



Experimental Investigation of the Performance of a Microturbine Combustion Chamber at Atmospheric Conditions Using LPG Fuel

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Nozari M.¹ BSc,
Tabejamaat S.*¹ PhD,
Aghayari M.¹ MSc,
Sadegizade H.¹ MSc

How to cite this article

Nozari M, Tabejamaat S, Aghayari M, Sadegizade H. Experimental Investigation of the Performance of a Microturbine Combustion Chamber at Atmospheric Conditions Using LPG Fuel. Modares Mechanical Engineering, 2020;20(7):1911-1922.

ABSTRACT

Combustion chamber has a crucial role in gas turbines and has a significant effect on the pollution and efficiency of them. Due to the complicated flow in combustion chambers because of high turbulence intensity, flow mixing, and flame behavior, prediction of the performance of such chambers is very complicated. There is a vital need for experimental investigations to study and understand the flame behavior in combustors. This experimental study was performed using a can type combustion chamber and LPG fuel at atmospheric conditions. First, stability curve, temperature distribution in the combustion chamber, and its exit plane in 6 flow conditions and then flow behavior were evaluated. The pollution at the outlet was obtained in different conditions and equivalence ratios. The results show that the flame tends to go downstream of the combustion chamber when the fuel mass flow rate increases (or in other words, by increasing the equivalence ratio) in constant air mass flow rate and finally exits from the chamber. By increasing the air mass flow rate in constant fuel mass flow rate, CO pollution is increased, and NO_x pollution is decreased.

Keywords Can Type Combustion Chamber; Stability Curve; Temperature Distribution; Pollution; LPG Fuel; Microturbine

¹Aerospace Engineering Faculty, Amir Kabir University of Technology, Tehran, Iran

*Correspondence

Address: Aerospace Engineering Faculty, Amir Kabir University of Technology, Hafez Street, Tehran, Iran. Postal Code: 158754413.
Phone: +98 (21) 64543212
Fax: -
sadegh@aut.ac.ir

Article History

Received: May 14, 2019
Accepted: May 04, 2020
ePublished: July 20, 2020

CITATION LINKS

[1] Combustion and emission characteristics in a gas turbine combustor at different pressure and swirl condition [2] Fuel effects on gas turbine combustion-liner temperature, pattern factor, and pollutant emissions [3] Computation of flow in a gas turbine combustor [4] Combustion product distributions in the primary zone of a gas turbine combustor [5] One dimensional liner temperature prediction in a tubular combustor [6] Velocity, temperature, and species characteristics of the flow in a gas-turbine combustor [7] Thermal and emission characteristics of a CAN combustor [8] Influence of fuel injection method on performance of upward swirl can-type combustor [9] Radiative heat transfer in a model gas turbine combustor [10] Numerical investigations of cooling holes system role in the protection of the walls of a gas turbine combustion chamber [11] Flow characteristics in an annular burner with fully film cooling [12] Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems [13] Effect of hydrogen addition on combustion and emission characteristics of methane fuelled upward swirl can combustor [14] Effects of Combustion Chamber Geometry Upon Exit Temperature Profiles [15] Experimentally investigation of flame temperature distribution inside a CAN type combustor [16] Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems [17] NO and CO formation in an industrial gas-turbine combustion chamber using LES with the Eulerian sub-grid PDF method [18] The design and development of a low emissions transply combustor for the civil spey engine [19] Designing a gas turbine combustor test rig and testing a sample combustor at atmospheric conditions [20] Gas turbine combustion: alternative fuels and emissions [21] Flow and combustion characteristics of an annular combustor [22] Scalar characteristics of combusting flow in a model annular combustor

بررسی تجربی عملکرد محفظه میکروتوربین در شرایط اتمسفریک با سوخت گاز مایع

محمدرضا نوذری BSc

دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران

صادق تابع‌جماعت* PhD

دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران

مجید آقایی MSc

دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران

حسن صادقی‌زاده MSc

دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران

چکیده

محفظه احتراق، قلب تپنده توربین‌های گازی است و تاثیر مستقیم روی آلاینده‌گی و راندمان آنها دارد. با توجه به شرایط پیچیده حاکم بر جریان در محفظه احتراق به‌علت اثرات متعدد توربولانس و اختلاط جریان‌ها و همچنین رفتار شعله‌های آشفته، پیش‌بینی عملکرد این‌گونه محفظه‌ها امری بسیار پیچیده و عملاً غیرممکن است. بدین سبب نیاز به انجام آزمون‌های تجربی به‌منظور شناسایی رفتار حاکم بر محفظه، امری ضروری و اجتناب‌ناپذیر است. در این پژوهش یک محفظه استوانه‌ای شکل با استفاده از سوخت گاز مایع در شرایط اتمسفریک به‌صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفته است. ابتدا محدوده پایداری آن سپس توزیع دمای داخل محفظه و خروجی آن در ۶ نقطه کاری، به‌دست آمد و رفتار شعله مورد بررسی قرار گرفت. همچنین میزان آلاینده‌گی خروجی محفظه نیز در دبی‌ها و نسبت هم‌ارزی‌های متعدد به‌دست آمد. ملاحظه می‌شود در دبی هوای ثابت با افزایش دبی سوخت (یا به‌عبارتی با افزایش نسبت هم‌ارزی)، شعله به سمت خروجی محفظه حرکت می‌کند و در نهایت از محفظه بیرون می‌رود. همچنین با مشاهده آلاینده‌های خروجی می‌توان نتیجه گرفت که در دبی سوخت ثابت، با افزایش دبی هوا، میزان آلاینده CO افزایش و NOx کاهش می‌یابد.

کلیدواژه‌ها: محفظه احتراق استوانه‌ای، محدوده پایداری، توزیع دما، آلاینده‌گی، سوخت گاز مایع، میکروتوربین

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۲/۲۴

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۰۲/۱۵

*نویسنده مسئول: sadegh@aut.ac.ir

مقدمه

امروزه از توربین‌های گاز برای تولید توان و تولید نیروی رانش در موتورهای هوایی استفاده می‌شود. از مزایای توربین گاز می‌توان به قادر بودن کارکرد با بازه گسترده‌ای از سوخت‌ها و قابلیت اطمینان بالا به‌خصوص در کاربردهایی که در آن توان خروجی با پایداری بالا مورد نیاز است، اشاره نمود. میکروتوربین‌ها که به توربین گازهایی با توان کمتر از ۵۰۰ کیلووات اطلاق می‌شود نیز، برای توزیع بخش توان مورد استفاده قرار می‌گیرند که تاکنون پژوهش‌های تجربی و عددی متفاوتی بر روی آنها صورت گرفته است که در ادامه به برخی از آنها اشاره می‌شود. توجه اصلی محققان در زمینه احتراق توربین گاز، روی محورهای کاهش آلاینده‌گی، دمای لاینر پایین، دمای خروجی یکپارچه برای ورودی توربین به‌همراه مصرف کمتر سوخت و همچنین راندمان و

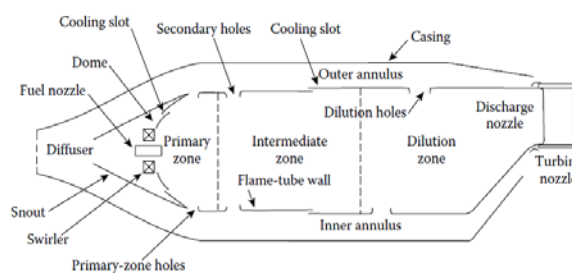
محدوده پایداری بالا است^[1]. طراحی محفظه‌ای که تمامی نیازهای بالا را برآورده کند بسیار مشکل است چرا که بسیاری از پارامترهای ذکرشده در تضاد با یکدیگر قرار دارند. برای مثال برای کاهش آلاینده‌گی اکسیدهای نیتروژن باید زمان ماندگاری جریان داخل محفظه کاهش یابد، در حالی که زمان ماندگاری کم باعث افزایش شدید کربن‌مونواکسید است که آلاینده‌ای بسیار مهم است. بدین سبب، برای به‌دست‌آوردن طراحی محفظه بهینه، انجام آزمون‌های تجربی و عددی به‌منظور شناخت کامل جریان داخل محفظه ضروری و اجتناب‌ناپذیر است.

