

تحلیل عملکرد و بهینه‌سازی محفظه احتراق میکروتوربین به

روش عددی

محمد صدیقی¹، مهدی اغنیا²، انور احمدخواه³، ولید نیسی⁴

- 1- استادیار، دانشگاه علوم و فنون هوایی شهید ستاری، آزمایشگاه تحقیقاتی سوخت و سامانه‌های احتراقی
- 2- کارشناس ارشد هوافضا، دانشگاه علوم و فنون هوایی شهید ستاری، آزمایشگاه تحقیقاتی سوخت و سامانه‌های احتراقی
- 3- کارشناس ارشد هوافضا، دانشگاه علوم و فنون هوایی شهید ستاری، آزمایشگاه تحقیقاتی سوخت و سامانه‌های احتراقی
- 4- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه علوم و فنون هوایی شهید ستاری، آزمایشگاه تحقیقاتی سوخت و سامانه‌های احتراقی

تاریخ پذیرش: 1394/08/27

(دریافت مقاله: 1393/06/24)

چکیده

با بررسی‌های انجام شده به روی میکروتوربین گازی GTCP85-180 مشخص گردید که عیوب قسمت داغ موتور دارای فراوانی قابل ملاحظه‌ای می‌باشند. موتور مذکور الزاماتی را مبنی بر محدودیت کارکرد مداوم دارد و در صورت عدم رعایت این الزامات، بیشترین صدمه متوجه قسمت گرم موتور خواهد بود. از این رو با استفاده از روش‌های عددی که ضمن داشتن دقت کافی، هزینه بسیار پایین‌تری را نسبت به انجام آزمایش دارند، می‌توان توزیع فشار، سرعت و دمای خروجی محفظه احتراق استوانه‌ای واقعی میکروتوربین را به‌دست آورده و با ارائه هندسه‌ای جدید، عملکرد مناسب‌تری را برای محفظه احتراق حاصل نمود. تغییرات هندسی در نوع و محل سوراخ‌های خنک‌کاری لایه‌ای و سوراخ‌های رقیق‌سازی سبب به‌دست آوردن پروفیل دمای مناسب‌تری در نزدیک دیواره و خروجی محفظه احتراق خواهد شد. با به‌دست آوردن توزیع دمای مناسب در مجاورت دیواره و در خروجی محفظه می‌توان عیوب محفظه احتراق و عیوب توربین را کاهش داد. مقایسه پروفیل‌های دما در هندسه اصلی و هندسه‌های بهینه‌سازی شده نشان می‌دهد که پروفیل دمای خروجی در هندسه جدید دارای پیک‌های دمایی کمتری نسبت به پروفیل اصلی بوده و پروفیل دما در آن یکنواخت‌تر می‌باشد. متوسط دمای خروجی از محفظه احتراق اصلی 950 کلوین و متوسط دمای خروجی محفظه بهینه شده 1000 کلوین محاسبه شده، از این رو بازده حرارتی محفظه بهینه شده 8 درصد از بازده حرارتی محفظه اصلی بیشتر است.

واژه‌های کلیدی: محفظه احتراق، موتور میکروتوربین گازی، پروفیل دما، بهینه‌سازی، عیوب قسمت داغ موتور

Performance Analysis and Optimization of Micro-turbine Combustion Chamber by Numerical Simulation

Abstract

A study was conducted to investigate performance of a GTCP85-180 gas micro-turbine. It was concluded that hot compartment defects are significant in numbers. Due to the long time performance, this engine has many limitations; ignoring these limitations will cause severe damages to the hot compartment of the engine. Using numerical method which has both sufficient accuracy and low cost in comparison to experimental tests, temperature distribution and output temperature for this micro-turbine were computed. Afterward, by proposing a new geometry for the combustion chamber and conducting new simulation, a better performance was achieved. Changes in cooling holes and diluting holes configuration resulted in smoother temperature profile near the wall boundary and also output of the combustion chamber. This smoother temperature resulted in the reduction of the defects in combustion chamber and turbine blades. By comparing the temperature profile of both geometries it is evident that the proposed geometry has fewer temperature peaks in compare to the original one and it also has a smoother temperature distribution. According to the fact that mean output temperature of the original combustion chamber and proposed chamber is 950K and 1000k respectively, it is concluded that by using the proposed geometry, thermal efficiency is improved by 8 percent.

Keywords: Micro-turbine combustion chamber, temperature profile, combustion chamber optimization, combustion chamber defects

مقدمه

در این مقاله نظام کاری دوم مدل گردیده است. زیرا در این حالت میزان مصرف سوخت و نیز احتمال ایجاد عیوب در اثر ازدیاد دمای خروجی از محفظه احتراق بیشتر است. با توجه به شکل (3)، این میکروتوربین از یک محفظه احتراق استوانه‌ای تکی بهره می‌برد. این محفظه احتراق دارای سوراخ‌های ورودی ساده و چرخشی¹ هوا جهت ایجاد شعله می‌باشد که در ناحیه اولیه محفظه احتراق قرار دارند. هم‌چنین سوراخ‌هایی برای خنک‌کاری دیواره محفظه احتراق و سوراخ‌هایی جهت اکسیژن رساندن به شعله در ناحیه ثانویه محفظه احتراق در این محفظه تعبیه شده است. در انتهای محفظه و در مجاورت دیواره انتهایی محفظه نیز سوراخ‌هایی جهت تعدیل دما وجود دارد.

واحد توان کمکی (APU) یکی از تجهیزات پر کار در زمینه آماده‌سازی و پشتیبانی هواپیما جهت انجام مقدمات پرواز می‌باشد. این دستگاه غالباً از میکروتوربین گازی برای تولید توان محوری و هوای فشرده استفاده می‌کند. یکی از انواع موجود آن در صنایع هوایی ایران، مطابق شکل (1) از موتور GTCP85-180 بهره می‌برد. از این موتور در دو نظام کاری مختلف، 1- زمانی که از دستگاه فقط برق گرفته می‌شود و 2 زمانی که به همراه برق، برای استارت موتور هواپیما از آن هوای فشرده نیز گرفته می‌شود، استفاده می‌گردد. بار کاری بالا سبب استهلاک زیاد در این میکروتوربین می‌شود.



شکل 3- محفظه احتراق



شکل 1- موتور GTCP85-180

یکی از روش‌های بررسی رفتار جریان در یک محفظه احتراق، استفاده از نرم‌افزارهایی می‌باشد که بر اساس روش‌های عددی دینامیک سیالات محاسباتی نوشته شده و قادر به تحلیل سیستم شامل جریان سیال، انتقال حرارت و پدیده‌هایی نظیر واکنش‌های شیمیایی بر اساس شبیه سازی رایانه‌ای می‌باشند. این روش نسبت به روش‌های تجربی دارای مزایای زیر است:

- کاهش اساسی در زمان و قیمت طراحی‌های جدید
 - توانایی مطالعه سیستم‌هایی که انجام آزمایشات بر روی آن‌ها مشکل و یا غیرممکن می‌باشد.
 - توانایی مطالعه سیستم‌ها تحت شرایط تصادفی.
- با توجه به وجود مزایای مهم فوق، در این مقاله از قابلیت بسیار مهم حل عددی در تحلیل و شبیه‌سازی احتراق که توانایی اعمال شرایط مرزی متنوع را دارد، استفاده شده است. در سال‌های اخیر، روش‌های مبتنی بر مکانیک سیالات عددی

بیشترین عیوب دیده شده در این سیستم متوجه توربین و نازل ورودی توربین می‌باشد، که عمده این عیوب ناشی از کانتور نامناسب دمای ورودی به نازل و سپس توربین است که در ابتدا سبب تغییر رنگ در نازل و لبه‌های پره‌های توربین شده و در نهایت می‌تواند منجر به ترک یا شکستگی آن‌ها می‌گردد. در شکل (2) تغییر رنگ فلز در اثر درجه حرارت بالا در ناحیه نازل توربین نشان داده شده است.

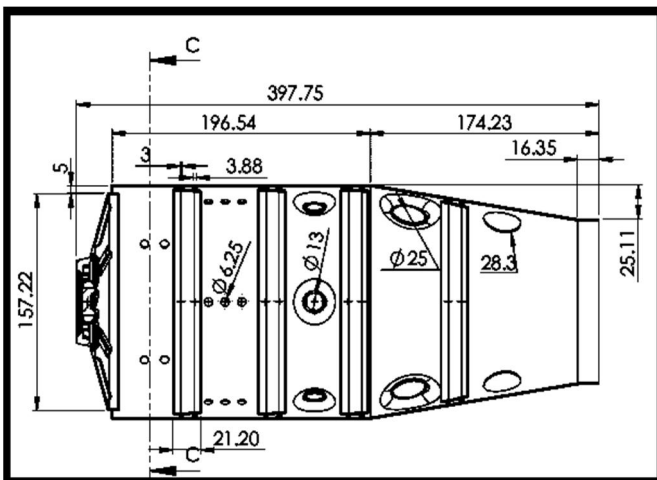


شکل 2- تغییر رنگ فلز در اثر درجه حرارت بالا در ناحیه نازل توربین

به پروفیل‌های به‌دست آمده از هندسه اصلی، بهبود قابل توجهی یافته‌اند.

مدل هندسی محفظه احتراق

هندسه محفظه احتراق مطابق شکل (4) و با دقت مناسب مدل گردید. در این محفظه، سوخت از طریق یک سوخت‌پاش با قطر 1 میلی‌متر از مرکز محفظه احتراق در جهت محور طولی محفظه احتراق تزریق می‌گردد.



شکل 4- هندسه مدل شده محفظه احتراق.

همان‌طور که در شکل (5) مشاهده می‌گردد، حول سوخت‌پاش، 12 سوراخ ورودی هوا به همراه 12 ورودی هوا که سبب چرخش جریان می‌شوند، واقع شده است.



