

بررسی اثر پارامترهای جریان بر توان خروجی میکروتوربین واحد توان کمکی بالگرد

مهدی اغنیا^۱، محمد اعلائی^۲

۱ دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه علوم و فنون هوایی شهید ستاری، تهران، aghnia.afm@gmail.com

۲ دکترای هوافضا، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه علوم و فنون هوایی شهید ستاری، تهران

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۴/۰۴

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۰۸/۱۱

چکیده

در این پژوهش دمای داخل محفظه احتراق و اندازه‌گیری توان خروجی میکروتوربین Solar T-62T-2A در شرایط طرح و خارج از طرح با استفاده از نرم‌افزار تجاری انسیس فلونت مورد مطالعه قرار گرفته است. به منظور تحلیل شرایط عملکردی موتور، تغییرات دبی هوای ورودی و دمای ورودی به کمپرسور و دبی جرمی سوخت ورودی به محفظه بررسی شده‌اند. در روش عددی جهت تحلیل پدیده احتراق، جریان بصورت سه بعدی، پایا، تراکم ناپذیر، لزج، آشفته و همراه با تشعشع در نظر گرفته شده است. در مدل‌سازی احتراق، از مدل احتراقی غیر پیش‌آمیخته و برای اعمال اثرات آشفستگی، از مدل $k - \epsilon$ قابل تحقق استفاده شده است که در مسائل احتراقی، همخوانی خوبی با نتایج تجربی نشان می‌دهد. مهم‌ترین خصوصیت مدل استفاده شده این است که محدودیت‌های ریاضی مربوطه را در مدل نمودن تنش‌های رینولدزی اقلان کرده و با فیزیک جریان آشفته سازگار و دارای دقت بیشتری بوده و مدل‌سازی با آن واقعی‌تر است و به همان نسبت هزینه محاسباتی بالاتری نیز دارد. بنابراین درک بهتری از فرایندهای فیزیکی حاصل می‌شود. نتایج بدست آمده از حل عددی محفظه احتراق با نتایج ارائه شده توسط شرکت سازنده اعتبارسنجی شده‌اند. نتایج حاصل نشان می‌دهد، به ازای دبی‌های سوخت کمتر از ۰/۰۱۲۵ کیلوگرم بر ثانیه، افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور منجر به افزایش توان اما به ازای دبی‌های بالاتر از آن منجر به کاهش توان می‌شود.

واژگان کلیدی

توربین‌های گازی، میکروتوربین سولار T-62T-2A، شبیه‌سازی عددی، دبی جرمی، توان خروجی موتور.

۱. مقدمه

به این منبع تولید انرژی شده است. محدودیت‌های آلاینده‌ها، زیست محیطی و منابع شرایطی را ایجاد نموده است تا مطالعات بر روی بهینه‌سازی عملکرد، کاهش مصرف سوخت و کاهش

استفاده از توربین‌های گازی در صنعت بطور چشمگیری نسبت به گذشته افزایش یافته است و همین امر منجر به افزایش توجهات

احتراق استوانه‌ای توربین گاز را با پاشش سوخت گاز متان، و درصد‌های متفاوت متان و دی‌اکسیدکربن (۹۰ به ۱۰، ۷۵ به ۲۵ و ۷۰ به ۳۰) بررسی کرده و کاهش درجه حرارت شعله با افزایش درصد دی‌اکسیدکربن را نتیجه گرفته‌اند [۶]. همانگونه که بیان شد گوسب و همکاران نیز محفظه احتراق را برای ساده شدن حل با سوخت متان مدل کردند. به موارد دیگری از این نوع پژوهش‌ها در مراجع [۷-۱۰] پرداخته شده است.

هدف دسته دوم این تحقیقات، بهبود مشخصات سوخت، استفاده یا عدم استفاده از مواد افزودنی در سوخت و تحلیل رفتار شعله براساس سینتیک شیمیایی و رفتار حرارتی-آیرودینامیکی است. علی‌گودرز و همکاران محفظه احتراق حلقوی ۱۸ مشعله یک میکروتوربین را از خروجی کمپرسور تا ورودی توربین با استفاده از مدل احتراقی TFC و مدل آشفستگی $k - \epsilon$ RNG به صورت عددی شبیه‌سازی کرده و به دمای خروجی مناسبی دست یافته‌اند [۱۱]. همچنین نویسنده (اغنيا) محفظه احتراق میکروتوربین ۱۸-۸۵ GTCP را با استفاده از سوخت کروسین با استفاده مدل احتراق غیرپیش‌آمیخته و مدل آشفستگی $k - \epsilon$ قابل تحقق شبیه‌سازی کرده و شعله قابل قبول و دمای خروجی مناسبی به دست آورده است [۱۲]. به موارد دیگری از این نوع پژوهش‌ها در مراجع [۱۳-۱۵] پرداخته شده است.

علاوه بر موارد ذکر شده، شبیه‌سازی‌های عددی دیگری نیز با استفاده از ابزارهای متفاوت انجام گرفته است که می‌توان به حل‌گرهای مدل‌های تشعشی، مدل‌های احتراقی و ... اشاره کرد که دارای نتایج رضایت‌بخشی نیز هستند. زلادویچ و فینمور دیگر مدل‌های احتراقی از قبیل مدل اتلاف گردابه^۶ با مدل انتشار اکسیدهای نیتروژن توسط برای حالت سه بعدی را معرفی کرده‌اند [۱۶ و ۱۷]. استفاده از این مدل‌ها در محفظه احتراق لوله‌ای برای حالت ۲ بعدی و ۳ بعدی نیز انجام شده و نتایج آنها نشان می‌دهد که مدل اتلاف گردابه و تابع چگالی احتمال، دقت قابل قبولی در مقایسه با نتایج تجربی دارند [۱۸]. از دیگر تحقیقات مشابه که اهمیت ویژه‌ای دارند، می‌توان به [۱۹-۲۱] اشاره کرد که دقت مدل تنش رینولدز را نسبت به مدل $k - \epsilon$ در نفوذ هوا در سوراخ‌های رقیق‌ساز محفظه احتراق نشان می‌دهند.

اهمیت دینامیک سیالات محاسباتی در محاسبات مسائل احتراقی، در توسعه سیستم‌ها و سرویس‌های تخصصی موتورهای هانیول نیز قابل مشاهده است که در مراجع [۲۲ و ۲۳] بدان اشاره

آلایندگی‌ها توربین‌های گازی بیش از گذشته انجام شود. شناسایی عملکرد سامانه احتراقی در شرایط طرح و خارج از طرح اولین گام برای تحلیل‌ها و طراحی‌های بهینه در آینده است.

این منابع تولید انرژی شامل توان تولیدی ۱۵۰ کیلووات در ابعاد کوچک (میکروتوربین‌ها) و توان تولیدی ۱۰۰ مگاوات در ابعاد بزرگ (نیروگاه‌های گازی) هستند [۱]. از طرفی، برای تمامی طراحی‌ها که با توربین‌های گازی سر و کار دارند، پیشرفت‌های اخیر در رایانه‌ها و مدل‌های ریاضی قوی، به آنها این اجازه را می‌دهد تا بتوانند محفظه احتراقی کارآمدتر و با تولید آلایندگی‌های کمتر و مقرون به صرفه‌تر از لحاظ اقتصادی طراحی کنند.

