



طراحی مفهومی محفظه احتراق متعارف توربین گاز در راستای تخمین انتشار آلاینده‌ها

زهیر صبوحی¹، فتح‌الله امی^{2*}

1- دانشجوی دکتری، مهندسی هوافضا، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
* صندوق پستی 143-14115، fommi@modares.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 31 تیر 1395
پذیرش: 02 مهر 1395
ارائه در سایت: 01 آبان 1395
کلید واژگان:
محفظة احتراق توربین گاز
طراحی مفهومی
شبکه راکتور شیمیایی
انتشار اکسیدهای نیتروژن
انتشار مونوکسیدکربن

چکیده

طراحی محفظه احتراق همواره به‌عنوان پرچالش‌ترین بخش طراحی توربین گاز شناخته شده است. در این مقاله بر طراحی مفهومی محفظه احتراق موتورهای هوایی متعارف تمرکز شده است. ضرورت این پژوهش از نیاز مبرم به مدلی جامع و کارا جهت فراهم کردن سریع داده‌ها در مراحل اولیه فرایند طراحی (طراحی مفهومی و طراحی مقدماتی) نشأت می‌گیرد. در راه کار پیشنهادی طراحی و تخمین عملکرد محفظه احتراق یک‌پارچه شده است. برای این منظور یک کد رایانه‌ای بر پایه روندهای طراحی توسعه داده شده است. با استفاده از ابزار طراحی توسعه داده شده، هندسه محفظه احتراق و پارامترهای عملکردی آن حاصل می‌گردد. روش شبکه راکتورهای شیمیایی براساس سطح اطلاعات موجود در مراحل اولیه طراحی جهت مدل‌سازی احتراق انتخاب شده است. در این راستا سه مکانیزم شیمیایی مختلف برای سوخت هوایی JP-8 مطالعه شده است. علاوه بر این، تبخیر قطرات سوخت مایع و غیریکنواختی مخلوط سوخت و هوا در ناحیه اولیه محفظه احتراق مدل شده است. نتایج حاصل از ابزار طراحی با داده‌های یک محفظه احتراق حلقوی مقایسه شده که هم‌گرایی قابل قبولی میان ابعاد و آلاینده‌های خروجی نشان داده شده است.

Conceptual Design of Conventional Gas Turbine Combustors Aiming at Pollutants Emission Prediction

Zoheir Saboohi¹, Fathollah Ommi^{1*}

1-Aerospace Group, Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran
* P.O.B. 14115-143 Tehran, Iran, fommi@modares.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 21 July 2016
Accepted 23 September 2016
Available Online 22 October 2016

Keywords:

Gas Turbine Combustor
Conceptual Design
Chemical Reactor Network
Nitrogen Oxides Emission (NOx)
Carbon Monoxide Emission (CO)

ABSTRACT

The design of combustor has long been the most challenging portion in the design process of a gas turbine. This paper focused on the conceptual design methodology for aircraft combustors. The necessity of this work arose from an urgent need for a comprehensive model that can quickly provide data in the initial phases (conceptual design and preliminary design) of the design process. The proposed methodology integrated the performance and the design of combustors. To accomplish this, a computer code has been developed based on the design procedures. The design model could provide the combustor geometry and the combustor performance. Based on the available inputs data in the initial phases of the design process, a chemical reactor network (CRN) approach is selected to model the combustion with a detailed chemistry. In this way, three different chemical mechanisms are studied for Jet-A aviation fuel. Furthermore, the droplet evaporation for liquid fuel and the non-uniformity in the fuel-air mixture are modelled. The results of a developed design tool are compared with data of an annular engine's combustor. The results have good agreement with the actual geometry and outputs of engine test rig emissions.

1- مقدمه

لحاظ شود. توزیع دمای خروجی و سطح آلاینده‌های منتشر شده از محفظه احتراق علاوه بر نکات یادشده باید در روند طراحی در نظر گرفته شود [1]. مسائل طراحی مهندسی به طور کلی شامل مراحل مفهومی، مقدماتی، تفصیلی و تست‌های آزمایشگاهی می‌شود. در مراحل اولیه فرایند طراحی سنتی، مدل محفظه احتراق با استفاده از مجموعه‌ای از معادلات برای محاسبه مقدار سوخت مورد نیاز برای رسیدن به توزیع دمای هدف در خروجی و تنها با در نظر گرفتن پارامترهای هندسی کلی ساخته می‌شود؛ بنابراین مراحل باقی‌مانده طراحی پیچیده‌تر و پرهزینه‌تر است. بیشترین

طراحی محفظه احتراق توربین گاز و تحلیل احتراق همواره برای پژوهشگران یک چالش جدی بوده، زیرا احتراق پدیده‌ای پیچیده و مدل‌سازی آن دشوار است. همچنین تعداد قابل توجهی از الزامات وجود دارد که باید در روند طراحی مورد نظر قرار گیرد. محفظه احتراق به‌عنوان یک ماشین حرارتی شناخته می‌شود که انرژی پتانسیل شیمیایی سوخت را به انرژی حرارتی سیال کاری موتور تبدیل می‌کند. هم‌زمان باید بیشترین حد ممکن بازدهی، دوام، پایداری شعله و قابلیت اطمینان حتی در سخت‌ترین شرایط کاری

مقدماتی ابعاد و مدل‌سازی واکنش‌های شیمیایی احتراق برای تخمین آلاینده‌های منتشر شده از محفظه احتراق است. در این راستا بر ماهیت مایع سوخت هوایی JP-8 تمرکز شده است و فیزیک تبخیر قطرات پاشش شده و کیفیت اختلاط در ناحیه اولیه³ محفظه احتراق مطالعه شده است.

2- ساختار ابزار طراحی اولیه

نخستین مرحله در راستای طراحی محفظه احتراق موتور توربینی، تعیین ابعاد و مشخصات کلی اجزاست. در شکل 1 ساختار کلی روش مورد استفاده جهت تعیین ابعاد محفظه احتراق در مرحله طراحی مفهومی ارائه شده است. پیش از آغاز فرایند تعیین ابعاد لازم است تا ورودی‌های مورد نیاز به دقت تعیین شود.

داده‌های ورودی طراحی در ابتدا جهت تخمین قطر و سطح مرجع استفاده می‌شوند. ابعاد محاسبه شده و نتایج حل تعادلی شیمیایی در کنار سایر ورودی‌ها، اطلاعات مورد نیاز ماژول طراحی اجزا را تشکیل می‌دهند. در انتهای فرایند طرح دو بعدی محفظه احتراق در مرحله طراحی مفهومی با استفاده از تمام ابعاد هندسی محاسبه شده تولید می‌شود.

3- تخمین قطر و سطح مرجع

نخستین مرحله در روند طراحی مقدماتی و تعیین ابعاد محفظه احتراق انتخاب قطر مرجع (D_{ref}) برای محفظه است. در مراجع مختلف که در ادامه بررسی می‌گردند، ملاحظات و الگوریتم‌های مختلفی جهت تخمین قطر مرجع و یا قطر لاینر (D_{fl}) و نحوه ارتباط این دو مقطع ارائه شده است. شکل 2 قطر مرجع و قطر لاینر انواع محفظه‌های احتراق را نمایش می‌دهد. سطح مرجع برای انواع محفظه‌های احتراق برابر با رابطه (1) است.

$$A_{ref} = \pi \frac{D_{ref}^2}{4} \quad \text{محفظه احتراق‌های کن و کن-حلقوی}$$

$$A_{ref} = 2\pi R_{ave} D_{ref} \quad \text{محفظه احتراق‌های حلقوی} \quad (1)$$

R_{ave} در رابطه بالا بیانگر شعاع متوسط محفظه احتراق است. این متغیر بیانگر فاصله میانگین میان خط مرکزی محور توربین گاز با خط میانی محفظه احتراق است.

3-1- ملاحظات آیرودینامیکی و شیمیایی

قطر مرجع محفظه احتراق باید با در نظر گرفتن ملاحظات آیرودینامیکی و شیمیایی (احتراق) انتخاب شود. در حالت کلی در صورتی که محفظه برای داشتن مقدار مشخصی افت فشار تعیین ابعاد شود، به طور هم‌زمان وجود حجم کافی برای کامل شدن واکنش‌های شیمیایی نیز باید در نظر گرفته شود [4].

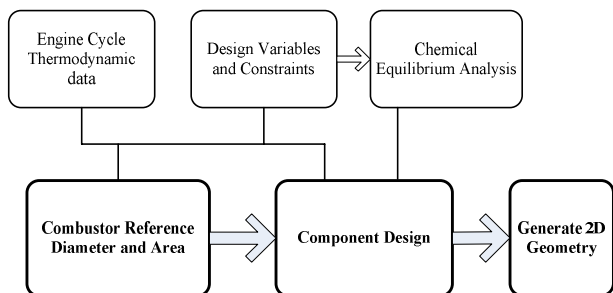


Fig. 1 Flowchart of the combustor design procedure

شکل 1 روند فرایند تعیین ابعاد محفظه احتراق

دستیافت‌ها در مرحله تست‌های آزمایشگاهی که بسیار پرهزینه و زمان‌بر است، حاصل خواهد شد. امروزه افزایش جهانی مصرف سوخت‌های فسیلی و روند وضع قوانین محدودکننده حد مجاز انتشار آلاینده‌های موتورهای هوایی، طراحان توربین‌های گازی را به سمت اصلاح طرح‌های موجود و یا توسعه نسل‌های جدیدی از محفظه‌های احتراق سوق داده است. در یک طراحی مفهومی جامع با تخمین مشخصات بیشتری از محفظه احتراق با کاهش تعداد تست‌های آزمایشگاهی مورد نیاز کمک می‌شود تا روند طراحی کوتاه‌تر و کم‌هزینه‌تر شود.

در حالت کلی تخمین پایه‌ای از ابعاد و هندسه محفظه احتراق برای تمام مدل‌های تخمین انتشار آلاینده‌ها از روابط هم‌بستگی ساده تجربی تا شبیه‌سازی‌های پیچیده دینامیک سیالات محاسباتی پیش‌نیاز است. داده‌های تجربی و نتایج تحلیلی بسیاری که حاصل مطالعات علمی و تجربیات صنعتی در سرتاسر دنیا است جهت طراحی محفظه احتراق در طی دهه‌های گذشته گردآوری شده است. همچنان روابط تحلیلی و تجربی پرکاربردترین ابزار در طراحی محفظه‌های احتراق است. ملور [2]، لنبور و آرتور [3] و سویر [4] مجموعه مفصلی ابزارهای تحلیلی و تجربی کاربردی در زمینه طراحی محفظه احتراق را ارائه کرده‌اند. محمد و جنگ [5] و متینگلی و همکاران [6] ابزارهای یادشده را برای ساخت ابزاری محاسباتی نرم‌افزاری گردآوری کردند. چندین ویژگی باید در انتخاب راه‌کار مدل‌سازی احتراق و تخمین آلاینده‌ها در مراحل اولیه طراحی در نظر گرفته شود. ابتدا جهت نزدیکی مدل به فیزیک اصلی پدیده لازم است که مدل مورد استفاده هرچه بیشتر دربرگیرنده پارامترهای فیزیکی موتور و مشخصات تأثیرگذار سیال باشد. مطلوب است که سینتیک شیمیایی احتراق برای دستیابی دقیق‌تر به ترکیب شیمیایی محصولات با جزئیات در نظر گرفته شود. در انتها لازم است تا مدل مورد استفاده قابل توسعه برای انواع مختلف محفظه‌های احتراق موتورهای توربینی باشد. روش مدل‌سازی شبکه راکتورهای شیمیایی از لحاظ نظری نیازمندی‌های مورد نیاز را ارضا می‌کند.

