

## بررسی اثرات افزودن بخار بر طراحی مفهومی و میزان انتشار آلاینده‌های محفظه احتراق توربین گاز

 مرتضی حبیبی<sup>1</sup>، فتح‌اله امی<sup>2\*</sup>، زهیر صبوچی<sup>3</sup>

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

3- استادیار، مهندسی هوافضا، پژوهشگاه هوافضا وزارت علوم، تحقیقات و فناوری، تهران

\* شهر، صندوق پستی 14115-143، fommei@modares.ac.ir

### چکیده

امروزه موتورهای توربینی کاربرد بسیاری در صنعت حمل‌ونقل و تولید انرژی دارند. با توجه به استفاده از سوخت‌های فسیلی در این نوع موتورها که منجر به تولید اکسیدهای نیتروژن و کربن مونوکسید می‌شود، نگرانی‌های زیست محیطی در این حوزه افزایش یافته است. روش‌های مختلفی جهت کاهش انتشار آلاینده‌ها پیشنهاد شده است. یکی از این روش‌ها افزودن بخار آب یا آب به محفظه احتراق جهت کاهش دمای شعله است. افزودن بخار به روش‌های گوناگونی انجام می‌گیرد. در این پژوهش فرض شده است که بخار در دیفیوژر به جریان اضافه می‌شود و به صورت پیش آمیخته با هوا وارد محفظه احتراق می‌شود. افزودن بخار فرآیند احتراق در داخل محفظه احتراق را تحت تاثیر قرار می‌دهد. لذا، بایستی بخار افزوده شده در فرآیند طراحی محفظه احتراق در نظر گرفته شود. از همین رو مدلی برای طراحی مفهومی هندسه محفظه و مطالعه تاثیر افزودن بخار روی آن ارائه خواهد شد. به همین منظور از داده‌های یک محفظه احتراق موتور واقعی برای مقایسه نتایج حاصل از طراحی هندسه به کمک مدل و بررسی تاثیر افزودن بخار روی هندسه محفظه استفاده خواهد شد. برای بررسی عملکرد محفظه احتراق از روش شبکه راکتورهای شیمیایی جهت مدل‌سازی احتراق استفاده خواهد شد. ابتدا به کمک این روش مدل‌سازی احتراق بدون افزودن بخار برای یک محفظه احتراق متداول حلقوی صورت می‌گیرد و نتایج حاصل از این روش با داده‌های این محفظه حلقوی مقایسه، سپس تاثیر افزودن بخار بر عملکرد مورد بررسی قرار می‌گیرد. در این پژوهش نشان داده شد که افزودن بخار راه موثری برای کاهش دما شعله و انتشار آلاینده است. به عنوان مثالی از نتایج پژوهش، در شرایط پروازی برخاست با افزودن 15 درصد جرمی بخار به محفظه احتراق میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن بیش از 90 درصد نسبت به زمانی که موتور در شرایط خشک کار می‌کند، کاهش می‌یابد.

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل  
 دریافت: 18 آبان 1396  
 پذیرش: 18 اسفند 1396  
 ارائه در سایت: 30 فروردین 1397  
 کلید واژگان:  
 محفظه احتراق توربین گاز  
 شبکه راکتورهای شیمیایی  
 افزودن بخار  
 انتشار آلاینده‌ها

## Investigation of the effects of steam addition on the conceptual design and pollutants emission of the gas turbine combustor

 Morteza habibi<sup>1</sup>, Fathollah Ommi<sup>1\*</sup>, Zoheir Saboohi<sup>2</sup>

1-Mechanical Engineering faculty, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

2-Aerospace Research Institute, Ministry of Science, Research, and Technology, Tehran, Iran

\* P.O.B. 14115-143, Tehran, Iran, fommei@modares.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
 Received 09 November 2017  
 Accepted 09 March 2018  
 Available Online 19 April 2018

### Keywords:

Gas turbine Combustor  
 Chemical reactor network  
 Steam addition  
 Pollutants emission

### ABSTRACT

Now a days gas turbines are widely used in the transportation and energy industry. According to Combustion of fossil fuels in these engine, environmental concerns have increased due to production of nitrogen oxides and carbon monoxide. Various methods have been offered to reduce the emission of pollutants. One of these methods is adding steam or water to the combustion chamber to reduce the flame temperature. Different methods can be applied to add steam to the combustion chamber, in this study, the steam is added to the diffuser and premixed with air into the combustion chamber. Steam addition influences the combustion process inside the combustion chamber, which should be considered during the combustion chamber design process. Therefore, a model for the conceptual design of the chamber geometry and the effect of adding steam on it will be presented. For this purpose, the data from an actual combustion chamber will be used to compare results of geometry design by using this model and to study the influence of steam on the chamber geometry. To investigate the combustion chamber performance, the chemical reactor network method for combustion modeling will be used. First, with this procedure an annular conventional combustion chamber will be modeled without steam addition and the results of this method will be compared with the actual data of this combustor. Then the effect of adding steam on the performance will be investigated. The study will show adding steam is an effective way to reduce the flame temperature and emission of pollutants. As an example of the results, in the take-off condition, by adding 15% steam mass to the combustion chamber, nitrogen oxides emissions are reduced by more than 90% compared to when the engine is operating in the dry condition.

## 1- مقدمه

در حال حاضر بیشترین نیازهای حمل‌ونقل و انرژی از طریق توربین‌های گازی و با مصرف سوخت‌های فسیلی عموماً مایع، تأمین می‌شود. از سوی دیگر امروزه توجه جهانی به سطح انتشار آلاینده‌ها و تأثیر آن بر پدیده‌هایی مانند گرمایش زمین و باران‌های اسیدی افزایش چشم‌گیری داشته است. این مسئله سبب شده است تا قوانین محدودکننده بین‌المللی نوینی در زمینه حمل و نقل هوایی و همچنین نیروگاه‌های حرارتی به منظور کاهش سطح مجاز انتشار آلاینده‌ها وضع شود. اکسیدهای نیتروژن (NOx) و مونوکسید کربن (CO) مهم‌ترین آلاینده‌های تولیدی حاصل از احتراق سوخت‌های فسیلی در محفظه احتراق توربین‌های گازی است. کربن مونوکسید به دلیل احتراق ناقص سوخت‌های فسیلی و اکسیدهای نیتروژن عمدتاً به دلیل تجزیه و اکسیداسیون نیتروژن در دمای بالای محفظه احتراق حاصل می‌شوند. اکسیدهای نیتروژن تولیدشده حاصل از فرآیند احتراق بیشتر به صورت مونواکسید نیتروژن تولید می‌شوند.

توربین‌های گاز موتورهای هستند که معمولاً در دماهای بسیار بالا مورد بهره‌برداری قرار می‌گیرند. از همین جهت دارای محفظه احتراق‌هایی هستند که بیشینه دمای شعله آن‌ها بسیار بالا است. بنابراین، میزان انتشار حرارتی اکسیدهای نیتروژن در این موتورها زیاد است. در میان شیوه‌های مختلفی که برای کاهش دما و در نتیجه آلاینده اکسیدهای نیتروژن توسعه پیدا کرده افزودن بخار یا آب از گذشته مورد توجه طراحان و محققان بوده است. روش‌های گوناگونی از تزریق آب یا بخار به هوا یا مخلوط سوخت و هوا برای کاهش دمای شعله مورد بررسی و استفاده قرار گرفته است که در ادامه به مرور برخی از پژوهش‌های پیشینیان پرداخته شده است [1,2].

شاول<sup>1</sup> اثر آب، فشار و نسبت هم‌ارزی در تشکیل نیتروژن مونوکسید را در دو حالت تعادلی و سینتیکی بررسی کرد و دریافت که برخی از روندهایی که توسط محاسبات تعادلی پیش‌بینی می‌شود قابل اعتماد نیست و در تعارض با روند محاسبات سینتیکی است. همچنین نشان داد افزودن بخار موجب کاهش تولید اکسیدهای نیتروژن می‌شود و زمانی که فشار محفظه زیاد است میزان تاثیر آب روی انتشار NOx بیشتر است [3].

برنهام<sup>2</sup> و همکارانش برای اولین بار آزمایش مقیاس کامل یک سیستم تزریق بخار برای توربین گاز مدل LM5000 با سوخت گاز طبیعی با اهداف کاهش میزان انتشار آلاینده‌ها، افزایش توان خروجی و بهبود راندمان را انجام دادند. آزمایش آن‌ها نشان داد تزریق بخار در موتور LM5000 یک راهکار عملی و موثر برای رسیدن به بهبود عملکرد و کاهش قابل توجه اکسیدهای نیتروژن است. در سیستم تزریق بخار آن‌ها بخار به ناحیه اولیه و جریان حلقوی ایجاد شده توسط بدنه‌ی داخلی محفظه احتراق تزریق می‌شود. همچنین بفل با قاب پستی به محفظه احتراق افزودند تا از توزیع جریان بخار در حلقه داخلی اطمینان حاصل کنند. بخار از طریق نازل‌های سوخت که به صورت لوله‌های هم مرکز طراحی شده‌اند تزریق می‌شود و سوخت از طریق مسیر داخلی نازل وارد ناحیه اولیه احتراق می‌شود. در حالی که، بخار از طریق حلقه بیرونی وارد محفظه می‌گردد [4].

بینی<sup>3</sup> و همکارانش در یک مطالعه تجربی و عددی به بررسی مزایا و معایب هر دو تزریق مستقیم آب و بخار در یک توربوجت با تراست 200 N پرداختند. در مدل آن‌ها سوخت موتور از نوع جت-ای<sup>4</sup> بود و بخار یا آب دور

از ناحیه واکنش و در نزدیکی دیواره محفظه افزوده می‌شود تا در فرآیند احتراق تأثیری نداشته باشد. آن‌ها مقدار بخار تزریقی را بین 0 الی 200 درصد مقدار جریان سوخت در نظر گرفتند. آن‌ها نشان دادند که افزایش تزریق بخار منجر به کاهش تشکیل نیتروژن مونوکسید و انتشار CO روندی ابتدا کاهشی و سپس افزایشی (یعنی وقتی میزان بخار تزریقی تقریباً برابر با سوخت باشد از میزان انتشار CO در کمینه مقدار خود است) در یک محفظه احتراق اختصاصی توربوجت می‌شود. همچنین آن‌ها به این نتیجه رسیدند که تزریق آب تأثیر کم‌تری نسبت به تزریق بخار در کاهش نیتروژن مونوکسید دارد [5].

گوک<sup>5</sup> و همکاران احتراق گاز طبیعی و هیدروژن در شرایط خشک و با افزودن بخار برای محفظه احتراق‌های غنی-خنک-فقیر<sup>6</sup> (RQL) و محفظه پیش‌آمیخته<sup>7</sup> را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها آزمایش‌های اتمسفری در طیف وسیعی از نسبت هم‌ارزی و همچنین نسبت جرمی بخار و هوا تا مقدار 0.3 را انجام دادند. انتشار آلاینده‌ها، شکل و موقعیت شعله و پایداری شعله در آزمایش احتراق از دیگر پارامترهای اندازه‌گیری بوده است. تاثیر افزودن بخار روی تشکیل اکسیدهای نیتروژن را با استفاده از شبکه راکتورها بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند برای هر دو نوع محفظه احتراق افزودن بخار تاثیر قابل توجهی در ممانعت از تشکیل اکسیدهای نیتروژن دارد [6].