نواحی مختلف یک محفظه احتراق متداول، در شکل ۱ مشاهده می‌شود که شامل ناحیه اولیه، ناحیه ثانویه یا میانی و ناحیه رقیق‌سازی است. ناحیه اولیه به‌نوعی باید شرایط لازم برای پایداری کردن شعله را فراهم آورد تا محفظه توانایی عمل در شرایط کاری مختلف اعم از دبی‌های هوا و سوخت مختلف را داشته باشد. بدین سبب، تحقیقات گسترده‌ای بر جریان حاصله روی ناحیه اولیه محفظه صورت گرفته است. تکنیک استفاده از چرخاننده و هوای بازگشتی از سوراخ‌های خنک‌کاری و ایجاد یک جریان بازگشتی در ابتدای محفظه امروزه بیشترین طرفدار را داشته و در بیشتر محفظه احتراق‌های مدرن مشاهده می‌شود. این جریان بازگشتی، زمان ماندگاری و توربولانس لازم را برای اختلاط کافی سوخت و هوا و کامل‌شدن پروسه احتراق فراهم می‌آورد و همچنین از آنجایی که در ابتدای محفظه تشکیل می‌شود و در مجاورت هوا و سوخت تازه قرار دارد، شرایط اشتعال آنها را فراهم می‌آورد و باعث پایداری شعله می‌شود^[2]. همچنین دمای جریان در ناحیه ابتدایی محفظه و نحوه خنک‌کاری این ناحیه برای آلاینده‌گی خروجی محفظه بسیار مهم و حیاتی است. دمای آن روی آلاینده‌گی اکسیدهای نیتروژن و نحوه خنک‌کاری تاثیر مستقیم روی کربن‌مونواکسید خروجی دارد. این دو آلاینده از مهم‌ترین آلاینده‌های سیستم‌های احتراقی هستند و اهمیت آنها بر کسی پوشیده نیست^[3]. مطالعات نشان داده با افزایش خنک‌کاری در ناحیه اولیه محفظه، مقادیر مونواکسید کربن خروجی افزایش می‌یابد^[4]. این پدیده را می‌توان به این صورت توجیه کرد که با اضافه‌شدن ناگهانی هوای تازه و با دمای پایین، اصطلاحاً خفگی (Quenching) در شعله به‌وجود می‌آید و پروسه احتراق متوقف می‌شود؛ بدین سبب هیدروکربن، نسوخته و کربن‌مونواکسید که فرآورده‌های میانی فرایند احتراق هستند در خروجی دیده می‌شود. این پدیده همچنین سبب کاهش راندمان احتراق نیز می‌شود که همگی نشان‌دهنده اهمیت خنک‌کاری دقیق و به اندازه است.

یکی دیگر از پارامترهای عملکردی مهم محفظه احتراق‌ها، دمای دیواره لاینر است. مخصوصاً با افزایش رو به رشد فشار ورودی محفظه و دمای ورودی توربین در سال‌های اخیر به‌منظور بهبود راندمان کلی، دمای کلی محفظه احتراق افزایش یافته است. افزایش دمای ورودی محفظه، انتقال حرارت تشعشع به دیواره‌ها را افزایش می‌دهد و همچنین تاثیر نامطلوب روی هوای خنک‌کاری

می‌نماید. با توجه به اینکه نیتروژن بیشتری نسبت به حالت اول در اختیار است (به‌علت بیشتر بودن هوای در دسترس)، NOx بیشتری نیز تولید می‌شود. اما این پژوهش در نقاط کاری محدود (۳ نقطه کاری) و دبی هوای ثابت بررسی شده است که نتایج آن به تمامی نقاط داخل محدوده پایداری قابل تعمیم نیست. راج‌پار و همکاران [8]، روی همین محفظه در دو هندسه متفاوت با جریان هوای بازگشتی و بدون جریان هوای بازگشتی به پژوهش پرداختند. مقایسه نتایج به‌دست‌آمده از مطالعات عددی نشان داد که در محفظه بدون هوای بازگشتی، در خروجی دما در نزدیکی دیوارهای کناری بیشترین مقدار خود را دارد و هر چه به مرکز نزدیک می‌شویم دما کمتر می‌شود. اما در محفظه‌هایی با جریان بازگشتی، پائین‌بودن دما در کنار دیواره مقطع خروجی و بیشتر بودن آن در مرکز این مقطع مزیت بزرگی محسوب می‌شود؛ چرا که دمای لاینر محفظه کاهش یافته که طول عمر محفظه را نیز افزایش می‌دهد. پاول و جوناس [9] نیز برای محفظه‌ای بسیار مشابه در همین رابطه نشان دادند که تشعشع، بخش اعظمی از انتقال حرارت را در محفظه در بر می‌گیرد و میزان کل شدت تشعشع در نزدیکی لاینر محفظه بیشترین مقدار خود را دارد که این امر نشان می‌دهد که لاینر محفظه‌های متداول، در معرض جریان با دمای بالا قرار دارند. بن‌سیک علی و همکاران [10]، نشان دادند که دمای دیواره لاینر می‌تواند تا ۸۰۰ درجه سانتی‌گراد با استفاده از سوراخ‌های خنک‌کاری در دیواره لاینر کاهش یابد. لی و همکاران [11]، تاثیر سوراخ‌های رقیق‌سازی را بر خنک‌کاری لایه‌ای مورد بررسی قرار دادند و مشاهده کردند که این سوراخ‌ها عملکرد خنک‌کاری را دچار اختلال می‌کند. با افزایش عمق نفوذ هوای رقیق‌سازی، تاثیر خنک‌کاری کمتر می‌شود. همچنین آنها در محفظه بدون جریان هوای بازگشتی مشاهده کردند چرخاننده، جریان را به‌نحوی هدایت می‌کند که گاز با دمای زیاد در نزدیکی دیواره محفظه داخلی تشکیل می‌شود. راج‌پار و همکاران [12]، همچنین در قدم بعدی محفظه با جریان هوای بازگشتی با انژکتور سوخت مخروطی ساده را با همان محفظه اما انژکتور سوخت در خلاف جهت جریان مورد آزمایش قرار دادند. محفظه دوم از آنجایی که سوخت را خلاف جهت هوای ورودی می‌پاشید، اختلاط هوا و سوخت بهتری نسبت به محفظه اول داشت و میزان راندمان محفظه افزایش یافت و آلایندگی کربن‌مونواکسید خروجی نیز کاهش یافت اما در بعضی نقاط کاری میزان اکسید نیتروژن خروجی افزایش یافت. آنها در ادامه برای بررسی اضافه‌کردن هیدروژن به سوخت متان روی محفظه با هوای بازگشتی و انژکتور سوخت مخروطی را مورد آزمایش قرار دادند. آنها دریافتند با افزایش هیدروژن به سوخت متان در سوخت متان در انژری ورودی ثابت، طول شعله کم شده اما شعله به دیواره لاینر نزدیک می‌شود و از طرفی با توجه به اینکه ارزش حرارتی هیدروژن از متان بیشتر است، دمای شعله نیز افزایش می‌یابد که به تبع آن میزان اکسیدهای نیتروژن خروجی نیز به‌طور چشمگیری افزایش می‌یابد [13].

دارد. اهمیت دمای دیواره، منشا سازه‌ای دارد. محفظه احتراق توربین گاز باید در بارهای کاری مختلف کار کند. از نظر مداومت زمانی، محفظه باید شکست‌های مختلفی از قبیل خزش، خستگی سیکل پایین و اکسیداسیون را تحمل کند. این موارد به گرادیان دماهای تشکیل‌شده به‌علت وجود هوای بسیار داغ در نزدیکی مناطق با دمای پایین‌تر مربوط می‌شود. علت اصلی خزش، دمای زیاد کناره دیواره است که تغییر شکل دایم بر روی محفظه ایجاد می‌کند. این پدیده می‌تواند در فاز کروز (Cruise) و تنش‌های بسیار پایین‌تر از تنش تسلیم ماده رخ دهد. علاوه‌بر این تکرار روشن و خاموش‌شدن پیوسته، شکست ترمومکانیکی را ایجاد می‌نماید. در نتیجه پیش‌بینی دقیق دمای دیواره و بهینه‌کردن براساس دمای حداکثر، به‌طور مستقیم محاسبات مربوط به طول عمر خزش را تحت تاثیر قرار می‌دهد [5].



شکل ۱) نواحی مختلف یک محفظه احتراق متداول

هیپتور و وایت [6] پژوهشی بر روی محفظه احتراق توربین گاز استوانه‌ای، با استفاده از سوخت گاز پروپان و در سه نقطه کاری انجام دادند. آنها در این پژوهش به این نتیجه رسیدند که با افزایش نسبت هوا به سوخت در این سه نقطه کاری، مقدار ضریب یکنواختی دما در خروجی محفظه نیز افزایش یافته و مقدار راندمان احتراق کاهش می‌یابد. همچنین به این نتیجه رسیدند که با افزایش دمای هوای ورودی محفظه به ۴۳۲ کلوین، بازده احتراق افزایش یافته و ضریب یکنواختی دما نیز کاهش می‌یابد. آنها میزان آلایندگی نیتروژن‌دی‌اکسید در خروجی را تقریباً صفر و آلایندگی نیتروژن‌مونواکسید را نسبتاً کم گزارش کردند. شاه و بانرجی [7]، همین محفظه را با سوخت گازی متان و به‌صورت عددی و تجربی مورد پژوهش قرار دادند و مقادیر دمای خروجی و آلایندگی آن را با تغییر زاویه پره‌های چرخنده اندازه‌گیری کردند. در پژوهش آنها دبی هوا ثابت بوده و برای تغییر نسبت هوا به سوخت، دبی سوخت کم و زیاد شده است. آنها مشاهده کردند که با افزایش زاویه پره‌های چرخنده از ۱۵ درجه به ۶۰ درجه، و همچنین با افزایش نسبت هوا به سوخت از ۴۱ به ۴۵ (کاهش دبی سوخت)، میزان آلایندگی ناکس (NOx) افزایش می‌یابد. دلیل آن نیز تغییر قدرت و اندازه ناحیه بازگشتی است. با افزایش نسبت هوا به سوخت (کاهش دبی سوخت)، انرژی آزادشده در قسمت اولیه محفظه و در نتیجه شتاب رو به جلوی جریان کاهش یافته و هوای سوراخ ردیف اول با قدرت بیشتری به سمت محور محفظه حرکت می‌کند و ناحیه بازگشتی قوی‌تر و عریض‌تری تولید

تأثیر نسبت سوخت و هوا یا به عبارت دیگر نسبت هم‌ارزی بر کانتور دما درون محفظه مشاهده می‌شود. در ادامه برخی از پارامترهای عملکردی محفظه نظیر راندمان و ضریب یکنواختی دما برای هر ۶ نقطه عملکردی محاسبه شده و عملکرد محفظه مورد بررسی قرار می‌گیرد. سپس در ادامه یکپارچگی دمای خروجی محفظه مورد بررسی قرار گرفته و در قسمت نهایی به بررسی آلایندگی‌های تولیدی توسط محفظه احتراق پرداخته شده است.

