

شبیه‌سازی عملکرد محفظه احتراق میکروتوربین با گاز سنتز: بررسی ترکیبات حاصل از زغال سنگ و زیست توده

عارف سهرابی^۱، سید مهدی میرساجدی^{۲*}

۱- کارشناسی ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، a.sohrabishabjere@mail.sbu.ac.ir

۲- استادیار، مهندسی هوافضا، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، m_mirsajedi@sbu.ac.ir

* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۱۲/۰۱، دریافت آخرین اصلاحات: ۱۴۰۳/۱۲/۰۸، پذیرش: ۱۴۰۳/۱۲/۱۸)

چکیده: در این پژوهش، عملکرد محفظه احتراق حلقوی یک میکروتوربین با استفاده از گاز سنتز حاصل از زغال سنگ و زیست توده شبیه‌سازی شد. هدف اصلی پژوهش بررسی عملکرد محفظه و تولید آلاینده‌ها در شرایط احتراقی پیش‌آمیخته است. شبیه‌سازی‌ها با استفاده از مدل احتراقی نیمه پیش‌آمیخته و مدل توربولانسی k-epsilon Realizable انجام گرفت. مدل احتراقی نیمه پیش‌آمیخته، با ترکیب مزایای احتراق پیش‌آمیخته و غیرپیش‌آمیخته، امکان تحلیل دقیق فرآیند احتراق را فراهم کرده و قابلیت پیش‌بینی دقیق رفتارهای پیچیده جریان‌های مغشوش و واکنش‌های شیمیایی را ارائه داد. جریان سوخت و هوا به صورت پیش مخلوط در نظر گرفته شد که این رویکرد باعث بهبود یکنواختی دما و کمک به کاهش تولید آلاینده NO_x در استفاده از گاز سنتز شد. بررسی کسر جرمی OH نشان داد که گاز سنتز حاصل از زغال سنگ، به دلیل محتوای بالای هیدروژن و سرعت احتراق بیشتر، کوتاه‌ترین شعله را ایجاد می‌کند. میزان انتشار آلاینده‌های CO و NO_x برای این سوخت به ترتیب برابر با $3/23$ ppm و $227/3$ ppm بود. از سوی دیگر، گاز سنتز حاصل از زیست توده، به دلیل وجود متان در ترکیب خود، میدان دمایی مشابه با احتراق متان خالص ایجاد کرد. با این حال، ترکیب بالای متان و مونوکسید کربن باعث تولید میزان زیادی از آلاینده CO به مقدار 2914 ppm شد. همچنین، این سوخت بیشترین میزان انتشار آلاینده NO_x را با مقدار $29/9$ ppm نشان داد. بررسی‌ها نشان داد که استفاده از گاز سنتز حاصل از زغال سنگ در شرایط احتراقی پیش‌آمیخته آلاینده NO_x و نقاط داغ را کاهش می‌دهد.

کلیدواژگان: شبیه‌سازی عددی، محفظه احتراق حلقوی، میکروتوربین، گاز سنتز، آلاینده‌های NO_x .

مقدمه

محفظه احتراق یکی از اجزای کلیدی در طراحی و عملکرد میکروتوربین‌ها محسوب می‌شود که نقش اساسی در تبدیل انرژی شیمیایی سوخت به انرژی حرارتی و در نهایت انرژی مکانیکی دارد. با توجه به چالش‌های مرتبط با کاهش منابع سوخت‌های فسیلی و نگرانی‌های زیست‌محیطی ناشی از انتشار گازهای گلخانه‌ای، استفاده از منابع سوخت جایگزین به‌ویژه گاز سنتز به‌عنوان یک راهکار پایدار مورد توجه قرار گرفته است. گاز سنتز، که از فرایند گازسازی زغال سنگ، زیست توده و سایر مواد حاوی کربن تولید می‌شود، به دلیل ترکیب‌پذیری مناسب، محتوای انرژی بالا، گزینه‌ای جذاب برای استفاده در سیستم‌های احتراقی پیشرفته به‌شمار می‌رود. با این حال، رفتار احتراقی گاز سنتز حاصل از این ترکیبات، به دلیل تنوع در ترکیب شیمیایی و خواص فیزیکی آن، نیازمند بررسی‌های دقیق و مدل‌سازی پیشرفته است. استفاده از گاز سنتز در میکروتوربین‌ها امکان توسعه سیستم‌های ترکیبی تولید انرژی را نیز فراهم می‌آورد. به‌طور خاص، این فناوری می‌تواند در سیستم‌های تولید همزمان برق و حرارت به کار گرفته شود که به افزایش بهره‌وری انرژی و کاهش هزینه‌های عملیاتی منجر می‌شود. از سوی دیگر، توانایی میکروتوربین‌ها در

کار با سوخت‌های متنوع، آن‌ها را به گزینه‌ای مناسب برای مناطق دورافتاده یا مناطقی که دسترسی به منابع سوخت متداول محدود است، تبدیل می‌کند [۱].

محمد علی و همکاران با استفاده از شبیه‌سازی سه‌بعدی و سینتیک شیمیایی، مشخصه‌های احتراق موتور دوگانه‌سوز گاز سنتز-دیزل را تحت شرایط مخلوط سوخت-هوای بسیار رقیق بررسی کردند. در این پژوهش، گاز سنتز به‌عنوان سوخت اصلی و با منبعی از زغال سنگ مورد استفاده قرار گرفت. نتایج نشان داد که محتوای هیدروژن در گاز سنتز تأثیر قابل توجهی بر فرایند احتراق دارد، به طوری که غلظت‌های بالاتر هیدروژن باعث بهبود احتراق در نزدیکی TDC و کاهش اتلاف زمانی و انتشار گازهای نسوخته شدند [۲]. فانتوزی و همکاران با استفاده از شبیه‌سازی، عملکرد محفظه احتراق میکروتوربین را با گاز سنتز زیست‌توده بررسی کردند. نتایج نشان داد که این سوخت منجر به کاهش نقاط داغ و پایداری بهتر شعله نزدیک به انژکتور می‌شود. همچنین، تحلیل‌ها نشان داد که احتراق این گاز سنتز باعث تولید NO_x به میزان ۴۵ ppm می‌شود [۳، ۴]. لارانچی و همکاران با استفاده از شبیه‌سازی CFD، عملکرد محفظه احتراق میکروتوربین را با سوخت گاز سنتز زیست‌توده بررسی کردند. طراحی اصلاح‌شده محفظه برای گاز سنتز باعث بهبود اکسیداسیون CO و کاهش دمای گازهای خروجی شد [۵]. پالانسامی و همکاران به بررسی مشخصه‌های احتراق بیودیزل مشتق‌شده از روغن پخت‌وپز ضایعاتی، که عمدتاً از روغن نخل به‌دست آمده است، در یک میکروتوربین ۳۰ کیلوواتی پرداختند. این پژوهش نشان داد که استفاده از بیودیزل منجر به بهبود پایداری احتراق و کاهش آلایندگی‌ها می‌شود [۶]. بزویار و دارابخانی یک محفظه احتراق میکروتوربین ۱۲ کیلوواتی طراحی و توسعه دادند که قادر به کار با طیف وسیعی از سوخت‌های زیستی بود. کار آن‌ها به چالش‌هایی مانند عملکرد احتراق، پایداری و آلایندگی‌ها در هنگام استفاده از سوخت‌های زیستی با کیفیت پایین پرداخته‌است. طراحی اصلاح‌شده باعث بهبود پایداری شعله، کاهش نقاط داغ در محفظه و کاهش آلایندگی‌ها شد [۷]. سلجاک و همکاران چالش‌ها و راه‌حل‌های استفاده از بیومیانات در میکروتوربین‌ها را بررسی کردند. نتایج نشان داد که میکروتوربین‌ها می‌توانند بیومیانات با ویژگی‌های متنوع را با بازدهی بالا و انتشار آلایندگی کم بسوزانند [۸]. مانگرا در مطالعه‌ای به طراحی و تحلیل عددی محفظه احتراق حلقوی یک میکروتوربین که برای هواپیماهای چندمنظوره کوچک طراحی شده‌است، پرداخت. شبیه‌سازی‌های عددی سه‌بعدی با استفاده از نرم‌افزار ANSYS CFX انجام شد. مدل انتقال ذرات برای شبیه‌سازی قطرات سوخت مایع، با قطر اولیه ۵۰۰ میکرومتر، استفاده شد. نتایج نشان داد که شعله در ناحیه مرکزی محفظه احتراق توسعه می‌یابد و دیواره‌ها از دماهای بالا محافظت می‌شوند [۹]. فورونانو و همکاران در مطالعه‌ای به بررسی تجربی و عددی رفتار محفظه احتراق میکروتوربین گاز در حالت احتراق ملایم و شدید با اکسیژن کم پرداختند. عملکرد محفظه احتراق برای دو سوخت متان و بیوگاز مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج نشان داد که محفظه در کاهش آلاینده‌ها، به‌ویژه CO و NO_x ، بسیار موفق عمل کرده و انعطاف‌پذیری بالایی نسبت به سوخت داشت، به طوری که احتراق پایدار و اشتعال در هر دو سوخت امکان‌پذیر بود [۱۰]. پارت و همکاران طراحی و تحلیل یک محفظه احتراق میکروتوربین را به منظور بررسی احتراق سوخت‌های غیرمعمول انجام دادند. برای کنترل دمای شعله و کاهش تولید NO_x ، از تکنیک جریان پیش‌مخلوط رقیق استفاده شد، که به‌طور مؤثری دمای شعله را کنترل کرده و منجر به کاهش انتشار آلاینده‌های NO_x شد [۱۱]. حسین آشین و همکاران، احتراق گاز بیوگاز / گاز سنتزی را در یک میکروتوربین بررسی کردند. تغییر سوخت باعث افزایش ۱۰۰ درجه‌ای دمای خروجی، افزایش ۵۰ درصدی NO_x در حضور هیدروژن و کاهش انتشار CO تا یک‌دهم مقدار گاز طبیعی شد که نشان‌دهنده پتانسیل این سوخت‌ها به‌عنوان گزینه‌های پاک‌تر برای میکروتوربین‌ها است [۱۲]. سانتوس و همکاران، تشکیل دوده و انرژی حرارتی در احتراق گاز سنتزی با غنی‌سازی اکسیژن و افزودن استیلن را بررسی کردند. افزایش سطح استیلن انرژی حرارتی را افزایش داد و غنی‌سازی اکسیژن باعث تشکیل دوده بیشتری در شرایط رقیق شد [۱۳]. چنگ‌فی تائو و همکاران، دریافته‌اند که نوسانات ترموآکوستیک در احتراق گاز سنتزی در نسبت هم ارزی زیر ۰/۸ آغاز می‌شود و در ۰/۵، حالت دوم نوسانات غالب می‌شود. برگشت شعله و بیشترین نوسان آزادسازی حرارتی در نسبت هم ارزی ۰/۵ رخ می‌دهد [۱۴]. کویلا و همکاران، به مطالعه مخلوط‌های گاز سنتزی و هیدروژن در احتراق پرداختند. نتایج نشان داد که تشکیل CO_2 در نسبت هم ارزی ۱ به بیشترین مقدار رسید. دمای شعله آدیاباتیک بین

۱۶۶۷ و ۲۳۰۳ کلوبین متغیر بود که در شرایط نسبت هم ارزی ۱ و ۲۰ درصد H_2 بیشترین دما حاصل شد. دماهای بالاتر احتراق باعث کاهش انتشار CO_2 و افزایش انتشار NO_x شدند [۱۵]. کونگ و همکاران، به بررسی احتراق C_2H_2 با افزودنی‌های هیدروژن و گاز سنتزی پرداختند. نتایج نشان داد که افزودن هیدروژن و گاز سنتزی باعث افزایش سرعت شعله لامینار می‌شود، به طوری که هیدروژن تأثیر بیشتری داشت. ثبات شعله در نواحی غنی از سوخت بهبود یافت، اما در نواحی رقیق کاهش یافت. هر دو افزودنی نرخ‌های واکنش، آزادسازی حرارت و غلظت رادیکال‌های کلیدی (H و OH) را افزایش دادند [۱۶]. فاهی وانگ و همکاران، به بررسی احتراق همزمان آمونیاک و گاز سنتزی پرداختند. آمونیاک سرعت شعله را کاهش داده و شعله را پایدارتر کرد. در میزان ۲۰ تا ۳۰ درصد آمونیاک، انتشار NO به اوج خود رسید. رقیق‌سازی نیتروژن سرعت شعله و انتشار NO را کاهش داد بدون آنکه مکانیسم واکنش تغییر کند [۱۷].

