

بررسی عددی تاثیر شکاف خنک کاری محفظه احتراق نیروگاه گازی بر راندمان حرارتی و نشر اکسیدهای نیتروژن

مصطفی دلاور

کارشناس مکانیک-دانشگاه بیرجند

mech92074@gmail.com

قدرت قصابی

استادیار مکانیک-دانشگاه بزرگمهر قائنات

Ghodrat.ghassabi@buqaen.ac.ir

سید احسان شکیب

استادیار مکانیک-دانشگاه بزرگمهر قائنات

se.shakib@buqaen.ac.ir

چکیده

یکی از روش‌های کنترل دمای ورودی به توربین، استفاده از هوای اضافه و رقیق سازی محصولات احتراق است. برای استفاده از این روش، در محفظه احتراق نیروگاه گازی یک شکاف در لاینر محفظه احتراق در نظر گرفته می‌شود که قبل از اختلاط سوخت و هوا، مقداری از هوای اضافه، بدون احتراق وارد لاینر شده و با محصولات احتراق ترکیب می‌شود. در این مقاله، تاثیر ضخامت شکاف خنک کاری محفظه احتراق بر کنترل دمای ورودی توربین، راندمان حرارتی و انتشار اکسیدهای نیتروژن نیروگاه گازی V94.2 مورد بررسی قرار گرفت. برای این منظور، محفظه احتراق نیروگاه با استفاده از شبیه‌سازی عددی توسط نرم افزار انسیس فلونت ۱۶ و کمپرسور و توربین با استفاده از مدل‌سازی ترمودینامیکی بوسیله یک کد متلب مطالعه شد. احتراق از نوع غیرپیش آمیخته سوخت گازی می‌باشد و برای نسبت هم ارزی ۰/۲۹ شبیه‌سازی محفظه احتراق انجام شده است. برای ۵ ضخامت شکاف ۰، ۲، ۴، ۶ و ۸ میلی‌متر راندمان حرارتی، دمای ورودی توربین و میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن بررسی گردید. نتایج نشان می‌دهد ضخامت شکاف ۴ میلی‌متر ضخامت بهینه جهت ایجاد ماکزیمم راندمان و حفظ محدودیت دمای متالورژیک تیغه‌های توربین می‌باشد.

کلمات کلیدی: شعله غیر پیش آمیخته، کنترل دما، توربین گازی

مقدمه

افزایش دمای ورودی به توربین در یک نیروگاه گازی، به دلیل افزایش قابلیت انجام کار و افزایش حجم مخصوص سبب افزایش کار تولیدی توربین و افزایش راندمان حرارتی می‌گردد. اما محدودیت‌های متالورژیکی تیغه‌های توربین، سبب می‌شود دمای ورودی توربین حداکثر تا حد تحمل پره‌های آن افزایش یابد. محققین روش‌های مختلفی جهت کنترل دما و خنک کاری پره‌های توربین مورد بررسی قرار دادند.

سپهر صنایع و همکاران [۱]، در پژوهشی با عنوان خنک کاری هوای ورودی به توربین گاز توسط مخزن ذخیره کننده انرژی، به بهینه‌سازی فنی و اقتصادی توربین گازی که توسط مخزن ذخیره یخ خنک کاری می‌شود پرداخته‌اند. آن‌ها با مدل‌سازی و تحلیل ترمودینامیکی سیستم و با در نظر گرفتن درجه حرارت هوای ورودی از ۳۰۰ درجه کلون تا ۳۱۵ درجه کلون با دبی حجمی در محدوده ۴۵ تا ۳۲۵ مترمکعب بر ثانیه، به نتیجه رسیدند که با استفاده از این سیستم از هدر رفتن توان خروجی در روزهای گرم سال جلوگیری شده و راندمان افزایش می‌یابد. همچنین با استفاده از این سیستم برای توربین‌های با ظرفیت پایین، موجب بازگشت سریع‌تر سرمایه می‌شود. مهدوی مقدم و بهمنی [۲]، تحلیل سه‌بعدی تأثیر شکل هندسی روزنه‌های خنک کاری بر اثربخشی خنک کاری لایه‌ای و تراست محفظه احتراق را مورد بررسی قرار داده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش طول به عرض روزنه‌ای که برای خنک کاری مورداستفاده قرار می‌گیرد، می‌توان تراست و اثربخشی خنک کاری لایه‌ای محفظه احتراق را افزایش داد.

هادی احمدی و همکارانش [۳] در مقاله خود با عنوان طراحی و مدل‌سازی خنک کاری پره ثابت توربین با استفاده از جریان برخوردی و خنک کاری

