

طراحی و شبیه‌سازی محفظه احتراق میکروتوربین ۳۰ کیلوواتی با سوخت زیستی

زهرا وثوقی^{۱*}، صادق تابع جماعت^۲

۱- فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، zahra.vosoughi@aut.ac.ir

۲- استاد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، sadegh@aut.ac.ir

* نویسنده مخاطب

چکیده

میکروتوربین‌ها توربین‌های گازی کوچکی هستند، که با قابلیت سوزاندن گستره وسیعی از انواع سوخت، به منظور تولید توان مورد استفاده قرار می‌گیرند. منابع زیست‌توده با توجه به داشتن پتانسیل بالا برای تولید انرژی، کاهش مصرف گاز طبیعی، کاهش مشکلات دفع مواد زائد و کاهش آلاینده‌ها، یک منبع سوختی کاربردی در نیروگاه‌های تولید همزمان برق و گرما می‌باشند، که در سال‌های اخیر بیشتر مورد توجه قرار گرفته‌اند. به همین دلیل، علاقه به استفاده از سوخت زیستی در میکروتوربین‌های گازی به طور قابل توجهی افزایش یافته است. هدف از این پژوهش، طراحی محفظه احتراق میکروتوربین ۳۰ کیلوواتی، با قابلیت استفاده از سوخت گاز سنتز است. پس از طراحی سیکل ترمودینامیکی، مشخصات ترمودینامیکی هر یک از اجزا تعیین می‌شود. الگوریتم محاسباتی جهت طراحی محفظه احتراق بر اساس روش طراحی تجربی تدوین، و در یک کد متلب پیاده‌سازی می‌شود. ابعاد اولیه محفظه بر اساس آن محاسبه شده است. محفظه طراحی شده در نرم افزار Fluent 18.2 و با استفاده از مدل احتراقی PDF شبیه‌سازی و عملکرد آن مورد بررسی قرار گرفته است. استفاده از گاز سنتز به عنوان سوخت زیستی انتخاب شده در این پژوهش، موجب کاهش قابل توجه NO خروجی و افزایش میزان CO می‌شود.

کلمات کلیدی: میکروتوربین، سوخت زیستی، محفظه احتراق، شبیه‌سازی احتراق غیر پیش‌آمیخته

مقدمه

امروزه علاقه به منابع انرژی تجدیدپذیر به دلیل افزایش مداوم تقاضا برای برق، کاهش در دسترس بودن سوخت‌های فسیلی و نیاز همزمان به کاهش انتشار آلاینده‌ها، بطور قابل توجهی افزایش یافته است. در این زمینه، سوخت‌های زیستی یک منبع استراتژیک مفید برای کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای مانند دی‌اکسید کربن است. سوخت‌های زیستی، سوخت‌هایی هستند که منبع بیولوژیکی دارند و فسیلی نیستند. این سوخت‌ها از منابع زیست‌توده مانند گیاهان ذرت، سویا، نیشکر، و غیره تولید می‌شوند. افزایش دسترس پذیری زیست‌توده در کنار پیشرفت‌های اخیر تکنولوژی در استفاده بهینه با آلودگی پایین از این سوخت، زیست‌توده را به یک گزینه محبوب در انتخاب سوخت تبدیل کرده است [۱].

در سال‌های اخیر، مطالعات زیادی بر روی امکان تأمین انرژی میکروتوربین‌های گازی با سوخت‌های تجدیدپذیر با ارزش حرارتی پایین مانند مواردی که از طریق فرآیندهای تبدیل زیست‌توده مانند زیست‌گاز و گاز سنتز بدست آمده است، متمرکز شده است. اگرچه استفاده از این سوخت‌ها باعث کاهش اثرات منفی زیست محیطی کربن می‌شود، اما برای ارزیابی رفتار میکروتوربین، کاهش توان و همچنین مشکلات احتراق مطالعات بیشتری لازم است. به همین دلیل، علاقه به استفاده از گاز سنتز در میکروتوربین‌های گازی به طور قابل توجهی افزایش یافته است.

طراحی و توسعه محفظه احتراق توربین‌های گاز بر دستیابی به بازده احتراق بالاتر، دمای شعله و غلظت گاز مناسب، انتشار آلودگی کمتر و ضریب الگوی^۱ کمتر متمرکز شده است. سوخت‌های قدیمی مانند پروپان،

کروسین، گاز طبیعی و سوخت‌های مایع، در کنار سوخت‌های جدید مانند گاز سنتز، زیست‌گاز و هیدروژن در میکروتوربین‌های گازی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در تحقیقات مختلف انواع احتراق پیش‌مخلوط، غیر پیش‌مخلوط و نیمه پیش‌مخلوط مورد بررسی قرار گرفته است. تحقیقات بسیاری روی محفظه احتراق توربین‌های گازی و میکروتوربین‌ها در سال‌های اخیر انجام شده است و عملکرد محفظه با گاز طبیعی و سوخت زیستی مورد بررسی قرار گرفته است.

هور و همکاران [۲] در سال ۲۰۰۹ در پژوهشی به طراحی و ساخت میکروتوربین گازی ۶۰ کیلوواتی بهینه شده برای استفاده از زیست‌توده پرداخته‌اند. این پژوهش با هدف بهینه‌سازی طراحی سیستم برای تولید همزمان برق و گرما و از یک میکروتوربین با سوخت زیست‌گاز انجام شده است. طی این پژوهش، طراحی سیستم میکروتوربین با سوخت زیستی و سپس ارزیابی سیستم‌های لوله‌کشی تأمین سوخت مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین از تحلیل CFD برای تحلیل فرایند جذب گوگرد از زیست‌گاز استفاده شده است. مدل نهایی توسط PEPSE-GT 5 شبیه‌سازی، و نتایج با تست‌های تجربی مقایسه شده است. نتیجه تحقیقات نشان می‌دهد با کاهش متان در ترکیب سوخت، نرخ تولید حرارت کاهش می‌یابد، لذا لازم است برای استفاده از سوخت‌های با ارزش حرارتی پایین، جریان سوخت برای عملکرد بهتر میکروتوربین افزایش یابد. طباطبایی، هاشمی و ذوالفقار شجاعی [۳] در تحقیقی برای پژوهشگاه نیروی ایران در سال ۲۰۱۲ به طراحی یک سیکل ترمودینامیکی برای سیستم CHP با هدف دستیابی به توان ۱۰۰ کیلووات پرداخته‌اند. سیکل طراحی شده از نوع تک‌محوره همراه با محفظه احتراق حلقوی می‌باشد که قابلیت دستیابی به بازده ۱۳ درصد در حالت بدون رکوپراتور و ۲۵ درصد با رکوپراتور را دارد. پارامترهای ترمودینامیکی سیکل به کمک یک کد فرترن محاسبه شده است. پس از مدل‌سازی ترمودینامیکی، اجزاء مختلف توسط فلونت شبیه‌سازی شده‌اند. نتایج شبیه‌سازی که مطابقت خوبی با طراحی اولیه دارد نشان می‌دهد، بازده کل در حالت CHP ۷۲ درصد خواهد بود. اسماعیل اورلانوس کامرگو و همکاران [۴] در سال ۲۰۱۷ طی پژوهشی به ارزیابی ترمودینامیکی و انرژی یک سیستم CHP با استفاده از میکروتوربین C30 با در نظر گرفتن قانون اول و دوم ترمودینامیک و نرخ هزینه کل سیستم پرداختند. این تحلیل به کمک یک رابط طراحی شده که HYSYS را به متلب مرتبط می‌کند و امکان ارزیابی این پارامترها را به طور همزمان فراهم می‌کند، انجام شده است. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد با افزایش نسبت فشرده‌سازی، راندمان کمپرسور و کل سیکل ترمودینامیکی میکروتوربین افزایش می‌یابد. اگرچه این امر، موجب افزایش هزینه‌های سیستم در واحد زمان می‌شود. از طرف دیگر افزایش بازده کمپرسور و میکروتوربین و دمای خروجی پیش‌گرمکن از نظر اقتصادی برای سیستم مفید خواهد بود. آنا کوستا کونرادو و همکاران [۵] یک روش برای طراحی پایه محفظه احتراق توربین گاز ارائه داده‌اند. در این تحقیق