شکل 5- بخش سوئیرل محفظه احتراق.

برای تحلیل جریان و احتراق در محفظه‌های احتراق استفاده شده است. کارلسن در پایان‌نامه خود خصوصیات ترمودینامیکی محفظه احتراق را با شبیه‌سازی عددی آن به‌دست آورد [1]. مک‌گوریک و اسپنسر اهمیت طراحی سوراخ‌های هوارسانی به-کار رفته روی لاینر را به روش عددی بررسی نمودند [2].

در محفظه‌های احتراق موتورهای توربین گاز از تماس مستقیم گازهای داغ حاصل از احتراق با دیواره محفظه به-وسیله استفاده از خنک‌کاری لایه‌ای جلوگیری به‌عمل می‌آید. این روش خنک‌کاری برای اولین بار توسط هورتون ارائه گردید. ایگرت و همکاران، یکی از نخستین کارهای تجربی را در این زمینه ارائه دادند [3]. آن‌ها با انجام آزمایشات گوناگون دریافتند که اثر بخشی هلیوم نسبت به هوا به مراتب بیشتر می‌باشد. از 1955 تاکنون مطالعات تجربی و عددی بسیاری در زمینه اثربخشی لایه خنک‌کاری انجام پذیرفته است. یکی از کارهای قابل توجه در سال 2008 میلادی توسط جوانویچ و همکاران بود، که تأثیر نقص در روزنه‌های خنک‌کاری را به صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند [4]. در سال 2009 میچل و همکاران اثرات خنک‌کاری لایه‌ای بر روی دیواره‌های روزنه‌های فراوان در یک محفظه احتراق ساده شده را هم به صورت تجربی و هم عددی مطالعه نمودند و نحوه ورود جریان خنک‌کننده را مورد بررسی قرار دادند [5].

هدف این پژوهش بهبود پروفیل دمایی حاصل از احتراق با اعمال تغییرات هندسی روی شکل و محل سوراخ‌ها، با استفاده از روش عددی و با کمک نرم‌افزار انسیس فلونت 14 می‌باشد [6]؛ تا دو عیب دمایی بیش از حد در مجاورت دیواره محفظه و عدم یکنواختی پروفیل دما در خروجی محفظه را بتوان برطرف نمود. با اعمال این تغییرات هندسی بر روی نمونه واقعی محفظه احتراق می‌توان از به‌وجود آمدن عیوب متداول ترک در جوش‌ها و سوختن نازل و پره‌های توربین تا حد قابل توجهی جلوگیری نمود.

جهت بهینه‌سازی محفظه احتراق مدل‌های هندسی سه بعدی مختلفی مورد شبیه‌سازی قرار گرفت که مدل دو ردیف شش سوراخی که سوراخ‌های دو ردیف با نسبت 30 درجه‌ای با هم قرار داشتند، جواب قابل قبولی را نشان داد. با حل این هندسه و مقایسه پروفیل‌های دما با پروفیل‌های به‌دست آمده برای هندسه اصلی، نشان داده شده است که با انجام بهینه‌سازی پروفیل دمایی مجاور بدنه و پروفیل دمایی خروجی نسبت

شبکه‌بندی تولید شده در شکل (7) نمایش داده شده است. در محیط شبکه بندی از منوی *Advanced size function* استفاده شده است. در شبکه محاسباتی اعمال شده، محدوده *Skewness* شبکه، 0/84 می‌باشد که در محدوده قابل قبول قرار دارد.

در این شبکه محاسباتی محدوده Y^+ مجاز دیواره ما بین 30 تا 80 قرار دارد. لذا محیط شبکه‌بندی نرم‌افزار، شبکه‌ای قابل قبول را با تعداد المان 6,130,633 به وجود آورد.



شکل 7- نمونه شبکه ایجاد شده در حل مدل

معادلات حاکم

معادلات حاکم بر شبیه‌سازی، به صورت پایا حل شده‌اند. این شبیه‌سازی در شرایط جریان سه‌بعدی، تراکم‌ناپذیر، لزج، آشفتنه و همراه با تشعشع انجام گرفته است. در ادامه معادلات مختلف استفاده شده توضیح داده می‌شود.

معادله بقای جرم

معادله بقای جرم در حالت پایا به صورت زیر می‌باشد:

$$\nabla \cdot (\rho \bar{v}) = S_m \quad (1)$$

عبارت S_m منبع حاصل از تبخیر سوخت مایع می‌باشد.

معادله بقای مومنتوم

معادله بقای مومنتوم در حالت پایا بدین صورت بیان می‌گردد:

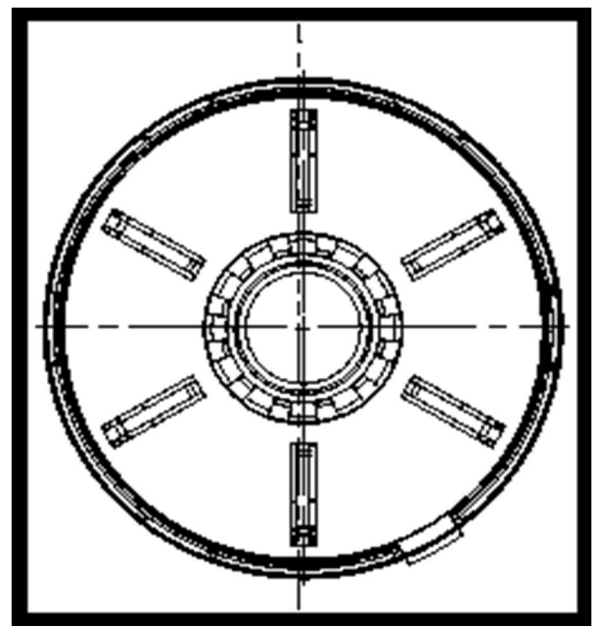
$$\nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \bar{F} \quad (2)$$

در این رابطه \bar{F} بردار نیروهای حجمی و $\bar{\tau}$ تانسور تنش است.

در ناحیه ابتدایی محفظه احتراق، مطابق شکل (6)، به - همراه این روزنه‌ها 6 عدد روزنه شعاعی دو وجهی نیز موجود است که سبب احتراق اولیه شعله می‌گردند.

لازم به ذکر است قسمتی که در شکل (5) دیده می‌شود، زیر درپوش سمت چپ شکل (4) قرار دارد. همان‌طور که در این شکل دیده می‌شود، در سمت چپ و در محیط محفظه احتراق یک رینگ خنک‌کاری قرار دارد.

در ناحیه ثانویه محفظه احتراق چهار رینگ خنک‌کاری دیگر قرار دارد که با ایجاد لایه نازکی از سیال خنک‌کننده در مجاورت دیواره از سوختن دیواره محفظه جلوگیری می‌کند. سایر سوراخ‌ها در ناحیه ثانویه وظیفه رساندن اکسیژن بیشتر به شعله در جهت افزایش عملکرد احتراق و نیز حفظ موقعیت شعله در وسط محفظه را به عهده دارند.



شکل 6- سوراخ‌های شعاعی و رینگ محیطی خنک‌کاری.

مطابق شکل (4) در ناحیه رقیق‌سازی تعداد 6 روزنه با اندازه بزرگ در دو ردیف، جریان با دمای کم را با جریان خروجی مخلوط می‌کنند تا جریان با دمای مناسبی به توربین برسد.

تولید شبکه هندسی

برای تولید شبکه محاسباتی هندسه محفظه احتراق از محیط شبکه‌بندی نرم‌افزار *Fluent* استفاده شده است [7].

در مباحث بالا، شرایط مسئله حاضر و همچنین به علت حجیم بودن محاسبات در مدل سه‌بعدی و به تبع آن استفاده از پردازش موازی، بهترین مدل حل انتقال حرارت تشعشعی برای حل این مساله، مدل DO تشخیص داده شد.

مدل فاز گسسته

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 چگالی در هر لحظه بر روی خطوط مسیر ذرات فاز گسسته (سوخت)، درون فاز پیوسته (هوا) محاسبه می‌شوند.

روش حل احتراق

از حل‌کننده پایه - فشار (Pressure-Base) برای حل احتراق استفاده گردیده است. برای شبیه‌سازی احتراق از مدل غیر پیش مخلوط استفاده شد. جهت انجام کار با این حل‌کننده باید ابتدا تابع پیش‌پردازش از اطلاعات (ترموشیمی و فعل و انفعالات) در فلوننت ایجاد شود، که شامل جدول اطلاعات ترموشیمی می‌باشد. در این مدل نرم افزار، با استفاده از قانون گازها، چگالی مخلوط و با استفاده از قانون اختلاط جرم-وزن، ظرفیت گرمایی ویژه مخلوط محاسبه می‌شود.

روش حل معادلات

معادلات حاکم بر محفظه احتراق به توسط حل‌کننده پیوسته حل گردیده‌اند. این حل‌کننده معادلات حاکم، شامل پیوستگی، مومنتوم، انرژی و فعل و انفعالات شیمیایی را به طور هم‌زمان به شکل یک سری یا برداری از معادلات حل می‌کند. معادلات حاکم بر سیال که به منظور بیان خواص سیال خالص نوشته می‌شوند، به صورت انتگرالی و کارتزین برای یک حجم کنترل دلخواه V با سطح دیفرانسیل A به شکل زیر بیان می‌شود:

$$\oint [F - G] \cdot dA = \int_V HdV \quad (4)$$

که در آن بردارهای F و G به شکل زیر تعریف می‌گردند.

معادله انرژی مدل احتراقی غیر پیش آمیخته

معادله انرژی برای احتراق غیرپیش‌آمیخته در حالت پایا به صورت زیر تعریف می‌شود که آنتالپی را بیان می‌کند.

$$\nabla \cdot (\rho \bar{v} H) = \nabla \cdot \left(\frac{k_1}{C_p} \nabla H \right) + S_h \quad (3)$$

در رابطه بالا H آنتالپی، k_1 ضریب هدایت حرارتی، S_h چشمه انرژی می‌باشد.