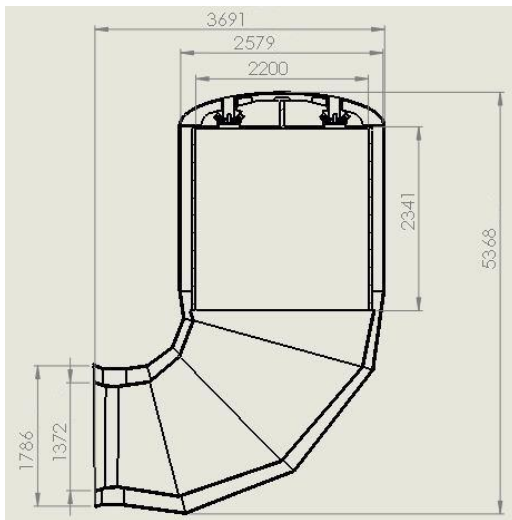
لایه‌ای، میدان جریان و انتقال حرارت در پره ثابت توربین را با استفاده از دو تکنیک خنک کاری جت برخوردی و خنک کاری لایه‌ای به صورت سه‌بعدی مورد بررسی قرار دادند. طبق نتایج آنها مشاهده می‌شود، بیشترین میزان کاهش دما در حوالی سوراخ‌هایی که در نزدیکی ورودی هوای خنک قرار دارند، اتفاق می‌افتد. این در حالی است که با حرکت به سمت مقطع ریشه در راستای طولی به تدریج با کاهش فشار هوای خروجی از سوراخ، انتقال حرارت کاهش یافته و دمای سطح افزایش می‌یابد.

یک شبیه‌سازی عددی با استفاده از ترکیبی از تکنیک خنک کاری برخوردی و خنک کاری لایه لبه جلویی پره توربین گاز، توسط لئو و همکارانش [۴] انجام شده است. در این تحقیق نشان داده شده که مدل $k-\omega$ SST دقیق‌ترین مدل برای پیش‌بینی میدان جریان و انتقال حرارت در مقایسه با نتایج تجربی موجود است. همچنین در این مطالعه یک ردیف جت به همراه سه ردیف مجرا برای خنک کاری لایه‌ای در نظر گرفته شده و افزایش ضریب انتقال حرارت روی لبه پره با افزایش نرخ سرعت جریان و تغییرات زاویه مجاری عبوری سیال خنک‌کننده گزارش شده است.

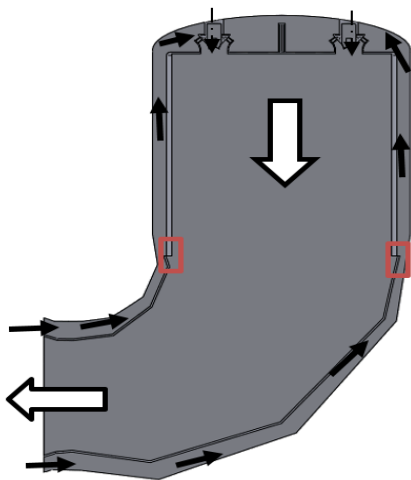
یانو یو و همکارانش [۵] بررسی عددی خنک کاری لایه‌ای با مجرای همگرا در پره‌های توربین گازی انجام دادند. در این مطالعه، عوامل اصلی که شامل محل خنک کاری لایه‌ای، نسبت دمش و جریان اصلی رینولدز می‌باشد بررسی شده است. مشاهده می‌شود، اثر متقابل بین جت‌های خنک کاری و جریان اصلی، شکل‌گیری گردابه است و واکنش متقابل بین دو گردابه ایجاد شده باعث بلند کردن جت خنک کاری از صفحه می‌گردد که سبب کاهش اثر خنک کاری می‌شود.

موسکالانو و کوژنویکف [۶] در مقاله خود با عنوان برآورد کارایی خنک کردن پره‌های توربین گاز، با روش عددی به مقایسه بخار و هوا به عنوان سیال خنک کاری پرداخته‌اند. آن‌ها پس از شبیه‌سازی پره توربین گازی در نرم‌افزار فلونت، به این نتیجه رسیدند که در هنگام تجزیه و تحلیل پارامترهای یکسان مانند فشار و دما، بخار خنک‌کننده مناسب‌تری نسبت به هوا است. هنگامیکه از بخار آب به عنوان سیال خنک‌کننده استفاده می‌شود، دما میانگین در پره‌های توربین گاز بین ۲۰ تا ۳۰۰ درجه سانتیگراد کاهش می‌یابد.

ژیاچن فن و همکارانش [۷] در مطالعه خود با عنوان، شبیه‌سازی عددی اثرات هندسه مجرا و دبی جرمی خنک کاری چرخشی بر رفتار لبه جلویی پره توربین گاز، که بر روی آن مجراهای خنک کاری ایجاد شده است، به بررسی مکانیزم خنک کاری چرخشی و اثرات مجرای خنک کاری بر خنک کاری چرخشی پرداخته‌اند. نتایج کار آن‌ها نشان می‌دهد در مقایسه با حالتی که مدل ایجاد شده بدون مجرای خنک کاری است، شدت انتقال حرارت ۵/۲ درصد افزایش یافته است. علاوه بر آن زمانی که قطر مجرای خنک کاری ۰/۱ متر باشد، شدت انتقال حرارت بیشترین مقدار را داراست. یکی از روش‌های کنترل دمای ورودی به توربین، استفاده از هوای اضافه و رقیق سازی محصولات احتراق است. این روش یکی از پرکاربردترین روش‌ها برای خنک کاری و کنترل دمای ورودی به توربین می‌باشد. برای استفاده از این روش معمولاً یک شکاف در لاینر محفظه احتراق در نظر گرفته می‌شود