نخستین بار برگ با استفاده از یک راکتور کاملاً هم‌زده¹ و یک راکتور جریان یکنواخت² شعله را مدل‌سازی کرد [7]. سوئیتنبنک و همکاران پس از ایشان محفظه احتراق یک موتور توربینی را با تفکیک کردن ناحیه‌های مختلف با استفاده از ترکیب راکتورهای معرفی‌شده در یک شبکه مدل کردند [8]. روبینز و پرت [9] روند توسعه مدل‌سازی احتراق در محفظه‌های احتراق با استفاده از شبکه راکتورهای شیمیایی را مطالعه کردند. در سال‌های اخیر روش‌های نوینی با استفاده از شبکه‌های راکتور شیمیایی شامل تعداد بسیار بیشتری از راکتورها معرفی شده‌اند [10-14]. شبکه‌های راکتورهای شیمیایی در بیشتر موارد بر پایه اطلاعات جزئی میدان جریان محفظه که با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی حاصل می‌شود ساخته شده‌اند. در این گونه مطالعات شبکه راکتورهای شیمیایی جهت افزایش دقت محاسبات احتراق و محصولات آن در کنار دینامیک سیالات محاسباتی استفاده می‌شود. در مقابل شبکه‌های سنگین از راکتورهای شیمیایی، همچنان شبکه‌های کم‌تعداد از راکتورهای شیمیایی کاربرد فراوانی در تخمین‌های اولیه عملکرد محفظه احتراق دارند. مدل‌های ساده در مدل‌سازی احتراق براساس سطح اطلاعات موجود جهت مدل‌سازی ارزشمند و کاربردی است [15,16].

توسعه راه‌کاری نوین و جامع جهت طراحی مفهومی محفظه احتراق هدف مطالعه حاضر است. راه‌کار ارائه‌شده شامل دو قسمت اصلی تعیین

¹ Perfect stirred reactor

² Plug flow reactor

³ Primary zone

در شرایط عملکردی هم‌سطح دریا و بیشترین تراست باید پارامتر بارگذاری کم‌تر از $10 \text{ (kg/s atm}^{1.8} \text{ m}^3)$ و در شرایط ایده‌آل کم‌تر از $5 \text{ (kg/s atm}^{1.8} \text{ m}^3)$ باشد. بیشترین مقدار پارامتر بارگذاری در شرایط پروازی در بیشترین ارتفاع، کم‌ترین عدد ماخ پروازی و سردترین شرایط آب و هوایی رخ می‌دهد. برای اطمینان از بازدهی قابل قبول و حاشیه اطمینان کافی برای جلوگیری از خاموشی شعله باید پارامتر بارگذاری در شرایط یاد شده کم‌تر از $50 \text{ (kg/s atm}^{1.8} \text{ m}^3)$ باشد. مقدار دقیق پارامتر بارگذاری در بدترین شرایط خارج از طراحی بستگی به مقید یا غیرمقید بودن طراحی دارد [17]. در انتهای طراحی بیشترین حجم در مقایسه میان شرایط طراحی و شرایط خارج از طراحی انتخاب می‌شود.

پارامتر شدت احتراق¹ برابر نسبت گرمای آزاد شده بر واحد حجم محفظه به صورت رابطه (6) است [17].

$$\text{Intensity} = \frac{\dot{m}_f \eta_c LHV}{V P_3} \quad (6)$$

در رابطه بالا حداقل انرژی حرارتی سوخت برحسب (kJ/kg) و η_c بازدهی احتراق در محفظه احتراق است. مشابه پارامتر بارگذاری مقادیر کم‌تر شدت احتراق مطلوب است. برای شرایط طراحی (شرایط عملکردی هم‌سطح دریا و بیشترین تراست) مقدار شدت احتراق باید کم‌تر از $60 \text{ (MW/m}^3 \text{ atm)}$ باشد؛ بنابراین در این روش باید حجم محاسبه شده با استفاده از رابطه (5) با معیار ارائه شده در رابطه (6) نیز بررسی شود.

در مرجع [17] برای محاسبه قطر مرجع و سطح مقطع حلقوی مابین جداره خارجی و داخلی (لاینر) محفظه احتراق از معیار عدد ماخ جریان استفاده شده است. دو پارامتر عدد ماخ محوری جریان در انتهای ناحیه اولیه و عدد ماخ جریان در مقطع حلقوی ورودی‌های مورد نیاز در الگوریتم محاسباتی تعیین ابعاد است.

3-3- سایر روش‌های تعیین قطر و سطح مرجع

دو روش دیگر جهت تخمین قطر و سطح مرجع محفظه احتراق ارائه شده است. برگ رابطه (7) را جهت تخمین سطح لاینر ارائه کرده است [7].

$$A_{ft} = 1.621 \times 10^{-2} \frac{\dot{m}_f T_3^{0.5}}{PR} \left(\frac{P_3}{\Delta P} \right)^{0.5} \quad (7)$$

در رابطه بالا نسبت فشار کمپرسور است.

با استفاده از رابطه پیشنهاد شده توسط اودگرز و کریر [18] می‌توان تخمینی از قطر لاینر به دست آورد. رابطه اصلی در روش تعیین ابعاد یادشده عبارت از رابطه (8) است.

$$\log \psi_{300} = -1.39 - 4.40 n - 1.10 D^* \quad (8)$$

ψ در رابطه بالا بارگذاری جنبشی سوخت برحسب $n \text{ [kg s}^{-1} \text{ m}^{-3} \text{ Pa}^{-n}]$ مرتبه واکنش که برای اختلاط‌های رقیق برابر 2ϕ و در اختلاط‌های غنی برابر $2/\phi$ ، همچنین D^* ضریبی تجربی که مقدار آن برابر با رابطه (9) است.

$$D^* = 0.736 - 0.0173 \left(\frac{P_3}{\Delta P} \right) \quad (9)$$

پارامتر D^* تنها برای نقطه طراحی محاسبه می‌شود. مقدار محاسبه شده ψ_{300} با استفاده از رابطه (10) برای شرایط کاری مشخص اصلاح می‌شود.

$$\frac{\psi_{T_3}}{\psi_{300}} = (10^{-3.054 y^{-1.205}}) (T_3^{1.2327 y^{-1.205}}) \quad (10)$$

مقدار پارامتر ψ در رابطه بالا برای اختلاط‌های رقیق برابر ϕ و در اختلاط‌های غنی برابر یک است. مقدار قطر لاینر در این روش برابر با رابطه (11) است.

¹ Intensity

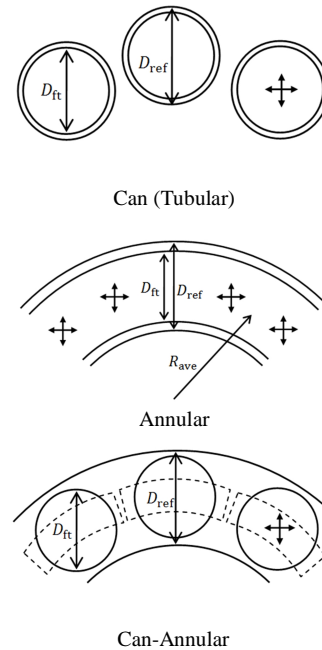


Fig. 2 Reference diameter for different combustor configurations

شکل 2 نمایش قطر مرجع و قطر لاینر در انواع مختلف محفظه‌های احتراق

رابطه (2) جهت محاسبه سطح مرجع با در نظر گرفتن ملاحظات آیرودینامیکی (افت فشار) مورد استفاده قرار می‌گیرد [4,3].

$$A_{ref} = \left(143.5 \left(\frac{\dot{m}_3 T_3^{0.5}}{P_3} \right)^2 \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} \right)^{0.5} \right) \quad (2)$$

در رابطه بالا \dot{m}_3 دبی جرمی کل، T_3 دمای ورودی، P_3 فشار کل ورودی، ΔP_{3-4} افت فشار کل محفه احتراق و q_{ref} فشار دینامیک در مقطع ورودی محفظه احتراق (خروجی دیفیوزر) است.

فرمول محاسباتی سطح مرجع با در نظر گرفتن ملاحظات شیمیایی احتراق) عبارت از رابطه (3) است [4,3].

$$A_{ref} = \left(\frac{\dot{m}_3 \times 73 \times 10^6}{\left(\frac{4}{\pi} \right)^{3/8} P_3^{1.75} \exp \left(\frac{T_3}{b} \right)} \right)^{8/11} \quad (3)$$

در رابطه بالا پارامتر b معروف به پارامتر اصلاح دماست که می‌توان مقدار آن را به طور میانگین برابر 300 کلوین در نظر گرفت. برای محاسبه دقیق‌تر پارامتر اصلاح دما (b) برحسب تابعی از نسبت هم‌ارزی در ناحیه اولیه محفظه احتراق از رابطه (4) استفاده می‌شود [4].

$$b = 245 (1.39 + \ln \phi_{PZ}) \quad 0.6 < \phi_{PZ} < 1.0$$

$$b = 170 (2.0 - \ln \phi_{PZ}) \quad 1.0 < \phi_{PZ} < 1.4 \quad (4)$$

b در روابط بالا برحسب درجه کلوین بوده و همچنین ϕ_{PZ} نسبت هم‌ارزی اختلاط سوخت و هوا در ناحیه اولیه محفظه احتراق است.

2-3- روش بارگذاری احتراقی

حجم محفظه احتراق (V) با در نظر گرفتن پارامتر بارگذاری (L) در شرایط کاری مختلف قابل محاسبه است [17]. بارگذاری احتراقی محفظه برابر با رابطه (5) است.

$$L = \frac{\dot{m}_3}{V P_3^{1.8} 10^{(0.00145 * (T_3 - 400))}} \quad (5)$$

$$\mu_{PZ} = \frac{\dot{m}_{PZ}}{\dot{m}_{total}} = \frac{\varphi_{total}}{\varphi_{PZ}} \quad (15)$$

$$\mu_{SZ} = \frac{\dot{m}_{SZ}}{\dot{m}_{total}} = \frac{\varphi_{total}}{\varphi_{SZ}} - \frac{\varphi_{total}}{\varphi_{PZ}} \quad (16)$$

$$\mu_{DZ} = \frac{\dot{m}_{DZ}}{\dot{m}_{total}} = 1 - \mu_{cool} - \mu_{PZ} - \mu_{SZ} \quad (17)$$

در روابط بالا φ نسبت هم‌ارزی مخلوط سوخت و هواست.