¹ Pattern Factor (PF)

این مقاله استفاده شده است. الگوریتم طراحی بر اساس مشخصات پایه به دست آمده از نتایج طراحی سیکل اجرا شده است. هندسه به دست آمده در این بخش، با نرم افزار فلونت شبیه سازی، و نتایج آن با طراحی اولیه مقایسه خواهد شد.

طراحی سیکل

اولین گام در طراحی توربین های گاز، طراحی سیکل ترمودینامیکی می باشد. این موتورها بر اساس سیکل پایه برایتون کار می کنند. محاسبات سیکل در حالت پایدار برای بدست آوردن شرایط ورودی و خروجی محفظه احتراق در بار کامل و با استفاده از نرم افزار GasTurb، انجام شده است. نرم افزار GasTurb یکی از معروف ترین نرم افزارهای تجاری به منظور تحلیل عملکرد موتور می باشد. این نرم افزار یک برنامه قدرتمند صفر بعدی جهت طراحی تحلیل و شبیه سازی انواع توربین گاز می باشد. به کمک این نرم افزار می توان سیکل ترمودینامیکی بسیاری از موتورهای زمینی یا هوایی، از جمله توربین گاز تک محوره یا چند محوره را بدست آورد. با بررسی میکروتوربین های با توان مشابه و برای سادگی، موتور به صورت توربین گاز تک محوره رکوپراتوردار در نظر گرفته شده است. در طراحی به وسیله GasTurb، پارامترهای ورودی تا رسیدن به توان مطلوب تغییر داده می شوند. این تغییرات، با توجه به مطالعات صورت گرفته بر روی میکروتوربین های مشابه، انجام می شود. از آنجا که بازه تغییرات بازده اجزا محدود است، دو پارامتر اصلی طراحی دمای ورودی به توربین و دبی جرمی هوای ورودی هستند. با تغییر این پارامترها تا رسیدن به توان مورد نظر، مشخصات ترمودینامیکی موتور در هر نقطه مشخص می شود.

جدول ۱: مشخصات سیکل ترمودینامیکی

ویژگی	واحد	مقدار
دمای محیط	K	۲۸۸
فشار محیط	kPa	۱۰۱/۲۳۵
توان خروجی	kW	۳۰
دبی جرمی هوا	kg/s	۰/۳۰۴
نسبت فشار کمپرسور	-	۳/۵
بازده آیزنتروپیک کمپرسور	%	۷۸
بازده آیزنتروپیک توربین	%	۸۵
بازده محفظه احتراق	%	۹۵
افت فشار محفظه	%	۵
دور موتور	RPM	۹۶۰۰۰
دمای ورودی به توربین	K	۱۰۹۸
ضریب تأثیر رکوپراتور	-	۰/۸
افت فشار رکوپراتور	%	۱

از نتایج طراحی سیکل، مشخصات ترمودینامیکی ورودی و خروجی هر یک از اجزای میکروتوربین مشخص می شود. در نتیجه ورودی های طراحی برای هر جزء، از جمله محفظه احتراق بدست آمده است. پارامترهای مورد نیاز برای طراحی محفظه احتراق شامل، دمای هوای ورودی به محفظه، فشار کاری، دمای ورودی به توربین و دبی جرمی سوخت و هوا می باشد، که از طراحی سیکل به کمک GasTurb محاسبه شده اند و در بخش بعد مورد استفاده قرار خواهند گرفت.

یک کد کامپیوتری برای تعیین ابعاد بخش های مختلف محفظه شامل کیس، لاینر، دیفیوزر، پیچش دهنده و محاسبه دمای نواحی مختلف محفظه و دیواره ها توسعه داده شده است. در نهایت یک نمونه محفظه احتراق با کد نوشته شده طراحی، ساخته و در یک سیستم تولید توان تست شده است. نتایج نشان می دهند روش طراحی ساده ارائه شده قادر به محاسبه پیکربندی محفظه مناسب است. توچیلو و کمرتی [۶]، سیستم های مختلف احتراق با روش های مختلف طراحی در میکروتوربین ها را مورد بررسی قرار داده اند. در این تحقیق روش های مختلف احتراق در محفظه و انواع محفظه مورد بحث قرار گرفته است. گوساب و همکاران [۷] به شبیه سازی عددی احتراق مخلوط زیست گاز و متان در یک محفظه احتراق قوطی شکل با جریان پیچشی پرداخته اند. در این تحقیقات اثر میزان کربن دی اکسید زیست گاز بر مقدار آلاینده های احتراق بررسی شده است. شبیه سازی برای چهار نوع مختلف سوخت شامل متان و سه نوع گاز بیو با ترکیبات مختلف انجام شده است. شبیه سازی به صورت سه بعدی بر اساس معادلات RANS و فلونت ۱۴ انجام شده است. در این تحقیق از مدل Eddy dissipation برای مدل کردن برهم کنش توربولانس-شیمی و مکانیزم گلوبال دو مرحله ای برای توصیف اکسیداسیون زیست گاز و متان استفاده شده است. نتایج نشان می دهد میزان کم کربن دی اکسید در ترکیب سوخت موجب پایداری بهتر شعله و افزایش حجم بازگشتی می شود. همچنین زیست گاز اثر کاهش ۳۳ درصد در انتشار NO و کاهش ۱۰ درصدی CO خواهد داشت. در تحقیقی مشابه، اوکافور و همکاران [۸] به بررسی میزان آلاینده های در محفظه میکروتوربین های گازی که با سوخت متان و آمونیا (NH₃) کار می کنند پرداخته اند. در این تحقیق که با هدف کنترل آلاینده های محفظه احتراق میکروتوربین ها انجام شده است، یک محفظه قوطی شکل با جریان پیچشی با سوخت مخلوط متان-هوا-آمونیا مورد بررسی قرار گرفته است. در این تحقیق احتراق پیش مخلوط و غیر پیش مخلوط بررسی شده است. برای شبیه سازی از OpenFoam و روش LES استفاده شده است. از روش های PIV و PLIF برای مطالعه جریان ساختار شعله و آلاینده ها در تست های تجربی بهره گرفته شده است. در نتیجه نسبت اختلاط بهینه برای ناحیه اولیه، برای کاهش آلاینده ها و رسیدن به بازده حداکثری محفظه در حدود ۱/۳۵ الی ۱/۳، بسته به میزان درصد جرمی آمونیا، تعیین شده است. امامی، رهدان و پوروئوقی [۹] یک مدل ریاضی برای آنالیز اثر توزیع متفاوت هوا را بر یک محفظه با هندسه پیچیده پیش بینی کرده اند. این آنالیز بر اساس هفت پارامتر عملکردی احتراق انجام شده است. آنها مشاهده کردند که در طراحی بهینه بخش قابل توجهی از هوا از ناحیه اولیه وارد محفظه خواهد شد. این طراحی همچنین می تواند میزان انتشار آلاینده ها را تا ۷۸ درصد کاهش و بازده محفظه را تا ۶ درصد افزایش دهد. در تحقیقاتی مشابه، امامی و شهبازیان [۱۰] نتیجه گیری کردند که میزان انتشار NO_x در زاویه پیچش دهنده ۵۵ درجه، حداقل خواهد بود. این پارامتر به طور مستقیم بر دمای احتراق اثرگذار است.

در این پژوهش به طراحی محفظه احتراق در یک میکروتوربین ۳۰ کیلوواتی با سوخت گاز سنتز پرداخته شده است. در این راستا لازم است، مشخصات کلی میکروتوربین با طراحی سیکل ترمودینامیکی مشخص شود. طراحی سیکل با استفاده از نرم افزار GasTurb انجام شده است. نتایج این بخش پارامترهای ورودی برای طراحی محفظه احتراق را تعیین می کند. در ادامه الگوریتم طراحی یک محفظه احتراق قوطی شکل تشریح می شود. الگوریتم توضیح داده شده در متلب پیاده سازی، و از نتایج آن در

انتخاب سوخت

استفاده شده برای طراحی محفظه را نشان می‌دهد. این مقادیر از طراحی سیکل محاسبه شده است.

جدول ۳: ورودی‌های طراحی محفظه

پارامتر	واحد	مقدار
دبی هوای ورودی	kg/s	۰/۳۰۴
دبی سوخت	kg/s	۰/۰۰۹۱
دمای ورودی محفظه	K	۸۰۳
فشار ورودی محفظه	kPa	۳۴۷
دمای ورودی توربین	K	۱۰۹۸

محفظه احتراق دارای انواع قوطی شکل، حلقوی و قوطی-حلقوی می‌باشد. اگرچه محفظه‌های حلقوی به دلیل حجم کم‌تر کاربرد گسترده‌تری دارند، اما در اینجا نوع قوطی شکل برای طراحی انتخاب شده است. محفظه‌های قوطی شکل دارای هزینه نگهداری و ساخت کمتر می‌باشند. احتراق در این نوع محفظه آلودگی کمتری تولید می‌کند و شعله پایدارتر است. همچنین شرایط تست عملکردی در مقایسه با محفظه‌های حلقوی ساده‌تر است [۱۵].

مساحت مرجع به عنوان مساحت بیشترین سطح مقطع پوسته تعریف می‌شود و بر اساس محدودیت واکنش شیمیایی یا محدودیت افت فشار انتخاب می‌شود. ابعاد محفظه می‌تواند بر اساس آیرودینامیک یا واکنش شیمیایی محاسبه شود [۵]. به طور کلی وقتی محفظه برای یک افت فشار خاص طراحی می‌شود، برای کامل شدن واکنش شیمیایی نیز کافی خواهد بود. جدول ۴ مقدار ترم‌های افت فشار را برای انواع محفظه، براساس مطالعات تجربی نشان می‌دهد. با توجه به مقادیر افت فشار و فشار دینامیکی برای محفظه قوطی شکل، مساحت مرجع براساس رابطه (۱) [۵] محاسبه می‌شود. سپس قطر مرجع برای محفظه‌های قوطی شکل بر اساس معادله (۲) [۵] بدست می‌آید.

جدول ۴: افت فشار در انواع محفظه [۲۶]

نوع محفظه	$\Delta P_{3-4}/P_3$ (%)	$\Delta P_{3-4}/q_{ref}$
Can or Multi-can	5.3	40
Can-annular	5.4	30
Annular	6.0	20

$$A_{ref} = \left[R_a \left(\dot{m}_3 \frac{\sqrt{T_3}}{P_3} \right)^2 \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \right) \right]^{0.5} \quad (1)$$

$$A_{ref} = \frac{\pi D_{ref}^2}{4} \quad (2)$$

مساحت لاینر معمولاً بین ۰/۶ تا ۰/۷ مساحت مرجع در نظر گرفته می‌شود. این مساحت برای محفظه‌های قوطی شکل قدیمی با شعله دیفیوژن ۰/۷ مساحت مرجع در نظر گرفته می‌شود [۵].

مرحله بعدی در طراحی محفظه، محاسبه طول ناحیه‌های اول، دوم و رقیق‌سازی است که طول لاینر را تشکیل می‌دهند. طول ناحیه اول معمولاً در بازه زیر قرار می‌گیرد [۱۶].

$$\frac{2}{3} D_L \leq L_{PZ} \leq \frac{3}{4} D_L \quad (3)$$

ترکیبات مختلفی از گاز سنتز، با توجه به منبع و روش استخراج گاز وجود دارد. بررسی منابع نشان می‌دهد میزان قابل توجه CO_2 در گاز سنتز موجب کاهش پیک فشار، پایداری احتراق و تولید گرما و افزایش CO می‌شود. در حالی که گاز سنتز حاوی بیش از ۴۵٪ کربن دی‌اکسید باعث کارکر ضعیف و غیر متعارف موتور می‌شود. تحقیقات [۱۱] افزایش سوخت محترق نشده در گاز سنتز با ۴۰-۴۵٪ کربن دی‌اکسید را نشان می‌دهد. بنابراین برای عملکرد مناسب محفظه احتراق و کاهش انتشار آلودگی، گاز سنتز با درصد بالای CO_2 توصیه نمی‌شود. منبع [۱۲] استفاده از گاز سنتز با ترکیبات حدود ۳۳٪ مولی کربن دی‌اکسید را برای محفظه‌های صنعتی پیشنهاد می‌دهد. بر اساس توضیحات ارائه شده، جدول ۲ ترکیبات گاز سنتز انتخاب شده برای این مطالعه را نشان می‌دهد. بر اساس منبع [۱۳] این گاز از فرآیند گازسازی CFB از زیست توده لیگنوسولوزی در فشار یک بار با استفاده از بخار اکسیژن، بدست می‌آید. این فرآیند به دلیل هزینه تولید کم در مقایسه با LHV بالای گاز سنتز انتخاب شده است.

جدول ۲: مشخصات گاز سنتز

اجزا	درصد حجمی (%)	درصد جرمی (%)	LHV (kJ/kg)
H_2	۳۲	۲/۸۲	-
CO	۲۷	۳۳/۰۳	-
CO_2	۲۹	۵۵/۷۴	-
CH_4	۱۲	۸/۴۱	-
کل	۱۰۰	۱۰۰	۱۰۹۲۸

طراحی محفظه

به طور کلی روش‌های طراحی محفظه احتراق شامل روش‌های عددی، تحلیلی-تجربی و روش‌های مبتنی بر رهیافت شبکه می‌شود. از آنجا که پدیده‌های پیچیده‌ای چون جریان آشفتنه، تبخیر و اختلاط و واکنش‌های شیمیایی در محفظه احتراق توربین‌های گازی به طور همزمان رخ می‌دهد، استفاده از روش‌های تحلیلی برای طراحی این محفظه‌ها بسیار پیچیده و دشوار است. برهمکنش پدیده‌های پیچیده در محفظه‌های احتراق باعث شده، طراحان محفظه احتراق توربین گاز برای توسعه محصولات جدید خود از روش‌های سعی و خطا و بر پایه اصلاح محفظه‌های موجود از نسل‌های قبل کمک بگیرند. در این پژوهش با به کارگیری روش‌های نیمه تجربی، هندسه کلی محفظه مشخص و پس از شبیه‌سازی، اصلاحات لازم در طراحی اعمال شده است. هندسه نهایی برای بررسی عملکرد در نقطه طراحی شبیه سازی و نتایج آن تحلیل شده است.

الگوریتم طراحی محفظه احتراق در یک کد متلب پیاده شده است. بر اساس این الگوریتم پس از انتخاب نوع محفظه و محاسبه مساحت مرجع، ابعاد هر جزء از محفظه به ترتیب مشخص خواهد شد. در انتها سوراخ‌های هوای اضافی و خنک‌کاری طراحی خواهد شد [۱۴].

پارامترهای اولیه طراحی، قیده‌های خروجی کمپرسور و ورودی توربین هستند، که معمولاً برای هر محفظه احتراق در قسمت طراحی سیکل مشخص می‌شود. سایر پارامترها شامل، قیده‌های مشتری، ثوابت، مقادیرهای تجربی و محدودیت‌های طراحی می‌باشند. جدول ۳ پارامترهای ورودی،

$$A_h^2 = \frac{143.5 \dot{m}_h^2 T_3}{P_3^2 C_d^2} \left(\frac{P_3}{\Delta PL} \right) \quad (10)$$

سپس با استفاده از روابط (۱۱) تا (۱۵) مقدار C_d محاسبه می‌شود و با حدس اولیه مقایسه می‌شود. این چرخه تا رسیدن به مقدار یکسان C_d برای هر ناحیه به صورت جداگانه اجرا خواهد شد. در نهایت با توجه به قطر سوراخ‌ها و مساحت کل، تعداد سوراخ‌ها در هر ناحیه مشخص خواهد شد [۱۸].

$$K = 1 + 0.64\{2B^2 + [4B^4 + 1.56B^2(4\beta - \beta^2)]^{0.5}\} \quad (11)$$

$$C_d = 1.25(K - 1)\{[4K^2 - K(2 - \beta)^2]^{0.5}\}^{-1} \quad (12)$$

$$\beta = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{an}} \quad (13)$$

$$\alpha = \frac{A_h}{A_{an}} \quad (14)$$

$$B = \frac{\beta}{\alpha} \quad (15)$$

بر این اساس ناحیه رقیق سازی شامل ۱۰ سوراخ به قطر ۵ میلی‌متر می‌باشد. همچنین ۲۰٪ از کل هوای ورودی از طریق ۶ سوراخ به قطر ۳ میلی‌متر به ناحیه ثانویه تزریق می‌شود.

جدول ۵: ابعاد پیش‌دهنده

مقدار	واحد	پارامتر طراحی
0.00247	m ²	A _{SW}
63	mm	D _{SW}
24	mm	D _{hub}
0.62	-	S _N
1.3	-	K _{SW}
10	mm	n _v
40	°	θ _v
0.001	mm	t _v

جدول ۶: ابعاد محفظه

مقدار	واحد	ابعاد محفظه
0.0082	m ²	A _{ref}
0.0057	m ²	A _L
102	mm	D _{ref}
85.3	mm	D _L
30	mm	D _{out}
64	mm	L _{PZ}
42.6	mm	L _{SZ}
118	mm	L _{DZ}
224.6	mm	L _{Liner}

شبیه سازی

پس از طراحی، برای اطمینان از عملکرد مطلوب محفظه، پایداری شعله و احتراق کارآمد شبیه سازی انجام خواهد شد. شبیه سازی در حالت غیر پیش‌آمیخته و پایا انجام می‌شود. در این بخش با توجه به ابعاد گفته شده در جدول ۶، هندسه به صورت دو بعدی متقارن در نرم‌افزار گمبیت ترسیم و سپس شبکه‌بندی شد. از آنجا که جریان در لاینر جدا از جریان انولس است، برای کمتر شدن هزینه محاسباتی و جلوگیری از پیچیدگی حل، فقط جریان داخل لاینر مدل شده است. در این مدل‌سازی پره‌های پیش‌دهنده در نظر گرفته نشد و برای مدل کردن اثر پیش‌دهنده از شرط ورودی سرعت برای

در رابطه فوق D_L قطر لاینر می‌باشد. لازم به ذکر است که هرچه طول ناحیه اول بیشتر باشد، زمان ماندگاری مواد برای واکنش مخلوط بیشتر می‌شود. در نتیجه بازده احتراق بالاتر خواهد شد. طول ناحیه اول باید از مصالحه بین بازده محفظه و هزینه ساخت انتخاب شود. طول ناحیه دوم در حدود نصف قطر لاینر تخمین زده می‌شود [۱۶].

$$L_{SZ} = \frac{1}{2} D_L \quad (4)$$

هدف از ناحیه رقیق‌سازی، رساندن دمای محصولات داغ احتراق به یک توزیع دمایی قابل قبول و سازگار با توربین است. پروفیل دمای گازهای داغ با اضافه و مخلوط شدن هوای خنک‌تر از طریق سوراخ‌های تزریق هوا در ناحیه رقیق‌سازی کنترل می‌شود. طول ناحیه رقیق‌سازی به پارامتر PF وابسته است.

$$PF = \frac{T_{max} - T_4}{T_4 - T_3} \quad (5)$$

این پارامتر تأثیر بسزایی در عمر ردیف ابتدایی پره‌های توربین دارد. طول ناحیه رقیق‌سازی با توجه به PF از رابطه (۶) محاسبه می‌شود.

$$L_{DZ} = D_L(3.83 - 11.83PF + 13.4PF^2) \quad (6)$$

به طور کلی در مراجع پیشنهاد می‌شود برای جلوگیری از اختلاط ضعیف و پروفیل دمای نامناسب، طول ناحیه رقیق‌سازی حدود ۱/۵ برابر قطر لاینر در نظر گرفته شود [۱۶].

