



Multi-Objective Optimization of Heat Transfers and Weight of CFM56 Engine Combustion Chamber

Mostafa Mahmoodi^{1*}, Mehdi Jahromi², Jamasb Pirkandi³, Gholamreza Hashemzadeh⁴

¹Associate Professor, Department of Aerospace engineering, Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran (Correspondence). Email Address: mostafamahmoodi@mut.ac.ir

² Assistant professor, Department of Aerospace engineering, Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran Email Address: jahromi@iust.ac.ir

³ Associate Professor, Department of Aerospace engineering, Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran Email Address: jpirkandii@mut.ac.ir

⁴Associate Professor, Department of Aerospace engineering, Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran Email Address: hashemzadeh.ghr@iran.ir

HIGHLIGHTS

- The weight and temperature of the liner are directly and indirectly dependent on the temperature and pressure of the incoming air.
- 16% and 10% reduction in liner temperature and combustor weight using the proposed optimization algorithm.
- Selecting appropriate, physical, and achievable performance constraints results in a well-defined and physically meaningful Pareto front.

ARTICLE INFO

Article history:

Article Type: Research paper

Received: 7 April 2025

Received in revised form: 06 May 2025

Accepted: 30 August 2025

Available online: 23 September 2025

Keywords:

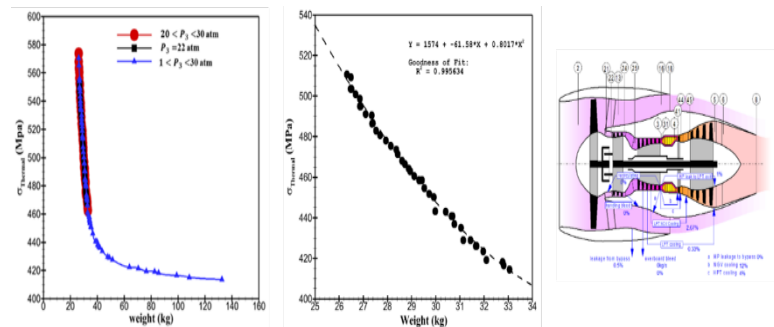
Multi-objective Optimization

Conceptual Design

Combustion Chamber

CFM56 Engine

GRAPHICAL ABSTRACT



ABSTRACT

In this study, the conceptual design and optimization of an air gas turbine combustor were investigated to reduce the liner temperature and simultaneously decrease the overall weight, including the casing and liner. The combustor under study belongs to the CFM56 engine, with initial data obtained from GasTurb software and similar studies. The NSGA-II multi-objective optimization algorithm and MATLAB software were used for optimization. At the beginning of the study, design equations and fundamental principles were examined. Heat transfer within the combustor was considered one-dimensional and without additional cooling to optimize the worst-case scenario. The optimization results show a 16% reduction in thermal stresses on the liner and a 10% decrease in combustor weight. This study also highlights the importance of selecting proper performance constraints, as an inappropriate constraint range can lead to a non-physical or limited Pareto front. The proposed optimization process can accelerate the design of gas turbine combustors, reducing excessive iterations needed to resolve design conflicts that are often difficult to assess during conventional design phases.

Cite this article: Mahmoodi M, Jahromi M, Pirkandi J, Hashemzadeh Gh. Multi-Objective Optimization of Heat Transfers and Weight of CFM56 Engine Combustion Chamber. Aerospace Mechanics. 2025; 21(3):101-113. DOI: <https://doi.org/10.47176/MAJ.2025.1513>

© Author(s) retain the copyright and full publishing rights

Publisher: Imam Hossein University.



OPEN ACCESS



بهینه‌سازی چندهدفه انتقال حرارت و وزن محفظه احتراق موتور CFM56

مصطفی محمودی^{۱*}، مهدی جهرمی^۲، جاماسب پیرکندی^۳، غلامرضا هاشم‌زاده^۴

^۱دانشیار، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران (نویسنده مسئول). رایانامه: mostafamahmoodi@mut.ac.ir

^۲استادیار، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران. رایانامه: jahromi@iust.ac.ir

^۳دانشیار، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران. رایانامه: jpirkandii@mut.ac.ir

^۴استادیار، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران. رایانامه: hashemzadeh.ghr@iran.ir

برجسته‌ها

- وزن و دمای لاینر به صورت مستقیم و غیرمستقیم تابعی از دما و فشار هوای ورودی هستند.
- کاهش ۱۶ و ۱۰ درصدی دمای لاینر و وزن محفظه احتراق با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی معرفی شده.
- انتخاب قیود عملکردی مناسب، فیزیکی و قابل حصول، جبهه پارتو با دامنه مناسب و فیزیکی را در پی خواهد داشت.

مشخصات مقاله

تاریخچه مقاله:

نوع مقاله: علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۴/۰۱/۱۸

بازنگری: ۱۴۰۴/۰۲/۱۶

پذیرش: ۱۴۰۴/۰۶/۰۸

ارائه آنلاین: ۱۴۰۴/۰۷/۰۱

کلیدواژه‌ها:

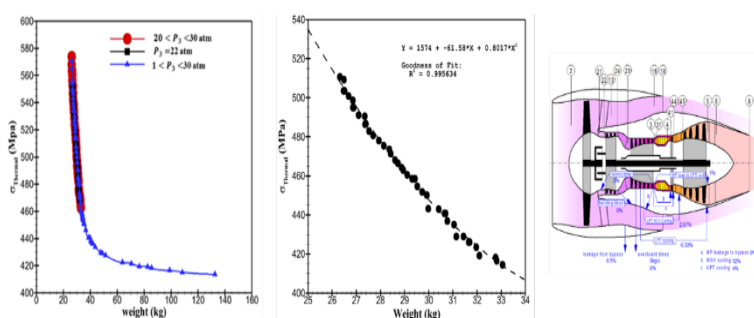
بهینه‌سازی چندهدفه

طراحی مفهومی

محفظه احتراق

موتور CFM56

چکیده گرافیکی



چکیده

در این پژوهش، طراحی مفهومی و بهینه‌سازی یک محفظه احتراق توربین گاز هوایی باهدف کاهش دمای لاینر و هم‌زمان کاهش وزن محفظه احتراق که شامل وزن پوسته و لاینر است، مورد بررسی و مطالعه قرار گرفته است. محفظه احتراق مورد بررسی برای موتور CFM56 بوده و اطلاعات اولیه از نرم‌افزار گزرتب و مطالعات مشابه استخراج شده است. جهت بهینه‌سازی مسئله از الگوریتم بهینه‌سازی چندهدفه NSGA-II و نرم‌افزار متلب بهره برده شده است. در ابتدای پژوهش، روابط طراحی هر بخش و مقدمات، مورد بررسی قرار گرفته است. انتقال حرارت درون محفظه احتراق به صورت یک‌بعدی و بدون اضافه شدن خنک کاری در نظر گرفته شده است تا بدبینانه‌ترین شرایط مسئله، بهینه شود. بهینه‌سازی‌های انجام شده نشان از توانایی الگوریتم برای کاهش ۱۶ درصدی تنش‌های حرارتی اعمالی به لاینر و کاهش ۱۰ درصدی وزن محفظه احتراق دارد. همچنین پژوهش حاضر اهمیت انتخاب صحیح قیود عملکردی را نشان می‌دهد. در صورت انتخاب نامناسب محدوده قیود یک مسئله طراحی، جبهه پارتو و خروجی می‌تواند غیر فیزیکی و یا کوچک شود. مسئله حاضر و روند بهینه‌سازی می‌تواند روند طراحی محفظه احتراق توربین گاز را سریع‌تر کرده و از تکرارهای زیاد جهت بررسی تعارضات الزامات طراحی که گاهی در هنگام طراحی غیرقابل بررسی است، بکاهد.

استناد: محمودی مصطفی، جهرمی مهدی، پیرکندی جاماسب، هاشم‌زاده غلامرضا. بهینه‌سازی چندهدفه انتقال حرارت و وزن محفظه احتراق موتور

CFM56. هوافضا. ۱۴۰۴؛ ۲۱(۳): ۱۰۱-۱۱۳. DOI: <https://doi.org/10.47176/MAJ.2025.1513>

نویسنده(گان) حق نشر و حقوق کامل انتشار را برای خود محفوظ می‌دارند. ©



ناشر: دانشگاه جام امام حسین(ع). OPEN ACCESS

۱- مقدمه

شعله به لاینر رخ می‌دهد، این در حالی است که بیشترین شیب تغییرات دما در بخش انتهایی لاینر رخ می‌دهد [۳].

یکی از راه‌های تخمین دما درون محفظه احتراق توربین‌های گاز، استفاده از روابط تحلیلی و تجربی اعتبارسنجی شده است [۴]. در سال ۲۰۱۴، یک رویکرد بانام پیش‌کد^۲ برای بررسی حرارت درون محفظه احتراق ارائه و با نتایج تجربی مقایسه شده است. در این رویکرد، لاینر محفظه احتراق به‌عنوان یک پوسته نازک در نظر گرفته شده و از هدایت حرارتی درون لاینر صرف‌نظر می‌کند [۵]. رویکرد فوق، بیشینه خطای ۲ درصدی را برای دما نشان می‌دهد. دسته‌ای از روابط تجربی، تحلیلی و نیمه تجربی انتقال حرارت درون محفظه احتراق توربین‌های گاز و خنک‌کاری توسط متینگلی [۶]، لغوبره [۴] و چین‌هان [۷] ارائه شده است.