احتراق پیش‌مخلوط در توربین‌های گازی به‌عنوان یک فناوری نوآورانه، مزایای قابل توجهی در بهبود بازدهی، کاهش آلاینده‌ها و افزایش پایداری عملیاتی ارائه می‌دهد. استفاده از تکنیک‌های احتراق پیش‌مخلوط و رقیق^۱ موجب کاهش انتشار آلاینده‌هایی نظیر NO_x و CO شده و عملکرد زیست‌محیطی بهتری را فراهم می‌کند. نوآوری‌هایی مانند محفظه‌های احتراق DLN^2 نشان داده‌اند که احتراق پیش‌مخلوط نسبت به روش‌های سنتی غیرپیش‌مخلوط، انعطاف‌پذیری بیشتری در نوع سوخت و کنترل بهتر آلاینده‌ها ارائه می‌دهد. همچنین، پیشرفت‌ها در مدل‌سازی و درک احتراق پیش‌مخلوط آشفته، به رفع چالش‌هایی نظیر پایداری شعله و دوام سیستم‌ها کمک کرده و مسیر تولید انرژی پاک‌تر و کارآمدتر را در سیستم‌های مدرن توربین‌گازی هموار کرده است [۱۸-۲۱].

با وجود پیشرفت‌های چشمگیر در طراحی و عملکرد محفظه‌های احتراق میکروتوربین‌ها، همچنان چالش‌های مهمی در این حوزه وجود دارد. یکی از چالش‌های اصلی، قابلیت احتراق سوخت‌های با ارزش حرارتی پایین و تولید آلاینده‌ها، به‌ویژه در استفاده از سوخت‌های جایگزین نظیر گاز سنتز و بیومایعات است. تنوع ترکیب شیمیایی سوخت‌های زیستی و گاز سنتز می‌تواند منجر به رفتارهای احتراقی غیرقابل پیش‌بینی و افزایش نقاط داغ در محفظه شود، که این امر نه تنها بر پایداری شعله، بلکه بر دوام مواد نیز تأثیر می‌گذارد. برای مقابله با این چالش‌ها، طراحی‌های اصلاح‌شده محفظه احتراق، نظیر استفاده از تکنیک‌های پیش‌مخلوط رقیق و توسعه مدل‌های پیشرفته CFD، راهکارهای مؤثری ارائه داده‌اند. محفظه‌های احتراق حلقوی در میکروتوربین‌ها به دلیل طراحی فشرده و کارایی بالا نقش مهمی در تبدیل انرژی ایفا می‌کنند. استفاده از گاز سنتز به‌عنوان سوخت جایگزین، به‌ویژه در سیستم‌هایی که جریان به‌صورت پیش‌مخلوط وارد محفظه می‌شود، فرصت‌هایی برای بهبود بهره‌وری و کاهش آلاینده‌ها فراهم می‌کند. با این حال، ترکیب شیمیایی متغیر گاز سنتز حاصل از زغال‌سنگ و زیست‌توده می‌تواند چالش‌هایی مانند نقاط داغ و انتشار آلاینده‌ها ایجاد کند.

هدف این مقاله، شبیه‌سازی عددی عملکرد محفظه احتراق حلقوی میکروتوربین با استفاده از گاز سنتز حاصل از زغال‌سنگ و زیست‌توده است. در این پژوهش، دو ترکیب مختلف گاز سنتز بررسی شده و تأثیر آن‌ها بر شعله، توزیع دما و انتشار آلاینده‌ها مطالعه می‌شود. استفاده از مدل‌های عددی پیشرفته و رویکرد جریان پیش‌مخلوط، امکان تحلیل دقیق‌تر رفتار احتراق را فراهم می‌آورد. در مطالعات پیشین، عمدتاً تحلیل‌های انجام شده در شرایط احتراقی غیر پیش‌آمیخته است [۳-۵]. همچنین در مرجع [۲۲]، تحلیل‌های انجام‌شده بر روی عملکرد احتراقی یک میکروتوربین با استفاده از سوخت بیوگاز با کسرهای متفاوت CO_2 و بهره‌گیری از مدل‌های احتراقی نسبتاً ساده مانند مدل واکنشی دو مرحله‌ای و مدل اتلاف گردابی^۳ متمرکز بوده است. در این مطالعه، نوآوری‌های قابل توجهی مطرح شده است که شامل دو محور اصلی می‌شود. نخست، به‌جای استفاده از یک سوخت یکنواخت، از ترکیب گاز سنتز حاصل از زغال‌سنگ با محتوای بالای هیدروژن و گاز سنتز حاصل از زیست‌توده با محتوای قابل

¹ Lean

² Dry Low NO_x

³ EDDY DISSIPATION

توجه متان استفاده شده است؛ این رویکرد امکان تحلیل جامع تر و مقایسه اثر ترکیبات مختلف سوختی بر رفتار احتراق، یکنواختی دما و تولید آلاینده‌ها را فراهم می‌کند. دوم، استفاده از مدل احتراقی نیمه پیش‌آمیخته که مزایای مدل‌های احتراق پیش‌آمیخته و غیرپیش‌آمیخته را در خود ترکیب می‌کند، امکان تحلیل دقیق تر فرآیند احتراق، از جمله پیش‌بینی رفتارهای پیچیده جریان‌های مغشوش و واکنش‌های شیمیایی را بهبود می‌بخشد. علاوه بر این، بررسی فرآیند احتراق پیش مخلوط گاز سنتز با مدل احتراقی نیمه پیش‌آمیخته نشان می‌دهد که این رویکرد، علاوه بر تسهیل همگنی توزیع دما، امکان کاهش آلاینده NO_x را فراهم می‌کند.

محفظه احتراق‌های پیش مخلوط

محفظه‌های احتراق پیش‌مخلوط به‌گونه‌ای طراحی شده‌اند که پیش از جرقه، یک مخلوط همگن از سوخت و هوا ایجاد کنند تا احتراق به‌طور کامل تری صورت گیرد و توزیع یکنواختی از دما ایجاد شود. این یکنواختی نه تنها کارایی کلی فرآیند احتراق را افزایش می‌دهد، بلکه میزان تشکیل آلاینده‌های مضر را نیز کاهش می‌دهد. ترکیب بهینه سوخت و هوا در این محفظه‌ها به‌ویژه در کاربردهایی که کنترل عملکرد و انتشار آلاینده اهمیت ویژه‌ای دارد، بسیار مفید است. یکی از مزایای اصلی احتراق پیش‌مخلوط، افزایش قابل توجه بازده حرارتی است. با داشتن یک مخلوط همگن از سوخت و هوا، احتراق کامل تر انجام می‌شود که منجر به تولید انرژی بیشتر و کاهش هدر رفت سوخت می‌شود. علاوه بر این، دماهای پایین تر احتراق که معمولاً در این سیستم‌ها حاصل می‌شود، به کاهش تشکیل NO_x یاری می‌رساند. با وجود مزایای آشکار، محفظه‌های احتراق پیش‌مخلوط بدون چالش نیستند. یکی از محدودیت‌های اصلی، خطر بازگشت شعله است؛ یعنی احتمال آنکه شعله به بخش پیش‌مخلوط بازگردد و مسائل ایمنی جدی ایجاد کند. طراحی این محفظه‌ها نیز نیازمند استفاده از مواد پیشرفته و مهندسی بسیار دقیق برای مدیریت دماها و فشارهای بالا است. علاوه بر این، تغییرات در ترکیب سوخت یا نرخ جریان می‌تواند به بی‌ثباتی عملکرد منجر شود، که این امر استفاده از سیستم‌های کنترلی پیچیده را ضروری می‌سازد [۲۳، ۲۴]. برای ارائه خلاصه‌ای مختصر از این نکات، جدول ۱ مزایا، کاربردها و محدودیت‌های اصلی محفظه‌های احتراق پیش مخلوط را نشان می‌دهد.

جدول ۱- مزایا، کاربردها و محدودیت‌های اصلی محفظه احتراق‌های پیش مخلوط

Table 1- Key Advantages, Applications and Limitations of Premixed Combustion Chambers [23, 24]

Aspect	Description
Advantages	- High efficiency through complete combustion - Reduced emissions (e.g., lower NO_x levels) - Rapid and stable ignition - Enhanced control over the fuel-air ratio
Applications	- Gas turbines for power generation - Industrial burners for high-temperature processes - Automotive engines for improved fuel efficiency and reduced pollutant output
Limitations	- Risk of flashback - Complex design requirements with advanced materials and precise engineering - Sensitivity to fuel composition and flow rate variations

مدل سازی هندسی

مدل هندسی محفظه احتراق میکروتوربین با استفاده از نرم‌افزار SolidWorks طراحی شده است. این محفظه به‌صورت سه‌بعدی و با توجه به پیچیدگی‌های هندسی بالا، به‌گونه‌ای طراحی شده که هم جزئیات کلیدی سیستم حفظ شود و هم فرآیند شبیه‌سازی تسهیل شود. با در نظر گرفتن ویژگی تناوبی هندسه محفظه احتراق، مدل‌سازی بر اساس یک قطاع ۱۲۰ درجه از محفظه انجام شده است. این رویکرد باعث کاهش حجم محاسباتی و زمان شبیه‌سازی شد. در شکل ۱ هندسه محفظه احتراق قابل مشاهده است.

محفظه احتراق دارای سه انژکتور سوخت است که برای کاهش پیچیدگی مدل‌سازی، به‌صورت نازل طراحی شدند. این ساده‌سازی ضمن حفظ دقت شبیه‌سازی، امکان مطالعه دقیق جریان سوخت و هوا و همچنین بررسی عملکرد احتراق در شرایط

جریان پیش مخلوط را فراهم می‌آورد. هندسه محفظه احتراق شامل ویژگی‌هایی نظیر انحنایها، زوایا و مقاطع پیچیده است که در فرآیند طراحی و مدل‌سازی به‌دقت مورد توجه قرار گرفتند [۲۷-۲۵]. استفاده از نرم‌افزار سالیدورک^۱ به‌دلیل توانایی بالا در طراحی جزئیات پیچیده و ایجاد مدل‌های دقیق، امکان بازنمایی دقیق ساختار محفظه را فراهم ساخت.

