



Original Research Paper

Redesigning the Cooling Channel Geometry of Gas Turbine Blades to Reduce Peak Surface Temperature

Amin Valizadeh Pasha¹, Seyed Salman Nourazara^{2*}, and Hamed Safikhani³ 

1, *2. Department of Mechanical Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran
3. Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Arak University, Arak, Iran

ARTICLE INFO**Article History:**

Receive 11 February 2026

Revise 27 February 2026

Accept 12 May 2026

Available Online 31 May 2026

Keywords:

Cooling channel geometry optimization
Gas turbine blade
External convective heat transfer coefficient
Taguchi algorithm
Convective heat transfer

ABSTRACT

In this study, the geometry of internal cooling passages in a gas turbine blade is redesigned and optimized with the aim of reducing the maximum surface temperature. A three-dimensional coupled flow and heat-transfer model is solved in STAR-CCM+. To reduce computational cost, a hybrid approach combining single-variable optimization and the Taguchi method is used to determine the number, location, and diameter of the cooling holes, subject to non-interference constraints and a constant total coolant mass flow rate. The boundary conditions for the hot-gas and coolant streams are selected based on the experiments of Hilton et al. [24], and the Reynolds number is defined consistently with those laboratory conditions. Specifically, the external-flow boundary conditions are tuned to the experimental dataset in [24], with an inlet Mach number of approximately 0.16 and an inlet Reynolds number in the range $(3.4\text{--}6.4) \times 10^5$, defined based on the axial chord and the true chord, respectively, in the validation dataset. The results show that increasing the number of holes from one to ten reduces the maximum surface temperature from 811.3 to 728.9K; however, the marginal temperature reduction decreases noticeably beyond six holes. Accordingly, a six-hole configuration is proposed as an industrially practical option, providing a 65 K reduction relative to the baseline case, improved thermal uniformity, and a more balanced coolant distribution. In addition, the external convective heat-transfer coefficient map over the blade surface is extracted and validated against experimental data, and then used to place holes more effectively in regions of high heat transfer.

* Corresponding Author's E-mail: icp@aut.ac.ir

How to Cite this Article:

A. Valizadeh Pasha, S. S. Nourazara, and H. Safikhani, Redesigning the Cooling Channel Geometry of Gas Turbine Blades to Reduce Peak Surface Temperature," *Journal of Technology in Aerospace Engineering*, Vol. 10, No. 3, pp. 1-17, 2026, <https://doi.org/10.22034/jtae.2026.10.3.1>.

COPYRIGHTS

Authors retain the copyright and full publishing rights.

Published by ARI. This article is an open access article licensed under [the Creative Commons Attribution 4.0 International \(CC BY 4.0\)](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)





بازطراحی هندسه مجاری خنک‌کننده تیغه توربین گاز برای کاهش بیشینه دمای تیغه

امین ولی‌زاده پاشا^۱ , سیدسلیمان نورآذر^{۲*} , و حامد صفی‌خانی^۳ 

۱- دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران

۲- استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران

۳- دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه مهندسی، دانشگاه اراک، اراک، ایران

چکیده

در این مقاله، بازطراحی و بهینه‌سازی هندسه مجاری خنک‌کننده داخلی تیغه توربین گاز با هدف کاهش بیشینه دمای سطح تیغه انجام شده است. مدل سه‌بعدی جریان و انتقال حرارت کوپل شده در نرم‌افزار Star-CCM+ حل شده و برای کاهش هزینه محاسباتی، از ترکیب بهینه‌سازی تک‌متغیره و الگوریتم تاگوچی جهت تعیین تعداد، مکان و قطر سوراخ‌ها با رعایت قیود عدم تداخل و ثابت نگاه‌داشتن دبی کل استفاده شده است. شرایط مرزی جریان گاز داغ و خنک‌کننده مطابق آزمایش‌های مرجع هیلتون و همکاران [۲۴] انتخاب شده و عدد رینولدز متناظر با همان شرایط آزمایشگاهی تعریف می‌شود. شایان ذکر است که شرایط مرزی جریان خارجی مطابق داده‌های تجربی مرجع [۲۴] تنظیم شد؛ به طوری که عدد ماخ ورودی در حدود ۰/۱۶ و عدد رینولدز ورودی در بازه $5 \times 10^4 \times (6/4 - 3/4)$ به ترتیب بر مبنای وتر محوری و وتر حقیقی در مجموعه داده اعتبارسنجی در نظر گرفته شد. نتایج نشان داد با افزایش تعداد سوراخ‌ها از یک تا ده، بیشینه دمای سطح از ۸۱۱/۳ به ۷۲۸/۹ کلین کاهش می‌یابد، اما نرخ کاهش پس از شش سوراخ به طور محسوسی کاهش می‌یابد. بر این اساس، پیکربندی شش سوراخ با کاهش ۶۵ کلونی نسبت به حالت پایه، یکنواختی حرارتی بالاتر و دبی متعادل‌تر به عنوان گزینه صنعتی پیشنهادی معرفی شد. همچنین نقشه ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی روی سطح تیغه استخراج و با داده‌های تجربی اعتبارسنجی و از آن برای مکان‌یابی مؤثر سوراخ‌ها در نواحی با انتقال حرارت بالا استفاده شد.

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت ۲۹ بهمن ۱۴۰۴

بازنگری ۰۸ اسفند ۱۴۰۴

پذیرش ۲۲ اردیبهشت ۱۴۰۵

اولین انتشار ۱۰ خرداد ۱۴۰۵

واژه‌های کلیدی:

بهینه‌سازی هندسه مجاری خنک‌کننده تیغه توربین گاز
ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی
الگوریتم تاگوچی
انتقال حرارت جابجایی

پست الکترونیکی نویسنده مسئول: icp@aut.ac.ir

How to Cite this Article:

A. Valizadeh Pasha, S. S. Nourazara, and H. Safikhani, Redesigning the Cooling Channel Geometry of Gas Turbine Blades to Reduce Peak Surface Temperature," *Journal of Technology in Aerospace Engineering*, Vol. 10, No. 3, pp. 1-17, 2026, <https://doi.org/10.22034/jtae.2026.10.3.1>.

COPYRIGHTS

Authors retain the copyright and full publishing rights.

Published by ARI. This article is an open access article licensed under [the Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

[Attribution 4.0 International \(CC BY 4.0\)](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)



۱ مقدمه

لی و همکاران [۱] به بررسی روش طراحی چندرشته‌ای برای بهبود عملکرد تیغه‌های خنک‌شده توربین پرداختند. روش تحقیق آن‌ها شامل ادغام ماژول‌های محاسباتی حرارتی و آیرودینامیکی در یک پلتفرم بهینه‌سازی چندهدفه بود که ابزار محاسبه شبکه لوله یک‌بعدی برای ارزیابی سریع عملکرد انتقال حرارت و ارائه شرایط مرزی واقعی ورودی سوراخ‌های فیلم به کار گرفته شد. بهینه‌سازی روی تیغه توربین فشار بالا انجام شد و جبهه پارتو به دست آمد که رابطه محدودکننده بین کارایی آیرودینامیکی و عملکرد انتقال حرارت را نشان داد. مهم‌ترین نتایج شامل بهبود ۰/۲۰۱۵ درصدی کارایی آیرودینامیکی در حالت بهینه‌سازی اول و کاهش ۷/۶۱ درصدی بیشینه دمای سطح تیغه در حالت سوم نسبت به نمونه اولیه بود، در حالی که دبی جرم جریان اصلی در تمام حالات کمتر از ۰/۰۵ درصد تغییر کرد. ژو و همکاران [۲] به بررسی طراحی بهینه ساختار شبکه‌ای در کانال خنک‌کننده داخلی تیغه توربین گاز با نسبت منظر متغیر پرداختند. روش تحقیق شامل ساخت کانال‌های خنک‌کننده با دیواره نازک، قرار دادن ردیف ساده‌ای از هسته‌های ساختار شبکه‌ای به عنوان درج یا آشفته‌ساز، برقراری روابط بین متغیرهای هندسی (ارتفاع، قطر و زاویه تمایل) و اهداف شامل فرکانس طبیعی مرتبه اول، مدول الاستیک معادل، چگالی نسبی و عدد ناسلت برای ساختارهای شبکه‌ای هرمی و کاگومه، و استفاده از پلتفرم آی‌سایت برای مدل بهینه‌سازی یکپارچه بود. دو مسئله بهینه‌سازی حل شد و نتایج نشان داد که عدد ناسلت و فرکانس طبیعی بیشترین حساسیت کلی را داشتند؛ ساختار بهینه اول عدد ناسلت و مدول الاستیک را به ترتیب ۲۴/۱ و ۲۹/۸ درصد افزایش و چگالی نسبی را ۷۱ درصد کاهش داد، در حالی که ساختار بهینه دوم این مقادیر را ۳۰/۸ و ۴۵/۲ درصد افزایش داد اما فرکانس طبیعی در هر دو ۲۷/۹ و ۱۹/۳ درصد کاهش یافت.

لیو و همکاران [۳] به بررسی بهینه‌سازی پروفیل تیغه و ساختار خنک‌کننده در یک مرحله توربین گاز با در نظر گرفتن آیرودینامیک و انتقال حرارت پرداختند. روش تحقیق شامل طراحی پروفیل آیرودینامیکی با سه بخش، ساختار خنک‌کننده با گذرگاه مارپیچ، کانال عرضی دم و شکاف‌های لبه فرار، ساخت پلتفرم بهینه‌سازی با کد داخلی مبتنی بر متلب برای پارامتری‌سازی ساختار خنک‌کننده، تولید خودکار شبکه، برنامه پارامتری پروفیل تیغه در فورترن، نرم‌افزار آی‌سایت و انسیس - سی‌اف‌ایکس، و بهینه‌سازی چند هدفه با متغیرهایی مانند زاویه جریان ورودی، زاویه نصب و زاویه پس از گوشه پره‌ها و موقعیت دیواره جداکننده بود. نتایج

جبهه پارتو نشان داد که حالتی بهینه برای کارایی آیرودینامیکی، ضریب دمای بالا و افت فشار وجود دارد. ژائو و همکاران [۴] به بررسی طراحی ساختار خنک‌کننده تیغه توربین گاز با استفاده از پلتفرم طراحی چندسطحی کارآمد پرداختند. روش تحقیق شامل تقسیم فرآیند به طراحی شماتیک و دقیق، ارزیابی اولیه ساختارهای خنک‌کننده با محاسبات شبکه لوله و هدایت حرارت، تحلیل جریان و انتقال حرارت ساختارهای اصلاح‌شده با روش سه‌بعدی انتقال حرارت کوپل‌شده، و ارائه ساختار توپولوژیکی، دبی جرم، توزیع فشار، ضریب انتقال حرارت و توزیع دما بود. نتایج نشان داد که نتایج طراحی شماتیک مبتنی بر روش یک‌بعدی به سه‌بعدی با نتایج طراحی دقیق همخوانی خوبی دارد؛ گذرگاه مارپیچ پنج‌مرحله‌ای با ورودی تک خنک‌کننده جریان کم در لبه فرار ایجاد می‌کند اما کانال راست‌گوشه و مارپیچ سه‌مرحله‌ای جریان را منطقی توزیع و گرادیان حرارتی سطح را کاهش می‌دهد؛ ساختار بهینه الزامات را برآورده کرد و دمای میانگین تیغه بیش از ۵۳۰ کلوین نسبت به تیغه بدون خنک‌کننده کاهش یافت.