جهت بهینه‌سازی بیشتر محفظه‌های احتراق توربین‌های گاز، محققان به‌طور فزاینده‌ای از فن‌های بهینه‌سازی چندهدفه^۳ استفاده می‌کنند. این روش‌ها به‌طور هم‌زمان اهداف متضاد مانند حداکثر سازی بازده حرارتی، حداقل سازی انتشار آلاینده ناکس و تضمین دوام ساختاری را بررسی می‌کنند. به‌عنوان مثال، شبکه‌های عصبی مصنوعی^۴ و دسته الگوریتم‌های مشتق شده از ژنتیک^۵ برای بهینه‌سازی هندسه و محفظه‌ها به کار گرفته شده‌اند که منجر به کاهش آلاینده‌ها و بهبود یکنواختی حرارتی شده‌اند [۸]. پیشرفت‌های اخیر در یادگیری ماشین امکان پیش‌بینی‌های لحظه‌ای برای مدیریت حرارتی سیستم‌های پیچیده را فراهم کرده است. استفاده از یادگیری ماشین، می‌تواند تا ۹۰ درصد زمان حل مسئله را کاهش دهد. این در حالی است که پیش‌بینی دقیقی از انتقال حرارت و توزیع دما را دست می‌دهند [۹].

پژوهش حاضر قصد دارد تا با استفاده از روش‌های بهینه‌سازی چندهدفه متداول، دو پارامتر انتقال حرارت و وزن محفظه احتراق یک موتور توربین‌های گاز هوایی را به‌طور هم‌زمان بهینه کند. بهینه‌سازی حرارت درون محفظه احتراق تاکنون مورد مطالعه پژوهش‌های فیزیک حاضر نبوده است. همچنین تأثیر انتخاب بهینه قیود فیزیکی مسئله در این پژوهش به‌طور خاص مورد بررسی و مطالعه قرار خواهند گرفت.

۲- الگوریتم چندهدفه NSGA II

الگوریتم چندهدفه NSGA-II در واقع از مشتقات یکی از پرکاربردترین مدل تک هدفه بهینه‌سازی ژنتیک است. این الگوریتم یکی از الگوریتم‌های تکاملی بسیار پرکاربرد برای حل مسائل چندهدفه بوده که توسط دب و همکاران [۱۰] در سال

طراحی و بهینه‌سازی محفظه‌های احتراق توربین‌های گاز، یکی از حوزه‌های حیاتی تحقیقاتی است که تأثیر قابل‌توجهی بر عملکرد، بهره‌وری و پایداری سیستم‌های انرژی مدرن دارد. از آنجایی که این محفظه‌ها در شرایط حرارتی و فشاری بسیار شدید کار می‌کنند، نیازمند استراتژی‌های نوآورانه‌ای برای ایجاد تعادل بین کارایی حرارتی، کنترل آلاینده‌ها و دوام ساختاری هستند. انتقال حرارت، یکی از جنبه‌های اصلی طراحی محفظه احتراق است که علاوه بر ایمنی عملیاتی، بر بهره‌وری توربین‌های گاز تأثیر می‌گذارد. بسیاری از مطالعات از فن‌های پیشرفته شبیه‌سازی انتقال حرارت هم‌زمان استفاده کرده‌اند تا دماهای دیواره و شارهای حرارتی را با دقت بیشتری پیش‌بینی کنند، که منجر به طراحی‌های ایمن‌تر و کارآمدتر شده است [۱۱]. پژوهش پیش‌رو امکان ترکیب معادلات ارائه شده برای انتقال حرارت یک‌بعدی لاینر یک محفظه احتراق توربین‌های گاز هوایی با الگوریتم‌های بهینه‌سازی چندهدفه را مورد بحث و بررسی قرار خواهد داد.

یکی از اصلی‌ترین مطالعات در زمینه انتقال حرارت در محفظه‌های احتراق توربین‌های گاز در سال ۱۹۸۹ و توسط کاروالهو و کولتهات صورت گرفته است [۱۲]. تمرکز اصلی مقاله بر مدل‌سازی انتقال حرارت و روش محاسبه توزیع دما، شار حرارتی تابشی و شار حرارتی کلی در لاینر محفظه قرار داده شده است. پژوهشگران حاضر به‌عنوان نتیجه دریافته‌اند که شار تابشی و جابجایی هردو با افزایش فشار کاری افزایش می‌یابند. همچنین آن‌ها دریافته‌اند که با افزایش فشار از ۵ بار به ۲۵ بار، تغییر قابل‌توجهی در شار تابشی و جابجایی مشاهده می‌شود. همچنین گرچه نسبت شارهای حرارتی به انرژی ورودی کوچک خواهد بود، اما برای پیش‌بینی دقیق توزیع دما و افزایش طول عمر لاینر ضروری است.

یکی از اساسی‌ترین بخش‌های مورد نیاز برای توسعه و پیشرفت محفظه‌های احتراق توربین‌های گاز، شناخت و بررسی توزیع دمای بخش‌های داغ محفظه خصوصاً لاینر است. بررسی انتقال حرارت ترکیبی جابجایی و هدایت، با استفاده از نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس^۱ و رهیافت حجم محدود قابل انجام است. بررسی اثرات سوراخ‌های خنک‌کاری در بررسی توزیع دما اهمیت بسیار بالایی داشته و قابل صرف‌نظر کردن نیستند. ضریب انتقال حرارت درون محفظه احتراق در بخش ابتدایی بین ۸۰۰ تا ۱۰۰۰ وات بر مترمربع کلون بوده؛ در صورتی که در بخش سوراخ‌های ردیف اول و دوم این مقدار تا ۲۴۰۰ افزایش پیدا خواهد کرد. بیشینه دما در بخش‌های ابتدایی محفظه و در محل‌های برخورد

^۲PreCoDe^۳Multi-disciplinary design optimization (MDO)^۴Artificial Neural Network (ANN)^۵Genetic algorithm^۱CFX

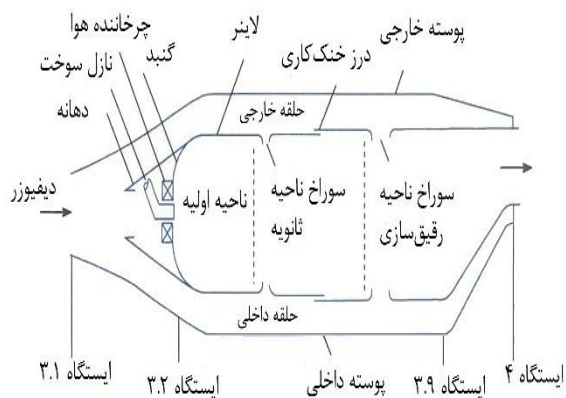
۳- تحلیل انتقال حرارت

جهت بررسی انتقال حرارت و توزیع دمای لاینر با استفاده از روابط تجربی و یا نیمه تجربی، نیاز است تعدادی از پارامترهای طراحی اولیه درون یک محفظه احتراق محاسبه شوند. مهم‌ترین این پارامترها، بیشینه دمای احتراق یا همان دمای آدیاباتیک شعله در بخش‌های مختلف محفظه احتراق است. بیشینه دمای شعله می‌تواند تأثیر مستقیم روی دمای لاینر و تنش‌های حرارتی وارده به لاینر و بدنه محفظه احتراق شود. یکی دیگر از پارامترهای موردنیاز برای محاسبه، تقسیم‌بندی هوا درون محفظه است. تقسیم‌بندی هوا بر اساس روابط و یا پیشنهادهای شرکت‌های سازنده صورت می‌گیرد. پارامتر نهایی در بررسی انتقال حرارت، ابعاد محفظه بوده که با استفاده از مراجع و منابع می‌توان آن‌ها را محاسبه کرد [۱۱]. در ابتدای این بخش پارامترهای طراحی مفهومی موردنیاز برای بررسی انتقال حرارت درون محفظه احتراق صورت خواهد گرفت. در ادامه توزیع دما درون محفظه و تقسیم‌بندی هوا بررسی خواهد شد. در نهایت امر نیز دو رویکرد مختلف جهت بررسی انتقال حرارت یک‌بعدی درون محفظه که شامل خنک کاری و بدون خنک کاری است، بررسی خواهد شد.

۳-۱- طراحی مفهومی محفظه احتراق

از آنجایی که بسیاری از روابط ارائه‌شده، در کتب و مراجع آورده شده است، توضیحات اساسی در ادامه آورده خواهد شد و مباحث تکمیلی در مراجع فوق قابل دستیابی است [۴]. محفظه احتراق موردبحث در این پژوهش از نوع حلقوی است. بخش‌های مختلف محفظه احتراق توربین‌های گازی در شکل ۲ و نمای شعاعی محفظه احتراق در شکل ۳، نشان داده شده است.

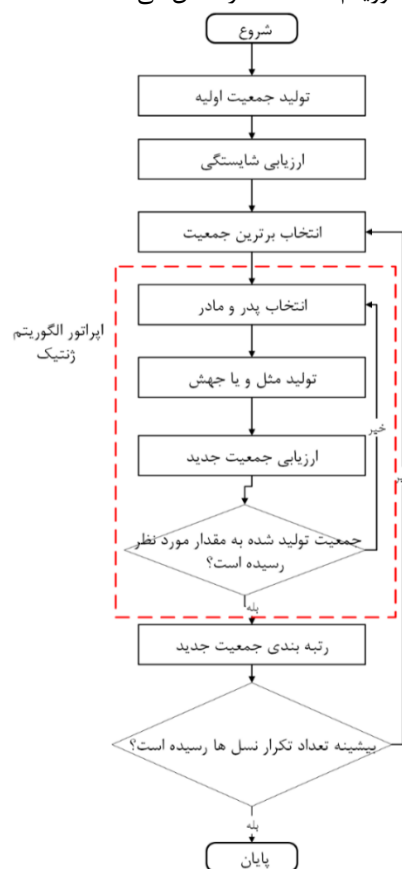
مساحت و قطر مرجع را می‌توان با استفاده از روابط ۱ و ۲ استخراج کرد. در رابطه ۲، بیانگر شعاع متوسط محفظه احتراق است.



شکل ۲: بخش‌های اصلی یک محفظه احتراق توربین گاز هوایی [۶]

۲۰۰۲ معرفی شد. این الگوریتم نسبت به نسخه پیشین خود (NSGA II)، چالش‌هایی مانند پیچیدگی محاسباتی بالا، نبود خاصیت نخبه‌گرایی و نیاز به پارامترهای اشتراک‌گذاری را برطرف کرده است [۱۰]. الگوریتم حاضر، بر اساس جمعیتی از راه‌حل‌ها عمل می‌کند که در طی نسل‌های متوالی تکامل می‌یابند تا اهداف متضاد را به صورت هم‌زمان بهینه کند. این الگوریتم بر اساس جمعیتی از راه‌حل‌ها عمل می‌کند که در طی نسل‌های متوالی تکامل می‌یابند تا اهداف متضاد را به صورت هم‌زمان بهینه کند. مراحل اصلی این الگوریتم به صورت زیر است:

- ایجاد جمعیت اولیه
 - ارزیابی تناسب هر فرد بر اساس توابع هدف
 - مرتب‌سازی جمعیت به جبهه‌های پارتوی نا مغلوب مختلف
 - انتخاب جمعیت با استفاده از فاصله تراکم ۱ جهت حفظ تنوع
 - اعمال عملگرهای تولیدمثل و جهش برای تولید فرزندان
- مزایای اصلی الگوریتم NSGA-II نسبت به سایر روش‌های بهینه‌سازی شامل توانایی آن در حل مسائل چندهدفه بدون تبدیل آن‌ها به مسئله تک هدفه و تمرکز بر حفظ تنوع در طول جبهه پارتو است که مانع از همگرایی زودرس می‌شود. شکل ۱ فلوچارت الگوریتم NSGA-II را نشان می‌دهد.



شکل ۱: الگوریتم بهینه‌سازی NSGA-II

در تحلیل انتقال حرارت محفظه احتراق شناسایی و تخمین دما در هر بخش اهمیت بالایی دارد. جهت تعیین دمای بخش‌های مختلف محفظه احتراق، از رابطه تئوری ارائه شده (رابطه ۴) می‌توان بهره برد [۱۲]. این رویکرد تغییرات دمای بخش‌های مختلف محفظه را به دمای آدیاباتیک شعله مرتبط می‌کند که بیانگر بیشینه انرژی قابل حصول از واکنش‌های شیمیایی سوخت است. در این رویکرد فرض می‌شود تا تغییرات دما بین نواحی مختلف به صورت خطی است [۱۲]. دمای آدیاباتیک شعله در اکثر شرایط کاری غیرقابل حصول است، اما از آنجایی که این دما بیشینه دمای درون محفظه را نشان می‌دهد، در تحلیل‌های انتقال حرارتی و طراحی به‌عنوان بدترین شرایط طرح استفاده می‌شود.

$$T_{out} = T_{in} + \eta_{zone} \Delta T_{adiabatic} \quad (4)$$

طبق رابطه ۴، دمای خروجی هر بخش محفظه احتراق برابر است با دمای ورودی به ناحیه به‌علاوه حاصل ضرب بازده ناحیه فوق در اختلاف دمای آدیاباتیک شعله. برای مثال دمای خروجی ناحیه اولیه، برابر است با دمای هوای ورودی به ناحیه به‌علاوه بازده ناحیه اولیه و اختلاف دمای آدیاباتیک شعله در این ناحیه. بازده ناحیه چرخشی^۵، اولیه، ثانویه و رقیق‌سازی به ترتیب از طریق روابط ۵ الی ۷ قابل استحصال است [۱۱].

$$\eta_{RZ} = 0.56 + 0.44 \times \tanh \left[1.5475 \times 10^{-3} (T_3 + 108 \ln P_3 - 1863) \right] \quad (5)$$

$$\eta_{PZ} = 0.71 + 0.29 \tanh \left[1.5475 \times 10^{-3} (T_3 + 108 \ln P_3 - 1863) \right] \quad (6)$$

$$\log \log \frac{1}{\eta} = 0.911 \log \psi_{300} + 8.02 \phi - 1.097 + D^* \quad (7)$$

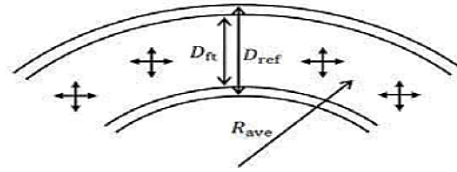
در رابطه ۷، ψ_{300} مقیاس واکنشی روش اودگرز بوده که طبق رابطه ۸ قابل محاسبه است. پارامترهای ϕ و D^* به ترتیب نسبت هم‌ارزی ناحیه در حال محاسبه و ثابت معادله هستند که طبق رابطه ۹ قابل دستیابی است [۱۱].

$$\log \psi_{300} = -1.39 - 4.4n - 1.1D^* \quad (8)$$

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

۳-۴- مدل انتقال حرارت یک‌بعدی

در شکل ۴، روش‌های مختلف انتقال حرارت درون محفظه احتراق نشان داده شده است. در شکل فوق، R_1 و R_2 به ترتیب



شکل ۳: نمای شعاعی محفظه احتراق حلقوی [۱۲]

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

$$A_{ref} = 2\pi R_{ave} D_{ref} \quad (2)$$

۳-۲- تقسیم هوا درون محفظه احتراق

در قدم بعدی، نیاز است تا دبی عبوری از هر بخش تعیین شود. تقسیم جریان هوا در محفظه احتراق یکی از مراحل اساسی طراحی محفظه است که به نحوی انجام می‌شود تا هم الزامات عملکردی و هم الزامات خنک کاری اجزا برآورده شوند. جریان هوای ورودی به محفظه احتراق به چهار بخش اصلی تقسیم می‌شود.

• هوای اولیه^۱:

هدف اصلی این بخش، ایجاد شرایط احتراق پایدار با نسبت هم‌ارزی نزدیک به استوکیومتری با کمی بیشتر است. حدود ۲۰ الی ۳۰ درصد از جریان کل هوای ورودی به این بخش اختصاص داده می‌شود [۷، ۱۲].

• هوای ثانویه^۲:

هدف از هوای ورودی به این بخش، تکمیل فرآیند احتراق و جلوگیری از تشکیل دوده و آلاینده‌ها است. مقدار این بخش حدود ۱۵ الی ۲۵ درصد از جریان کل است [۷، ۱۲].

• هوای رقیق‌سازی^۳:

هدف از ورود این هوا، کاهش دمای گازهای داغ در انتهای محفظه است تا دمای گازهای خروجی به دمای قابل تحمل برای پره‌های توربین کاهش یابد. به‌طورمعمول، حدود ۱۰ الی ۲۰ درصد از جریان هوا به این بخش اختصاص داده می‌شود [۷، ۱۲].

• هوای خنک کاری^۴:

بخش قابل‌توجهی از هوای ورودی به محفظه احتراق به خنک کاری اختصاص داده می‌شود (بین ۳۰ الی ۴۰ درصد هوای کل ورودی). میزان هوای خنک کاری را توسط رابطه تجربی ۳ می‌توان تخمین شد [۷، ۱۲].

$$\mu_{cool} = 0.1T_3 - 30 \quad (3)$$

۳-۳- توزیع دما درون محفظه احتراق

¹ Primary air flow

² Secondary air flow

³ Dilution air flow

⁴ Cooling air flow

⁵ Recirculation zone

توزیع دما درون محفظه احتراق حاصل می‌شود. ضریب صدور گاز در رابطه ۱۲، نیاز است تا محاسبه شود. مقدار این ضریب صدور به فشار، نوع سوخت و نسبت هم‌ارزی وابسته است. با استفاده از رابطه ۱۴، می‌توان ضریب صدور گاز را محاسبه کرد [۴].

$$\varepsilon_g = 1 - \exp\left(-290PL(qI_b)^{0.5} T_g^{-1.5}\right) \quad (14)$$

در رابطه ۱۴ نسبت هم‌ارزی سوخت بوده و L نیز ثابت مرتبط با نوع سوخت است که بسته به ترکیبات سوخت و روابط نیمه تجربی استخراج شده مختلف، مقدار متفاوتی دارد. در واقع این ثابت، نسبت کربن به هیدروژن سوخت را معیار قرار می‌دهد. در رابطه ۱۵، نحوه محاسبه آن آورده شده است [۴].

$$L = 0.0691(C/H - 1.82)^{2.71} \quad (15)$$

جهت محاسبه هدایت حرارتی درون لاینر نیز می‌توان از رابطه ۱۶ بهره برد. K_w و t_w در رابطه فوق نیز به ترتیب بیانگر ضریب هدایت حرارتی لاینر و ضخامت لاینر هستند.

$$k_{1-2} = \frac{k_w}{t_w} (T_{w1} - T_{w2}) \quad (16)$$

بعد از جایگذاری پارامترهای موجود در دسته روابط بالا، تمامی روابط تابعی از دمای سمت داغ و سطح سرد لاینر خواهند شد (T_{w1} و T_{w2}). با استفاده از رابطه ۱۷ و کوپل روابط فوق، می‌توان دما را به دست آورد.

$$R_1 + C_1 = R_2 + C_2 = \frac{k_w}{t_w} (T_{w1} - T_{w2}) = k_{1-2} \quad (17)$$

در صورت اضافه کردن خنک کاری به روابط درون محفظه، تمامی روابط به جز رابطه شماره ۱۰، ثابت خواهند بود. در هنگام اضافه کردن خنک کاری، شدت انتقال حرارت جابجایی درون محفظه احتراق تغییر خواهد کرد و طبق رابطه ۱۸ قابل محاسبه است [۴].