آشفتگی

جهت اعمال اثرات آشفتگی در جریان از مدل $k-\epsilon$ استفاده شده است. این مدل دارای انواع استاندارد، RNG و Realizable می‌باشد. نوع Realizable از دو جهت با مدل استاندارد آن متفاوت است:

- دارای یک فرمول پیشنهادی برای ویسکوزیته مغشوش می‌باشد.
- معادله اصلاح شده انتقال برای نرخ اتلاف، به صورت یک معادله حقیقی انتقال از میانگین مربعات نوسانات ورتیسیته حاصل می‌گردد.

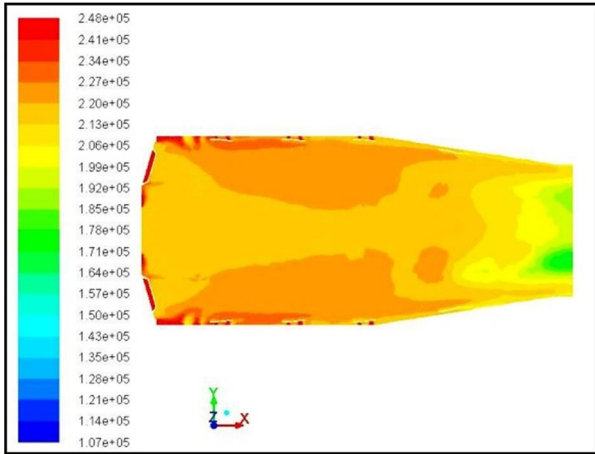
از خصوصیات مهم مدل Realizable این است که محدودیت‌های ریاضی مربوطه را در مدل نمودن تنش‌های رینولدزی اغنا کرده و با فیزیک جریان آشفته سازگار می‌باشد. این نوع مدل‌سازی از دیگر انواع آن دارای دقت بیشتری بوده و مدل‌سازی با آن واقعی‌تر است و به همان نسبت هزینه محاسباتی بالاتری نیز دارد. در این مقاله از این مدل استفاده شده است. مدل $k-\epsilon$ جهت جریان مغشوش طراحی گردیده و نتایج خوبی را در مدل‌سازی احتراق ارائه می‌دهد.

مدل تشعشعی Do

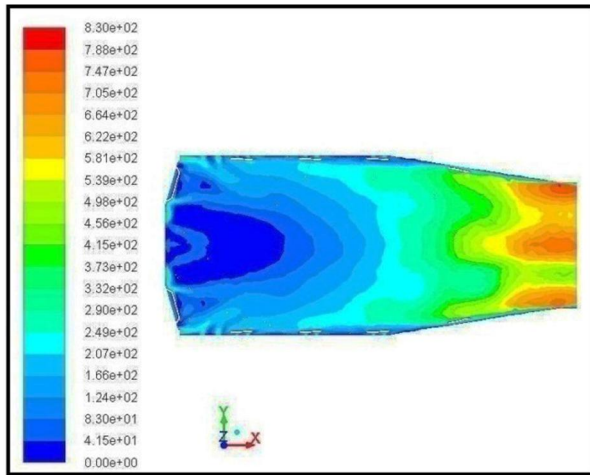
این مدل را می‌توان در تمام محدوده‌های اپتیکی و نیز در مسائل تشعشع سطح به سطح که در محیط‌های فعال انجام می‌شوند، مانند محفظه‌های احتراق به کار برد. هزینه محاسبات و حافظه مورد نیاز این مدل، نسبتاً کم می‌باشد. این مدل تشعشع را به صورت پله‌ای مدل می‌کند و در بازه بین پله‌ها تغییرات یکنواخت است. شرط استفاده از این مدل، فرض ثابت ماندن ضرایب جذب در هر بازه است. که به آن شیوه حل غیرخاکستری اطلاق می‌گردد. با توجه به توضیحات عنوان‌شده

خروجی به علت وجود 6 سوراخ رقیق سازی بزرگ، مقدار این فشار، افت چشم‌گیری دارد که دلیلی بر ضعف طراحی سوراخ-های رقیق‌سازی است.

شکل (9) پروفیل سرعت را در مقطعی از محفظه نشان می‌دهد. تقارن جریان مدل شده و ورودی‌های جریان قابل تشخیص می‌باشند.



شکل 8- تغییرات فشار کل در محفظه احتراق اصلی



شکل 9- پروفیل سرعت در مقطعی از محفظه احتراق اصلی

در شکل (10) پروفیل دما در خروجی محفظه نشان داده شده است که در آن، دما از 708 تا 1290 کلوین متغیر می‌باشد. از این پروفیل به‌سادگی می‌توان دریافت که در خروجی محفظه دمای یکنواختی برقرار نمی‌باشد که این خود می‌تواند سبب تنش‌های حرارتی شده و در بخش‌های بعدی موتور ایجاد سوختگی نماید.

$$F = \begin{Bmatrix} \rho v \\ \rho v u + p i \\ \rho v v + p j \\ \rho v w + p k \\ \rho v E + p v \end{Bmatrix}, G = \begin{Bmatrix} 0 \\ \tau_{xi} \\ \tau_{yi} \\ \tau_{zi} \\ \tau_{ij} v_j + q \end{Bmatrix} \quad (5)$$

بردار H شامل آرایه‌های منبع، مثل نیروهای حجمی و منابع انرژی می‌باشد. ρ, v, E و p به ترتیب چگالی، سرعت، انرژی کل و فشار سیال می‌باشد. τ تانسور تنش لزجت و q شار حرارتی می‌باشد. انرژی کل طبق رابطه زیر با آنتالپی کل مرتبط است:

$$E = H * p/q \quad (6)$$

سوخت مورد استفاده

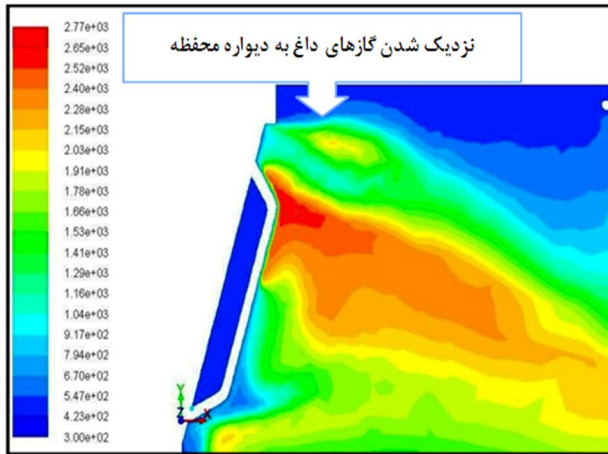
JP-4 مورد استفاده در این موتور، سوختی ترکیبی می‌باشد که جهت حل مسایل آن را به صورت تقریبی با فرمول $CH_{1.93}$ نشان می‌دهند. به علت این‌که از نظر خواص شیمیایی به کروسین ($CH_{1.917}$) نزدیک است، در این مقاله از کروسین به عنوان سوخت استفاده شده است.

شرایط مرزی

شرایط مرزی مورد استفاده در حل عددی با پارامتر فشار ورود و خروج تنظیم شده است. مطابق جدول 1 داده‌های وارد شده در شرایط مرزی از داده‌های تجربی عملکرد موتور گرفته شده است. در این مدل‌سازی سوخت کروسین با دبی 0/041958 کیلوگرم بر ثانیه، تحت فشار نسبی 2413250 پاسکال، تحت زاویه 45 درجه به درون محفظه احتراق تزریق می‌شود. دمای سوخت 320 درجه کلوین بوده و قطر میانگین قطرات 0/04 میلی‌متر می‌باشد. محفظه احتراق توسط پوسته‌ای به نام پلنیوم محصور بوده و هوای پر فشار خروجی از کمپرسور از تمامی منافذ به صورت عمود و با فشار 243000 پاسکال و دمای 524 درجه کلوین وارد محفظه می‌شود.

نتایج حل عددی در محفظه احتراق اصلی

تغییرات فشار کل در محفظه در شکل (10) نشان داده شده است. در منطقه احتراق مقدار فشار کل ثابت می‌باشد. که با ثابت ماندن فشار در مسایل مرتبط با محفظه احتراق هم-خوانی دارد. در قسمت ورودی به علت چرخش جریان و در