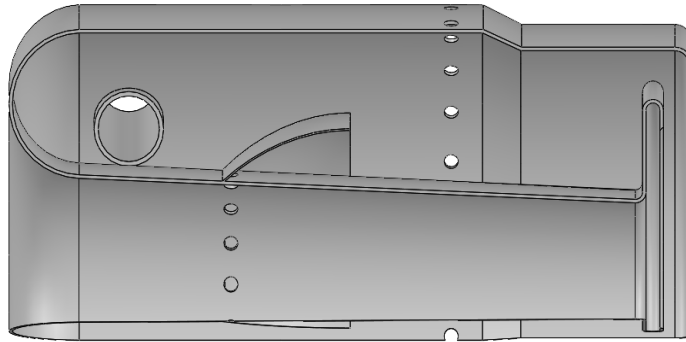


Figure 1- Annular combustion chamber geometry

شکل ۱- هندسه محفظه احتراق حلقوی

شبیه‌سازی

عملکرد محفظه احتراق حلقوی به‌صورت سه‌بعدی و با استفاده از نرم‌افزار فلونت^۲ شبیه‌سازی شده است. دامنه محاسباتی بر اساس هندسه پیچیده محفظه طراحی شده و شبیه‌سازی به‌صورت پایا انجام گرفته است. این تحلیل بر مبنای حل معادلات ناویر-استوکس سه‌بعدی، شامل معادلات پیوستگی، تکانه و انرژی، انجام شده است. معادله پیوستگی (۱) اصل بقای جرم را بیان می‌کند. این معادله نشان می‌دهد که جرم نمی‌تواند در یک سیستم سیال ایجاد یا از بین برود.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (1)$$

معادله (۱) شکل کلی معادله بقای جرم است و برای تمامی جریان‌ها معتبر است. در این رابطه ρ چگالی و V بردار سرعت است.

معادله تکانه (۲)، بیان‌کننده قانون دوم نیوتن برای حرکت سیال است. این معادله توصیف می‌کند که چگونه تکانه یک المان سیال تحت تأثیر نیروهای مختلف تغییر می‌کند.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho V) + \nabla \cdot (\rho V V) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho g \quad (2)$$

در معادله (۲)، p فشار استاتیک، $\bar{\tau}$ تانسور تنش و ρg نیروی حجمی گرانشی هستند که در شبیه‌سازی انجام گرفته نیروی گرانشی لحاظ نشد.

معادله انرژی (۳) نشان‌دهنده بقای انرژی در جریان سیال است و به‌صورت زیر بیان می‌شود:

¹ SolidWorks

² Ansys Fluent

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right) + \nabla \cdot \left(\rho v \left(h + \frac{V^2}{2} \right) \right) = \nabla \cdot \left(k_{\text{eff}} \nabla T - \sum_j h_j J_j + \bar{\tau}_{\text{eff}} \cdot V \right) + S_h \quad (3)$$

در معادله (۳) k_{eff} رسانایی مؤثر و J_j شار انتشار گونه z است. سه عبارت اول در سمت راست معادله (۳) به ترتیب نشان دهنده انتقال انرژی ناشی از هدایت، انتشار گونه‌ها و پراکندگی ویسکوز است و S_h گرمای حاصل از واکنش شیمیایی یا هر منبع حرارتی در میدان است.

جریان سیال در محفظه به‌عنوان یک جریان کاملاً مغشوش و تراکم‌پذیر مدل‌سازی شده است. فرآیند احتراق با استفاده از مدل نیمه پیش‌آمیخته شبیه‌سازی شده که قادر است رفتار ترکیبی احتراق پیش‌آمیخته و غیرپیش‌آمیخته را با دقت بالا در ساختارهای پیچیده جریان و احتراق بازنمایی کند. فرآیند حل معادلات با استفاده از الگوریتم کوپل شده و مبتنی بر حلگر فشار مینا^۱ انجام شده است. این روش به دلیل دقت بالا در حل جریان‌های تراکم‌پذیر و پیچیدگی‌های ناشی از احتراق، انتخاب شده است. استفاده از این الگوریتم باعث بهبود همگرایی و کاهش تعداد تکرارها در حل معادلات می‌شود [۲۸، ۲۹]. برای حل معادلات جریان، توربولانس، احتراق و فشار از گسسته‌سازی مرتبه دوم استفاده شده است. همگرایی زمانی حاصل شد که باقی‌مانده‌های معادلات احتراق، تکانه و آشفستگی به کمتر از 10^{-5} کاهش یافتند، در حالی که برای معادله پیوستگی، مقدار 10^{-4} به‌عنوان معیار همگرایی در نظر گرفته شد. علاوه بر این، باقی‌مانده‌های معادله انرژی تا 10^{-6} کاهش یافتند.

در این مطالعه، برای مدل‌سازی جریان مغشوش در محفظه احتراق از مدل توربولانسی $k - \varepsilon$ Realizable استفاده شده است. این مدل یکی از نسخه‌های بهبودیافته مدل استاندارد $k - \varepsilon$ است که با اصلاح روابط فیزیکی و محدودیت‌های اعمال شده بر معادلات، دقت پیش‌بینی جریان‌های چرخشی، جدایش جریان و نواحی با گرادیان فشار بالا را افزایش می‌دهد. مدل $k - \varepsilon$ Realizable به دلیل قابلیت پیش‌بینی دقیق‌تر رفتار جریان‌های پیچیده، کاربرد گسترده‌ای در تحلیل سیستم‌های صنعتی نظیر محفظه‌های احتراق حلقوی دارد. در مقایسه با مدل‌های دیگر، $k - \varepsilon$ Realizable عملکرد بهتری در پیش‌بینی جریان‌های چرخشی و نواحی با جدایش جریان دارد. همچنین، مدل $k - \omega$ SST برای نواحی نزدیک به دیواره مناسب‌تر است، اما در شرایط جریان واکنشی و اختلاط‌های شدید، مدل $k - \varepsilon$ Realizable انتخاب بهتری محسوب می‌شود. از سوی دیگر، مدل RSM^2 علی‌رغم دقت بالاتر، به دلیل هزینه محاسباتی زیاد، برای این مطالعه مناسب نبوده است. این مدل به دلیل تعادل مطلوب بین دقت و کارایی محاسباتی، توانایی پیش‌بینی رفتار جریان‌های تراکم‌پذیر و مغشوش، و دقت مناسب در شرایط با گرادیان‌های فشار قوی و اختلاط‌های شدید برای این مطالعه انتخاب شده است. استفاده از این مدل در محفظه‌های احتراق پیچیده مانند مورد مطالعه، امکان تحلیل دقیق رفتار جریان و بهینه‌سازی طراحی را فراهم می‌کند [۳۰، ۳].

معادلات انتقال برای k و ε در مدل توربولانسی $k - \varepsilon$ Realizable به ترتیب به شرح زیر هستند (معادله (۴) و (۵)):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \mathbf{V}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] - G_{ki} + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \mathbf{V}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b \quad (5)$$

در معادلات (۴) و (۵)، G_k نشان‌دهنده تولید انرژی جنبشی آشفستگی به دلیل گرادیان‌های سرعت متوسط است. G_b بیانگر تولید انرژی جنبشی آشفستگی ناشی از شناوری است. Y_M نشان‌دهنده سهم اتساع نوسانی در آشفستگی متراکم در نرخ اتلاف کلی است. C_2 و $C_{1\varepsilon}$ ثابت هستند. σ_ε و σ_k به ترتیب اعداد پیران تل آشفته هستند.

¹ Pressure-Based

² Reynolds Stress Model

مدل احتراقی نیمه پیش‌آمیخته

مدل احتراقی نیمه پیش‌آمیخته^۱ یکی از مدل‌های پیشرفته در شبیه‌سازی فرآیند احتراق است. این مدل برای شرایطی طراحی شده‌است که مخلوط سوخت و اکسیدکننده در تمامی نقاط به‌طور کامل همگن نیست. این مدل رفتار بین دو حالت احتراقی را شبیه‌سازی می‌کند: پیش‌آمیخته کامل، که در آن سوخت و اکسیدکننده به‌طور یکنواخت در کل دامنه مخلوط شده‌اند، و غیرپیش‌آمیخته، که در آن سوخت و اکسیدکننده جداگانه تزریق می‌شوند و احتراق در ناحیه‌ای رخ می‌دهد که اختلاط بین این دو به حد کافی رسیده باشد. مدل نیمه پیش‌آمیخته این دو حالت را ترکیب می‌کند و برای شرایطی که غیر یکنواختی در مخلوط وجود دارد، ایده‌آل است.

یکی از مفاهیم کلیدی این مدل، کسر مخلوط^۲ است. این پارامتر مقدار جرمی سوخت را در هر نقطه از دامنه جریان توصیف می‌کند و به‌صورت یک متغیر اسکالر تعریف می‌شود که اطلاعات مربوط به ترکیب شیمیایی جریان را شامل می‌شود. استفاده از این متغیر به‌جای حل مستقیم معادلات برای گونه‌های شیمیایی مختلف، باعث کاهش پیچیدگی محاسباتی می‌شود [۲۸]. کسر مخلوط توسط معادله (۶) بیان می‌شود:

$$f = \frac{Z_i - Z_{i,oxid}}{Z_{i,fuel} - Z_{i,oxid}} \quad (6)$$

در معادله (۶)، Z_i کسر جرمی عنصر i است، Z_{fuel} و Z_{oxid} به‌ترتیب برای اکسیدکننده و سوخت در ورودی جریان هستند. در مدل احتراقی نیمه پیش‌آمیخته، معادله کسری مخلوط میانگین برای شبیه‌سازی اختلاط سوخت و اکسیدکننده حل می‌شود (معادله (۷)). بر اساس فرض پخش یکسان، معادله کسری مخلوط میانگین \bar{f} (وزن‌دار بر اساس چگالی) به‌صورت زیر بیان می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{f}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} \bar{f}) = \nabla \cdot \left(\left(\frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \nabla \bar{f} \right) \quad (7)$$

که در آن k هدایت حرارتی مخلوط، C_p گرمای ویژه مخلوط، σ_t عدد پرانتل، و μ_t ویسکوزیته آشفتنه‌است [۳۱]. علاوه بر حل کسر مخلوط میانگین (\bar{f})، یک معادله بقای واریانس کسر مخلوط (\bar{f}'^2) نیز حل می‌شود (معادله (۸)):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{f}'^2) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} \bar{f}'^2) = \nabla \cdot \left[\left(\frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \nabla \bar{f}'^2 \right] + C_g \mu_t (\nabla \bar{f})^2 - C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} \bar{f}'^2 \quad (8)$$

که در آن $f' = f - \bar{f}$ و مقادیر پیش‌فرض برای ثابت‌های σ_t ، C_g و C_d به‌ترتیب ۰/۸۵، ۲/۱۸۶، و ۲/۰ هستند. منطقه شعله با حل معادله‌ای از مقدار میانگینی از متغیر پیشرفت واکنش (\bar{C}) نشان داده می‌شود. این مقدار میانگین در واقع بین صفر و یک در حال نوسان است. پیشروی جبهه شعله با حل معادله انتقال برای متغیر میانگین پیشرفت واکنش مدل‌سازی می‌شود (معادله (۹)) [۳۲].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{c}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} \bar{c}) = \nabla \cdot \left(\left(\frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla \bar{c} \right) + \rho S_c \quad (9)$$

تعامل میان توربولانس و واکنش‌های شیمیایی در این مدل با استفاده از یک تابع توزیع احتمالی^۳ (PDF) فرضی مدل‌سازی می‌شود. این تابع احتمال تغییرات تصادفی کسر مخلوط را در مناطق مختلف دامنه شبیه‌سازی کرده و اثرات متقابل بین توربولانس و شیمی را لحاظ می‌کند. همچنین استفاده از PDF در این مدل، پیش‌بینی دقیق‌تری از تعاملات میان شیمی و توربولانس ارائه می‌دهد.