روش آزمایش

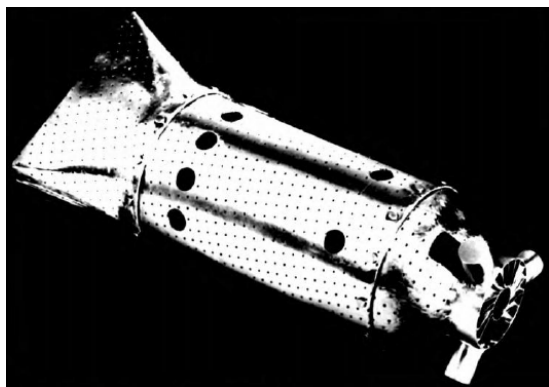
محفظة احتراق و تجهیزات آزمایشگاهی

تحقیقات صورت گرفته در این پژوهش، بر روی محفظه احتراق میکروتوربین دانشگاه صنعتی امیرکبیر (AMTCC) صورت گرفته است که مدل ساده شده محفظه احتراق موتور Spey است که به دلیل محفظه اصلی در شکل ۲ قابل مشاهده است [18]. به دلیل محدودیت‌های ساختی، محفظه اصلی قابل بازسازی نبود و تغییراتی از جمله حذف سوراخ‌های خنک‌کاری ریز لاینر روی محفظه صورت گرفت. در پژوهش عظیمی و همکاران [19]، شرح دقیق ساخت و اجزای مختلف آزمون‌گر محفظه احتراق به‌طور مبسوط آمده است. این آزمون از پنج بخش کلی محفظه احتراق، سیستم هوارسانی، سیستم سوخت‌رسانی، سیستم جرقه‌زن و محفظه خروجی (استک) تشکیل شده است که طرح شماتیک آن در شکل ۳ قابل مشاهده است.

محفظة احتراق به‌همراه چرخاننده و انژکتور سوخت در شکل ۴ نشان داده شده است. این محفظه از نوع استوانه‌ای بوده و دارای دو ردیف سوراخ است که در ردیف اول ۶ و در ردیف دوم ۱۲ سوراخ دارد که قطر تمامی سوراخ‌ها ۱۰ میلی‌متر است. چرخاننده مورد استفاده دارای ۱۸ پره با عدد چرخش ۸۵٪ است. برای محاسبه عدد چرخش از فرمول زیر استفاده شده است [20].

$$S_N = \frac{2}{3} \times \frac{1 - \left(\frac{D_{hub}}{D_{sw}}\right)^3}{1 - \left(\frac{D_{hub}}{D_{sw}}\right)^2} \times \tan(\theta) = 0.85 \quad (1)$$

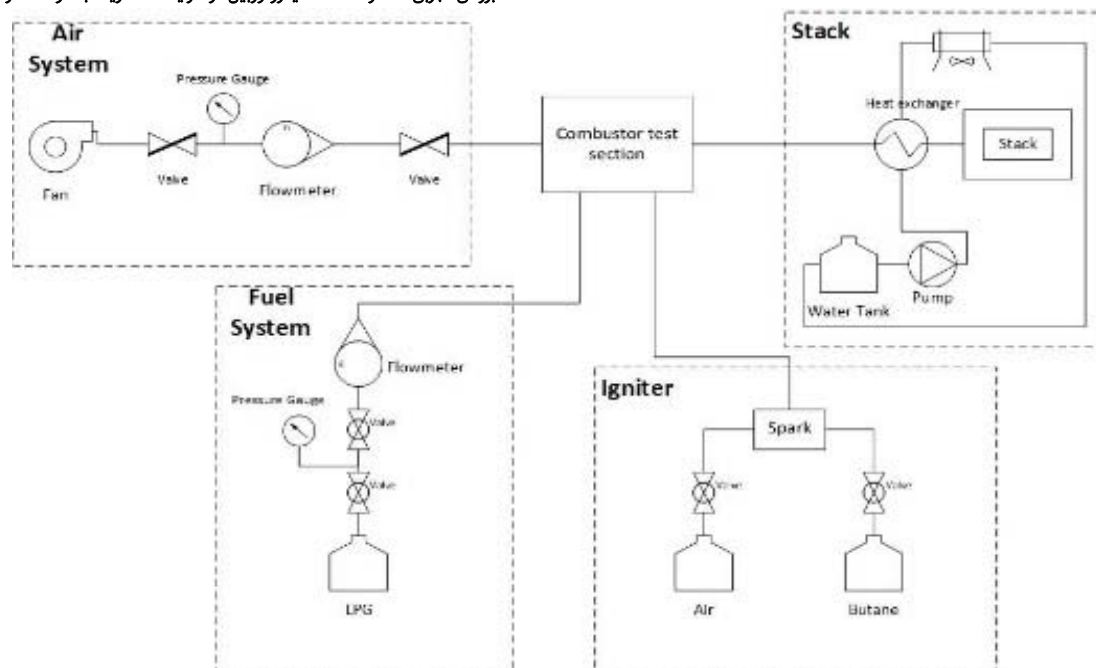
که D_{hub} قطر پایه چرخنده، D_{sw} قطر کلی چرخنده و θ زاویه پره‌های آن است.



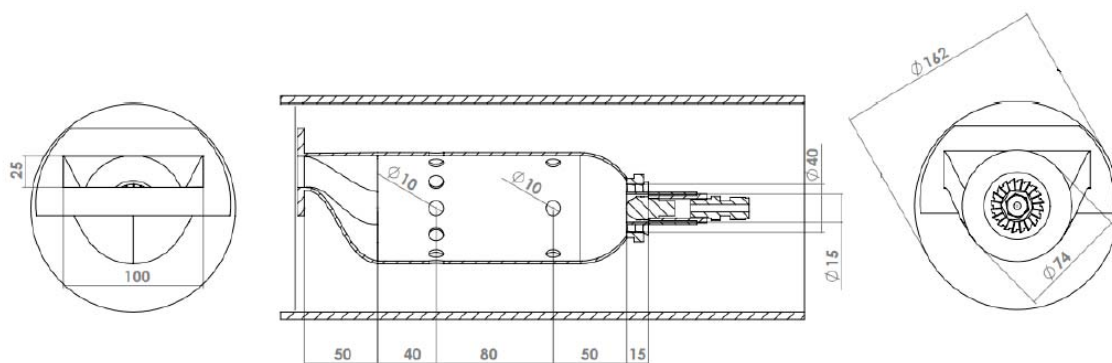
شکل ۲) محفظه احتراق اصلی موتور Spey

یکنواختی دمای خروجی (که ضریب یکنواختی دما بیانگر آن است) محفظه را می‌توان با افزایش طول قسمت رقیق‌سازی بهبود داد، اما از طرفی با افزایش طول قسمت رقیق‌سازی، وزن و آفت فشار محفظه به‌شدت افزایش می‌یابد که بسیار حیاتی است. بدین منظور معمولاً نسبت طول به قطر قسمت رقیق‌سازی محفظه بین ۱/۵ تا ۱/۸ در نظر گرفته می‌شود [14].

کنکاش‌ور و همکاران [15]، محفظه احتراق توربین گاز مشابه را با استفاده از سوخت مایع کروسین به‌صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. هدف از این تحقیق بررسی اثر دبی‌های مختلف سوخت و هوا بر عملکرد محفظه و نیز فرآیند خاموشی رقیق از سوخت در شرایط پایا و اتمسفریک است. نتیجه این‌گونه بود که بهترین عملکرد در حالتی است که تمام شعله درون محفظه احتراق بوده و در عین حال، دبی هوا کمینه باشد. علاوه بر این، مشخص شد که فرآیند خاموشی محفظه احتراق در شرایط رقیق به‌صورت یکنواخت نیست، بلکه با افزایش دبی هوا ابتدا شعله بالای محفظه احتراق و سپس شعله پایین خاموش شده و در نهایت منجر به خاموشی کل محفظه احتراق در شرایط رقیق از سوخت می‌شود. شبیه‌سازی عددی دقیق تشکیل اکسیدهای نیتروژن و کربن‌مونواکسید در توربین گاز نیازمند محاسبات بسیار سنگین دینامیک سیالات و همچنین مکانیزم شیمیایی بسیار دقیق است [16]. بولات و همکاران [17]، به‌منظور بررسی تشکیل کربن‌مونواکسید (CO) و نیتروژن‌مونواکسید (NO) یک محفظه احتراق صنعتی را با استفاده از شبیه‌سازی عددی LES مورد مطالعه قرار دادند. آنها دریافتند که CO عمدتاً در سطح جلوی شعله تشکیل می‌شود و مابقی در نقاط با دمای نسبتاً پایین (۱۴۰۰ کلوین) تشکیل می‌شود. تشکیل CO در سطح جلوی شعله ناشی از اختلاط پایین نیست بلکه به‌علت خفگی سریع یا خاموشی محلی است. تشکیل NO در توربین‌های گازی عمدتاً از دو مسیر نیتروژن‌مونواکسید گرمایی (Thermal NO) (مسیر ۱) و نیتروژن‌مونواکسید پرامپت (Prompt NO) (مسیر ۲) است. نتایج به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی مطالعه آنها، نشان می‌دهد که در بعضی نقاط NO تولیدی از مسیر ۱ غالب بوده و در بعضی دیگر از نقاط از مسیر دوم غالب است اما در مجموع دو سوم کل NO تولیدی از مسیر دوم است. سرعت تشکیل NO از طریق این دو مسیر بسیار به دما وابسته بوده و به همین دلیل در نقاط با دمای بسیار بالا از شعله مشاهده می‌شوند. در پژوهش حاضر عملکرد محفظه احتراق با استفاده از آزمون‌های تجربی بر روی محفظه احتراق دانشگاه صنعتی امیرکبیر مورد بررسی قرار گرفته و پارامترهای متعددی برای اولین بار برای این محفظه و با سوخت گاز مایع مورد تحقیق قرار گرفته است که می‌تواند درک خوبی از جریان و رفتار محفظه در اختیار طراحان قرار دهد. به همین منظور در ابتدا نقشه پایداری محفظه احتراق استخراج شده است. سپس با در نظر گرفتن ۶ نقطه عملکردی برای محفظه، کانتور دما برای این ۶ نقطه عملکردی استخراج می‌شود و