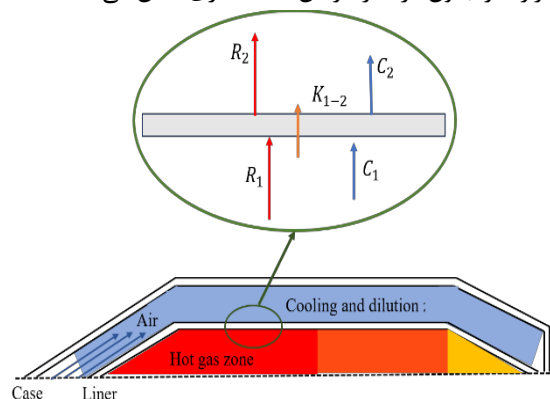
$$C_1 = 0.1 \frac{k_a}{x} \text{Re}_x^{0.8} \left(\frac{x}{s}\right)^{-0.36} (T_{w,ad} - T_{w1}) \quad (18)$$

x در رابطه ۱۸، فاصله سوراخ‌ها از بالادست و s قطر سوراخ‌ها بوده که در بخش طراحی و انتخاب سوراخ‌ها می‌توان محاسبه کرد. در ابتدای امر محاسبه شدت انتقال حرارت جابجایی، نیاز است تا رینولدز سوراخ‌ها و رینولدز جریان در فاصله x از پایین دست محاسبه شود. این کار با داشتن دبی هر بخش که از طراحی مفهومی حاصل می‌شود امکان‌پذیر است. دمای آدیاباتیک را می‌توان با استفاده از بازده خنک کاری که از طریق رابطه ۱۹ محاسبه می‌شود [۴].

$$\eta = \frac{T_g - T_{w,ad}}{T_g - T_a} \quad (19)$$

دمای گاز در رابطه ۱۹، با محاسبه دمای آدیاباتیک شعله در بخش توزیع دما، حاصل می‌شود. با داشتن مقدار بازده خنک

بیانگر شار حرارتی تشعشی منتقل شده از گازهای داغ احتراقی و تشعشع ساطع شده به پوسته اطراف محفظه هستند. C_1 و C_2 نیز به ترتیب نماینده شار حرارتی جابجایی گازهای داغ درون کوره و جابجایی بین لاینر و پوسته محفظه هستند. K_{1-2} شکل ۴ نیز هدایت حرارتی درون پوسته خواهد بود. شکل فوق، فرآیند انتقال حرارت را بدون در نظر گرفتن خنک کاری نشان می‌دهد.



شکل ۴: فرآیند پایه انتقال حرارت درون محفظه احتراق

با استفاده از روابط ۱۰ و ۱۱ می‌توان شار حرارتی جابجایی درون محفظه و در فضای بین لاینر و پوسته را محاسبه کرد.

$$C_1 = 0.02 \frac{k_g}{D_L^{0.2}} \left(\frac{\dot{m}_g}{A_L \mu_g}\right)^{0.8} (T_g - T_{w1}) \quad (10)$$

$$C_2 = 0.02 \frac{k_g}{D_{an}^{0.2}} \left(\frac{\dot{m}_{an}}{A_{an} \mu_a}\right)^{0.8} (T_{w2} - T_3) \quad (11)$$

K_g و k_a در روابط ۱۰ و ۱۱، ضریب هدایت حرارتی گاز درون محفظه و هوای اطراف لاینر هستند. \dot{m}_{an} و \dot{m}_g نیز دبی جرمی گاز درون محفظه و دبی جرمی هوای اطراف لاینر بوده که از بخش تقسیم هوای طراحی، استخراج خواهد شد. D_L ، D_{an} و μ_g و μ_a در روابط فوق نیز به ترتیب قطر لاینر، حلقه، ویسکوزیته گاز و ویسکوزیته هوا هستند [۴].

با استفاده از روابط ۱۲ و ۱۳ نیز می‌توان شار حرارتی تشعشی درون محفظه و منتقل شده از لاینر به پوسته محفظه را به دست آورد.

$$R_1 = 0.5\sigma(1 + \varepsilon_w)\varepsilon_g T_g^{1.5} (T_g^{2.5} - T_{w1}^{2.5}) \quad (12)$$

$$R_2 = \sigma \frac{\varepsilon_w \varepsilon_c}{\varepsilon_c + \varepsilon_w (1 - \varepsilon_c)} \left(\frac{D_L}{D_{ref}}\right) \times (T_{w2}^4 - T_3^4) \quad (13)$$

ε_w و ε_c در روابط ۱۲ و ۱۳، بیانگر ضریب صدور دیواره لاینر و پوسته محفظه احتراق است. در رابطه ۱۲، تشعشع در حال رخداد، ناشی از گازهای داغ احتراقی بوده و در رابطه ۱۳ که بیانگر تشعشع بین لاینر و پوسته است، به صورت سطح به سطح حرارت منتقل می‌شود. T_g دمای شعله است که از محاسبات

ناحیه رقیق‌سازی با افت فشار محفظه احتراق متغیر بوده و از طریق جدول ۱ و تابعی از فاکتور الگو محاسبه می‌شود. مقادیر متداول فاکتور الگو در محدوده ۰/۰۵ الی ۰/۸۵ قرار خواهند داشت که مقادیر نزدیک به ۰/۲ بهینه‌ترین مقادیر خواهند بود [۴].

جدول ۱: نسبت طول ناحیه رقیق‌سازی به قطر لاینر به ازای فاکتورهای افت فشار مختلف [۱۱]

L_{DZ}/D_{ft}	$\Delta P_{3-4}/q_{ref}$
$3.78-6 \times TQ$	۱۵
$3.83-11.83 \times TQ + 13.4 \times TQ^2$	۲۰
$2.96-9.86 \times TQ + 13.3 \times TQ^2$	۳۰
$2.718-12.64 \times TQ + 28.51 \times TQ^2$	۵۰

L_d و L_{TD} در رابطه ۲۲ به ترتیب طول کانال تغییر مسیر و طول دیفیوزر است. طول دیفیوزر از طریق رابطه ۲۳ قابل محاسبه است. زاویه دیفیوزر موجود در رابطه ۲۳ نیز از طریق رابطه ۲۴ و با فرض افت فشار دیفیوزر ۱ درصد محاسبه خواهد شد. طول کانال تغییر مساحت نیز برابر با قطر لاینر در نظر گرفته می‌شود [۶].

$$L_{dif} = \frac{R_0 - R_3}{\tan \varphi} \quad (22)$$

$$\frac{\Delta P_{dif}}{P_3} = 1.75 R_a \left[\frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_3}}{P_3} \right]^2 \times \frac{(\tan \psi)^{1.22}}{A_3^2} \left[1 - \frac{A_3}{A_o} \right]^2 \quad (23)$$

جهت محاسبه وزن و بهینه‌سازی آن صرفاً وزن لاینر و پوسته در نظر گرفته شده است و وزن متعلقات دیگر در این مرحله در نظر گرفته نشده است. وزن محفظه احتراق از طریق دسته روابط ۲۴ قابل حصول است [۱۶]. در هنگام محاسبه وزن لاینر، می‌توان حجم سوراخ‌های طراحی شده در بخش طراحی مفهومی را از حجم کلی کاست، این کار منجر به کم‌تر شدن وزن محفظه می‌شود. در این پژوهش، بهینه‌سازی بیشینه وزن مورد بحث بوده؛ لذا حجم سوراخ‌ها از حجم کلی کم نشده است.

$$W_C = W_{liner} + W_{case}$$

$$V_{liner} = \pi \times (r_o^2 - r_i^2) \times L_{liner}$$

$$V_{effective} = V_{liner} \times (1 - f_{holes}) \quad (24)$$

$$W_{Liner} = V_{effective} \times \rho$$

$$W_{case} = V_{case} \times \rho$$

کاری، می‌توان دمای آدیاباتیک را محاسبه کرده و در رابطه ۱۸ قرارداد و با ترکیب آن با مقادیر شدت انتقال حرارت‌های دیگر، دمای دو سمت لاینر را محاسبه کرد. با استفاده از رابطه ۲۰، می‌توان بازده خنک کاری را محاسبه کرد [۴].

$$\eta = 1.28 \left(\frac{\mu_a}{\mu_g} \right)^{0.15} \left(\frac{xt}{s^2} \right)^{-0.2} \quad (20)$$

t در رابطه ۲۰، بیانگر ضخامت سوراخ است که عموماً مقداری برابر با ضخامت لاینر در طراحی دارد [۴].

بعد از محاسبه دمای لاینرها، جهت یکسان‌سازی و بهینه‌سازی صحیح عملکرد، تنش‌های حرارتی درون محفظه محاسبه و بهینه خواهند شد. از آنجایی که روش انتقال حرارت مورد بررسی یک‌بعدی است، تنش حرارتی اعمالی نیز به صورت یک‌بعدی در نظر گرفته شده است. با استفاده از رابطه ۲۱، می‌توان تنش حرارتی ناشی از اختلاف دمای دو سمت لاینر را محاسبه کرد [۱۳].

$$\sigma_{Thermal} = \alpha E \Delta T \quad (21)$$

در رابطه بالا، E مدول یانگ، α ضریب انبساط حرارتی و ΔT اختلاف دمای دو سمت لاینر است.

از آنجایی که هدف پژوهش فوق، ترکیب طراحی مفهومی محفظه احتراق با روابط انتقال حرارت جهت کمینه‌سازی دمای لاینر و تنش‌های حرارتی محفظه است، بهینه‌سازی برای بدبینانه‌ترین حالت ممکن (عدم حضور خنک کاری) صورت می‌گیرد. با این توضیح، در صورت توانایی کمینه‌سازی دمای لاینر، می‌توان از کمینه شدن آن در شرایط خنک کاری نیز اطمینان حاصل کرد (اضافه کردن خنک کاری به سیستم می‌تواند تا ۲۲ درصد منجر به کاهش دمای لاینر شود [۱۴]). با این حال در بخش طراحی روابط مربوط به خنک کاری نیز آورده و اعتبارسنجی شده‌اند.