روئی زو و همکاران تاثیر افزودن بخار بر چند پارامتر عملکردی (افت فشار، دما، نسبت هم‌ارزی و عدد ماخ) محفظه احتراق را با تحلیل تعادلی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها نشان دادند با افزودن بخار دمای همه ناحیه‌های محفظه احتراق کاهش می‌یابد اما شیب کاهش دما با افزایش نسبت بخار افزوده شده، کاهش می‌یابد. با توجه به میزان کاهش دمای شعله در محفظه احتراق نتیجه گرفتند که میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن کاهش می‌یابد [7].

با توجه به گسترش روزافزون نگرانی‌های محیط زیستی و توجه بیشتر بر راه‌کار افزودن بخار آب برای کاهش سطح انتشار آلاینده‌های توربین‌های گاز، در این پژوهش سعی شده تا روشی ارائه شود که بتوان تاثیر افزودن بخار بر پارامترهای کلی ابعادی طراحی محفظه احتراق را بررسی کرد. همچنین سعی شده روشی برای مدل سازی احتراق انتخاب شود که زمان اقامت محدود جریان در محفظه را در نظر بگیرد و میزان انتشار آلاینده‌ها را به دقت مناسب پیش‌بینی کند تا تاثیر افزودن بخار روی عملکرد محفظه احتراق یک موتور واقعی را به‌توان با دقت قابل قبولی بررسی کرد. وجه تمایز این پژوهش نسبت به پژوهش‌های گذشته مدل‌سازی احتراق با تحلیل نرخ محدود به کمک روش شبکه راکتورهای شیمیایی و با در نظر گرفتن پدیده تبخیر قطرات و پدیده اختلاط غیرهمگن برای یک محفظه احتراق متعارف و همچنین بررسی تاثیر افزودن بخار در نسبت‌های مختلف بخار بر عملکرد محفظه است.

## 2- مدلی به منظور طراحی مقدماتی محفظه احتراق

در این بخش به تعیین هندسه مقدماتی و ابعاد کلی محفظه احتراق و تاثیر افزودن بخار روی آن پرداخته خواهد شد. در روش استفاده شده از معادلات نیمه تجربی و تحلیلی برای طراحی مفهومی محفظه استفاده شده است. در این روش طراحی محفظه احتراق به چندین بخش تقسیم می‌شود. بخش‌های

<sup>5</sup> Goke<sup>6</sup> Rich-Quench-Lean<sup>7</sup> premixed combustor<sup>1</sup> Shaw<sup>2</sup> Burnham<sup>3</sup> Benini<sup>4</sup> Jet A

دیگر روش متداول روش برگ است که ابتدا مساحت لاینر تعیین می‌شود سپس به کمک نسبت سطح لاینر به سطح مرجع، مساحت و قطر مرجع مشخص می‌گردد. در این روش بیشتر از ویژگی‌های فیزیکی سیال استفاده شده است که رابطه آن به صورت معادله (4) است [8]:

$$A_{ft} = 1.621 \times 10^{-2} \frac{\dot{m}_3 T_3^{0.5}}{CPR} \left(\frac{P_3}{\Delta P}\right)^{0.5} \quad (4)$$

برای نسبت سطح لاینر به سطح مرجع مولر مقدار 0.7 را به عنوان مقدار مناسب برای طراحی ارائه کرده است همچنین رابطه‌ای نیز توسط متنگی با هدف بهینه کردن نفوذ جت سیال ارائه شده است که به صورت معادله (5) است [10,7]:

$$\left(\frac{A_{ft}}{A_{ref}}\right) = 1 - \left(\frac{\dot{m}_{PZ}}{\dot{m}_{tot}}\right)^{3/2} \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}}\right)^{-1/3} \quad (5)$$

مجموعه از این روابط و روش‌ها برای تعیین نسبت سطح و مقدار سطح مرجع باید در نظر گرفته شود

### 2-2- دیفیوزر

همان‌طور که پیش از این توضیح داده شده بود دیفیوزر اولین جز محفظه است که سرعت جریان خروجی از کمپرسور را کاهش می‌دهد. در دیفیوزر دیوار تخت با افزایش سطح مقطع، عدد ماخ به میزان مورد نظر کاهش می‌یابد. در روند طراحی دیفیوزر، جریان آدیاباتیک و غیرایزنتروپیک در نظر گرفته می‌شود. از این رو افت فشار و بازده دیفیوزر پارامترهای کلیدی در تعیین پیکربندی نهایی دیفیوزر است. برای دیفیوزر دیواره مستقیم بازده دیفیوزر به زاویه واگرایی دیفیوزر ( $2\theta$ ) وابسته است. این رابطه نیمه تجربی به صورت معادله (6) است [10]:

$$\eta_{st-wall} = 1.1138 - 0.017701(2\theta) + 1.9925 \times 10^{-4}(2\theta)^2 - 9.3068 \times 10^{-7}(2\theta)^3 + 1.5722 \times 10^{-9}(2\theta)^4 \quad (6)$$

"شکل 2" یک دیفیوزر ساده را نشان می‌دهد که جریان با عدد ماخ  $M_{31}$  و  $P_{31}$  وارد دیفیوزر و با عدد ماخ  $M_{32}$  که برای طراحی باید معلوم باشد خارج می‌شود. فرآیند طراحی محفظه با تعیین ابعاد دیفیوزر تخت آغاز می‌شود. با توجه به مشخص بودن عدد ماخ و فشار کل در بخش 31 فشار استاتیکی از رابطه (7) که بیانگر نسبت فشار کل به فشار استاتیکی است به دست می‌آید [11].

$$\frac{P_{tot}}{P_{st}} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (7)$$

از آنجایی که عدد ماخ در مقطع 32 معلوم است، تابع وزنی جریان ( $wff$ ) از رابطه (8) و نسبت فشار کل به استاتیک از رابطه (7) به دست خواهد آمد. اگرچه فشار کل در ایستگاه 32 معلوم نیست، اما می‌توان به کمک ضریب بازیابی ایده آل از رابطه‌های (8) الی (12) به دست آورد [10].

$$wff = \sqrt{\frac{\gamma}{R}} M \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{-\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad (8)$$

$$AR = \frac{A_{32}}{A_{31}} = \sqrt{\frac{1}{1 - C_{p,ideal}}} \quad (9)$$

$$C_p = \frac{P_{st32} - P_{st31}}{P_{dyn}} = C_{p,ideal} \times \eta_{st-wall} \quad (10)$$

$$P_{dyn} = P_{tot31} - P_{st31} \quad (11)$$

$$P_{tot32} = P_{st32} \frac{P_{tot32}}{P_{st32}} \quad (12)$$

با حدس اولیه ضریب بازیابی ایده آل و به کمک فشار کل در مقطع 32 با

یاد شده الزاماً اجزای فیزیکی نیستند. برخی از اجزاء واقعی هستند (به عنوان مثال چرخاننده) در حالی که بعضی دیگر برای محاسبه پارامترهای لازم گاز و جریان استفاده می‌شوند. هر بخش دارای همبستگی‌هایی نظری، تحلیلی و تجربی برای محاسبه خواص مربوط به گاز و بخار، توزیع جریان، کنترل جریان خنک کننده، ابعاد و عملکرد اجزاست.

### 1-2- تعیین سطح مرجع و سطح لاینر

از پارامترهایی که مشخص بودن آن برای طراحی محفظه احتراق لازم است مساحت مرجع است. روش‌ها و الزامات گوناگونی برای محاسبه سطح و قطر مرجع وجود دارد که برخی از آن‌ها به طور خلاصه بیان خواهد شد. مشخصاً، ملاحظات آیرودینامیکی و شیمیایی باید در تعیین سطح مرجع لحاظ شود. پارامترهای مهمی که در تعیین آیرودینامیکی سطح مرجع موثر هستند شامل دبی جرمی، دما، فشار ورودی و افت فشار است. رابطه‌ای که برای محاسبه سطح و قطر مرجع به این روش پیشنهاد شده است به صورت زیر است [1]:

$$A_{ref} = \left[ 143.5 \left(\frac{\dot{m}_3 T_3^{0.5}}{P_3}\right)^2 \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}}\right) \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3}\right)^{-1} \right]^{0.5} \quad (1)$$

برای بررسی الزامات شیمیایی در تعیین سطح مرجع ابتدا باید پارامتر همبستگی<sup>1</sup> ( $\theta$ ) تعریف شود که راندمان احتراق ( $\eta$ ) تابعی از آن است. این پارامتر برای نسبت سوخت به هوای مختلف متفاوت است [8].

$$\theta = \frac{P_3^{1.75} A_{ref} D_{ref}^{0.75} \exp\left(\frac{T_3}{b}\right)}{\dot{m}_3} \quad (2)$$

که در معادله (2) فاکتور اصلاح دما است و صورت زیر برای دو محدوده نسبت هم ارزی ناحیه اولیه تعریف می‌شود [9,8]:

$$b = 245(1.39 + \ln \varphi_{PZ}) ; 0.6 < \varphi_{PZ} < 1$$

$$b = 170(2.00 - \ln \varphi_{PZ}) ; 1 < \varphi_{PZ} < 1.4 \quad (3)$$

بنابراین با کمک "شکل 1" که در آن بازده احتراق تابعی از پارامتر همبستگی است، می‌توان  $\theta$  را مشخص کرد. سپس، مساحت و قطر مرجع را به دست آورد. از آنجایی که راندمان احتراق در محفظه احتراق‌های مختلف نزدیک به 100 درصد است، لذا می‌توان فرض  $\theta = 74 \times 10^6$  را در نظر گرفت.