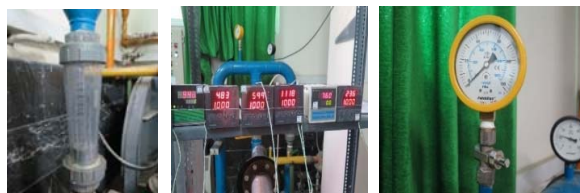


شکل ۳) طرح شماتیک و اجزای آزمون استند محفظه احتراق توربین گاز دانشگاه صنعتی امیرکبیر



شکل ۴) محفظه احتراق به همراه چرخنده و انژکتور سوخت (اندازه‌ها به میلی‌متر هستند)

استفاده شده است. پس از روشن شدن محفظه و تشکیل شعله، سیستم جرقه زن از مدار خارج می‌شود. خروجی محفظه احتراق وارد محفظه‌ای بزرگ می‌شود که دارای سیستم تبادل حرارت از طریق آب است تا دمای محصولات خروجی احتراق را کاهش دهد و در نهایت به بیرون تخلیه کند. مقطع آزمون به همراه ادوات متصل به آن در شکل ۶ به نمایش در آمده است.



شکل ۵) ابزار اندازه‌گیری مورد استفاده. به ترتیب از راست به چپ: فشارسنج و دماسنج هوای ورودی، نمایشگرهای دما ترموکوپل‌ها و دبی‌سنج هوای ورودی

انژکتور مورد استفاده مخروطی شکل بوده که دارای ۶ سوراخ در فواصل مساوی است. به منظور اندازه‌گیری دما از ترموکوپل نوع کی (K) استفاده شد، که ۵ عدد ترموکوپل در داخل محفظه و ۱ عدد نیز در خروجی محفظه قرار داده شده است. برای هوارسانی از یک دمنده گریز از مرکز با دبی حداکثر ۴۵۰ متر مکعب بر ساعت استفاده شده است. برای اندازه‌گیری این دبی، از یک روتامتر با دقت ۱۰ متر مکعب بر ساعت استفاده شد. فشار و دمای هوای ورودی نیز به ترتیب توسط فشارسنج و دماسنج عقربه‌ای اندازه‌گیری می‌شوند که این ابزار در شکل ۵ نشان داده شده‌اند.

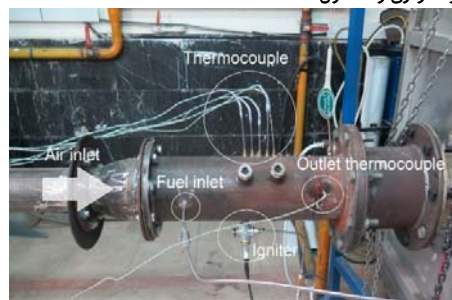
برای سوخت‌رسانی از یک کپسول گاز مایع استفاده شده است که سوخت مورد نیاز آزمایش را تامین می‌کند. دبی سوخت توسط روتامتر و فشار سوخت با استفاده از فشارسنج اندازه‌گیری می‌شود. برای سیستم جرقه زن از یک سیستم مشعلی کوچک (تورچ) که متشکل از یک کپسول کوچک گاز بوتان و یک جرقه زن است،

نمودار ۱) و نسبت هم‌ارزی سه مورد از آنها تقریباً با هم برابر است. همچنین دو آزمایش با دبی هوای ثابت و دبی سوخت متفاوت و دو آزمایش دیگر با دبی سوخت ثابت و دبی هوای متفاوت صورت گرفته‌اند تا تاثیر افزایش دبی هوا یا دبی سوخت به‌طور مجزا مشاهده شود. برای به‌دست‌آوردن توزیع دما در درون محفظه از ۵ عدد ترموکوپل استفاده شده که در نمودار ۲ برشی از محفظه نمایش داده شده و موقعیت قرارگیری ترموکوپل‌ها با نقاط سیاه‌رنگ مشخص شده است. ابتدا تمامی ترموکوپل‌ها در نزدیکی لبه بالایی محفظه قرار می‌گیرند و مدتی زمان داده می‌شود تا جریان پایدار شده و دما تقریباً ثابت شود. پس از ثبت دماها، تمامی ترموکوپل‌ها ۵ میلی‌متر در عرض محفظه نفوذ پیدا می‌کنند و روند فوق تا رسیدن به لبه دیگر محفظه ادامه پیدا می‌کند. برای خروجی محفظه نیز روند فوق تکرار شده است و ترموکوپل در میانه عرض مستطیل قرار دارد و در طول آن نفوذ داده می‌شود. مقطع خروجی در نمودار ۲ مشاهده می‌شود و نقاط سیاه‌رنگ نشان‌دهنده نقاط قرارگیری ترموکوپل است.

در سری سوم آزمایش‌ها، مقادیر آلاینده‌های خروجی با استفاده از دستگاه Testo اندازه‌گیری شد. این دستگاه در قسمت خروجی محفظه قرار گرفته است و قابلیت اندازه‌گیری کسر مولی اکسیژن (O_2)، کربن‌دی‌اکسید (CO_2)، کربن‌مونوکسید (CO) و NO_x خروجی را دارد. این سری از آزمایش‌ها در دبی‌های سوخت و هوای متعددی تکرار شد تا تاثیر افزایش هر کدام به‌خوبی مشخص شود.



شکل ۷) سمت راست: نشان‌دهنده خروجی محفظه در حالت کاری مطلوب (داخل محدوده پایداری)، سمت چپ: نشان‌دهنده خروجی محفظه در حالت فراتر از حد بالای محفظه