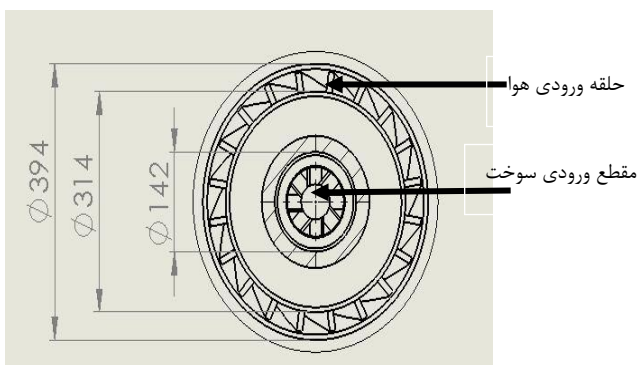
شکل ۲ ابعاد محفظه احتراق بر حسب میلی‌متر



شکل ۳ مسیر جریان هوا و سوخت و محصولات احتراق



شکل ۴ بزرگنمایی ضخامت شکاف خنک کاری محفظه احتراق

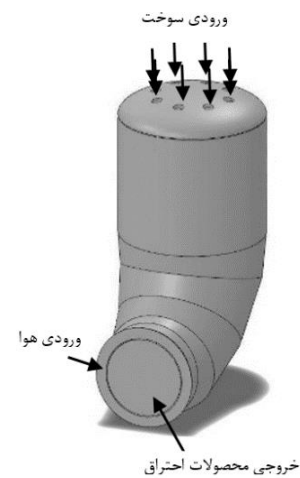


شکل ۵- شماتیک هندسه و ابعاد مشعل ها

که قبل از اختلاط سوخت و هوا، مقداری از هوای ورودی بدون احتراق وارد لاینر شده و با محصولات احتراق ترکیب می‌شود. ضخامت این شکاف تاثیر بسزایی در میزان رقیق سازی و خنک کاری دارد. همانطور که در بررسی- های فوق مشاهده شد شبیه‌سازی های عددی اکثرا خنک کاری مستقیم پره‌ها را مورد بررسی قرار داده‌اند. در این مطالعه، تاثیر ضخامت شکاف بر میزان خنک‌کاری، راندمان و انتشار اکسیدهای نیتروژن مطالعه می‌شود. برای این منظور محفظه احتراق با استفاده از شبیه‌سازی عددی توسط نرم افزار انسیس فلونت ۱۶ و کمپرسور و توربین با استفاده از مدل‌سازی ترمودینامیکی بوسیله یک کد متلب مورد بررسی قرار می‌گیرد.

معرفی هندسه مسئله، شبیه سازی عددی و معادلات حاکم

هندسه یک محفظه احتراق نیروگاه گازی در شکل ۱ مشاهده می‌شود. این محفظه بصورت دو زانویی هم‌مرکز می‌باشد و دارای ۸ عدد مشعل است که در قسمت فوقانی آن، مطابق شکل ۱، قرار گرفته‌اند. ورودی سوخت و هوا و خروج محصولات احتراق در شکل ۱ نشان داده شده است. ابعاد محفظه احتراق در شکل ۲ نشان داده شده است. در شکل ۳، مسیر جریان هوا، سوخت و محصولات احتراق نشان داده شده است. مطابق شکل ۳، هوا از قسمت زانویی خارجی وارد شده (پیکان‌های تیره شکل ۳)، به سمت قسمت فوقانی محفظه حرکت کرده و در آنجا با سوخت متان ورودی از مشعل‌ها (پیکان خط چین شکل ۳) ترکیب می‌شود. سپس با ترکیب شدن سوخت و هوا احتراق صورت می‌گیرد و محصولات احتراق (پیکان‌های رنگ روشن شکل ۳) پس از طی کردن مسیر زانویی داخلی از مرکز خارج می‌شوند. لازم به ذکر است که در مسیر جریان هوا بعد از زانویی (محل مشخص شده با مستطیل)، مطابق شکل ۳، شکافی در محفظه وجود دارد که بخشی از هوای اضافه از آن قسمت مستقیماً و بدون احتراق وارد لاینر می‌شود. در شکل ۴ بزرگنمایی این شکاف خنک‌کاری محفظه احتراق نشان داده شده است. این شکاف سبب رقیق سازی محصولات احتراق و کاهش دمای آنها می‌شود که در نهایت سبب کنترل دمای ورودی به توربین می‌گردد. در این مطالعه تاثیر ضخامت های ۰، ۲، ۴، ۶ و ۸ میلی‌متر برای شکاف خنک کاری محفظه احتراق مورد مطالعه قرار گرفته است. در شکل ۵، شماتیک هندسه و ابعاد مشعل بر حسب میلی‌متر و همچنین محل ورود هوا و سوخت نشان داده شده است.