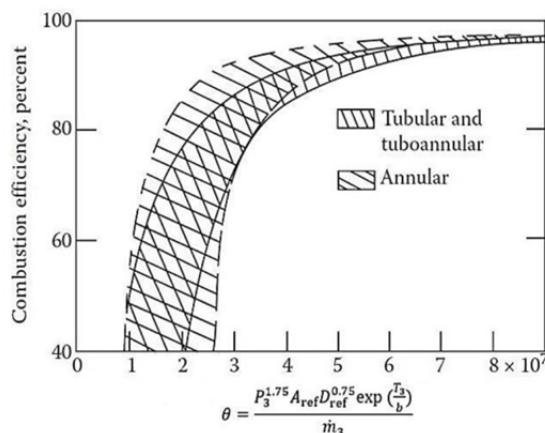


Fig. 1 Combustion efficiency curve versus correlation parameter [7]

شکل 1 منحنی راندمان احتراق برحسب پارامتر همبستگی [7]

<sup>2</sup> Straight wall

<sup>1</sup> correlation parameter

با توجه به نسبت هم‌ارزی‌های بهینه برای ناحیه‌های اولیه و ثانویه نسبت جرمی هر یک از این ناحیه‌ها تعیین می‌شود. به‌طور مثال نسبت جرمی جریان ناحیه اولیه برابر با نسبت هم‌ارزی کل به نسبت هم‌ارزی ناحیه اولیه است. پس معادله (14) و معادله (15) حاصل خواهند شد:

$$\mu_{PZ} = \frac{\dot{m}_{PZ}}{\dot{m}_{tot}} = \frac{\varphi_{tot}}{\varphi_{PZ}} \quad (14)$$

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

دمای جریان خنک‌کاری ( $T_{st\ cool}$ ) برابر با دمای استاتیک مقطع 32 در نظر گرفته می‌شود. نسبت جرمی جریان خنک‌کننده ناحیه تعیین می‌کند که چه نسبتی از هوای خنک با گازهای داغ در هر مقطع ترکیب می‌شود. با توجه به این که مقدار نسبت هم‌ارزی در ناحیه‌های اولیه و ثانویه مشخص است می‌توان به کمک حل تعادلی دمای خروجی هر ناحیه را به دست آورد. این دمای اولیه بدون در نظر گرفتن ترکیب جریان خنک‌کاری با گازهای داغ است. با استفاده از این محاسبات، دمای حداکثر مرکز هر ناحیه حاصل می‌گردد و میزان افزودن جریان خنک‌کاری قابل محاسبه خواهد بود. اگر دمای حداکثر ناحیه‌ها از دمای مجاز لاینر ( $T_{liner\ Max}$ ) بیشتر باشد خنک‌کاری لازم است. کارایی جریان خنک‌کاری و نسبت جرمی خنک‌کاری به‌صورت معادله‌های (16) و (17) تعریف می‌شوند:

$$\Phi_{cool} = \frac{T_{zone\ Max} - T_{liner\ Max}}{T_{zone\ Max} - T_{st\ cool}} \quad (16)$$

$$\mu_{cool} = \frac{\dot{m}_{cool}}{\dot{m}_{tot}} = a \frac{\Phi_{cool}}{1 - \Phi_{cool}} \quad (17)$$

در معادله فوق ضریب  $a$  فاکتور مکانیزم خنک‌کاری<sup>3</sup> نامیده می‌شود که نشان‌دهنده نوع خنک‌کاری جداره لاینر است. به‌طور مثال برای خنک‌کاری فیلمی برابر با 6 در نظر گرفته می‌شود. پس از تعیین نسبت جرمی ناحیه اولیه، ناحیه ثانویه و خنک‌کاری، نسبت جرمی جریان ناحیه رقیق‌سازی به کمک رابطه (18) به دست می‌آید [12,10].

$$\mu_{DZ} = \frac{\dot{m}_{DZ}}{\dot{m}_{tot}} = 1 - \mu_{cool} - \mu_{PZ} - \mu_{SZ} \quad (18)$$

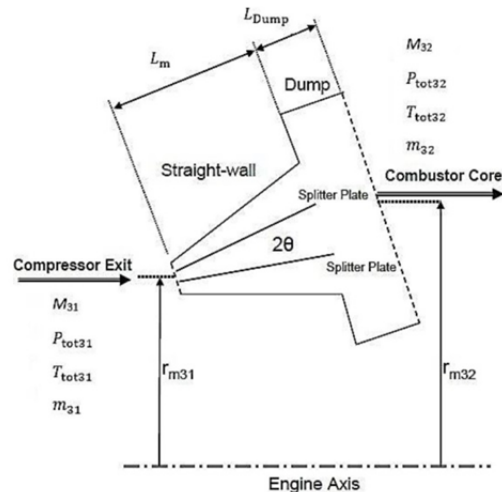
#### 4-2- چرخاننده و ناحیه اولیه

همان‌طور که پیش از این توضیح داده شده بود جریان هوا پس از عبور از دهانه از طریق چرخاننده وارد ناحیه اولیه احتراق می‌شود. پس ابتدا ابعاد چرخاننده و سپس ناحیه اولیه طراحی می‌شود. از آنجایی که مقدار افت فشار در شرایط طراحی از طریق تجزیه و تحلیل سیکی موتور به دست می‌آید، ابعاد چرخاننده به شکلی که منطبق بر این مقدار افت فشار باشد تعیین می‌شود. روابط مختلفی برای محاسبه شعاع خارجی چرخاننده ارائه شده است که یکی از آن‌ها به شرح معادله (19) است [12,10]:

$$A_{sw} = \sqrt{\frac{K_{sw}}{\cos \alpha_{sw}} \frac{1}{2\rho \Delta P_{sw} + \left(\frac{1}{A_{ft}}\right)^2}} \quad (19)$$

که در معادله فوق  $A_{sw}$  مساحت سطح مقطع چرخاننده، پارامتر ضریب تخلیه چرخاننده که برای پره‌های تخت 1.3، برای پره‌های منحنی 1.15 است.  $\alpha_{sw}$  زاویه پره‌ها است که مقدار آن بین 45 الی 70 درجه است.  $\dot{m}_{sw}$  دبی جرمی است که از چرخاننده عبور می‌کند و مقداری بین 3 الی 12 درصد کل دبی ورودی دارد.  $\Delta P_{sw}$  افت فشار گرداننده حدود 3 الی 4 درصد فشار ورودی است.  $A_{ft}$  نیز مساحت سطح مقطع لاینر است.

سپس به کمک رابطه (20) شعاع خارجی چرخاننده به‌دست می‌آید



شکل 2 مدل دیفیوزر و پارامترهای ورودی و خروجی [10]

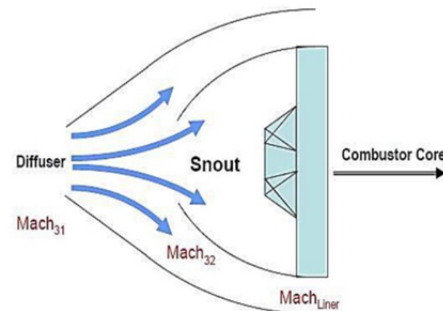
استفاده از رابطه (13) تابع وزنی جریان جدید تعیین می‌شود. هرگاه اختلاف تابع وزنی جریان بسیار کم شد حل پایان می‌یابد و در غیر این صورت باید مقدار جدیدی برای ضریب بازیابی ایده آل تعیین کرد [10].

$$A = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{tot}}}{P_{tot} w_{ff}} \quad (13)$$

#### 3-2- توزیع جریان

پس از دستیابی به کاهش سرعت موردنیاز در دیفیوزر، جریان به دهانه<sup>1</sup> می‌رسد. (شکل 3) جریان وارد شده به محفظه به دو بخش تقسیم می‌شود. بخش اول به مرکز محفظه احتراق (برنر) می‌رود که مقدار آن با توجه به نسبت هم‌ارزی مناسب ناحیه اولیه برنر تعیین می‌شود. بخش دوم به دور برنر اصلی و ناحیه حلقوی بین جداره داخلی و خارجی محفظه هدایت می‌شود تا از طریق سوراخ‌های رقیق‌سازی و خنک‌کاری به ناحیه مرکزی افزوده شود. دبی جرمی که بر هر ناحیه وارد می‌شود برای تعیین اندازه سطح مقطع ناحیه‌ها و تعداد روزنه‌های رقیق‌ساز استفاده می‌شود.

هدف از تقسیم‌بندی هوا کنترل دمای محصولات احتراق است تا از عدم تسلیم مواد لاینر و کیسینگ<sup>2</sup> اطمینان حاصل شود و از نازل‌های مرحله اول توربین در پایین دست جریان محافظت شود. در واقع در طراحی فقط جریان ناحیه اولیه و ثانویه در فرآیند احتراق شرکت می‌کنند. جریان خنک‌کار و رقیق‌سازی حفاظت حرارتی لاینر و پره‌های توربین را فراهم می‌آورد.



شکل 3 دهانه محفظه احتراق که بین دیفیوزر و لاینر قرار دارد [10]

<sup>1</sup> Snout  
<sup>2</sup> casing

<sup>3</sup> Cooling mechanism factor

[13,7]

حفره رقیق‌ساز برابر خواهد بود با [10]:

$$d_{\text{orifice}} = \frac{d_j}{\sqrt{c_d}} \quad (27)$$

مقدار ضریب جریان به شکل سوراخ‌ها و شرایط جریان بستگی دارد اما به‌طور تقریبی ثابت و مقدار آن بین 0.6 الی 0.65 است.

تعداد حفره‌های رقیق‌ساز با تقسیم دبی کل عبوری از طریق حفره‌های رقیق‌ساز (ناحیه ثانویه یا رقیق‌ساز) به دبی عبوری از یک حفره به دست می‌آید. با ساده‌سازی رابطه (28) به دست می‌آید [10].

$$n_{\text{orifice}} = \frac{\dot{m}_{\text{dilution}}}{\dot{m}_{\text{tot}}} \frac{\dot{m}_{\text{tot}}}{\dot{m}_{\text{jet}}} = \frac{\dot{m}_{\text{dilution}}}{\dot{m}_{\text{tot}}} \frac{4 A_{32} V_{32}}{\pi d_j^2 V_j} \quad (28)$$

از آنجایی که سرعت جریان در داخل محفظه بسیار پایین است فرض اختلاف فشار کل برابر با اختلاف فشار استاتیک میان ناحیه حلقوی و لاینر باشد مناسب است. چگالی نیز در ناحیه حلقوی ثابت در نظر گرفته می‌شود. پس می‌توان سرعت جت را به‌صورت رابطه (29) نوشت [10]:

$$V_j = \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{tot}}}{\frac{1}{2} \rho_{32}}} = V_{32} \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{tot}}}{\frac{1}{2} \rho_{32} V_{32}^2}} = V_{32} \sqrt{\left(\frac{\Delta P_{\text{tot}}}{q_{\text{ref}}}\right)} \quad (29)$$

در پایان زاویه نفوذ جت را می‌توان به‌صورت رابطه (30) نوشت:

$$\sin \theta = \sqrt{1 - \frac{q_{\text{ann}}}{q_{\text{jet}}}} = \frac{\left[1 - \frac{\dot{m}_{\text{core}}}{\dot{m}_{\text{tot}}}\right]^2}{\left[1 - \frac{A_{\text{ref}}}{A_{\text{ref}}}\right]^2 \left(\frac{\Delta P_{\text{tot}}}{q_{\text{ref}}}\right)} \quad (30)$$

که در رابطه فوق  $q_{\text{ann}}$  مومنوم جریان حلقوی،  $q_{\text{jet}}$  مومنوم جریان جت و  $\theta$  زاویه نفوذ جت است.

طول هر ناحیه براساس نسبت طول به ارتفاع آن ناحیه محاسبه می‌شود. تعیین دقیق طول ناحیه نیازمند مدل‌سازی فرآیند اختلاط و مدل‌سازی دقیق به کمک پارامترهایی مانند دما و پروفیل جریان است که از این پژوهش نیست. اما متنگلی برای ناحیه ثانویه نسبت طول به ارتفاع 0.5 و برای ناحیه رقیق‌ساز مقدار 1.5 را پیشنهاد کرده است. در برخی مراجع نیز از فاکتور الگو برای تعیین نسبت طول به قطر استفاده شده است [14].

### 3- بررسی نتایج طراحی مقدماتی

در این بخش به ارزیابی مدل و روابط ارائه شده برای طراحی مفهومی موتور پرداخته خواهد شد به همین منظور از یک موتور واقعی که داده‌های آن در دسترس است برای طراحی مفهومی استفاده شده است. موتوری که محفظه احتراق آن برای این بررسی انتخاب شده یک موتور توربوفن به نام CFM-56 است. برای طراحی موتور شرایط برخاست به‌عنوان نقطه طراحی در نظر گرفته می‌شود و مابقی شرایط کاری موتور در شرایط خارج از طراحی مورد محاسبه قرار می‌گیرد. جدول 1 شرایط ورودی بهره‌برداری و پارامترهای اولیه که مقدار آن باید معلوم باشد را ارائه داده است [10].

پس از محاسبات لازم به کمک مدل ارائه شده، نتایج جدول 2 برای پارامترها و ابعادی که از اهمیت بیشتری در طراحی دارند حاصل شد. در این جدول نتایج به‌دست آمده با مقدار واقعی آن مقایسه شده است. ابعاد و نتایج به‌دست آمده می‌تواند به طراحی دو بعدی محفظه احتراق کمک کند و راهنمای طراحی کامل محفظه باشد.

با بررسی نتایج می‌توان گفت به غیر از طول ناحیه ثانویه و طول ناحیه رقیق‌سازی ابعاد و پارامترها محاسبه شده نزدیک به مقدار واقعی است و دقت مناسبی دارد اما با توجه به این که روابط مناسب و مدل ساده‌ای برای محاسبه طول ناحیه‌های اولیه و ثانویه وجود ندارد، با طراحی مفهومی نمی‌توان طول

$$r_{\text{sw}} = \sqrt{\frac{A_{\text{sw}}}{\pi} + r_{\text{hub}}^2} \quad (20)$$

که در رابطه (20) شعاع داخلی چرخاننده است که برابر با 0.1 الی 0.15 شعاع انژکتور سوخت است و  $r_{\text{sw}}$  شعاع خارجی چرخاننده است. نسبت قطر خارجی چرخاننده به قطر لاینر باید بین 0.2 تا 0.6 باشد.

پس از تعیین ابعاد چرخاننده عدد چرخش به‌صورت معادله (21) تعریف می‌شود که باید مقداری بیش از 0.6 داشته باشد [10].

$$sw = \frac{2}{3} \tan(\alpha_{\text{sw}}) \frac{1 - \left(\frac{r_{\text{hub}}}{r_{\text{sw}}}\right)^3}{1 - \left(\frac{r_{\text{hub}}}{r_{\text{sw}}}\right)^2} \quad (21)$$

سپس به کمک عدد چرخش و قطر خارجی چرخاننده طول ناحیه اولیه قابل محاسبه خواهد بود. بنابراین معادله (22) حاصل خواهد شد [10]:

$$L_{\text{pz}} = D_{\text{sw}} \times SW \quad (22)$$

### 2-5- ناحیه ثانویه و رقیق‌سازی

ویژگی اصلی ناحیه‌های ثانویه و رقیق‌سازی جت‌های رقیق‌ساز هستند که به جریان مرکزی از طریق حفره‌های تعبیه شده نفوذ می‌کنند. اختلاف فشار بین مقطع مرکزی و ناحیه حلقوی عامل اصلی حرکت جریان جت به داخل لاینر است. پس از پارامترهای بسیار مهم در طراحی ناحیه‌های ثانویه و رقیق‌سازی قطر و تعداد سوراخ‌های رقیق‌ساز است که براساس نسبت عمق نفوذ به قطر جت تعیین می‌شود. پارامتری که در تعیین این نسبت موثر است نسبت شار مومنوم است که به صورت زیر تعریف می‌شود [14].

$$J = \frac{q_{\text{jet}}}{q_g} \quad (23)$$

نسبت عمق نفوذ به قطر جت برای تعیین قطر جت رقیق‌ساز برای هر دو ناحیه ثانویه و رقیق‌سازی به‌صورت زیر تعریف می‌شود [10]:

$$\frac{Y_{\text{max}}}{d_j} = 1.15 \sqrt{\frac{q_{\text{jet}}}{q_{\text{core}}} \sin \theta} \quad (24)$$

که در معادله فوق  $q_{\text{jet}}$  مومنوم جریان جت،  $q_{\text{core}}$  مومنوم جریان مرکزی لاینر که نمایانگر مومنوم جریان در هر یک از ناحیه‌های رقیق‌سازی یا ثانویه است،  $d_j$  قطر جت و  $Y_{\text{max}}$  حداکثر عمق نفوذ جت است. برای به‌دست آوردن نسبت مومنوم جت به مومنوم لاینر (ناحیه ثانویه یا رقیق‌سازی) از رابطه زیر استفاده می‌شود [10].

$$\frac{q_{\text{jet}}}{q_{\text{core}}} = \frac{\left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{\text{ref}}}\right)}{\frac{T_{\text{core}}}{T_{32}} \left[\frac{\dot{m}_{\text{core}}}{\dot{m}_{\text{tot}}} \frac{A_{\text{ref}}}{A_{\text{ft}}}\right]} \quad (25)$$

که در معادله فوق  $T_{\text{core}}$  مقدار دما در ناحیه قبلی است،  $\dot{m}_{\text{core}}$  دبی جرمی جریان مرکزی قبل از افزوده شدن جریان جت است.

برای به دست آوردن عمق نفوذ، قطر جت و در نتیجه آن تعداد حفره‌ها مقدار طراحی حداکثر عمق نفوذ به قطر لاینر  $(Y_{\text{max}}/D_{\text{ft}})$  باید معلوم باشد. این مقدار توسط کاربر مشخص می‌شود. پس قطر جت برابر خواهد بود با [15]:

$$d_j = \left(\frac{Y_{\text{max}}}{D_{\text{ft}}}\right) \left(\frac{Y_{\text{max}}}{d_j}\right)^{-1} D_{\text{ft}} \quad (26)$$

از آنجایی که مساحت جت رقیق‌ساز برابر مساحت موثر است، پس از مساحت فیزیکی همواره کوچکتر است، به کمک ضریب جریان  $(c_d)$  قطر

<sup>1</sup> flow coefficient

به‌طورکلی، فرض گاز ایده‌آل برای مخلوط گازها در شرایط عادی بهره‌برداری از محفظه احتراق توربین گاز منطقی است. بنابراین گرمای ویژه کل مخلوط را می‌توان به کمک رابطه (31) محاسبه کرد. همچنین دیگر پارامترها مانند ثابت گازها ( $R$ ) و ضریب آیزنتروپیک مخلوط ( $\gamma$ ) را می‌توان براساس همین رابطه به‌دست آورد [16].

$$C_{p\text{ mix}} = \sum w_i C_{p i} \quad (31)$$

برای بررسی میزان تاثیر افزودن بخار در طراحی محفظه احتراق از نسبت جرم بخارهای مختلف ((بخار + خشک هوای)/بخار) که شامل بیشترین محتوای بخار مخلوط در یک کاربرد است استفاده می‌شود. برای این که به توان نتایج حاصل از افزودن بخار را با نتایج طراحی اصلی مقایسه کرد شرایط بهره‌برداری تغییر نمی‌کند و دبی کل جریان مخلوط ثابت در نظر گرفته می‌شود. "شکل 4" تغییرات نسبی پارامترهای طراحی محفظه احتراق وقتی مقادیر مختلف بخار افزوده می‌شود نسبت به زمانی که جریان هوا خشک است را نشان می‌دهد.

بررسی محفظه احتراق مدل نشان می‌دهد، نسبت تغییرات پارامترهای طراحی دیفیوزر در مقایسه با دیگر اجزا کمترین مقدار است. از آنجایی که هیچ احتراق در دیفیوزر صورت نمی‌گیرد، طراحی دیفیوزر عمدتاً توسط ویژگی‌های هوای ورودی تعیین می‌شود. علاوه بر این از آنجایی که در این مطالعه شرایط بهره‌برداری ثابت است، تاثیر افزودن بخار روی طراحی دیفیوزر در درجه اول از طریق تغییر خصوصیات گاز مانند ثابت گازها و درجه آیزنتروپیک لحاظ می‌شود. با نگاهی به محفظه احتراق موتور مدل CFM-56 زمانی که نسبت جرم بخار به 15 درصد می‌رسد ثابت گازهای مخلوط ورودی از 287 به 313.1 افزایش می‌یابد در حالی که ضریب آیزنتروپیک از 1.35 به 1.32 کاهش می‌یابد. براساس محاسبه مساحت جریان با استفاده از رابطه (8) و (13) ابعاد دیفیوزر در صورتی که عدد ماخ ورودی برنر و نرخ جریان در وضعیت ثابت بماند، باید افزایش یابد. زیرا تابع وزنی جریان ( $wff$ ) کاهش می‌یابد.

با افزودن بخار به جریان چگالی مخلوط کاهش می‌یابد. از همین رو، در دبی ثابت حجم و سطح مرجع محفظه احتراق افزایش می‌یابد. با توجه به اینکه با افزودن بخار مساحت خروجی دیفیوزر افزایش می‌یابد می‌توان تغییرات سطح مرجع را معادل تغییرات سطح دیفیوزر در نظر گرفت.

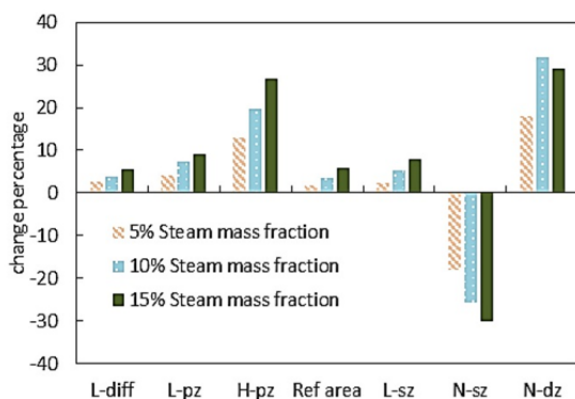


Fig. 4 Combustor design parameters change percent due to the steam addition for CFM-56 engine

شکل 4 تغییرات پارامترهای طراحی محفظه احتراق در اثر افزودن بخار آب برای موتور CFM-56

مناسب برای این ناحیه را به دست آورد از این جهت اختلاف ابعاد مشهود است.

#### 4- نتایج اثر افزودن بخار آب بر طراحی مقدماتی محفظه احتراق

مشخص است که بخار ظرفیت گرمایی بالایی دارد که نزدیک به دوبرابر هوای خشک است. بنابراین ویژگی‌های مخلوط گاز ورودی زمانی که بخار در جلوی دیفیوزر تزریق گردد، تغییر می‌کند. علاوه بر این با توجه به ویژگی‌های فیزیکی و شیمیایی، بخار می‌تواند به‌طور موثری دمای شعله را کاهش دهد. درک تاثیر فیزیکی افزودن بخار آسان است در حالی که درک تاثیر شیمیایی پیچیده است. تحقیقات در مکانیزیم شیمیایی نشان می‌دهد، افزودن بخار باعث تغییر در واکنش‌های اولیه در احتراق سوخت‌های هیدروکربنی می‌شود.