شبیه‌سازی این امکان را می‌دهد که با سرعت بیشتری به نتایج دست یافت و به راحتی اثر تغییرات را بر روی نتایج مشاهده کرد. جریان سیال درون محفظه احتراق شامل پیچیدگی‌های فراوانی نظیر فرآیند احتراق، آشفستگی، انتقال حرارت، تغییر فاز و انتقال جرم است. به همین دلیل شناخت دقیق و صحیح میدان جریان نیاز به شبیه‌سازی دقیق جریان درون محفظه دارد که این مهم تنها با روش‌های سه‌بعدی عددی پیشرفته امکان‌پذیر است. اساس تغییرات و به تبع آن مطالعات در میکروتوربین‌ها به دو دسته اصلی هندسه و سوخت تقسیم می‌شوند. دسته اول، بهبود هندسه محفظه احتراق و تحلیل رفتار مربوط به حجم، فواصل، موقعیت‌ها و تعداد سوراخ‌ها، نازل‌ها، موقعیت جریان و ... است. در این راستا مطالعات متعددی صورت گرفته که در ادامه به برخی از آنها اشاره می‌شود. اولین شبیه‌سازی‌ها با استفاده از مکانیک سیالات عددی برای محفظه احتراق استوانه‌ای در حالت دو بعدی و سه بعدی انجام گرفته است. در این شبیه‌سازی‌ها برای حل از مدل $k - \epsilon$ ، $k - \epsilon$ گروه دوباره نرمال شده^۱، مدل تنش رینولدز^۲، و مدل‌های احتراقی تابع چگالی احتمال^۳ و مدل فلیملت^۴ استفاده شده است [۲-۴]. یاشایاهو لوی و همکاران محفظه احتراق یک میکروتوربین را با سوخت متان به صورت عددی شبیه‌سازی کردند. در این شبیه‌سازی که با استفاده از مدل احتراق غیرپیش‌آمیخته^۵ و مدل آشفستگی $k - \epsilon$ استاندارد انجام گرفته، ترکیب سوخت و هوا توسط شش نازل به محفظه تزریق شده و نتایج ارائه شده با مدل تجربی اعتبارسنجی شده است [۵].

در این کار، بر خلاف سوخت مصرفی موتورها که سوخت مایع است، محفظه احتراق برای ساده شدن حل با سوخت متان مدل شده است. گوسب و همکاران نیز تأثیر سوخت بر یک محفظه

منتشر نمی‌گردد. از چنین نتایجی برای بهینه‌سازی محفظه احتراق و میکروتوربین برای افزایش عملکرد، کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌گی و اثرات زیست محیطی می‌توان استفاده نمود. میکروتوربین مورد بررسی که در شکل ۱ نمایش داده شده است، به عنوان تامین‌کننده توان کمکی^۷ بالگرد شینوک استفاده می‌گردد. این میکروتوربین دارای محفظه احتراق از نوع حلقوی است که در شکل ۲ به تصویر کشیده است. این محفظه دارای ۶ لوله برای ورود مخلوط معینی از سوخت و هوا است تا پیش از احتراق، کاملاً عمل پیش‌مخلوط انجام گیرد. بنابراین هوا با سوخت تحت فشار و سرعت بالا ترکیب شده و سپس به درون محفظه پاشیده می‌شود.



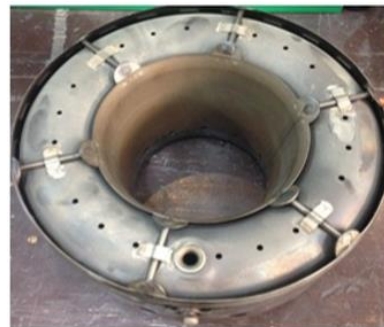
شکل ۱. میکروتوربین مدل سولار T-62T-2A

شده است. علاوه بر این موارد، کریستینا در سال ۲۰۰۴ میلادی، رفتار آلاینده‌ها و شعله‌ها در انواع محفظه احتراق و جنبه‌های خوداشتعالی سوخت را مورد مطالعه قرار داده است. رفتار شعله در محفظه احتراق حلقوی برای توربین‌های گازی کوچک توسط شرکت هاروستر مدل T-62T-32، با استفاده از مدل اتلاف گردابه نیز مورد بررسی قرار گرفته که دارای نتایج رضایت‌بخش وابسته به شرایط مشخص شده از قبیل، جریان غیرپیش‌آمیخته بین هوا و سوخت قبل از جرقه زدن و جریان دائمی با جریان ثانویه‌ای چرخشی در نتیجه موقعیت انحنا نازل نسبت به محور اصلی است [۲۴].

در پژوهش حاضر به‌طور خاص، محفظه احتراق میکروتوربین گازی کوچک سولار T-62T-2A ساخت شرکت هاروستر، بررسی شده است. در پژوهش‌های پیشین این میکروتوربین، تحلیل عملکرد محفظه احتراق اغلب در شرایط طرح بوده است. در این تحقیق، عملکرد این میکروتوربین در گستره تغییرات دبی سوخت و هوای ورودی در دماهای مختلف ورودی در شرایط طرح و خارج از طرح بررسی گردیده و تغییرات توان نسبت به شرایط دمایی مورد بررسی و تجزیه و تحلیل قرار گرفته است که این مطالعات بر روی مدل انتخابی (محفظه احتراق حلقوی با اسپری سوخت مایع کروسین) تاکنون انجام نگرفته است. معمولاً چنین بررسی‌هایی توسط کارخانه سازنده انجام می‌گیرد و نتایج آن



(ب)



(الف)

شکل ۲. محفظه احتراق توربین گازی سولار T-62T-2A (الف) نمای خارجی، (ب) نمای داخلی

نزدیکی دیواره لاینر قرار گیرد. شرکت هاروستر، توربین گازی مدل سولار T-62T-2A را بر اساس سوخت کروسین یا دیزلی طراحی نموده است که شرایط عملکردی آن به صورت زیر می‌باشد:

(الف) فشار سوخت در ورودی نازل ۲۷۵۷۹۰ پاسکال است.

در میکروتوربین مورد مطالعه، انحنا ۹۰ درجه‌ای نازل پاشش سوخت منجر به چرخشی شدن جریان سوخت ورودی به محفظه می‌شود که همین امر منجر به افزایش زمان اقامت^۸ می‌شود که به بهبود عملکرد فرآیند احتراق کمک می‌کند. جریان شعله داخل محفظه چرخشی بوده و به همین دلیل نباید شعله در

حالتی که از سوخت مایع استفاده می‌شود، ابتدا باید توسط مدل فاز گسسته، اسپری سوخت به درون محفظه احتراق مدل گردد. در این حالت فاز دوم ناپیوسته در قالب مرجع لاگرانژی شبیه‌سازی می‌گردد که بیانگر ذرات پخش شده درون فاز پیوسته می‌باشد. خصوصیات فیزیکی از قبیل انتقال حرارت و چگالی‌ده هر لحظه بر روی خطوط مسیر ذرات فاز گسسته (سوخت)، درون فاز پیوسته (هوا) محاسبه می‌شوند.

با توجه به شرایط مسئله حاضر و همچنین به علت حجیم بودن محاسبات در مدل سه‌بعدی و به تبع آن نیاز به استفاده از پردازش موازی، بهترین مدل حل انتقال حرارت تشعشی برای حل این مساله، مدل مختصات گسسته^{۱۱} تشخیص داده شد. این مدل را می‌توان در تمام محدوده‌های اپتیکی و نیز در مسائل تشعشع سطح به سطح در محیط‌های فعال مانند محفظه‌های احتراق به کار برد. هزینه محاسبات و حافظه مورد نیاز این مدل، به‌طور نسبی کم می‌باشد.