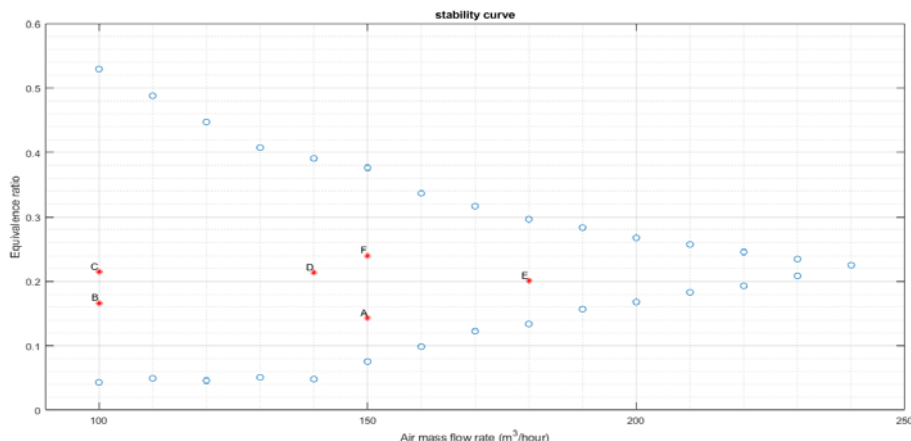


شکل ۶) مقطع آزمون به‌همراه ادوات متصل به آن

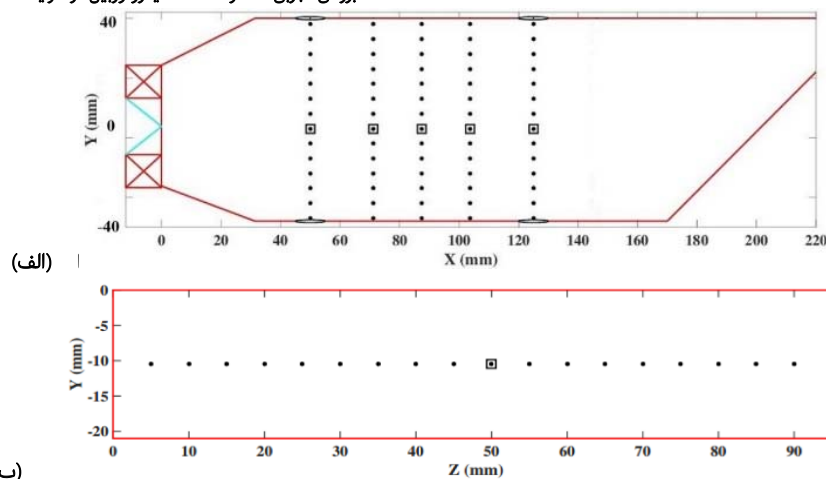
روش آزمون تجربی

همان‌طور که گفته شد، این پژوهش با استفاده از سوخت گاز مایع و در شرایط اتمسفریک صورت گرفته است. در سری اول آزمایش‌ها، محدوده پایداری محفظه به‌دست آمد. بدین صورت که در دبی هوای ثابت، دبی سوخت از صفر به تدریج افزایش یافت تا وقتی که شعله به مدت طولانی بتواند به‌صورت پایدار روشن بماند. این نقطه به‌عنوان مرز پایینی نمودار یا همان رقیق از سوخت (Lean Blowout) شناخته می‌شود. در دبی‌های سوخت پایین‌تر از مرز رقیق از سوخت، یا شعله بلافاصله پس از جرقه‌زدن خاموش شده، یا پس از مدت کوتاهی (بین ۱ تا ۳ دقیقه) خاموش می‌شود. با ادامه‌دادن افزایش دبی سوخت، به نقطه‌ای می‌رسیم که شعله از انتهای محفظه بیرون می‌رود که این حالت نامطلوب است، زیرا در این حالت پره‌های توربین آسیب می‌بینند. شعله خروجی از محفظه در دو حالت کاری مطلوب (وقتی که شعله درون محفظه است) و نامطلوب (شعله از محفظه بیرون باشد)، در شکل ۷ برای مقایسه آورده شده است. این نقطه به‌عنوان مرز بالایی نمودار یا شعله با غلظت سوخت بالا شناخته می‌شود. این آزمایش در دبی‌های هوای مختلف صورت گرفت و در نهایت نمودار ۱ به‌دست آمد که محدوده بین نقاط آبی‌رنگ بیانگر محدوده پایداری محفظه هستند.

در سری دوم از آزمایش‌ها، توزیع دمای محفظه در میان دو سوراخ خنک‌کاری و همچنین در خروجی آن در ۶ نقطه کاری به‌دست آمد. این نقاط در درون محدوده پایداری محفظه قرار دارند (مطابق



نمودار ۱) محدوده پایداری محفظه مورد آزمایش در هر دبی هوا؛ نقطه پرتنگ پایینی (نسبت هم‌ارزی کمتر) نشان‌دهنده حد پایین و نقطه بالاتر (نسبت هم‌ارزی بیشتر) نشان‌دهنده حد بالای محفظه (نقاط قرمز رنگ به‌همراه اعداد ذکر شده در کنار آنها نشان‌دهنده نقاط آزمون‌های ذکر شده در جدول ۱ هستند)



نمودار ۲ (الف) مقطع محفظه مورد آزمایش به همراه نقاط اندازه‌گیری دما (نقاط توپر سیاه‌رنگ)، (ب) مقطع خروجی محفظه به همراه نقاط اندازه‌گیری دما (نقاط توپر سیاه‌رنگ)

یک احتراق کامل با راندمان ۱۰۰٪، تمامی سوخت ورودی به محفظه به‌طور کامل سوزانده شده است. برای محاسبه ضریب یکنواختی دما و راندمان به‌ترتیب از روابط زیر استفاده شده است [2, 21]:

$$PF = \frac{T_{max} - T_{exit}}{T_{exit} - T_{inlet}} \quad (2)$$

$$\eta_{combustion} = \frac{C_p(T_{exit} - T_{inlet}) \dot{m}_{air}}{\dot{m}_{fuel} LHV_{fuel}} \quad (3)$$

در رابطه ۲، پارامتر T_{max} ، بیشترین دما در مقطع خروجی محفظه، T_{exit} میانگین دمای مقطع خروجی و T_{inlet} دمای هوای ورودی به محفظه احتراق هستند. در رابطه ۳، پارامتر C_p گرمای ویژه هوا در فشار ثابت، T_{exit} میانگین دمای خروجی محفظه، $\dot{m}_{fuel}$ دبی جرمی سوخت، $\dot{m}_{air}$ دبی جرمی هوا و LHV_{fuel} ارزش حرارتی پایین سوخت هستند. مقادیر راندمان احتراق، ضریب یکنواختی دما و میانگین دمای خروجی مربوط به نقاط جدول ۱ برحسب نسبت هم‌ارزی در نمودار ۳ نمایش داده شده است.

جدول ۱) مشخصات نقاط کاری مورد آزمایش برای به‌دست‌آوردن کانتور دمای داخل و خروجی محفظه

آزمایش	A	B	C	D	E	F
راندمان	۰/۹۷	۰/۹۵	۰/۹۱	۰/۸۶	۰/۹۱	۰/۸۴
ضریب یکنواختی دما	۰/۳۱	۰/۲۹	۰/۲۵	۰/۲۶	۰/۲۶	۰/۲۱
میانگین دمای خروجی (°C)	۶۱۸	۷۰۶	۸۵۸	۸۰۷	۸۰۶	۸۸۴
نسبت هم‌ارزی	۰/۱۴۲	۰/۱۶۶	۰/۲۱۷	۰/۲۱۳	۰/۲۰۵	۰/۲۳۹
دبی سوخت (Lit/min)	۱۳	۱۰/۵	۱۳	۱۷	۱۹/۵	۱۹/۵
دبی هوا (m³/h)	۱۵۰	۱۰۰	۱۰۰	۱۴۰	۱۸۰	۱۵۰

می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش نسبت هم‌ارزی، ضریب یکنواختی دمای خروجی و راندمان احتراق هر دو کاهش می‌یابند [21] و میانگین دمای خروجی افزایش پیدا می‌کند [21, 22]. به‌عبارت دیگر، با افزایش نسبت سوخت به هوا، دمای خروجی افزایش می‌یابد، دما یکنواخت‌تر شده ولی بازده احتراق کاهش

تفسیر و تحلیل نتایج

محدوده پایداری محفظه‌های احتراق معمولاً برحسب دبی هوا و نسبت سوخت به هوا یا نسبت هم‌ارزی نشان داده می‌شود [16]. نمودار مربوط به محدوده پایداری محفظه در نمودار ۱ مشاهده می‌شود. در هر دبی هوای ثابت، دو نقطه آبی‌رنگ مشخص شده است که نقطه پایینی بیانگر حد پایین نسبت هم‌ارزی و نقطه بالایی بیانگر حد بالای نسبت هم‌ارزی است و محدوده بین این دو نقطه، محدوده پایداری محفظه است. همان‌طور که مشخص است، از دبی هوای ۲۵۰ متر مکعب بر ساعت به بعد، هیچ نقطه پایداری برای محفظه مشاهده نشد. این بدین معنی است که در این شرایط نمی‌توان محفظه روشن و پایدار به‌طوری که شعله کاملاً درون محفظه قرار داشته باشد را به‌وجود آورد. به‌عبارت بهتر، سرعت محوری ورودی هوا و سوخت به حدی زیاد می‌شود که برای اختلاط مناسب و تشکیل شعله، فضای مورد نیاز وجود ندارد. شعله بعد از نقاط مرز بالایی از محفظه خارج می‌شود که پایین‌تر از مرز پایینی شعله پایداری وجود ندارد و بعد از مدتی خاموش می‌شود. همان‌طور که در نمودار مشخص است، در دبی‌های کمتر، محدوده پایداری بزرگ‌تری وجود دارد و هر چه دبی هوا افزایش می‌یابد، فاصله محدوده بالا و پایین کاهش پیدا می‌کند. این مساله به‌دلیل افزایش سرعت محوری و کاهش زمان اقامت مورد نیاز و مخلوط‌نشدن مناسب سوخت و هوا در فضای محفظه احتراق است. همچنین در نمودار ۱ نقاط مورد آزمایش در جدول ۱ نیز مشخص شده است، همچنین ضریب یکنواختی و راندمان محفظه نیز در هر آزمایش مقابل آن ذکر شده است. توزیع دمای خروجی از محفظه و ضریب یکنواختی دمای مربوطه به آن تاثیر به‌سزایی روی توربین گاز دارند [1]. این عدد به نوعی یکنواختی توزیع دمای خروجی محفظه برای ورود به توربین را نشان می‌دهد و هر چه این عدد کمتر باشد توزیع دما یکنواخت‌تر بوده و برای پره‌های توربین مناسب‌تر است. راندمان احتراق، میزان توانایی محفظه برای سوزاندن سوخت ورودی به آن را نشان می‌دهد و در

می‌یابد. علت این امر نزدیک شدن شعله به خروجی محفظه و کمتر شدن زمان اختلاط هوای رقیق‌سازی با محصولات شعله است. این امر بدین معنی است که سوخت باقی‌مانده از شعله در قسمت دوم، زمان مورد نیاز برای ترکیب شدن با اکسیژن وارد شده از سوراخ‌های رقیق‌سازی را ندارد، در نتیجه بازده احتراق اندکی کم شده و سوخت نسوخته در خروجی محفظه افزایش پیدا می‌کند. نمودار پروفیل دمای میانه مقطع خروجی محفظه برحسب فاصله از دیواره سمت چپ در نمودار ۴ مشاهده می‌شود. همان طور که مشاهده می‌شود با افزایش نسبت هم‌ارزی، دماهای خروجی نیز به طور کلی افزایش پیدا می‌کنند که علت آن نزدیک شدن به نسبت هم‌ارزی استوکیومتری است. از طرفی به طور کلی دیواره مقطع خروجی نسبت به میانه آن دمای بالاتری دارد^[22] که این امر نیز برای محفظه مطلوب نیست. شعله در مقطع خروجی به سمت چپ مقطع خروجی متمایل شده و دمای بیشتری در این قسمت مشاهده می‌شود. همچنین با افزایش نسبت هم‌ارزی، پروفیل دمای خروجی یکنواخت‌تر شده و به عبارتی دارای ضریب یکنواختی دمای کمتری است. علت این امر، حرکت شعله به سمت خروجی محفظه است. به عبارت دیگر، هر چه نسبت سوخت به هوا بیشتر می‌شود شعله به سمت سوراخ‌های رقیق‌سازی و خروجی محفظه احتراق رفته و در نتیجه دما در خروجی بالاتر رفته و یکنواخت‌تر می‌شود. این امر گر چه مناسب به نظر می‌رسد، اما با توجه به کاهش بازده انرژی با بالارفتن نسبت سوخت به احتراق، باید نقطه بهینه‌ای برای کارکرد انتخاب نمود.