جدول 1 پارامترهای ورودی جهت طراحی محفظه احتراق

Table 1 Combustor input values to design the combustor

پارامتر هندسی	مقدار	واحد
فشار کل ورودی	29	atm
دمای کل ورودی	800.5	K
دبی جرمی سوخت	1.3	kg/s
دبی جرمی هوا	44.5	kg/s
فاکتور فشار	45	-
نسبت هم ارزی ناحیه اولیه	1.05	-
نسبت هم ارزی ناحیه ثانویه	0.8	-
شعاع متوسط ورودی	275.8	mm
زاویه واگرایی دیفیوزر	1.2	degree
ارتفاع ورودی دیفیوزر	19.6	mm
عدد ماخ ورودی دیفیوزر ( $M_{31}$ )	0.2	-
عدد ماخ خروجی دیفیوزر ( $M_{32}$ )	0.04	-
بیشترین نسبت سطح مجاز دیفیوزر دیوار مستقیم	1.25	-
زاویه پره چرخاننده ( $\alpha_{sw}$ )	61.5	degree
ضریب تخلیه چرخاننده ( $K_{sw}$ )	1.3	-
ضریب جریان در حفره رقیق ساز ( $C_d$ )	0.6	-
نسبت عمق نفوذ در ناحیه ثانویه	0.46	-
نسبت عمق نفوذ در ناحیه رقیق سازی	0.41	-

جدول 2 مقایسه نتایج پارامترهای هندسی محاسبه شده با مقادیر واقعی

Table 2 Compare the results of geometric parameters calculated with actual values

ابعاد کلی	مقدار محاسبه شده	مقدار واقعی	واحد
طول دیفیوزر دیوار مستقیم	83.1	79.5	mm
قطر انمايزر	12.05	13	mm
شعاع داخلی چرخاننده ( $r_{hub}$ )	7.02	7.25	mm
شعاع خارجی چرخاننده ( $r_{sw}$ )	20.06	23	mm
طول ناحیه اولیه	53.66	53.1	mm
طول ناحیه ثانویه	43.01	59.7	mm
طول ناحیه رقیق سازی	57.33	64.8	mm
تعداد حفره‌های ناحیه ثانویه	79	80	عدد
تعداد حفره‌های ناحیه رقیق سازی	119	120	عدد
طول برنر	183.7	208.3	mm
طول محفظه احتراق	286.3	307.3	mm

بخار افزوده شده به 15 درصد می‌رسد، اثر عامل کاهش تعداد حفره‌ها بیشتر می‌شود که موجب کاهش تعداد حفره‌ها نسبت به زمانی که بخار اضافه شده 10 درصد است، می‌شود.

### 5- روش شبکه راکتورهای شیمیایی

مدل‌سازی پدیده‌های ناپایدار مانند توربولانس در نوع خود یک چالش سخت به شمار می‌آید، چه رسد با مدل محفظه احتراق ادغام شود. بنابراین جهت کاهش پیچیدگی‌های حل دقیق، یک رویکرد حل تقریبی که شامل حل معادلات راکتورهای شیمیایی در حالت یک‌بعدی و یا تنها حل کاهش‌یافته مجموعه معادلات مورد اتخاذ قرار می‌گیرد. این معادلات ساده شده اساس فیزیک انواع راکتورها را توصیف می‌کند. از همین رو، دو نوع راکتور کاملاً هم‌زده<sup>1</sup> و راکتور جریان یکنواخت<sup>2</sup> در توسعه مدل شبکه راکتور شیمیایی مورد استفاده قرار گرفته‌اند [18,17].

راکتور کاملاً هم‌زده یک راکتور ایده‌آل است که در آن اختلاط داخل حجم کنترل کامل و ایده‌آل در نظر گرفته می‌شود. راکتور PSR برای مدل‌سازی فرآیندهای احتراق واقعی که نرخ اختلاط خیلی بالا است و احتراق تا حد زیادی توسط نرخ واکنش شیمیایی تعیین می‌شود، مناسب است. راکتور PSR یک راکتور صفر بعدی است و غلظت هر جز در داخل حجم کنترل به مختصات مکانی وابسته نیست و در همه جای آن یکسان است و فقط به زمان اقامت وابسته است.

راکتور جریان یکنواخت یک راکتور ایده‌آل است که معادلات آن براساس فرضیات جریان پایا، غیرلزج و یک‌بعدی است. اختلاط در جهت محوری وجود ندارد که نشان می‌دهد نفوذ مولکولی و یا توربولانسی جرم در جهت جریان ناچیز است. خواص فیزیکی جریان در جهت شعاعی یکنواخت در نظر گرفته می‌شود. این بدان معنی است که در هر مقطعی سرعت، دما، ترکیب اجزا و غیره به‌طور کامل ثابت است. به عبارت دیگر، راکتور جریان یکنواخت را می‌توان متشکل از تعدادی از راکتورهای کاملاً هم‌زده (حجم استوانه‌ای بسیار نازک) که حجم آن‌ها به صفر میل می‌کند، در نظر گرفت. در حالت ایده‌آل یک راکتور PFR از تعداد بی‌نهایت راکتورهای PSR تشکیل شده است. پس می‌توان راکتورهای جریان یکنواخت را با تعداد زیاد منطقی راکتور PSR به شرطی که شیب دما و فشار در امتداد طول بیش از حد زیاد نباشد، تقریب زد [20,19].

با توجه به ساده‌سازی در راکتورهای شیمیایی به‌منظور مدل‌سازی محفظه احتراق با مدل ساده شده باید محفظه احتراق را به بخش‌های کوچکتری که در آن‌ها تغییرات فیزیکی و شیمیایی اندک است تقسیم کرد. به این مدل‌سازی محفظه احتراق شبکه راکتورهای شیمیایی گفته می‌شود. برای تعیین نوع راکتور مورد استفاده در هر منطقه از محفظه احتراق از عدد بی بعد دامکوهرل استفاده می‌شود. این عدد به صورت نسبت مشخصه ثابت زمانی جریان یا اختلاط به مشخصه ثابت زمانی (سینتیک) شیمیایی بیان می‌شود [19].

$$Da = \frac{\tau_{flow}}{\tau_{chem}} \quad (32)$$

با توجه این‌که توربولانس در ناحیه اولیه و ثانویه محفظه احتراق بالاست از راکتور کاملاً هم‌زده برای مدل‌سازی استفاده می‌گردد و همچنین به دلیل یک بعدی بودن جریان در ناحیه رقیق‌سازی از راکتور PFR برای مدل‌سازی جریان استفاده می‌گردد.

همچنان که نسبت جرم بخار افزایش می‌یابد، هر دو ارتفاع و طول برای این ناحیه‌ها در برنر به‌خصوص ناحیه اولیه افزایش می‌یابد. با توجه به این‌که نسبت سوخت و هوا در شرایط بدون افزودن بخار در مقدار بهینه خود است، نسبت هم‌ارزی برای ناحیه اولیه ثابت در نظر گرفته می‌شود. بنابراین نرخ کلی جریان در ناحیه اولیه افزایش می‌یابد که به‌طور مستقیم در افزایش ارتفاع ناحیه اولیه اثر می‌گذارد.

علاوه بر این طول ناحیه اولیه با توجه به رابطه (22) از روی محاسبه ابعاد چرخاننده (طول نوک پره) و عدد چرخاننده تعیین می‌شود. همچنان که رابطه (19) نشان می‌دهد، مساحت چرخاننده با چگالی گاز خروجی از دیفیوزر و دبی جرمی عبوری از چرخاننده تحت تاثیر قرار می‌گیرد. بر اساس معادله حالت گاز ایده‌آل، وقتی بخار افزوده می‌شود ثابت گازها باید کاهش پیدا کند این می‌تواند منجر به کاهش چگالی در خروجی دیفیوزر شود. بنابراین با در نظر گرفتن این مقدار چگالی و تغییر دبی جرمی برای جریان چرخاننده مدل، قطر خارجی چرخاننده افزایش و عدد چرخاننده کاهش می‌یابد اما تاثیر اندازه قطر خارجی بسیار بیشتر است که این منجر می‌شود تا طول ناحیه اولیه بزرگ‌تر شود.

برای دیگر ناحیه‌ها مانند ناحیه ثانویه و ناحیه رقیق‌سازی که مدل کلی و دقیقی تا به حال برای محاسبه طول ناحیه توسعه نیافته است، نسبت طول به ارتفاع برای محاسبه طول این دو ناحیه در این مطالعه استفاده می‌شود. بنابراین روند تغییر طول نسبت به تغییر ارتفاع برای این دو ناحیه به‌طور خطی است. از آنجایی که چگالی مخلوط با افزودن بخار افزایش می‌یابد و با توجه به اینکه دبی و سرعت جریان ثابت است، می‌توان نتیجه گرفت سطح مقطع و ارتفاع این ناحیه‌ها به نسبت تغییرات چگالی افزایش می‌یابد. پس تغییرات طول برای این دو ناحیه مشابه هم است.

علاوه بر این تغییر قابل توجه دیگر تعداد حفره‌های خروج جریان رقیق-ساز است. با توجه به رابطه‌های (25) و (28) قطر حفره‌های جت و تعداد آن‌ها به دبی جریان مرکزی و دبی جریان رقیق‌ساز وابسته است همان‌طور که پیش از این توضیح داده شد، برای ثابت ماندن نسبت هم‌ارزی ناحیه اولیه وقتی بخار افزوده می‌شود باید دبی جریان در این ناحیه افزایش یابد. پس دبی جرمی جریان مرکزی وقتی به حفره‌های رقیق‌ساز ناحیه ثانویه می‌رسد، افزایش می‌یابد که باعث کاهش نسبت شار مومنوم می‌شود. پس با توجه به رابطه‌های (24) و (26) قطر حفره‌های رقیق‌ساز افزایش می‌یابد. پس در ناحیه ثانویه همچنان که نسبت جرم بخار افزایش می‌یابد با توجه به رابطه (28) تعداد حفره‌های جت کاهش می‌یابد. البته پارامترهای دیگری نیز در تغییر تعداد حفره‌ها موثر هستند اما دبی جریان نقش بیشتری دارد.

از معادلات مربوط به تعیین تعداد حفره‌های جریان رقیق‌ساز (معادلات (23) الی (30)) می‌توان دریافت کرد که تعداد حفره‌های جت هوا متأثر از هر دو حالت جریان و درجه حرارت شعله در برنر است که بدین معنا است که تعداد حفره‌های جت از هر دو فرآیندهای فیزیکی و شیمیایی در محفظه احتراق تعیین می‌گردد. بنابراین برخلاف تغییر در ابعاد دیفیوزر که تنها با فرآیندهای ترمودینامیکی تعیین می‌شود، تغییر در تعداد حفره‌های جت روندی پیچیده‌تر دارد.