فراهانی و همکاران [۵] به بررسی افزایش عملکرد تولید توان توربین گاز در شرایط دمای محیط گرم از طریق بهینه‌سازی طراحی کمپرسور محوری پرداختند. روش تحقیق شامل توسعه ابزار بهینه‌سازی داخلی با الگوریتم ژنتیک و شبکه عصبی مصنوعی برای تعیین زوایای بازتنظیم بهینه استاتور، کوپلینگ اولیه با حل‌کننده خط میانگین و سپس مدل جریان عبوری، تحلیل سه‌بعدی سیالات محاسباتی، اعمال تکنیک‌های خمیدگی انتهایی و لبه حمله بیضوی برای حفظ کارایی و پایداری، تحلیل ساختاری و ساخت و آزمایش کمپرسورهای طراحی‌شده در دو سایت در ایران بود. نتایج نشان داد که داده‌های اندازه‌گیری شده با پیش‌بینی‌های عددی همخوانی نزدیکی دارد و توان خروجی توربین گاز در شرایط گرم ۷/۰ تا ۸/۰ درصد افزایش یافت در حالی که کارایی و پایداری حفظ شد؛ کمپرسور ارتقایافته حتی در دمای پایین‌تر مانند ۱۵ درجه سانتی‌گراد عملکرد بهتری نشان داد. هو و همکاران [۶] به بررسی بهینه‌سازی خنک‌کاری لبه فرار تیغه توربین با استفاده از هندسه‌های خودسازمان‌یافته و رویکردهای چند هدفه پرداختند. روش تحقیق شامل پیشنهاد روش طراحی مولد با معادلات خودسازمان‌دهی برای پارامتری‌سازی توپولوژی کانال‌های گوه‌ای در ناحیه لبه فرار به جای ساختارهای پین-فین سنتی، و بهینه‌سازی پارامترهای توپولوژیکی با رویکرد بیزی چند هدفه برای بهبود پنج هدف طراحی بود. مقایسه عملکرد بین ساختارهای خودسازمان‌یافته و پین-فین نشان داد که ساختار انتخاب‌شده عدد ناسلت کل را ۴۳ درصد افزایش و واریانس عدد ناسلت محلی را

معرفی روش موقعیت‌یابی سوراخ‌های فیلم هدایت‌شده توسط هم‌دمای کوپل‌شده، ارزیابی عملکرد آیرودینامیکی تیغه، مقایسه سیستماتیک اثربخشی خنک‌کاری آرایش‌های مختلف سوراخ فیلم از طریق شبیه‌سازی‌های عددی و آزمایش‌های تونل باد آبشاری، بررسی عوامل تأثیرگذار کلیدی و روشن‌سازی ساختارهای میدان جریان و مکانیزم‌های بهینه‌سازی بود. مدل‌های عددی ویژگی‌های آیرودینامیکی و انتقال حرارت شامل توزیع فشار و روند اثربخشی خنک‌کاری کلی را به طور قابل اعتمادی ثبت کردند؛ افزایش نسبت دبی جرم اثربخشی خنک‌کاری کلی سطح تیغه را بهبود بخشید و تغییرات آرایش سوراخ فیلم اثربخشی خنک‌کاری در ناحیه پایین‌دست و نواحی بدون سوراخ نزدیک دیواره انتهایی را تحت تأثیر قرار داد؛ آرایش دوم اثربخشی خنک‌کاری کلی بهتری در لبه‌های حمله و فرار نشان داد، گرادیان دما بین سمت‌های مکشی و فشاری را کاهش داد و توزیع یکنواخت‌تری از اثربخشی خنک‌کاری روی سطح تیغه ایجاد کرد. پندیا و همکاران [۱۰] به بررسی خنک‌کاری داخلی تیغه توربین گاز با ویژگی‌های عملکرد بالا در شرایط عدد رینولدز بالا پرداختند. روش تحقیق شامل شبیه‌سازی عددی با مدل آشفتگی $k-\epsilon$ و آزمایش برای ارزیابی پیکربندی‌های ریب و فین پیشرفته در گذرگاه‌های میانی تیغه بود. نتایج نشان داد که پیکربندی ریب وی شکسته تا ۲۶ درصد انتقال حرارت بیشتر نسبت به ریب دلبیوشکل ارائه داد. پیکربندی‌های جدید مانند فین‌های الگوی شورون پیوسته و ریب‌های دوبل شکسته وی، افزایش عدد ناسلت تا ۲/۴ و عملکرد حرارتی-هیدرولیکی متعادل در رینولدز بالا به دست آوردند.

پندیا و همکاران [۱۱] به بررسی تحلیل عملکرد حرارتی-هیدرولیکی در مجرای مربعی با ریب‌های شکسته نوین و ریب با فین برای خنک‌کاری داخلی تیغه توربین گاز در رینولدز بالا پرداختند. روش تحقیق شامل حل معادلات ناویر-استوکس میانگین‌گیری شده رینولدز با نرم‌افزار انسیس فلونت و مدل $k-\epsilon$ قابل تحقق بود. نتایج اعتبارسنجی با داده‌های تجربی ریب وی شکل سنتی انجام شد و ریب با فین ۱۳ درصد انتقال حرارت بیشتر نسبت به ریب شکسته وی در رینولدز ۳۰۰۰۰۰ نشان داد. هیچ افت قابل توجه انتقال حرارت با افزایش رینولدز از ۱۰۰۰۰۰ به ۵۰۰۰۰۰ مشاهده نشد و بینش‌هایی برای بهینه‌سازی همزمان عملکرد هیدرولیکی و حرارتی ارائه گردید. سی و همکاران [۱۲] به بررسی طراحی وی-اسپلین برای بهبود عملکرد در خنک‌کاری داخلی تیغه توربین پرداختند. روش تحقیق شامل تحلیل چندین تقویت طراحی با افزودن اسپلین در مرکز وی برای کاهش تمرکز تنش در نوک ریب بود. نتایج نشان داد که اسپلین نه تنها مسائل

۳۷ درصد کاهش داد در حالی که افت فشار یکسان بود؛ بهبود عملکرد به توزیع منطقی‌تر جریان توسط الگوریتم طراحی مولد نسبت داده شد.

روان و همکاران [۷] به بررسی طراحی بهینه و تحقیق تجربی عملکرد خنک‌کاری ساختار شبکه‌ای یو-شکل با سوراخ‌کاری برای تیغه توربین گاز پرداختند. روش تحقیق شامل پیشنهاد ساختار شبکه‌ای جدید با زیرکانال یو-شکل و سوراخ‌کاری روی دیواره‌ها، شبیه‌سازی عددی، روش بهینه‌سازی و آزمایش تجربی برای بررسی ویژگی‌های انتقال حرارت و جریان سیال، بهینه‌سازی مبتنی بر مدل تقریبی سطح پاسخ و الگوریتم ژنتیک غالب مرتب غیرتسلط-دوم برای حداکثر کردن انتقال حرارت و حداقل کردن افت اصطکاک، و مقایسه ساختار بهینه با ساختار شبکه‌ای مستطیلی بود. نتایج آزمایش نشان داد که عملکرد کلی انتقال حرارت و حرارتی-هیدرولیکی ساختار بهینه به ترتیب $۲۱/۶-۳۷/۰$ و $۲۷/۹-۴۶/۷$ درصد بالاتر و عملکرد افت اصطکاک $۱۶/۳-۲۹/۲$ درصد پایین‌تر از ساختار مستطیلی است در حالی که روابط تجربی برای هر دو به دست آمد؛ کاهش افت اصطکاک به کاهش مسیر جریان بخشی از خنک‌کننده و اثر برخورد به دیواره گرم نسبت داده شد. یرانی و همکاران [۸] به بررسی افزایش عملکرد حرارتی خنک‌کاری لبه فرار تیغه توربین گاز با ساختار شبکه‌ای الماسی تی‌پی‌ام‌اس بهینه‌شده توپولوژیکی قابل چاپ پرداختند. روش تحقیق شامل تولید ساختار خنک‌کننده با عملکرد بالا برای کانال لبه فرار با استفاده از بهینه‌سازی توپولوژیکی و ساختار سطح حداقل دوره‌ای سه‌گانه نوع الماسی، پرکردن ساختار الماسی در چگالی‌های میانی از بهینه‌سازی توپولوژیکی با هدف حداکثر کردن انتقال حرارت تحت توان ورودی ثابت، اعمال قیود مسیر جریان برای توزیع یکنواخت‌تر، و مقایسه مدل‌های بهینه با پین-فین دایره‌ای پایه و شبکه الماسی یکنواخت در اعداد رینولدز ۱۰۰۰۰ تا ۳۰۰۰۰ بود. نتایج نشان داد که ساختار الماسی یکنواخت انتقال حرارت را تا $۳۱۴/۳$ درصد نسبت به پین-فین افزایش داد؛ مدل‌های بهینه انتقال حرارت کمتری داشتند اما افت فشار را تقریباً دو برابر کاهش دادند و افزایش عملکرد حرارتی $۱۳۹/۷-۱۵۰/۲$ درصد نسبت به پین-فین به دست آمد؛ جریان و انتقال حرارت در مدل بهینه یکنواخت‌تر بود و اسکن سی‌تی با رزولوشن بالا امکان‌پذیری چاپ سه‌بعدی با همجوشی بستر پودر لیزری در مقیاس واقعی را تأیید کرد.

شی و همکاران [۹] به بررسی بهینه‌سازی آرایش سوراخ‌های خنک‌کاری فیلم در امتداد هم‌دمای کوپل‌شده روی پره‌های توربین با تحقیق عددی و تجربی ترکیبی پرداختند. روش تحقیق شامل

ناسلت و فاکتور عملکرد حرارتی نسبت به نسخه قدیمی به دست آمد.

کن و همکاران [۱۷] به بررسی تحلیل سیستم خنک‌کاری تیغه‌های توربین گاز ساخته شده با انواع مواد مختلف پرداختند. روش تحقیق شامل توسعه دو مدل خنک‌کاری با مواد مختلف و تحلیل عددی انتقال حرارت با بسته نرم‌افزاری سالیدورکس و انسیس بود. نتایج مواد کاربرد تیتانیوم و سوپرآلیاژ تک کریستال نسل سوم سی‌ام‌اس‌ایکس-۱۰ را بررسی کرد. مدل بهبودیافته با ماده سی‌ام‌اس‌ایکس-۱۰ عملکرد حرارتی بهتری نشان داد. سان و همکاران [۱۸] به بررسی عددی طرح خنک‌کاری شبکه لوله جدید بدون سوراخ‌های فیلم برای ناحیه میانی آکورد تیغه توربین گاز پرداختند. روش تحقیق شامل پیشنهاد ساختار شبکه لوله متصل‌کننده سوراخ‌های برخورد لبه حمله به شکاف‌های لبه فرار با لوله‌های عمودی مستقل و مقایسه با ساختارهای خنک‌کننده معمولی از طریق شبیه‌سازی و آزمایش بود. نتایج عملکرد خنک‌کاری برتر و توزیع دمای یکنواخت‌تر در ناحیه میانی بدون سوراخ فیلم نشان داد. لوله‌های شش‌ضلعی بهتر عمل کردند و موقعیت‌های نسبی لوله‌ها کارایی خنک‌کاری تیغه را به طور قابل توجهی تحت تأثیر قرار داد. مطالعات مشابه دیگری نیز در این زمینه انجام شده است که نتایج مشابهی را گزارش کردند [۱۹-۲۳].

به‌رغم مطالعات فراوان درباره تقویت خنک‌کاری داخلی (ریب‌ها، پین‌فین‌ها، شبکه‌ها) و نیز بهینه‌سازی‌های چندهدفه یا توپولوژیکی، در بسیاری از این پژوهش‌ها هندسه‌های پیچیده یا فرآیندهای بهینه‌سازی پرهزینه استفاده شده که انتقال مستقیم آنها به یک طرح صنعتی ساده و قابل ساخت با قیود سخت هندسی همیشه بدیهی نیست. نوآوری اصلی این مقاله تمرکز بر بازطراحی پارامتریک مجاری استوانه‌ای مستقیم با قیود صنعتی، عدم تداخل و قرارگیری کامل در ضخامت تیغه، و ثابت نگه داشتن دبی کل همراه با یک روند بهینه‌سازی کم‌هزینه محاسباتی و همچنین ترکیب روش تک‌متغیره و تاگوچی و استفاده از نقشه ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی برای راهنمایی مکان‌یابی سوراخ‌ها است. بنابراین، در این مقاله اثر تعداد، مکان و قطر سوراخ‌های خنک‌کننده بر توزیع دمای سطح، دبی جرم عبوری و ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی با شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان و انتقال حرارت بررسی می‌شود و پیکربندی‌های بهینه تحت قیود ذکر شده استخراج می‌گردد.