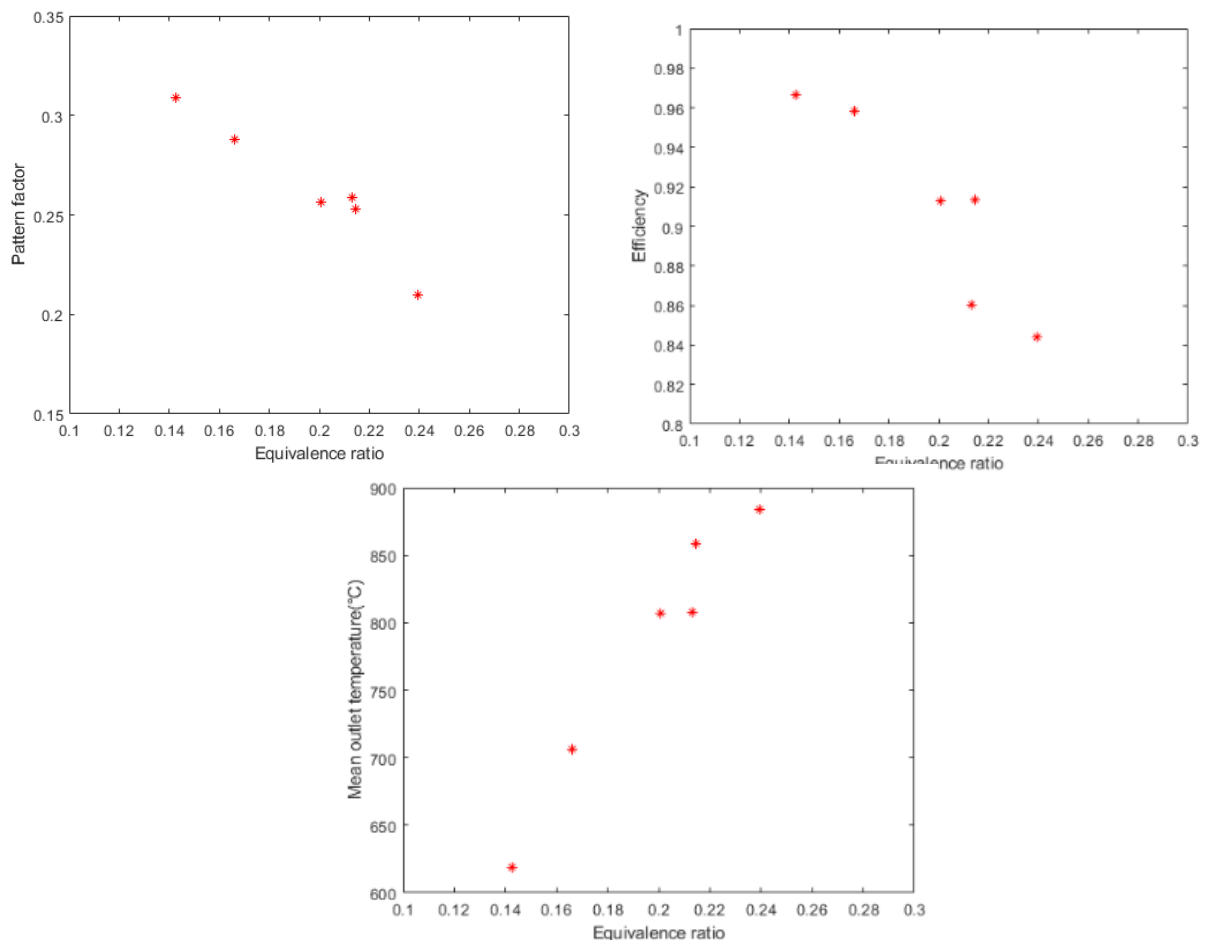
کانتورهای توزیع دمای محفظه در نقاط کاری A تا F ذکر شده در جدول ۱، در نمودار ۵ در مشاهده می‌شود. با مقایسه کانتور B با C می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش دبی سوخت در دبی هوای ثابت، نقاط با دمای بیشتر شعله به طور کلی به سمت خروجی محفظه (پایین دست محفظه) حرکت می‌کند. این روند با مقایسه کانتورهای A و F نیز دوباره مشاهده می‌شود. همچنین با مقایسه کانتورهای A و C می‌توان مشاهده کرد که در دبی سوخت ثابت، با افزایش دبی هوا، نقاط داغ از انتهای محفظه به میانه محفظه حرکت می‌کنند. این روند با مقایسه کانتورهای F و E نیز مجدداً مشاهده می‌شود. برای توجیه این پدیده، باید گفت که با کاهش دبی سوخت در دبی هوای ثابت (کاهش نسبت سوخت به هوا)، یا به عبارت دیگر با افزایش دبی هوا در دبی سوخت ثابت، میزان هوای در دسترس به ازای هر واحد سوخت درون محفظه افزایش می‌یابد و در نتیجه شعله زودتر تشکیل می‌شود و به سمت بالادست جریان حرکت می‌کند. همچنین در تمامی کانتورها مشاهده می‌شود که محور مرکزی محفظه نسبت به دیواره‌های محفظه، دمای پایین‌تری را تجربه می‌کند که در مقالات متعددی این مساله مطرح شده است^[7] و بعضاً هم راه‌حل‌های مناسبی برای آن ذکر شده است^[8]. دلیل این پدیده نیز جریانی است که از ترکیب آنژکتور و چرخنده ایجاد می‌شود و به نوعی جریان به صورت شعاعی رو به خارج هدایت می‌شود. این پدیده تاثیر مطلوبی روی

محفظه ندارد، چرا که دیواره محفظه را در معرض جریان با دمای بالا قرار می‌دهد که باعث کاهش طول عمر آن می‌شود. از طرفی همان طور که ذکر شد نقاط کاری C، D و E دارای نسبت هم‌ارزی تقریباً یکسان هستند اما دبی هوا و سوخت آنها متفاوت است. مشاهده می‌شود که با افزایش دبی هوا در این سه نقطه، دمای نقاط به طور کلی افزایش می‌یابد یا به عبارتی شعله به سمت پایین دست محفظه حرکت می‌کند. از نتایج مهم دیگری که از این کانتورها می‌توان به آن رسید، نقش سوراخ‌های خنک‌کاری در ایجاد شعله در کناره دیواره‌ها است. به عبارت بهتر، سوراخ‌های خنک‌کاری اول با تزریق هوای تازه به داخل محفظه احتراق، باعث می‌شود که سوخت‌های باقی‌مانده از ناحیه اولیه محفظه احتراق، در این ناحیه دوباره مشتعل شوند و در نتیجه بین دو سوراخ خنک‌کاری دوباره نقاط با دمای بالا وجود دارد. این مساله نشان‌دهنده عدم فضای کافی برای اختلاط سوخت و هوا در ناحیه اولیه و یا عدم اختلاط مناسب در ناحیه اولیه است.