۴- محاسبه وزن محفظه احتراق

جهت محاسبه وزن محفظه احتراق می‌توان رویکردهای متفاوتی را در پیش گرفت. یکی از این رویکردها استفاده از روابط تخمین زنده وزن محفظه احتراق است [۱۵]. از آنجایی که این روابط برای موتورهای مختلف اصلاح نشده و روابط ارائه شده اکثراً قدیمی است، از رویکرد دیگری جهت محاسبه وزن بهره برده شده است [۱۶]. در ابتدای امر، نیاز است تا طول محفظه احتراق محاسبه شود. طول محفظه احتراق را از طریق رابطه ۲۲ قابل محاسبه است [۶].

$$L_{CH} = L_{pz} + L_{sz} + L_{dz} + L_{TD} + L_d \quad (25)$$

در رابطه بالا، L_{pz} ، L_{sz} و L_{dz} به ترتیب طول ناحیه اولیه، ثانویه و رقیق‌سازی هستند. طول ناحیه اولیه و ثانویه به ترتیب دوسوم الی سه‌چهارم قطر لاینر و نصف قطر لاینر هستند. طول

۵- اعتبارسنجی مدل طراحی حاضر

در ابتدای استفاده از یک روش جهت پیاده‌سازی بهینه‌سازی، نیاز است تا روش عملیاتی با یک مدل نمونه مقایسه شود. جهت اعتبارسنجی، معادلات و روش‌های ارائه‌شده در بخش طراحی مفهومی و انتقال حرارت با مقاله روش مرجع [۶] و [۷] به‌صورت کد درآمده و نتایج با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

در جدول ۲، خروجی‌های حاصله از روش طراحی مفهومی حاضر با مقاله مرجع مقایسه و فهرست شده است. همان‌طور که مشخص است، کد نوشته‌شده از طراحی مفهومی محافظه احتراق، توانایی پیش‌بینی رفتار و الگو را به‌خوبی در مقایسه با مطالعه مرجع دارا است. بیشینه اختلاف بین داده‌ها در بخش توزیع دما رخ داده که برابر ۱۴ درصد است، علت این اختلاف نیز می‌تواند اختلاف دمای آدیاباتیک سوخت محاسباتی با سوخت فرض شده باشد.

در جدول ۳ نیز اختلاف نتایج مدل انتقال حرارت یک‌بعدی بدون و با خنک کاری آورده شده است. همان‌طور که مشخص است، بیشینه خطای محاسبات انتقال حرارت درون محافظه احتراق، برابر با ۰/۴ درصد است که نشان از پیش‌بینی مناسب کد نوشته‌شده دارد.

جدول ۲: اعتبارسنجی روش طراحی مفهومی منتخب

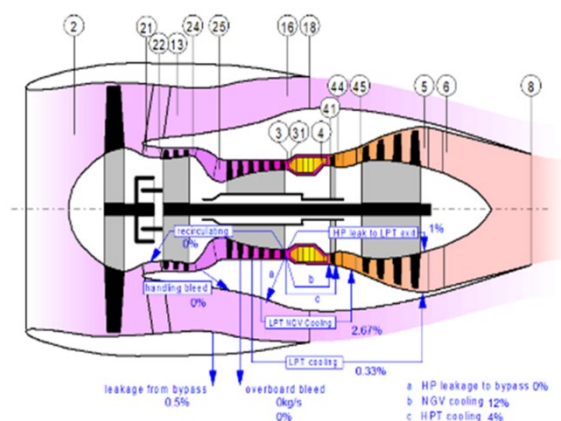
پارامتر	مقدار مرجع [۷]	خروجی الگوریتم (درصد)	اختلاف (درصد)
مساحت مرجع (متر)	۰/۰۸۲	۰/۰۸۲	-
طول ناحیه اولیه (متر)	۰/۰۳	۰/۰۳	-
طول دیفیوزر (متر)	۰/۰۱۶۷	۰/۰۱۷	۱/۷
طول ناحیه رقیق‌سازی (متر)	۰/۰۶۹	۰/۰۶۹	-
قطر چرخاننده (متر)	۰/۰۲۳۴	۰/۰۲۲۳	۲
دمای خروجی محافظه احتراق (کلوین)	۱۲۵۰	۱۴۵۳	۱۴
طول گنبد (متر)	۰/۰۳۳	۰/۰۳۴۵	۲/۹
طول ناحیه چرخشی (متر)	۰/۰۴۷	۰/۰۴۵۸	۲

جدول ۳: اعتبارسنجی مدل انتقال حرارت بدون و با خنک کاری

پارامتر	مقدار مرجع [۴] (کلوین)	خروجی الگوریتم (کلوین)	اختلاف (درصد)
دمای سمت سرد لاینر (بدون خنک کاری)	۱۶۰۳	۱۶۰۳	-
دمای سمت گرم لاینر (بدون خنک کاری)	۱۶۴۰	۱۶۴۰	-
دمای سمت سرد لاینر (با خنک کاری)	۱۲۷۰	۱۲۶۵	۰/۴
دمای سمت گرم لاینر (با خنک کاری)	۱۲۸۰	۱۲۸۳	۰/۲۳

۶- محافظه احتراق و شرایط عملکردی

محافظه احتراق موتور موردبررسی در این پژوهش، CFM56 شرکت جنرال الکتریک بوده که کاربرد زیادی در صنایع هوابیمایی خصوصاً هواپیماهای مسافربری ایرباس و بوئینگ دارد. محافظه احتراق این موتور از نوع حلقوی^۱ است. جهت تعیین شرایط اولیه طراحی موتور فوق، از مراجع مرتبط [۱۷] و [۱۸] و همچنین نرم‌افزار گزرتب^۲ بهره برده شده است. در شکل ۵، شما تیک ایستگاه‌های مختلف محافظه احتراق موتور فوق نشان داده شده است.



شکل ۵: شماتیک ایستگاه‌های مختلف موتور حاضر [۱۹]

در شکل ۶ نیز جدول خروجی مشخصات تحلیل سیکلی تک نقطه برای محافظه احتراق حاضر آورده شده است. در جدول ۴ نیز، مشخصات موردنیاز برای محاسبات طراحی اولیه و انتقال حرارت، فهرست شده است.

از آنجایی که در فرآیند طراحی، نیاز است تا جنس لاینر و پوسته محافظه احتراق مشخص باشد تا بتوان از خواص آن‌ها در محاسبات استفاده کرد، جدول ۵ خواص مواد استفاده‌شده در تحقیق حاضر را نشان می‌دهد. مواد متداول استفاده‌شده در بدنه و لاینر محافظه احتراق با توجه به کاربرد، می‌تواند متفاوت باشد. Hastelloy X، Inconel 718، Inconel 625، و Haynes 230 جنس لاینر تعدادی از مواد پرکاربرد در این صنعت هستند. در جدول ۵، مقادیر استاندارد پارامترها آورده شده است (جنس لاینر Hastelloy X و جنس پوسته، Inconel 718 در نظر گرفته شده است). از آنجایی که بسیاری از این خواص، در هنگام تغییر دما و فشار متفاوت خواهند بود، دو پارامتر اصلی اثرگذار در محاسبات تنش‌های حرارتی (رابطه ۲۱)، که مدول یانگ و ضریب انبساط حرارتی هستند، در الگوریتم بهینه‌سازی متغیر با دما قرار

^۱ Annular

^۲ GasTurb

$$\alpha = \alpha_o \times f(T_3) \times g(P_3)$$

$$g(P_3) = 1 - 0.002 \times (P_3 - 1) \quad (26)$$

$$f(T_3) = 1 + 0.0001 \times (T_3 - 300)$$

جدول ۵: خواص مواد

پارامتر	واحد	مقدار
ضریب صدور پوسته	-	۰/۴
ضریب صدور لاینر	-	۰/۷
ضریب هدایت لاینر	$\frac{W}{m.K}$	۲۶
ضریب هدایت حرارتی گاز	$\frac{W}{m.K}$	۰/۱۵۷
ضریب هدایت حرارتی هوا	$\frac{W}{m.K}$	۰/۰۵۵۳
ویسکوزیته گاز	$\frac{kg}{m.s}$	7×10^{-5}
ویسکوزیته هوا	$\frac{kg}{m.s}$	3×10^{-9}
مدول یانگ لاینر (استاندارد)	GPa	۲۰۰
ضریب انبساط حرارتی لاینر (استاندارد)	$\frac{1}{K}$	14×10^{-6}
چگالی پوسته	$\frac{kg}{m^3}$	۸۲۰۰
چگالی لاینر	$\frac{kg}{m^3}$	۸۲۰۰

۷- توابع هدف، قیود و پارامترهای بهینه‌سازی

یکی از بخش‌های اصلی هر مسئله بهینه‌سازی، تنظیم مناسب و صحیح قیود محدودکننده فضای جستجو است. انتخاب نادرست قیود و یا اعمال نکردن آن‌ها در مسائل مهندسی، می‌تواند عواقبی از قبیل همگرایی دیر هنگام و یا جواب‌های غیرواقعی در پی داشته باشد. به‌طور کلی قیود اعمالی در یک مسئله واقعی مهندسی را می‌توان به دودسته قیود هندسی و قیود عملکردی دسته‌بندی کرد. قیود هندسی در واقع پیشنهادهای ارائه‌شده توسط طراحان و یا محدودیت ساخت و آزمایش را شامل می‌شوند. قیود هندسی منتخب باید توانایی دستیابی در دنیای واقعی را داشته باشند. این قیود می‌توانند شامل دمای هوای ورودی، فشار هوای ورودی که رابطه مستقیم با شرایط عملیاتی موتور دارد، نسبت هم‌ارزی سوخت و غیره باشند.