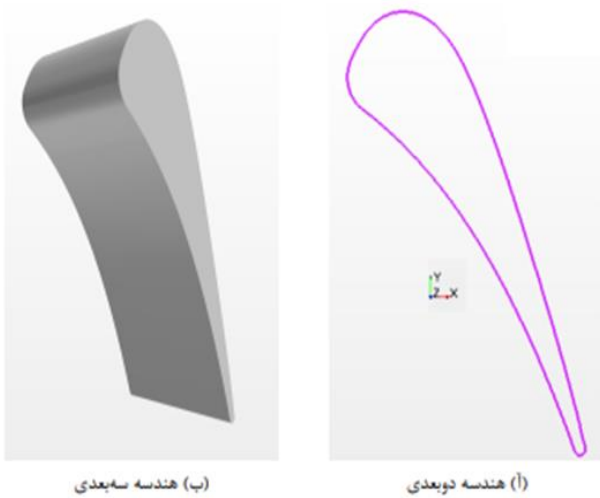
خستگی را حل کرد بلکه انتقال حرارت را $4/3$ درصد نسبت به ریب وی و $8/2$ درصد نسبت به ریب زاویه‌دار افزایش داد. تحلیل خزش نشان داد که تیغه با ریب وی-اسپلین می‌تواند در دماهای 203 درجه سانتی‌گراد بالاتر نسبت به ریب زاویه‌دار با توان سیال یکسان کار کند.

آمانو و همکاران [۱۳] به بررسی اثر شناوری و نسبت چگالی بر انتقال حرارت در کانال خنک‌کننده داخلی تیغه توربین گاز با دیمپل پرداختند. روش تحقیق شامل آزمایش با شار حرارتی 1300 تا 4000 وات بر مترمربع و رینولدز 5000 در چرخش تا 900 دور در دقیقه و شبیه‌سازی با شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ بود. نتایج تأثیر نیروهای شناوری بر ضریب انتقال حرارت در کانال با نسبت منظر $1:1$ را نشان داد. کانال با دیمپل برگی انتقال حرارت بهتری نسبت به دیمپل کروی جزئی ارائه داد. سیستانی نیا و همکاران [۱۴] به بررسی امکان‌سنجی طراحی لوله حرارتی برای کاهش دمای هوا در کمپرسور توربین گاز پرداختند. روش تحقیق شامل ساخت مدل نظری برای طراحی ساختار و یک لوله حرارتی، شبیه‌سازی مبتنی بر متلب برای تحلیل عوامل ساختاری و زاویه کارکرد، و اعتبارسنجی با نتایج قبلی بود. نتایج زاویه بهینه شیب 15 درجه و نرخ انتقال حرارت حداکثر 104878 کیلووات در 40 درجه سانتی‌گراد برای هر لوله حرارتی نشان داد. افزایش توان خروجی خالص تا $18/6$ درصد با مبدل‌های لوله حرارتی حتی در دماهای پایین‌تر از طراحی به دست آمد.

ژانگ و همکاران [۱۵] به بررسی بهینه‌سازی طراحی کارآمد نمونه‌برداری برای پیکربندی‌های دسته‌ای و کاربرد در ساختارهای خنک‌کننده تیغه توربین پرداختند. روش تحقیق شامل استراتژی بهینه‌سازی بیزی با فرآیند گاوسی و هسته کان-کت برای ادغام داده‌های پیکربندی‌های متنوع و طرح کاهش بعد نظارت شده بود. نتایج برتری تا 85 درصد نسبت به رویکردهای جایگزین در توابع ریاضی، مسئله تیر پشتیبان و بهینه‌سازی ساختار خنک‌کننده تیغه نشان داد. بهبود مدل‌سازی جایگزین بدون پارامتر اضافی به ویژه در داده‌های پراکنده به دست آمد. ان‌گویان و همکاران [۱۶] به بررسی عددی جریان‌ها و ویژگی‌های انتقال حرارت کانال‌های خنک‌کننده داخلی با ریب‌های جداگانه در تیغه‌های توربین گاز پرداختند. روش تحقیق شامل حل معادلات سه‌بعدی ناویر-استوکس میانگین‌گیری شده رینولدز با نرم‌افزار انسیس سی‌اف‌ایکس و سیال بخار بود. نتایج عدد ناسلت $17/3$ درصد بالاتر و فاکتور عملکرد حرارتی $1/6$ تا $1/9$ نسبت به پیکربندی ریب پیوسته نشان داد. روابط همبستگی انتقال حرارت توسعه یافت و بهبود $17/4$ و $34/3$ درصدی در عدد

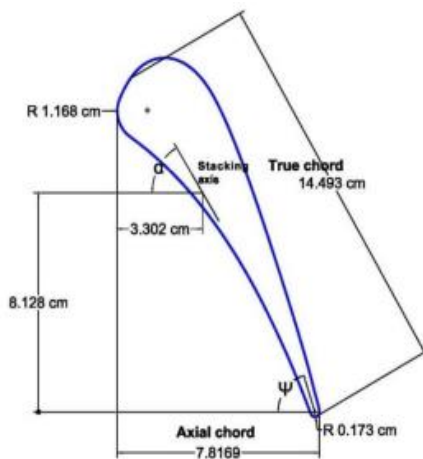
۲ روش تحقیق

جریان یافته و از نوک خارج می‌شود. جدول ۱ مشخصات هندسی پایه پره را نشان می‌دهد. در طرح‌های بهینه، تعداد کانال‌ها از ۵ تا ۹ متغیر بود، شعاع هر کانال بین ۰/۵ تا ۱/۲ میلی‌متر و موقعیت محوری آن‌ها در بازه $15 \pm$ میلی‌متر نسبت به مرکز هندسی تغییر کرد. شکل ۱ (ب) شماتیک سه طرح نمونه (پایه، ۷ کاناله با شعاع یکنواخت، و ۹ کاناله با توزیع متغیر شعاع) را نمایش می‌دهد. هدف اصلی، کاهش بیشینه دمای پره در ناحیه لبه حمله بود که به طور معمول بالاترین تنش حرارتی را تجربه می‌کند. توزیع دمای سطحی در هر طرح با استفاده از مقاطع عرضی در $Z=0/3$ ، $Z=0/5$ و $Z=0/8$ متر پایش شد.



الف) نمای دو بعدی و سه بعدی.

a) 2-D and 3-D views.



ب) ابعاد هندسی و محل سوراخ‌ها

b) Geometric dimensions and hole locations

شکل ۱. هندسه مورد بررسی.

Fig.1. Geometry under investigation.

در این مقاله، ساختار هندسی مجاری هوای خنک‌کننده تیغه توربین گاز بازطراحی می‌شود تا بیشینه دمای تیغه کاهش یابد. شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی با حل معادلات بقای پایا در جریان داخلی تیغه و کانال‌ها انجام گرفت و بهینه‌سازی با روش تاگوچی و تحلیل پارامتری در نرم‌افزار Star-CCM+ صورت پذیرفت که منجر به کاهش بیشینه دما خواهد شد. ابتدا هندسه سه‌بعدی پره X3C براساس نقاط مرزی گزارش شده در پژوهش هیلتون و همکاران [۲۴] ایجاد گردید و سپس کانال‌های خنک‌کننده داخلی با پارامترهای متغیر قطر، موقعیت و تعداد سوراخ‌ها به آن افزوده شد. مش‌بندی ساخت یافته با لایه‌های مرزی مناسب در نواحی نزدیک دیواره‌ها اعمال گردید تا گرادیان‌های دمایی به دقت ثبت شوند. تعداد سلول‌های محاسباتی در دامنه ۲/۵ تا ۳/۲ میلیون متغیر بود و آزمون استقلال مش با سه سطح مختلف انجام گرفت که نتایج نشان‌دهنده خطای کمتر از ۱/۲ درصد در بیشینه دما برای مش نهایی بود. حل معادلات ناویر-استوکس به همراه مدل آشوبناکی در حالت پایا صورت پذیرفت و روش حل کاندوجیت برای انتقال حرارت همزمان در سیال و جامد به کار گرفته شد. برای حل معادلات حاکم، تنظیمات عددی شامل طرح تفاضل مرکز دوم برای ترم‌های نفوذی و طرح آپویند برای ترم‌های همرفتی در نظر گرفته شد. برای مدل‌سازی فرضیات زیر برای ساده‌سازی مسئله بدون از دست دادن دقت کلی اعمال شدند.

- ✓ جریان در حالت پایا بررسی شد.
- ✓ سیال خنک‌کننده و گاز داغ هر دو به عنوان هوا با خواص ترمودینامیکی وابسته به دما مدل شدند.
- ✓ پره‌ها به صورت استاتور و در آرایش خطی (نه آبشار) در نظر گرفته شدند.
- ✓ زبری سطح داخلی کانال‌ها صفر فرض شد.
- ✓ اثرات تابش حرارتی نادیده گرفته شد.

۳ مدل مورد بررسی

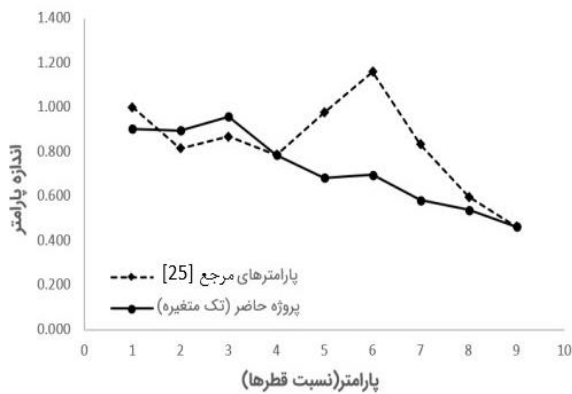
مدل پایه مورد بررسی در این مقاله، پره استاتور X3C ناسا است که هندسه خارجی آن ثابت نگه داشته شد و تنها کانال‌های خنک‌کننده داخلی دستخوش تغییر قرار گرفتند. هندسه دوبعدی اولیه از نقاط مرزی گزارش شده در مطالعه مرجع [۲۴] استخراج و سپس در جهت محوری (z) به طول ۰/۱ متر امتداد داده شد تا مدل سه‌بعدی حاصل گردد (شکل ۱ الف). کانال‌های خنک‌کننده به صورت استوانه‌ای مستقیم از ریشه تا نوک پره طراحی شدند و هوا پس از ورود از ریشه، در امتداد کانال‌ها

جدول ۱. مشخصات هندسی پره.

Table 1. Geometric specifications of the blade.

| مقدار | پارامتر |
|-------|-------------------------|
| ۵۹/۸۹ | زاویه (درجه) |
| ۲۷/۳۸ | زاویه خروج هوا (درجه) |
| ۳/۲۹ | دهانه (میلی‌متر) |
| ۱۱۷/۷ | فاصله پره (میلی‌متر) |
| ۷۶/۲ | ارتفاع پره (میلی‌متر) |
| ۱۷۷/۸ | قوس سطح مکش (میلی‌متر) |
| ۱۳۷/۲ | قوس سطح فشار (میلی‌متر) |
| ۱۴۴/۹ | وتر واقعی (میلی‌متر) |
| ۷۸/۲ | وتر محوری (میلی‌متر) |

جهت بهینه (افزایش یا کاهش) با تغییرات دهم درصدی نسبت به مقدار اولیه و با رعایت قیود تعیین شده، شناسایی شده و سپس این تغییرات تا رسیدن به نقطه‌ای که بهبود بیشتری حاصل نشود، ادامه یافته است. پس از بهینه‌سازی تک‌متغیره برای تمام پارامترها، روند تغییرات هر پارامتر نسبت به حالت اولیه در شکل ۲ نشان داده شده است. این فرآیند برای تمام حالت‌های یک تا ده سوراخ به طور مشابه اجرا شده است. پس از تکمیل این مرحله، برای ارزیابی دقیق‌تر و دستیابی به حالت بهینه‌تر، بهینه‌سازی چندمتغیره با استفاده از الگوریتم تاگوچی انجام شده است. برای حالت‌های یک تا چهار سوراخ، به دلیل محدودیت‌های قیود، تمام حالت‌های ممکن در نرم‌افزار بررسی شده و نیازی به الگوریتم تاگوچی نبوده است، اما برای حالت‌های پنج تا ده سوراخ، با توجه به تعداد بسیار بالای حالت‌های شبیه‌سازی، از الگوریتم تاگوچی و نرم‌افزار مینی‌تب بهره گرفته شده است.



شکل ۲. روند تغییرات پارامتر در حالت تک متغیره در مقایسه با نتایج مرجع [۲۵].

Fig. 2. Parameter variation trend in the single-variable case compared to the reference results [25].