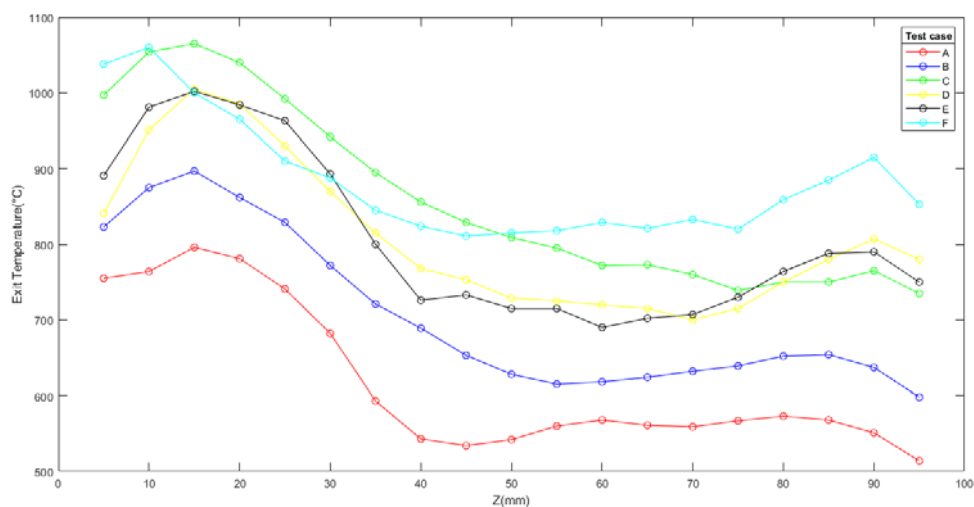
نمودار مقادیر گونه‌های CO ، CO_2 ، NOx و O_2 خروجی از محفظه در شرایط کاری مختلف در نمودار ۶ مشاهده می‌شود. با افزایش دبی هوا در دبی سوخت ثابت، NOx خروجی کاهش می‌یابد. علت آن هم کاهش دمای کلی محفظه به علت کمتر شدن نسبت هم‌ارزی و کمتر شدن میزان NOx حرارتی تولیدی است. از طرفی میزان زمان حضور جریان در محفظه نیز کاهش پیدا می‌کند که در نتیجه میزان NOx تولیدی را کاهش می‌دهد^[2]. با ثابت ماندن دبی هوا و افزایش دبی سوخت، به صورت کلی مقدار NOx افزایش می‌یابد. علت این امر هم همان مساله قبل است. البته در برخی نقاط، خلاف این امر اتفاق می‌افتد که علت هم واکنش‌های تولید NOx است. همان طور که بیان شد، دو واکنش Thermal و Prompt از واکنش‌های مهم تولید NOx هستند. در برخی نقاط که واکنش دوم غالب می‌شود، با افزایش دبی سوخت، میزان NOx اندکی کاهش می‌یابد که البته آن چنان محسوس نیست. میزان اکسیژن خروجی با افزایش دبی هوا افزایش پیدا کرده است که کاملاً مطابق انتظار است. میزان کربن‌مونوکسید خروجی با افزایش دبی هوا، افزایش یافته است که نشان می‌دهد فرآیند احتراق ناقص‌تر صورت گرفته است. برای توجیه این مساله دو عامل اصلی را می‌توان متذکر شد. اولاً میزان مونواکسید کربن تولیدی با زمان ماندگاری جریان در محفظه رابطه عکس دارد زیرا احتراق زمان کمتری برای کامل شدن دارد، در نتیجه با افزایش دبی هوا، میزان آن افزایش می‌یابد^[2]. ثانیاً با افزایش دبی هوا در دبی سوخت ثابت، دمای محفظه به طور کلی کاهش می‌یابد^[7]، و از آنجایی که میزان مونواکسید کربن خروجی با دمای شعله رابطه عکس دارد، میزان مونواکسید کربن خروجی افزایش می‌یابد^[17]. البته اختلاط ناقص سوخت و هوا هم می‌تواند عامل موثر دیگری باشد که نیاز به حل‌های عددی برای پی بردن به این مساله دارد. مساله دیگری که از نمودار CO می‌توان به آن رسید، رفتار توانی نمودار است که این امر نشان‌دهنده این است که با افزایش مقدار

همچنین با افزایش دبی سوخت در دبی هوای ثابت، دمای آن افزایش پیدا می‌کند که برای توجیه هر دوی این پدیده‌ها می‌توان گفت که با افزایش نسبت هم‌ارزی شعله به سمت خروجی محفظه حرکت می‌کند که باعث بالاتر رفتن دمای خروجی محفظه احتراق می‌شود.

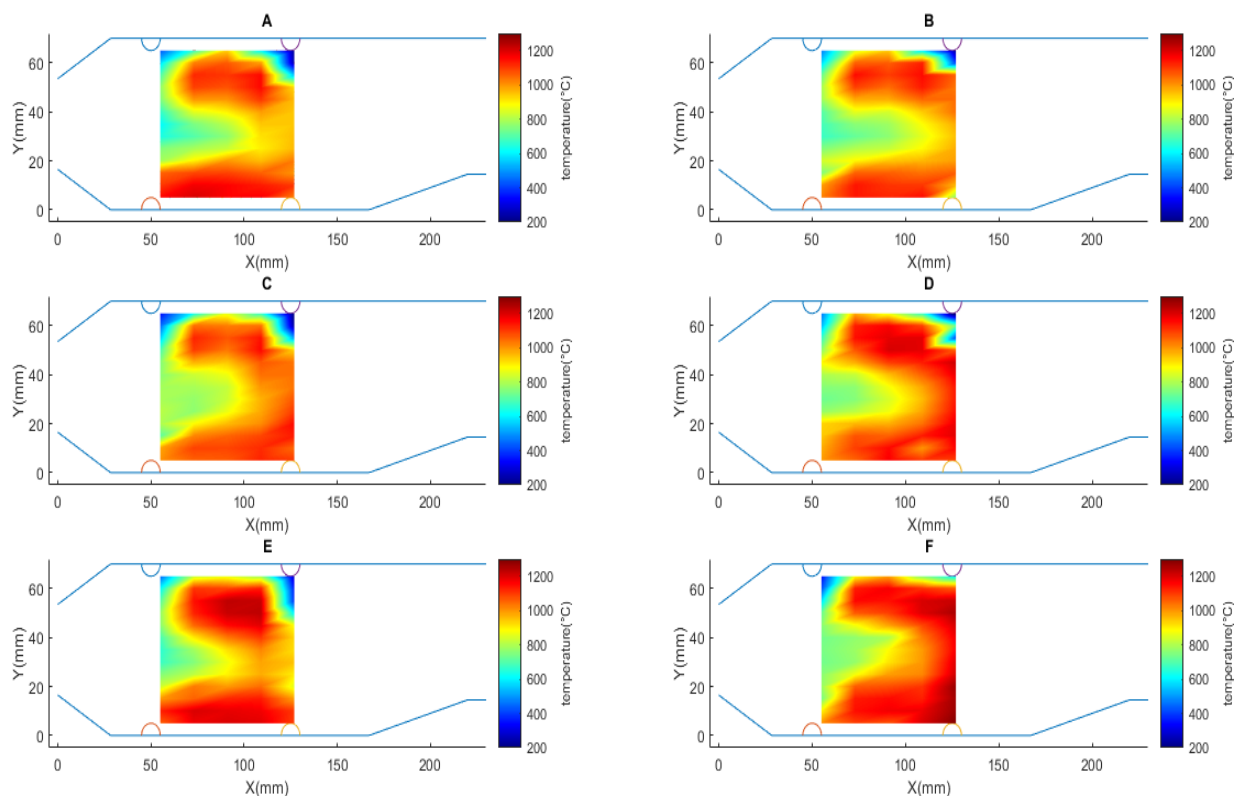
هوا در سوخت ثابت، مقدار CO به صورت توانی افزایش پیدا می‌کند و این امر از ناپایداری تر شدن شعله و ایجاد خفگی ناشی می‌شود. نمودار دمای مرکز مقطع خروجی در دبی‌های هوا و سوخت متفاوت در نمودار ۷ مشاهده می‌شود. با افزایش دبی هوا در دبی سوخت ثابت، دمای میانه مقطع خروجی کاهش می‌یابد و



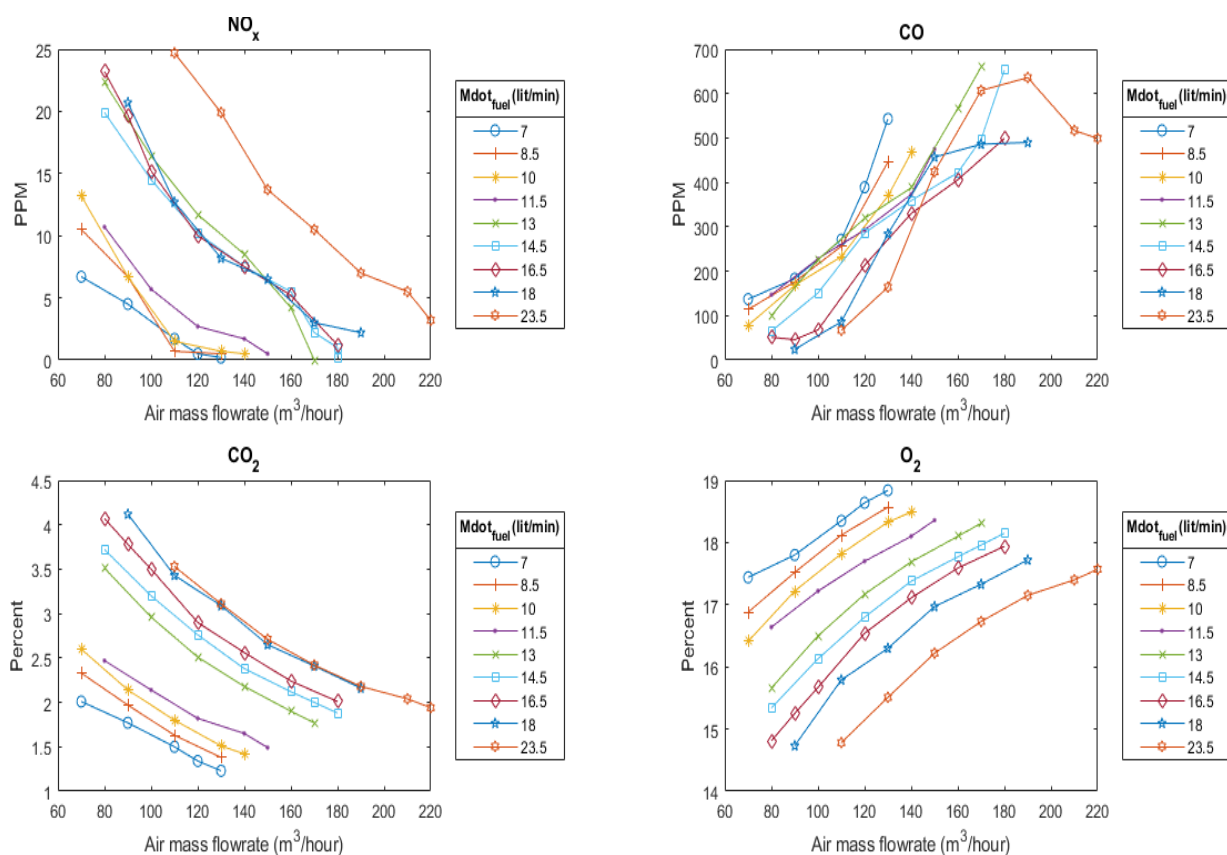
نمودار ۳) تغییرات ضریب یکنواختی دما، راندمان احتراق و میانگین دمای خروجی برحسب نسبت هم‌ارزی مربوط به نقاط جدول ۱