¹ Partially Premixed Combustion

² Mixture Fraction

³ Probability Density Function Model

در این مطالعه، فرآیند تشکیل آلاینده‌های اکسید نیتروژن NO_x در محفظه احتراق با استفاده از سه مکانیزم اصلی مورد بررسی قرار گرفته است: NO_x سریع^۱، NO_x حرارتی^۲ و NO_x میانی^۳ ناشی از N_2O . این مدل‌ها در انجام شبیه‌سازی فعال شده‌اند تا محاسبه دقیق مقادیر NO_x ممکن شود.

شرایط مرزی

از آنجایی که محفظه احتراق مورد مطالعه دارای ساختار حلقوی است و به‌منظور شبیه‌سازی دقیق رفتار جریان در این هندسه، از شرط مرزی پریرودیک استفاده شده است. این رویکرد امکان تحلیل تناوبی جریان را در بخشی از دامنه محاسباتی فراهم می‌کند، در حالی که هزینه‌های محاسباتی به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد.

در ورودی‌ها، شرط مرزی سرعت ورودی اعمال شده است. سرعت جریان ورودی از انژکتورها برابر با ۷۷ متر بر ثانیه و دمای مخلوط سوخت و هوا ۸۷۰ کلوین تعیین شده است. مخلوط سوخت و هوا به‌صورت پیش‌آمیخته وارد محفظه می‌شود که این امر موجب تسهیل فرآیند احتراق و بهبود اختلاط اولیه سوخت و اکسیدکننده می‌شود. در خروجی، از شرط مرزی فشار خروجی با مقدار فشار ۳۳۳ کیلوپاسکال استفاده شده است. داده‌های شرایط مرزی بر اساس پارامترهای عملکردی محفظه، با فرض استفاده از متان خالص و در شرایط بارگذاری کامل تنظیم شده است. برای تنظیم شرایط مرزی اغتشاش در ورودی‌ها از پارامترهای شدت آشفستگی و قطر هیدرولیکی استفاده شد. برای مثال، برای انژکتورهای محفظه شدت آشفستگی ۲۰ درصد و قطر هیدرولیکی به‌اندازه قطر داخلی انژکتورها تنظیم شد. برای دیواره‌ها، شرط مرزی عدم لغزش اعمال شده است. این شرط، تأثیر اصطکاک دیواره بر جریان را به‌طور دقیق شبیه‌سازی می‌کند و به تحلیل صحیح الگوهای جریان در نزدیکی دیواره‌ها کمک می‌کند. شرایط مرزی ذکر شده، بر اساس الزامات عملکردی محفظه احتراق تنظیم شده و تضمین‌کننده دقت و صحت شبیه‌سازی فرآیندهای جریان و احتراق می‌باشند. در جدول ۲ جزئیات شرایط مرزی قابل مشاهده است.

جدول ۲- شرایط مرزی

Table 2-Boundary conditions

Parameter (Unit)	Value
Fuel mass flow (kg/s)	0.0032
Species Mean Mixture Fraction at the injector inlet	0.0315
The temperature of the fuel-air mixture from the injector inlet (K)	870
Air mass flow (kg/s)	0.31
Outlet pressure (KPa)	333

شبکه‌بندی و آزمون استقلال شبکه

هندسه محفظه احتراق با تعداد المان‌های متفاوت، با استفاده از نرم‌افزار انسیس مشینگ شبکه‌بندی شد. با توجه به هندسه پیچیده مدل از مش بی‌سازمان استفاده شده است. مش با سازمان معمولاً در زمانی که هندسه ساده‌تری وجود دارد، کاربرد دارد. در حالی که مش بی‌سازمان معمولاً برای هندسه‌های پیچیده استفاده می‌شود. المان‌های داخل شبکه ترکیبی از المان‌های چهار وجهی، گوه‌ای و هرمی هستند. برای لایه مرزی معمولاً از المان‌های Prism یا Wedge استفاده می‌شود. این المان‌ها به‌دلیل

¹ Prompt NO_x

² Thermal NO_x

³ Intermediate N_2O

ساختار گوه‌ای یا منشوری خود، برای مدل‌سازی تغییرات ناگهانی در گرادیان‌ها و لایه‌های مرزی بسیار مناسب هستند. برای بهبود دقت شبیه‌سازی جریان و فرآیندهای احتراقی در محفظه احتراق، از مش ریزتر در نواحی حساس نزدیک سوراخ‌های رقیق‌سازی، انژکتور و خروجی استفاده شده است. این رویکرد با هدف مدل‌سازی دقیق‌تر پدیده‌های توربولنت، اختلاط سوخت و هوا، و توزیع گرادیان‌های سرعت و دما انجام شده است. پنج نوع شبکه با تعداد المان‌های ۱۳۱۵۴۲۵، ۱۵۹۲۶۶۷، ۱۷۹۲۳۳۴، ۱۸۹۰۴۵۶ و ۲۱۴۷۸۲۱ با تنظیم فاکتور اندازه شبکه تولید شدند. در شکل ۲ شبکه ایجاد شده قابل مشاهده است.

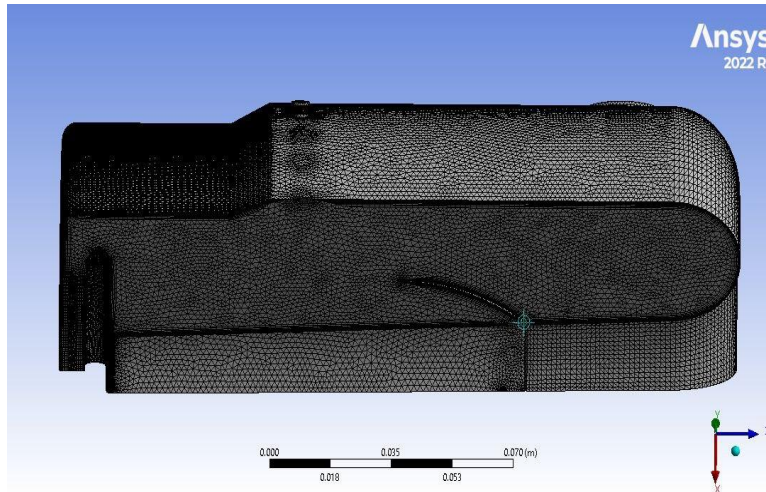


Figure 2- Mesh of combustion chamber
 شکل ۲- شبکه بندی محفظه احتراق حلقوی

آزمون استقلال شبکه با تعریف پنج نوع شبکه مختلف و اعمال آن‌ها به نرم‌افزار انسیس فلونت تحت شرایط اولیه و مرزی یکسان انجام شد. از آنجا که دمای میانگین خروجی و مقادیر آلاینده‌هایی نظیر CO_2 در خروجی محفظه احتراق به‌عنوان پارامترهای کلیدی برای ارزیابی عملکرد احتراق محسوب می‌شوند، این پارامترها به‌عنوان معیارهای اصلی برای تحلیل استقلال شبکه انتخاب شدند. همان‌طور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود، با افزایش تعداد المان‌های شبکه، تغییرات این مقادیر ناچیز بوده و روند آن‌ها به‌سمت پایداری پیش می‌رود. این امر نشان می‌دهد که تأثیر افزایش تعداد المان‌های شبکه بر نتایج شبیه‌سازی حداقل است.

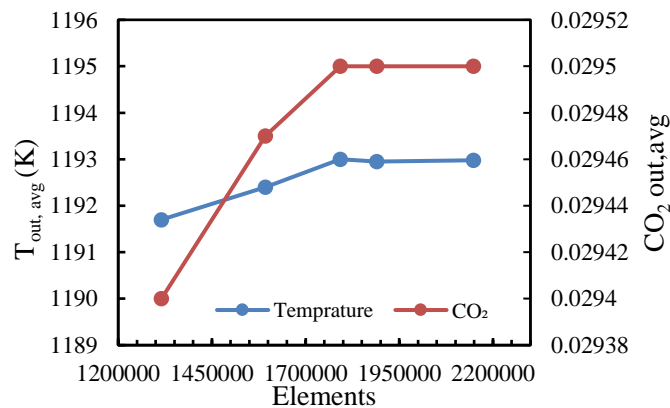


Figure 3- Grid independence: Temperature and CO_2 variations in different grids
 شکل ۳- استقلال شبکه: تغییرات دما و CO_2 در شبکه‌های مختلف

علاوه بر این، دما در طول محفظه احتراق برای اطمینان از استقلال حل از شبکه بررسی شد. در شکل ۴ نشان داده شده است که با افزایش تعداد المان‌ها، تغییرات دما در طول محفظه به تدریج کاهش یافته و در نهایت به مقدار ناچیزی می‌رسد، که نشان‌دهنده کم‌اهمیت بودن تأثیر افزایش تعداد المان‌های شبکه بر نتایج محاسبات است. در نهایت، برای ایجاد تعادل میان دقت نتایج و کارایی محاسباتی، شبکه‌ای با تعداد ۱۷۹۲۳۳۴ المان برای ادامه محاسبات انتخاب شد.

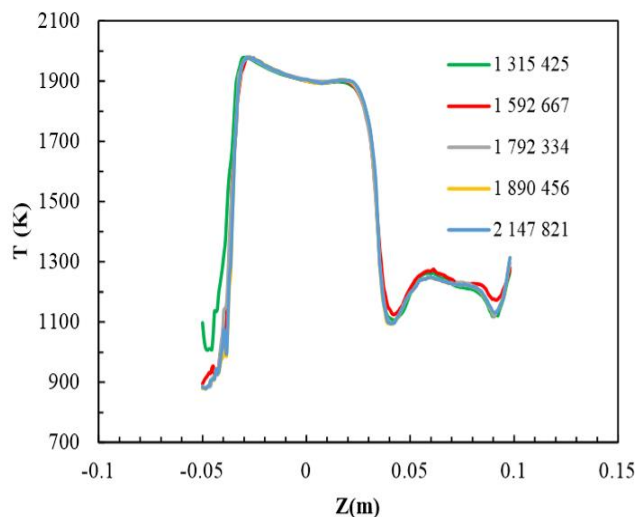


Figure 4- Grid independence: Temperature variations along the chamber with different numbers of elements
 شکل ۴- استقلال شبکه: تغییرات دما در طول محفظه با تعداد المان‌های متفاوت

اعتبارسنجی نتایج

عملکرد میکروتوربین C30 با سوخت خالص CH_4 در شرایط بارگذاری کامل به‌عنوان مبنای مقایسه نتایج در نظر گرفته شده است [۳۳]. برای اعتبارسنجی، مهم‌ترین داده‌ها به ترتیب دمای خروجی محفظه احتراق و مقادیر آلاینده‌ها انتخاب شده‌اند. همچنین نتایج این مطالعه با نتایج مرجع [۲۲] هم مقایسه شده است. مرجع [۲۲] از مدل احتراقی اتلاف گردابه‌ای استفاده کرده و از یک واکنش دو مرحله‌ای برای احتراق متان بهره برده است. با توجه به جدول ۳ همان‌طور که مشاهده می‌شود، نتایج با مدل احتراقی نیمه پیش‌آمیخته بسیار بهبود پیدا کرده است.

جدول ۳- اعتبارسنجی نتایج

Table 3- Validation of results

Parameter	Experimental data	Numerical data ([22])	Numerical data (This Study)
$T_{out,ave}$ (K)	1173	1270.4	1193
NO_x at 15% O_2 (ppm)	9	6.95	9.4
CO at 15% O_2 (ppm)	40	7.6	50.9

توزیع دما در امتداد محفظه احتراق، با استفاده از مدل احتراقی PDF، با مرجع [۲۲] در شکل ۵ مقایسه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، رفتار دما در امتداد محفظه تقریباً سازگار است. با این حال، نتایج نشان می‌دهد که مدل اتلاف

گردابه‌ای دما را در مقایسه با مدل حاضر بیش از حد پیش‌بینی می‌کند. در نتیجه، استفاده از مدل احتراق PDF دقت نتایج را بهبود بخشیده است.

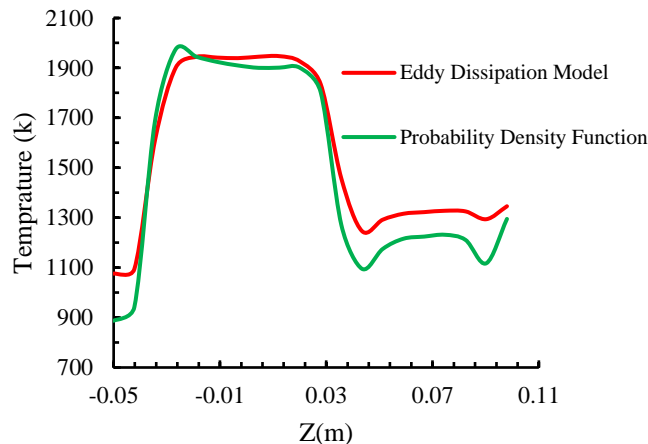


Figure 5- Temperature distribution comparison along the combustion chamber using the PDF model from this study and the EDM model from reference[22]

شکل ۵- مقایسه توزیع دما در امتداد محفظه احتراق با استفاده از مدل PDF از این مطالعه و مدل EDM از مرجع [۲۲]

همچنین نتایج به‌دست آمده از شبیه‌سازی با اطلاعات رسمی از طرف سازنده میکروتوربین C30 [۲۲، ۲۵، ۳۴، ۳۵] مقایسه شده است. مقایسه بین نتایج عددی و داده‌های تجربی نشان می‌دهد که اختلاف دمای خروجی تنها ۲۰ کلوین است که معادل خطای ۱/۷ درصدی است. علاوه بر این، مقادیر پیش‌بینی شده برای NO_x نشان‌دهنده خطای ۴ درصدی هستند که این مقدار قابل چشم‌پوشی است. با این حال، شبیه‌سازی‌ها نشان می‌دهند که غلظت CO با نتایج تجربی تفاوت دارد. این اختلاف عمدتاً به دلیل مدل احتراقی استفاده شده ایجاد شده است. لازم به ذکر است که دستیابی به مقادیر دقیق این آلاینده در شبیه‌سازی‌ها چالش‌برانگیز است، زیرا برای دقت بیشتر نیاز به در نظر گرفتن تمامی واکنش‌های احتراقی وجود دارد.

نتایج

در این پژوهش، سه نوع سوخت به‌عنوان ورودی محفظه احتراق مورد استفاده قرار گرفته‌اند که هر کدام ویژگی‌ها و ترکیب شیمیایی خاصی دارند. این سوخت‌ها شامل متان خالص، گاز سنتز تولید شده از زغال‌سنگ و گاز سنتز حاصل از زیست‌توده هستند. انتخاب این سوخت‌ها با هدف بررسی تفاوت در رفتار احتراقی و تأثیر آن‌ها بر عملکرد حرارتی و زیست‌محیطی سیستم صورت گرفته است. مشخصات دقیق این سوخت‌ها در جدول ۴ آمده است.

جدول ۴- ترکیبات سوخت: متان خالص و مخلوط‌های گاز سنتز

Table 4- Fuel compositions: pure methane and syngas mixtures

Fuel Composition	CH ₄ (%)	CO ₂ (%)	CO (%)	H ₂ (%)	H ₂ O (%)	N ₂ (%)
Pure Methane	100	0	0	0	0	0
Syngas 1	0	10	15	45	0	30
Syngas 2	21	38	29	7	5	0

متان خالص به دلیل خواص احتراقی شناخته‌شده و عملکرد بالای آن در سیستم‌های میکروتوربین، به‌عنوان سوخت پایه و مرجع در این پژوهش استفاده شده است. سوخت اصلی میکروتوربین متان است زیرا طراحی این سیستم‌ها به‌طور خاص بر اساس استفاده از این سوخت انجام شده است. گاز سنتز ۱ با منشأ زغال‌سنگ تولید شده و شامل ۴۵ درصد H₂، ۱۵ درصد CO، ۱۰

درصد CO_2 و ۳۰ درصد N_2 است. فرآیند گازی سازی زغال سنگ باعث تولید این گاز با درصد بالای هیدروژن و کربن مونوکسید می شود که دو جزء اصلی احتراق پذیر هستند. نسبت بالای هیدروژن منجر به احتراق سریع تر و دمای شعله بالاتر می شود، در حالی که وجود CO_2 و N_2 به عنوان گازهای رقیق کننده می تواند موجب کاهش انرژی احتراقی شده و باعث کاهش دمای شعله شود. گاز سنتز ۱، متشکل از هیدروژن، مونوکسید کربن، نیتروژن و دی اکسید کربن، دارای ارزش حرارتی پایین (LHV) معادل ۸/۴۵ مگاژول بر کیلوگرم است. این مقدار در مقایسه با متان (۵۰ مگاژول بر کیلوگرم) بسیار کمتر بوده و نشان دهنده چگالی انرژی پایین این گاز است.

گاز سنتز ۲، این گاز با منشأ زیست توده (بیو مس) تولید شده و ترکیبات آن شامل ۲۱ درصد CH_4 ، ۳۸ درصد CO_2 ، ۲۹ درصد CO ، ۷ درصد H_2 و ۵ درصد H_2O است. فرآیند گازی سازی بیو مس به دلیل وجود رطوبت و ساختار ترکیبات زیست توده، معمولاً منجر به تولید درصد بالاتری از CO_2 و H_2O در گاز سنتزی می شود. در مقایسه با گاز سنتز ۱، این سوخت دارای مقدار بیشتری CO_2 و H_2O است که باعث کاهش شدت احتراق و انتقال حرارت در فرآیند احتراقی می شود. گاز سنتز ۲ شامل ترکیبات متان، هیدروژن و مونوکسید کربن به عنوان اجزای اصلی قابل احتراق است و همچنین حاوی مقادیر قابل توجهی دی اکسید کربن و بخار آب است که نقش رقیق کننده دارند. ارزش حرارتی پایین (LHV) این گاز برابر با ۹/۱۴ مگاژول بر کیلوگرم محاسبه شده است که در مقایسه با متان خالص (۵۰ مگاژول بر کیلوگرم)، انرژی بسیار کمتری دارد.

از آنجایی که ارزش حرارتی گاز سنتز از متان بسیار پایین تر است، برای جلوگیری از افت شدید دمای ورودی توربین میزان کسر مخلوط میانگین ورودی محفظه برای گاز سنتز ۱ و ۲ به ترتیب به میزان ۰/۱۶ و ۰/۱۶۸ افزایش پیدا کرد. افزایش کسر مخلوط میانگین باعث ایجاد شرایط احتراقی بسیار غنی از سوخت شد.

هدف از استفاده از این ترکیبات، بررسی تأثیر ترکیب شیمیایی سوخت بر رفتار احتراقی، دمای شعله و میزان انتشار آلاینده ها در محفظه احتراق میکروتوربین است. لازم به ذکر است که تمامی حالتها با شرایط اولیه یکسان و نوع شرایط مرزی مشابه مطالعه شده اند تا مقایسه دقیق تری از عملکرد سوخت های مختلف ارائه شود.

این محفظه شامل انژکتورهای مماسی و دو ردیف سوراخ های رقیق سازی است که نقش مهمی در هدایت جریان و ایجاد اختلاط بهینه سوخت و هوا دارند. در شکل ۶ خطوط جریان سرعت قابل مشاهده است. در ورودی محفظه، مخلوط سوخت و هوا با سرعت ۷۷ متر بر ثانیه وارد می شود و به دلیل طراحی خاص انژکتورهای مماسی، جریان گردابه ای قوی در این ناحیه تشکیل می شود. این گردابه ها تأثیر به سزایی در پایداری شعله و بازچرخش محصولات احتراق دارند. بازچرخش محصولات سوخته شده باعث بهبود فرآیند اختلاط و افزایش بازده احتراق می شود. شرط مرزی دیواره ها به صورت عدم لغزش تعریف شده است که به شبیه سازی دقیق جریان در نزدیکی دیواره ها کمک می کند. خطوط جریان نشان می دهند که در ناحیه ورودی، یک جریان گردابه ای در محفظه ایجاد شده است. این گردابه باعث کاهش سرعت در مرکز می شود که ویژگی ای کلیدی برای پایداری شعله است. در میانه محفظه، جریان به دلیل وجود سوراخ های رقیق سازی دچار انحراف و بازآرایی می شود که موجب اختلاط بهتر سوخت و هوا می شود.

در ناحیه خروجی محفظه، به دلیل کاهش سطح مقطع و محدودیت فضایی، افزایش قابل توجهی در سرعت مشاهده می شود. این افزایش سرعت، خروج محصولات احتراق را تسریع می کند. ساختار گردابه ای در این ناحیه تضعیف شده و جریان به صورت یکنواخت تر توزیع می شود. خطوط جریان همچنین نشان دهنده یک ساختار آشفته و پیچیده در سراسر محفظه هستند که ناشی از رژیم کاملاً مغشوش جریان است.

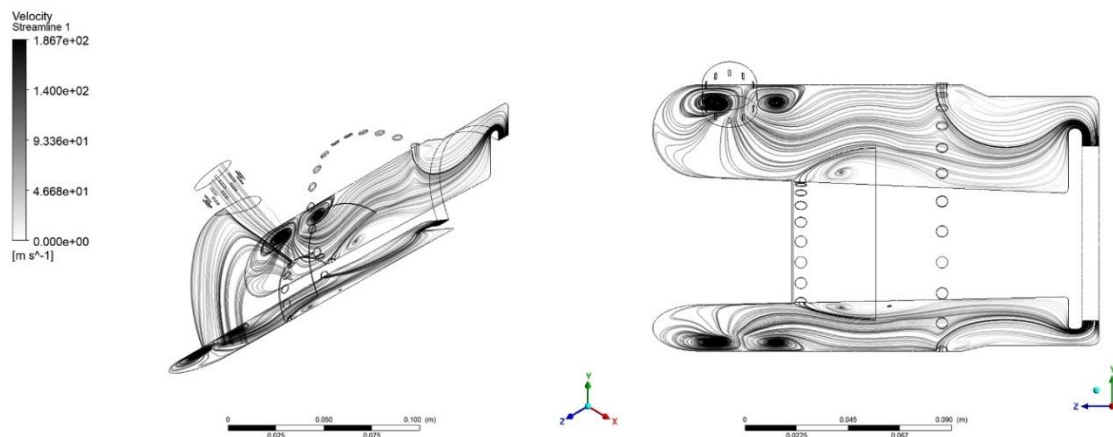


Figure 6- Velocity streamlines in an annular combustion chamber

شکل ۶- خطوط جریان سرعت در محفظه احتراق حلقوی

عملکرد حرارتی محفظه احتراق

محفظه احتراق به دلیل ویژگی‌های ترموشیمیایی گاز سنتز، عملکرد حرارتی ویژه‌ای از خود نشان می‌دهد. استفاده از گاز سنتز حاصل از ترکیبات زغال‌سنگ و زیست‌توده، ویژگی‌های احتراقی متفاوتی از جمله در تولید حرارت و آلاینده‌ها دارد. از طرفی طراحی خاص محفظه همچنین این امکان را فراهم می‌آورد که با سوخت‌های با ارزش حرارتی پایین نیز به‌طور مؤثر کار کند. طراحی محفظه به گونه‌ای است که با جریان‌های چرخشی و اختلاط بهینه، موجب انتقال حرارت مؤثر و کاهش نقاط داغ می‌شوند. مخلوط سوخت و هوا به‌صورت پیش آمیخته وارد محفظه احتراق می‌شوند. استفاده از احتراق پیش‌مخلوط دارای مزایا و معایب قابل توجهی است. از مهم‌ترین مزایای آن می‌توان به افزایش یکنواختی دما، کاهش تشکیل آلاینده‌های NO_x به دلیل دمای پایین‌تر شعله و بهبود بازده احتراقی اشاره کرد. با این حال، این نوع احتراق معایبی نیز دارد که از جمله آن‌ها می‌توان به احتمال ناپایداری شعله، ریسک بالای برگشت شعله و حساسیت بیشتر به شرایط ورودی مخلوط اشاره کرد. همچنین، احتراق پیش‌مخلوط می‌تواند در صورت تنظیم نامناسب شرایط، منجر به افزایش تولید آلاینده CO شود، به‌ویژه در نواحی با اختلاط ناقص یا شرایط احتراق ناقص. برای بهره‌گیری از مزایای احتراق پیش‌مخلوط و کاهش اثرات منفی آن، طراحی دقیق محفظه و کنترل مناسب شرایط عملکرد ضروری است.