در ناحیه رقیق‌سازی تعداد حفره‌های جت به دلیل کاهش دما جریان مرکزی در اثر افزودن بخار افزایش می‌یابد اما از سوی دیگر دبی جریان جت در این ناحیه کاهش پیدا می‌کند که باعث کاهش تعداد حفره‌های رقیق‌ساز می‌شود. همان‌طور که در "شکل 4" نیز قابل مشاهده است، با افزودن بخار تعداد حفره‌های جت برای ناحیه رقیق‌سازی افزایش پیدا می‌کند. اما وقتی

<sup>1</sup> Perfectly Stirred Reactor

<sup>2</sup> Plug Flow Reactor

پارامترهای ورودی برای مدل‌سازی CRN موتور در جدول‌های 3 و 4 ارائه شده است [21,10].

"شکل‌های 6 و 7" به ترتیب میزان انتشار آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و کربن مونوکسید برحسب اندیس انتشار (EI) برای موتور CFM-56 را نشان می‌دهد. در این شکل‌ها روند تغییرات انتشار آلاینده‌ها با تغییر میزان توان موتور (چهار حالت پروازی) برای دو حالت مدل شبکه راکتورهای شیمیایی و داده‌های آزمایشگاهی نشان داده و با هم مقایسه شده است. روند تغییرات مدل با روند تغییرات داده‌های آزمایشگاهی هم‌خوانی قابل قبولی دارد.

همچنان که از بررسی نمودارها مشهود است با افزایش توان موتور میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن افزایش و انتشار کربن مونوکسید کاهش می‌یابد یعنی در حالت برخاست مقدار آلاینده اکسیدهای نیتروژن بیشینه و در حالت حداقل توان انتشار کربن مونوکسید بیشینه است. مقایسه نتایج مدل‌سازی با داده‌های آزمایشگاهی نشان می‌دهد که دقت تخمین آلاینده NOx بیشتر از تخمین آلاینده CO است.

افزایش میزان اکسیدهای نیتروژن در توان‌های بالا به دلیل افزایش دمای ناحیه‌ی اولیه محفظه احتراق است که موجب افزایش واکنش‌های مکانیزیم حرارتی تولید اکسیدهای نیتروژن می‌شود. اما افزایش شدید کربن مونوکسید در توان کم موتور به دلیل افزایش غیرکنواختی اختلاط است که موجب احتراق دیفیوژن قطرات می‌شود. از این‌رو، نواحی محلی دما بالا در ناحیه اولیه در محفظه احتراق ایجاد می‌شود. همچنین عوامل دیگری نیز مانند خروج از نقطه طراحی، کاهش فشار محفظه و کاهش شدید دمای ناحیه اولیه باعث کاهش راندمان احتراق و افزایش تولید کربن مونوکسید در حالت پروازی حداقل توان می‌شود.

همان‌طور که پیش از این ذکر شد روند پیش‌بینی اکسیدهای نیتروژن با داده‌های آزمایشگاهی هم‌خوانی دارد اما در حالت 7 درصد توان یا حالت پروازی حداقل توان برای موتور CFM-56 خارج از محدوده 15 درصدی خطا است. رفتار نادرست پیش‌بینی در شرایط کم‌توان می‌تواند به دلیل ناکارایی احتراق و نرخ اختلاط پایین در این شرایط باشد. علاوه بر این، در شرایط کم-توان به دلیل میزان کم اندیس انتشار اکسیدهای نیتروژن در این شرایط محدوده خطای مطلق کوچک‌تر است. از این جهت، پیش‌بینی انتشار حتی با خطای کم می‌تواند خارج از محدوده 15 درصدی مجاز خطا باشد.

"شکل‌های 8 الی 11" تغییرات دما در طول محفظه احتراق در 4 حالت پروازی برای موتور CFM-56 و موتور را مورد بررسی قرار می‌دهد. هر یک از نمودارها نمایشگر نتایج محاسبات دمای تعادلی (با فرض فشار-آنتالپی ثابت) و دمای حاصل از شبکه راکتورهای شیمیایی است. روند کلی تغییرات دما یکسان است. در ناحیه اولیه که نسبت هم‌ارزی بیشتر است بیشترین دما وجود دارد. سپس رفته رفته با افزودن شدن هوای خنک‌کاری و رقیق‌ساز دما در ناحیه‌های ثانویه و رقیق‌سازی کاهش می‌یابد. همچنین هرچه توان موتور افزایش می‌یابد، میزان حداکثر دما که در ناحیه اولیه اتفاق می‌افتد و دمای دیگر ناحیه‌ها نیز افزایش می‌یابد. در حل تعادلی دما بالاتر حاصل می‌شود؛ زیرا، در تکمیل فرایند احتراق محدودیت زمانی وجود ندارد و واکنش احتراق تا زمانی که به مقدار نهایی خود برسد ادامه دارد. در واقع در حل تعادلی بازده احتراق حدود 100 درصد در نظر گرفته می‌شود. اختلاف دماهای محاسبه شده بین حل تعادلی و نتایج حاصل از شبکه راکتورهای شیمیایی در حالت حداقل توان بیش از دیگر حالت‌های پروازی است. زیرا، در این حالت بازدهی موتور افت شدید می‌کند و حل CRN از حل ایده‌آل دور می‌شود.

اما با توجه به پدیده تبخیر قطرات و اختلاط غیرهمگن در ناحیه اولیه احتراق، این ناحیه با تعداد 10 راکتور موازی مدل می‌گردد [12,10]. شماییک شبکه راکتورهای شیمیایی در "شکل 5" نمایش داده شده است. در توضیح شبکه ارائه شده در "شکل 5" لازم به شرح است که در این مقاله مدل‌سازی بر پایه استفاده از سوخت مایع انجام شده است. سوخت مایع Jet-A از پرکاربردترین سوخت‌ها در صنعت هوایی است و به عنوان سوخت اصلی موتور CFM-56 شناخته می‌شود. از مکانیزیم کولراک برای مدل‌سازی واکنش‌های شیمیایی احتراق استفاده می‌شود. به منظور مدل‌سازی ناحیه اولیه از 10 راکتور کاملاً هم‌رده استفاده شده که تعداد نه راکتور جهت شبیه‌سازی اختلاط غیرهمگن در شعله پیش‌آمیخته و یک راکتور جهت مدل‌سازی شعله دیفیوژن (بخشی از سوخت که به طور کامل تبخیر نمی‌شود با نسبت هم‌ارزی یک) استفاده شده است. دبی سوخت و هوا در راکتورهایی که احتراق به‌صورت پیش‌آمیخته انجام می‌گیرد از مدل اختلاط غیرهمگن تعیین شد. حل شبکه راکتورهای شیمیایی به کمک نرم‌افزار کمکین<sup>1</sup> صورت گرفت [22,21].

### 6- نتایج اثر افزودن بخار آب بر عملکرد محفظه احتراق

در این بخش نتایج حاصل از مدل‌سازی احتراق به کمک روش شبکه راکتورهای شیمیایی برای دو حالت بدون افزودن بخار و با افزودن بخار ارائه و مورد بحث و بررسی قرار خواهد گرفت. برای مدل‌سازی از یک موتور منتخب که نتایج تجربی آن در منابع آزاد در دسترس می‌باشد (موتور CFM-56)، استفاده شده است [21,10]. محفظه احتراق موتور یاد شده از نوع حلقوی است. برای مدل‌سازی از داده‌های ترمودینامیکی (مانند دبی هوا، دما، فشار و ...) در هر حالت پروازی و ابعاد کلی محفظه احتراق (مانند طول و حجم ناحیه‌های محفظه احتراق) باید استفاده کرد. به همین منظور مقادیر

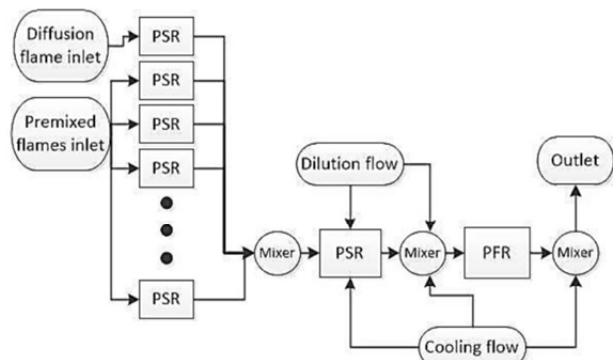


Fig. 5 The chemical reactor network for combustion modeling

شکل 5 شبکه راکتورهای شیمیایی جهت مدل‌سازی احتراق

جدول 3 مقادیر پارامترهای هندسی ورودی برای مدل‌سازی محفظه احتراق موتور CFM-56

Table 3 Input geometric parameters values for modeling of CFM-56 engine combustor

پارامتر	مقدار
حجم ناحیه اولیه (cm <sup>3</sup> )	9466
حجم ناحیه ثانویه (cm <sup>3</sup> )	10644
طول ناحیه رقیق‌سازی (cm)	6.48
سطح ناحیه رقیق‌سازی (cm <sup>2</sup> )	1405.8

<sup>1</sup> Chemkin



جدول 4 مقادیر پارامترهای ورودی برای مدل سازی شبکه راکتورهای شیمیایی محفظه احتراق موتور CFM-56 [9,21]  
**Table 3** Input parameters values for chemical reactor network modeling of CFM-56 engine combustor [9, 21]

پارامتر	برخاست	اوج گیری	تقارب	حداقل توان
دبی هوا (kg/s)	44.5	39.1	20.9	12.1
دبی سوخت (kg/s)	1.28	1.04	0.35	0.12
فشار ورودی به محفظه (atm)	28.6	24.5	11.2	5.5
دما هوای ورودی به محفظه (K)	800.5	764	613	505
دما سوخت ورودی به محفظه (K)	309	308	305	300
پارامتر عدم اختلاط	0.18	0.27	0.844	0.66
نسبت هم ارزی کل	0.42	0.39	0.245	0.144
نسبت هم ارزی ناحیه اولیه	1.05	0.975	0.6125	0.36
نسبت هم ارزی ناحیه ثانویه	0.8	0.743	0.467	0.274

سازی بدون تزریق بخار، مدل‌های اختلاط غیرهمگن و تبخیر قطرات در نظر گرفته شده است. محل تزریق بخار در جلوی دیفیوژر خواهد بود بنابراین مخلوطی از هوا و بخار وارد محفظه می‌شود.

برای بررسی میزان تاثیر افزایش بخار در عملکرد محفظه و میزان انتشار آلاینده‌ها از نسبت جرمی‌های مختلف (بخار + خشک هوای)/بخار که شامل بیشترین محتوای بخار مخلوط است، استفاده می‌شود. با توجه به این‌که افزودن بخار به محفظه در توان‌های بالای موتور مانند برخاست به دلیل میزان انتشار زیاد اکسیدهای نیتروژن متداول‌تر است، در این پژوهش هم فقط در حالت پروازی برخاست افزودن بخار مورد بررسی قرار می‌گیرد.