در این پژوهش قیود عملکردی شامل دمای هوای ورودی و فشار هوای ورودی انتخاب شده است. دلیل انتخاب این پارامترها نیز توانایی تنظیم آن‌ها تا حدودی در شرایط مختلف است. برای نمونه، دمای هوای ورودی به محفظه احتراق را می‌توان با استفاده از فن‌های پیش‌گرمایش و یا تغییرات در پایین‌دست موتور، تا حدودی تنظیم کرد. قید عملکردی دما بین ۷۰۰ الی ۸۵۰ کلوین و محدوده فشار منتخب، بین ۲۰ الی ۳۰ اتمسفر خواهد بود. قیود

داده‌شده‌اند. الگوریتم بهینه‌سازی حاضر، با استفاده از روابط ۲۵ و ۲۶، در هر لحظه و برای شرایط متفاوت مقادیر فوق را تغییر خواهد داد تا دقت محاسبات بالاتر رود [۲۰].

Station	W kg/s	T K	P kPa	WRstd kg/s	FN	
amb		288,15	101,325			99,72 kN
2	313,798	288,15	101,325	313,798	TSFC	10,9815 g/(kN*s)
13	260,957	338,15	167,693	170,812	WF	1,0951 kg/s
21	52,841	288,16	101,335	52,836	s NOX	0,7837
22	52,841	288,16	101,335	52,836	Core Eff	0,4233
24	52,841	369,92	221,113	27,436	Prop Eff	0,0000
25	52,841	369,92	221,113	27,436	BR	4,9386
3	52,841	770,80	2447,503	3,578	P2/P1	1,0000
31	45,391	770,80	2447,503		F3/P2	24,15
4	46,486	1577,62	2325,127	4,740	F5/P2	1,4619
41	50,185	1522,97	2325,127	5,028		
43	50,185	1162,83	569,646		F16/P6	1,12360
44	53,355	1141,00	569,646		F16/P2	1,62621
45	53,355	1141,00	569,646	18,885	F6/P5	0,99000
49	53,355	862,60	148,131		A8	0,29330 m ²
5	53,355	862,60	148,131	63,145	A18	0,74236 m ²
8	53,936	861,65	146,650	64,441	XMS	0,75799
18	260,957	338,15	164,776	173,836	XM18	0,86335
Bleed	0,000	770,80	2447,503		WBLd/W2	0,00000
					CD8	0,97863
					CD18	0,98728
					FMX	0,0 kW
					V18/V8, id=	0,71064
					WBLD/W22=	0,00000
					Wrccl/W25=	0,00000
					Loading=	100,00 %
					e44 th=	0,82491
					WBLD/W25=	0,00000
					HP Spool mech Eff	0,9900
					Nom Spd	14324 rpm
					WHNGV/W25=	0,07000
					LP Spool mech Eff	1,0000
					Nom Spd	4835 rpm
					WHcl/W25=	0,06000
					E22/P21=1,0000	
					E25/E24=1,0000	
					P45/P44=1,0000	
					P6/P5=	0,9900
					F16/P13=	0,9826

hum [%]	war0	FHV	Fuel
0,0	0,00000	42,769	Generic

شکل ۶: جدول مشخصات طراحی سیکل تک نقطه موتور CFM56

[۱۷]

جدول ۴: داده‌های ورودی موردنیاز طراحی محفظه احتراق

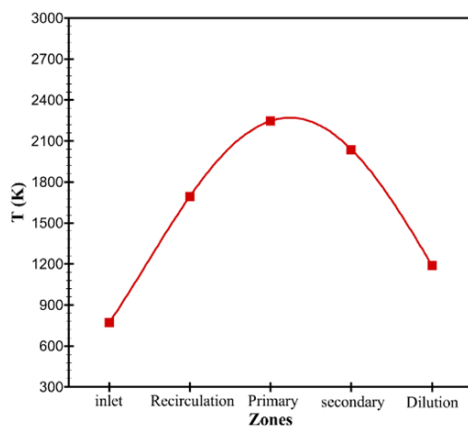
پارامتر	واحد (نماد)	مقدار
دبی هوای ورودی	kg/s (\dot{m}_3)	۴۵/۳۹
دمای هوای ورودی	K (T_3)	۷۷۰/۸
فشار هوای ورودی	P_3 (kPa)	۲۲۴۷/۵
دبی سوخت ورودی	\dot{m}_f ($\frac{kg}{s}$)	۱/۰۹۵
سرعت هوای ورودی	V_3 ($\frac{m}{s}$)	۱۰۹/۸۲
مساحت خروجی کمپرسور	A_3 (m ²)	۰/۰۴۳۶
مساحت ورودی توربین	A_4 (m ²)	۰/۰۴۰۴
افت فشار محفظه نسبت به فشار ورودی	$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3}$	۰/۰۵
افت فشار محفظه نسبت به فشار دینامیک	$\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}}$	۴۵
نسبت سوخت به هوا خروجی محفظه	fa_4	۰/۰۲۸
نسبت فشار کمپرسور	CPR	۱۵

$$E = E_o \times f(T_3) \times g(P_3)$$

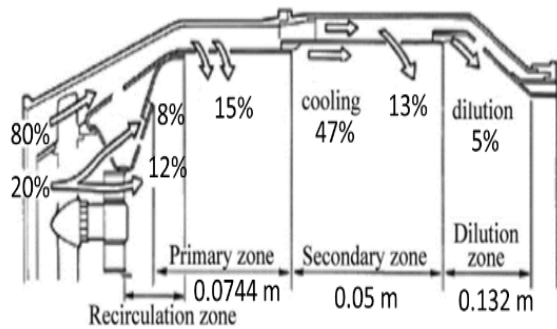
$$g(P_3) = 1 + 0.01 \times (P_3 - 1) \quad (25)$$

$$f(T_3) = 1 - 0.0004 \times (T_3 - 300)$$

است. همان‌گونه که مشخص است، بیشینه دمای گاز درون محفظه ۲۲۰۰ کلوین خواهد بود که در ناحیه اولیه رخ می‌دهد؛ لذا در بخش محاسبه دمای لاینر از این دما استفاده خواهد شد. در شکل ۸ نیز تقسیم‌بندی هوای طراحی به همراه طول نواحی مختلف به متر آورده شده است. محاسبات این بخش نیز مانند بخش طراحی مفهومی، تقسیم هوا و محاسبه طول صورت گرفته است. همان‌گونه که می‌توان مشاهده کرد طول اولیه محفظه احتراق طرح، ۰/۲۶ متر خواهد بود. در جدول ۶، نتایج دمای لاینر و تنش حرارتی معادل در طراحی نیز آورده شده است.



شکل ۷: تغییرات دمای شعله در طول محفظه احتراق



شکل ۸: تقسیم هوا درون محفظه احتراق به همراه ابعاد

جدول ۶: نتایج محاسبات انتقال حرارت و وزن محفظه احتراق

مقدار	واحد	پارامتر
۱۴۶۸	K	دمای سمت سرد لاینر
۱۶۴۰/۵	K	دمای سمت گرم لاینر
۴۸۳	Mpa	تنش حرارتی اعمالی معادل
۲۹	kg	وزن پوسته و لاینر

در ابتدای بررسی نتایج بهینه‌سازی، نیاز است تا همگرایی الگوریتم حاضر مورد بحث و بررسی قرار گیرد. شکل ۹ نمودار همگرایی را برای دو هدف وزن و تنش‌های حرارتی وارده به لاینر نشان می‌دهد. مقادیر شکل فوق، میانگین داده‌های هر تکرار روی جبهه پارتوی اول هستند. میانگین داده‌های وزنی، ۲۹/۳ کیلوگرم

عملکردی اعمال شده در این تحقیق، طول ناحیه اولیه و قطر چرخاننده محفظه احتراق است، به طوری که طبق پیشنهادهای طراحان، مقداری برابر با دوسوم الی سه‌چهارم قطر لاینر و دودهم الی سدهم قطر لاینر خواهد بود. با توجه به مقید بودن نسبت هم‌ارزی ناحیه اولیه، دمای هوای ورودی، فشار هوای ورودی، طول ناحیه اولیه و قطر چرخاننده، تقریباً تمامی پارامترهای تأثیرگذار روی توابع هدف، متغیر خواهند بود. مساحت و قطر مرجع، مساحت و قطر لاینر، حجم ناحیه اولیه و فاکتور الگو از این دست پارامترها هستند.

جهت حل مسئله بهینه‌سازی پژوهش حاضر، از الگوریتم NSGA-II و نرم‌افزار متلب بهره برده شده است. تعداد جمعیت تولیدشده برابر با ۲۰۰ و تعداد تکرار ۱۰۰ برای تکرارها در نظر گرفته شده است. نرخ تولید ژن‌های مولود^۱ برابر با ۴۰ درصد و نرخ جهش^۲ برابر با ۵۰ درصد برای هر ژن در نظر گرفته شده است. در ابتدای امر شروع الگوریتم، به تعداد جمعیت مشخص شده، داده تصادفی در محدوده قیود مشخص شده تولید خواهد شد. بعد از تشکیل جمعیت اولیه، مقدار توابع هدف برای هر ژن محاسبه خواهد شد. در ادامه با استفاده از روش غیرهمپوشانی^۳، بهترین جواب‌ها نسبت به یکدیگر پیداشده و جبهه پارتو اولیه را تشکیل می‌دهند. در ادامه امر با توجه به نرخ زادوولد و جمعیت و امکان جهش ژن‌ها، جمعیت ثانویه تولیدشده و جبهه پارتو در تکرار دوم پیدا خواهد شد. با تکرار این عملیات به اندازه تعداد تکرارهای مجاز الگوریتم، جبهه پارتو که شامل بهترین جواب‌های هر ۴ تابع هدف هستند پیدا خواهد شد.