۲. شبیه‌سازی مسئله

در مدل‌سازی محفظه احتراق لوله‌ای توربین گازی از نرم‌افزار انسیس فلونت^{۱۱} استفاده شده است که بر مبنای روش حجم محدود کار می‌کند. در این روش حل ابتدا حجم سیال را به المان‌های کوچکتر هرمی یا مکعبی که بطور منظم یا غیرمنظم در کنار یکدیگر قرار می‌گیرند، تقسیم می‌شوند. ابعاد این المان‌ها بستگی به شرایط مرزی مسئله دارد [۲۵]. مدل ایجاد شده از یک نمونه اصلی محفظه احتراق لوله‌ای که دارای ۶ نازل پاشش سوخت با انحنای ۹۰ درجه تهیه شده است. این مدل دارای ۱۸ سوراخ در ناحیه اولیه و دو رینگ داخلی و خارجی که در شکل ۱(ب) مشخص است و ۱۲ سوراخ ثانویه می‌باشد که وظیفه آن‌ها کمک کردن در فرایند احتراق، رقیق‌سازی و خنک‌سازی گازهای داغ می‌باشد.

مطالعات ویلیان، گوسلین و همکاران [۲۶ و ۲۷] نشان می‌دهد که استفاده از مدل $\frac{1}{6}$ محفظه احتراق جهت مدل‌سازی نتایج، رضایتمندی در حل انتقال حرارت و احتراق برای کل محفظه را در بر دارد. روش موصوف این امکان را می‌دهد که تعداد المان‌های شبکه مدل شده کمتر شده و دستیابی به پاسخ‌ها (کانتور سرعت، فشار، دما و آلاینده‌ها) سریع‌تر شود. بنابراین همانگونه که در شکل ۳ نشان داده شده است، در این مطالعه هندسه $\frac{1}{6}$ از کل

(ب) دما و فشار محیط بر اساس شرایط استاندارد، ۲۵ درجه سانتی‌گراد و ۱ اتمسفر است.

(ج) دبی جرمی برای ۶ نازل ۰/۱۲۵ کیلوگرم بر ثانیه است.

(د) مصرف سوخت ۰/۸۵ کیلوگرم بر ثانیه است.

(ه) فشار، دما و دبی هوای خروجی از کمپرسور ۲۰۶۸۴۳ پاسکال، ۵۲ درجه سانتی‌گراد و ۰/۹۰۶ کیلوگرم بر ثانیه است.

(و) بیشترین دمای گاز در خروجی از محفظه احتراق ۶۳۷ درجه سانتی‌گراد است.

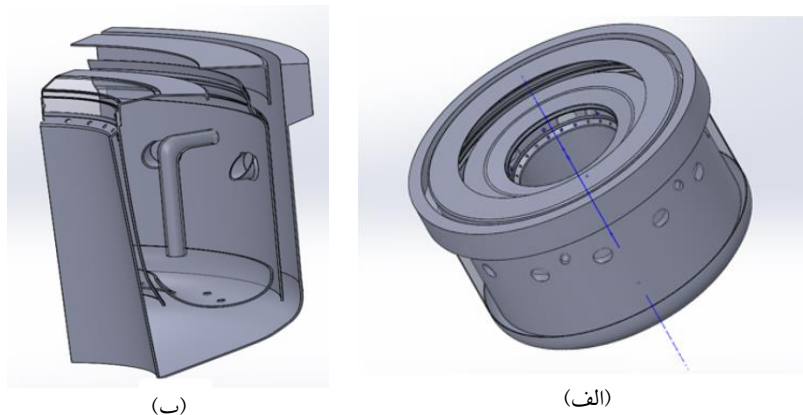
(ز) بیشترین دمای گاز در خروجی از توربین ۴۹۳/۲ درجه سانتی‌گراد است.

در تحقیق حاضر، شبیه‌سازی احتراق به روش مدل غیر پیش‌آمیخته انجام گرفته است که در آن جریان به‌صورت سوخت و اکسید کننده به ناحیه واکنش وارد می‌شوند. در این مدل، حل معادلات انتقال برای یک یا دو کسر مخلوط انجام می‌شود، بدین صورت که معادلات برای هر جز مجزا حل نمی‌شوند، در عوض، غلظت اجزا سیال، از پیش‌بینی زمینه کسر مخلوط به دست می‌آید. همچنین واکنش ترموشیمیایی به پارامتر کسر مخلوط ارتباط داده می‌شود که از کسر جرمی سوخت ناشی می‌شود. به عبارتی، کسر جرمی محلی عناصر سوخته و نسوخته سوخت است. در این روش احتراق به یک مسئله اختلاط ساده شده و از مشکلات مرتبط با نرخ متوسط واکنش غیرخطی اجتناب می‌شود.

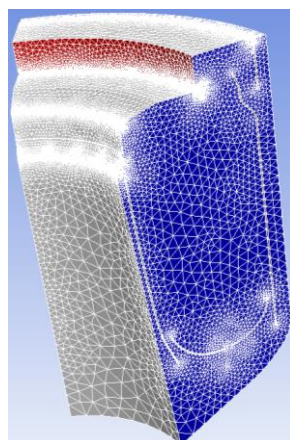
همچنین به منظور اعمال اثرات آشفستگی در جریان، از مدل $k - \epsilon$ قابل تحقق استفاده شده است که در مسائل احتراقی، همخوانی خوبی با نتایج تجربی نشان می‌دهد. مدل $k - \epsilon$ دارای انواع استاندارد، گروه دوباره نرمال شده و قابل تحقق^۹ می‌باشد. نوع قابل تحقق از دو جهت با مدل استاندارد آن متفاوت است. نخست اینکه دارای یک فرمول پیشنهادی برای ویسکوزیته مغشوش است و در ثانی معادله اصلاح شده انتقال برای نرخ اتلاف، به‌صورت یک معادله حقیقی انتقال از میانگین مربعات نوسانات ورتیسیته حاصل می‌گردد. از خصوصیات مهم مدل استفاده شده در این تحقیق این است که محدودیت‌های ریاضی مربوطه را در مدل نمودن تنش‌های رینولدزی اقلان کرده و با فیزیک جریان آشفته سازگار می‌باشد. این نوع مدل‌سازی از دیگر انواع آن دارای دقت بیشتری بوده و مدل‌سازی با آن واقعی‌تر است و به همان نسبت هزینه محاسباتی بالاتری نیز دارد. بنابراین درک بهتری از فرایندهای فیزیکی حاصل می‌شود. همچنین در

تشعشع در نظر گرفته شده و در مدل سازی احتراق نیز، از مدل احتراقی غیرپیش آمیخته استفاده شده است. مدل احتراقی غیر پیش آمیخته از یک روش مدل سازی که معادله انتقال را برای یک یا دو اسکالر حفظ شده^{۱۲} (کسرهای جرمی) حل می کند، استفاده می کند. همچنین به جهت استفاده موتور مورد مطالعه از سوخت مایع، اسپری سوخت در محفظه و تبخیر آن مدل گردیده است.

محفظه احتراق میکروتوربین مدل سازی و بررسی شده است. در این مطالعه، شبکه بی سازمان با تعداد ۱۶۰۸۱۶۲ المان و ۲۹۸۵۸۲ گره به صورت هرمی و مکعبی در کنار یکدیگر تولید شده اند. در این شبکه محاسباتی، محدوده Y^+ مجاز دیواره ما بین ۳۰ تا ۸۰ قرار دارد. شکل ۴ شبکه پیاده شده برای بررسی این محفظه احتراق را نمایش می دهد [۲۸]. در این شبیه سازی، حل معادلات مرتبط به صورت سه بعدی، پایا، تراکم ناپذیر، لزج، آشفته همراه با



شکل ۳. مدل محفظه احتراق: الف) نمونه اصلی، ب) نمونه مورد مطالعه



شکل ۴. شبکه ایجاد شده بر روی نمونه مورد مطالعه

رابطه (۱) فرم کلی معادله پیوستگی برای جریان تراکم پذیر و تراکم ناپذیر است که در آن ρ چگالی، \bar{v} بردار سرعت و S_m جرم اضافه شده به فاز پیوسته از فاز دوم منتشر شده می باشد (منبع حاصل از تبخیر سوخت مایع، مثالی از این حالت می باشد). این معادله برای هندسه های متقارن دوبعدی به شکل معادله (۲) درمی آید.