2-4-2- دیفیوزر

پیش از آغاز فرایند احتراق سرعت جریان هوای خروجی از کمپرسور باید به میزان قابل توجهی کاهش یابد. این مهم از طریق استفاده از دیفیوزر بین خروجی کمپرسور و ورودی لاینر محفظه احتراق صورت می‌گیرد.

در این مقاله تمرکز بر دیفیوزرهای حلقوی است. این دیفیوزرها که ممکن است جداره مستقیم و یا ترکیبی از دیواره مسقیم و دیواره یکنواخت باشند، در محفظه احتراق توربین گازهای هوایی پرکاربرد است. شکل 3 المان دیفیوزر و پارامترهای مربوط به آن را نمایش می‌دهد. در مدل‌سازی یک‌بعدی جریان داخلی هدف محاسبه ابعاد دیفیوزر جهت ایجاد عدد ماخ دلخواه در خروجی است.

روند کار با محاسبه بازده دیفیوزر آغاز می‌شود. در ابتدا مشخص کردن ابعاد با فرض دیفیوزر دیواره مستقیم صورت می‌پذیرد. بازده دیفیوزر دیواره مستقیم با استفاده از رابطه (18) محاسبه می‌شود [20].

$$\eta_{straight-wall} = 1.114 - 0.017(2\theta) + 1.99 \times 10^{-4}(2\theta)^2 - 9.3 \times 10^{-7}(2\theta)^3 + 1.6 \times 10^{-9}(2\theta)^4 \quad (18)$$

در صورتی که سطح مقطع در ایستگاه 32 بزرگ‌تر از بیشترین مقدار مجاز (AR_m) باشد، دیفیوزر به صورت ترکیبی از دیفیوزر جداره مستقیم و دیفیوزر یکنواخت در نظر گرفته می‌شود. بازده کلی دیفیوزر با استفاده از رابطه (19) محاسبه می‌شود [6].

$$\eta_{total} = \frac{\eta_{straight-wall} AR(1 - AR_m) + 2(AR_m AR - 1)}{AR^2 - 1} \quad (19)$$

در رابطه بالا AR نسبت سطح مقطع (A_{32}/A_{31}) و AR_m نسبت سطح مقطع دیفیوزر دیواره مستقیم (A_m/A_{31}) است.

3-4-3- دهانه

مقطع دهانه مابین دیفیوزر و ناحیه اولیه هسته محفظه احتراق واقع شده است. وظیفه دهانه نظم بخشیدن به جریان خارج شده از دیفیوزر و تقسیم مناسب آن میان هسته و بخش حلقوی محفظه احتراق است (شکل 4). نحوه طراحی دهانه بر عدد ماخ جریان در مقطع حلقوی و در نتیجه میزان نفوذ جت سیال از سوراخ‌های خنک‌کاری مقاطع مختلف تأثیرگذار است. طراحی دهانه به گونه‌ای است که مقدار دقیق هوای مورد نیاز وارد بخش حلقوی

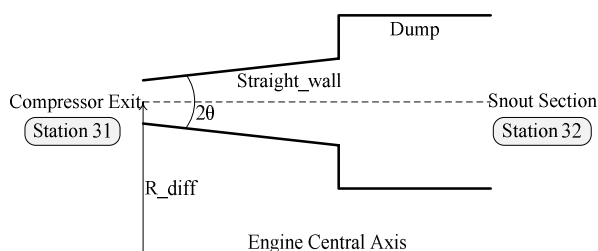


Fig. 3 Model and design parameters of an annular step diffuser

شکل 3 مدل و پارامترهای مدل‌سازی دیفیوزر حلقوی

$$D_{ft} = \left(\frac{4 \dot{m}_f}{\pi \psi_{T_3} P_3^n} \right)^{1/3} \quad (11)$$

3-4-4- بیان نحوه تعیین قطر و سطح مرجع نهایی

در بخش‌های پیشین روش‌های مختلف محاسباتی جهت تخمین قطر مرجع (D_{ref}) و قطر لاینر (D_{ft}) مرور شدند. در هر روش رویکردی متفاوت از سایر روش‌ها جهت تخمین پارامترهای یادشده مورد استفاده قرار گرفت. جامع‌ترین دیدگاه به مسئله برای دستیابی به بهترین طراحی نیاز است؛ بنابراین در نوشتار کنونی پیشنهاد می‌شود تا برای تخمین قطر مرجع و قطر لاینر و یا به عبارت دیگر سطح مرجع (A_{ref}) و سطح لاینر (A_{ft}) تمام روش‌ها به صورت موازی و در کنار یکدیگر استفاده شوند و طراح انتخاب نهایی را با در نظر گرفتن نتایج تمامی روش‌ها انجام دهد. مطلب بیان‌شده در ادامه و در بخش نتایج با توضیحات بیشتر ارائه می‌شود.

نکته دیگر بحث ارتباط پارامترهای سطح مرجع و سطح لاینر است. در مرجع [4] رابطه ساده $A_{ft}/A_{ref} = 0.7$ برای انواع محفظه احتراق‌های کن و حلقوی پیشنهاد شده، همچنین رابطه بیان‌شده برای محفظه‌های کن-حلقوی به شکل $A_{ft}/A_{ref} = 0.65 \sim 0.67$ اصلاح شده است. رابطه (12) با هدف بیشینه‌شدن نسبت نفوذ جت سیال خنک‌کار به قطر آن پیشنهاد شده است [19,6].

$$\left(\frac{A_{ft}}{A_{ref}} \right)_{optimum} = 1 - \left(\frac{\dot{m}_{an}}{\dot{m}_3} \right)^{2/3} \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \right)^{-1/3} \quad (12)$$

\dot{m}_{an} در معادله بالا دبی جریان در مقطع حلقوی بین لاینر و جداره خارجی در ناحیه اولیه محفظه احتراق است.

4- طراحی اجزا

4-1- تقسیم جریان

کل جریان هوای وارد شده در محفظه پس از عبور از دیفیوزر در مقطع دهانه به دو بخش تقسیم می‌شود. بخش نخست وارد هسته اصلی (برنز) محفظه می‌شود. مقدار این بخش با توجه به نسبت هم‌ارزی در ناحیه اولیه تخمین می‌شود. بخش دوم وارد سطح حلقوی خارج برنز شده و هوای مورد نیاز برای خنک‌کاری جداره برنز و همچنین جریان خنک‌کار وارد شونده از طریق سوراخ‌های خنک‌کار را تأمین می‌کند. محاسبه دبی وارد شده در هر ناحیه به منظور تعیین سطوح مقاطع و همچنین تعیین ابعاد و تعداد سوراخ‌های خنک‌کار حائز اهمیت است.

جهت محاسبه بخش جریان خنک‌کاری (μ_{cool}) از پارامتر کارایی جریان خنک‌کاری (Φ_{cool}) به صورت روابط (14,13) استفاده می‌شود [6].

$$\Phi_{cool} = \frac{T_{zone Max} - T_{liner Max}}{T_{zone Max} - T_{st cool}} \quad (13)$$

$$\mu_{cool} = \frac{\dot{m}_{cool}}{\dot{m}_3} = a \frac{\Phi_{cool}}{1 - \Phi_{cool}} \quad (14)$$

پارامتر a در رابطه (14) فاکتور مکانیزم خنک‌کاری و وابسته به نوع خنک‌کاری دیواره‌هاست، همچنین $T_{st cool}$ دمای سیال خنک‌کار است که برابر دمای جریان هوا در مقطع خروجی دیفیوزر (T_{32}) در نظر گرفته می‌شود. پارامتر $T_{liner Max}$ نیز بیشترین دمای قابل تحمل در لاینر (به صورت میانگین) است. در هستلوی X و فلزات مشابه آن که در ساخت لاینر مورد استفاده قرار می‌گیرند، $T_{liner Max} \sim 2010 R$ است. برای تخمین بخش جریان ناحیه‌های اولیه، ثانویه و رقیق‌سازی از روابط (16,15) استفاده می‌شود [19].

4-5- ناحیه‌های گردشی و اولیه

شماتیکی از ناحیه گردشی محفظه احتراق متعارف در شکل 5 نمایش داده شده است. موقعیت جانمایی محترق‌کننده با استفاده از مفهوم «دایره‌های جادویی»¹ تعیین می‌شود [22]. دایره‌های جادویی معرف مسیر جریان چرخشی در داخل لاینر است. دایره‌های جادویی قطری برابر نصف قطر لاینر دارند و محاط نسبت به خط میانی، دیواره لاینر و دیواره گنبدی لاینر است. محترق‌کننده در موقعیتی که دایره‌های جادویی بر دیواره لاینر مماس می‌شوند جانمایی می‌گردند. این ناحیه غنی از مخلوط سوخت و هوای تازه است. موقعیت طولی محترق‌کننده را می‌توان با استفاده از رابطه (25) محاسبه کرد.

$$L_{ig} = \frac{D_{ft}}{4} \left[1 + \cot \left(\frac{\pi - \theta_{dome}}{2} \right) \right] + L_{dome} - \frac{D_{ft}}{4} \quad (25)$$

در انواع محفظه‌های احتراق متعارف θ_{dome} تقریباً برابر 60 درجه و در نتیجه رابطه (26) به صورت زیر است.

$$L_{dome} = \frac{D_{ft} - D_{SW}}{2 \tan(\theta_{dome})} \quad (26)$$

با توجه به شکل 5 مشخص است که طول ناحیه گردشی برابر با رابطه (27) است.

$$L_{RZ} = L_{igniter} + \frac{D_{ft}}{4} \quad (27)$$

ناحیه گردشی بخشی از ناحیه اولیه محفظه احتراق است. با استفاده از مقدار عدد گردش طول ناحیه اولیه برابر با رابطه (28) است [6,3].

$$L_{PZ} = D_{SW} \times Swirl_number \quad (28)$$

4-6- ناحیه‌های ثانویه و رقیق‌سازی

ویژگی اصلی در ناحیه ثانویه² و ناحیه رقیق‌سازی³ وجود سوراخ‌های خنک‌کاری است. جریان خنک‌کار و رقیق‌ساز از طریق سوراخ‌های تعبیه‌شده در این دو ناحیه به هسته دما در ناحیه‌های یاد شده بالا نفوذ می‌کنند. وجود اختلاف فشار میان جریان مقطع حلقوی و هسته محفظه احتراق عامل اصلی نفوذ جریان از سوراخ‌هاست. به طور خلاصه در این بخش جزئیات محاسبه قطر و تعداد سوراخ‌های خنک‌کاری براساس نسبت بیشترین عمق نفوذ به قطر جت مورد نیاز بیان می‌شود. نسبت بیشترین عمق نفوذ به قطر جت (Y_{max}/d_j) برابر با رابطه (29) است [3].