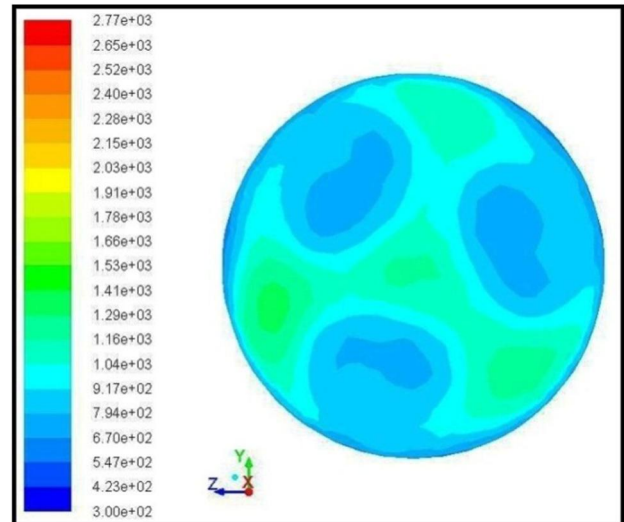


شکل 12- نزدیک شدن گازهای داغ به دیواره محفظه احتراق اصلی

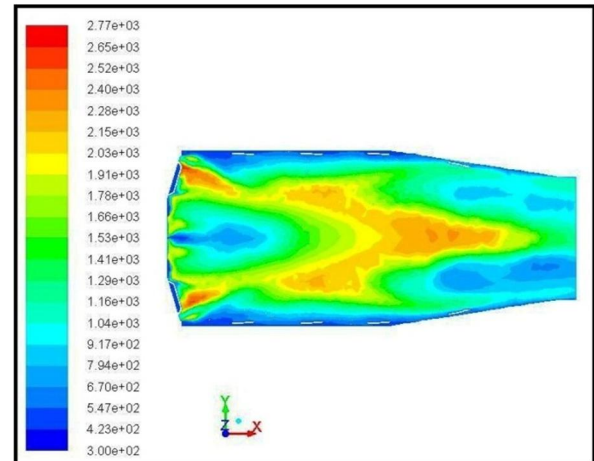
بررسی استقلال نتایج از شبکه محاسباتی

جهت بررسی استقلال نتایج حل عددی انجام شده نسبت به شبکه محاسباتی، سه شبکه محاسباتی کاملاً متفاوت با تعداد $6,130,633$ و $6,712,423$ و $7,773,572$ امان ایجاد شده و مطابق شکل‌های (13) و (14)، نمودارهای دما و سرعت در خط مرکزی محفظه احتراق مورد مقایسه قرار گرفته است. هر سه نتیجه به دست آمده مطابقت خوبی با یکدیگر داشته و میزان هم‌بستگی نمودار سرعت برای شبکه محاسباتی $7/7$ و $6/1$ میلیونی، $0/988$ و در نمودار دما $0/993$ است. میزان هم-بستگی نمودار سرعت برای شبکه محاسباتی $6/7$ و $6/1$ میلیونی، $0/991$ و در نمودار دما $0/996$ است. لازم به ذکر است که نتایج به دست آمده در خروجی محفظه احتراق نیز تطابق بسیار خوبی با یکدیگر دارد؛ به طوری که میزان اختلاف در سرعت خروجی برای شبکه محاسباتی $7/7$ و $6/1$ میلیونی، $1/26\%$ و در دمای خروجی $0/24\%$ بوده و برای شبکه محاسباتی $6/7$ و $6/1$ میلیونی، به ترتیب $1/8\%$ و $1/28\%$ است که نشان از عدم وابستگی نتایج به شبکه محاسباتی مورد نظر است. لذا برای حل نمونه اصلی و بهینه شده محفظه احتراق از شبکه محاسباتی با تعداد $6,130,633$ امان استفاده شده است. با توجه به وجود $1/6$ میلیون امان کمتر، زمان کمتری در انجام محاسبات صرف می‌گردد.

شکل (11) پروفیل دمای درون محفظه را نشان می‌دهد. در این پروفیل دیده می‌شود که در ابتدای محفظه احتراق، در مجاورت دیواره، مقدار دما بیش از حد مجاز می‌باشد. همچنین در انتهای محفظه احتراق دما در کنار دیواره بالا می‌باشد که سبب سوختگی دیواره در خروجی می‌گردد.



شکل 10- پروفیل دما را در خروجی محفظه احتراق اصلی



شکل 11- پروفیل دمای درون محفظه احتراق اصلی

شکل (12) پروفیل دمای ابتدای محفظه را به صورت واضح‌تری نشان می‌دهد.

جهت بررسی و مقایسه نتایج در روش تحلیلی، از اطلاعات منتشر شده در کتاب فنی میکروتوربین مورد نظر که در جدول 1 آمده، استفاده شده است [11]. مقادیر ذکر شده در جدول 1 مربوط به اطلاعات طراحی و آزمایش‌های عملکردی موتور است که توسط سازنده میکروتوربین اعلام شده است.

جدول 1- اطلاعات فنی و عملکردی میکروتوربین GTCP85-180

توان موتور	۲۰۰ اسب بخار
دبی جرمی سوخت	۰/۰۴۱۹۵۸ کیلوگرم بر ثانیه
دمای خروجی کمپرسور	۵۲۴ کلوین
نسبت فشار کمپرسور	۳/۴
دبی جرمی هوا	۲/۱۸ کیلوگرم بر ثانیه
حداکثر دمای سوخت ورودی به موتور	۳۲۰ کلوین
حداکثر دمای هوای ورودی به موتور	۳۲۷ کلوین
دمای خروجی توربین	۹۰۰ کلوین
فشار ورودی توربین	۲۲۰۰۰۰ پاسکال

جهت بدست آوردن گرمای ویژه در محصولات خروجی محفظه احتراق موتور از رابطه استوکیومتری احتراق سوخت-های هیدروکربنی استفاده گردید:

$$C_{\alpha}H_{\beta} + \left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right)(O_2 + 3.76N_2) \quad (7)$$

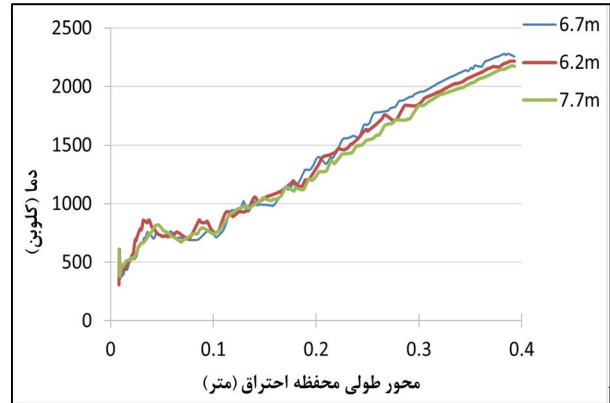
$$\rightarrow \alpha CO_2 + \frac{\beta}{2}H_2O + 3.76\left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right)N_2$$

$$y_i = \frac{m_i}{M} \quad (8)$$

$$c_p = \sum y_i c_{p_i} \quad (9)$$

با فرض این که سوخت درون محفظه احتراق به صورت استوکیومتری می‌سوزد، نسبت عنصرسنجی سوخت به هوا برای سوخت jp-4 مقدار 0/0673 است [12]. با انجام محاسبات مشخص گردید که تنها 28/5 درصد از هوا در واکنش شیمیایی شرکت نموده و بقیه هوای ورودی به محفظه احتراق نسوخته باقی می‌ماند. این موضوع در محاسبه گرمای ویژه خروجی از محفظه احتراق و توربین لحاظ گردیده است.

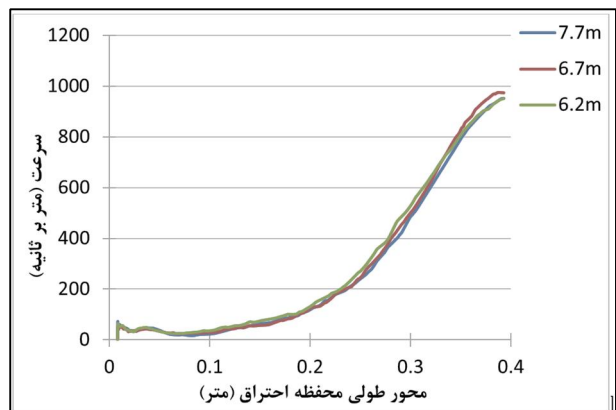
جهت انجام حل تحلیلی و به دست آوردن دمای خروجی از محفظه احتراق و مقایسه آن با دمای به دست آمده از روش



شکل 13- مقایسه مقادیر دما بدست آمده از سه شبکه محاسباتی، در امتداد محور طولی محفظه احتراق

صحه‌گذاری با نتایج تحلیلی و شرایط واقعی محفظه احتراق

بهترین روش جهت اعتبارسنجی حل عددی استفاده از نتایج به دست آمده در آزمون عملی می‌باشد. آزمون عملی محفظه احتراق نه تنها دارای پیچیدگی‌های فراوانی از لحاظ عملی می‌باشد بلکه نیازمند هزینه‌های بسیار بالایی نیز است. چنین آزمایش‌هایی بر روی یک میکروتوربین صنعتی تا به حال در داخل کشور انجام نشده است و حتی در کشورهای صنعتی نیز تنها در فرایند طراحی و ساخت و توسط سازندگان مطرح انجام شده است. با توجه به مطالب فوق و پیچیدگی مسئله، در این مقاله امکان انجام آزمایش بر روی محفظه احتراق وجود نداشته و جهت اعتبارسنجی حل عددی از دو روش تحلیلی و بررسی کیفی عیوب مشاهده شده در محفظه احتراق، استفاده شده است.



شکل 14-مقایسه مقادیر سرعت بدست آمده از سه شبکه محاسباتی، در امتداد محور طولی محفظه احتراق



شکل 15- علائم دمای بالا در اطراف جوشکاری‌های محفظه احتراق

با وجود این که، ترک‌های به وجود آمده در محل جوش‌ها طبق نشریات فنی موتور، جوش کاری می‌گردند و این عیب برطرف می‌گردد، ولی با گذشت زمان و با میزان کارکرد نه چندان قابل توجهی دوباره عیب تکرار شده و ترک یا شکستگی در محل مرمت شده پدیدار می‌گردد. شکل (17) نمونه‌ای از محفظه تعمیر شده را نشان می‌دهد.



شکل 16- نمونه واقعی ترک ایجاد شده در اثر عدم خنک‌کاری مطلوب

این تکرار عیب دلیل واضحی بر این حقیقت می‌باشد که علت اصلی ترک و شکستگی در محل جوش‌ها ناشی از چگونگی جوش نبوده، بلکه دقیقاً بازتابی از نقص در خنک‌کاری محفظه است.