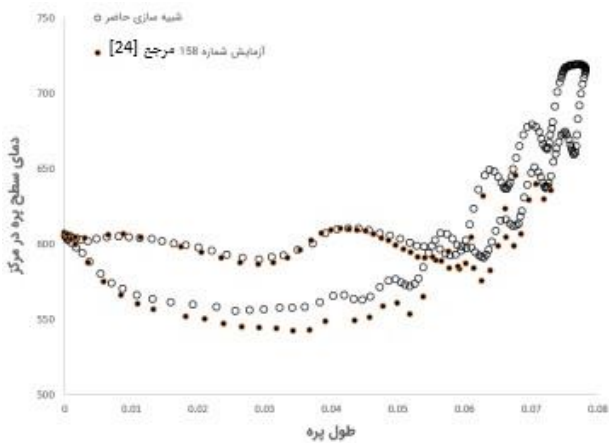
در این مقاله، الگوریتم تاگوچی به عنوان نوعی از آزمایش‌های طراحی فاکتوریل جزئی با استفاده از آرایه‌های متعامد به کار رفته است که تعداد شبیه‌سازی‌ها را به‌طور چشمگیری کاهش می‌دهد. در این روش، اثر همزمان فاکتورها بر پاسخ بررسی شده و با توجه به اهمیت نسبی پارامترها، فاکتورهای مهم‌تر در سطوح بیشتر و فاکتورهای کم‌اهمیت در سطوح کمتر مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. مشخصه کیفیت در این پروژه «هرچه کمتر، بهتر» انتخاب شده است تا کمترین دمای بیشینه به‌دست آید. برای تعیین تعداد سطوح هر پارامتر، از آنالیز حساسیت بر اساس مقایسه دمای بیشینه در حالت بهینه تک‌متغیره با مقدار اولیه از پژوهش نادرزاده و حاضری استفاده شده است. در این مقاله، چگونگی یافتن پاسخ بهینه در الگوریتم تاگوچی شامل محاسبه متوسط اثر فاکتورها در سطوح مختلف،

در این مقاله، هدف اصلی بهینه‌سازی مکان و قطر سوراخ‌ها در مجاری خنک‌کننده تیغه توربین گاز قرار گرفته است. با توجه به پیچیدگی بسیار بالای حل سه‌بعدی، قطر سوراخ‌ها به عنوان متغیر اصلی پروژه انتخاب شده است. برای این منظور، متغیرهای مسئله به صورت نسبت قطر هر سوراخ به قطر سوراخ اول تعریف شده‌اند. در نتیجه، برای هر مرحله حل، تعداد متغیرها یک عدد کمتر از تعداد سوراخ‌ها خواهد بود. همچنین، سه قید اصلی در این مقاله رعایت شده است. ابتدا، قطر سوراخ‌ها باید به گونه‌ای انتخاب شود که تداخل یا برخوردی بین آن‌ها وجود نداشته باشد و با فاصله مشخصی از یکدیگر قرار گیرند. همچنین، سوراخ‌ها باید به طور کامل داخل پره قرار گیرند و با جداره یا دیواره برخوردی نداشته باشند و فاصله معینی حفظ شود. علاوه بر این، مجموع دبی‌های عبوری از سوراخ‌ها، مستقل از تعداد حفره‌های خنک‌کاری، باید با اختلاف کمی به مجموع دبی گزارش شده برای ده سوراخ در پژوهش هیلتون، که برابر 0.4233 کیلوگرم بر ثانیه است، نزدیک باشد.

۴ روش بهینه‌سازی

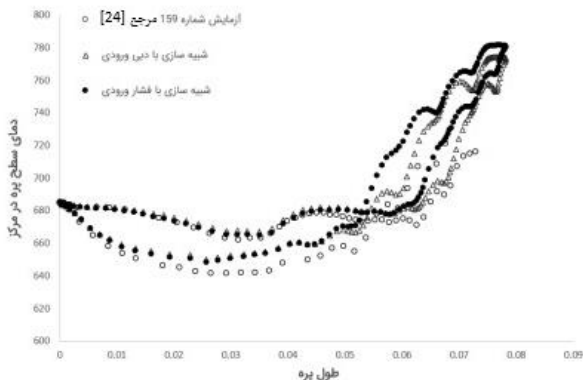
در این مقاله، برای دستیابی به بهترین اندازه سوراخ‌ها و در نتیجه کمترین دمای بیشینه سطح، از ترکیب بهینه‌سازی جستجوی مستقیم (که به عنوان بهینه‌سازی تک‌متغیره شناخته می‌شود) و الگوریتم تاگوچی (که به عنوان بهینه‌سازی چندمتغیره شناخته می‌شود) استفاده شده است. در مرحله نخست، بهینه‌سازی تک‌متغیره به کار گرفته شده است تا برای هر پارامتر، با ثابت نگه داشتن سایر پارامترها، به حالت بهینه دست یابد. پارامترهای اولیه برای آغاز این فرآیند، نسبت قطرها از پژوهش انجام‌شده توسط نادرزاده و همکاران [۲۵] مقایسه شده است. روند بهینه‌سازی هر متغیر به گونه‌ای انجام شده که ابتدا

می‌دهد و احتمالاً ناشی از پیچیدگی مدل انتقال و الگوی جریان همراه با حباب مافوق صوت ضعیف است؛ این اختلاف برای تحلیل‌های پروژه قابل قبول تلقی شده و از بررسی عمیق‌تر آن صرف‌نظر شده است. اطلاعات مبنای سایر شبیه‌سازی‌ها در جدول ۲ ارائه شده که در آن دمای گاز داغ عبوری ۸۱۲ کلین و بیشینه دمای پره ۷۸۲/۷ کلین گزارش شده، همچنین قید دبی کل با خطای سه درصدی برابر ۰/۰۴۳۷ کیلوگرم بر ثانیه رعایت شده است. با توجه به نزدیکی نمودارهای دمایی و رعایت قیود، اعتبارسنجی مناسبی انجام گرفته و در بخش‌های آینده، نتایج حالت‌های مختلف شبیه‌سازی از یک تا ده حفره به طور کامل توضیح داده خواهد شد.



شکل ۴. اعتبارسنجی دمای سطح پره در پژوهش حاضر در مقایسه با نتایج آزمایش شماره ۱۵۸ از مرجع [۲۴].

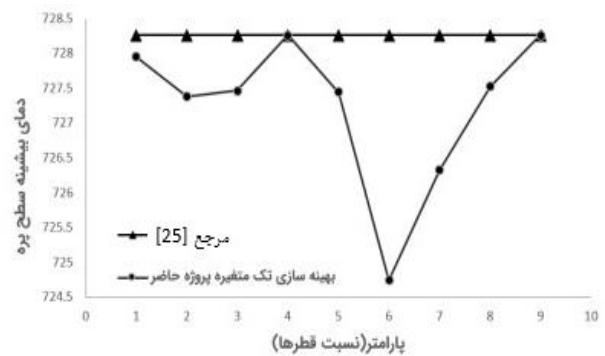
Fig. 4. Validation of blade surface temperature in the present study compared to experimental test No. 158 from reference [24].



شکل ۵. اعتبارسنجی دمای سطح پره در پژوهش حاضر در مقایسه با نتایج آزمایش شماره ۱۵۹ از مرجع [۲۴].

Fig. 5. Validation of blade surface temperature in the present study compared to experimental test No. 159 from reference [24].

میانگین کل پاسخ‌ها و در نهایت پاسخ بهینه بوده است. به عنوان مثال، برای حالت ده سوراخ، آنالیز حساسیت در شکل ۳ نشان داده شده که براساس آن، دو پارامتر با اختلاف دمایی بیشتر در چهار سطح و هفت پارامتر دیگر در دو سطح بررسی شده‌اند و در نتیجه شانزده شبیه‌سازی لازم تعیین شده است. این روند برای سایر حالت‌ها نیز به طور مشابه اجرا شده و در نهایت، بهینه‌ترین حالت پیشنهادی به عنوان نتیجه نهایی هر تعداد سوراخ تعیین شده است.



شکل ۳. آنالیز حساسیت جهت تعیین تعداد سطوح در طراحی تاگوچی برای حالت ده سوراخ در مقایسه با نتایج مرجع [25].

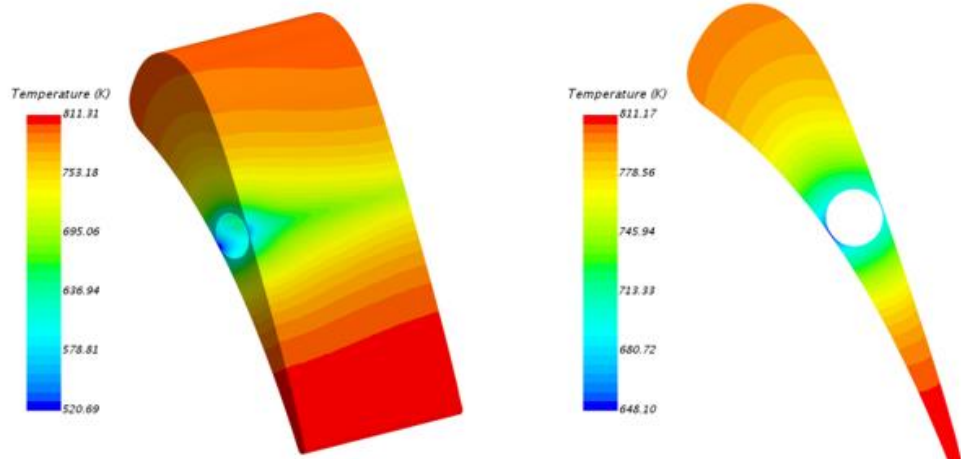
Fig. 3. Sensitivity analysis for determining the number of levels in the Taguchi design for the ten-hole configuration compared to the reference results [25].

۵ اعتبارسنجی

در این مقاله، برای اعتبارسنجی نتایج، از دو آزمایش انجام‌شده در مقاله هیلتون [۲۴] بهره گرفته شده است. در گام نخست، آزمایش شماره ۱۵۸ برای اطمینان اولیه به کار رفته که در آن، اطلاعات دمایی نقاط مشخص در مرکز پره بر اساس دماسنج‌های قرارگرفته و همچنین دبی ورودی در دسترس بوده است؛ بنابراین شبیه‌سازی برای این حالت انجام شده و نتایج در شکل ۴ نشان داده شده است. در گام دوم، آزمایش شماره ۱۵۹ به عنوان معیار اصلی سایر شبیه‌سازی‌ها انتخاب شده که اطلاعات دمایی مشابهی ارائه می‌دهد، اما ابتدا از دبی ورودی و سپس از آن برای استخراج فشار ورودی استفاده شده تا شرایط ورودی برای تمام سوراخ‌ها یکسان باقی بماند و قید دبی کل رعایت شود؛ اعتبارسنجی نهایی با شبیه‌سازی فشار ورودی انجام گرفته و نتایج در شکل ۵ قابل مشاهده است، که در آن هم‌خوانی بسیار خوبی در نواحی فشاری و مکشی در بخش‌های ابتدایی و میانی پره دیده می‌شود، هرچند در نقاط انتهایی به دلیل نبود دماسنج، اطلاعات دمایی در دسترس نیست.

در این مقاله، به طور کلی اختلافات جزئی با نتایج تجربی مشاهده شده، به جز در ناحیه مکشی که انتقال آرام به آشفته رخ

کنترل محسوب شده است؛ بیشینه دمای سطح به $811/3$ کلین رسیده و دبی جرم زیر حد مجاز $0/0425$ کیلوگرم بر ثانیه حفظ شده است. توزیع حرارت در صفحه میانی و نمودارهای سه‌بعدی نشان‌دهنده پخش یکنواخت حرارت در جهت اصلی جریان بوده و گرادیان‌های دمایی تأیید کرده‌اند که اندازه شعاع سوراخ برای حفظ فرآیند انتقال حرارت پایدار و جلوگیری از تمرکزهای حرارتی بیش از حد طراحی شده، مناسب بوده است. این حالت پایه، مبنایی برای مقایسه عملکرد حالت‌های پیچیده‌تر فراهم کرده و نشان داده که حتی با یک سوراخ، کنترل دقیق دبی و رعایت قیود ساختاری، امکان دستیابی به خنک‌کاری مؤثر وجود دارد، هرچند محدودیت در پوشش نواحی دورتر از سوراخ مشهود است. شکل ۶ توزیع دمای پره را در حالت تک سوراخ نشان می‌دهد.



شکل ۶. توزیع دمای پره را در حالت تک سوراخ.

Fig.6. Blade temperature distribution in the single-hole case.