$$\frac{Y_{max}}{d_j} = 1.15 J^{0.5} \sin \theta \quad (29)$$

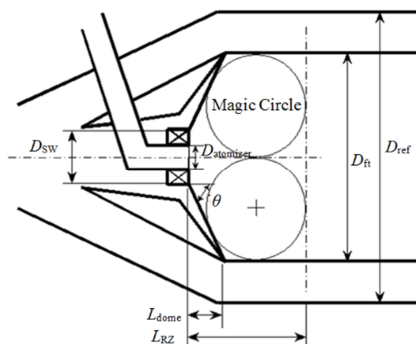


Fig. 5 Schematic of the recirculation zone

شکل 5 طرح کلی ناحیه گردشی

می‌شود. مقطع جریان در ادامه مسیر سیال کاهش می‌یابد و سرعت سیال تا رسیدن به عدد ماخ بهینه طراحی در مقطع حلقوی ($Mach_{in}$) افزایش خواهد یافت. برای محاسبه سطح مقطع دهانه از رابطه (20) استفاده می‌شود [4].

$$\frac{A_{snout}}{A_{32}} = \frac{\dot{m}_{snout}}{\dot{m}_3} \frac{1}{C_{d,s}} \quad (20)$$

$C_{d,s}$ در رابطه بالا ضریب تخلیه دهانه است که در حالت ایده‌آل (خروجی یکتوآخت کمپرسور) مقدار آن برابر واحد، همچنین دبی جرمی هوای عبوری از داخل دهانه (\dot{m}_{snout}) در محفظه‌های احتراق متعارف حدوداً برابر $\dot{m}_{pz}/2$ است. جهت محاسبه افت فشار در مقطع دهانه از رابطه (21) استفاده می‌شود.

$$\frac{\Delta P_{snout}}{q_{ref}} = 0.25 \frac{q_{snout}}{q_{ref}} = 0.25 \left(\frac{A_{ref}}{A_{32}} \right)^2 \quad (21)$$

4-4- گرداننده

اساس مشخص کردن ابعاد گرداننده بر ایجاد افت فشاری است که از تحلیل ترمودینامیکی (صفر بعدی) سیکل توربین گاز حاصل می‌شود. نایت و واکر رابطه (22) را برای محاسبه سطح گرداننده پیشنهاد کردند [21].

$$\frac{\Delta P_{SW}}{q_{ref}} = K_{SW} \left[\left(\frac{A_{ref}}{A_{SW}} \right)^2 \sec^2 \beta_{SW} - \left(\frac{A_{ref}}{A_{ft}} \right)^2 \right] \left(\frac{\dot{m}_{SW}}{\dot{m}_3} \right)^2 \quad (22)$$

β_{SW} در رابطه بالا زاویه پیش جرمی هوا و مقدار آن برابر 45 تا 70 درجه است. ضریب K_{SW} برای پره‌های مستقیم نازک برابر 1.3 و پره‌های منحنی نازک برابر 1.15 است، همچنین براساس نتایج تجربی بهترین عملکرد محفظه احتراق برای شرایطی است که دبی هوای گرداننده (\dot{m}_{SW}) برابر 3-12 درصد کل هوای ورودی باشد. برای تعداد پره‌های گرداننده نیز 8-10 عدد پیشنهاد شده است [4].

برای محاسبه افت فشار کل گرداننده (ΔP_{SW}) باید مقادیر افت فشار کل محفظه احتراق و مقادیر افت فشار در دیفیوزر و دماغه به صورت رابطه (23) معلوم باشند.

$$\frac{\Delta P_{SW}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} - \frac{\Delta P_{snout}}{q_{ref}} - \frac{\Delta P_{diff}}{q_{ref}} \quad (23)$$

پس از تعیین مشخصات ابعادی گرداننده لازم است تا با استفاده از رابطه (24) مقدار عدد گردش محاسبه شود [6,3].

$$Swirl_number = \frac{2}{3} \tan \beta_{SW} \frac{1 - \left(\frac{D_{hub}}{D_{SW}} \right)^3}{1 - \left(\frac{D_{hub}}{D_{SW}} \right)^2} \quad (24)$$

در رابطه بالا D_{hub} و D_{SW} به ترتیب قطر خارجی و داخلی گرداننده است. در طراحی گرداننده جریان مطلوب است تا عدد گردش بزرگ‌تر از 0.6 باشد.

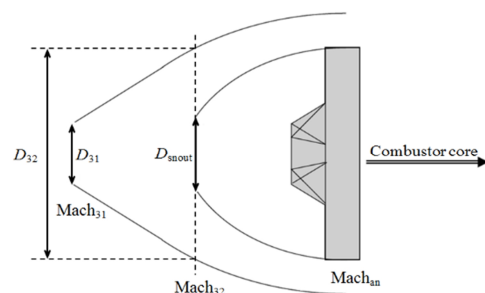


Fig. 4 Schematic of the snout

شکل 4 طرح کلی مقطع دهانه

¹ Magic Circles
² Secondary zone
³ Dilution zone

وابسته به میدان جریان و نرخ واکنش‌های احتراق است. عدد بدون بعد دامکوهلر جهت تعیین نوع رآکتورها در شبکه مورد استفاده قرار می‌گیرد. این عدد نسبت ثابت زمانی جریان یا اختلاط را به ثابت زمانی سینتیک شیمیایی به صورت رابطه (34) بیان می‌کند [23].

$$\text{Damkohler} = \frac{\tau_{\text{flow}}}{\tau_{\text{chem}}} \quad (34)$$

اعداد دامکوهلر بیشتر از یک در مطالعه فرایندهای شیمیایی یک محفظه احتراق به این معناست که نرخ واکنش‌های شیمیایی احتراق آرام‌تر از نرخ اختلاط مخلوط سوخت و هواست. در حالی که در اعداد دامکوهلر کوچک‌تر از یک اختلاط سریع‌تر از واکنش‌های شیمیایی احتراق انجام می‌شود.

شبکه رآکتورهای شیمیایی پیشنهادی جهت تخمین عملکرد و مدل‌سازی احتراق در شکل 6 نمایش داده شده است. در این شبکه ناحیه اولیه محفظه احتراق با استفاده از مجموعه‌ای از رآکتورهای PSR موازی مدل شده است. با توجه به این که شدت توربولانس جریان در ناحیه ثانویه محفظه‌های احتراق متعارف همچنان بالاست این ناحیه نیز با استفاده از یک رآکتور PSR مدل شده است. ناحیه یادشده با رآکتورهای PFR با توجه به یک بعدی بودن جریان در ناحیه رقیق‌سازی مدل شده است. نحوه تأثیر مقادیر دبی جرمی مربوط به جریان‌های رقیق‌ساز و خنک‌کننده به صورت جداگانه برای هر ناحیه در شبکه پیشنهادی مشخص شده است.

در این مقاله بر سوخت مایع متعارف JP-8 برای محفظه احتراق تمرکز شده است. از این رو تبخیر قطرات پاشش شده در مدل‌سازی پیش‌رو مدل‌سازی شده است، همچنین در ناحیه اولیه محفظه احتراق اصولاً مخلوط سوخت و هوا یکنواخت نیست و بنابراین مدلی جهت در نظر گرفتن غیریکنواختی موجود در مخلوط یادشده ارائه شده است. دو مدل یادشده در ادامه معرفی می‌شود.

6-1- مدل تبخیر قطرات

در این بخش روشی برای مدل‌سازی تبخیر قطرات در محفظه احتراق ارائه شده است. وجود قطرات (عدم تبخیرشان) در احتراق و شعله دیفیوژن تأثیر فراوانی در سطح آلاینده‌ها دارد. در حالی که شعله‌های دیفیوژن با دمای بالا موجب سوختن کربن مونوکسید و هیدروکربن‌های نسوخته می‌شوند، به طور هم‌زمان ترکیبات آلاینده NO_x را در محصولات احتراق افزایش می‌دهد.

در پروژه حاضر نیاز به مدلی برای محاسبه مقدار سوخت تبخیر شده و در نظر گرفتن احتراق قطرات تبخیر نشده وجود دارد. فرض شده است که در اطراف هر قطره شعله دیفیوژن وجود دارد و آن‌ها توسط شعله‌های پیش‌آمیخته از یکدیگر مجزا شده‌اند. این فرض مدل را ساده می‌کند. فرض

در رابطه بالا θ زاویه نفوذ جت سیال و J نسبت شار مونتوم جت سیال وارد شده در گاز (جریان عرضی) برابر با رابطه (30) است.

$$J = \frac{q_{\text{jet}}}{q_g} = \frac{\rho_{\text{jet}} U_{\text{jet}}^2}{\rho_g U_g^2} \quad (30)$$

مطابق تعریف ارائه شده در رابطه بالا پارامتر q شار مونتوم سیال است و در ادامه بیان روابط از آن استفاده می‌شود. با توجه به این که مشخصات فیزیکی سیال در مقطع خروجی دیفیوزور محفظه احتراق (مقطع 32) محاسبه شده است. با تعیین پارامتر $Y_{\text{max}}/D_{\text{ft}}$ توسط کاربر (ورودی محاسبات)، قطر جت سیال خنک‌کار برابر با رابطه (31) خواهد بود.

$$d_j = \left(\frac{Y_{\text{max}}}{D_{\text{ft}}} \right) \left(\frac{Y_{\text{max}}}{d_j} \right)^{-1} D_{\text{ft}} \quad (31)$$

با توجه به این که سرعت سیال در داخل محفظه احتراق اندک است می‌توان اختلاف فشار استاتیک میان هسته و مقطع حلقوی را برابر اختلاف فشار کل محفظه احتراق در نظر گرفت. رابطه (32) با فرض ثابت بودن چگالی سیال در مقطع حلقوی نتیجه می‌شود.

$$V_j = \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{tot}}}{\frac{1}{2} \rho_{32}}} = V_{32} \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{tot}}}{\frac{1}{2} \rho_{32} V_{32}^2}} \quad (32)$$

زاویه نفوذ جت سیال خنک‌کار نیز با استفاده از رابطه (33) تخمین زده می‌شود [3].

$$\sin \theta = \sqrt{1 - \frac{Q_{\text{annulus}}}{q_{\text{jet}}}} \quad (33)$$

طول ناحیه‌های ثانویه و رقیق‌سازی محفظه احتراق براساس نسبت طول به قطر هر ناحیه محاسبه می‌شود. محاسبه دقیق طول هر ناحیه نیازمند مدل‌سازی جریان و انتقال حرارت (با جزئیات) محفظه احتراق دارد و در اهداف این مقاله نیست. براساس مطالب موجود در مراجع مختلف نسبت طول به قطر (یا ارتفاع) ناحیه‌های ثانویه و رقیق‌سازی در بازه 0.5-1 است [6,19].

5- تولید هندسه دو بعدی

با استفاده از پارامترهای محاسبه شده در بخش طراحی اجزا می‌توان به یک مدل هندسی دو بعدی از محفظه احتراق در مرحله طراحی مفهومی دست یافت. خروجی‌های زیربخش‌های طراحی اجزا در کنار مجموعه‌ای از قیود مشخص، در یک کد محاسباتی خودکار، یک نقشه دو بعدی از سطح مقطع حاصل از برش طولی محفظه احتراق را تولید خواهد کرد. نمونه‌ای از خروجی دوبعدی یاد شده در بخش نتایج ارائه می‌شود.