هدف پژوهش حاضر، کمینه‌سازی وزن محفظه احتراق و تنش حرارتی اعمال شده به لاینر محفظه احتراق به طور هم‌زمان است. در روابط ۲۷ و ۲۸ نیز به ترتیب توابع اهداف آورده شده است.

$$f_1(T_3, P_3, R_C, R_L) = \min(W_C) \quad (27)$$

$$f_2(T_{Liner}, T_3, P_3) = \min(\sigma_{thermal}) \quad (28)$$

۸- تحلیل نتایج

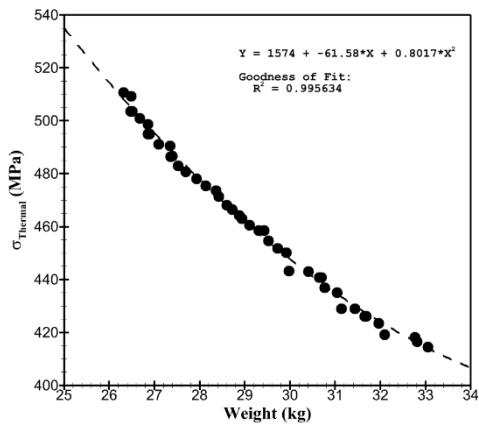
در ابتدای بخش تحلیل نتایج خروجی‌های ابتدایی بخش طراحی مفهومی و انتقال حرارت درون محفظه احتراق ارائه خواهد شد. در شکل ۷، توزیع دمای گازهای داغ در نواحی مختلف محفظه احتراق نشان داده شده است. نمودار فوق، طبق روش محاسبات دمای احتراق درون محفظه و دسته روابط ۴ الی ۹ حاصل شده

^۱Number of crossover

^۲Mutation rate

^۳Non dominated sorting

[فشار ورودی، قطر لاینر، دمای ورودی]
 [تنش حرارتی، وزن]



شکل ۱۰: جبهه پارتو دو هدف وزن و تنش‌های حرارتی لاینر

$$\sigma = 0.8017W^2 - 61.58W + 1574 \quad (29)$$

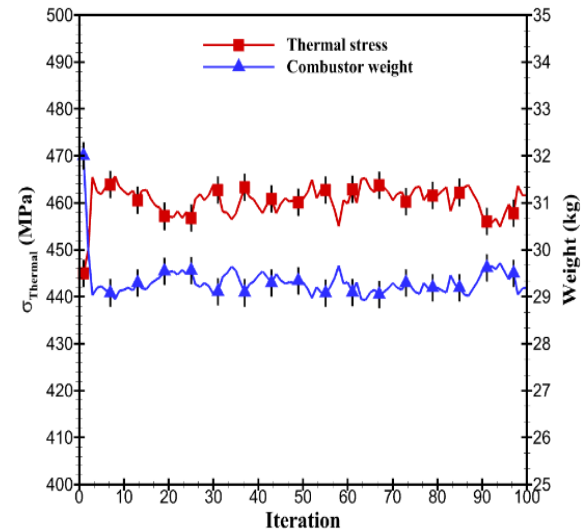
جدول ۷: نماینده‌های جبهه اول پارتو

ردیف	کروموزوم	توابع هدف
۱	[700.2,0.064,29.7]	[26.18,574.54]
۲	[815.1,0.066,20.97]	[30.5,489.55]
۳	[837.3,0.067,23.85]	[31.23,479.9]
۴	[700.2,0.065,23.3]	[26.89,553.56]
۵	[700.16,0.064,20.97]	[22.17,545.8]
۶	[751.8,0.068,24.75]	[28.34,529.32]

یکی از اصلی‌ترین بخش‌های هر مسئله بهینه‌سازی، قیود اعمالی به مسئله است. دلایل اهمیت این مورد قبلاً ارائه شده است. جهت بررسی دقیق‌تر مسئله بهینه‌سازی برای ۴ حالت مختلف فشار ثابت، دمای ثابت، محدوده گسترده‌تر فشار هوای ورودی (۱ الی ۳۰ اتمسفر) و محدوده گسترده‌تر دمای کاری (۶۰۰ الی ۸۵۰ کلوین)، مورد بررسی قرار گرفته است.

در شکل ۱۱، تأثیر قید فشار و در شکل ۱۲، تأثیر قید دما نشان داده شده است. با مشاهده هر دو شکل می‌توان مشاهده کرد که در صورتی که یکی از قیود اعمال شده، ثابت نگاه داشته شود، محل جبهه پارتو تغییر نخواهد کرد؛ اما این اتفاق منجر به کوچک‌تر شدن فضای جستجوی الگوریتم می‌شود. لذا در این صورت، احتمال دستیابی به انتخاب‌های کم‌تر وجود خواهد داشت که مطلوب مسئله نخواهد بود. همچنین در صورتی که افزایش محدوده قیود عملکردی، می‌توان مشاهده کرد که جبهه پارتو گسترده‌تر خواهد شد (تنش حرارتی مابین ۴۲۰ تا ۵۸۰ و وزن بین ۲۵ تا ۱۳۵ کیلوگرم)، این گسترده‌گی منجر به پیدایش جبهه پارتوی بزرگ‌تر می‌شود؛ اما در این حالت ممکن است از منظر دستیابی شرایط را سخت کند. برای مثال می‌توان مشاهده

و میانگین داده‌های تنش، ۴۶۰ مگا پاسکال خواهد بود. همان‌طور که مشخص است، مقدار تغییرات توابع هدف بعد از حدود ۱۰ تکرار بسیار کم شده و در محدوده کوچکی نوسان خواهد کرد. با مشاهده شکل ۹، می‌توان نتیجه گرفت که تعداد تکرارهای در نظر گرفته شده برای مسئله فوق مناسب خواهد بود.



شکل ۹: همگرایی حل الگوریتم بهینه‌سازی برای دو هدف وزن و تنش‌های حرارتی وارد به لاینر

در شکل ۱۰، جبهه پارتو اول دو هدف فوق نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است، کاهش وزن محفظه احتراق موتور حاضر، منجر به افزایش دمای لاینر شده و تنش‌های حرارتی را افزایش می‌دهد. بیشینه وزن محفظه احتراق، برابر با ۳۳ کیلوگرم بوده که تنش حرارتی معادل با ۴۱۵ مگا پاسکال را تحمل می‌کند. کم‌ترین وزن محفظه نیز تقریباً ۲۶ کیلوگرم بوده که تنش حرارتی معادل با ۵۱۱ مگا پاسکال را تحمل می‌کند. با مقایسه با طرح اولیه (جدول ۶) می‌توان مشاهده کرد که استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی، می‌تواند تا ۱۶ درصد تنش‌های حرارتی را کاهش دهد. از آنجایی که وزن محفظه احتراق قبل از بهینه‌سازی ۲۹ کیلوگرم محاسبه شد، استفاده از این الگوریتم می‌تواند تا ۱۰ درصد نیز وزن را نسبت به طراحی مفهومی صورت گرفته کم‌تر کند. جبهه پارتوی اهداف فوق از رابطه ۲۹ پیروی می‌کند. با استفاده از رابطه فوق و داشتن قیود ذکر شده در فصل پیشین، بدون ران کردن الگوریتم در نرم‌افزار می‌توان بهترین وزن و یا تنش حرارتی اعمالی به محفظه در وزن خاص را محاسبه کرد.

در جدول ۷ به‌عنوان نماینده، ۱۰ عدد از داده‌های جبهه پارتو فهرست شده است. از آنجایی که تمامی داده‌ها روی جبهه پارتو قرار گرفته است، هیچ‌کدام نسبت به دیگری برتری نداشته و تمامی آن‌ها بهترین شرایط را برای ورودی‌های اولیه دارند. ترتیب کروموزوم‌ها و توابع هدف ارائه شده در جدول فوق، به شرح زیر است.

۹- نتیجه گیری

در این پژوهش برای اولین بار بهینه‌سازی انتقال حرارت درون محفظه احتراق توربین گاز به صورت چندهدفه و ترکیبی با وزن محفظه مورد بحث و بررسی قرار گرفته است. بهینه‌سازی‌ها برای محفظه احتراق موتور CFM56 و با استفاده از الگوریتم NSGA-II و نرم‌افزار متلب انجام شده است. کد توسعه یافته جهت بهینه‌سازی طراحی، توانایی تغییر خواص مواد، اضافه کردن روابط تغییر خواص با دما برای هر ماده و اضافه کردن خنک کاری را به معادلات دارد و می‌تواند نقطه شروع مناسبی برای طراح بوده تا طراحی‌های انجام شده در کم‌ترین زمان ممکن و با کم‌ترین تعداد تکرار، به بهینه‌ترین شرایط خود دست یابند. به صورت خلاصه نتایج پژوهش حاضر عبارت‌اند از:

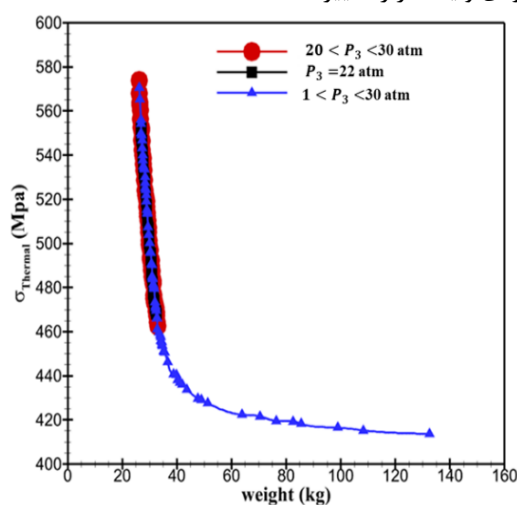
- الگوریتم بهینه‌سازی NSGA-II به خوبی با مسائل هوافضا سازگار بوده و می‌توان در شرایط مختلف از آن استفاده کرد.
- اضافه کردن خنک کاری به روابط انتقال حرارت درون محفظه می‌تواند تا حد زیادی منجر به کاهش دمای لاینر شده و تنش‌های حرارتی را کاهش دهد.
- جبهه پارتوی یافت شده در مسئله حاضر، توانایی کاهش تنش‌های حرارتی لاینر را تا ۱۶ درصد و کاهش وزن محفظه احتراق که شامل لاینر و پوسته است را تا ۱۰ درصد دارد.
- انتخاب قیود عملکردی بسیار حائز اهمیت است، به صورتی که ثابت در نظر گرفتن یکی از قیود اصلی مانند دما و یا فشار، منجر به کاهش ناحیه جستجو و جبهه پارتو می‌شود، این در حالی است که افزایش ناحیه قیود، می‌تواند منجر به افزایش دامنه جبهه پارتو شود.
- افزایش دامنه جستجو و یا قیود مسئله، می‌تواند منجر به ایجاد شرایط غیرواقعی شود.
- بیشینه وزن محفظه احتراق، برابر با ۳۳ کیلوگرم بوده که تنش حرارتی معادل با ۴۱۵ مگا پاسکال را تحمل می‌کند. کم‌ترین وزن محفظه نیز تقریباً ۲۶ کیلوگرم بوده که تنش حرارتی معادل با ۵۱۱ مگا پاسکال را تحمل می‌کند.

۱۰- فهرست علائم

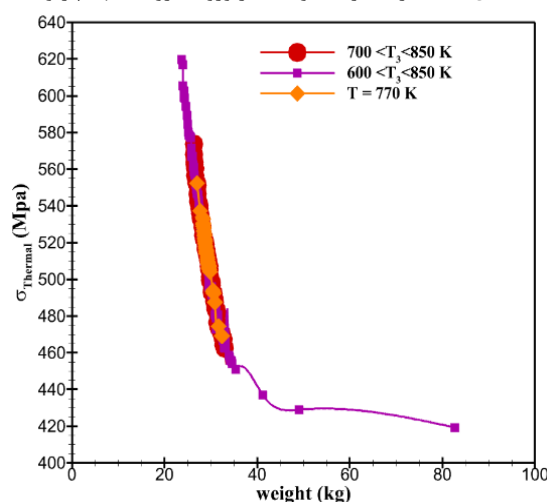
دبی هوای ورودی (کیلوگرم بر ثانیه)	\dot{m}_3
دمای هوای ورودی (کلوین)	T_3
فشار ورودی (کیلو پاسکال)	P_3
افت فشار محفظه به فشار دینامیک	$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3}$
افت فشار محفظه به فشار ورودی	$\frac{q_{ref}}{\Delta P_{3-4}}$
شعاع متوسط محفظه احتراق (متر)	R_{av}
مساحت مرجع (متر)	A_{ref}

کرد که در صورتی که فشار ورودی به محفظه احتراق بین ۱ الی ۳۰ اتمسفر متغیر باشد، تنش حرارتی وارده به لاینر محفظه احتراق کاهش می‌یابد که این بسیار مطلوب است، اما این اتفاق منجر به افزایش وزن محفظه احتراق تا بیش از ۱۲۰ کیلوگرم می‌شود.

قید فشار بین ۲۰ الی ۳۰ اتمسفر می‌تواند با توجه به شرایط عملیاتی کاری محفظه احتراق تغییر کند، این بدان معنی است که محفظه احتراق می‌تواند در شرایط کاری مختلف بعد از ساخت، آزمون شود. از آنجایی که طراح در مرحله طراحی نقاط مختلف کاری را بررسی می‌کند (شرایط کار روی زمین، برخاست، نشست و عملیاتی)، می‌تواند محدوده قیود را تغییر داده و با طرح خود مقایسه کند. برای مثال در صورتی که کاهش ۱۰۰ کلونی دمای ورودی منجر به وزن بهینه ۸۰ کیلوگرم و تنش ۴۲۰ مگا پاسکالی شود، در صورتی که محدوده وزن قابل استحصال را ارضا کند، می‌تواند طرح را به عنوان بهینه از منظر تنش حرارتی اعلام کند و در صورتی که وزن در محدوده قابل دسترسی نیست، دمای ورودی و یا فشار را تغییر دهد.



شکل ۱۱: تأثیر تغییر محدوده فشار ورودی روی جبهه پارتو



شکل ۱۲: تأثیر تغییر محدوده دمای ورودی روی جبهه پارتو

- [10] Deb K, Pratap A, Agarwal S, Meyarivan T. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*. 2002;6(2):182–97. DOI <http://dx.doi.org/10.1109/4235.996017>
- [11] Conrado AC, Lacava PT, Carlos AL, Filho P, Física Dd, Sanches MdS, editors. BASIC DESIGN PRINCIPLES FOR GAS TURBINE COMBUSTOR, 2004.
- [12] Mark CP, Selwyn A. Design and analysis of annular combustion chamber of a low bypass turbofan engine in a jet trainer aircraft. *Propulsion and Power Research*. 2016;5(2):97–107. DOI <https://doi.org/10.1016/j.jprr.2016.04.001>
- [13] Sitharam TG, Govindaraju L, SpringerLink. *Theory of Elasticity*. 1st 2021. ed. Singapore: Springer Singapore : Imprint: Springer; 2021. DOI <https://doi.org/10.1007/978-981-33-4650-5>
- [14] Glass DE, Dilley AD, Kelly HN, Langley Research C. Numerical analysis of convection/transpiration cooling. Hampton, Virginia: National Aeronautics and Space Administration, Langley Research Center; 1999. DOI <https://doi.org/10.2514/2.3666>
- [15] Pera RJ, Onat EA, Klees GW, Tjønneland EN, editors. A method to estimate weight and dimensions of aircraft gas turbine engines. Volume 1: Method of analysis 1977. [16] <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/turbwt.html> [
- [17] Martins DAR. Off-Design Performance Prediction of the CFM56-3 Aircraft Engine: universidade de lisboa; 2015.
- [18] Serbezov V. TURBOFAN ENGINE MODEL FOR ESTIMATION OF THE FUEL CONSUMPTION FOR COMPENSATION OF AUXILIARY ENERGY SUPPLY. 2011. <https://www.gasturb.com/>
- [20] Habermehl S. Coefficient of thermal expansion and biaxial Young's modulus in Si-rich silicon nitride thin films. *Journal of Vacuum Science & Technology A*. 2018;36(2). DOI <https://doi.org/10.1116/1.5020432>

قطر مرجع (متر)	D_{ref}
بازده (/.)	η
مقیاس واکنشی معادله اودگرز	ψ
نسبت هم‌ارزی مخلوط سوخت هوا	ϕ
ثابت معادله اودگرز	D^*
تنش حرارتی	$\sigma_{Thermal}$
وزن محفظه احتراق	W_c
مدول یانگ (مگا پاسکال)	E

۱۱-مراجع

- [1] Laveneziana L, Rosafio N, Salvadori S, Misul DA, Baratta M, Forno L, et al. Conjugate Heat Transfer Analysis of the Aero-Thermal Impact of Different Feeding Geometries for Internal Cooling in Lifetime Extension Processes for Heavy-Duty Gas Turbines. *Energies*. 2022;15(9):3022. DOI <https://doi.org/10.3390/en15093022>
- [2] da Graca Carvalho M, Coelho PJ. Heat transfer in gas turbine combustors. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. 1989;3(2):123–31. DOI <https://doi.org/10.2514/3.138>
- [3] Kim KM, Yun N, Jeon YH, Lee DH, Cho HH, Kang S-H. Conjugated heat transfer and temperature distributions in a gas turbine combustion liner under base-load operation. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2010;24(9):1939–46. DOI <https://doi.org/10.1007/s12206-010-0625-8>
- [4] Lefebvre AH, Ballal DR, Taylor, Francis, Lefebvre AH, Ballal DR. *Gas turbine combustion : alternative fuels and emissions*. Third edition. ed. Boca Raton: Taylor & Francis; 2010. DOI <https://doi.org/10.1201/9781420086058>
- [5] Ahmet Topal SU, Altug Piskin. One-Dimensional Heat Transfer Analysis and Experimental Investigation of a Gas Turbine Combustor. *International Symposium on Convective Heat and Mass Transfer; Turkey2014*. DOI <http://dx.doi.org/10.1615/ICHMT.2014.IntSympConvHeatMassTransf.230>
- [6] Mattingly JD, Heiser WH, Boyer KM, Haven BA, Pratt DT. *Aircraft engine design*. Third edition ed. Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics. DOI <https://doi.org/10.2514/5.9781624105173.0000.0000>
- [7] Sawyer JW, Japikse D. *Sawyer's Gas turbine engineering handbook*. 3rd ed. Norwalk, Conn., USA: Turbomachinery International Publications; 1985. 3 v : ill p. DOI <https://doi.org/10.1016/B978-0-7506-7846-9.X5000-7>
- [8] Shao C, Liu Y, Zhang Z, Lei F, Fu J. Fast Prediction Method of Combustion Chamber Parameters Based on Artificial Neural Network. *Electronics*. 2023;12(23):4774. DOI <https://doi.org/10.3390/electronics12234774>
- [9] Khosravian E. Numerical Investigation and Machine Learning Predictions for Enhanced Thermal Management in Pulsating Heat Pipes: Modeling Turbulent Flow and Heat Transfer Characteristics in Nuclear Applications. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*. 2025;97(4):446–61. DOI <http://dx.doi.org/10.1002/flid.5358>