شکل ۱- شماتیک محفظه احتراق

$$K_2 = 1.8 \times 10^4 T \exp\left(-\frac{4680}{T}\right)$$

$$K_{-2} = 3.81 \times 10^3 T \exp\left(-\frac{20820}{T}\right)$$

$$K_3 = 7.1 \times 10^7 \exp\left(-\frac{450}{T}\right)$$

$$K_{-3} = 1.7 \times 10^8 \exp\left(-\frac{24560}{T}\right)$$

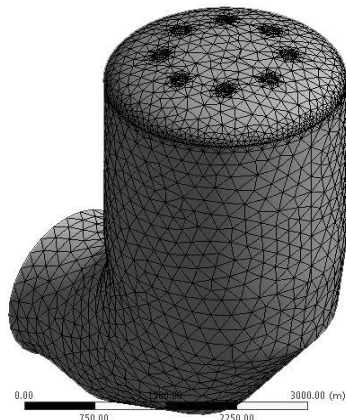
بنابراین نرخ تشکیل NO حرارتی توسط رابطه زیر بدست می‌آید [۱۲]:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = k_{+1}[\text{O}][\text{N}_2] + k_{+2}[\text{N}][\text{O}_2] + k_{+3}[\text{N}][\text{OH}] - k_{-1}[\text{NO}][\text{N}] - k_{-2}[\text{NO}][\text{O}] - k_{-3}[\text{NO}][\text{H}] \quad (۶)$$

مدل DO نیز برای مدل‌سازی تشعشع در نظر گرفته شده است [12]. شرط مرزی ورودی هوا و سوخت، دبی معلوم و شرط مرزی خروجی محصولات احتراق فشار معلوم می‌باشد. همچنین شرط مرزی دیواره خارجی با توجه به عایق کاری بدنه خارجی محفظه احتراق نیروگاه‌های 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 ۶، هندسه محفظه احتراق همراه با شبکه محاسباتی نشان داده شده است. برای شبکه‌بندی 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 شبیه‌سازی عددی با نتایج حاصل از برداشت اطلاعات نیروگاه شهید کاوه قائن [۱۳] که شرایط کاری آن مشابه سیکل این مقاله است مقایسه گردید. خطای حل عددی کمتر از ۵ درصد می‌باشد که نشان از دقت مناسب حل عددی دارد.



شکل ۶: شماتیک شبکه محاسباتی

آنالیز ترمودینامیکی

با استفاده از شبیه‌سازی عددی، دمای میانگین خروجی از محفظه احتراق تعیین می‌شود سپس با استفاده از روابط زیر که در یک کد متلب بکار برده شده است، می‌توان دمای خروجی از توربین و در نهایت راندمان سیکل را

هفتمین کنفرانس سوخت و احتراق ایران، ۲۴ و ۲۵ بهمن ماه ۱۳۹۶

تهران، دانشگاه صنعتی شریف

در این مطالعه احتراق از نوع غیرپیش آمیخته برای سوخت متان می‌باشد. نسبت هم‌ارزی احتراق ۰/۲۹ می‌باشد. برای حل معادلات ممنوم الگوریتم سیمپل به کار برده شده است. جریان احتراقی آشفته می‌باشد و برای مدل‌سازی جریان آشفته از مدل k-ε استاندارد استفاده شده است. برای این مدل دو معادله انتقال برای محاسبه انرژی جنبشی (k) و اتلاف آشفته (ε) به صورت زیر حل می‌شوند [۸]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{K} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{K} \quad (۱)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_m \quad (۲)$$

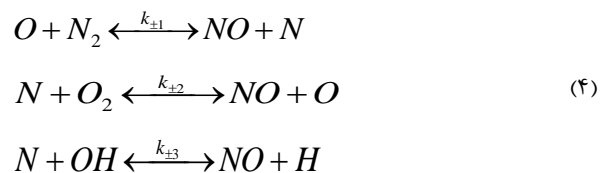
که G_k انرژی آشفته تولیدی در اثر تغییرات سرعت متوسط، G_b انرژی آشفته تولید شده در اثر نیروی بویانسی، Y_m سهم نوسانات انبساط در آشفته تراکم پذیر به نرخ کلی اتلاف آشفته را نمایش می‌دهند. در این معادلات، ضرایب ثابت طبق مرجع [۱۵] $C_{1\epsilon} = 1.42$ ، $\alpha_k = 0.72$ ، $C_{\mu} = 0.0845$ ، $\alpha_\epsilon = 0.72$ 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 [۹]:

$$R.R = A \rho \frac{\epsilon}{K} \min\left(Y_f, \frac{Y_{O_2}}{S}\right) \quad (۳)$$

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 استوکیومتری است.

برای مدل‌سازی اکسیدهای نیتروژن، نیز تنها NO حرارتی در نظر گرفته می‌شود که توسط مکانیزم زلدویچ [۱۰] توسعه یافته است و واکنشهای مرتبط با آن بصورت زیر می‌باشد:



ثابت های واکنش رفت و برگشت است $K_{\pm} (m^3 \cdot mol^{-1} s^{-1})$ به صورت زیر بیان می‌گردد [۱۱]:

$$\begin{aligned} K_1 &= 1.8 \times 10^8 \exp\left(-\frac{38370}{T}\right) \\ K_{-1} &= 3.8 \times 10^7 \exp\left(-\frac{425}{T}\right) \end{aligned} \quad (۵)$$

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.