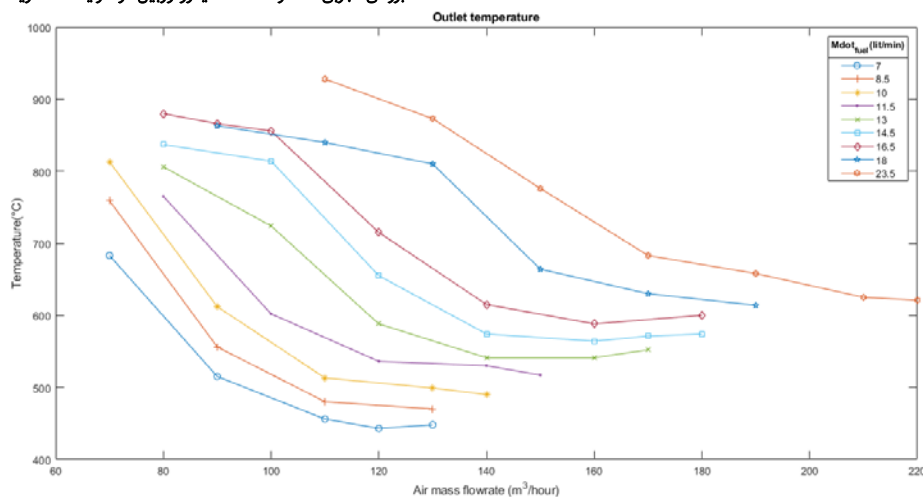
نمودار ۴) دمای میانه مقطع خروجی محفظه برحسب فاصله از دیواره سمت چپ در شرایط کاری مختلف ذکر شده در جدول ۱



نمودار ۵) کانتورهای دمای داخل محفظه در شرایط کاری مختلف ذکرشده در جدول ۱



نمودار ۶) میزان آلاینده‌های خروجی از محفظه در دبی‌های مختلف هوا و سوخت



نمودار ۷) دمای مرکز مقطع خروجی محفظه در دبی‌های مختلف سوخت و هوا

- 2- Lefebvre AH. Fuel effects on gas turbine combustion-liner temperature, pattern factor, and pollutant emissions. Aircraft Journal. 1984;21(11):887-898.
- 3- Shyy W, Correa SM, Braaten ME. Computation of flow in a gas turbine combustor. Combustion Science and Technology. 1988;58(1-3):97-117.
- 4- Vranos A, Taback ED. Combustion product distributions in the primary zone of a gas turbine combustor. Combustion and Flame. 1976;26:129-131.
- 5- Topal A, Turan O. One dimensional liner temperature prediction in a tubular combustor. Energy. 2019;171:1100-1106.
- 6- Heitor MV, Whitelaw JH. Velocity, temperature, and species characteristics of the flow in a gas-turbine combustor. Combustion and Flame. 1986;64(1):1-32.
- 7- Shah RD, Banerjee J. Thermal and emission characteristics of a CAN combustor. Heat and Mass Transfer. 2015;52(3):499-509.
- 8- Rajpara P, Dekhatawala A, Shah R, Banerjee J. Influence of fuel injection method on performance of upward swirl can-type combustor. Applied Thermal Engineering. 2018;130:319-330.
- 9- Paul MC, Jones WP. Radiative heat transfer in a model gas turbine combustor. Advanced Computational Methods in Heat Transfer IX. 2006;53:413-421.
- 10- Ben Sik Ali A, Kriaa W, Mhiri H, Bournot P. Numerical investigations of cooling holes system role in the protection of the walls of a gas turbine combustion chamber. Heat and Mass Transfer. 2011;48(5):779-788.
- 11- Li L, Liu T, Peng XF. Flow characteristics in an annular burner with fully film cooling. Applied Thermal Engineering. 2005;25(17-18):3013-3024.
- 12- Hill SC, Douglas Smoot L. Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems. Progress in Energy and Combustion Science. 2000;26(4-6):417-458.
- 13- Rajpara P, Shah R, Banerjee J. Effect of hydrogen addition on combustion and emission characteristics of methane fuelled upward swirl can combustor. International Journal of Hydrogen Energy. 2018;43(36):17505-17519.
- 14- Kotzer C, LaViolette M, Allan W. Effects of Combustion Chamber Geometry Upon Exit Temperature Profiles. In ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air, 8-12 June 2009, Orlando, United States. New York: ASME; 2009.

نتیجه‌گیری

یک محفظه احتراق از نوع استوانه‌ای با استفاده از سوخت گاز مایع در شرایط اتمسفریک به‌صورت تجربی مورد آزمایش قرار گرفت و نتایج از قبیل توزیع دمای درون محفظه و خروجی آن، آلایندگی‌های خروجی محفظه و محدوده پایداری آن به‌دست آمد که نتایج آن را در ۴ مورد زیر می‌توان خلاصه کرد:

- ۱- منحنی پایداری محفظه در شرایط اتمسفریک به‌دست آمد و در دبی‌های هوای بیشتر از ۲۵۰ متر مکعب بر ساعت هیچ نقطه پایداری برای محفظه مشاهده نشد.
- ۲- محور مرکزی محفظه نسبت به دیواره‌های آن دمای کمتری دارد.
- ۳- با افزایش نسبت هم‌ارزی، ضریب یکنواختی دما در خروجی و راندمان احتراق هر دو کاهش می‌یابند و میانگین دمای خروجی افزایش پیدا می‌کند.
- ۴- با افزایش دبی هوا در دبی سوخت ثابت، مقادیر کربن‌مونواکسید افزایش و کربن‌دی‌اکسید و NOx خروجی به‌طور کلی کاهش می‌یابند.

تشکر و قدردانی: موردی توسط نویسندگان ذکر نشد.

تأییدیه اخلاقی: موردی توسط نویسندگان ذکر نشد.

تعارض منافع: موردی توسط نویسندگان ذکر نشد.

سهم نویسندگان: محمدرضا نودری (نویسنده اول)، پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۴۰٪)؛ صادق تابع‌جماعت (نویسنده دوم)، پژوهشگر اصلی (۱۰٪)؛ مجید آقاییاری (نویسنده سوم)، پژوهشگر اصلی (۲۰٪)؛ حسن صادقی‌زاده (نویسنده چهارم)، پژوهشگر اصلی (۲۰٪).

منابع مالی: موردی توسط نویسندگان ذکر نشد.

منابع

- 1- Datta A, Som SK. Combustion and emission characteristics in a gas turbine combustor at different pressure and swirl condition. Applied Thermal Engineering. 1999;19(9):949-967.

https://jglobal.jst.go.jp/en/detail?JGLOBAL_ID=200902029069263763

19- Azimi AH, Eidi Attar Zade M, Tabejamaat S, Oni A, Zahab S, Bal Zade MM, et al. Designing a gas turbine combustor test rig and testing a sample combustor at atmospheric conditions. *Fuel and Combustion*. 2017;10(1):87-104.

20- Lefebvre AH, Ballal DR. *Gas turbine combustion: alternative fuels and emissions*. Boca Raton: CRC press; 2010

21- Bicen AF, Tse D, Whitelaw JH. Flow and combustion characteristics of an annular combustor. *Combustion and Flame*. 1988;72(2):175-192.

22- Bicen AF, Senda M, Whitelaw JH. Scalar characteristics of combustor flow in a model annular combustor. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1989;111(1):90-96.

15- Kankashvar B, Tabejamaat S, Eidi Attar Zade M, Sadat Akhavi MR, Aghayari M. Experimentally investigation of flame temperature distribution inside a CAN type combustor. *Fuel and Combustion*. 2018;11(2):51-67.

16- Hill SC, Smoot LD. Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2000;26(4-6):417-458.

17- Bulat G, Jones W, Marquis A. NO and CO formation in an industrial gas-turbine combustion chamber using LES with the Eulerian sub-grid PDF method. *Combustion and Flame*. 2014;161(7):1804-1825.

18- Bhangu JK, Snape DM, Eardley BR. The design and development of a low emissions transply combustor for the civil spey engine [Internet]. London: Rolls royce limited; 1984 [Unknown Cited]. Available from: