گرمایش



شکل ۱۹: نمودار کسر جرمی دی اکسید کربن بر حسب دمای پیش گرمایش

نتیجه گیری

در این مقاله، اثر استفاده از بازیاب حرارتی بر راندمان حرارتی و انتشار آلاینده ها در سیکل نیروگاه گازی مورد بررسی قرار گرفت. برای این منظور، محفظه احتراق یک نیروگاه گازی، که از مدل توربین گازی V94.2 است، بوسیله نرم افزار انسیس فلونت ۱۶ مورد بررسی عددی قرار گرفت و توان خالص و راندمان حرارتی نیروگاه بصورت ترمودینامیکی با استفاده از یک کد متلب برای دماهای مختلف پیش گرمایش محاسبه شد. همچنین جهت بررسی کامل شبیه سازی عددی، توزیع دما و کسر جرمی محصولات احتراق در محفظه احتراق برای سیکل ساده نیروگاه گازی مورد تحلیل قرار گرفت. نتایج حاصل از این بررسی ها نشان می دهد با وجود بازیاب و در حالت ماکزیمم پیش گرمایش:

- راندمان حرارتی، ۱/۴۶ درصد افزایش پیدا کرده است.
- توان خالص، ۲/۶۵ مگاوات افزایش پیدا کرده است.
- انتشار ناکس، ۴۴/۱۷ درصد افزایش پیدا کرده است.
- دی اکسید کربن، ۶۹،۱ درصد افزایش پیدا کرده است.
- مونوکسید کربن، ۲۹ درصد کاهش پیدا کرده است.

فهرست علائم

A	ثابت تجربی
C_p	ظرفیت گرمایی در فشار ثابت، J/kgk
C_v	ظرفیت گرمایی در حجم ثابت، /kgk
G_k	انرژی آشفتهگی تولیدی در اثر تغییرات سرعت متوسط
G_b	انرژی آشفتهگی تولید شده در اثر نیروی بویانسی
h	آنتالپی، J
h_f	ارزش حرارتی سوخت، kj/kg
\dot{m}_f	دبی جرمی سوخت، kg/s
\dot{m}_a	دبی جرمی هوا، kg/s
P	فشار، kpa
$R.R$	نرخ واکنش، kg/s
S	مقدار اکسیژن لازم برای احتراق یک کیلوگرم سوخت در حالت استوکیو متریک، kg

شکل ۱۹ نمودار کسر جرمی دی اکسید کربن بر حسب دما را نشان می دهد. با ۱۰ درجه افزایش دما نسبت به حالت پایه (بدون بازیاب حرارت) کسر جرمی دی اکسید کربن افزایش و پس از آن با افزایش دمای پیش گرمایش تقریباً ثابت شده است که این نشان می دهد که از یک دمای مشخص به بعد، افزایش دمای هوا، تاثیری بر کسر جرمی دی اکسید کربن ندارد، که در نتیجه تکمیل شدن احتراق است.

T	دما، k
\dot{W}_T	کار خروجی توربین، Mw
Y	کسر جرمی سوخت و اکسیژن سهم نوسانات انبساط در آشفتهگی
Y_m	تراکم پذیر به نرخ کلی اتلاف آشفتهگی، W/m ³

مراجع

- ۱- امیر سهرابی کاشانی، ۱۳۸۴، اولین کنفرانس احتراق ایران، تهران، دانشگاه تربیت مدرس
- ۲- کیان نجف زاده، غلامرضا بیاتی، احمد رضا طاهری اصل، ۱۳۸۶، "بازیافت حرارت از خروجی توربین گازی جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور"، مجموعه مقالات اولین کنفرانس صنعت نیروگاه های حرارتی، پردیس دانشکده های فنی دانشگاه تهران
- ۳- محمود ابراهیمی، حمید امامی، ۱۳۸۹، "بررسی راهکار های مناسب جهت بهبود عملکرد بخش گازی نیروگاه قم"، نخستین همایش منطقه ای مهندسی مکانیک، تهران، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران شرق
- ۴- ساناز نصیری، دلیر منبری، سحر مومنی، ۱۳۹۰، "افزایش راندمان توربین گازی با تزریق هوای فشرده و مرطوب"، سومین دوره کنفرانس نیروگاه های حرارتی، تهران، دانشگاه صنعتی امیر کبیر
- 5- Borat, O., 1982, " EFFICIENCY IMPROVEMENT AND SUPERIORITY OF STEAM INJECTION IN GAS TURBINES", *International Journal of Green Energy*, 22, 13-18.
- 6- Saboonchi, A., Kheradmand, S., 1382, 3D-Numerical Gas Turbine Combustor, *Esteghlal*, Vol.22.
- 7- Kim, K. H., Perez-Blanco, H., 2007, "Potential of

regenerative gas-turbine systems with highfogging compression", *Applied Energy*, **84**, 16–28.

8-Sheikhbeigi, B., Ghofrani, M.B., 2007, Thermodynamic and environmental consideration of advanced gas turbine cycles with reheat and recuperator, *Int. J. Environ. Sci. Tech.*, 4 (2), 253- 262.

9- Paepe, W. D., Delattin, F., Bram, S., Ruyck, J. D., 2012, "Steam injection experiments in a microturbine – A thermodynamic performance analysis", *Applied Energy*, **97**, 569– 576.

10- Zaki, M., Rajabi-Zargarabadi, M., 2014, "Numerical analysis of effects of primary aeration on NOX production in a model gas turbine combustion chamber", *Modares Mechanical Engineering*, **14**, 101-108

11- Comodi, G., Renzi, M., Caresana, F., Pelagalli, L., 2015, "Enhancing micro gas turbine performance in hot climates through inlet air cooling vapour compression technique", *Applied Energy*, **147**, 40-48.

12-Athari, H., Soltani, S., Marc A. Rose, Kordoghli, Tatiana Morosuk, 2016, "Exergoeconomic study of gas turbine steam injection and combined power cycles using fog inlet cooling and biomass fuel", *Renewable Energy*, **96**, 715-726.

13- Alaa A. El-Shazly, Mohamed Elhelw, Medhat M.

Sorour, Wael M. El-Maghlany, 2016, "Gas turbine performance enhancement via utilizing different integrated turbine inlet cooling techniques" *Alexandria Engineering Journal*, **55**, 1903-1914.

14-Performance test of Kave combined cycle PP (GT V94.2)

15- Pope, B., S., 2007, "Turbulence Flows", United states of America , New York, Cambridge University Press.

16-Magnussen, B. F. and Hjertager, B. H., 1976, On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion, *In 16th Symp. on Combustion. The Combustion Institute.*

17- Warnatz, J., Mass, U., Dibble, R. W., 2006, *Combustion*, Springer.

18-Hanson, R. K. and Salimian, S., 1984, Survey of Rate Constants in H/N/O Systems, *Combustion Chemistry*, pp. 361.

19- Ansys, Inc., 2013, *Ansys Fluent 16 User's Guide*