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

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

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

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

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

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

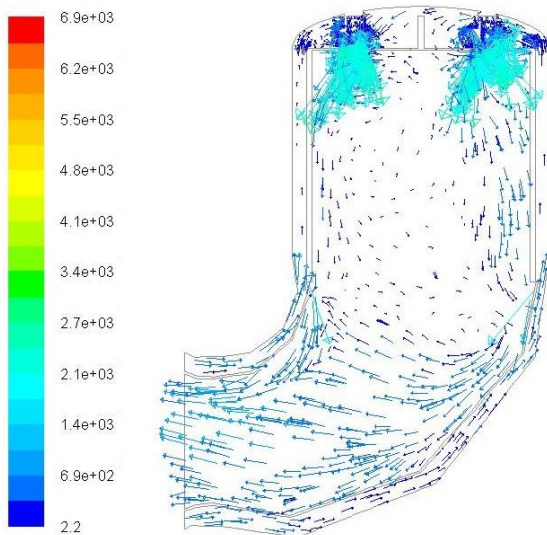
$$T_{2a} = \eta_{isen,t} (T_{2s} - T_1) + T_1 \quad (14)$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_t - W_c}{\dot{m}_a h_f} \quad (15)$$

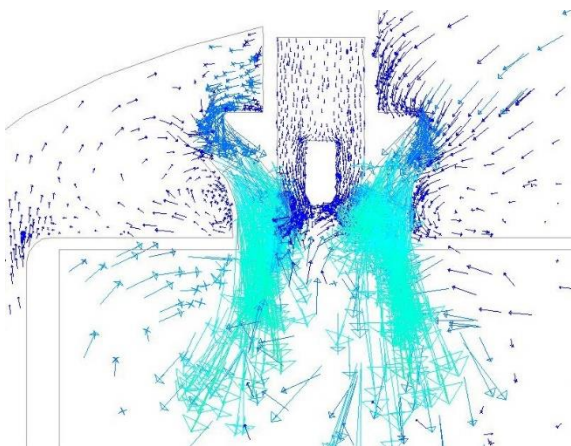
در شکل ۹ توزیع کسر جرمی متان در مقطع میانی محفظه احتراق نشان داده شده است. در قسمت ورودی سوخت به مشعل، به علت ورود متان خالص از این قسمت، کسر جرمی آن یک است. در خروجی مشعل، میزان کسر جرمی سوخت به دلیل ترکیب شدن با هوا و ایجاد احتراق به شدت کاهش یافته و تقریباً تمام سوخت مصرف شده است و در نتیجه در بخش زیادی از محفظه احتراق، کسر جرمی سوخت بسیار ناچیز است.

شکل ۱۰، 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 ۰/۲۳ 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 محترق نشده، مقداری کسر جرمی اکسیژن افزایش می‌یابد و در خروجی، کسر جرمی میانگین اکسیژن، تقریباً بر اساس شکل ۱۰، ۰/۱۸ می‌باشد. وجود این میزان هوای اضافه، به منظور کنترل و کاهش دمای ورودی به توربین می‌باشد.

Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)



شکل ۷- بردارهای سرعت در مقطع میانی محفظه احتراق



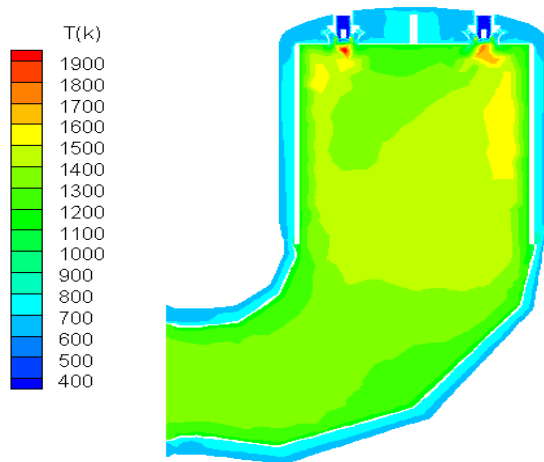
شکل ۸- بزرگنمایی بردارهای سرعت در اطراف مشعل

رابطه (۸)، ثابت توربین و روابط (۹) و (۱۰) به ترتیب کار کمپرسور و کار توربین را نشان می‌دهد. 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 می‌کند. رابطه (۱۵)، نیز راندمان کل توربین گازی را نشان می‌دهد.

بحث و نتایج

نتایج شبیه‌سازی عددی محفظه احتراق برای شرایط اصلی نیروگاه در این بخش، نتایج شبیه‌سازی عددی بردارهای سرعت، توزیع دما و کسر جرمی آلاینده‌ها در محفظه احتراق برای شرایط کاری نیروگاه گازی بررسی شده است. در شکل ۷، بردارهای سرعت در مقطع میانی محفظه احتراق نشان داده شده است. مشاهده می‌شود جریان هوا از ناحیه زانویی خارجی وارد محفظه احتراق می‌شود و پس از عبور از ناحیه زانویی، بخشی از جریان هوا با عبور از شکاف سرعت یافته و وارد زانویی داخلی (لایتر) می‌شود. بخش زیادی از جریان هوا به سمت ناحیه فوقانی محفظه حرکت نموده و در ناحیه ورودی مشعل، سرعت آن به شدت افزایش یافته و با سوخت ترکیب می‌شود و پس از آن، محصولات احتراق به تدریج به سمت قسمت پایینی لایتر حرکت نموده با هوای ورودی از شکاف ترکیب شده و از محفظه احتراق به سمت توربین خارج می‌شود.