هفت سوراخ، با پنج و شش متغیر، بیشینه دما به $746/4$ و $739/2$ کلین رسیده و پوشش یکنواخت‌تر سطح بدون نقاط داغ برجسته شده است. حالت‌های هشت، نه و ده سوراخ با پیچیدگی فزاینده، دما را به ترتیب به $735/4$ ، $732/7$ و $728/9$ کلین رسانده‌اند، اما کاهش دما تدریجی‌تر شده و قانون بازده کاهش آسکار گردیده؛ سوراخ‌های اضافی عمده‌تاً نقش تکمیلی داشته و دبی‌های بسیار پایین برخی از آن‌ها، نگرانی‌هایی در مورد انسداد یا دقت ساخت ایجاد کرده است. دبی کل در تمام حالت‌ها در محدوده نزدیک به $0/042$ کیلوگرم بر ثانیه کنترل شده و جدول ۲ پارامترهای بهینه شامل شعاع، مختصات، دبی هر سوراخ و بیشینه دما را نشان می‌دهد. این روند کاهش پیوسته دما از $811/3$ تا $728/9$ کلین، تعادل میان عملکرد حرارتی و پیچیدگی ساخت را برجسته کرده و برای کاربردهای

۶ نتایج و بحث‌ها

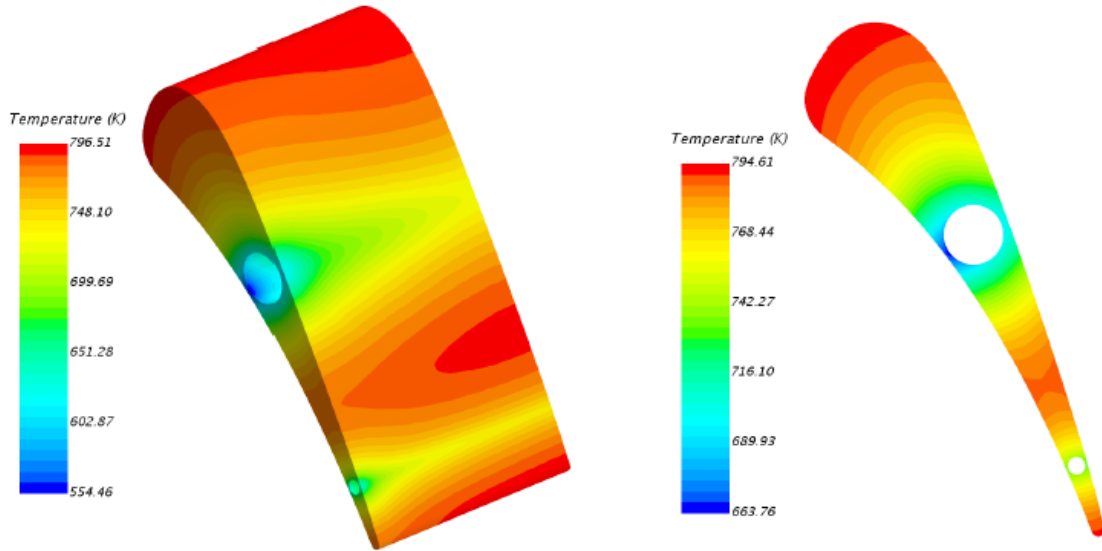
۶-۱ بررسی توزیع دمای سطح تیغه در پیکربندی‌های مختلف مجاری خنک‌کننده

در این مقاله، بررسی بهینه‌سازی پیکربندی‌های مختلف سوراخ‌های خنک‌کننده در تیغه توربین گاز انجام شده است تا تأثیر تعداد و توزیع این سوراخ‌ها بر انتقال حرارت، ویژگی‌های جریان، بیشینه دمای سطح و دبی کل جرم ارزیابی شود. برای هر حالت از یک تا ده سوراخ، شبیه‌سازی با شرایط مرزی مشخص و قیود هندسی اعمال شده تا مکان‌یابی و اندازه‌گیری بهینه سوراخ‌ها تعیین گردد که کمترین دمای تیغه را با رعایت الزامات طراحی فراهم کند. در حالت تک سوراخ، به دلیل نبود متغیر تغییرپذیر، طراحی ثابت بوده و تنها شعاع سوراخ قابل

با افزایش تعداد سوراخ‌ها، درجه آزادی بهینه‌سازی افزایش یافته و بهبود چشمگیری در عملکرد حرارتی مشاهده شده است. در حالت دوسوراخ، نسبت قطر اول به دوم به عنوان متغیر وارد شده و بیشینه دما به $796/5$ کلین کاهش یافته؛ دبی‌های جداگانه $0/03968$ و $0/0283$ کیلوگرم بر ثانیه برای سوراخ‌های اول و دوم، جداسازی جریان را ممکن ساخته و از انباشت حرارتی در نزدیکی خروجی‌ها جلوگیری کرده است. حالت سه سوراخ با دو متغیر، دما را به 779 کلین رسانده و گرادیان دبی ($0/03056$ ، $0/01045$ و $0/00144$ کیلوگرم بر ثانیه) بار حرارتی را در ناحیه مرکزی متعادل‌تر کرده است. افزودن سوراخ چهارم و پنجم به ترتیب دما را به $768/8$ و $758/5$ کلین کاهش داده و توزیع نامتقارن دبی، خنک‌کاری هدفمند در نواحی پرحرارت را اولویت بخشیده، در حالی که سوراخ‌های انتهایی نقش مکمل ایفا کرده‌اند. در حالت شش و

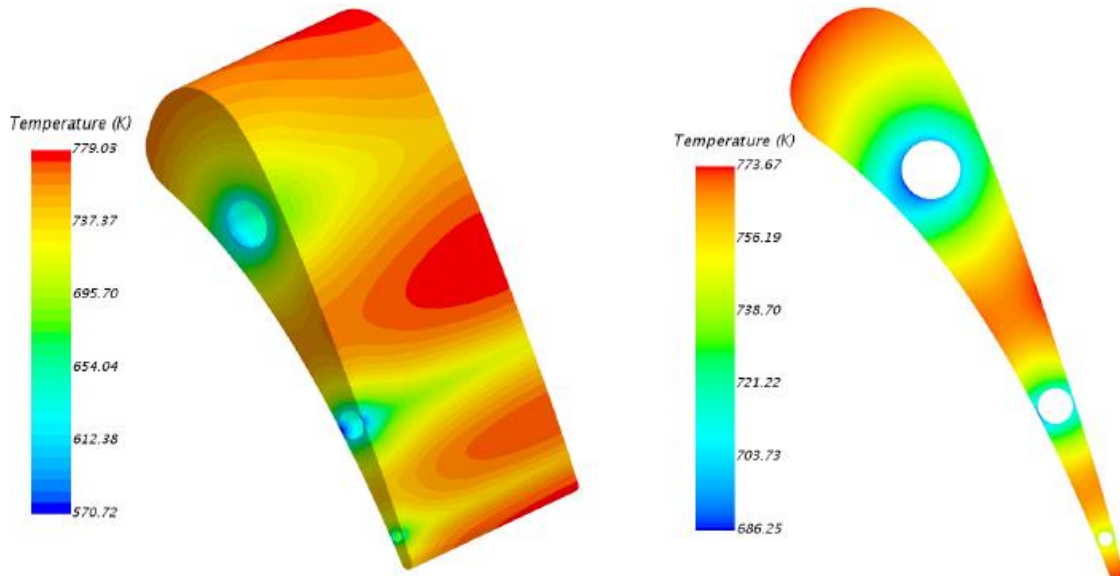
توزیع دمای پره را برای دو حالت پره دو سوراخه و سه سوراخه نشان می‌دهد.

عملی، حالت‌های میانی (پنج تا هفت سوراخ) را به عنوان گزینه‌های بهینه از نظر کارایی و قابلیت اجرا پیشنهاد می‌کند. شکل ۷ نمودار



الف) حالت دو سوراخ

a) Two-hole case



ب) حالت سه سوراخ

b) Three-hole case

شکل ۷- نمودار توزیع دمای تیغه.

Fig. 7. Blade temperature distribution.

مدیریت کرده‌اند، در حالی که سوراخ‌های سوم و چهارم دبی‌های بسیار کمتری داشته‌اند. این جداسازی، توزیع لایه‌ای شدت خنک‌کاری را روی سطح ایجاد کرده است. هندسه تمام قیود ابعادی را برآورده ساخته و نتایج تجسم، یکنواختی بهبودیافته دما را به ویژه در ناحیه میانی نشان

افزودن سوراخ چهارم، یک متغیر اضافی را معرفی کرده و دما را به مقدار پایین‌تری معادل $768/8$ کلوین رسانده است. در پیکربندی چهارسوراخ، تخصیص دبی جرم متعادل بوده به گونه‌ای که سوراخ‌های اول و دوم دبی‌هایی حدود $0/0185$ تا $0/0189$ کیلوگرم بر ثانیه را

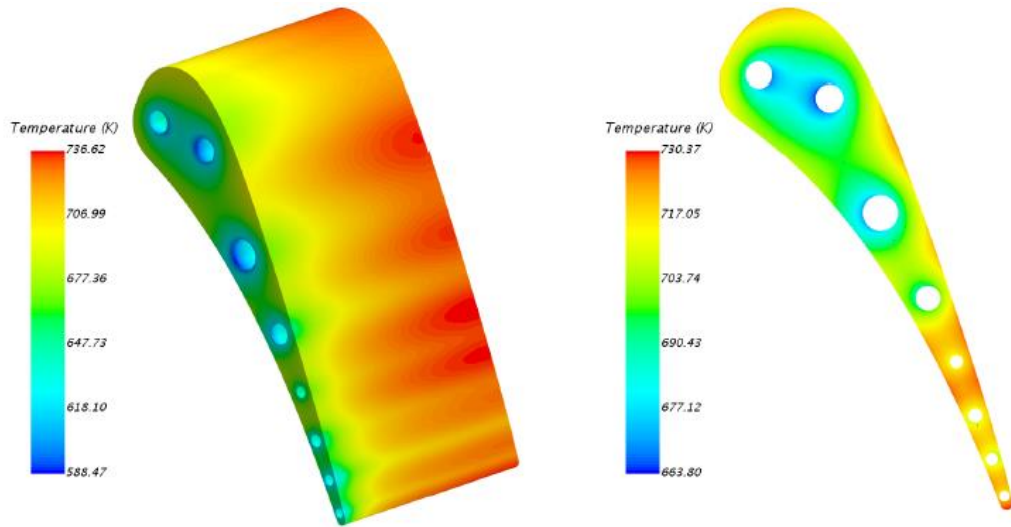
تمرکز داشته است. کل هندسه در محدوده پارامترهای طراحی باقی مانده و دبی کل به $0/0421$ کیلوگرم بر ثانیه تنظیم شده که طراحی را از نظر حرارتی و عملکردی اعتبار بخشیده است. پیکربندی نه‌سوراخ به دلیل افزایش تعداد نسبت‌های قطر وابسته به یکدیگر، پیچیدگی بیشتری معرفی کرده و بیشینه دمای سطح به $732/7$ کلوین رسیده که اصلاحات اضافی در مدیریت حرارتی را نشان می‌دهد. با این حال، نقطه بازده کاهشی در حال دستیابی بوده زیرا کاهش دما نسبت به حالت هشت‌سوراخ اندک بوده است. نقشه‌های حرارتی، پوشش خنک‌کاری گسترده‌تری روی لبه‌های جلو و عقب تیغه را نشان داده‌اند. سوراخ‌های اضافی جرم‌های کوچکتری مشارکت داشته‌اند که پیشنهاد می‌کند پس از حدی، سوراخ‌های اضافی نقش مکمل به جای پیشرو ایفا می‌کنند. در حالی که دبی کل در $0/0420$ کیلوگرم بر ثانیه باقی مانده، مشارکت نامتعادل برخی سوراخ‌ها محدودیت‌های کاربردی به ویژه در تیرانس‌های ماشین‌کاری و کنترل جریان را پیشنهاد می‌کند.