کانتور دما

با شبیه‌سازی احتراق این سوخت‌ها در محفظه، میدان دمای حاصل و مشخصات شعله مورد ارزیابی قرار گرفتند. جریان در این محفظه آشفته بوده و دمای اولیه مخلوط ورودی 870 کلوین با فشار تقریباً 350 کیلوپاسکال است. در شرایط احتراق متان خالص، محفظه احتراق در شرایط احتراقی رقیق^۱ عمل می‌کند. در شکل ۷ کانتور دما حاصل از احتراق متان خالص قابل مشاهده است. نتایج نشان داد که حداکثر دمای تولید شده در مرکز محفظه و در ناحیه اصلی احتراق رخ می‌دهد، جایی که شعله‌ای پایدار تشکیل شده است. در ناحیه تشکیل شعله، واکنش‌های شیمیایی به‌شدت فعال هستند و گرمای قابل توجهی آزاد می‌شود که باعث می‌شود دما به حداکثر مقدار خود برسد. به‌دلیل جریان مماسی ورودی از طریق انژکتورها، حرکت گردابی در محفظه ایجاد می‌شود که به اختلاط بهتر سوخت و هوا کمک کرده و احتراق یکنواخت‌تری را فراهم می‌کند. همچنین، جریان‌های حاصل از سوراخ‌های رقیق‌سازی با هدف کنترل دما، نقش مهمی در کنترل دمای ناحیه رقیق‌سازی احتراق و توزیع یکنواخت‌تر دما به ورودی توربین ایفا می‌کنند.

¹ Fuel-lean

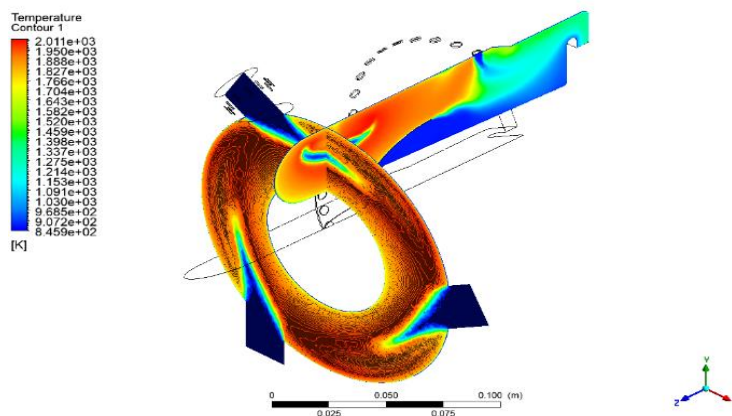


Figure 7- Temperature contour

شکل ۷- کانتور دما

در شکل ۸ کانتور دمای حاصل از احتراق سوخت‌های جدول ۴ مشاهده می‌شود. میدان دما و شکل شعله گاز سنتز ۲ شباهت قابل توجهی به میدان دمای متان خالص دارد، در حالی که گاز سنتز ۱ باعث ایجاد شعله‌ای کوتاه‌تر و تولید حداکثر دمای کمتری نسبت به دو سوخت دیگر شده است.

احتراق گاز سنتز ۱

درصد بالای گازهای غیرفعال (نیتروژن و دی‌اکسید کربن) در گاز سنتز ۱ تأثیر قابل توجهی بر میدان دما و طول شعله داشت. نیتروژن به‌عنوان یک گاز بی‌اثر گرمای تولیدی را جذب می‌کند، بدون اینکه در واکنش‌های شیمیایی شرکت کند، که این امر باعث کاهش دمای شعله می‌شود. از سوی دیگر، اجزای واکنش دهنده و قابل احتراق گاز سنتز ۱ شامل هیدروژن و منوکسید کربن است. درصد بالای هیدروژن در این ترکیب، به دلیل سرعت شعله بالای آن، باعث احتراق سریع و ایجاد شعله‌ای کوتاه می‌شود.

احتراق گاز سنتز ۲

اگرچه این ترکیب نیز حاوی دی‌اکسید کربن است که بخشی از گرمای تولیدی را جذب می‌کند، اما میدان دمای این سوخت به متان خالص نزدیک بود. این رفتار را می‌توان به این دلایل نسبت داد: CO در دماهای بالا با اکسیژن واکنش داده و به CO₂ تبدیل می‌شود. این واکنش گرمایی قابل توجهی تولید می‌کند که می‌تواند اثر جذب حرارت توسط CO₂ موجود در ترکیب را جبران کند. علاوه بر این، سهم ۲۱ درصدی متان در این ترکیب منبع مهم دیگری برای تولید گرما است که میدان دمایی را به متان خالص نزدیک می‌کند. در گاز سنتز ۲، گاز غیرفعال دیگری مانند نیتروژن وجود ندارد که اثر خنک‌کنندگی را تشدید کند. در نتیجه، تأثیر منفی دی‌اکسید کربن بر میدان دما کاهش یافته است. همچنین در گاز سنتز ۲ اجزای واکنش‌پذیر بیشتری نسبت به گاز سنتز ۱ وجود دارد و در نتیجه ارزش حرارتی آن نیز بیشتر از گاز سنتز ۱ است.

همچنین نتایج با توجه به شکل ۸ نشان می‌دهند که در احتراق پیش‌مخلوط، توزیع دما در استفاده از متان نسبتاً یکنواخت است. با این حال، به کارگیری گاز سنتز ۲ باعث بهبود چشمگیری در یکنواختی دما شده و میزان نقاط داغ را کاهش داده است. در این میان، گاز سنتز ۱ بهترین عملکرد را از نظر توزیع دما داشته و کاهش قابل توجهی در نقاط داغ مشاهده می‌شود. تفاوت اصلی احتراق سوخت‌ها در ناحیه‌های اصلی و ثانویه محفظه احتراق است، جایی که به علت خواص احتراقی متفاوت رفتارهای کاملاً متفاوتی از خود نشان می‌دهند. علاوه بر این، همان‌طور که در شکل نشان داده شده است، رفتار احتراقی در خروجی و ناحیه رقیق‌سازی برای هر سه سوخت تقریباً یکسان است.

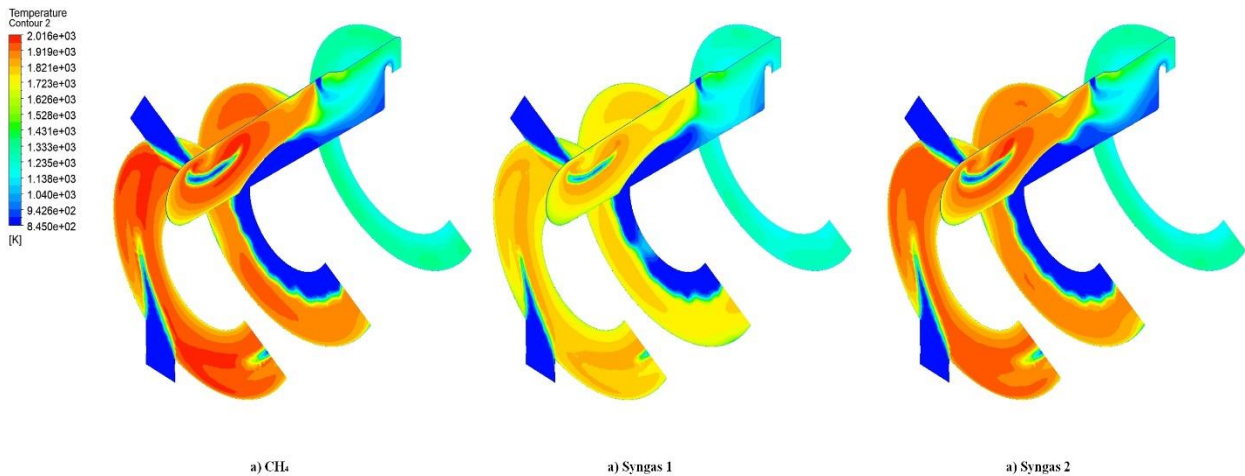


Figure 8- Temperature contour resulting from the combustion of pure methane and syngas mixtures

شکل ۸- کانتور دمای حاصل از احتراق متان خالص و مخلوط‌های گاز سنتزی

توزیع دما در طول محفظه

نمودار توزیع دما در طول محفظه احتراق (شکل ۹) برای هر سه سوخت نشان می‌دهد که پروفایل دما وابستگی قابل توجهی به ترکیب سوخت دارد. متان خالص، با احتراق کامل، بیشینه دمای حدود ۲۰۰۰ کلوین ایجاد می‌کند زیرا ارزش حرارتی بالای آن (۵۵ مگاژول بر کیلوگرم)، انرژی حرارتی بیشتری نسبت به گازهای سنتز آزاد می‌کند. این سوخت با نسبت استوکیومتری دقیق و بدون وجود ترکیبات اضافی مانند CO_2 و N_2 ، احتراقی کامل تر و با دمای بالاتر دارد. گاز سنتز ۱ که از ۴۵ درصد هیدروژن تشکیل شده، سریع تر از دو ترکیب دیگر محترق شده و در نتیجه دمای بیشتری در ناحیه اصلی احتراق تولید می‌کند. اما با پیشروی جریان و به علت ارزش حرارتی پایین تر گاز سنتز ۱، دمای تولیدی آن نسبت به دو ترکیب سوختی دیگر کمتر می‌شود. رفتار گاز سنتز ۲ در طول محفظه تقریباً مشابه رفتار احتراقی متان خالص است، چون در این ترکیب سهم قابل توجهی از متان وجود دارد. در ناحیه رقیق سازی، به دلیل تزریق هوای اضافی، دمای جریان واکنشی به طور محسوسی کاهش می‌یابد، زیرا هوا نقش خنک کننده را ایفا می‌کند و انرژی گرمایی را جذب می‌کند. در این منطقه، احتراق هر سه ترکیب سوخت رفتار حرارتی مشابهی از خود نشان می‌دهند.