حل عددی محفظه احتراق، از روابط مورد استفاده در توربین-های گازی استفاده شده است [13]. مقادیر بازده کمپرسور و توربین که در معادلات 10 و 11 استفاده شده به ترتیب 68/1 و 92/8 درصد بوده که از حاصل از نتایج آزمایشات بین و همکاران بر روی میکروتوربین ساخت کمپانی گرت (Garrett) است [14]. این میکروتوربین کاملاً مشابه با میکروتوربین گرت مدل GTCP85-180 مورد نظر در این تحقیق است.

$$W_c = \dot{m}_a \eta_c (c_{p_2} T_{o_2} - c_{p_1} T_{o_1}) \quad (10)$$

$$W_t = \eta_t (\dot{m}_a + \dot{m}_F) (c_{p_3} T_{o_3} - c_{p_4} T_{o_4}) \quad (11)$$

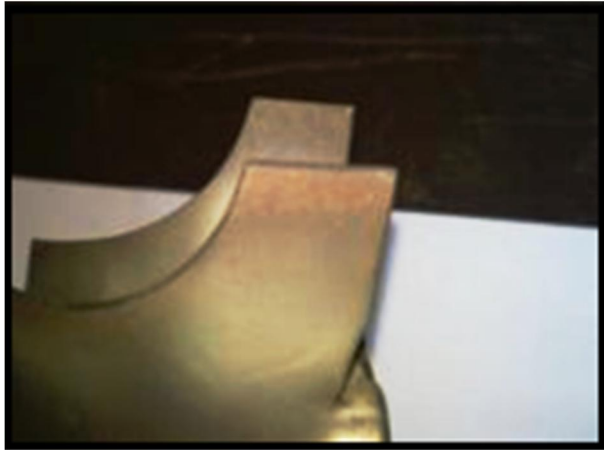
$$W_t = W_c + W_{shaft} \quad (12)$$

با حل معادلات فوق مقدار دمای خروجی محفظه احتراق برابر با 938 کلوین بدست آمده است. اختلاف نتایج به دست آمده از حل تحلیلی فوق و متوسط دمای به دست آمده از حل عددی در محل خروجی محفظه احتراق (980 کلوین)، برابر با 4/28% بوده که نشان از انطباق نتایج تحلیلی و عددی دارد.

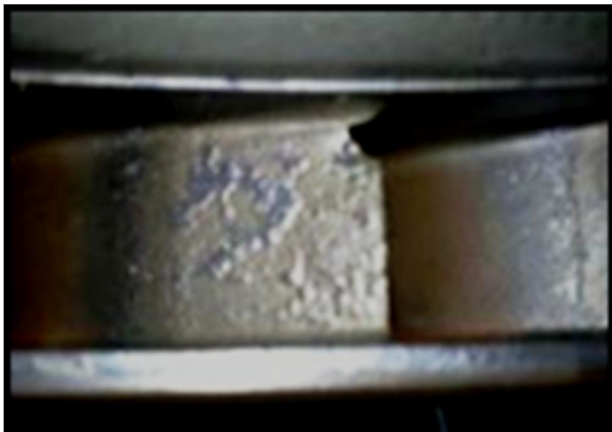
روش دیگر برای اعتبارسنجی این مقاله، بررسی کیفی پروفیل‌های دمای به دست آمده از حل عددی با عیوب واقعی مشاهده شده در محفظه احتراق است که به وسیله آن می‌توان پدیده‌های مشاهده شده را در موقعیت‌های مختلف را مورد بررسی قرار داد. بدین ترتیب منشاء و موقعیت‌های عیوب مشاهده شده در تعدادی محفظه احتراق که به طور تصادفی انتخاب شده‌اند، در پروفیل‌های به دست آمده از حل عددی بررسی می‌گردد. در این تحقیق نوع و محل پدید آمدن عیوب به‌گونه‌ای است که تنها با انطباق خوب نتایج حل عددی با آن‌ها می‌توان مدعی صحت نتایج بود. در ادامه برخی از مهم‌ترین عیوب مشاهده شده در بدنه محفظه احتراق، مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

عیب نشان داده شده در شکل (12) در نمونه اصلی محفظه احتراق، در شکل (15) قابل مشاهده است. همان‌گونه که در شکل (15) دیده می‌شود، دمای بالایی که در مدل‌سازی دیده شد، در حالت واقعی نیز محفظه را تحت تأثیر قرار می‌دهد. وجود کانتور دمای نامناسب علت اصلی بروز این عیب در این نوع محفظه می‌باشد. در اکثر حالات مشاهده شده است که از محل جوش‌هایی که در شکل (16) دیده می‌شود، لاینر دچار ترک و شکستگی گردیده است.

پره‌های توربین می‌گردد. شکل (19) این حالت را در روی پره‌های توربین و شکل (20) آن را روی نازل توربین نشان می‌دهد که همان‌گونه که دیده می‌شود سبب ترک و شکستگی لبه فرار پره‌های نازل شده است.



شکل 19- تغییر رنگ روی پره توربین به علت دمای خروجی محفظه احتراق



شکل 20- تغییر رنگ روی لبه فرار نازل توربین به علت دمای بالای خروجی از محفظه احتراق

ایجاد مدل سه بعدی بهینه‌سازی شده

برای اعمال هرگونه تغییرات روی هندسه محفظه احتراق در نظر گرفتن برخی شرایط بسیار ضروری می‌باشد. اولین شرط این است که دبی جرمی محفظه با تغییرات هندسی تغییر ننماید. به عبارت دیگر دبی سیال ورودی به موتور همواره ثابت بماند. جهت برآوردن این شرط، مجموع مساحت ورودی سیال هوا به محفظه در هر ناحیه ثابت نگه داشته شده است. شرط دوم که بسیار جهت ایجاد و پایداری شعله مهم است درصد



شکل 17- نمونه محفظه پس از چند بار تعمیر

از طرفی همان‌گونه که در شکل (13) تشریح شد، در انتهای محفظه، جریان گرم با دمای بالاتر از 1000 کلوین به دیواره محفظه نزدیک می‌شود که حاصل آن سوختگی در مقاطع خروجی محفظه است. این عیب را می‌توان در شکل (18) مشاهده نمود.

از طرفی چنانچه قبلاً نیز اشاره شد، پروفیل دمای خروجی محفظه احتراق یکنواخت نیست که این عدم یکنواختی، سبب ایجاد تغییر رنگ و متعاقباً سوختگی در نازل توربین و نوک پره‌های توربین می‌گردد. شکل (19) این حالت را در روی پره‌های توربین و شکل (20) آن را روی نازل توربین نشان می‌دهد که همان‌گونه که دیده می‌شود، سبب ترک و شکستگی لبه فرار پره‌های نازل شده است.



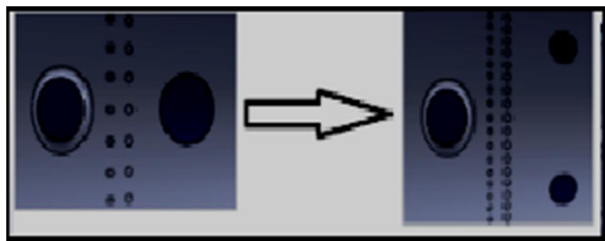
شکل 18- سوختگی در انتهای محفظه احتراق

از طرفی چنانچه قبلاً نیز اشاره شد، پروفیل دمای خروجی محفظه احتراق یکنواخت نیست که این عدم یکنواختی، سبب ایجاد تغییر رنگ و متعاقباً سوختگی در نازل توربین و نوک

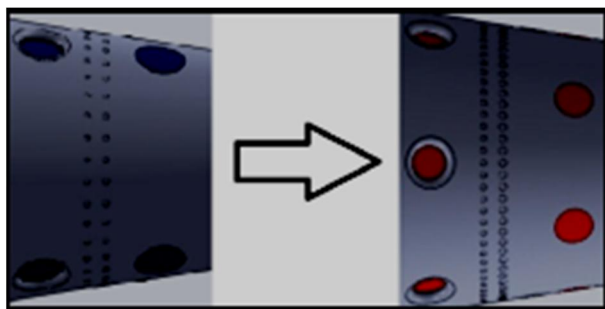
- تغییر دیگری که در ناحیه رقیق‌سازی انجام شد، تبدیل سه سوراخ بزرگ انتهایی محفظه احتراق به شش سوراخ می‌باشد. شکل (23) مقطعی از یک سوم تغییر انجام شده را نشان می‌دهد. این تغییر روی مدل 3 انجام شد.
- با تغییر بر روی سه سوراخ بزرگ ردیف ما قبل آخر ناحیه رقیق‌سازی و تبدیل آن‌ها به شش سوراخ، شکل (24) حاصل خواهد شد. این تغییر روی هندسه 4 انجام شده است.



شکل 22- تغییر در ناحیه اولیه محفظه احتراق بهینه شده



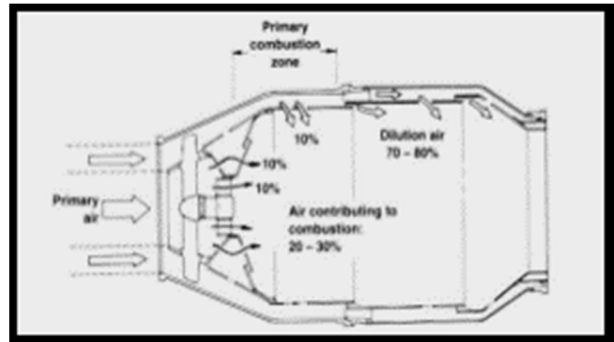
شکل 23- تغییر در ناحیه رقیق‌سازی محفظه احتراق بهینه شده



شکل 24- تغییر در ناحیه رقیق‌سازی محفظه احتراق بهینه شده

با اعمال تغییرات ذکر شده، سه مدل با شماره‌های 2، 3 و 4 به دست می‌آیند که با مدل 1 (هندسه اصلی) مقایسه می‌گردند. در شکل (25) این مدل‌ها جهت مشاهده و مقایسه بهتر در کنار هم نشان داده شده‌اند.