6- مدل‌سازی محفظه احتراق با استفاده از CRN

روش شبکه رآکتورهای شیمیایی (CRN) جهت مدل‌سازی فرایند احتراق مورد استفاده قرار می‌گیرد. این روش براساس تقسیم ناحیه احتراق به بخش‌های کوچک‌تر بوده که تغییرات مشخصات فیزیکی و شیمیایی در آن‌ها اندک باشد. هر ناحیه می‌تواند با یک و یا چند رآکتور شیمیایی ساده جایگزین شود. مشخصات هر رآکتور و ارتباط آن با سایر رآکتورها وابسته به میدان جریان است. رآکتورها به وسیله جریانی که از سایر رآکتورها می‌آید به یکدیگر متصل است. مکانیزم احتراق سوخت در شبکه پس از ساخت شبکه رآکتورها معرفی می‌شود. حل معادلات حاکم شبکه رآکتورها به محاسبه غلظت اجزا و دمای خروجی رآکتور (به عبارت دیگر محصولات) منجر می‌شود.

نوع رآکتورها و نحوه ارتباط آن‌ها در یک شبکه رآکتورهای شیمیایی

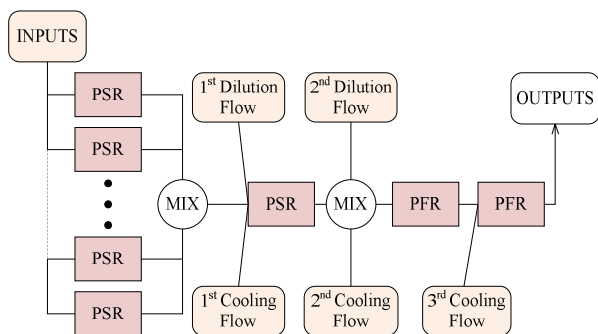


Fig. 6 A proposed CRN for aircraft gas turbine combustors

شکل 6 شبکه رآکتورهای شیمیایی پیشنهادی برای یک محفظه احتراق هوایی متعارف

6-2- مدل اختلاط غیرهمگن

جهت مدل‌سازی غیریکنواختی و پراکندگی نسبت هم‌ارزی که در محفظه احتراق وجود دارد، مدل اختلاط غیر همگن ارائه شده است. پارامتر اختلاط (S) که با نام درجه عدم اختلاط هم شناخته می‌شود، در این شاخه مورد استفاده قرار می‌گیرد. درجه عدم اختلاط برابر نسبت انحراف معیار (σ) بر نسبت هم‌ارزی میانگین ($\bar{\varphi}$) تعریف می‌شود [26].

$$S = \frac{\sigma}{\bar{\varphi}} \quad (41)$$

با مروری بر داده‌های موجود این طور به نظر می‌رسد که توزیعی یک به یک میان درجه عدم اختلاط (S) و نسبت هم‌ارزی میانگین ($\bar{\varphi}$) در محفظه‌های مختلف وجود دارد (شکل 7). در صورتی که مقادیر S و $\bar{\varphi}$ معلوم باشند، مقدار انحراف معیار با استفاده از رابطه (41) محاسبه می‌شود و به این ترتیب با استفاده از رابطه (42) توزیع گوسی (نرمال) نسبت هم‌ارزی به صورت رابطه (42) محاسبه می‌شود.

$$f(\varphi) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}} e^{-\frac{(\varphi-\bar{\varphi})^2}{2\sigma^2}} \quad (42)$$

مقدار درجه عدم اختلاط در محفظه احتراق وابسته به جنبه‌های فیزیکی محفظه احتراق (مانند گرداننده جریان و انژکتور) و مشخصات فیزیکی سوخت است. محاسبه دقیق و با جزئیات درجه عدم اختلاط نیازمند اطلاعات راجع به جزئیات هندسه و پروفیل جریان در محفظه احتراق است و داشتن این دست اطلاعات در مرحله طراحی مفهومی ممکن نیست. در نتیجه پارامتر درجه عدم اختلاط مشابه یک پارامتر متمرکز در نظر گرفته می‌شود که اثر سایر عوامل را در خود دارد. با استفاده از داده‌های تجربی موجود [27] که در شکل 7 ارائه شده است می‌توان منحنی برازش را محاسبه و به این ترتیب پارامتر درجه عدم اختلاط را تابعی برحسب نسبت هم‌ارزی میانگین بیان کرد. رابطه چند جمله‌ای درجه پنج به صورت رابطه (43) رابطه پیشنهادی برای منحنی برازش نمایش داده شده در شکل 7 است.

$$S = -0.6646 \bar{\varphi}^5 + 5.26 \bar{\varphi}^4 - 15.19 \bar{\varphi}^3 + 19.06 \bar{\varphi}^2 - 9.524 \bar{\varphi} + 1.961 \quad (43)$$

توزیع گوسی (نرمال) ارائه شده در رابطه (41) از منفی بی‌نهایت تا مثبت بی‌نهایت امتداد دارد. چنین توزیعی در عمل قابل استفاده نیست و باید که دامنه آن محدود و در چند بازه مشخص (استفاده از نمودار ستونی) توزیع یادشده بیان شود. در این پژوهش ناحیه اولیه محفظه احتراق با استفاده از n راکتور موازی از نوع PSR مدل شده است (شکل 6). چنانچه پیش از این شرح داده شد یکی از این راکتورها برای مدل‌سازی شعله دیفیوژن و باقی راکتورها برای مدل‌سازی شعله پیش‌آمیخته در ناحیه اولیه محفظه احتراق استفاده می‌گردند. برای مدل‌سازی عملکرد موتور در یک شرایط کاری مشخص تعداد راکتورهای موازی عددی بین حداقل 7 و حداکثر 18 انتخاب می‌شود. معیار انتخاب حد پایین و بالای تعداد راکتورها تجربه شخصی پژوهشگر در کار با شبکه راکتورهای شیمیایی و ارزیابی نتایج حاصله است. در رابطه با بحث تأثیر انتخاب تعداد راکتورهای PSR جهت مدل‌سازی ناحیه اولیه محفظه شرح این نکته ضروری است که انتخاب تعداد کم راکتورها ممکن است منجر به عدم مدل‌سازی صحیح غیریکنواختی مخلوط هوا و سوخت شود و از سوی دیگر تعداد بالای راکتورها علاوه بر طولانی‌تر شدن زمان حل سبب رشد خطاهای گرد کردن و قطع در روند حل عددی شود؛ بنابراین لازم است تا در هر مورد کم‌ترین تعداد راکتور مورد نیاز به نحوی که دقت نتایج از تعداد راکتورها استقلال داشته باشد در طی یک الگوریتم محاسبه شود.

دیگر این است که قطراتی که از اتمایز می‌آیند تا زمان تأخیر اشتعال کاملاً تبخیر می‌شوند. زمان تأخیر اشتعال برابر با رابطه (35) است [2].

$$\tau_{\text{ignition}} = 10^{-4} \frac{e^{\frac{21000}{RT}}}{\phi} \quad (35)$$

ϕ در رابطه بالا نسبت هم‌ارزی اختلاط و T دما برحسب درجه کلوین است که معادل دمای میانگین ناحیه اولیه در نظر گرفته می‌شود.

عموماً برای بیان ابعاد قطرات انژکتورهای مختلف از بیان قطر متوسط ساتر (SMD) استفاده می‌شود. مدل‌های SMD تابعی از مشخصات فیزیکی سوخت، نوع انژکتور، هندسه و جریان سوخت است. مدل SMD اتمایز چرخشی - فشاری برابر با رابطه (36) است [3].

$$SMD = 2.25 \sigma_L^{0.25} \mu_L^{0.25} \dot{m}_L^{0.25} \Delta P_L^{-0.5} \rho_A^{-0.25} \quad (36)$$

در رابطه بالا σ_L کشش سطحی سوخت (N/m)، μ_L ویسکوزیته دینامیکی سوخت (Pa.s)، \dot{m}_L دبی سوخت (kg/s)، ΔP_L افت فشار سوخت (سیال مایع) در اتمایز (Pa) و ρ_A چگالی گاز (kg/m³) است.

ابعاد نهایی قطرات در انتهای زمان تأخیر اشتعال با مشخص بودن قطر اولیه با استفاده از رابطه (37) محاسبه می‌شود [24].

$$\frac{dD}{dt} = \frac{4 K_g}{\rho_f C_{p,g} D} \ln(1 + B_M) \quad (37)$$

در رابطه بالا B_M عدد اسپالدینگ است که با انتقال جرم کنترل می‌شود، همچنین K_g ضریب هدایت گاز، ρ_f چگالی سوخت، $C_{p,g}$ گرمای ویژه گاز در فشار ثابت است. تغییر نرخ دمای سطح قطره برابر با رابطه (38) است [24].

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{\dot{m}_l h_{fg}}{m_D C_{p,f}} \left(\frac{B_T}{B_M} - 1 \right) \quad (38)$$

B_T در رابطه بالا عدد اسپالدینگ است که با انتقال حرارت کنترل می‌شود، همچنین h_{fg} گرمای نهان سوخت، m_D جرم قطره سوخت، $C_{p,f}$ گرمای ویژه سوخت در فشار ثابت است. تعریف اعداد اسپالدینگ به صورت روابط (39، 40) است.

$$B_M = \frac{Y_{fS}}{1 - Y_{fS}} \quad (39)$$

$$B_T = c_{p,g} \frac{T_{\infty} - T_s}{h_{fg}} \quad (40)$$

Y_{fS} در روابط بالا بخش جرمی بخار قطره در سطح است. در پروژۀ حاضر T_{∞} دمای جریان هوای خروجی از کمپرسور تعریف می‌شود.

مشخصات فیزیکی سوخت و مخلوط هوا با استفاده از جداول مشخصات سوخت‌های هوایی قابل استخراج است [25].

با استفاده از مقداردهی اولیه دمای سطح برابر با دمای سوخت و همچنین مشخص کردن مقدار اولیه پارامترهای قطر، دمای گاز و فشار، معادلات دیفرانسیلی (37، 36) قابل حل است. با استفاده از روش بیان شده و مجموعه معادلات تشریح شده در این بخش می‌توان ابعاد قطرات بعد از زمان تأخیر احتراق را محاسبه کرد. روش حاضر تغییرات پارامترهای دمای سطح (T_s)، قطر قطره (D) را هنگام تبخیر (به شکل تابعی از زمان تا زمان تأخیر اشتعال) را محاسبه می‌کند.

فرض بر این است که سوخت باقی‌مانده در فاز مایع پس از زمان اشتعال به صورت دیفیوژن محترق می‌شود و بر پایه نسبت استوکیومتریک مقدار هوای مورد نیاز برای آن در مدل‌سازی در نظر گرفته می‌شود. سایر حجم سوخت که بخار شده است به همراه هوای باقی‌مانده در احتراق پیش‌آمیخته شرکت خواهند داشت. سوخت و هوا در احتراق پیش‌آمیخته غیریکنواختی باید در نظر گرفته شود. این پدیده تأثیر به‌سزایی در دمای شعله و آلاینده‌های منتشر شده دارد.