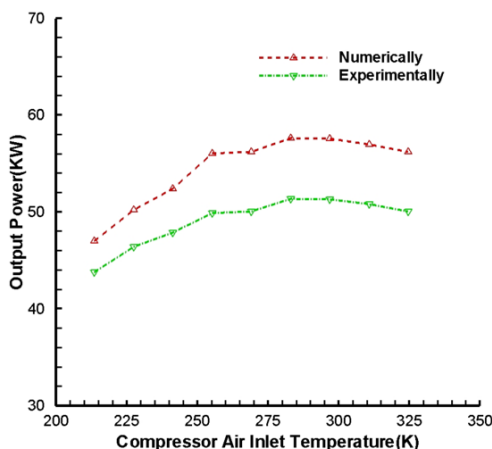
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho v) + \frac{\rho v}{r} = S_m \quad (2)$$

۳. معادلات حاکم

معادلات حاکم بر شبیه سازی، به صورت پایا حل شده اند. این شبیه سازی در شرایط جریان سه بعدی، تراکم ناپذیر، لزج، آشفته و همراه با تشعشع انجام گرفته است. معادلات حاکم شامل معادله بقای جرم، بقای مومنتم و معادله بقای انرژی غیرپیش آمیخته است که در ادامه تشریح شده است.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{v}) = S_m \quad (1)$$

حتی اختلاف کمی نتایج بیان گردد. شکل ۵ به مقایسه نتایج حل عددی و نتایج آزمایشگاهی موتور مذکور ارائه شده توسط شرکت سازنده می‌پردازد [۲۹]. از آنجا که دو معیار توان تولید شده و مصرف سوخت ویژه اهمیت قابل توجهی در مقایسه عملکرد موتورها دارند، در این مقاله اعتبارسنجی بر روی توان تولیدی در شرایط مصرف سوخت ثابت انجام شده است. در این قسمت دمای هوای ورودی بین ۲۱۳ تا ۳۲۵ تغییر کرده و دبی جرمی سوخت دارای مقدار ثابت ۰/۰۱۱۲ کیلوگرم بر ثانیه است در حالی که دبی جرمی و دمای هوای ورودی به طور هماهنگ در حال تغییر هستند. همانطور که ملاحظه می‌شود کمینه خطا مربوط به حالتی است که دمای هوای ورودی آن ۲۱۳ کلون بوده و خطای آن در حدود ۶ درصد و همچنین بیشینه خطا برای دمای ورودی ۲۶۹ کلون و مقدار آن ۱۲ درصد است. از عوامل موثر در ایجاد خطا، در نظر نگرفتن تلفات داخلی کمپرسور، توربین و غیره را می‌توان نام برد. همانگونه که در شکل ۵ نیز مشاهده می‌شود، زمانی که توان توربین مقدار کمتری دارد، به علت پایین تر بودن اصطکاک و اتلافات، خطای محاسباتی کمتر بوده و با افزایش توان، اختلاف محاسباتی نیز افزایش می‌یابد که این امر به رابطه مستقیم افزایش تلفات و افزایش دور مرتبط است.



شکل ۵. اعتبارسنجی بین نتایج عددی و تجربی در دبی جرمی سوخت ثابت ۰/۰۱۱۲ کیلوگرم بر ثانیه

۵. بررسی استقلال نتایج از شبکه محاسباتی

به منظور بررسی استقلال شبکه تولید شده، پنج شبکه با تعداد سلول‌های مختلف مدنظر گرفته شد (جدول ۱)، شایان ذکر است که به منظور کاهش هزینه‌های محاسباتی هندسه مسئله T-62T-2A به صورت سه بعدی پرئودیک (یک ششم حول مرکز) حول

که در آن x مختصات محوری، Γ مختصات شعاعی، u سرعت محوری و v سرعت شعاعی جریان است.

معادله بقای مومنتوم نیز به شکل معادله (۳) می‌باشد که در آن \bar{t} تانسور تنش و F نیروهای جسمی خارجی است که می‌تواند شامل ترم‌هایی مانند محیط متخلخل نیز گردد.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{v}) + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{v}) = -\nabla \cdot \rho + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + F \quad (3)$$

معادله انرژی نیز به شکل معادله (۴) می‌باشد که در آن E انرژی کل، K انرژی جنبشی آشفتگی، K_t ضریب هدایت حرارتی، S اندازه تانسور نرخ کرنش، τ بردار موقعیت و T درجه حرارت می‌باشد.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\rho \bar{v} E) = \nabla \cdot (k + K_t) \nabla T + \nabla \cdot (\bar{\tau} \bar{v}) - \nabla \cdot (P \bar{v}) + S_r + S_h \quad (4)$$

به علت حجیم بودن محاسبات در مدل‌سازی سه‌بعدی، بهترین مدل حل انتقال حرارت تشعشی برای حل این مساله، مدل مختصات گسسته است. این مدل در تمام محدوده‌های اپتیکی و نیز در مسائل تشعشع سطح به سطح در محیط‌های فعال مانند محفظه‌های احتراق کاربرد دارد. هزینه محاسبات و حافظه مورد نیاز این مدل، به‌طور نسبی کم می‌باشد. شرط استفاده از این مدل، فرض ثابت ماندن ضرایب جذب در هر بازه است که به آن شیوه حل غیرخاکستری اطلاق می‌گردد. مدل انتقال تابش برای شدت طیفی $I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ به شکل معادله (۵) نوشته می‌شود.

$$\nabla \cdot (I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) + (a + \sigma_s) I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = a_\lambda n^2 I_{b\lambda} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \varphi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega \quad (5)$$

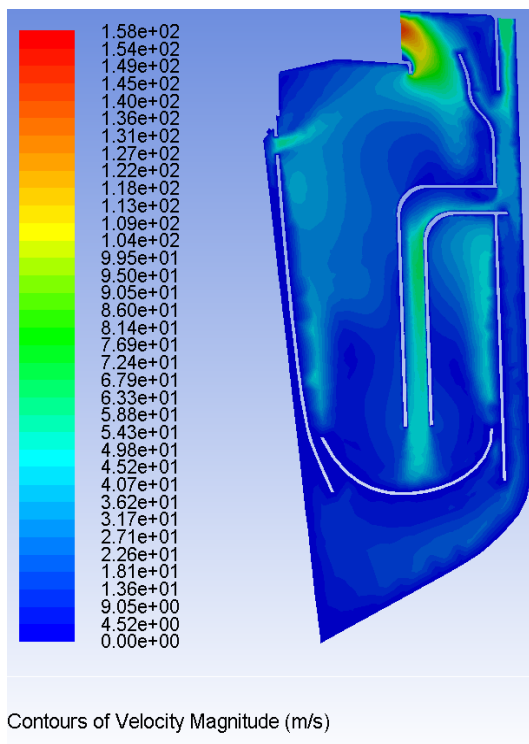
که در آن λ طول موج، a_λ ضریب جذب طیفی، $I_{b\lambda}$ شدت تشعشع جسم سیاه داده شده توسط تابع پلانک^{۱۳} می‌باشد. ضریب پراکندگی، تابع فاز پراکندگی و شاخص انکساری n مستقل از طول موج در نظر گرفته شده‌اند. مدل تشعشی مختصات گسسته^{۱۴}، معادله مختصات تشعشع را حل می‌کند. به منظور اطلاع در خصوص جزئیات موارد مذکور به راهنمای نرم‌افزار ارجاع داده می‌شود.