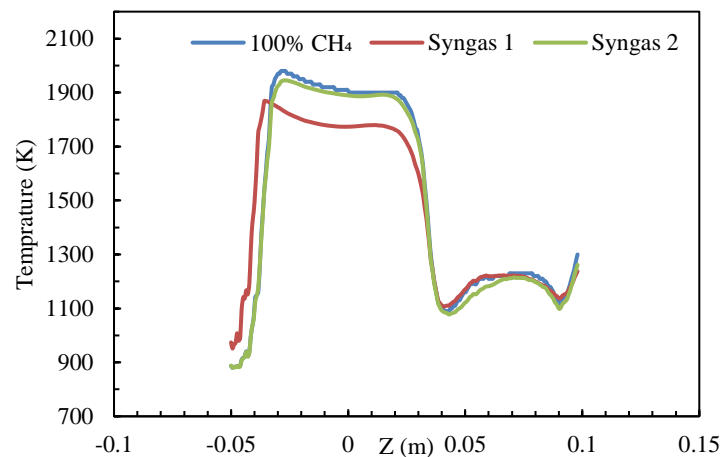


Figure 9- Temperature distribution across the combustion chamber

شکل ۹- توزیع دما در طول محفظه احتراق

کسر جرمی OH

برای بررسی دقیق طول شعله، کسر جرمی OH به عنوان شاخصی از شدت واکنش‌های احتراقی، محدوده‌ی ناحیه‌ی واکنش را مشخص کرده و در تعیین طول شعله نقش مهمی دارد. در شکل ۱۰، توزیع کسر جرمی رادیکال OH در راستای محور مرکزی محفظه احتراق نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، شعله‌ی متان بالاترین پیک OH را تجربه می‌کند و گستره‌ی مکانی آن نیز طولانی‌تر است؛ این امر نشان‌دهنده‌ی شدت واکنش بالاتر و دمای موضعی بیشتر در شعله‌ی متان بوده که عمدتاً ناشی از عدم حضور گونه‌های خنثی و همچنین ارزش حرارتی مناسب آن است. در مقابل، سوخت سنتز ۱ با وجود دارا بودن حدود ۴۵ درصد هیدروژن، به دلیل حضور مقادیر قابل توجهی از گازهای خنثی، پیک OH کمتری دارد و شعله‌ی آن در بازه‌ی مکانی کوتاه‌تری متمرکز می‌شود. رقیق شدن مخلوط احتراقی با این گازهای خنثی سبب کاهش دمای موضعی در ناحیه‌ی واکنش شده و در نتیجه شدت تشکیل OH نیز کم‌تر خواهد بود. همچنین، با توجه به اینکه احتراق سنتز ۱ سریع‌تر شروع شده و پیک کمی دارد و غلظت OH به‌طور سریع‌تر از دو سوخت دیگر کاهش می‌یابد، طول شعله آن نیز کمتر است.

سنتز ۲، که از CH_4 ، CO، CO_2 و H_2 تشکیل شده و ارزش حرارتی بالاتری نسبت به سنتز ۱ دارد، پیک OH بیشتری نسبت به سنتز ۱ نشان می‌دهد؛ با این حال، گستره‌ی مکانی آن همچنان از متان خالص کمتر است. در مجموع، حضور گونه‌های خنثی در سنتز و وجود هیدروژن (با سرعت شعله‌ی ذاتی بالا) سبب کوتاه‌تر شدن طول شعله نسبت به متان می‌شود. ترکیب دقیق سنتز و درصد گازهای خنثی در آن می‌تواند به‌طور قابل توجهی بر دمای شعله و در نتیجه مقدار پیک OH تأثیرگذار باشد.

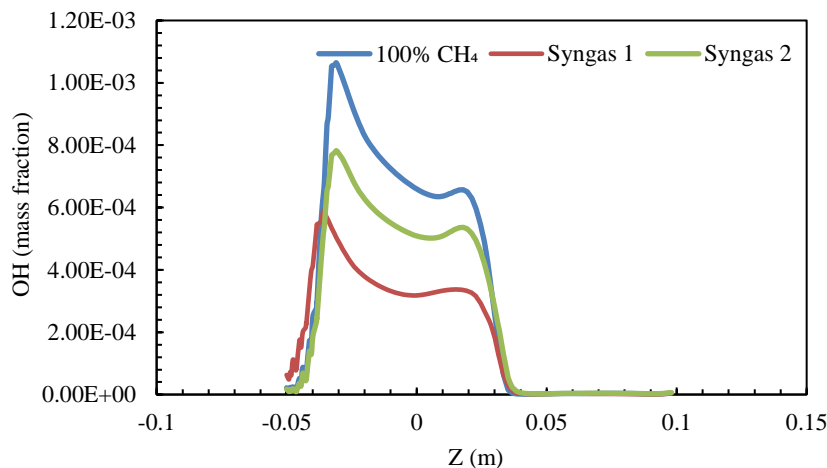


Figure 10- OH mass fraction across the combustion chamber

شکل ۱۰- کسر جرمی OH در طول محفظه احتراق

انتشار آلاینده‌ها

جدول ۵ میزان انتشار آلاینده‌های اصلی شامل CO، NO_x و CO_2 را برای سه سوخت متان خالص، گاز سنتز ۱ و گاز سنتز ۲ نشان می‌دهد. احتراق متان خالص کمترین میزان انتشار CO را با مقدار ۵۰/۹ ppm تولید می‌کند که به دلیل احتراق کامل‌تر و نسبت استوکیومتری مناسب آن است. در مقابل، گاز سنتز ۲ با مقدار ۲۹۱۴ ppm بالاترین میزان CO را دارد که به ترکیب بالای CO در سوخت اولیه و عملکرد واکنش‌های احتراقی آن از جمله وجود متان در سوخت مرتبط است. گاز سنتز ۱ نیز مقدار متوسطی از CO را با ۲۲۷/۳ ppm تولید می‌کند. بیشترین انتشار NO_x مربوط به گاز سنتز ۲ با مقدار ۲۹/۹۴ ppm است. در مقابل، گاز سنتز ۱ با مقدار ۳/۲۳ ppm کمترین میزان NO_x را تولید می‌کند زیرا دمای ایجاد شده حاصل از احتراق این گاز کم

بوده و توزیع مناسبی در محفظه احتراق دارد. همچنین احتراق متان خالص با میزان NO_x ۹/۴ ppm مقدار میانی را نشان می‌دهد. با توجه به شباهت رفتار دمای حاصل از احتراق گاز سنتز ۲ و متان در طول محفظه (شکل ۹)، میزان تولید NO_x حرارتی در هر دو حالت یکسان خواهد بود. همان‌طور که اشاره شد از آنجا که ارزش حرارتی گاز سنتز ۲ به مراتب کمتر از متان است، برای جلوگیری از افت شدید دمای ورودی توربین، میزان کسر مخلوط میانگین در ورودی محفظه برای گاز سنتز ۲ به مقدار ۰/۱۶۸ افزایش یافت. این افزایش، شرایط احتراقی بسیار غنی از سوخت را به وجود آورد که خود منجر به تولید بیشتر NO_x سریع شد. در نتیجه، میزان NO_x تولید شده در احتراق گاز سنتز ۲ از متان خالص بیشتر است [۳۶]. کسر جرمی CO_2 در محصولات احتراق برای گاز سنتز ۲ بیشترین مقدار را با ۰/۰۷۹۶۸ نشان می‌دهد که به دلیل محتوای اولیه بالای کربن در سوخت و به واکنش‌های احتراقی آن مرتبط است. گاز سنتز ۱ با مقدار ۰/۰۳۶۱۷ و متان خالص با ۰/۰۲۹۵۲ به ترتیب در رتبه‌های بعدی قرار می‌گیرند. متان خالص به دلیل احتراق کامل‌تر، کمترین آلاینده‌های CO و CO_2 را تولید می‌کند، در حالی که گاز سنتز ۲ به دلیل محتوای متفاوت خود، بیشترین میزان آلاینده‌ها را ایجاد می‌کند.

جدول ۵- انتشار آلاینده‌ها

Table 5- Emission of pollutants

Case	CO	NO_x	CO_2 (mass fraction)
Pure Methane	50.9 ppm	9.4 ppm	0.02952
Syngas 1	227.3 ppm	3.23 ppm	0.03617
Syngas 2	2914 ppm	29.94 ppm	0.07968

نتیجه‌گیری

در این پژوهش، عملکرد محفظه احتراق حلقوی یک میکروتوربین با استفاده از مدل احتراقی نیمه پیش‌آمیخته شبیه‌سازی شد. استفاده از مدل نیمه پیش‌آمیخته، با ترکیب مزایای احتراق پیش‌آمیخته و غیرپیش‌آمیخته، نتایج بسیار دقیقی ارائه داد که انطباق بالایی با داده‌های تجربی داشت. با توجه به مزایای احتراق پیش‌مخلوط، جریان سوخت و هوا به صورت پیش‌مخلوط در نظر گرفته شد تا اختلاط بهینه‌تری حاصل شود و یکنواختی دما در محفظه افزایش یابد. این رویکرد همچنین به کاهش آلاینده‌هایی نظیر NO_x و CO کمک می‌کند، چرا که احتراق در شرایط پیش‌مخلوط معمولاً با دماهای یکنواخت‌تر و کاهش تشکیل نواحی با دماهای بسیار بالا همراه است. شبیه‌سازی‌ها نشان داد در احتراق پیش‌مخلوط متان، توزیع دما به طور کلی یکنواخت است؛ اما به کارگیری گاز سنتز ۲ موجب بهبود قابل توجهی در یکنواختی دما و کاهش نقاط داغ می‌شود. افزون بر این، گاز سنتز ۱ عملکرد برتری نسبت به دو سوخت دیگر از نظر توزیع دما ارائه داد و نقاط داغ به طور چشمگیری کاهش یافت.

نتایج به دست آمده از تحلیل نمودار کسر جرمی OH نشان داد که شعله متان با ثبت بیشترین مقدار اوج OH و گستره مکانی وسیع‌تر، نمایانگر واکنش‌های احتراقی شدیدتر و دمای موضعی بالاتر است؛ که این امر ناشی از عدم حضور گونه‌های خنثی و ارزش حرارتی مناسب متان است. در مقابل، سوخت سنتز ۱ با وجود ۴۵٪ هیدروژن، به دلیل وجود قابل توجه گازهای خنثی، اوج OH پایین‌تری دارد و شعله آن در بازه‌ای محدودتر ظاهر می‌شود؛ همچنین، آغاز سریع‌تر احتراق و کاهش سریع غلظت OH موجب کاهش طول شعله آن می‌شود. از سوی دیگر، سوخت سنتز ۲ که شامل CO ، CH_4 ، CO_2 و H_2 بوده و ارزش حرارتی بالاتری نسبت به سنتز ۱ دارد، اوج OH بیشتری را نسبت به سنتز ۱ نشان می‌دهد، ولی همچنان طول شعله آن نسبت به متان کمتر است. بنابراین، حضور گونه‌های خنثی و سرعت بالای شعله در سوخت‌های حاوی هیدروژن به طور چشمگیری در کاهش طول شعله مؤثر هستند.