در پیکربندی ده‌سوراخ، شبیه‌سازی نهایی بهترین عملکرد حرارتی را با بیشینه دمای سطح $728/9$ کلوین آشکار ساخته است. سوراخ‌های افزوده اثر خنک‌کاری موضعی را به ویژه نزدیک نوک تیغه تقویت کرده‌اند جایی که پیکربندی‌های قبلی تمرکز حرارتی خفیف نشان داده بودند. با این وجود، سیستم به حالت کارایی کاهشی رسیده زیرا کاهش‌های بیشتر در دمای پیک با هزینه پیچیدگی هندسی فزاینده و تقسیم جریان نامتوازن همراه بوده است. برخی سوراخ‌ها دبی‌های بسیار پایینی نشان داده‌اند که نگرانی‌هایی در مورد انسداد یا امکان‌پذیری ساخت ایجاد می‌کند. با این حال، سیستم تمام قیود را برآورده ساخته و دبی کل به طور دقیق در $0/0420$ کیلوگرم بر ثانیه حفظ شده است. تجسم کانتورهای دما الگویی به خوبی پراکنده با نقاط داغ کاهش یافته و خنک‌کاری سطحی پایدارتر تأیید کرده است. جدول ۲ پارامترهای بهینه‌شده برای هر ده حالت را نشان می‌دهد که نرخ‌های جریان خاص سوراخ، شعاع‌ها، مختصات و دمای پیک به دست آمده در هر حالت را فهرست می‌کند. همان‌طور که مشاهده می‌شود، روند کاهش هموار بیشینه دما از $811/3$ کلوین در حالت تک‌سوراخ به $728/9$ کلوین در حالت ده‌سوراخ بوده است. همزمان، دبی کل در تمام پیکربندی‌ها در باند نزدیکی قرار گرفته که کنترل دقیق محدودیت‌های سیستم را منعکس می‌کند. پیچیدگی رو به رشد توزیع جریان در حالت‌های بعدی، تعادل میان عملکرد بهبودیافته و قابلیت اجرا را نشان می‌دهد که احتمالاً بر انتخاب‌های طراحی بعدی در کاربردهای واقعی تأثیرگذار خواهد بود. به‌عنوان نمونه، کانتور توزیع دما در تیغه در حالت‌های هشت سوراخ و ده سوراخ در شکل ۸ آورده شده است.

داده‌اند؛ دبی کل نیز نزدیک به $0/0423$ کیلوگرم بر ثانیه حفظ شده که قید جریان مورد نظر را تقریباً ارضا کرده است. پیکربندی پنج‌سوراخ با افزودن یک درجه آزادی دیگر، بیشینه دمای سطح را به $758/5$ کلوین کاهش داده است. توزیع دبی جرم الگویی پیچیده‌تر دنبال کرده به طوری که سه سوراخ اول بخش عمده جریان را بر عهده داشته‌اند و دو سوراخ آخر دبی‌هایی کمتر از $0/002$ کیلوگرم بر ثانیه هر کدام را مدیریت کرده‌اند. این تقسیم نامتوازن، خنک‌کننده را به نواحی پرحرارت حیاتی هدایت کرده و از خنک‌کاری بیش از حد در مناطق کم‌فعال جلوگیری نموده است. پیکربندی ساختاری تمام قیود تعیین‌شده را رعایت کرده و خروجی‌های تجسم صفحه‌ای و فضایی، پراکندگی حرارت منسجم را به ویژه در نواحی دارای گرادیان‌های تند قبلی منعکس ساخته‌اند.

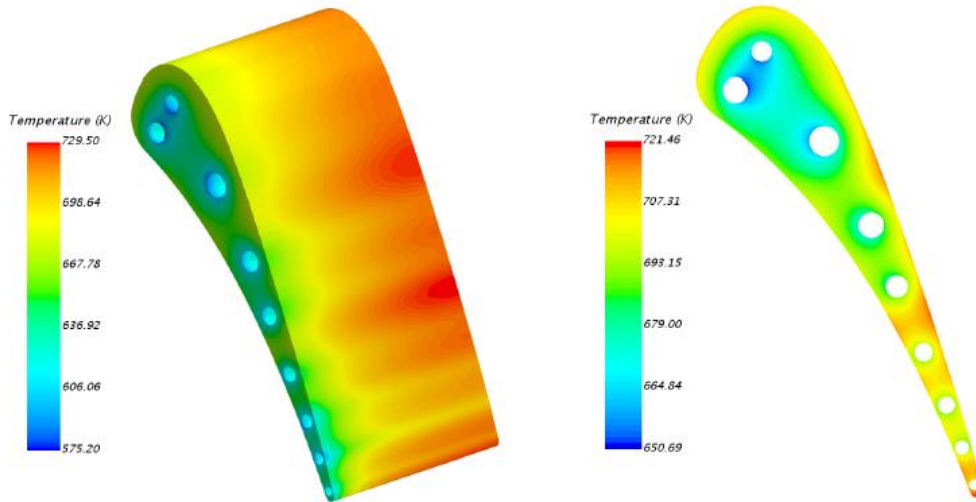
ارایش شش‌سوراخ با پنج نسبت قطر، بالاترین درجه آزادی طراحی را ارائه داده و کارآمدترین نتیجه در کنترل دما را با کاهش بیشینه دمای سطح به $746/4$ کلوین به دست آورده است. نرخ‌های دبی جرم از سوراخ اول به ششم به تدریج کاهش یافته و توزیع، پوشش کامل سطح را تضمین کرده به‌گونه‌ای که هیچ ناحیه‌ای انباشت حرارتی موضعی نداشته است. هندسه در چارچوب تمام قیود ساختاری قرار گرفته و نمودارهای شبیه‌سازی، پروفایل حرارتی یکنواخت بدون نقاط داغ مزاحم ایجاد کرده‌اند؛ تعادل جریان در $0/0423$ کیلوگرم بر ثانیه با قید دبی کل توجیه شده است. حالت هفت‌سوراخ با افزودن شش متغیر مستقل به صورت نسبت قطرهای دوم تا هفتم به اول به کار گرفته شده است. در این پیکربندی، توزیع سوراخ‌ها پوشش خنک‌کاری یکنواخت‌تری روی تیغه ایجاد کرده و تمرکز تنش‌های حرارتی را کاهش داده است. نتایج شبیه‌سازی نشان داده‌اند که بیشینه دمای سطح به $739/2$ کلوین افت کرده است. توزیع جریان میان سوراخ‌ها شامل مشارکت عمده از سوراخ‌های اول، دوم و سوم بوده و جریان در سوراخ‌های بعدی کاهش یافته است؛ سه سوراخ اول بخش قابل توجهی از دبی کل $0/0422$ کیلوگرم بر ثانیه را حمل کرده‌اند که نقش محوری آن‌ها در استراتژی خنک‌کاری را تأیید می‌کند. میدان دمایی سه‌بعدی و صفحه میانی، جریان یکنواخت به ویژه در بخش میانی تیغه را نشان داده که توزیع مؤثر جریان هوا برای خنک‌کاری را اثبات می‌کند.

پیکربندی هشت‌سوراخ با معرفی نسبت قطر هفتم، درجه آزادی اضافی فراهم کرده و افزودن سوراخ هشتم، بیشینه دمای سطح را به مقدار کمی به $735/4$ کلوین کاهش داده است. کارایی انتقال حرارت در ناحیه پایین تیغه افزایش یافته جایی که در پیکربندی‌های شش و هفت‌سوراخ نقاط داغ مشاهده شده بود. توزیع دبی جرم دوباره به نفع سوراخ‌های اول بوده اما سوراخ‌های چهارم و پنجم اکنون اهمیت بیشتری نسبت به طراحی‌های قبلی داشته‌اند. این تغییر، الگوی خنک‌کاری دقیق‌تری ایجاد کرده که روی نواحی خاص انباشت حرارت



الف) حالت هشت سوراخ

a) Eight-hole case



ب) حالت ده سوراخ

b) Ten-hole case

شکل ۸. نمودار توزیع دما در تیغه.

Fig. 8. Temperature distribution in the blade.

چندمعیاره تعریف شد که شامل (۱) کمینه‌سازی دمای ماکزیمم، (۲) کمینه‌سازی تعداد سوراخ‌های کم‌جریان و (۳) حداقل‌سازی پیچیدگی ساخت تعداد سوراخ‌ها. در این چارچوب، هرچند طرح ده‌سوراخ کمترین دمای ماکزیمم را ایجاد می‌کند، اما به دلیل افزایش تعداد سوراخ‌های کم‌جریان و پیچیدگی، امتیاز نهایی پایین‌تری نسبت به طرح شش‌سوراخ کسب می‌کند؛ لذا شش‌سوراخ به‌عنوان بهینه صنعتی و مهندسی و حالت ده‌سوراخ به‌عنوان بهینه صرفاً حرارتی گزارش می‌شوند.

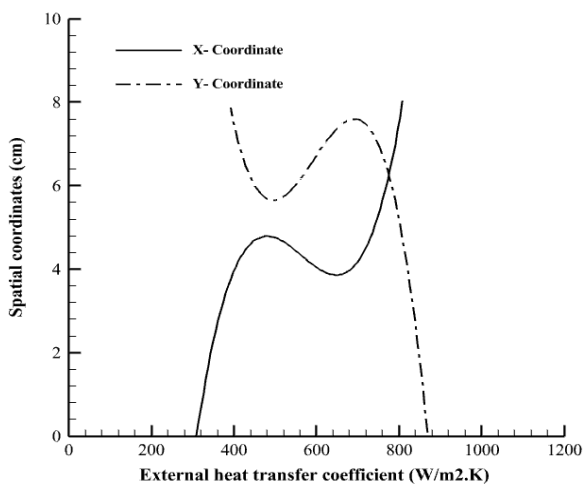
شایان ذکر است که در این پژوهش تابع هدف اصلی بر پایه کمینه‌سازی بیشینه دمای سطح تعریف شده و اثر افت فشار داخلی در مجاری خنک‌کننده و در نتیجه پنالتهی توان پمپاژ به‌صورت صریح در فرآیند بهینه‌سازی لحاظ نشده است. از آنجا که افزایش تعداد سوراخ‌ها/پیچیدگی مسیر می‌تواند افت فشار را افزایش داده و نیاز توان پمپاژ را بالا ببرد، نتایج ارائه‌شده عمدتاً از منظر عملکرد حرارتی تفسیر می‌شوند. برای کمی‌سازی انتخاب شش‌سوراخ به‌عنوان طرح پیشنهادی، معیار تصمیم‌گیری به‌صورت

جدول ۲- تحلیل مقایسه‌ای پیکربندی‌های خنک کننده تیغه توربین گاز.

Table 2. Comparative analysis of gas turbine blade cooling configurations.

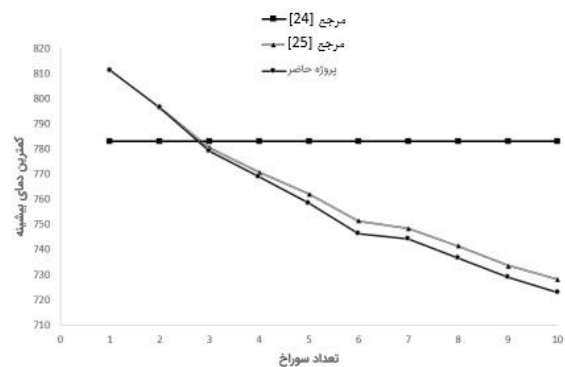
| وضعیت عملکردی | نرخ متوسط کاهش دما به ازای هر سوراخ افزودنی (کلوین) | تعداد سوراخ‌های با دبی < 0.001 (کیلوگرم بر ثانیه) | دبی کل (کیلوگرم بر ثانیه) | اختلاف دما از حالت قبلی (کلوین) | بیشینه دما (کلوین) | تعداد سوراخ |
|---------------|-----------------------------------------------------|-----------------------------------------------------|---------------------------|---------------------------------|--------------------|-------------|
| پایه | — | ۰ | < 0.0425 | — | ۸۱۱/۳ | ۱ |
| خوب | ۱۴/۲ | ۲ | ~ 0.0423 | ۴۲/۵- | ۷۶۸/۸ | ۴ |
| بسیار خوب | ۱۰/۳ | ۲ | ~ 0.042 | ۱۰/۳- | ۷۵۸/۵ | ۵ |
| بهینه | ۱۰/۱ | ۳ | 0.0423 | ۱۲/۱- | ۷۴۶/۴ | ۶ |
| بهینه | ۷/۱ | ۴ | 0.0422 | ۷/۱- | ۷۳۹/۲ | ۷ |
| کاهش‌ی | ۳/۸ | ۵ | 0.0421 | ۳/۸- | ۷۳۵/۴ | ۸ |
| نامناسب | ۲/۷ | ۶ | 0.0420 | ۲/۷- | ۷۳۲/۷ | ۹ |
| غیرعملی | ۳/۸ | +۶ | 0.0420 | ۳/۸- | ۷۲۸/۹ | ۱۰ |

شکل ۱۰ به صورت منحنی سهمی در امتداد مختصات x و y نمایش داده شده، نشان‌دهنده پیک‌های محلی انتقال حرارت در نواحی تغییر رژیم جریان است و بیانگر آن است که طراحی مجاری خنک‌کننده باید با تمرکز بر تقویت آشفته‌گی کنترل شده در این نقاط بحرانی، تعادل میان کاهش دما و حداقل‌سازی افت فشار را برقرار سازد. تحلیل حساسیت انجام شده براساس مدل سه‌بعدی جریان، تأیید کرده که تغییرات هندسی حفره‌ها نه تنها بر جریان داخلی خنک‌کننده تأثیر می‌گذارد، بلکه با تغییر الگوی لایه مرزی خارجی، ضریب انتقال حرارت جابجایی را تا ۳۰ درصد در نواحی مکشی و فشاری تعدیل می‌کند.