سیال در هر بخش محفظه احتراق است [8]. همان‌طور که در شکل (21) دیده می‌شود، مقدار سیال در هر ناحیه دارای درصدهایی از کل سیال است که با بر هم زدن آن الگوی ورودی، محفظه کارایی خود را از دست خواهد داد و یا حتی دیگر قادر به ایجاد احتراق پایدار نخواهد بود.



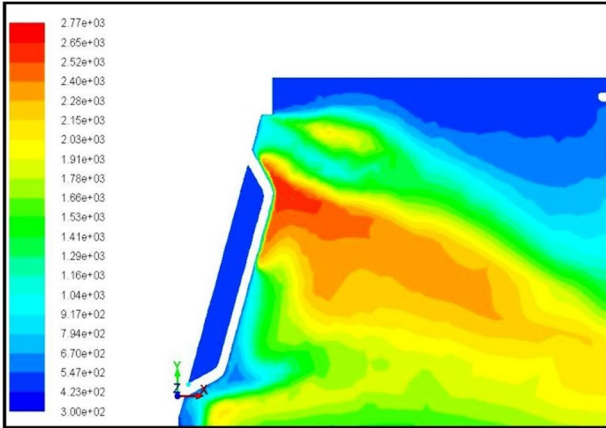
شکل 21- درصد سیال در نواحی مختلف محفظه احتراق [9]

با نظر گرفتن شروط فوق، با ایجاد سوراخ‌های خنک‌کاری لایه‌ای و بدون افزایش درصد هوای خنک‌کاری (درصد کل هوای خنک‌کاری پس از انجام بهینه‌سازی ثابت می‌ماند)، پروفیل دمایی کنار دیواره بهینه گردید.

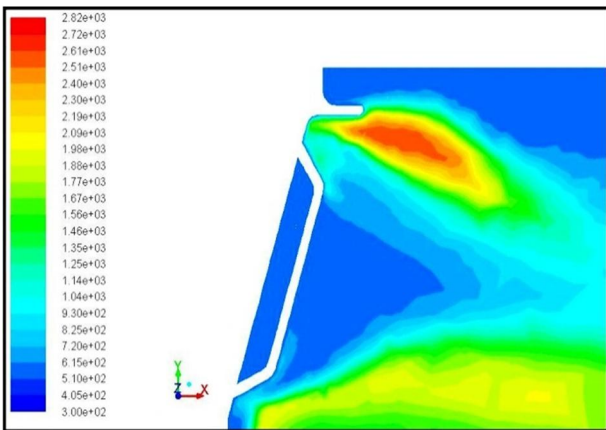
نکته دیگری که مهم است، نحوه رقیق‌سازی در انتهای محفظه است. طرز قرارگیری سوراخ‌های رقیق‌سازی روی پرفیل دمایی خروجی و افت فشار محفظه تاثیر می‌گذارد [10]. جهت انجام این کار تنظیمات هندسی مختلفی مدل گردید که در نهایت سه مدل طراحی شده و با مدل اصلی مقایسه گردید. تغییرات انجام شده به شرح ذیل می‌باشند:

- همان‌گونه که در شکل (22) دیده می‌شود، تغییر در ناحیه اولیه هندسه اصلی جهت ایجاد خنک‌کاری لایه‌ای در این ناحیه با کاستن از مساحت رینگ خنک‌کاری این ناحیه و افزودن روزنه‌های جدید انجام گردید که این تغییر روی هر سه مدل بهینه اعمال شده است.
- دو تغییر در ناحیه رقیق‌سازی انجام گرفت. طبق آنچه در شکل (23) دیده می‌شود، اولین تغییر جهت خنک‌کاری بیشتر در جریان لایه‌ای انجام شد. در این تغییر مساحت مؤثر رینگ آخر خنک‌کاری با دو برابر نمودن تعداد سوراخ‌ها دو برابر شده است. این تغییر روی نمونه 3 و 4 بهینه اعمال گردید.

همان‌گونه که در شکل (26) دیده می‌شود، پروفیل دمای به دست آمده در مدل‌های بهینه شده نسبت به مدل 1 تفاوت قابل ملاحظه‌ای را نشان می‌دهد و بیشینه حرارت در مجاورت دیواره در نزدیکی جوش‌های محفظه احتراق با انجام بهینه‌سازی، با کاهش چشمگیری مواجه می‌گردد.



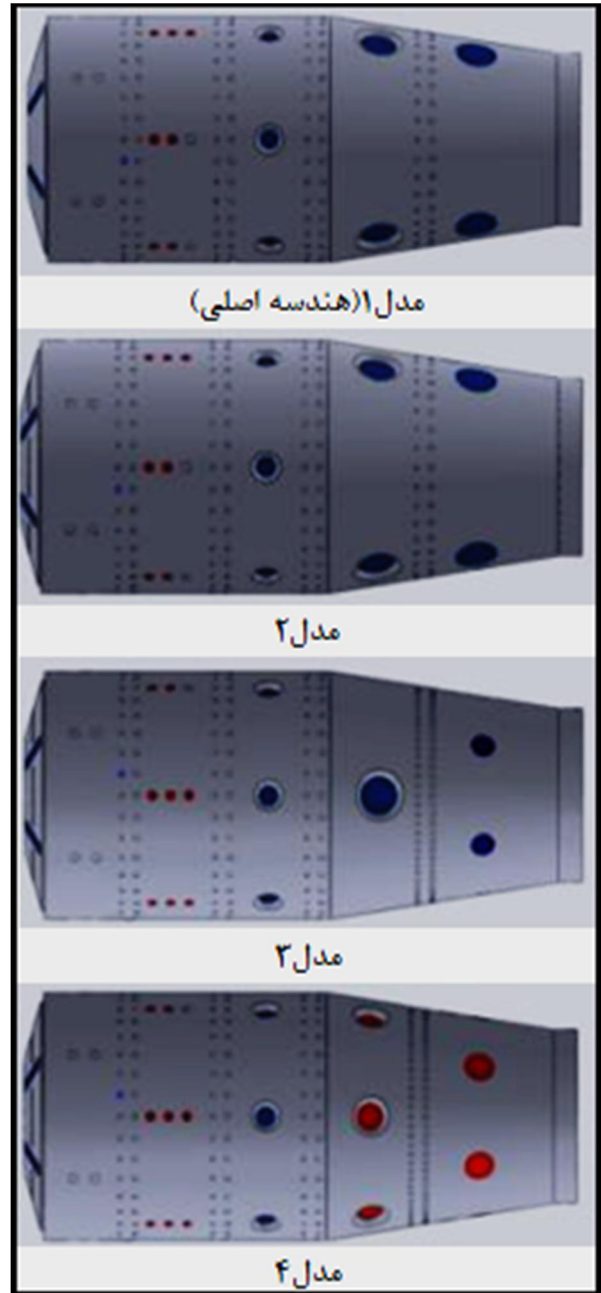
شکل 26- مقایسه پروفیل دما در ناحیه اولیه، الف) مدل 1



شکل 26- مقایسه پروفیل دما در ناحیه اولیه، ب) مدل‌های 2 و 3 و 4

اثر این روزنه‌های ورودی که در شکل (22) نشان داده شده است را می‌توان در مقطعی دیگر از محفظه احتراق نیز دید. همانگونه که در شکل (27) دیده می‌شود، در مقطع زده شده در ناحیه اولیه با انجام بهینه‌سازی روی سوراخ‌های خنک‌کاری، دما به نحو قابل ملاحظه‌ای در کنار دیواره تعدیل می‌گردد. با توجه به این مطلب می‌توان استنباط نمود که در محفظه بهینه شده تمرکز دمایی کمتری روی جوش‌های محفظه وجود خواهد داشت.

نمودار نشان داده شده در شکل (28) اثر این روزنه‌ها را در دمای مجاور ناحیه اولیه محفظه احتراق با مقایسه دقیق‌تر هر



شکل 25- چهار مدل مورد مقایسه.

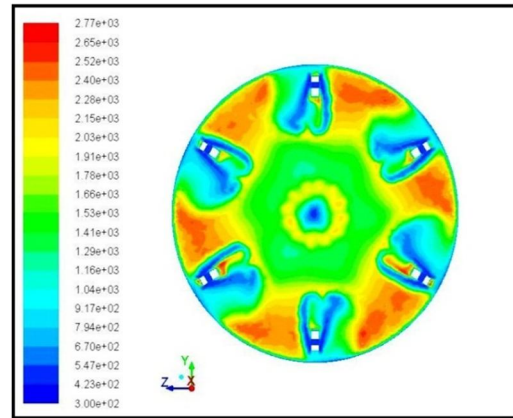
نتایج

سه مدل بهینه‌سازی شده که در شکل (25) نمایش داده شده، دقیقاً با شرایط اعمال شده در مدل اصلی (مدل 1 شکل (25))، مدل‌سازی و حل گردیدند. پروفیل‌های فشار، دما و سرعت مدل‌ها استحصال گردید، همچنین شرط اول ذکر شده در بهینه‌سازی برای مدل‌ها برآورده گردید.

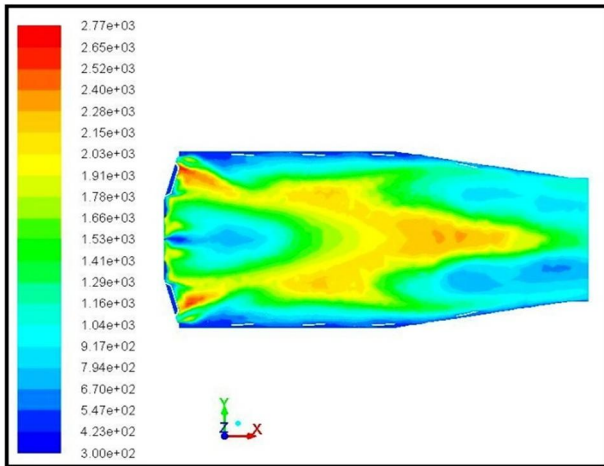
در شکل (29) پروفیل‌های دما در مقطع عرضی مدل‌ها نشان داده شده‌است. همان‌طور که دیده می‌شود دما در لایه مرزی کنار دیواره محفظه احتراق در سرتاسر محفظه با بهینه‌سازی تعدیل یافته و شعله در مرکز محفظه احتراق متمرکز گردیده‌است.