بررسی آلاینده‌ها نشان داد که سوخت سنتز ۱ به دلیل ارزش حرارتی پایین‌تر و خواص احتراقی متفاوت، دمای کمتری را در ناحیه اصلی احتراق نسبت به گاز سنتز ۲ تولید می‌کند. همچنین، به دلیل دمای پایین‌تر احتراق و توزیع یکنواخت‌تر دما، انتشار NO_x به ۳/۲۳ ppm کاهش یافت. از سوی دیگر، احتراق گاز سنتز ۲، به دلیل وجود حجم زیادی از متان در ترکیب و

ارزش حرارتی بالاتر نسبت به گاز سنتز ۱، کانتور دمایی مشابه احتراق متان خالص ایجاد کرد. آلاینده NO_x در احتراق گاز سنتز ۲ به مقدار $29/94 \text{ ppm}$ افزایش یافت، زیرا علاوه بر اینکه میزان NO_x حرارتی مشابهی با متان ایجاد می‌کند به علت احتراق غنی از سوخت تولید NO_x سریع نیز افزایش پیدا می‌کند. گاز سنتز ۲ با مقدار 2914 ppm ، بیشترین میزان CO را دارد که این امر به ترکیب بالای CO در سوخت اولیه و نحوه عملکرد واکنش‌های احتراقی آن، از جمله حضور متان در سوخت، مرتبط است. در مقابل، گاز سنتز ۱ با توجه به وجود 45% هیدروژن، مقدار متوسطی از CO را تولید می‌کند که میزان آن برابر با $227/3 \text{ ppm}$ است.

بررسی‌ها نشان داد که گازهای سنتز با محتوای بالای هیدروژن، به دلیل توزیع دمای مطلوب و انتشار کمتر NO_x ، گزینه‌های بهتری نسبت به دیگر گازهای سنتز هستند. با این وجود، بهینه‌سازی‌هایی برای کاهش آلاینده CO همچنان مورد نیاز است.

منابع

- [1] B.-b. Microturbines, and D.-g. Market, "Biofuel-burning Microturbine," February 2004.
- [2] A. A. M. M. Ali, K. Ali, C. Kim, Y. Lee, S. Oh, and K. Kim, "Numerical study of the combustion characteristics in a syngas-diesel dual-fuel engine under lean condition," *International Journal of Automotive Technology*, vol. 20, pp. 933-942, February, October 2019.
- [3] F. Fantozzi, P. Laranci, M. Bianchi, A. De Pascale, M. Pinelli, and M. Cadorin, "CFD simulation of a microturbine annular combustion chamber fuelled with methane and biomass pyrolysis syngas: Preliminary results," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, January 2009, pp. 811-822.
- [4] F. Fantozzi, P. Laranci, and G. Bidini, "CFD simulation of biomass pyrolysis syngas vs. natural gas in a microturbine annular combustor," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, October 2010, pp. 649-658.
- [5] P. Laranci, E. Bursi, and F. Fantozzi, "Numerical analysis of a microturbine combustion chamber modified for biomass derived syngas," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, January 2011, pp. 541-548.
- [6] E. S. Tan, and K. Palanisamy, "Experimental and simulation study of biodiesel combustion in a microturbine," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, January 2008, pp. 889-897.
- [7] B. Bazooyar, and H. G. Darabkhani, "Design, manufacture and test of a micro-turbine renewable energy combustor," *Energy Conversion and Management*, vol. 213, pp. 112782, June 2020.
- [8] T. Seljak, K. Pavalec, M. Buffi, A. Valera-Medina, D. Chiamonti, and T. Kutrašnik, "Challenges and solutions for utilization of bioliquids in microturbines," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 141, no. 3, pp. 031401, March 2019.
- [9] A. Mangra, "Design and Numerical Analysis of a Micro Gas Turbine Combustion Chamber," *Engineering, Technology & Applied Science Research*, vol. 10, no. 6, pp. 6422-6426, December 2020.
- [10] V. Fortunato, A. Giraldo, M. Rouabah, R. Nacereddine, M. Delanaye, and A. Parente, "Experimental and numerical investigation of a MILD combustion chamber for micro gas turbine applications," *Energies*, vol. 11, no. 12, pp. 3363, December 2018.
- [11] J. Parente, G. Mori, V. V. Anisimov, and G. Croce, "Micro gas turbine combustion chamber design and cfd analysis," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, January 2004, pp. 787-796.
- [12] H. Ashini, S. Tabejamaat, and M. Bastani, "Experimental and numerical study on combustion of biogas/lean-hydrogen syngas mixtures in a microturbine combustor," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 102, pp. 1-19, February 2025.
- [13] A. Á. B. Santos, P. R. F. Neves, P. da Silva Melo, W. T. Barbosa, J. B. Azevedo, and L. L. N. Guarieiro, "Assessment of soot formation and thermal radiation in syngas flame using oxygen-enhanced combustion under lean mixing conditions and acetylene doping," *International Journal of Thermofluids*, pp. 101094, January 2025.
- [14] C. Tao, and H. Zhou, "The excitation and evolution characteristics thermoacoustic instability in syngas micromixed combustion," *Physics of Fluids*, vol. 37, no. 2, February 2025.
- [15] K. Bayramoğlu, C. Coskun, T. Bayramoğlu, S. Yılmaz, and Z. Oktay, "Thermodynamic and environmental investigation of hydrogen addition during combustion in municipal sewage sludge-based syngas," *International Journal of Hydrogen Energy*, February 2025.
- [16] Y. Kong, G. Chen, T. Zhou, A. Zhang, H. Deng, X. Wen, F. Wang, and C. Yu, "Characterization of the effect of H₂/high-H₂ syngas addition to the laminar combustion characteristics of C₂H₂ flames," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 98, pp. 219-229, January 2025.
- [17] F. Wang, C. Xiao, D. Zhang, Y. Wang, X. Wen, H. Deng, and G. Chen, "Effects of addition NH₃ and N₂ dilution on combustion and the emission characteristics of syngas," *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 214, pp. 154-165, February 2025.
- [18] A. Lipatnikov, *Fundamentals of premixed turbulent combustion*: CRC Press, October 2012.

- [19] E. Mularz, "Lean, premixed, prevaporized combustion for aircraft gas turbine engines, " in 15th Joint Propulsion Conference, June 1979, pp. 1318.
- [20] M. A. Nemitallah, A. A. Abdelhafez, M. A. Habib, M. A. Nemitallah, A. A. Abdelhafez, and M. A. Habib, "Premixed combustion for gas-turbine applications, " *Approaches for Clean Combustion in Gas Turbines*, pp. 13-97, March 2020.
- [21] M. A. Nemitallah, M. A. Habib, and A. Abdelhafez, "Applications of Fuel/Oxidizer-Flexible Premixed Combustion in Gas Turbines," *Hydrogen for Clean Energy Production: Combustion Fundamentals and Applications*, pp. 293-383: Springer, September 2024.
- [22] A. Sohrabi, and S. M. Mirsajedi, "3D simulation and study of biogas combustion in C30 microturbine annular combustion chamber, " *Fuel and Combustion*, vol. 17, no. 1, pp. 72-86, August 2024.
- [23] I. Glassman, R. A. Yetter, and N. G. Glumac, *Combustion: Academic press*, December 2014.
- [24] S. R. Turns, *Introduction to combustion: McGraw-Hill Companies New York, NY, USA*, January 1996.
- [25] C. Abagnale, M. C. Cameretti, R. De Robbio, and R. Tuccillo, "Thermal cycle and combustion analysis of a solar-assisted micro gas turbine, " *Energies*, vol. 10, no. 6, pp. 773, June 2017.
- [26] J. Chen, M. G. Mitchell, and J. G. Nourse, "Development of Ultra-Low Emission Liquid Fuel-Fired Microturbine Engines for Vehicular Heavy Duty Applications, " in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, October 2009, pp. 281-289.
- [27] J. Chen, M. G. Mitchell, and J. G. Nourse, "Development of Ultra-Low Emission Diesel Fuel-Fired Microturbine Engines for Vehicular Heavy Duty Applications: Combustion Modifications, " in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, October 2010, pp. 521-530.
- [28] A. Fluent, "Ansys fluent theory guide, " *Ansys Inc., USA*, vol. 15317, pp. 724-746, November 2011.
- [29] S. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow: CRC press*, October 2018.
- [30] S. Chen, D. Zhao, H. K. H. Li, T. Y. Ng, and X. Jin, "Numerical study of dynamic response of a jet diffusion flame to standing waves in a longitudinal tube, " *Applied Thermal Engineering*, vol. 112, pp. 1070-1082, February 2017.
- [31] C. Xiao, M. Omid, A. Surendar, A. a. Alizadeh, D. O. Bokov, Binyamin, and D. Toghraie, "Simulation of combustion flow of methane gas in a premixed low-swirl Burner using a partially premixed combustion model, " *Journal of Thermal Science*, vol. 31, no. 5, pp. 1663-1681, September 2022.
- [32] M. Medhat, M. Yehia, M. C. Franco, and R. C. Rocha, "A numerical prediction of stabilized turbulent partially premixed flames using ammonia/hydrogen mixture," *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, vol. 87, no. 3, pp. 113-133, October 2021.
- [33] C. T. Corporation, *C30 Microturbine High-pressure Natural Gas Data Sheet*, Capstone P/N 331140A, Chatsworth, CA, USA, July 2017.
- [34] M. C. Cameretti, "Modelling of a Hybrid Solar Micro-Gas Turbine fuelled by biomass from agriculture product, " *Energy Reports*, vol. 6, pp. 105-116, February 2020.
- [35] J. Chen, M. G. Mitchell, and J. G. Nourse, "Development of Ultra-Low Emission Diesel Fuel-Fired Microturbine Engines for Vehicular Heavy Duty Applications: Combustion Modifications, " in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, October 2010, pp. 521-530.
- [36] G. Löffler, R. Sieber, M. Harasek, H. Hofbauer, R. Hauss, and J. Landauf, "NO_x formation in natural gas combustion—a new simplified reaction scheme for CFD calculations, " *Fuel*, vol. 85, no. 4, pp. 513-523, March 2006.

English Abstract

Simulation of Microturbine Combustion Chamber Performance with Syngas: Analysis of Compositions Derived from Coal and Biomass

Aref sohrabi¹, Seyed Mahdi Mirsajedi^{2*}

1- Msc, Aerospace Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran, a.sohrabishabjere@mail.sbu.ac.ir

2- Assistant Professor, Aerospace Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran, m_mirsajedi@sbu.ac.ir

*Corresponding author

(Received: 2025/01/20, Received in revised form: 2025/02/26, Accepted: 2025/03/08)

In this study, the performance of an annular combustion chamber of a microturbine was simulated using syngas derived from coal and biomass. The primary objective is to investigate the combustion chamber's performance and pollutant emissions under premixed combustion conditions. The simulations are conducted using a partially premixed combustion model and the k-epsilon Realizable turbulence model. The partially premixed combustion model, by integrating the advantages of both premixed and non-premixed combustion, enabled an accurate analysis of the combustion process and provided precise predictions of complex turbulent flow behaviors and chemical reactions. The fuel and air were assumed to be premixed, which improved temperature uniformity and contributed to a reduction in NO_x emissions when using syngas. An analysis of the OH mass fraction revealed that coal-derived syngas, due to its high hydrogen content and faster combustion rate, produces the shortest flame. The NO_x and CO emissions for this fuel were 3.23 ppm and 227.3 ppm, respectively. On the other hand, biomass-derived syngas generates a temperature field similar to that of pure methane combustion due to its methane content. However, the high concentrations of methane and carbon monoxide resulted in a significant CO emission of 2914 ppm. This fuel also exhibited the highest NO_x emission, reaching 29.9 ppm. The findings indicate that utilizing coal-derived syngas in premixed combustion conditions reduces NO_x emissions and thermal hotspots.

Keywords: Numerical simulation, annular combustion chamber, microturbine, syngas, NO_x emissions.