جدول 1 مقایسه میان تعداد اجزا و واکنش‌های مکانیزم‌های شیمیایی مورد بررسی
Table 1 Comparison of the amount of species and reactions from considered chemical mechanism

تعداد واکنش‌ها	تعداد اجزا	مکانیزم
19341	484	رنزی [28]
325	53	GRI 3.0 [29]
30	21	کولراک [6]

PSR مدل‌سازی شده است. شرایط فرضی حاکم در مدل‌سازی فشار 28 اتمسفر، حجم 9500 سانتی‌متر مکعب و دمای ورودی 800 درجه کلوین است.

شکل‌های 8-10 نتایج مقایسه مکانیزم‌های شیمیایی معرفی شده را نمایش می‌دهند. سوخت جت در مکانیزم تفصیلی رنزی به صورت ترکیب 89% مولی آن‌دکان (C10H22) و 11% مولی تولوئن (C6H5CH3) فرض شده است. برای مکانیزم GRI3.0 سوخت با ترکیب معادل پروپان (C3H8) در نظر گرفته شده است. این فرض بر پایه نزدیکی نسبت کربن-هیدروژن میان سوخت پروپان و JP-8 اتخاذ شده است. از سوی دیگر انرژی آزاد شده از واکنش هر دو سوخت نیز مقادیری تقریباً یکسان دارد. حد بالای ارزش حرارتی سوخت پروپان برابر 50368 (kJ/kg) و در سوخت JP-8 برابر با 48020 (kJ/kg) است [23]. روند کلی تغییرات پارامترهای مطالعه شده در هر سه مکانیزم مورد بررسی مشابه است. نتایج حاصل از مکانیزم تفصیلی رنزی و مکانیزم GRI 3.0 تطابق قابل قبول با یکدیگر دارند. مقادیر بخش مولی آلاینده‌های CO و NO محاسبه شده با مکانیزم کولراک در مقایسه با دو مکانیزم دیگر کم‌تر است. خصوصاً مقادیر NO تقریباً به ازای تمامی مقادیر نسبت هم‌ارزی به مراتب کم‌تر از دو مکانیزم دیگر است. تعداد اجزا و واکنش‌های در نظر گرفته شده در مکانیزم کولراک به مراتب کم‌تر از دو مکانیزم تفصیلی دیگر است. به طور مشابه مکانیزم کولراک از میان زیرمکانیزم‌های تشکیل اکسیدهای نیتروژن تنها دربرگیرنده مکانیزم زلدویچ (حرارتی) است.

معرفی مناسب‌ترین مکانیزم جهت استفاده در شبکه راکتور پیشنهادی در مرحله طراحی مفهومی محفظه احتراق هدف از مطالعه انجام شده بر مکانیزم‌های شیمیایی مختلف است. یکی از ضوابط اصلی در انتخاب مکانیزم احتراق سوخت (در کنار مکانیزمی با پاسخ‌های دقیق) بحث زمان اجرای مدل

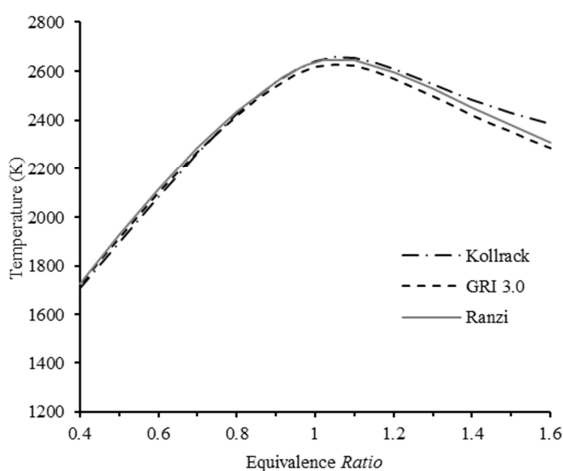


Fig. 8 Reactor temperature versus equivalence ratio for a single PSR

شکل 8 تغییرات دمای راکتور برحسب نسبت هم‌ارزی در یک PSR

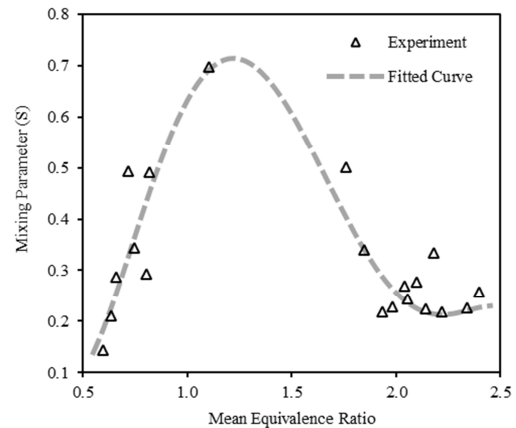


Fig. 7 Mixing parameter as a function of primary zone equivalence ratio

شکل 7 منحنی برازش درجه عدم اختلاط برحسب نسبت هم‌ارزی میانگین

تعداد نهایی راکتورهای انتخابی جهت مدل‌سازی ناحیه اولیه محفظه احتراق در یک پروسه محاسباتی نهایی می‌شود. برای این منظور در ابتدا بیشترین مقدار پارامتر اختلاط (S) در میان شرایط کاری مختلف موتور مشخص می‌شود. مدل‌سازی شبکه راکتورهای شیمیایی برای آن شرایط کاری انتخابی با تعدادهای مختلف از راکتورهای موازی برای ناحیه اولیه انجام می‌شود. برای هر یک از مدل‌سازی‌های انجام شده بخش مولی آلاینده‌های CO و NO استخراج می‌شود. سپس درصد تغییر پارامترهای معرفی شده (نسبت به شبکه‌ای با تعداد یک راکتور کم‌تر) با افزایش تعداد راکتورها محاسبه و مقایسه خواهد شد. بخش مولی خروجی آلاینده‌های CO و NO به صورت روابط (45,44) محاسبه می‌شود.

$$\% \Delta[\text{NO}]_{i+1} = ([\text{NO}]_{i+1} - [\text{NO}]_i) / [\text{NO}]_i \quad (44)$$

$$\% \Delta[\text{CO}]_{i+1} = ([\text{CO}]_{i+1} - [\text{CO}]_i) / [\text{CO}]_i \quad (45)$$

در انتها جایی که درصد تغییر نسبی هر دو پارامتر کم‌تر از 8% شود به‌عنوان تعداد نهایی راکتورهای ناحیه اولیه انتخاب خواهد شد.

7- مکانیزم واکنش شیمیایی سوخت

جهت استفاده از روش شبکه راکتورهای شیمیایی لازم است تا مکانیزم واکنش‌های شیمیایی سوخت مشخص شود. در این مطالعه بر سوخت هوایی JP-8 تمرکز شده است. در این مقاله سه مکانیزم واکنش‌های شیمیایی مختلف ارزیابی شده است. نخستین مکانیزم شیمیایی مورد بررسی توسط رنزی ارائه شده است [28]. مکانیزم یاد شده یک مکانیزم تفصیلی برای انواع سوخت‌های هیدروکربنی که شامل مجموعه کاملی از اجزا و واکنش‌های شیمیایی است. مکانیزم دوم مورد بررسی مکانیزمی تفصیلی برای ترکیبات هیدروکربنی C1-C3 است. این مکانیزم توسط گروهی از پژوهشگران دانشگاه برکلی در کالیفرنیا توسعه داده شده و معروف به GRI 3.0 است [29]. مکانیزم سوم مورد بررسی یک مکانیزم کاهش یافته که منحصرًا برای احتراق سوخت جت با ترکیب جانشینی C12H23 توسط کولراک توسعه داده شده است [6].

تعداد کل واکنش‌ها و اجزای موجود در هر یک از مکانیزم‌های مورد بررسی در جدول 1 ارائه شده است.

در ادامه کاربرد مکانیزم‌های شیمیایی معرفی شده در تخمین عملکرد محفظه احتراق و تخمین آلاینده‌ها مطالعه شده است. شرایط کاری ناحیه اولیه یک محفظه احتراق توربین گاز متعارف با استفاده از یک راکتور ایده‌آل

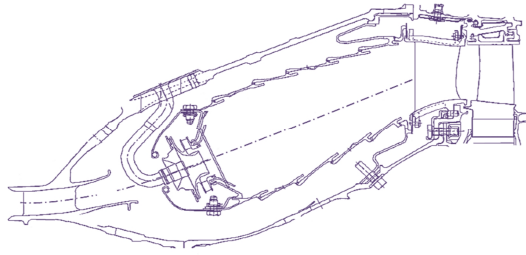


Fig. 11 Schematic of the CFM56 engine combustor [19]

شکل 11 طرح‌واره محفظه احتراق موتور CFM56 [19]

کاری مختلف نمایش داده شده است.

نخستین مرحله در فرایند طراحی محفظه احتراق تخمین قطر مرجع است. برای این منظور با استفاده از داده‌های ورودی قطر و سطح مرجع با روش‌های گوناگون تخمین می‌شوند. جدول 3 نتایج را نمایش می‌دهد. مقادیر محاسبه شده برای شرایط کاری گوناگون در توضیح اطلاعات ارائه شده در جدول 3 متفاوت از یکدیگر است. با این وجود، مقادیر مربوط به شرایط طراحی (برخاست) اهمیت بیشتری در مقایسه با سایر نتایج دارند. مقدار نهایی انتخاب شده برای قطر مرجع باید به اندازه کافی بزرگ باشد تا الزامات آیرودینامیکی و شیمیایی (احتراق) رعایت شود. در محفظه احتراق موتور مورد بررسی مقدار قطر مرجع واقعی برابر $1.26E-1$ (m) و همچنین قطر لاینر متناظر برابر $8.61E-2$ (m) است. نسبت میان سطح مقطع لاینر به سطح مقطع مرجع در محفظه احتراق مورد بررسی حدوداً برابر 0.68 است. این مقدار تطابق قابل قبولی با نتایج حاصل از معادلات ارائه شده در بخش نحوه تعیین قطر و سطح مرجع نهایی دارد. کدهای بخش طراحی اجزا با استفاده از مقادیر قطر مرجع و قطر لاینر در کنار سایر مقادیر ورودی قابل اجراست. در جدول 4 بخشی از خروجی‌های بخش طراحی اجزا که قابل مقایسه با اطلاعات هندسی مستخرج از نقشه موتور CFM56، ارائه شده است.

تولید هندسه دوبعدی محفظه احتراق توربین گاز (در فاز طراحی مفهومی) با استفاده از نتایج جدول 4 و همچنین سایر خروجی‌های حاصل از طراحی اجزا امکان‌پذیر خواهد بود. شعاع ورودی و خروجی محفظه احتراق توربین گاز به طور معمول یکسان نیست و محور محفظه احتراق نسبت به محور اصلی توربین زاویه‌دار است. ابزار توسعه داده شده در این مقاله توانایی در نظر گرفتن مورد یادشده را داراست. علاوه بر این ابزار یاد شده برای بخش خروجی محفظه احتراق و همچنین دیفیوزر نیز محورهای جداگانه در نظر می‌گیرد. شکل 12 نمونه‌ای از خروجی بخش تولید هندسه دوبعدی را که با توجه به اطلاعات حاصله از طراحی محفظه احتراق موتور CFM56 حاصل شده است را نمایش می‌دهد. شکل‌های 13 و 14 نتایج تخمین آلاینده NO_x و CO را به ترتیب برای موتور CFM56 در شرایط کاری مختلف نمایش می‌دهد. در هر یک از شکل‌های یاد شده میزان آلاینده‌ها در چهار حالت عملکردی مختلف موتور ارائه شده است. در ارتباط با نتایج شکل‌های 13 و 14 لازم به توضیح است که شرایط عملکردی حداقل توان، تقرب، اوج‌گیری و برخاست به ترتیب متناظر با درصد توان‌های 7%، 30%، 85% و 100% عملکردی موتور است.