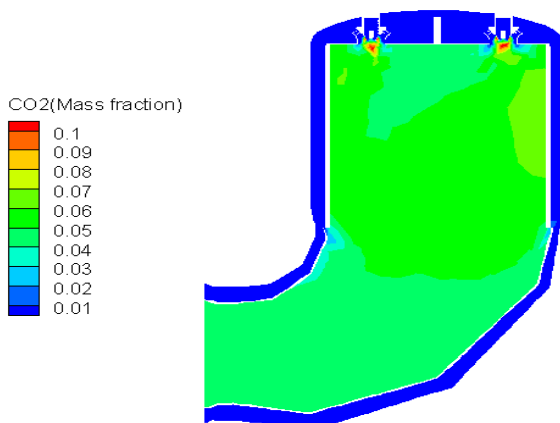
در شکل ۸، بزرگنمایی بردارهای سرعت در اطراف مشعل نشان داده شده است. مشاهده می‌شود جریان هوا از اطراف به مشعل نزدیک می‌شود و در ورودی مشعل به دلیل کاهش سطح مقطع، سرعت آن به شدت افزایش می‌یابد. سپس به دلیل زاویه پره‌های مشعل، جریان هوا دچار چرخش شده و پس از ترکیب شدن با سوخت وارد محفظه داخلی می‌شود. همچنین مشاهده می‌شود جریان سوخت از قسمت مرکزی مشعل بصورت عمودی وارد مشعل می‌گردد. ملاحظه می‌شود مقادیر سرعت جریان سوخت در مقایسه با مقادیر سرعت جریان هوا بسیار کمتر می‌باشد.



شکل ۱۱: توزیع دما در مقطع میانی محفظه احتراق

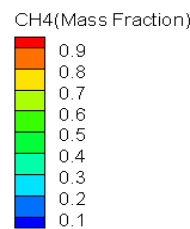
در شکل ۱۲، توزیع کسر جرمی دی‌اکسیدکربن در مقطع میانی محفظه احتراق نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود از ورودی تا مشعل‌ها، به دلیل عدم احتراق، کسر جرمی دی‌اکسیدکربن، صفر است. در خروجی مشعل و در مرکز شعله، به دلیل اختلاط مناسب سوخت و هوا و ایجاد احتراق کامل، کسر جرمی دی‌اکسیدکربن به ماکزیمم مقدار می‌رسد. به تدریج، به دلیل ورود هوای محترق نشده از سمت شکاف و ترکیب آن با محصولات، محصولات رقیق‌تر شده و کسر جرمی دی‌اکسیدکربن کاهش می‌یابد.

مونواکسیدکربن گازی است که در صورت احتراق ناقص کربن تولید می‌شود. شکل ۱۳، 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.

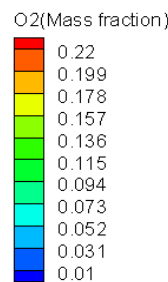


شکل ۱۲: توزیع کسر جرمی دی‌اکسیدکربن در مقطع میانی محفظه احتراق

در شکل ۱۱، 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. دمای ماکزیمم در خروجی مشعل و در مرکز شعله تا بیش از ۲۰۰۰ کلوین افزایش می‌یابد. تقابل انتقال حرارت تشعشی شعله و دیواره محفظه احتراق، سبب کاهش دمای میانگین شعله تا ۱۴۵۰ کلوین می‌گردد. هوای ورودی از شکاف نیز با محصولات احتراق ترکیب می‌شود و در نهایت دمای میانگین خروجی از محفظه احتراق به ۱۳۱۹ کلوین کاهش می‌یابد.

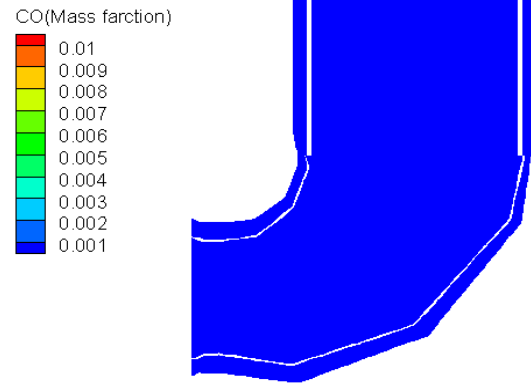
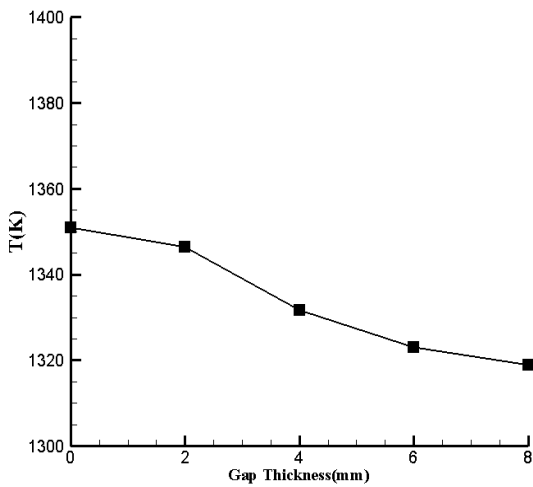


شکل ۹: توزیع کسر جرمی متان در مقطع میانی محفظه احتراق



شکل ۱۰: توزیع کسر جرمی اکسیژن در مقطع میانی محفظه احتراق

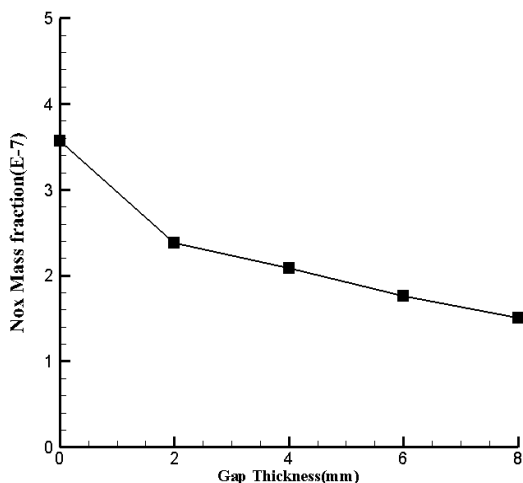
همچنین با توجه به محدوده دمای متالورژیک تیغه‌های توربین (تقریباً ۱۳۳۰ کلوین) [۱۳] ضخامت ۴ میلی‌متر، ضخامت بحرانی شکاف خنک کاری محفظه احتراق می‌باشد.