نمودار نشان داده شده در شکل (30) اثر خنک‌کاری لایه‌ای را به صورت بهتری در چهار مدل نشان می‌دهد. همان‌طور که در این نمودار دیده می‌شود، بیشینه دمایی موجود در ناحیه اولیه به توسط سوراخ‌های روزنه‌ای در مدل‌های بهینه‌سازی شده از بین رفته و دمای دیواره محفظه احتراق در قسمت خروجی برای دو مدل 3 و 4 با افزایش روزنه‌های خنک‌کاری کاهش یافته‌است.

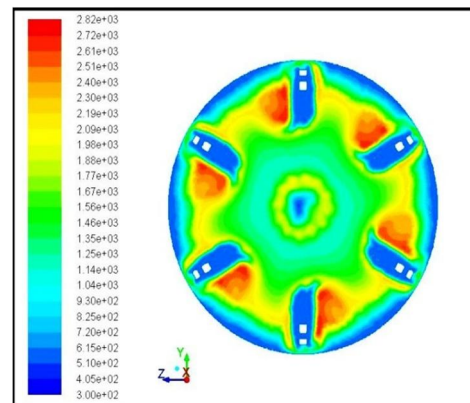
چهار مدل نشان می‌دهد. همان‌گونه که در شکل دیده می‌شود، در 27 میلیمتری دیواره اصلی بیشینه دمایی حدود 2500 کلوین وجود دارد که با بهینه‌سازی می‌توان این مقدار را تا 700 کلوین کاهش داد.



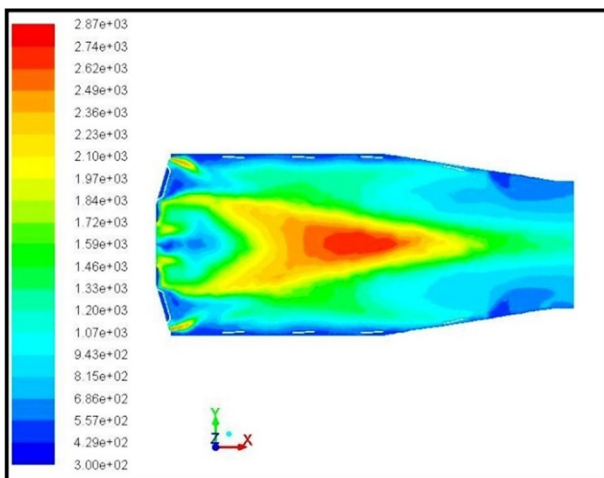
الف) مدل 1



الف) مدل 1

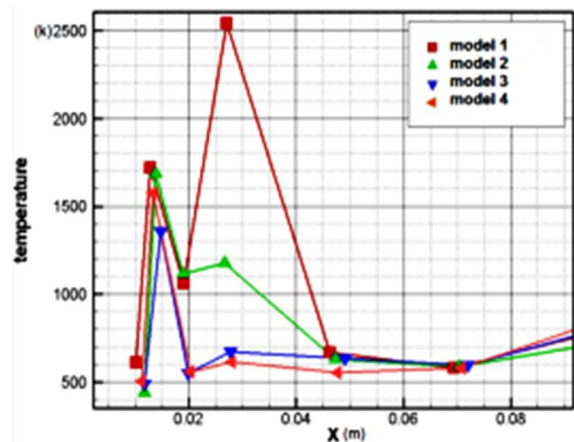


شکل 27- پروفیل دما در مجاورت دیواره محفظه در محل جوش‌های محفظه احتراق بهینه‌سازی شده (ب) مدل 2 و 3 و 4



ب) مدل 4

شکل 29- مقایسه پروفیل‌های دما در مقطع عرضی مدل 4



شکل 28- مقایسه تغییرات دما در مجاورت دیواره محفظه در مدل 4 در ناحیه اولیه

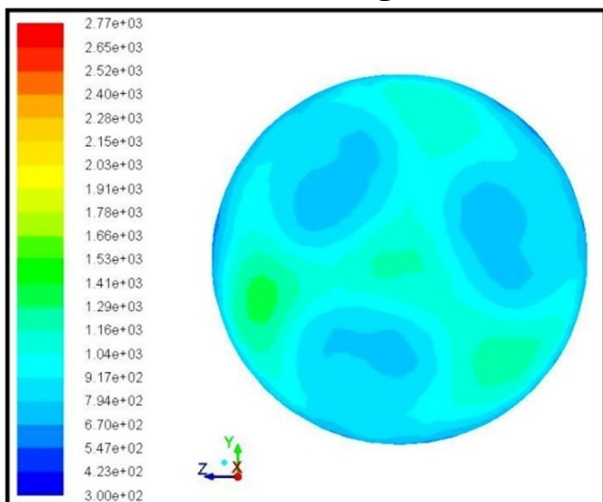
جدول 2- نتایج مدل سازی در مقطع خروجی

متوسط دمای (استاتیک (کلوین)	متوسط فشار کل (پاسکال)	
۹۵۰/۹۲	۱۹۳۴۲۳/۸۶	مدل ۱ (محفظه احتراق اصلی)
۱۰۰۰/۰۵	۱۹۳۵۹۷/۸۹	مدل ۴

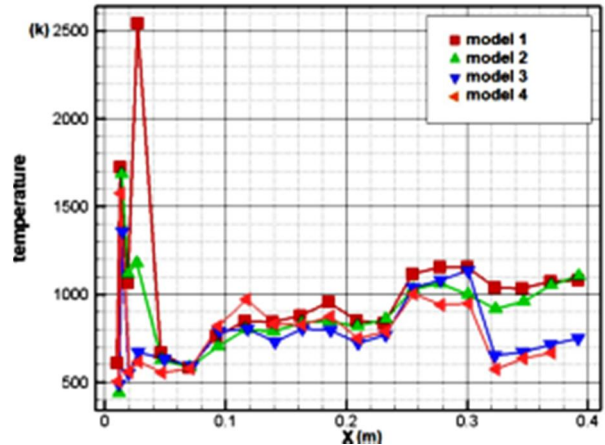
میزان افت فشار در مدل 1 (محفظه احتراق اصلی) و مدل 2 حدود 20 درصد می باشد. دوم این که با تغییر انجام شده روی محفظه احتراق افت فشار کمتری برای محفظه بهینه شده حاصل نگردیده و جهت حصول افت فشار کمتر در این محفظه باز طراحی محفظه ضروری خواهد بود. با داشتن متوسط دمای خروجی از دو مدل 1 و 4 می توان بازده حرارتی را در هر دو هندسه اصلی و بهینه شده به صورت زیر محاسبه نمود:

$$\eta_T = \frac{(\dot{m}_o + \dot{m}_f)c_{pH}T_{t4} - \dot{m}_oc_{pC}T_{t3}}{\dot{m}_fH_{PR}} \quad (13)$$

با این محاسبه بازده حرارتی برای هندسه اصلی 85 درصد و برای هندسه بهینه شده 93 درصد به دست می آید. با مقایسه مقادیر بازده حرارتی به دست آمده برای هندسه اصلی و بهینه شده، دیده می شود که با انجام بهینه سازی بازده حرارتی به مقدار 8 درصد بهبود می یابد.



شکل 31- پروفیل دما در خروج از محفظه احتراق، الف) مدل 1 و 2

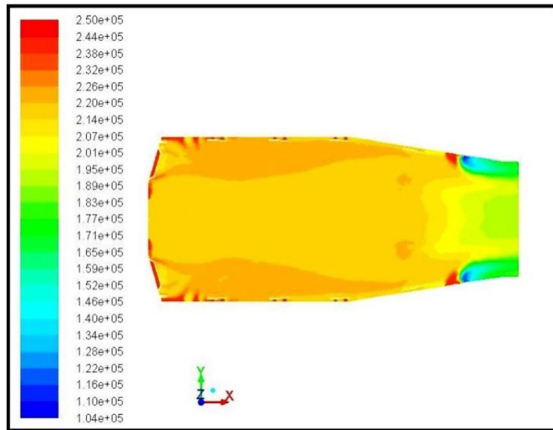


شکل 30 - تغییرات دما در مجاورت دیواره محفظه احتراق در 4 مدل.

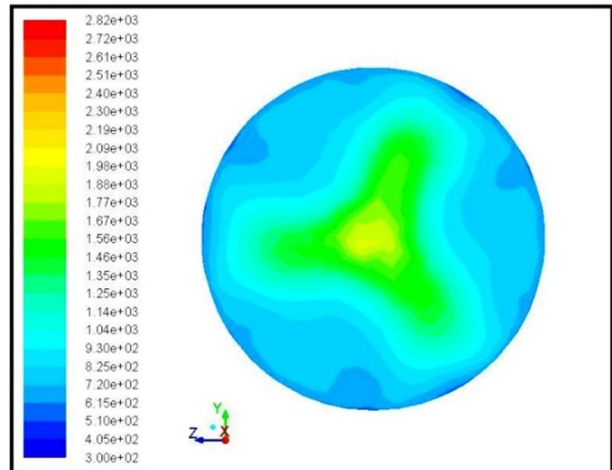
در شکل (31) پروفیل دما در خروجی محفظه احتراق برای مدل ها نشان داده شده است. همان گونه که مشاهده می گردد در مدل 4 یکنواختی بیشتری در پروفیل دمای خروجی محفظه بهینه شده دیده می شود و دما برخلاف محفظه اصلی در محفظه بهینه شده (مدل 4) در مرکز محفظه تمرکز داشته که به همین جهت پروفیل دما در مجاور دیواره محفظه از 800 کلوین تجاوز نمی نماید، در حالی که دما در مجاورت سطح در محفظه اصلی در مقطعی به 1020 کلوین می رسد. این رفتار در لایه خنک کاری هندسه بهینه شده می تواند جهت رفع اشکال سوختن محفظه در بخش دهانه خروجی به کار برده شود. شکل (32) پروفیل فشار در مقطع عرضی مدل ها را نشان می دهد. با مقایسه پروفیل فشار در مدل ها دیده می شود که ناحیه فشار ثابت در مدل های بهینه شده گسترده تر از محفظه اصلی می باشد و متعاقب آن احتراق در هندسه بهینه شده در ناحیه مناسب تری از نظر فشاری انجام می پذیرد که منجر به پایداری بیشتر شعله خواهد شد.