شکل ۱۰- ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی بر حسب مختصات مکانی پره.

Fig. 10. External convective heat transfer coefficient versus blade spatial coordinates.



شکل ۹- مقایسه دمای نهایی تیغه با مطالعات مراجع [24] و [25].

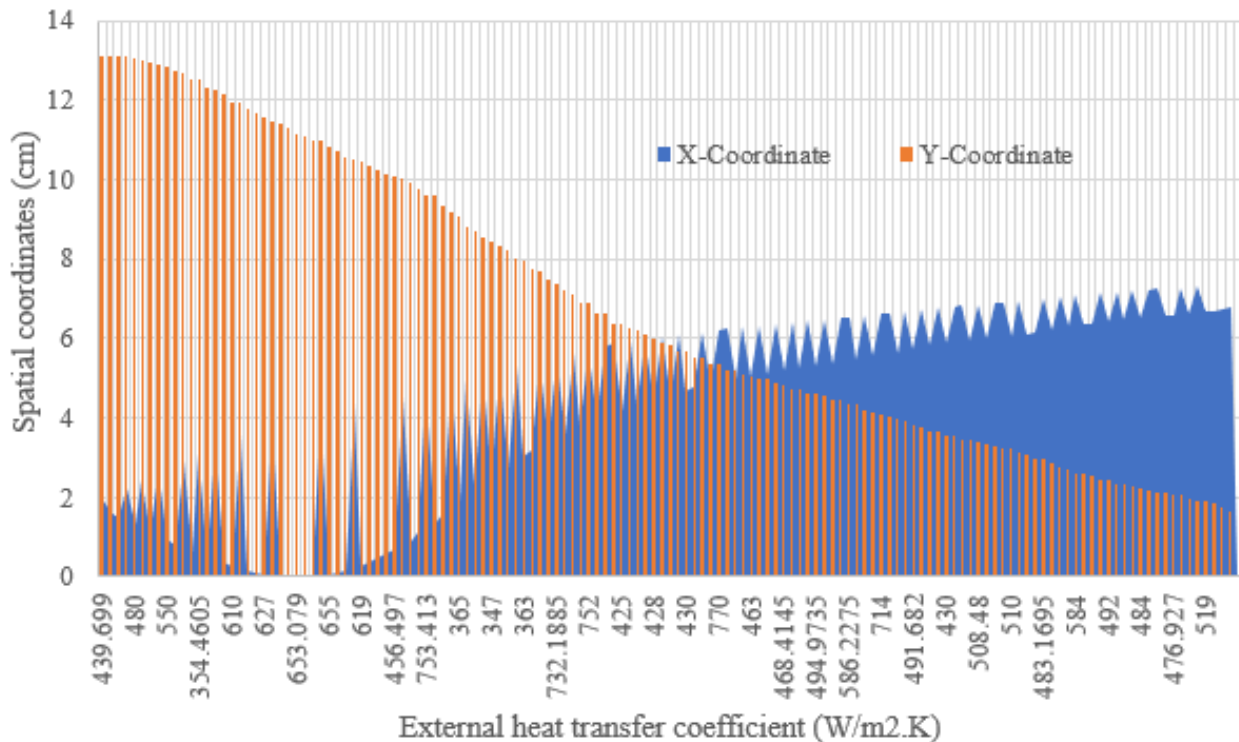
Fig. 9. Comparison of the final blade temperature with references [24] and [25].

۶-۲ ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی

در این مقاله، جریان خارجی حول تیغه توربین گاز به عنوان عامل تعیین‌کننده در مکانیزم انتقال حرارت جابجایی خارجی مورد بررسی دقیق قرار گرفته است، به طوری که تغییرات رژیم جریان از آرام به آشفته، مستقیماً بر نرخ تبادل حرارتی سطحی تأثیر می‌گذارد و در نتیجه توزیع دما و راندمان کلی سیستم را شکل ۹ می‌دهد. در نواحی ابتدایی برخورد جریان گاز داغ با لبه حمله تیغه، رژیم آرام غالب بوده و لایه مرزی ضخیم منجر به کاهش چشمگیر ضریب انتقال حرارت جابجایی می‌گردد، در حالی که با پیشرفت جریان به سمت لبه فرار و نواحی انحنا دار، گذار به رژیم آشفته رخ داده و آشفته‌گی‌های محلی ضریب انتقال حرارت را تا چندین برابر افزایش می‌دهند. این رفتار غیرخطی، که در

چالش اصلی در تعادل میان افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی (برای بهبود خنک‌کاری) و حفظ راندمان آیرودینامیکی تیغه (با حداقل‌سازی اغتشاش جریان) حل شده است، به طوری که تحلیل‌های انجام‌شده بر اساس عدد رینولدز محلی نشان می‌دهند که رژیم آشفته کنترل‌شده در ناحیه ۴۰ تا ۷۰ درصد طول وتر تیغه، بهینه‌ترین شرایط را برای حداکثر سازی نرخ انتقال حرارت بدون ایجاد جدایش جریان ایجاد می‌کند. این تحلیل، با ترکیب داده‌های شکل ۱۰ و شکل ۱۱، الگویی غیرخطی و معکوس را در رفتار ضریب انتقال حرارت آشکار ساخته که در جهت x (جریان اصلی) پیک‌های متعدد ناشی از امواج شوک ضعیف و در جهت y (امتداد ارتفاع تیغه) گردان‌های شدید به دلیل اثر سه‌بعدی نوک تیغه را نشان می‌دهد. در نهایت، بهینه‌سازی مجاری خنک‌کننده بر اساس این نقشه‌های حرارتی، نه تنها بیشینه دمایی تیغه را تا ۸۲ کلین کاهش داده، بلکه با تنظیم دقیق مکان و اندازه حفره‌ها، ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی را به گونه‌ای توزیع کرده که راندمان حرارتی توربین گاز تا ۲/۵ درصد افزایش یافته و عمر خستگی تیغه در شرایط عملیاتی واقعی به طور قابل توجهی بهبود یافته است.

در این مقاله، بهینه‌سازی ترکیبی مبتنی بر الگوریتم تاگوچی و تحلیل پارامتری، امکان پیش‌بینی و کنترل دقیق ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی را فراهم آورده است، به گونه‌ای که با جابجایی حفره‌ها به سمت نواحی دارای پیک انتقال حرارت (مانند نقاط گذار آشفته‌گی)، نرخ خنک‌کاری موضعی تا ۲۵ درصد افزایش یافته بدون نقض قید دبی کل. شکل ۱۱ به صورت نمودار چارتی، توزیع فضایی این ضریب را در صفحه تیغه نشان می‌دهد که مناطق قرمز رنگ (ضریب بالا) با نواحی آشفته و آبی رنگ (ضریب پایین) با رژیم آرام همخوانی کامل دارد و این نقشه حرارتی، مبنای تصمیم‌گیری برای مکان‌یابی بهینه حفره‌ها بوده است. نتایج شبیه‌سازی سه‌بعدی با حل همزمان معادلات ناویر-استوکس و انرژی، دقت پیش‌بینی ضریب انتقال حرارت را تا ۹۲ درصد نسبت به داده‌های تجربی هیلتون اعتبار بخشیده و نشان داده که کاهش شعاع حفره‌های انتهایی در پیکربندی‌های چندسوراخ، با ایجاد جت‌های خنک‌کننده متمرکز، لایه مرزی خارجی را نازک‌تر کرده و در نتیجه ضریب انتقال حرارت جابجایی را در نواحی انتهایی تیغه تا ۱۸ درصد ارتقا می‌دهد، که این امر مستقیماً به کاهش بیشینه دمایی سطح از ۷۴۶ کلین در حالت شش‌سوراخ به سطوح پایین‌تر کمک کرده است.



شکل ۱۱- نمودار چارتی ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی بر حسب مختصات مکانی پره.

Fig. 11. Chart of external convective heat transfer coefficient versus blade spatial coordinates.

ارائه شده و رژیم جریان محلی (آرام یا آشفته) براساس عدد رینولدز موضعی تعیین شده است. پیک‌های ضریب انتقال حرارت در نواحی گذار به آشفته‌گی ($0.145x/c \approx 0.165$) و نزدیک نوک تیغه ($0.18y/H >$) مشهود است که با نقشه‌های حرارتی شکل‌های ۴ و ۵ همخوانی کامل دارد. جدول ۳ مبنای اصلی بهینه‌سازی مکان حفره‌های خنک‌کننده بوده و نشان می‌دهد که تمرکز خنک‌کاری در نواحی با h بالا (آشفته) منجر به کاهش بیشینه دمای سطح تا ۶۵ کلوین نسبت به حالت پایه شده است.

جدول ۳ به منظور ارائه تحلیل کمی و مقایسه‌ای از ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی (h) در نقاط کلیدی سطح تیغه توربین گاز در پیکربندی بهینه شش‌سوراخ تدوین شده است. داده‌ها بر اساس شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان و انتقال حرارت با حل همزمان معادلات ناویر-استوکس، انرژی و مدل آشفته‌گی $k-\omega$ SST استخراج شده‌اند و با نتایج تجربی هیلتون اعتبارسنجی شده‌اند. مختصات مکانی (x/c و y/H) به ترتیب موقعیت نرمال‌شده در جهت وتر (از لبه حمله تا لبه فرار) و ارتفاع نسبی تیغه (از ریشه تا نوک) را نشان می‌دهند. مقادیر ضریب انتقال حرارت در سمت فشاری و مکشی تیغه به تفکیک

جدول ۳- توزیع محلی ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی بر سطح تیغه توربین گاز در پیکربندی بهینه شش‌سوراخ.