۴. اعتبارسنجی

با توجه به اینکه این تحقیق اولین فعالیت انجام شده در زمینه این موتور خاص در داخل کشور بوده و تاکنون در خارج از کشور نیز نتایجی منتشر نشده، در واقع تنها روش بحث بر روی چگونگی اعتماد به نتایج، مقایسه آن با نتایج آزمایشگاهی موتور مذکور ارائه شده توسط شرکت سازنده بوده که می‌تواند به صورت کیفی و

مشخص شده نشان می‌دهد. در این شکل مشاهده می‌شود که بیشترین سرعت مربوط به ناحیه خروجی از لاینر می‌باشد. علت این امر آن است که تمام دبی جرمی داخل محفظه از این ناحیه با سطح مقطع کم خارج می‌شود و همچنین بیشتر بودن سرعت در داخل نازل سوخت‌پاش نسبت به دیگر نواحی محفظه به‌خاطر واکنش شیمیایی سوختن ذرات سوخت کروسین بوده که منجر به افزایش سرعت می‌شود.

شکل ۸ کانتور دما در مقطع خروجی را نمایش می‌دهد. میانگین دمای در مقطع خروجی ۸۰۱ کلوین بوده که مقدار آن به خاطر ترکیب با هوای رقیق‌سازی کاهش می‌یابد. در شکل ۹ کانتور دمای درون محفظه احتراق نمایش داده شده است. همانطور که در شکل ملاحظه می‌گردد، بیشینه دما مربوط به ناحیه خروجی انژکتور است، در این ناحیه فرآیند احتراق کامل می‌شود و مقدار دمای آن ۲۴۴۴ کلوین است. همچنین دما در خروجی محفظه احتراق نیز از ۵۵۰ تا ۹۰۰ درجه کلوین متغیر است. لازم به ذکر است که نتایج به دست آمده با معیار همگرایی ۳-۱۰ در حل معادلات پیوستگی، مومنتوم، آشفستگی و تشعشع بوده و برای معادلات انرژی و فعل و انفعالات شیمیایی برابر با ۴-۱۰ می‌باشد.



شکل ۷. کانتور سرعت در مقطعی از محفظه احتراق

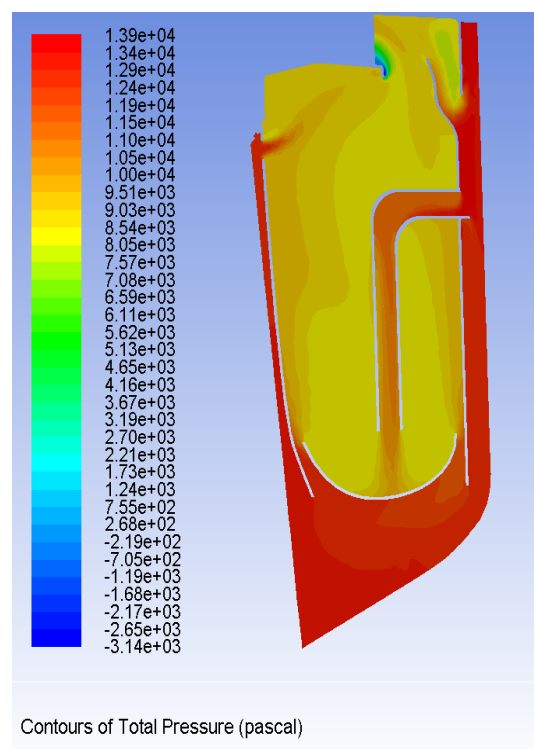
مرکز مشعل در نظر گرفته شده است. شبکه ۴ برای بررسی بیشتر تغییرات در بیشینه دمای شعله کروسین - هوا با توجه به شرایط مرزی ثابت انتخاب شد.

جدول ۱. بررسی استقلال شبکه

شماره شبکه	تعداد کل سلول‌ها	بیشینه دمای شعله خروجی (K)
۱	۷۳۳۰۶۸	۲۳۳۶
۲	۸۵۰۹۴۸	۲۲۸۹
۳	۹۴۳۱۷۰	۲۹۶۱
۴	۱۶۰۸۱۶۲	۲۳۰۸
۵	۲۴۹۶۳۷۰	۲۳۱۲

۶. نتایج حل عددی در محفظه احتراق اصلی

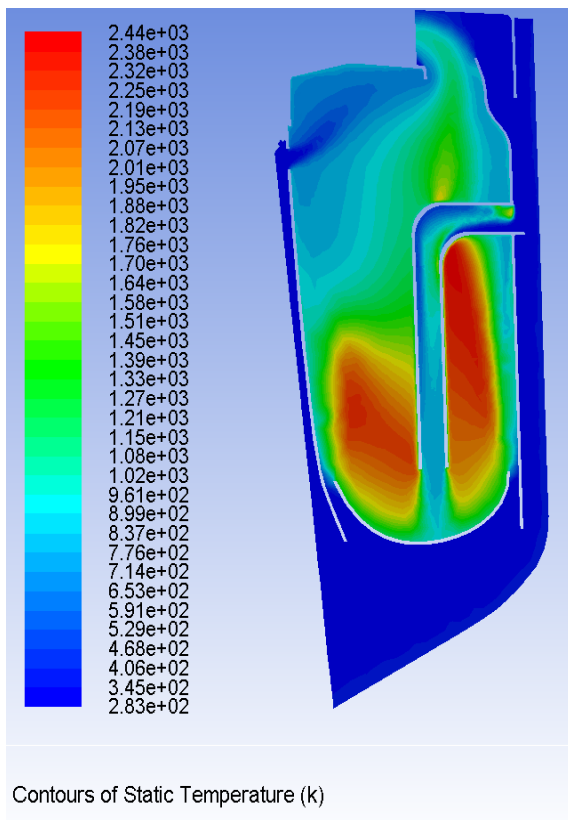
کانتورهای بدست آمده در این قسمت برای حالتی بوده که دبی جرمی هوای ورودی ۰/۹۰۶ کیلوگرم بر ثانیه و دبی جرمی سوخت ۰/۱۲۵ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد. شکل ۶ تغییرات فشار داخل محفظه احتراق در صفحه به وجود آمده را نشان می‌دهد.



شکل ۶. تغییرات فشار کل در محفظه احتراق

همان‌طور که در این شکل ۶ ملاحظه می‌گردد، تغییرات فشار کل داخل محفظه ثابت بوده و بیشینه فشار مربوط به فضای بین لاینر و پوسته می‌باشد. شکل ۷ کانتور سرعت را در صفحه

جرمی سوخت ۰/۰۰۷۵ تا ۰/۰۱۵۱ بدست آمده‌اند که نتایج در شکل ۱۰ نشان داده شده است.



شکل ۹. کانتور دمای درون محفظه احتراق

در این نمودار ملاحظه می‌گردد که با افزایش توان شفت، نرخ دبی جرمی هوای عبور کرده از کمپرسور نیز افزایش پیدا می‌کند. همچنین افزایش بار به کار گرفته شده در دینامومتر منجر به افزایش دبی جرمی سوخت به داخل محفظه احتراق می‌گردد تا بار اضافی را جبران کند. بنابراین افزایش دمای ورودی به توربین منجر به افزایش قدرت خروجی توربین می‌شود. هندسه ثابت توربین باعث کند شدن خروج محصولات احتراق گردیده و باعث به وجود آمدن فشار برگشتی می‌شود. فشار برگشتی منجر به انسداد جریان هوای تازه به سیستم شده و در نتیجه نرخ دبی جرمی هوا از طریق کمپرسور کند می‌شود. دبی جرمی عبوری از کمپرسور با افزایش دمای هوای ورودی کاهش می‌یابد. علت این امر، کاهش چگالی هوا به دلیل افزایش دما اتفاق می‌افتد.

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (10)$$

$$\dot{m} = \rho V \quad (11)$$

حال با دما و فشار معلوم شده در هر نقطه، کار خالص و بازده قابل محاسبه هستند. ابتدا کار در توربین و کمپرسور محاسبه می‌شود. توان مورد نیاز برای اجرای کمپرسور به صورت رابطه (۶) می‌باشد [۳۰ و ۳۱].

$$\dot{W}_c = \dot{m}_c \Delta h_{1-2} = \dot{m}_c \int_{T_1}^{T_2} c_{p,air}(T) dT \quad (6)$$

همچنین کار تولید شده توسط توربین از رابطه (۷) محاسبه می‌گردد:

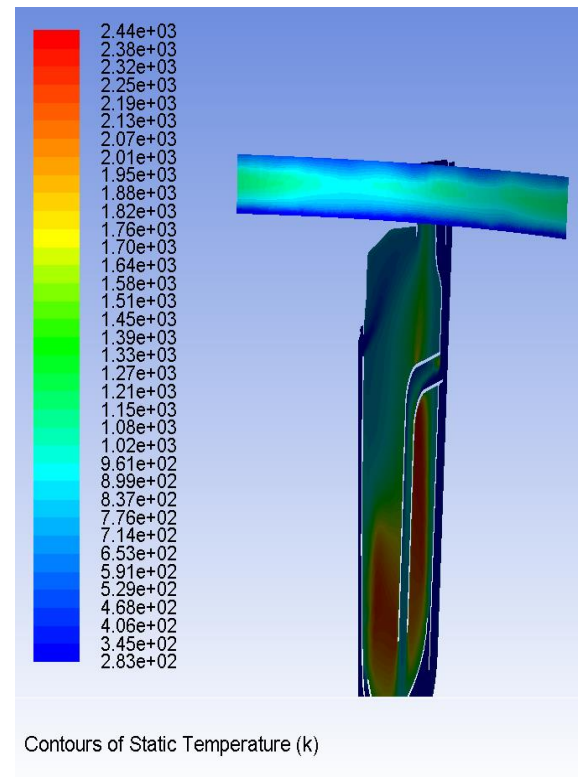
$$\dot{W}_t = \dot{m}_e \Delta h_{4-3} = \dot{m}_e \int_{T_1}^{T_2} c_{p,mix}(T) dT \quad (7)$$

از طرفی دیگر:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_3 \quad (8)$$

کار خالص موتور از رابطه (۹) محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad (9)$$



شکل ۸. کانتور دما در خروجی محفظه احتراق

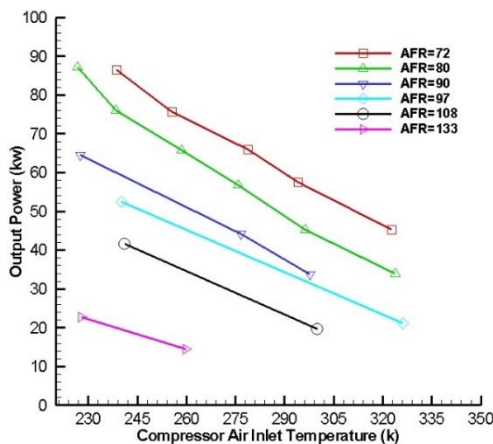
۷. تاثیر دبی جرمی هوا و سوخت ورودی بر توان

در این بخش به بررسی اثر مشخصه‌های عملکردی فرایند احتراق همچون دبی جرمی سوخت و هوا بر ساختار شعله داخل محفظه احتراق پرداخته می‌شود. در تحقیق حاضر، میدان توان خروجی موتور در بازه عملکردی دبی جرمی هوا ۰/۷۲۸ تا ۱/۱۷۷ و دبی

افزایش توان ولی به ازای دبی بالاتر از آن، افزایش دمای سیال ورودی منجر به کاهش توان می‌شود. اگر افزایش سوخت پاشیده شده به محفظه به‌طور مناسب صورت نگیرد، احتمال آسیب رسیدن به پره‌های توربین بسیار زیاد می‌شود.

همچنین به دلیل پاشش سوخت اضافی، با افزایش توان، دمای گاز خروجی نیز افزایش می‌یابد. بنابراین انرژی بیشتری طی فرآیند احتراقی آزاد می‌شود که خود نشان دهنده دمای هوای ورودی بالاتر به توربین می‌باشد. دمای ورودی بالاتر به توربین به معنای افزایش دمای گازهای داغ خروجی از توربین می‌باشد. دمای گاز خروجی از محفظه احتراق سبب ورود دمای بالاتر به توربین و همین‌طور تخلیه کمپرسور در دمای بالاتر می‌باشد.

در شکل ۱۱ تغییرات توان نسبت به دما در نسبت‌های هوا به سوخت ثابت رسم گردیده است. مشاهده می‌گردد، در هر نسبت هوا به سوخت ثابتی، توان خروجی به دمای ورودی به کمپرسور بسیار حساس بوده و با افزایش دما، با یک شیب منفی ۲۰ تا ۳۰ درجه‌ای کاهش می‌یابد که این مقدار حساسیت به دما برای نسبت‌های هوا به سوخت بالاتر، کمتر است.



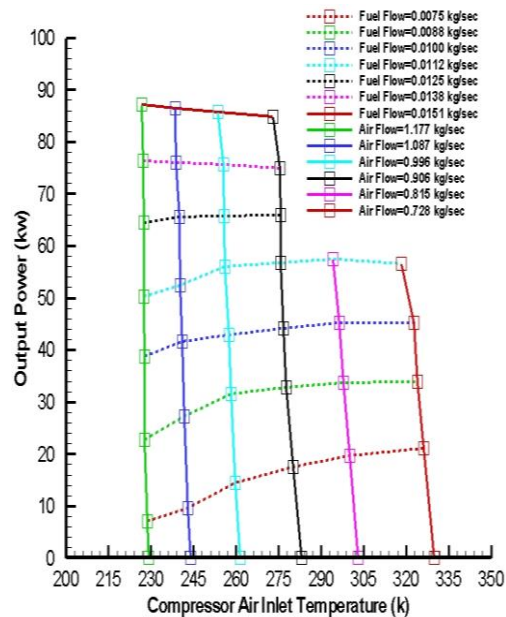
شکل ۱۱. تغییرات توان نسبت به دما در نسبت‌های هوا به سوخت ثابت

۸. نتیجه‌گیری

در مطالعه حاضر، دمای داخل محفظه احتراق و اندازه‌گیری توان خروجی میکروتوربین Solar T-62T-2A با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلونت در شرایط طرح و خارج از طرح مورد مطالعه قرار گرفته است. حل معادلات مرتبط به‌صورت سه‌بعدی، پایا،

اما دبی حجمی هوای عبوری این سیستم دارای مقداری ثابت است، در حالی که دبی جرمی در حال کاهش می‌باشد. دبی جرمی هوای عبوری از کمپرسور با افزایش توان شفت کاهش می‌یابد و همچنین با کاهش دمای هوای ورودی افزایش می‌یابد.

$$Q = AV \quad (۱۲)$$



شکل ۱۰. تاثیر دبی جرمی سوخت و هوای ورودی بر توان میکروتوربین

افزایش بیش از حد متعارف دبی جرمی هوا در یک دبی مخصوص سوخت، منجر به عملکرد ضعیف موتور می‌شود. علت این امر آن است که طبق روابط ترمودینامیکی، افزایش دبی جرمی هوای ورودی منجر به کاهش دمای سیال خروجی از محفظه احتراق می‌شود و در نتیجه کاهش بهره‌وری موتور را در پی دارد و همچنین کاهش دبی جرمی هوای ورودی منجر به عملکرد ضعیف موتور در خنک‌سازی محفظه می‌شود.