در نمودار شکل (33) تغییرات فشار کل مرکز محفظه احتراق در راستای محور x، نشان داده شده است. همان طور که دیده می شود در قسمت وسیعی از ناحیه اولیه و ناحیه ثانویه فشار کل برای تمامی مدل ها نسبتاً ثابت می باشد.

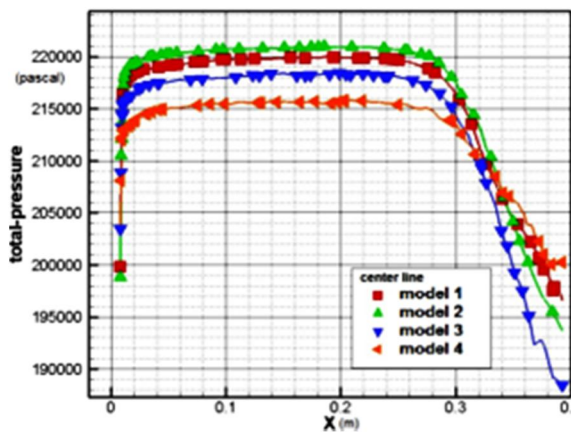
با توجه به نتایج مشاهده شده، مدل 4 نتایج بهینه سازی بهتری را نسبت به دو مدل 2 و 3 دارد؛ لذا عملکرد آن با مدل 1 (هندسه اصلی) مقایسه می گردد. با محاسبه فشار متوسط خروجی و متوسط دمای خروجی در مقطع خروجی محفظه احتراق، مطابق با جدول 2 برای هر دو مدل 1 و 4 به نتایج زیر می توان رسید.



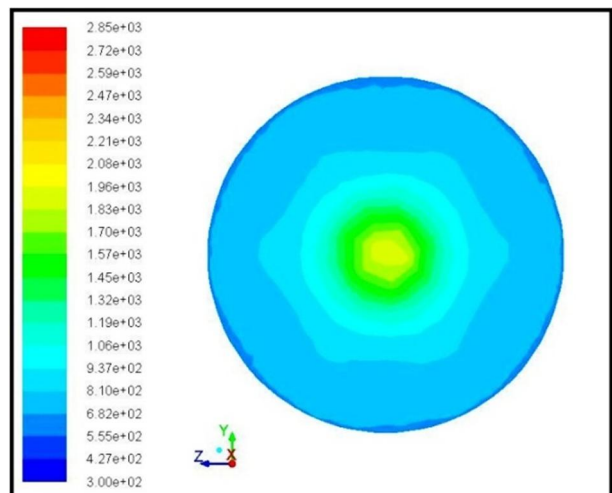
شکل 32- پروفیل فشار در مقطع عرضی مدل‌ها، (ب) مدل 4



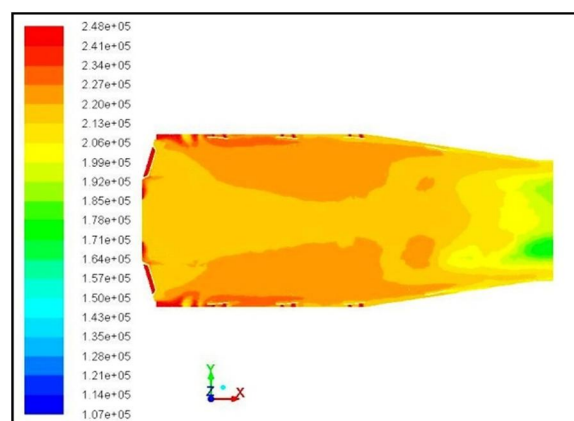
شکل 31- پروفیل دما در خروج از محفظه احتراق، (ب) مدل 3



شکل 33- تغییرات فشار کل مرکز محفظه احتراق



شکل 31- پروفیل دما در خروج از محفظه احتراق، (ج) مدل 4



شکل 32- پروفیل فشار در مقطع عرضی مدل‌ها، (الف) مدل 1

نتیجه‌گیری

پس از حل مدل عددی شبیه‌سازی محفظه احتراق، پروفیل‌های فشار و دما به دست آمدند. نتیجه‌گیری زیر، حاصل مقایسه پروفیل‌های به دست آمده با پروفیل‌های حاصل از هندسه اصلی محفظه احتراق می‌باشد.

1- با مقایسه پروفیل‌های دما در مدل‌ها مشاهده می‌شود که تعبیه سوراخ‌های خنک‌کاری جدید سبب فاصله گرفتن جریان سیال داغ بالای 1500 کلوین از مجاورت دیواره شده است که خود سبب کاهش اثر دمایی نامطلوب روی دیواره در ناحیه اولیه محفظه احتراق خواهد گردید.

2- با توجه به متوسط دمایی خروجی از محفظه احتراق اصلی 950 کلوین و دمایی خروجی محفظه بهینه شده 1000 کلوین محاسبه شده، بازده حرارتی محفظه بهینه شده 8 درصد از بازده حرارتی محفظه اصلی بیشتر است.

- Turbine Combustors*", International Gas Turbine and Aeroengine, Houston, June 5-8 1995.
- [3]. R.J.Goldstein , R.B.Rask , E.R.G.Eckert, " *Film cooling whit helium injection into an incompressible air flow*", International journal of heat and mass transfer, 9,1341-1350,1966.
- [4]. M.B.Jovanovic, H.C.Delange ,A.A.Vansteenhoven , " *Effect of hole imperfection on adiabatic film cooling effectiveness* ", International journal of heat and fluid flow, 29,377-386,2008.
- [5]. Brice Michel, Pierre Gajan, Alain Strzelecki , Nicolas Savary , "Full coverage film cooling performance", C.R.Mecanique , 337 , 562-572,2009.
- [6]. ANSYS® Workbench 2.0 Framework TM,14.0.0, ©2011 SAS IP, Inc.
- [7]. ANSYS Meshing Application Introduction, ANSYS Inc. ©2009.
- [8]. Brice Michel, Pierre Gajan, Alain Strzelecki , Nicolas Savary , "Full coverage film cooling performance", C.R.Mecanique , 337 , 562-572,2009.
- [9]. A.M.Mellor,"Design of Modern Turbine Combustors",1990.
- [10].A.H.Lefebvre, "Gas turbine combustion", Mc GRAW-HILL series in energy, combustion and envirimnt,1983.
- [11].2G-GTCP85-23, (IRAF Technical order book)
- [12].P. G. HILL," Mechanics and hermodynamics of propulsion" second edition, Addison-wesley Publishing Company, 1992
- [13].Saeed Farokhi, "Aircraft Propulstion", John Wiley & Sons, Inc, University of Kansas, 2009
- [14].Junfei Yin, man san Li, Wenming Hung, "Performance Analysis and Diagnostics of a Small Gas turbine", Proceeding of the international Gas Turbine, Tokyo, 2003
- 3- مقایسه پروفیل‌های دما در مدل‌ها نشان می‌دهد که پروفیل دمای خروجی در هندسه بهینه شده دارای بیشینه دمایی کمتری نسبت به پروفیل اصلی بوده و پروفیل دما در آن یکنواخت‌تر می‌باشد.
- 4- مقدار فشار متوسط خروجی در نتایج تقریباً یکسان بوده و افت فشاری معادل 20 درصد وجود دارد.
- 5- افت فشار در مدل‌ها به علت سوراخ‌های رقیق‌سازی انتهایی بوده که با بهینه‌سازی برطرف نگردیده و نیاز به باز طراحی محافظه احتراق می‌باشد.
- 6- با مقایسه شکل‌های پروفیل دما در کنار دیواره ناحیه اولیه، دیده شد که در این ناحیه با انجام بهینه سازی روی سوراخ‌های خنک‌کاری، دما به نحو قابل ملاحظه‌ای تعدیل می‌گردد.
- 7- همان‌گونه که در شکل (28) نشان داده شد، در 27 میلیمتری دیواره هندسه اصلی بیشینه دمایی حدود 2500 کلوین وجود دارد که با بهینه‌سازی می‌توان این مقدار را تا 700 کلوین کاهش داد.
- 8- پروفیل جریان لایه‌ای خنک‌کاری در انتهای محافظه بهینه شده به خوبی در مجاورت سطح جریان داشته و به همین جهت دما در مجاورت دیواره محافظه به صورتی تعدیل شده که از مقدار 1020 کلوین به مقدار 800 کلوین کاهش می‌یابد.
- 9- ناحیه فشار ثابت در محافظه بهینه شده گسترده‌تر از محافظه اصلی می‌باشد و متعاقب آن احتراق در هندسه بهینه شده در ناحیه مناسب‌تری از نظر فشار انجام می‌پذیرد که منجر به پایداری بیشتر شعله خواهد شد.
- پانوش**
- 1- Swirl
- مراجع**
- [1]. Karlsen, G., "Dynamic Modeling & Simulation of oxy-fuel gas turbine processes", The Norwegian Univ. Of Sci. & Tech., 2002
- [2]. McGurik, J., Spencer, A., "Computational Method For Modeling Port Flows in Gas-