مساحت چرخش دهنده از رابطه (۷) [۵] محاسبه می‌شود. افت فشار در پیش‌دهنده معمولاً بین ۳٪ تا ۴٪ فشار ورودی محفظه می‌باشد. زاویه پره‌ها در بازه ۴۰ الی ۷۰ درجه و تعداد پره‌ها بین ۸ تا ۱۰ عدد در نظر گرفته می‌شود.

$$\Delta P_{SW} = q_{ref} K_{SW} \left[\left(\frac{A_{ref}}{A_{SW}} \right)^2 \sec^2(\theta_v) - \left(\frac{A_{ref}}{A_L} \right)^2 \left(\frac{\dot{m}_{SW}}{\dot{m}_3} \right)^2 \right] \quad (7)$$

عدد پیش‌دهنده در رابطه (۸) [۱۷] آورده شده، یک پارامتر بی‌بعد است که معیاری برای سنجش مقدار اختلاط در جریان پیش‌دهنده محوری می‌باشد. برای ایجاد یک شرایط اختلاط مناسب و پایدار عدد چرخش باید بیشتر از ۰/۶ باشد.

$$S_N = \frac{2}{3} \left[\frac{1 - \left(\frac{D_{hub}}{D_{SW}} \right)^3}{1 - \left(\frac{D_{hub}}{D_{SW}} \right)^2} \right] \tan(\theta_v) \quad (8)$$

پس از محاسبه مساحت پیش‌دهنده، قطر آن از رابطه (۹) بدست خواهد آمد [۱۷].

$$A_{SW} = \frac{\pi}{4} (D_{SW}^2 - D_{hub}^2) - 0.5 n_v t_v (D_{SW} - D_{hub}) \quad (9)$$

مشخصات پیش‌دهنده محوری در جدول ۵ آورده شده است. مساحت سوراخ‌های هوا با یک روش صحیح و خطا تخمین زده می‌شود. در این روش برای هر سری سوراخ‌های تزریق ناحیه ثانویه و ناحیه رقیق‌سازی با توجه به توزیع دبی جرمی هوا از رابطه (۹) استفاده می‌شود. در ابتدا با در نظر گرفتن یک حدس اولیه برای C_d مقدار مجموع مساحت سوراخ‌ها محاسبه می‌شود.

آشفتنگی سوخت و اکسیدکننده تعیین می‌شود و مکانیزم واکنش به طور مستقیم توسط کاربر تعیین نمی‌شود. در این مدل، سیستم واکنش با استفاده از محاسبات تعادل شیمیایی تحت حل قرار می‌گیرد و به جای معادلات انتقال گونه‌ها معادلات انتقال را برای کسر مخلوط و واریانس آن حل می‌کند [۱۹].

شرایط مرزی

حل عددی مسئله نیازمند اطلاعاتی در مورد شرایط مرزی است. شرایط مرزی استفاده شده در این پژوهش برگرفته از نقطه طراحی سیکل ترمودینامیکی می‌باشد. جزئیات این شرایط در جدول ۹ آورده شده است. ورودی هوای ثانویه، رقیق سازی و سوخت به صورت شرط مرزی دبی جرمی تعیین شده است. با توجه به توضیحات ارائه شده، پس از تکرار شبیه سازی در حالت‌های مختلف، توزیع هوای نهایی به صورت زیر در نظر گرفته شد.

جدول ۸: توزیع هوا در محفظه

دبی جرمی	نماد	درصد
ورودی محفظه	\dot{m}_3	۱۰۰
آنولس	\dot{m}_{anu}	۷۰
ناحیه اولیه	\dot{m}_{pZ}	۳۰
ناحیه ثانویه	\dot{m}_{SZ}	۲۰
ناحیه رقیق سازی	\dot{m}_{DZ}	۵۰

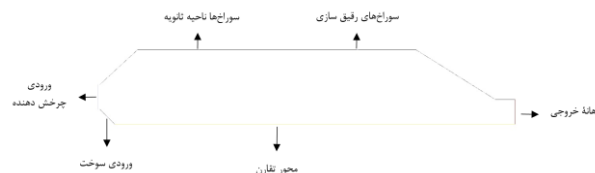
جدول ۹: شرایط مرزی

مقدار	نوع شرط مرزی		شرط مرزی
	محوری	شعاعی	
	36	0	33.3
0.304	Mass Flow Inlet (kg/s)		ورودی هوای ثانویه
0.152	Mass Flow Inlet (kg/s)		ورودی هوای رقیق سازی
Gauge Pressure=0	Pressure outlet		خروجی
803 K	Wall-temperature		دیواره محفظه
347 kPa	-		فشار کارکرد

اعتبار سنجی روش حل

به دلیل عدم وجود اطلاعات تست تجربی برای محفظه طراحی شده، روش در نظر گرفته شده برای شبیه‌سازی، روی یک محفظه ساده با اطلاعات تجربی در دسترس پیاده سازی و نتایج شبیه‌سازی با مقادیر تجربی مقایسه شد. برای اعتبار سنجی از اطلاعات نمونه شعله متان پیچشی (SM1) از پایگاه داده شعله و جریان‌های پیچشی، که به عنوان پایگاه داده شعله پیچشی سیدنی شناخته می‌شود، استفاده شده است. این یک نمونه اعتبارسنجی قابل اطمینان برای احتراق با جریان پیچشی در محفظه‌های صنعتی می‌باشد. شرایط مرزی، هندسه و نتایج تست‌های تجربی مشعل سیدنی از منبع [۲۰] و [۲۱] برگرفته شده است. ابعاد و شرایط مرزی در جدول ۱۰ و ۱۱ آورده شده است. شبیه‌سازی به صورت دوبعدی متقارن و روش حل مانند جدول ۷ انجام شده است. شکل ۲ شماتیک شعله پیچشی SM1 را نشان می‌دهد.

هوای ورودی استفاده شده است. شبکه به صورت ساختار یافته ایجاد شده است. سوراخ‌های هوای ورودی به صورت یک نوار دور محفظه، مدل‌سازی شده‌اند. به طوری که مساحت نوار با مجموع مساحت سوراخ‌ها برابر باشد. اگرچه این مدل‌سازی از دقت محاسبات می‌کاهد ولی در این سطح از طراحی قابل قبول است. شکل ۱ هندسه ترسیم شده را نشان می‌دهد.