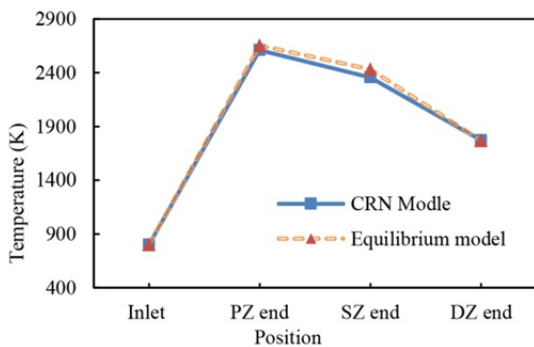


Fig. 8 The CFM-56 axial temperature variations across combustor zones for take-off condition

شکل 8 تغییرات دمای محوری در ناحیه‌های مختلف محفظه احتراق موتور CFM-56 در حالت برخاست

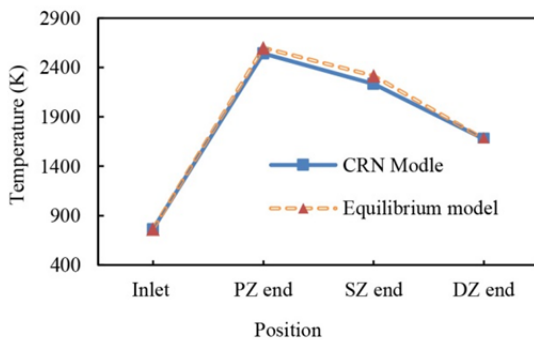


Fig. 9 The CFM-56 axial temperature variations across combustor zones for climb condition

شکل 9 تغییرات دمای محوری در ناحیه‌های مختلف محفظه احتراق موتور CFM-56 در حالت اوج‌گیری

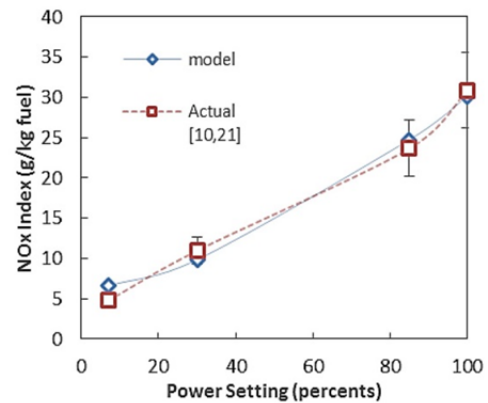


Fig. 6 Changes in emission of nitrogen oxides for CFM-56 engine [10, 21]

شکل 6 تغییرات میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن با میزان توان موتور CFM-56 [10,21]

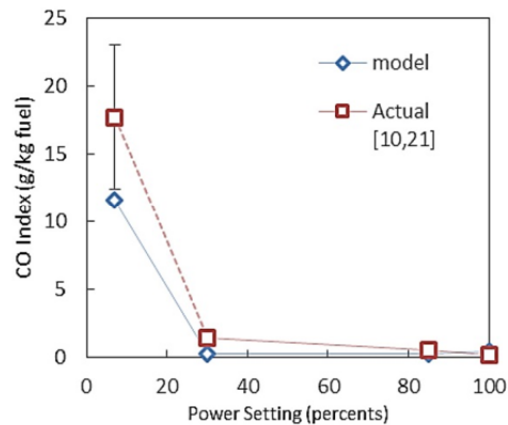


Fig. 7 Change in carbon monoxide emission for CFM-56 engine [9,21]

شکل 7 تغییرات میزان انتشار کربن مونوکسید با میزان توان موتور CFM-56 [21,9]

تحلیل و ارزیابی عملکرد محفظه احتراق یک گام مهم در طراحی مفهومی محفظه است. در این بخش به بررسی تاثیر افزودن بخار بر روی عملکرد محفظه احتراق و میزان انتشار آلاینده‌ها برای موتور CFM-56 پرداخته می‌شود. در محاسبات انجام شده هندسه اجزای محفظه احتراق و دبی جرمی موتور در همان شرایطی است که موتور در حالت جریان هوای خشک دارد و بدون تغییر در نظر گرفته شده است. از همین رو با افزایش محتوای بخار نسبت هم‌ارزی در نواحی مختلف محفظه افزایش می‌یابد. مشابه روند مدل-

"شکل 13" تاثیر افزودن بخار روی میزان انتشار آلاینده کربن مونوکسید و روند تغییرات آن را نشان می‌دهد. برای موتور CFM-56 در حالت پروازی برخاست با افزایش محتوای بخار میزان انتشار آلاینده کربن مونوکسید کاهش می‌یابد؛ اما، شیب تغییرات کربن مونوکسید با افزایش محتوای بخار کاهش می‌یابد.

همچنان که در "شکل 14" نشان داده شده است، دما در تمامی ناحیه‌ها وقتی مقدار بخار افزوده شده افزایش می‌یابد، کاهش پیدا می‌کند. اما این روند کاهش دما برای هر ناحیه یکسان نیست. برای ناحیه اولیه تاثیر افزودن بخار بیشتر است زیرا در ناحیه اولیه که نسبت هم‌ارزی نزدیک به یک است، با افزودن بخار نسبت هم‌ارزی افزایش می‌یابد. لازم به توضیح است که وقتی نسبت هم‌ارزی از یک فاصله می‌گیرد، دما کاهش می‌یابد. بنابراین، در ناحیه اولیه دما به دو علت افزایش نسبت هم‌ارزی و افزودن بخار کاهش پیدا می‌کند. وقتی نسبت جرمی بخار افزایش می‌یابد دمای ناحیه اولیه و ثانویه خیلی به هم نزدیک می‌شود. همچنین با افزایش افزودن بخار از روند کاهش دما در خروجی محفظه با افزایش نسبت جرمی بخار، کاسته می‌شود. افت دما در موتور CFM-56 برای حالت برخاست در خروجی ناحیه اولیه وقتی نسبت جرمی بخار به 0.15 می‌رسد حدود 380 کلوین و برای خروجی محفظه بیش از 115 درجه است.

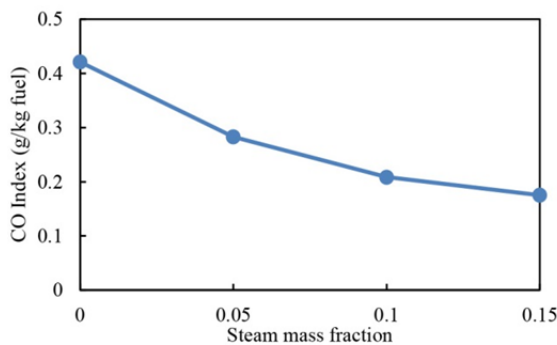


Fig. 13 Nitrogen oxides emission changes due to the steam addition for CFM-56 engine

شکل 13 تغییرات انتشار کربن مونوکسید در اثر افزودن بخار برای موتور CFM-56

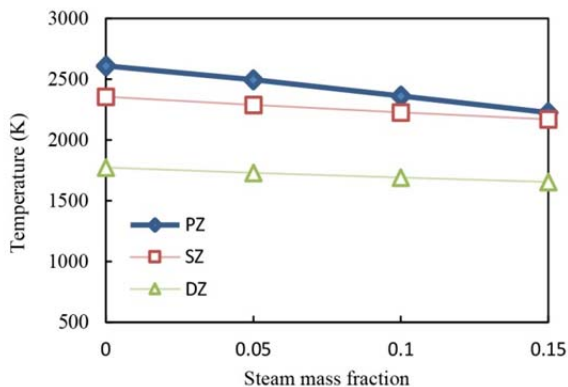


Fig. 14 Temperature change at different zones due to the steam addition for CFM-56 engine

شکل 14 تغییرات دما در خروجی نواحی مختلف محفظه در اثر افزودن بخار برای

موتور CFM-56

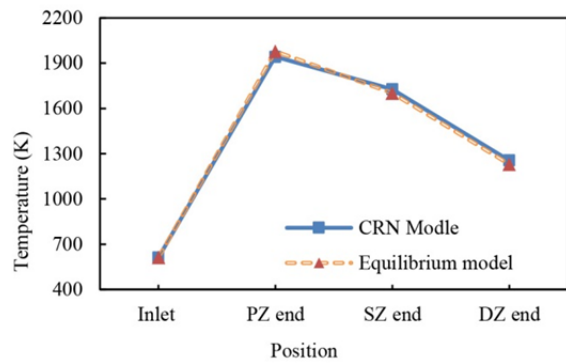


Fig. 10 The CFM-56 axial temperature variations across combustor zones for approach condition

شکل 10 تغییرات دمای محوری در ناحیه‌های مختلف محفظه احتراق موتور CFM-56 در حالت تقریب

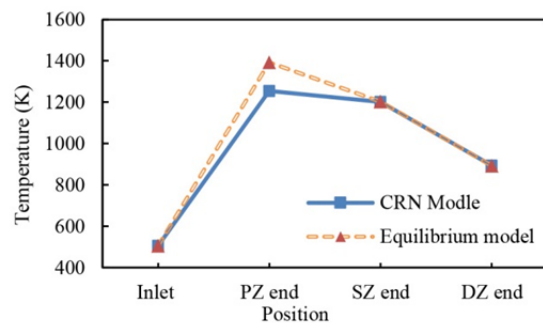


Fig. 11 The CFM-56 axial temperature variations across combustor zones for idle condition

شکل 11 تغییرات دمای محوری در ناحیه‌های مختلف حداقل توان محفظه احتراق موتور CFM-56 در حالت پروازی

"شکل‌های 12 الی 15" تغییرات عملکرد محفظه احتراق در اثر افزودن نسبت جرمی‌های مختلف بخار برای محفظه احتراق مدل را نشان می‌دهند. در "شکل 12" همچنان که نسبت جرمی بخار افزایش می‌یابد، به دلیل کاهش حداکثر دمای شعله (به‌خصوص در ناحیه اولیه که بیشترین سهم از انتشار NOx را دارد که به دلیل افزایش نسبت هم‌ارزی و ظرفیت گرمایی جریان است)، میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن کاهش می‌یابد. نکته دیگر اینکه از شتاب کاهش NOx با افزایش نسبت جرمی بخار کاسته می‌شود. در موتور CFM-56 در حالت پروازی برخاست زمانی که میزان محتوای بخار مخلوط به 0.15 می‌رسد، میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن بیش از 90 درصد کاهش می‌یابد.

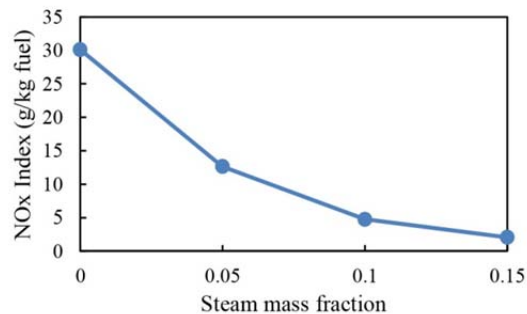


Fig. 12 Nitrogen oxides emission changes due to the steam addition for CFM-56 engine

شکل 12 تغییرات انتشار اکسیدهای نیتروژن در اثر افزودن بخار برای موتور CFM-

56

شرایط 15 درصد جرمی بخار بیش از 90 درصد نسبت به زمانی که موتور در شرایط خشک کار می‌کند کاهش می‌یابد. با بررسی دقیق‌تر نتایج می‌توان دریافت که میزان کاهش انتشار اکسیدهای نیتروژن وقتی نسبت جرمی بخار از 10 درصد است به 15 درصد می‌رسد میزان کاهش انتشار اکسیدهای نیتروژن از 84 درصد به بیش از 90 درصد می‌رسد. در نتیجه، افزودن بیشتر بخار بیش از محتوای جرمی 10 درصد راه‌کار مناسبی برای کاهش میزان انتشار آلاینده NOx نمی‌باشد.