دو گروه از نتایج محاسبه شده با داده‌های تجربی در نتایج ارائه شده در شکل‌های 13 و 14 مقایسه شده است. نتایج محاسبه شده با استفاده از شبکه راکتورهای شیمیایی پیشنهاد شده در این فصل با استفاده از مدل‌های

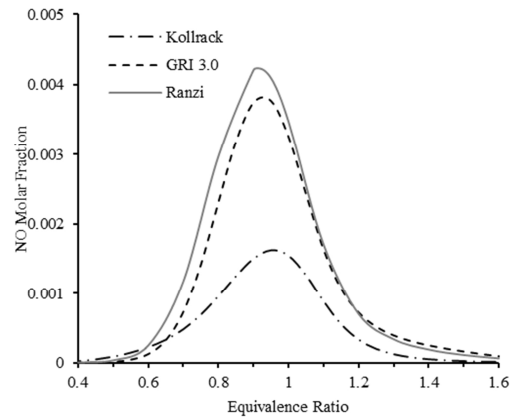


Fig. 9 NO molar fraction versus equivalence ratio for a single PSR

شکل 9 تغییرات بخش مولی NO برحسب نسبت هم‌ارزی در یک PSR

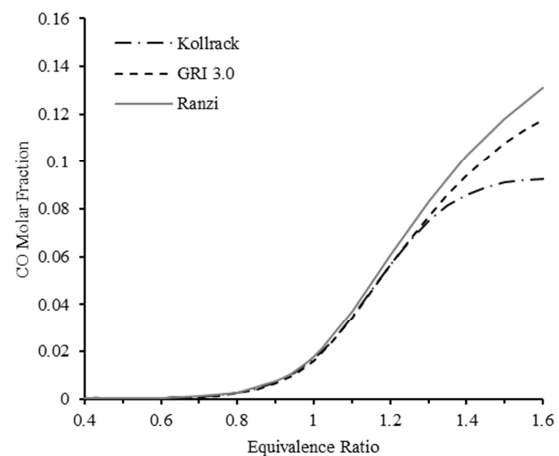


Fig. 10 CO molar fraction versus equivalence ratio for a single PSR

شکل 10 تغییرات بخش مولی CO برحسب نسبت هم‌ارزی در یک

است. با استفاده از یک مکانیزم تفصیلی مشابه رنزی نتایجی با بهترین دقت به‌دست خواهد آمد، ولی از طرف دیگر با افزایش تعداد اجزا و واکنش‌های شیمیایی در مکانیزم زمان لازم برای اجرای مدل به صورت نمایی افزایش خواهد یافت. مکانیزم GRI 3.0 جهت استفاده در مدل‌سازی شبکه راکتورهای شیمیایی با در نظر گرفتن نتایج حاصله از ارزیابی مکانیزم‌های شیمیایی مختلف و همچنین توضیحات بالا در این پژوهش انتخاب می‌شود.

8- نتایج و بحث

جهت ارزیابی طراحی مفهومی محفظه احتراق که در این مقاله ارائه شد، نتایج مدل‌های توسعه داده شده با داده‌های یک موتور مشخص مقایسه شده است. مورد انتخابی محفظه احتراق موتور CFM56 نسخه 7B27 است. این موتور ساخت شرکت بین‌المللی CFM است. دلیل انتخاب موتور یاد شده دسترسی مناسب به اطلاعات ترمودینامیکی سیکل کاری موتور در شرایط عملیاتی گوناگون و همچنین در دسترس بودن نقشه‌های موتور است. در شکل 11 طرح‌واره محفظه احتراق موتور یادشده ارائه شده است.

ابعاد اصلی محفظه احتراق موتور CFM56 در مراجع یاد شده است [30,19]. با استفاده از اطلاعات یاد شده و همچنین نقشه دو بعدی محفظه احتراق، سایر ابعاد مورد نیاز با استفاده از روش مقیاس‌سازی تخمین زده می‌شود. در جدول 2 مقادیر پارامترهای سیکلی موتور CFM56 برای شرایط

دقت نتایج مدل افزوده نسبت به مدل ساده به مراتب بهتر است. نتایج اندیس انتشار آلاینده NO_x در توان‌های عملکردی بالای موتور دقت بیشتری دارد. مرور نتایج شکل‌های بالا نشان می‌دهد که در توان‌های کاری بالای موتور (به عبارت دیگر برخاست) آلاینده NO_x بیشترین مقدار و همچنین در توان‌های کاری پایین موتور (به عبارت دیگر حداقل توان) آلاینده CO مقدار بیشینه دارد. در ارتباط با دلیل اختلاف بیشتر نتایج مدل‌های ارائه شده با نتایج تجربی آلاینده CO در توان‌های پایین عملکردی لازم به توضیح است که، در حالت کلی منبع تولید CO در توان عملکردی پایین وجود نواحی دما بالاست که به صورت محلی به علت احتراق دیفیوژن قطرات و یا اختلاط غیرهمگن ایجاد می‌گردند. در روش مدل‌سازی ساده به دلیل در نظر نگرفتن

محاسباتی تبخیر قطرات و همچنین اختلاط غیرهمگن، مدل افزوده نامیده شده است. در برابر این نام‌گذاری، نتایج شبکه راکتورهای شیمیایی بدون در نظر گرفتن اثر تبخیر قطرات و غیریکنواختی موجود در مخلوط سوخت و هوا مدل ساده نامیده شده است. در مدل ساده فرض شده است که 100% سوخت تا زمان احتراق تبخیر شده است و همچنین مخلوط سوخت و هوا در ناحیه اولیه کاملاً یکنواخت است. با این ترتیب ناحیه اولیه محفظه احتراق با استفاده از یک PSR به جای مجموعه‌ای از راکتورهای موازی مدل‌سازی شده است. روند کلی تغییرات اندیس انتشار آلاینده‌ها در هر دو روش مشابه با داده‌های آزمایشگاهی است. در نگاه کلی دقت در تخمین اندیس انتشار آلاینده NO_x تا حدودی بهتر از آلاینده CO به نظر می‌رسد.

جدول 2 مقادیر پارامترهای سیکلی در محفظه احتراق موتور CFM56

Table 2 Cycle parameters of the CFM56 engine combustor

شرایط کاری	دبی هوا (kg/sec)	دبی سوخت (kg/sec)	فشار کل ورودی (kPa)	دمای کل ورودی (K)	نسبت هم‌ارزی کلی
برخاست ¹	44.52	1.276	2900	800	0.42
اوج‌گیری ²	39.10	1.040	2477	764	0.39
تقرب ³	20.87	0.349	1132	613	0.245
حداقل توان ⁴	12.12	0.119	559	505	0.144

جدول 3 مقادیر قطر مرجع محاسبه شده برای محفظه احتراق (برحسب متر)

Table 3 Combustor reference diameter values (meter)

شرایط کاری	آیرودینامیکی	شیمیایی	برگ	اودگرز	بارگذاری حرارتی
برخاست	1.05E-01	1.14E-02	1.26E-01	1.99E-01	1.22E-01
اوج‌گیری	1.05E-01	1.37E-02	-	1.93E-01	1.24E-01
تقرب	1.09E-01	1.63E-02	-	4.75E-01	1.36E-01
حداقل توان	1.14E-01	3.70E-03	-	6.05E-01	1.49E-01

جدول 4 مقایسه مقادیر محاسبه شده با مقادیر واقعی محفظه احتراق موتور CFM56

Table 4 Comparing of the calculated values and actual geometrical data of the CFM56 engine combustor

پارامترهای هندسی	مقادیر محاسبه‌شده	مقادیر اصلی	واحد
طول دیفیوژر دیواره مستقیم	0.0803	0.0795	متر
طول کل دیفیوژر	0.1209	0.1189	متر
طول ناحیه اولیه	0.0546	0.0531	متر
طول ناحیه ثانویه	0.0497	0.0597	متر
طول ناحیه رقیق‌سازی	0.0769	0.0648	متر
طول بخش گنبدی	0.0131	0.0140	متر
طول دهانه	0.0298	0.0307	متر
طول برنر	0.2110	0.2083	متر
طول محوری محفظه احتراق	0.3205	0.3073	متر
ارتفاع دیفیوژر دیواره یکنواخت	0.0812	0.0800	متر
ارتفاع دهانه	0.0252	0.0265	متر
قطر اتمایزر	0.0126	0.0130	متر
شعاع توبی گرداننده	0.0146	0.0145	متر
شعاع نوک گرداننده	0.0203	0.0230	متر
ارتفاع ناحیه ثانویه	0.0828	0.0749	متر
ارتفاع ناحیه رقیق‌سازی	0.0769	0.0625	متر
تعداد سوراخ‌های ناحیه ثانویه	80	80	تعداد
تعداد سوراخ‌های ناحیه رقیق‌سازی	122	120	تعداد

¹ Take-off

² Climb

³ Approach

⁴ Ground-idle

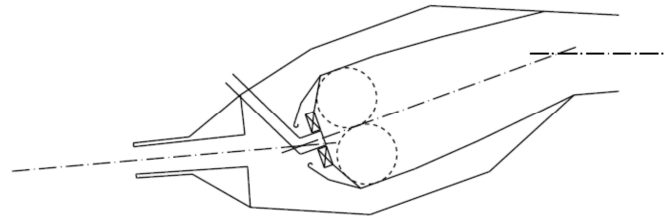


Fig. 12 Generated 2D drawing of conceptual geometry for the CFM56 engine combustor

شکل 12 نقشه دو بعدی تولید شده از هندسه مفهومی محفظه احتراق موتور CFM56

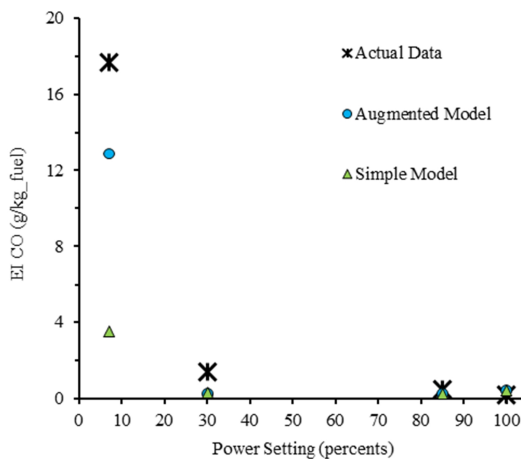


Fig. 14 Comparison of the predicted and the experimental CO emission indices for different operating conditions of CFM56 engine

شکل 14 مقایسه میزان اندیس آلاینده CO تخمینی و آزمایشگاهی در موتور CFM56 در شرایط کاری مختلف

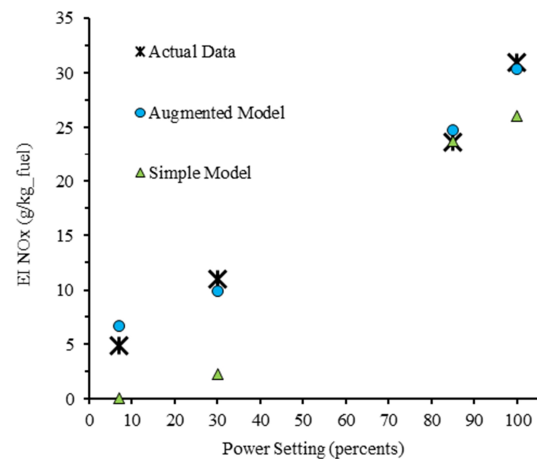


Fig. 13 Comparison of the predicted and the experimental NOx emission indices for different operating conditions of CFM56 engine

شکل 13 مقایسه میزان اندیس آلاینده NO_x تخمینی و آزمایشگاهی در موتور CFM56 در شرایط کاری مختلف

قابل قبول میان نتایج مشاهده شد. مقایسه و ارزیابی نتایج نشان داد که روش مدل‌سازی CRN افزوده ابزاری کارا و مناسب در مرحله طراحی مفهومی محفظه احتراق است.