شکل ۱: مدل‌سازی محفظه احتراق

هندسه ذکر شده در شکل ۱ با تعداد مختلف سلول، شبکه‌بندی و طبق روش گفته شده در جدول ۷ شبیه‌سازی شد. برای بررسی مستقل بودن نتایج از کیفیت شبکه، تغییرات کسر جرمی CO_2 در خروجی و میانگین دمای خروجی محفظه با شبکه‌بندی‌های ۸۶۰۰۰، ۱۷۲۰۰۰، ۲۴۰۰۰۰ و ۳۰۲۰۰۰ سلول مقایسه شده است. با توجه به اینکه کسر جرمی CO_2 در خروجی محفظه با ۲۴۰۰۰۰ سلول، کمتر از ۳٪ با شبکه ۳۰۲۰۰۰ سلولی تفاوت دارد، شبکه با ۲۴۰۰۰ سلول برای ادامه روند شبیه سازی مورد استفاده قرار خواهد گرفت.

روش حل

مدل معرفی شده، در نرم افزار Fluent 18.2 در حالت پایا شبیه سازی شده است. معادلات نویر-استوکس برای جریان حل شده است. برای مدل‌سازی اثرات آشفتنگی جریان، از مدل آشفتنگی k-ε RNG استفاده شده است. مدل تشعشعی DO برای بررسی انتقال حرارت و مکانیزم‌های تولید NO_x برای بررسی آلاینده‌های فعال شده‌اند. حل به صورت فشار مبنا و از روش حل SIMPLE و PRESTO! استفاده شده است. تنظیمات حل‌گر به طور خلاصه در جدول ۷ آورده شده.

جدول ۷: تنظیمات فلونت

Solver	Solver Segregated RANS Pressure-Based
Space	2D Axisymmetric Swirl
Turbulence model	K-Epsilon RNG
Species model	non-premixed combustion
Radiation model	Discrete Ordinates (DO)
NO_x	Thermal NO_x
	Propt NO_x
	N2O Intermediate
Solution method	Converge scheme: Coupled
	Pressure: PRESTO!
	Other: Second order

از آنجا که در این مقاله احتراق از نوع غیر پیش‌آمیخته پیچشی با آشفتنگی بالا است، استفاده از مدل PDF پیشنهاد می‌شود. این مدل علاوه بر همگرایی راحت‌تر و هزینه محاسباتی پایین‌تر، از دقت قابل قبولی برای این نوع مسئله برخوردار است. مدل PDF، فقط برای شعله‌های غیر پیش‌آمیخته آشفته قابل استفاده است. در این مدل فرض می‌شود که واکنش با اختلاط سوخت و هوا انجام می‌شود. ترکیبات و جزئیات در هر سلول توسط میزان اختلاط

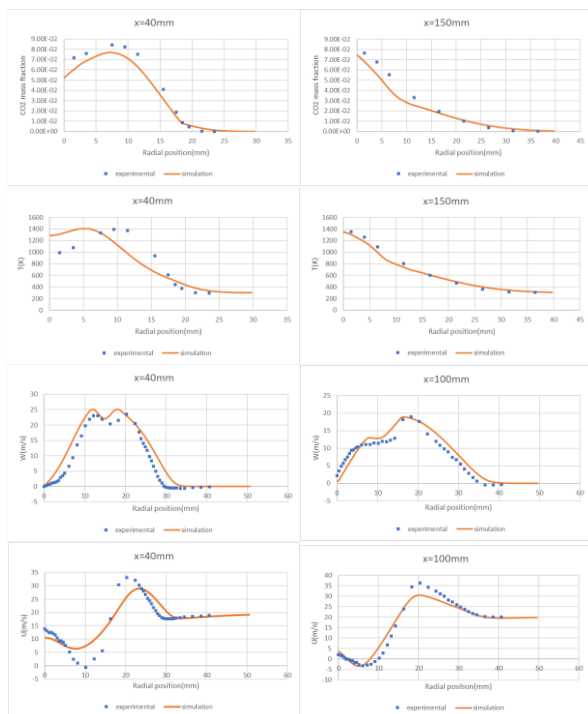
جدول ۱۰: ابعاد SM1

مقدار	واحد	ابعاد
۱۰۳	mm	قطر محفظه
۶۰	mm	قطر ورودی هوای چرخش دهنده
۵۰	mm	قطر داخلی چرخش دهنده
۳/۶	mm	قطر ورودی سوخت
۳۰۵	mm	طول محفظه

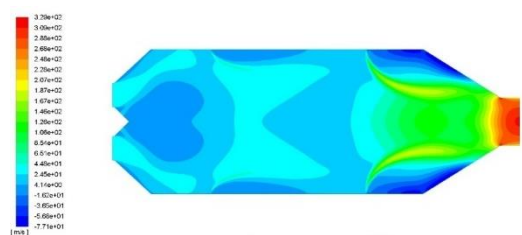
جدول ۱۱: شرایط مرزی SM1

Boundary	Swirl Inlet	Co-flow Inlet	Fuel Inlet
Type	Velocity inlet	Velocity inlet	Velocity inlet
Axial Component of Flow (m/s)	38.2	20	32.7
Radial Component of Flow (m/s)	-	-	-
Tangential Component of Flow (m/s)	19.1	-	-

گازی از انژکتور شکل می‌گیرد، در حالی که نواحی بزرگتر به وسیله جریان پیچشی وارد شده از پیچش دهنده ایجاد شده‌اند. نوع ناحیه بازگشتی مشاهده شده در مرکز لاینر، از نوع جریان پیچشی قوی می‌باشد. در این ناحیه گرادیان فشار به میزانی قوی است که جریان را به سمت دیواره‌ها هدایت می‌کند. ناحیه بازگشتی ثانویه در قسمت انتهایی لاینر، پایین دست سوراخ‌های رقیق‌سازی مشاهده می‌شود. این چرخش مجدد باعث افت فشار اضافی می‌شود که یک امر منفی محسوب می‌باشد، زیرا به روند کلی احتراق کمک نمی‌کند. این نتیجه اجتناب ناپذیر انقباض ناگهانی جریان در خروجی لاینر است.



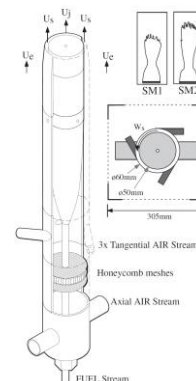
شکل ۳: نتایج اعتبار سنجی



شکل ۴: کانتور سرعت محوری

شکل ۵ کانتور انرژی جنبشی را نشان می‌دهد. همانطور که مشخص است، یک ناحیه بازگشتی نیز در مرکز محفظه تشکیل شده است، که به صورت، کاهش انرژی جنبشی قابل مشاهده است. نواحی چرخشی و بازگشتی در لاینر امکان اختلاط مناسب سوخت و هوا و همچنین افزایش زمان اقامت سوخت در محفظه را فراهم می‌کنند. این امر موجب پایداری شعله و کامل شدن احتراق می‌شود.