همانطور که در شکل ۱۰ ملاحظه می‌شود با افزایش توان شفت، مقدار سوخت پاشیده شده به داخل محفظه افزایش می‌یابد. مقدار سوخت پاشیده به داخل محفظه با استفاده از کنترلر مخصوص دبی سوخت تنظیم می‌شود. به محض اینکه توان تقاضای زیاد شدن را می‌کند، سوخت مجبور است بیشتر پاشیده شود تا جبران بار اضافی را تحمل کند. توان خروجی موتور در برابر تغییرات دما به ازای دبی سوخت‌های متفاوت می‌تواند باعث کاهش آن و یا منجر به افزایش توان شود. به ازای دبی‌های سوخت کمتر از ۰/۱۲۵ کیلوگرم بر ثانیه، افزایش دما منجر به

می‌شود. این افزایش مصرف سوخت به دلیل درخواست توان خروجی بالاتر از موتور است. علیرغم افزایش دو برابری در مصرف سوخت، مقدار نسبت سوخت به هوا در حد ۱ به ۶۰ می‌باشد که بیانگر موتور با مصرف سوخت رقیق است.

افزایش بیش از حد دبی هوای ورودی در شرایط عملکردی خاص، منجر به کاهش دمای خروجی سیال می‌شود که خود این باعث کاهش توان موتور می‌شود و همچنین کاهش دبی هوای ورودی بیش از حد مشخص در شرایط عملکردی خاص منجر به کاهش خنک‌کاری مناسب محفظه احتراق و افزایش احتمال خرابی موتور می‌شود.

اما توان خروجی موتور نسبت به تغییرات دمای ورودی به کمپرسور به ازای دبی‌های متفاوت سوخت می‌تواند باعث کاهش یا افزایش توان شود. به ازای دبی‌های سوخت کمتر از ۰/۱۲۵ کیلوگرم بر ثانیه، افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور منجر به افزایش توان اما به ازای دبی‌های بالاتر از آن منجر به کاهش توان می‌شود. با افزایش دمای ورودی به کمپرسور، توان خروجی با یک شیب منفی ۲۰ تا ۳۰ درجه‌ای در نسبت هوا به سوخت ثابت کاهش می‌یابد. همچنین مقدار حساسیت توان خروجی به دمای ورودی به کمپرسور برای نسبت‌های هوا به سوخت بالاتر، کمتر است. بر اساس یافته‌های این تحقیق، تاثیر فشار ورودی هوا از کمپرسور به داخل محفظه احتراق، توان خروجی موتور به ازای استفاده از سوخت‌های متفاوت، اثر هندسه تزریق‌کننده سوخت و ابعاد هندسی محفظه سوخت بر توان خروجی موتور در دست اقدام می‌باشد که نتایج آن طی مقاله دیگری منتشر خواهد شد. همچنین بررسی آگرژی و بازده در شرایط طرح و خارج از طرح در کارهای آینده انجام و منتشر خواهد گردید.

۹. نمادها

$I_{b\lambda}$	شدت تشعشع جسم سیاه
\bar{Q}	انتقال حرارت محلی (kJ)
a_{λ}	ضریب جذب طیفی
ξ	بردار راستای جذب
\bar{v}	بردار سرعت
E	انرژی کل
F	نیروهای جسمی خارجی
g	شتاب گرانش (m/s^2)

تراکم‌ناپذیری، لزج، آشفته همراه با تشعشع در نظر گرفته شده و در مدل‌سازی احتراق، از مدل احتراقی غیرپیش‌آمیخته و برای اعمال اثرات آشفستگی، از مدل $k - \epsilon$ قابل تحقق استفاده شده است که در مسائل احتراقی، همخوانی خوبی با نتایج تجربی نشان می‌دهد. همچنین به دلیل استفاده این موتور از سوخت مایع، اسپری سوخت در محفظه احتراق و تبخیر آن مدل گردیده است. مهم‌ترین خصوصیت مدل استفاده شده این است که محدودیت‌های ریاضی مربوطه را در مدل نمودن تنش‌های رینولدزی اقتاع کرده و با فیزیک جریان آشفته سازگار و دارای دقت بیشتری بوده و مدل‌سازی با آن واقعی‌تر است و به همان نسبت هزینه محاسباتی بالاتری نیز دارد. بنابراین درک بهتری از فرایندهای فیزیکی حاصل می‌شود. در این تحقیق ابتدا مشخصه‌های عملکردی محفظه احتراق مانند دبی جرمی هوای ورودی و دبی جرمی سوخت پاشیده شده بررسی شده و پس از آن با تحلیل کانتورهای فشار و سرعت و میدان دمایی و ساختار شعله در داخل محفظه احتراق، با مدل‌سازی ترمودینامیکی، توان خروجی محفظه بررسی و تحلیل شده است. در این محفظه احتراق، بیشترین فشار مربوط به ناحیه بین لاینر و پوسته خارجی محفظه احتراق بوده و بیشینه سرعت مربوط به مقطع خروجی محفظه می‌باشد که تمامی جریان در حال خارج شدن است. همچنین بیشینه دما مربوط به لوله ورودی سوخت (انژکتور) است که به دلیل اضافه شدن دبی جرمی سوخت به داخل محفظه احتراق و شروع واکنش ذرات در داخل محفظه اتفاق افتاده و واکنش‌های پی‌درپی را به دنبال دارد که منجر به افزایش سرعت جریان می‌گردد.

نتایج بدست آمده حاکی از آن است که عدم یکنواختی دما در خروجی محفظه‌های احتراق، سبب ایجاد تنش‌های حرارتی شده و می‌تواند منجر به ایجاد سوختگی در بخش‌های بعدی موتور گردد. هر چند که کاهش دما در خروجی به دلیل ترکیب شدن با هوای تازه، کاهش دمای سیال را به دنبال داشته و احتمال آسیب به پره‌های توربین را کم می‌کند. عدم مشاهده دمای بالا در مجاورت دیواره و رینگ خنک‌کاری نیز تاثیرپذیری کمتر لاینر از تنش‌های حرارتی را در پی داشته و احتمال به‌وجود آمدن ترک و شکستگی در محل جوش خوردگی را کاهش می‌دهد. همچنین به ازای دبی جرمی هوای ورودی ۰/۹۰۶ کیلوگرم بر ثانیه افزایش دو برابری در مصرف سوخت منجر به ۸۳ درصد افزایش توان خروجی موتور

T	دمای مطلق (K)	i و j	بردارهای یکه در جهات x و y
t	زمان (s)	K	انرژی جنبشی آشفتنگی
u	سرعت سیال در راستای X_i (m/s)	K_t	ضریب هدایت حرارتی
v	سرعت سیال در راستای X_j (m/s)	P	فشار نسبی (Pascal)
ν	لزجت سینتیکی سیال ($kg/m.s$)	r	بردار موقعیت
ρ	چگالی سیال (kg/m^3)	s	بردار راستا
σ	ثابت استفان بولتزمن	S	اندازه تانسور نرخ کرنش
φ	انرژی ویژه اصطکاک بین دیواره و سیال (J/kg)	S_m	جرم اضافه شده به فاز پیوسته
λ	طول موج	σ_s	ضریب جذب