شکل ۱۳: توزیع کسر جرمی مونواکسیدکربن در مقطع میانی محفظه احتراق

شکل ۱۵ دمای میانگین خروجی محصولات احتراق بر حسب ضخامت شکاف خنک کاری محفظه احتراق

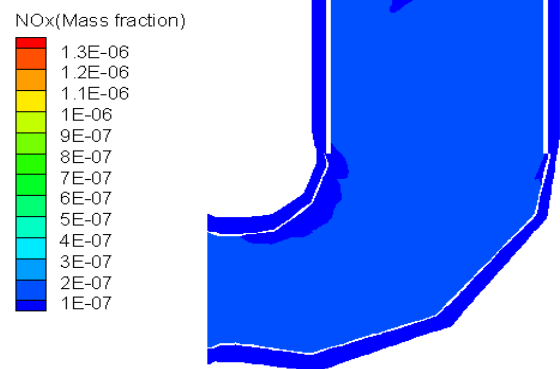
در شکل ۱۶ کسر جرمی میانگین اکسیدهای نیتروژن خروجی از محفظه احتراق بر حسب ضخامت شکاف خنک کاری محفظه احتراق نشان داده شده است. مشاهده می‌شود با افزایش ضخامت شکاف خنک کاری محفظه احتراق، کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن کاهش می‌یابد و برای ماکزیمم ضخامت نسبت به وضعیت بدون شکاف، کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن تا کمتر از نصف کاهش می‌یابد که نشان دهنده تاثیر بسزای شکاف خنک کاری محفظه احتراق بر کاهش انتشار اکسیدهای نیتروژن می‌باشد.



شکل ۱۶ کسر جرمی میانگین اکسیدهای نیتروژن خروجی از محفظه احتراق بر حسب ضخامت شکاف خنک کاری محفظه احتراق

در شکل ۱۷، راندمان حرارتی سیکل گازی بر حسب ضخامت شکاف خنک کاری محفظه احتراق نشان داده شده است. مشاهده می‌شود با افزایش ضخامت شکاف، راندمان حرارتی به دلیل افت دمای خروجی مفظه احتراق و

در شکل ۱۴، توزیع کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن در مقطع میانی محفظه احتراق مشاهده می‌شود. در ناحیه نزدیک به مشعل‌ها، به دلیل بالا بودن دما، اکسیدهای نیتروژن تولید می‌شود. رفته رفته به تدریج با ورود هوای اضافه از شکاف، به دلیل کاهش دما و رقیق شدن محصولات احتراق کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن کاهش می‌یابد. مقدار میانگین کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن در خروجی، برابر 1.19×10^{-7} می‌باشد. از مقایسه نتایج این بخش می‌توان نتیجه گرفت، شکاف خنک کاری محفظه احتراق تاثیر قابل توجهی در توزیع دما و کسر جرمی گونه‌ها دارد.

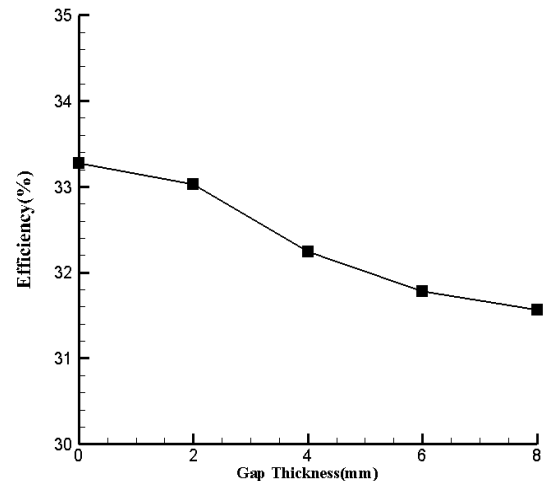


شکل ۱۴: توزیع کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن در مقطع میانی محفظه احتراق

تاثیر ضخامت شکاف بر میزان خنک کاری، راندمان و انتشار اکسیدهای نیتروژن

برای بررسی تاثیر ضخامت شکاف محفظه احتراق بر میزان خنک کاری، در شکل ۱۵، دمای میانگین خروجی محصولات احتراق بر حسب ضخامت شکاف خنک کاری محفظه احتراق نشان داده شده است. مشاهده می‌شود با افزایش ضخامت شکاف خنک کاری محفظه احتراق، دمای خروجی محصولات احتراق کاهش یافته و برای ماکزیمم ضخامت شکاف نسبت به وضعیت بدون شکاف، دما تقریباً به میزان ۳۰ درجه کلوین کاهش می‌یابد.