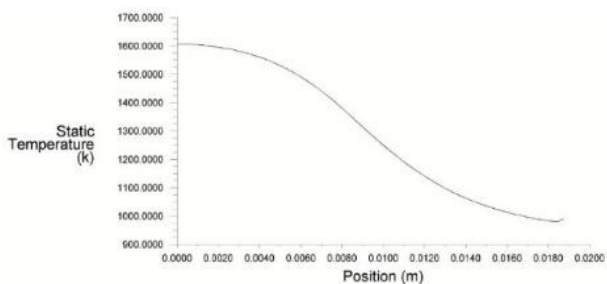
مقایسه نتایج در دو مقطع عرضی به فاصله ۴۰ و ۱۵۰ میلی‌متر از ابتدای محفظه، برای پارامترهای دما و کسر جرمی CO₂ به عنوان یک جزء از محصولات احتراق و در دو مقطع عرضی به فاصله ۴۰ و ۱۰۰ میلی‌متر از ابتدای محفظه برای پارامترهای سرعت محوری و سرعت مماسی انجام شده است. شکل ۳ نتایج این مقایسه را نشان می‌دهند. نتایج مقایسه‌ها نشان می‌دهد روش انتخاب شده از دقت قابل قبولی برای این پژوهش برخوردار است. با توجه به دوبعدی بودن روش حل، خطاهای شبیه‌سازی، ساده‌سازی مدل و خطاهای اندازه‌گیری، همواره اختلافاتی میان مقادیر تجربی و شبیه‌سازی وجود خواهد داشت. لذا روش برگزیده شده، با در نظر گرفتن حداقل اختلاف، و تست روش‌های مختلف حل از جمله انواع مدل‌های احتراقی، توربولانسی و تشعشعی، برای یک محفظه با جریان پیچشی انتخاب شده است.



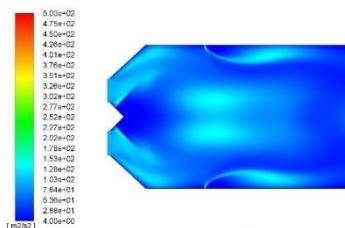
شکل ۲: شعله پیچشی SM1 [۲۰]

بحث بر روی نتایج

بررسی سرعت محوری در شکل ۴ نشان می‌دهد که دو ناحیه بازگشتی داخلی در محفظه ایجاد شده است. ناحیه کوچکتر به دلیل ورود سوخت



شکل ۷: توزیع دمای خروجی

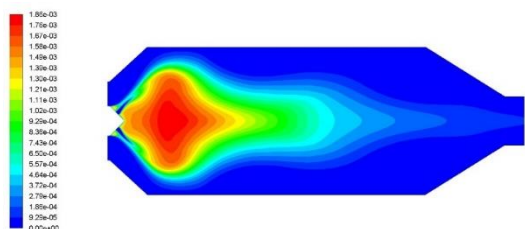


شکل ۵: کانتور انرژی جنبشی

جدول ۱۳: میزان آلاینده‌گی

مقدار NO در خروجی (ppm)	مقدار CO در خروجی (ppm)
۱۶/۵	۱۱/۱

مطالعات تجربی نشان داده است، شکل بصری شعله توسط رادیکال‌های OH و CH به بهترین نحو ترسیم می‌شود [۲۲]. از این رو کانتور کسر جرمی OH که بیانگر ناحیه شعله است، در شکل ۸ آورده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود یک فیلم هوای خنک بین دیواره محفظه و ناحیه شعله جریان دارد، که از آسیب دیواره جلوگیری می‌کند.



شکل ۸: کانتور کسر جرمی OH

نتیجه‌گیری

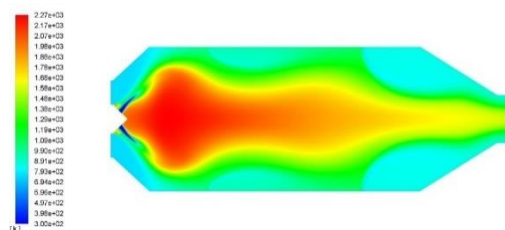
در این مقاله محفظه احتراق یک میکروتوربین ۳۰ کیلوواتی با سوخت زیستی طراحی و شبیه‌سازی شده است. پارامترهای ورودی طراحی محفظه از نتایج طراحی سیکل ترمودینامیکی بدست آمد. سیکل ترمودینامیکی به کمک نرم‌افزار GasTurb و با استفاده از مشخصات میکروتوربین‌های با توان مشابه انجام شده است. الگوریتم طراحی محفظه با استفاده از روش‌های نیمه تجربی تدوین، و در کد متلب پیاده شد. محفظه طراحی شده به کمک Fluent شبیه‌سازی شد. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد، محفظه طراحی شده، دارای ابعاد مناسب جهت اختلاط و احتراق مناسب می‌باشد. دمای میانگین خروجی برای کارکرد مناسب سیکل و توزیع دمای خروجی مطلوب است. بررسی کانتورهای دما و کسر جرمی OH نشان می‌دهد، احتراق در ناحیه اولیه انجام شده و شعله به دیواره محفظه کشیده نمی‌شود. با توجه به سوخت انتخاب شده، مقدار NOx خروجی بسیار کمتر از احتراق با سوخت‌های فسیلی است. میزان CO اگرچه در مقایسه با احتراق با گاز طبیعی بیشتر است، اما همچنان ناچیز و قابل قبول است.

جدول ۱۲ دمای ورودی به توربین پیش‌بینی شده در طراحی اولیه را با مقادیر بدست آمده در شبیه‌سازی مقایسه می‌کند. اگرچه دمای بدست آمده از شبیه‌سازی نزدیک به دمایی است که از روش تحلیلی به دست آمده و مطابقت خوبی دارد، دمای خروجی به دست آمده از شبیه‌سازی کمی بالاتر از محاسبات اولیه است.

جدول ۱۲: مقایسه نتیجه شبیه‌سازی با طراحی

واحد	محاسبات اولیه	نتیجه شبیه‌سازی	اختلاف (%)
دمای خروجی	۱۰۹۸	۱۱۱۴/۸۲	۱/۵

شکل ۶ توزیع دما در داخل لاینر را نشان می‌دهد. همان طور که در شکل مشخص است، در ناحیه شعله، حداکثر دما به ۲۲۷۰ کلوین می‌رسد. با گردش مجدد جریان، مقداری از هوای ورودی ناحیه ثانویه با جریان اصلی مخلوط می‌شود و دما به زیر مقدار پیک کاهش می‌یابد. در پایین دست ناحیه رقیق‌سازی، دمای جریان به طور ناگهانی کاهش می‌یابد. این امر به دلیل ورود جت هوای رقیق‌سازی اتفاق می‌افتد. این جت هوا، افت دمای جریان خروجی را به دنبال خواهد داشت.