با استفاده از روش شبکه راکتورهای شیمیایی امکان در نظر گرفتن مکانیزم شیمیایی سوخت با تعداد به نسبت زیادی از واکنش‌های میانی مقدور است. به همین جهت سه مکانیزم شیمیایی مختلف برای سوخت JP-8 مطالعه شد. با در نظر گرفتن جنبه‌های مختلف از نحوه همگرایی و پاسخ‌های حاصل از مکانیزم‌های مختلف، در انتها مکانیزم GRI 3.0 با توجه به اهداف تعریف شده این پژوهش جهت استفاده در مدل‌سازی انتخاب شد.

مدل‌های تبخیر قطرات و اختلاط غیرهمگن با توجه به نقش اساسی ناحیه اولیه محفظه احتراق بر تولید و انتشار آلاینده‌های موتور در این ناحیه در نظر گرفته شد. به این ترتیب بخشی از مخلوط سوخت و هوا که در شعله دیفیوژن مشارکت می‌کنند از آن بخش که در شعله پیش‌آمیخته مشارکت دارند در مدل‌سازی جدا می‌شوند.

با توجه به نیازی که در مراحل طراحی محفظه احتراق به انجام تست‌های آزمایشگاهی وجود دارد؛ بنابراین طراحی فرایندی تکراری است. در مراحل مختلف طراحی هرچه از مراحل ابتدایی طراحی (طراحی مفهومی و مقدماتی) به سمت مراحل پیشرفته‌تر (طراحی جزئیات و تست آزمایشگاهی) حرکت شود، فضای طراحی محدود و محدودتر می‌شود تا در نهایت محصول نهایی حاصل شود. با ارتقای طراحی مفهومی (محاسبه بیشترین جزئیات ممکن) می‌توان ضمن تسریع فرایند طراحی با اعمال محدودیت‌های بیشتر به پارامترها تعداد تست‌های آزمایشگاهی مورد نیاز را کاهش داد.

مدل‌های تبخیر قطرات و غیریکنواختی اختلاط نواحی محلی دما بالا به کلی در نظر گرفته نمی‌شوند و بنابراین میزان آلاینده CO کم‌تری پیش‌بینی می‌شود. حال آن‌که در مدل افزوده برخی از راکتورهای PSR این نواحی را مدل می‌کنند.

تعداد بالایی از پارامترها بر خروجی مدل (میزان انتشار آلاینده‌ها) در راه‌کار مدل‌سازی CRN افزوده تأثیرگذار است. این پارامترها شامل مواردی نظیر مکانیزم شیمیایی سوخت، خواص ترمودینامیکی سوخت و هوا، نسبت هم‌ارزی در ناحیه‌های مختلف محفظه، حجم ناحیه‌های مختلف و ... است. این مسئله مطالعه اثر پارامترهای مختلف بر میزان انتشار آلاینده‌ها را (حتی در مراحل اولیه طراحی) ممکن می‌سازد.

9- نتیجه‌گیری

در این مقاله راه‌کاری کلی جهت طراحی مفهومی محفظه احتراق موتور توربینی ارائه شد. راهکار یاد شده شامل مازول‌های متعددی است که بیشترین مشخصات ممکن از محفظه احتراق را با توجه به اطلاعات در دسترس در این مرحله فراهم می‌آورد، همچنین مدل CRN افزوده جهت تخمین میزان آلاینده منتشر شده از موتور معرفی شد.

این مدل برای یک محفظه احتراق حلقوی جهت ارزیابی دقت مدل توسعه داده شده اجرا گردید. ابعاد و مشخصات هندسی محاسبه شده با استفاده از ابزار توسعه داده شده با مشخصات محصول نهایی مقایسه گردید. نتایج مدل‌سازی تخمین آلاینده‌ها با داده‌های آزمایشگاهی مربوط به میزان آلاینده اندازه‌گیری شده موتور در شرایط کاری مختلف مقایسه و نزدیکی

10- مراجع

- Emissions Prediction Method for Gas Turbine Combustors, *Constraints*, Vol. 1, pp. 1-13, 2009.
- [16] K. Xu, S. Shen, C. Li, L. Zheng, A new procedure for predicting NOx emission in preliminary gas turbine combustor design, *Proceeding of American Society of Mechanical Engineers*, San Antonio, Texas, USA, June 3-7, 2013.
- [17] P. P. Walsh, P. Fletcher, *Gas Turbine Performance*, Second Edition, pp. 191-202, Oxford: John Wiley & Sons, 2004.
- [18] J. Odgers, C. Carrier, Modelling of gas turbine combustors; considerations of combustion efficiency and stability, *Engineering for Power*, Vol. 95, No. 2, pp. 105-113, 1973.
- [19] R. Rezvani, *A conceptual methodology for the prediction of engine emissions*, PhD Thesis, Georgia Tech. University, 2010.
- [20] J. C. M. Tai, *A multidisciplinary design approach to size stopped rotor/wing configurations using reaction drive and circulation control*, PhD Thesis, Georgia Tech. University, 1998.
- [21] H. Knight, R. Walker, *The component pressure losses in combustion chambers*, Gt. Brit. National Gas Turbine Establishment, Farnborough, Hants, England, pp. 1-78, 1953.
- [22] M. R. J. Charest, *Design methodology for a lean premixed prevaporized can combustor*, PhD Thesis, Carleton University, Ottawa, 2006.
- [23] S. R. Turns, *An Introduction to Combustion*, Second Edition, Boston: McGraw Hill, 2000.
- [24] A. Lefebvre, *Atomization and Sprays*: CRC press, 1988.
- [25] C. R. Council, *Handbook of aviation fuel properties*, CRC Report No. 530, Atlanta, Georgia, 1983.
- [26] J. B. Heywood, T. Mikus, Parameters controlling nitric oxide emissions from gas turbine combustors, *Meeting on Atmospheric Pollution by Aircraft Engines*, London, UK, April 9-13, 1973.
- [27] R. Smith *Advanced low emissions subsonic combustor study*, NASA Technical Report, NASA/CR-1998-207931, Cleveland, OH USA, 1998.
- [28] E. Ranzi, A. Frassoldati, R. Grana, A. Cuoci, T. Faravelli, A. Kelley, C. Law, Hierarchical and comparative kinetic modeling of laminar flame speeds of hydrocarbon and oxygenated fuels, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 38, No. 4, pp. 468-501, 2012.
- [29] T. Bowman, D. Crosley, D. Davidson, B. Eiteener, M. Frenklach, B. Gardiner, D. Golden, B. Hanson, N. Moriarty, Z. Qin, GRI-Mech 3.0, *The Gas Research Institute: http://www.me.berkeley.edu/gri_mech*, 2009. (6/29/2016)
- [30] W. Dodds, Engine and aircraft technologies to reduce emissions, *ICCAIA Noise and Emissions Committee*, San Diego, Vol. 1, 2002.
- [1] T. C. Lieuwen, V. Yang (Eds.), *Gas Turbine Emissions*, pp. 3, London: Cambridge University Press, 2013.
- [2] A. Mellor, *Design of Modern Turbine Combustors*, pp. 343-476, San Diego: Academic Press, 1990.
- [3] A. H. Lefebvre, D. R. Ballal, *Gas turbine combustion*, Boca Raton: CRC Press, 2010.
- [4] J. W. Sawyer, *Sawyer's Gas Turbine Engineering Handbook: Theory & Design*, Norwalk: Gas Turbine Publications, 1972.
- [5] B. Mohammad, S. Jeng, Design procedures and a developed computer code for preliminary single annular combustor design, *AIAA paper*, Vol. 5208, pp. 1-29, 2009.
- [6] J. D. Mattingly, *Aircraft engine design*: AIAA, 2002.
- [7] S. Bragg, *Application of reaction rate theory to combustion chamber analysis*, pp. 1-38, DTIC Document, London, 1953.
- [8] J. Swithenbank, I. Poll, M. Vincent, D. Wright, Combustion design fundamentals, *Proceeding of Elsevier*, Vol. 14, No. 1, pp. 627-638, 1973.
- [9] P. Rubin, D. Pratt, Zone combustion model development and use: Application to emissions control, *American Society of Mechanical Engineers*, pp. 1-41, 1991.
- [10] V. Fichtel, M. Kanniche, P. Plion, O. Gicquel, A reactor network model for predicting NOx emissions in gas turbines, *Fuel*, Vol. 89, No. 9, pp. 2202-2210, 2010.
- [11] A. Cuoci, A. Frassoldati, A. Stagni, T. Faravelli, E. Ranzi, G. Buzzi-Ferraris, Numerical modeling of NOx formation in turbulent flames using a kinetic post-processing technique, *Energy & Fuels*, Vol. 27, No. 2, pp. 1104-1122, 2013.
- [12] C. G. Moniruzzaman, F. Yu, A 0D aircraft engine emission model with detailed chemistry and soot microphysics, *Combustion and Flame*, Vol. 159, No. 4, pp. 1670-1686, 2012.
- [13] J. Park, T. H. Nguyen, D. Joung, K. Y. Huh, M. C. Lee, Prediction of NOx and CO emissions from an industrial lean-premixed gas turbine combustor using a chemical reactor network model, *Energy & Fuels*, Vol. 27, No. 3, pp. 1643-1651, 2013.
- [14] A. Stagni, A. Cuoci, A. Frassoldati, T. Faravelli, E. Ranzi, A fully coupled, parallel approach for the post-processing of CFD data through reactor network analysis, *Computers & Chemical Engineering*, Vol. 60, pp. 197-212, 2014.
- [15] R. Rezvani, R. K. Denny, D. N. Mavris, A Design-Oriented Semi-Analytical