۱۰. مأخذ

- [1] A. Aneel, Guide for Calculation of the Tariffs for Energy Sale– Practice Tariffs, www.aneel.gov.br, 2003.
- [2] P. Gosselin, S. DeChamplain, D. Kretschmer, Three Dimensional CFD Analysis of a Gas Turbine Combustor, *36th AIAA / ASME / SAE / ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, pp 11, Huntsville, Alabama, 2000
- [3] D. Lee, C. Yeh, Y. Tsuei, W. Jiag, Y. Chung, Numerical Simulation of Gas Turbine Combustor Flows, *26th AIAA / ASME / SAE / ASEE Joint Propulsion Conference*, Orlando, FL, USA, July 16 – 18, 1990.
- [4] D.A. Nickolaus, D.S. Croker, C.E. Smith, Development of a Lean Direct Fuel Injector for Low Emission Aero Gas Turbine, *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2002.
- [5] Y. Levy, V. Erenburg, Y. Goldman, V. Sherbaum, and V. Ovcharenko. CFD assisted Design of Micro GT Combustor. In *ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air*, pp. 383-392. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2009.
- [6] A.Guessab, A. Aris, T. Benabdallah, and N. Chami, Effect of Fuels on Gas Turbine Can-Type Combustor using CFD Code. *Applied Numerical Mathematics and Scientific Computation*, 2014.
- [7] J.W. Allen, Low Nox Burner Designs, *Proceedings of the American Power Conference*, Vol. 60 – II, pp 869 – 874, 1998.
- [8] T.A. Melick, et al., Burner Modifications for Cost Effective Nox Control, *Proceedings of the American Power Conference*, Vol. 60 – II, pp 855 – 860, 1998.
- [9] G. Yadigaroglu, et al., Numerical and Experimental Study of Swirling Flow in a Model Combustor, *Heat Mass Transfer Journal*, Vol. 41, No. 11, pp. 1485-1497, 1998.
- [10] T. Wakabayashi, et al., Performance of a Dry Low Nox Gas Turbine Combustor Designed with a New Fuel Supply Concept, *Engineering for Gas Turbines and Power Journal*, ASME, Vol. 124, pp. 771-775, 2002
- [11] M. Aligoodarz, Numerical simulation of SGT-600 of gas turbine combustor and flow field under operation condition, *Journal of modeling in engineering*, Vol. 10, No. 31, pp. 25-35, 2013.
- [12] M, Aghnia, M. Sedighi, *Identify defects and optimize Micro- turbine combustion chamber numerically*, Master Thesis in aerospace engineering, Shahid Sattari air university, Tehran, 2014, (in Persian)
- [13] A.H. Lefebvre, *Gas Turbine Combustion*, McGrawHill Book Company, New York, USA, 1987.
- [14] T.A. Melick, et al., Burner Modifications for Cost Effective NOx Control, *Proceedings of the American Power Conference*, Vol. 61 – I, pp 478 – 482, 1999.
- [15] L. Vandebroek, H. Winter, J. Berghmaus, Numerical Study of the Auto Ignition Process in Gas Mixtures Using Chemical Kinetics, *Heat Mass Transfer Journal*, 2003.

- [16] E.J. Fuller, C.E. Smith, CFD Analysis of a Research Gas Turbine Combustor Primary Zone, *30th AIAA / ASME / SAE / ASEE Joint Proceedings of the 3rd IASME/WSEAS Int. Conf. on Heat Transfer, Thermal Engineering And Environment*, Corfu, Greece, August 20-22, pp. 317-325, 2005.
- [17] A.J. Hamer, R.J. Roby, CFD Modeling of a Gas Turbine Combustor Using Reduced Chemical Kinetic Mechanisms, *AIAA 1997 - 3242, 33rd AIAA ASME / SAE / ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, Seattle, WA, USA, July 6 - 9, 1997.
- [18] L.Y. Jiang, I. Campell, A Critical Evaluation Of Nox Modeling In A Model Combustor, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, Vienna, Austria, GT 2004-53641, June 14-17, 2004.
- [19] I.G. Koutsenko, S.F. Onegin, A.M. Sipatov, Application of CFD-Based Analysis Technique For Design And Optimization of Gas Turbine Combustors, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, Vienna, Austria, GT 2004-53398, June 14-17, 2004.
- [20] N.J.A. Lyckama, E.M.J. Komen, R.T.E. Hermanns, L.P.H. Goey, M.C. Van Beek, A.J.L. Verhage, CFD Modeling Of Biogas Co firing In A Gas Turbine, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, Amsterdam, The Netherlands, GT 2002-30103, June 03-06, 2002.
- [21] J. Parente, G.M.V. Anisimov, G. Croce, Micro Gas Turbine Combustion Chamber Design And CFD Analysis, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, Vienna, Austria, GT 2004-54247, June 14-17, 2004.
- [22] R. Dudebout, B. Reynolds, M.H. Khosro, Integrated Process for CFD Modeling and Optimization of Gas Turbine Combustors, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, Vienna, Austria, GT 2004-54011, June 14-17, 2004.
- [23] M.K. Lai, R.S. Reynolds, J. Armstrong, CFD-Based, Parametric, Design Tool For Gas Turbine Combustors From Compressor Deswirl Exit To Turbine Inlet, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, Amsterdam, The Netherlands, GT 2002-30090, June 03-06, 2002.
- [24] H.S. Alencar, H.F. Villanova, M. Antonio, N. Rosa, Analysis of Flame Behavior in Small Combustion Chambers Using CFD, *Proceedings of COBEM 2005, 18th International Congress of Mechanical Engineering by ABCM*, Ouro Preto, Brazil, November 6-11, 2005
- [25] AEA Technologies, CFX V. 5.7 Tutorial, www.ansys.com/cfx, 2005.
- [26] P. Gosselin, S.K. DeChamplain, D. Kretschmer, Three Dimensional CFD Analysis of a Gas Turbine Combustor, *36th AIAA / ASME / SAE / ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, pp 11, Huntsville, Alabama, 2000
- [27] N.K. Rizk, H.C. Monglia, Three dimensional Analysis of Gas Turbine Combustor, *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 7, No. 1, 1991.
- [28] N.G. Shah, *New Method of Computation of Radiant Heat Transfer in Combustion Chambers*, PhD Thesis, University of London, UK, 1979.
- [29] Solar, *Organizational, DS and GS maintaince manual auxiliary power unit*, CH-47 Helicopters, Department of the Army, 1968.
- [30] R.E. Siegel, J.R. Howell, Thermal Radiation Heat Transfer, *Heat Mass Transfer Journal*, 1997.
- [31] P.J. Stuttaford, *Preliminary Gás Turbine Combustion Design Using a Network Approach*, PhD Thesis, Cranfield University, USA, 1997.

پی نوشت

-
- 1 . Re-Normalization Group (RNG)
 - 2 . Reynolds Stress Model
 - 3 . Probability Density Function
 - 4 . flameless Model
 - 5 . Non-premixed combustion model
 - 6 . Eddy Dissipation Model
 - 7 . Auxiliary Power Unit(APU)

-
- 8 . Residence Time
 - 9 . Realizable
 - 10 . Discrete Ordinates (DO)
 - 11 . ANSYS Fluent
 - 12 . Conserved scalars
 - 13 . Planck
 - 14 . Discrete Transfer Radiation Model