شکل ۶: کانتور دما

توزیع دما در خروجی لاینر در شکل ۷ نشان داده شده است. یک پیک دمایی در خط مرکزی وجود دارد. هر چه طول ناحیه رقیق‌سازی بیشتر باشد، جریان خروجی از نظر دمایی یکنواخت‌تر خواهد بود. ضریب الگوی بدست آمده، بر اساس نتایج شبیه‌سازی و با استفاده از رابطه (۵) برابر با ۱/۴ است. تشکیل CO و NO هر دو در شبیه‌سازی لحاظ شدند. شبیه‌سازی وجود مقدار قابل ملاحظه‌ای از NO را در خروجی نشان می‌دهد. جدول ۱۳ مقادیر تخمین زده شده در شبیه‌سازی را نشان می‌دهد. این مقادیر باید به عنوان تقریب اولیه در نظر گرفته شود زیرا مدل‌های انتشار آلاینده‌گی در مدل PDF به طور معمول دقت خوبی ندارند. برای دقیق‌تر شدن دقت مدل‌های انتشار NO و CO می‌توان از مکانیزم‌های حل پیچیده‌تر استفاده کرد که افزایش زمان و هزینه محاسباتی و سخت‌شدن همگرایی حل را به دنبال خواهد داشت.

فهرست علائم

- | | | | |
|------|--|-----------|----------------------------------|
| [6] | R. Tuccillo and M. Cameretti, "Combustion and Combustors for MGT Applications," <i>VKI/RTO Lecture Series on" Micro Gas Turbines</i> , pp. 5-1, 2005. | A | مساحت، m^2 |
| [7] | A. Guessab, A. Aris, M. Cheikh, and T. Baki, "Combustion of Methane and Biogas Fuels in Gas Turbine Can-type Combustor Model," <i>Journal of Applied Fluid Mechanics</i> , vol. 9, no. 5, 2016. | c_p | گرمای ویژه در فشار ثابت، J/kgK |
| [8] | E. C. Okafor <i>et al.</i> , "Control of NO _x and other emissions in micro gas turbine combustors fuelled with mixtures of methane and ammonia," <i>Combustion and flame</i> , vol. 211, pp. 406-416, 2020. | D | قطر، m |
| [9] | E. Amani, P. Rahdan, and S. Pourvosoughi, "Multi-objective optimizations of air partitioning in a gas turbine combustor," <i>Applied Thermal Engineering</i> , vol. 148, pp. 1292-1302, 2019. | K | ضریب تطبیق |
| [10] | M. D. Emami, H. Shahbazian, and B. Sundén, "Effect of operational parameters on combustion and emissions in an industrial gas turbine combustor," <i>Journal of Energy Resources Technology</i> , vol. 141, no. 1, 2019. | L | طول، m |
| [11] | P. N. Hobson, S. Bousfield, and R. Summers, <i>Methane production from agricultural and domestic wastes</i> . Springer, 1981. | LHV | ارزش حرارتی سوخت، J/kg |
| [12] | M. İlbaşı, M. Şahin, and S. Karyeyen, "3D numerical modelling of turbulent biogas combustion in a newly generated 10 KW burner," <i>Journal of the Energy Institute</i> , vol. 91, no. 1, pp. 87-99, 2018. | \dot{m} | دبی جرمی، kg/s |
| [13] | H. Boerrigter and R. Rauch, <i>Syngas production and utilisation</i> . na, 2005. | n | تعداد پره |
| [14] | C. P. Mark and A. Selwyn, "Design and analysis of annular combustion chamber of a low bypass turbofan engine in a jet trainer aircraft," <i>Propulsion and power research</i> , vol. 5, no. 2, pp. 97-107, 2016. | P | فشار، Pa |
| [15] | R. Raco, "Design and simulation of 500W ultra-micro gas turbine generator," 2010. | q | فشار دینامیکی، Pa |
| [16] | R. E. P. Silva and P. T. Lacava, "Preliminary design of a combustion chamber for microturbine based in automotive turbocharger," <i>Proceedings of the 22nd COBEM</i> , pp. 412-422, 2013. | S_N | عدد چرخش |
| [17] | A. K. Gupta, D. G. Lilley, and N. Syred, "Swirl flows," <i>Tunbridge Wells</i> , 1984. | T | دما، K |
| [18] | R. Marudhappan, C. Udayagiri, and K. H. Reddy, "Combustion chamber design and reaction modeling for aero turbo-shaft engine," <i>Aircraft Engineering and Aerospace Technology</i> , 2018. | t | ضخامت، m |
| [19] | A. Fluent, "Ansys fluent theory guide," <i>ANSYS Inc., USA</i> , vol. 15317, pp. 724-746, 2011. | ρ | چگالی، kg/m^3 |
| [20] | P. A. Kalt, Y. M. Al-Abdell, A. R. Masri, and R. S. Barlow, "Swirling turbulent non-premixed flames of methane: flow field and compositional structure," <i>Proceedings of the Combustion Institute</i> , vol. 29, no. 2, pp. 1913-1919, 2002. | η | بازده |
| [21] | Y. Yang, S. K. Kaer, and C. Yin, "Numerical study and validation of one swirling flame," in <i>Proceedings of the European Combustion Meeting</i> , 2011, vol. 2011. | ϕ | نسبت هوا به سوخت |
| [22] | M. A. Nemitallah, A. Abdelhafez, and M. A. Habib, "Experimental and numerical investigations of structure and stability of premixed swirl-stabilized CH ₄ /O ₂ /CO ₂ flames in a model gas turbine combustor," <i>Energy & Fuels</i> , vol. 33, no. 3, pp. 2526-2537, 2019. | θ | زاویه، ° |
| | | μ | ضریب اصطکاک، $Pa.s$ |
| | | a | زیر نویس ها |
| | | DZ | هوا |
| | | f | ناحیه رقیق سازی |
| | | h | سوخت |
| | | L | سوراخ |
| | | out | لاینر |
| | | PZ | خروجی محفظه |
| | | ref | ناحیه اولیه |
| | | SW | مرجع |
| | | SZ | چرخش دهنده |
| | | v | ناحیه ثانویه |
| | | 3 | پره |
| | | 4 | ورودی محفظه |
| | | | خروجی محفظه |

مراجع

- [1] E. Benini, *Advances in gas turbine technology*. BoD-Books on Demand, 2011.
- [2] K.-b. Hur, S.-k. Rhim, and J.-k. Park, "Mechanical characteristics evaluation of biogas micro turbine power systems," *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 22, no. 6, pp. 1003-1009, 2009.
- [3] S. Z. Tabatabaei, A. Hashemi, A. Meysami, and A. Z. Shojai, "The thermofluids design of a 100 kw, single-shaft prototype microturbine as a new distributed generation method in iran," *Energy Procedia*, vol. 14, pp. 1903-1910, 2012.
- [4] I. O. Camargo, G. Valencia-Ochoa, J. R. Lafaurie, and M. O. Cardenas, "Exergoeconomic Analysis of a 30 kW Micro Turbine Cogeneration System Using Hysys and Matlab," *Chemical Engineering Transactions*, vol. 57, pp. 475-480, 2017.
- [5] A. Conrado, P. Lacava, A. Carlos, P. Filho, D. d. Física, and M. d. S. Sanches, "BASIC DESIGN PRINCIPLES FOR GAS TURBINE COMBUSTOR," 2004.