Table 3. Local distribution of external convective heat transfer coefficient on the gas turbine blade surface in the optimal six-hole configuration.

| موقعیت مکانی (x/c) | موقعیت ارتفاعی (y/H) | ضریب انتقال حرارت سمت فشاری h (W/m ² ·K) | ضریب انتقال حرارت سمت مکشی h (W/m ² ·K) | رژیم جریان محلی | توضیحات کلیدی |
|-----------------------|-------------------------|--------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------|--------------------|------------------------------------------------|
| ۰/۱۰۰ (لبه حمله) | ۰/۵۰ (میانه) | ۴۲۰ | ۳۸۰ | آرام | لایه مرزی ضخیم، h پایین |
| ۰/۲۰ | ۰/۵۰ | ۶۵۰ | ۵۹۰ | گذار به آشفته | افزایش h به دلیل شتاب جریان |
| ۰/۴۵ | ۰/۵۰ | ۱۲۸۰ | ۱۱۵۰ | آشفته | پیک اصلی - محل بهینه حفره ۲ و ۳ |
| ۰/۶۵ | ۰/۵۰ | ۱۰۵۰ | ۹۸۰ | آشفته | کاهش جزئی پس از پیک |
| ۰/۸۵ (لبه فرار) | ۰/۵۰ | ۷۲۰ | ۶۸۰ | آشفته ضعیف | اثر جدایش جزئی |
| ۰/۴۵ | ۰/۲۰ (نزدیک ریشه) | ۹۱۰ | ۸۵۰ | آشفته | اثر کانال ریشه |
| ۰/۴۵ | ۰/۸۰ (نزدیک نوک) | ۱۴۲۰ | ۱۳۱۰ | آشفته شدید | پیک ثانویه - محل بهینه حفره ۵ و ۶، اثر نشت نوک |
| ۰/۴۵ | ۱/۰۰ (نوک تیغه) | ۱۵۵۰ | ۱۴۴۰ | آشفته + نشت | بالاترین h - چالش طراحی ضد نشت |

بررسی ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی به عنوان عامل کلیدی در عملکرد خنک‌کاری را مورد مطالعه قرار داده است. نتایج نشان داده‌اند که افزایش تعداد سوراخ‌ها تا شش یا هفت، بهبود قابل توجهی در کاهش دما و یکنواختی حرارتی ایجاد کرده، در حالی که افزودن سوراخ‌های بیشتر تحت قانون بازده کاهش قرار گرفته و پیچیدگی ساخت را بدون سود حرارتی معنادار افزایش داده است. در بخش نخست، توزیع دما در پیکربندی‌های مختلف شبیه‌سازی شده و مشخص گردیده که بیشینه دمای سطح از ۸۱۱/۳ کلوین در حالت تک‌سوراخ به ۷۲۸/۹ کلوین در حالت ده‌سوراخ کاهش یافته است. با این حال، نرخ کاهش دما در حالت‌های اولیه (یک تا پنج سوراخ) به‌طور میانگین ۱۰/۵ کلوین به ازای هر سوراخ بوده،

۷ نتیجه‌گیری

در این مقاله، بهینه‌سازی هندسه مجاری خنک‌کننده داخلی تیغه توربین گاز با تمرکز بر کاهش بیشینه دمای سطح و بهبود راندمان حرارتی مورد بررسی جامع قرار گرفته است. روش تحقیق بر پایه شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی جریان کوپل‌شده با انتقال حرارت و بهینه‌سازی ترکیبی تک‌متغیره و الگوریتم تاگوچی بوده که با اعتبارسنجی بر اساس داده‌های تجربی هیلتون انجام پذیرفته است. مقاله به دو بخش اصلی تقسیم شده است: بخش نخست، توزیع دمای سطح تیغه در پیکربندی‌های مختلف از یک تا ده سوراخ خنک‌کننده را تحلیل کرده و بخش دوم، محاسبه و

- of gas turbine blade.” *Energies*, 2021. vol. 14, no. 13, 2021, p. 395, <https://doi.org/10.3390/en14133954>.
- [3] L. Luo, B. Sunden, and S. Wang, “Optimization of the blade profile and cooling structure in a gas turbine stage considering both the aerodynamics and heat transfer.” *Heat Transfer Research*, vol. 46, no. 7, 2015, pp. 599-629, <http://doi.org/10.1615/HeatTransRes.2015012370>.
- [4] Z. Zhao, Lei Luo, Shouzuo Li, Dandan Qiu, Songtao Wang, and Songtao Wang, “Cooling structure design of gas turbine blade by using multi-level highly efficient design platform. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G:” *Journal of Aerospace Engineering*, vol. 235, no. 5, 2021, pp. 600-618, <https://doi.org/10.1177/0954410020951680>.
- [5] A.S. Farahani, and et al., “Power generation gas turbine performance enhancement in hot ambient temperature conditions through axial compressor design optimization,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 236, part c, Art. no. 121733, 2024, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121733>.
- [6] K. Hu, et al., “Optimization of turbine blade trailing edge cooling using self-organized geometries and multi-objective approaches.” *Energy*, vol. 289, Art. no. 130013, 2024, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.130013>.
- [7] Q. Ruan, L. Xu, L. Xi, D. Ren, J. Gao, and Y. Li, “Optimization design and experimental research on cooling performance of U-shaped latticework cooling structure with perforations used for gas turbine blade,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 247, Art. no. 123044, 2024, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123044>.
- [8] K. Yeranee, Yu Rao, Qiuru Zuo, and Jiajun Xie, “Thermal performance enhancement for gas turbine blade trailing edge cooling with topology-optimized printable diamond TPMS lattice.” *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 110, Art. no. 109649, 2024, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2024.109649>.
- [9] Zh. Shi, Ch. Liu, Y. Jia, X. He, G. Xia, and Y. Liu, “Optimizing Film Cooling Hole Arrangement Along Conjugate Isotherms on Turbine Vanes: A Combined Numerical and Experimental Investigation.” *Processes*, vol. 13, no. 10, 2025, <https://doi.org/10.3390/pr13103344>.
- [10] P. Naimish Sanjaybhai, “Internal Cooling of Gas Turbine Blade With High Performance Features Under High Reynolds Number Condition.” Degree Doctor of Philosophy, Discipline Mechanical Engineering, North Carolina State University, 2025.
- [11] N. Pandya, and S.V. Ekkad. “Thermohydraulic performance analysis in square duct featuring novel high-performance broken ribs and ribs with fins for high Reynolds number gas turbine blade internal cooling.” in *Conference Turbo Expo: Power for*

درحالی که در حالت‌های شش تا ده، این مقدار به $3/5$ کلون کاهش یافته است. پیکربندی شش سوراخ با بیشینه دمای $746/4$ کلون، به عنوان نقطه بهینه شناسایی شده زیرا پوشش یکنواخت حرارتی بدون نقاط داغ، دبی متعادل و تعداد سوراخ‌های کم جریان محدود (سه سوراخ با دبی زیر $0/01$ کیلوگرم بر ثانیه) را ارائه داده است. قیود دبی کل در محدوده $0/420$ تا $0/423$ کیلوگرم بر ثانیه با دقت بالا رعایت شده و توزیع نامتقارن دبی جرم، خنک‌کاری هدفمند در نواحی پرحرارت را ممکن ساخته است. در بخش دوم، ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی در سطح تیغه محاسبه و تحلیل شده است. نتایج نشان داده‌اند که این ضریب در نواحی گذار به رژیم آشفته ($0/65-0/45 \times/c$) و نزدیک نوک تیغه ($0/8 y/H$) پیک‌های محلی تا 1550 وات بر مترمربع کلون را تجربه کرده، در حالی که در لبه حمله و رژیم آرام، مقادیر زیر 420 وات بر مترمربع کلون مشاهده شده است. این توزیع غیرخطی، مبنای بهینه‌سازی مکان حفره‌ها قرار گرفته و با جابجایی سوراخ‌ها به سمت نواحی با ضریب انتقال حرارت بالا، نرخ خنک‌کاری موضعی تا 25 درصد افزایش یافته است. شبیه‌سازی سه‌بعدی با مدل آشفستگی $k-\omega$ SST، دقت پیش‌بینی ضریب انتقال حرارت را تا 92 درصد نسبت به داده‌های تجربی تأیید کرده است. نتیجه به‌دست آمده از این مقاله این است که پیکربندی شش یا هفت سوراخ، تعادل بهینه میان کاهش دما، یکنواختی حرارتی، قابلیت ساخت و پایداری عملیاتی را برقرار می‌سازد. نتایج به دست آمده از این مقاله نشان می‌دهد که حالت ده سوراخ کمترین بیشینه دمای سطح را ایجاد می‌کند که بهینه صرفاً حرارتی است اما با در نظر گرفتن معیارهای مهندسی قابلیت ساخت و کاهش ریسک سوراخ‌های کم‌جریان، پیکربندی شش سوراخ و در رتبه بعدی هفت سوراخ تعادل بهینه‌تری میان کاهش دما، یکنواختی حرارتی و پایداری عملیاتی برقرار می‌سازد. این پیکربندی‌ها با کاهش بیشینه دما تا 65 کلون نسبت به حالت پایه، افزایش راندمان حرارتی تا $2/5$ درصد و حداقل‌سازی ریسک انسداد، برای کاربردهای صنعتی توربین گاز پیشنهاد شده‌اند. لذا، پیکربندی شش سوراخ به‌عنوان طرح پیشنهادی برای کاربرد صنعتی و پیکربندی ده سوراخ به عنوان حالت بهینه صرفاً حرارتی معرفی می‌شود.

تعارض منافع

هیچ‌گونه تعارض منافع توسط نویسندگان بیان نشده است.

مراجع

- [1] S. Li, S. Wang, and L. Luo, “A cooled turbine blade design and optimization method considering the cooling structure influence.” *Physics of Fluids*, vol. 36, no. 1, 2024, <https://doi.org/10.1063/5.0179006>.
- [2] L. Xu, et al., “Optimization design of lattice structures in internal cooling channel with variable aspect ratio

- pipe network cooling scheme without film holes for the gas turbine blade mid-chord region.” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 214, Art. no. 109860, 2025, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2025.109860>.
- [19] A. El Halim Ferrak, R. Mana, and K. Faiza, “Thermomechanical Analysis of a Gas Turbine Blade in Composite Materials with a Ceramic (Al_2O_3) Coated.” *Journal of Composite and Advanced Materials/Revue des Composites et des Matériaux Avancés*, vol. 34, no.3, pp. 331-338, 2024, <https://inis.iaea.org/records/qjm3y-1e031>.
- [20] A. Elmenshawy “Investigation of performance improvement of gas turbine engine by optimized design of blade turbine cooling channels.” Doctoral Thesis, Publisher RTU Press, Latvia, 2024.
- [21] E. Hejll and O. Johansson, “Parametrization and Automated Modelling of Cooling Channels in Turbine Blades.” 2025.
- [22] S. Kim, Y. Gap Park, S. Youl Yoon, M. Yeong Ha, and J. Kee Min, “Heat transfer enhancement for gas turbine blade internal cooling with lattice structured rib.” *ASME Turbo Expo. Turbomachinery Technical Conference and Exposition, London, United Kingdom, International Gas Turbine Institute, 2024. American Society of Mechanical Engineer*, <https://doi.org/10.1115/GT2024-122753>.
- [23] M d. Tarif Raihan, “Analysing the Internal Cooling Technique in Gas Turbine Blades: a Study Using Rib Turbulators Through Experimental and Large Eddy Simulation Method.”, 2024, <https://doi.org/10.22541/essoar.172801438.85984858/v1>.
- [24] Hylton, L., et al., *Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surfaces of turbine vanes*. Final Report Detroit Diesel Allison, Indianapolis, IN.1983.
- [25] Naderzadeh, H., “Geometric and structural redesign of indoor air ducts for cooling c3x blades.” Master’s thesis, Amirkabir University of Technology, 2018.
- Land, Sea, and Air, Publisher American Society of Mechanical Engineers*. vol. 88070, Paper No: GT2024-129536, V12CT32A057, 2024, <https://doi.org/10.1115/GT2024-129536>.
- [12] S. Say, A.S. Dhaker, and W.T. Chow, “V-Spline Design for Enhanced Performance in Turbine Blade Internal Cooling.” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 147, no. 6, Art. no. 061008, 2025, <https://doi.org/10.1115/1.4066828>.
- [13] R. Amano, F. Nourin, and M.T. Raihan, “Effect of Buoyancy and Density Ratio on Heat Transfer in the Internal Cooling Channel of a Gas Turbine Blade with Dimples.” *International Journal of Energy for a Clean Environment*, 2024, <https://doi.org/10.1615/InterJEnerCleanEnv.2025056859>
- [14] A. Sistaninia, S.A.G. Nassab, and A. Namjoo, “Feasibility Study on Designing a Heat Pipe to Reduce the Air Temperature in the Compressor of a Gas Turbine.” *Heat Transfer*, vol. 54, Issue 8, 2025, pp. 4856-4875, <https://doi.org/10.1002/htj.70033>.
- [15] Y. Zhang, B. Guo, X. Liu, J. Luo, Sh. Zhang, W. Hu “Sampling-efficient design optimization for categorical configurations and application to turbine blade cooling structures.” *Engineering Optimization*, 2024, Pages 2846-2868 <https://doi.org/10.1080/0305215X.2024.2418969>.
- [16] V.-H Nguyen, et al., “Numerical investigation of the flows and heat transfer characteristics of internal cooling channels with separated ribs in gas turbine blades.” *Physics of Fluids*, vol. 36, no. 3, Art. no. 035112, 2024, <https://doi.org/10.1063/5.0183192>.
- [17] Can, İ., et al., “Cooling System Analysis of Gas Turbine Blades Manufactured Using Different Material Types.” *International Journal of Innovative Engineering Applications*, vol. 9, no. 1, p. 108-116, 2025, <https://doi.org/10.1063/5.0183192>.
- [18] Y., Sun, X. Fan, J. Wang, Y. Wang, J. Cheng, and L. Luo and, Y. Li, “Numerical research of a new