دیگر پارامتر عملکردی موتور میزان انتشار کربن مونوکسید است که در حالت برخاست کاهش پیدا می‌کند. اما نسبت کاهش آن کم‌تر از نسبت کاهش اکسیدهای نیتروژن است. مشابه آلاینده NOx وقتی محتوای بخار زیاد است افزایش نسبت جرمی بخار تاثیر چندانی روی کاهش میزان انتشار کربن مونوکسید ندارد. افزودن مقادیر زیاد بخار در توان‌های کم عملکردی موتور، باعث افزایش انتشار CO می‌شود.

به‌طور خلاصه، روش افزودن بخار به محفظه احتراق راه‌کار مناسبی جهت کاهش انتشار آلاینده‌ها است. افزودن زیاد بخار (بیش از 10 درصد جرمی) به محفظه نیازمند تغییرات چشم‌گیر در هندسه و طراحی محفظه می‌باشد؛ علاوه بر آن، تاثیر چندانی بر کاهش بیشتر انتشار آلاینده‌ها نخواهد داشت.

#### 8- فهرست علائم

$a$	فاکتور مکانیزم خنک کاری
$A$	سطح مقطع
$cd$	ضریب جریان
$C_{p,ideal}$	ضریب بازایی ایده آل دیفیوزر
$L$	طول
$\tau_{hub}$	شعاع داخلی چرخاننده
$\tau_{sw}$	شعاع خارجی چرخاننده
$Y_{max}$	بیشترین عمق نفوذ جت

#### علائم یونانی

$\alpha_{sw}$	زاویه پره‌های چرخاننده
$\Delta P_{sw}$	افت فشار چرخاننده
$\theta$	زاویه واگرایی دیفیوزر
$\phi$	کارایی جریان خنک کاری

#### زیر نویس‌ها

air	هوا
DZ	ناحیه رقیق سازی
ft	لایر
PZ	ناحیه اولیه
SZ	منطقه ثانویه
$P$	فشار ( $kgm^{-1}s^{-2}$ )
Pr	عدد پرانتل
Re	عدد رینولدز
$T$	دما (K)
$u_j$	سرعت ( $ms^{-1}$ )

#### 9- مراجع

- [1] G. Bulat, W. Jones, A. Marquis, NO and CO formation in an industrial gas-turbine combustion chamber using LES with the Eulerian sub-grid PDF method, *Combustion and Flame*, Vol. 161, No. 7, pp. 1804-1825, 2014.
- [2] A. H. Lefebvre, *Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions:*

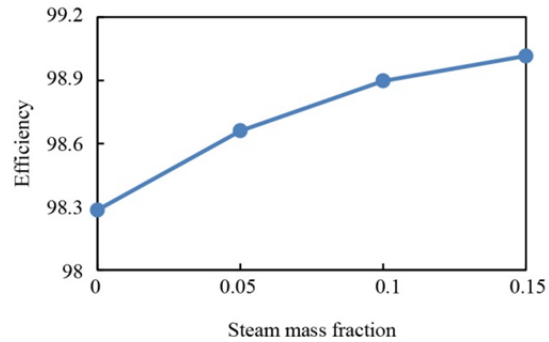


Fig. 15 Combustion efficiency Changes due to the steam addition for CFM-56 engine

شکل 15 تغییرات راندمان احتراق در اثر افزودن بخار برای موتور CFM-56

یکی از پارامترهایی که در محفظه احتراق‌های توربین گاز مورد بررسی قرار می‌گیرد راندمان احتراق است. معمولاً راندمان احتراق برای توربین‌های گازی بیش از 95 درصد است. راندمان احتراق برابر با انرژی آزاد شده حاصل از احتراق به انرژی در دسترس است. در "شکل 15" تغییرات راندمان احتراق در اثر افزودن بخار مورد بررسی قرار گرفته است. همچنان که مشخص است افزودن بخار منجر به تغییر چشم‌گیری در راندمان احتراق نمی‌شود. راندمان احتراق در حالت‌های برخاست با افزایش بخار افزوده شده افزایش می‌یابد.

#### 7- نتیجه‌گیری

افزودن بخار آب یکی از اصلی‌ترین راه‌کارهای مورد بهره‌برداری و مطالعه در راستای کاهش میزان انتشار آلاینده‌های منتشر شده از توربین گاز است. در این مقاله اثرات افزودن بخار آب بر روند طراحی مفهومی محفظه احتراق متعارف و تغییر ابعاد کلی آن مطالعه شد. همچنین با استفاده از راه‌کار مدل‌سازی شبکه راکتورهای شیمیایی اثر افزودن مقادیر مختلف بخار بر عملکرد محفظه احتراق مطالعه گردید.

مقایسه تغییرات نسبی ابعاد محفظه نشان می‌دهد که محدوده تغییرات دیفیوزر که در آن احتراق صورت نمی‌گیرد از سایر اجزا کمتر است. در حالی که ناحیه اولیه محفظه نیاز به تغییرات عمده‌تری در طراحی دارد. تغییرات یاد شده در شرایطی که مقدار کمی بخار افزوده می‌شود نیز قابل توجه است. بررسی تغییرات نسبی هندسه نشان می‌دهد وقتی افزودن بخار بیش از 10 درصد باشد، ابعاد محفظه به‌خصوص ناحیه اولیه و تعداد حفره‌های رقیق ساز نیاز به تغییر دارند.

پس از مدل‌سازی محفظه احتراق حلقوی واقعی (موتور CFM-56) به روش ارائه شده و مقایسه میزان انتشار آلاینده‌ها با داده‌های در دسترس، نشان داده شد که این روش CRN از دقت مناسبی برای پیش‌بینی میزان انتشار آلاینده‌ها برخوردار است. سپس راه‌کار یاد شده با اضافه کردن بخار مورد استفاده قرار گرفت. نتایج نشان داد که اضافه کردن بخار به محفظه احتراق می‌تواند باعث کاهش دمای شعله و دمای خروجی جریان از محفظه شود. همچنان که نسبت جرمی بخار افزایش می‌یابد، دمای خروجی ناحیه ثانویه به دلیل بالا رفتن نسبت هم‌آزری در این ناحیه و حرارت اضافی حاصل از آن به دمای ناحیه اولیه نزدیک می‌شود. با توجه به کاهش دمای ناحیه اولیه که از منابع مهم تولید اکسیدهای نیتروژن در محفظه احتراق‌های توربین گاز است، میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن به شدت کاهش پیدا می‌کند. به‌طور مثال، برای حالت برخاست در شرایطی که 5 درصد جرمی بخار افزوده می‌شود میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن بیش از 50 درصد و در

- conceptual design tool for aircraft gas turbine combustors, *The International Journal of Multiphysics*, Vol. 10, No. 1, pp. 53-74, 2016.
- [13] A. H. Lefebvre, *Gas Turbine Combustor Design Problems*: Hemisphere Pub. Corp., 1980.
- [14] J. D. Mattingly, *Aircraft Engine Design*: pp. 325-450, Virginia, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2002.
- [15] R. Rezvani, R. K. Denny, D. N. Mavris, A design-oriented semi-analytical emissions prediction method for gas turbine combustors, *Constraints*, Vol. 1, pp. 13, 2009.
- [16] Molnar, Melissa, C. John Marek, Simplified two-time step method for calculating combustion and emission rates of jet-A and methane fuel with and without water injection, *43rd Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Nevada, January 10-13, 2005.
- [17] S. R. Turns, *An Introduction to Combustion*, Second Edition, pp. 111-214, Boston: McGraw Hill, 2000.
- [18] D. L. Allaire, *A Physics-Based Emissions Model for Aircraft Gas Turbine Combustors*, PhD Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2006.
- [19] M. D. Marchand, *Multi-dimensional Carbon Monoxide Emissions Predictor for Preliminary Gas Turbine Combustor Design Optimization*, PhD Thesis, ProQuest Dissertations Publishing, 2013.
- [20] H. Lanewala, *Multi-Dimensional Nitric Oxide Emissions Predictor for Preliminary Gas Turbine Combustor Design Optimization*, PhD Thesis, 2013.
- [21] Z. Saboohi, F. Ommi, Emission prediction in conceptual design of the aircraft engines using augmented CRN, *The Aeronautical Journal*, Vol. 121, No. 1241, pp. 1005-1028, May 2017.
- [22] Z. Saboohi, *Conceptual Design of Conventional Gas Turbine Combustor Using Multi-Objective Optimization Approach*, PhD Thesis, Tarbiat Modares University, 2017. (in Persian فارسی)
- pp.9-146, New York, CRC press, 2010.
- [3] H. Shaw, The effects of water, pressure, and equivalence ratio on nitric oxide production in gas turbines, *ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 82, No 3, pp. 240-246, 1974.
- [4] J. B. Burnham, M. H. Giuliani, D. J. Moeller, Development, installation, and operating results of a steam injection system (STIG) in a general electric LM5000 gas generator, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 109, pp. 257-262, 1987.
- [5] E. Benini, S. Pandolfo, S. Zoppellari, Reduction of NO emissions in a turbojet combustor by direct water/steam injection: Numerical and experimental assessment, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 17, pp. 3506-3510, 2009.
- [6] S. Göke, M. Füre, G. Bourque, B. Bobusch, K. Göckeler, O. Krüger, S. Schimek, S. Terhaar, C. O. Paschereit, Influence of steam dilution on the combustion of natural gas and hydrogen in premixed and rich-quench-lean combustors, *Fuel processing Technology*, Vol. 107, pp. 14-22, 2013.
- [7] R. Xue, C. Hu, V. Sethi, T. Nikolaidis, P. Pilidis, Effect of steam addition on gas turbine combustor design and performance, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 104, pp. 249-257, 2016.
- [8] J. W. Sawyer, *Sawyer's Gas Turbine Engineering Handbook*: cheppter 5, pp 1-58, Norwalk, Turbomachinery International Publications, 1985.
- [9] Z. Saboohi, F. Ommi, Conceptual design of conventional gas turbine combustors aiming at pollutants emission prediction, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 10, pp. 329-340, 2016. (in Persian فارسی)
- [10] R. Rezvani, *A Conceptual Methodology for the Prediction of Engine Emissions*, PhD Thesis, Georgia Tech. University, 2010.
- [11] J. D. Anderson, *Modern Compressible Flow: With Historical Perspective*: McGraw-Hill New York, 1990.
- [12] Z. Saboohi, F. Ommi, A. Fakhrtabatabaei, Development of an augmented