در نتیجه کاهش کار خالص سیکل، کاهش می‌یابد. همچنین، راندمان برای ضخامت ۸ میلی‌متر نسبت به وضعیت بدون شکاف، تقریباً ۰/۷ درصد افت می‌کند. از آنجائیکه طبق شکل ۱۵، ضخامت ۴ میلی‌متر ضخامت بحرانی برای حد تحمل متالورژیک تیغه‌های توربین است و در این ضخامت راندمان نسبت به ضخامت ۸ میلی‌متر، ۰/۷ درصد بیشتر است. بنابراین این ضخامت، ضخامت بهینه برای شکاف خنک کاری محفظه احتراق است که با نتایج آزمایشگاهی مرجع [۱۳] مطابقت دارد.



شکل ۱۷ راندمان حرارتی نیروگاه گازی بر حسب ضخامت شکاف خنک کاری محفظه احتراق

نتیجه گیری:

در این مقاله، تاثیر ضخامت شکاف خنک کاری محفظه احتراق نیروگاه گازی V94.2 بر راندمان و انتشار آلاینده‌ها مطالعه گردید. برای این منظور محفظه احتراق با استفاده از شبیه‌سازی عددی توسط نرم افزار انسیس فلونت ۱۶ و کمپرسور و توربین با استفاده از مدل‌سازی ترمودینامیکی بوسیله یک کد متلب مورد بررسی قرار گرفت. همچنین جهت بررسی کامل شبیه‌سازی عددی، توزیع دما و کسر جرمی محصولات احتراق در محفظه احتراق برای سیکل نیروگاه گازی مورد تحلیل قرار گرفت از این بررسی موارد زیر را می‌توان نتیجه گیری کرد:

- ۱- شکاف خنک کاری محفظه احتراق تاثیر قابل توجهی در توزیع دما و کسر جرمی گونه‌ها دارد.
- ۲- ضخامت ۴ میلی‌متر، برای محدوده دمای متالورژیک تیغه‌های توربین (تقریباً ۱۳۳۰ کلوین) ضخامت بحرانی شکاف خنک کاری محفظه احتراق می‌باشد.
- ۳- برای ماکزیمم ضخامت نسبت به وضعیت بدون شکاف، کسر جرمی اکسیدهای نیتروژن تا کمتر از نصف کاهش می‌یابد.
- ۴- راندمان برای ضخامت ۸ میلی‌متر نسبت به وضعیت بدون شکاف، تقریباً ۰/۷ درصد افت می‌کند و ضخامت ۴ میلی‌متر ضخامت بهینه برای ایجاد ماکزیمم راندمان و حفظ محدودیت دمای متالورژیک تیغه‌های توربین می‌باشد.

مراجع:

- [۱] سپهرصنایع، مجتبی طحانی، مدل‌سازی و خنک‌کاری مه‌گون و تراکم مرطوب در توربین گاز، شانزدهمین کنفرانس سالانه (بین المللی) مهندسی مکانیک ۲۰۰۸، اردیبهشت ۲۷-۲۴، ۱۳۸۷.
- [۲] حسین مهدوی مقدم، اسدالله بهمنی، تحلیل سه‌بعدی تاثیر شکل هندسی روزنه‌های اولیه خنک‌کاری بر اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای و تراست محفظه احتراق، نشریه علمی-پژوهشی مهندسی هوانوردی، سال سیزدهم، شماره دوم، پاییز ۹۰
- [۳] هادی احمدی و همکاران، طراحی و مدل‌سازی خنک‌کاری پره توربین ثابت با استفاده از جریان جت برخوردی و خنک‌کاری لایه‌ای، چهاردهمین کنفرانس بین المللی انجمن هوافضای ایران، ۱۲ تا ۱۴ اسفند ۱۳۹۳.
- [4] Liu Z., and Ye L., and Wang C., and Feng Z., Numerical Simulation on Impingement and Film Composite Cooling of Blade Leading Edge Model for Gas Turbine. *Applied Thermal Engineering*, v. 0, n. 0, 2014, pp. In press
- [5] Yao Yu, Zhang Jing-zhou, Tan Xiao-ming, " Numerical study of film cooling from converging slot-hole on a gas turbine blade suction side", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, pp.61-72, 2014
- [6] A.B. Moskalenko, A.I. Kozhevnikov, " Estimation of Gas Turbine Blades Cooling Efficiency", *International Conference on Industrial Engineering*, pp. 61-67, 2016
- [7] Xiaojun Fan, Changhe Du, Liang Li, Sen Li, " Numerical simulation on effects of film hole geometry and mass flow on vortex cooling behavior for gas turbine blade leading edge" , *Applied Thermal Engineering*, 2016
- [8] Pope, B., S., 2007, "Turbulence Flows", United states of America , New York, Cambridge University Press.
- [9] 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*.
- [10] Warnatz, J., Mass, U., Dibble, R. W., 2006, *Combustion*, Springer.
- [11] Hanson, R. K. and Salimian, S., 1984, Survey of Rate Constants in H/N/O Systems, *Combustion Chemistry*, pp. 361.
- [12] Ansys, Inc., 2013, *Ansys Fluent 16 User's Guide*.
- [13] Performance test of Kave combined cycle PP (GT V94.2)