

Numerical Comparison of film cooling methods effectiveness in a ramjet combustor

Sajjad Ranjbar¹, Mohammad Mehdi Doustdar², Kazem Delsoz

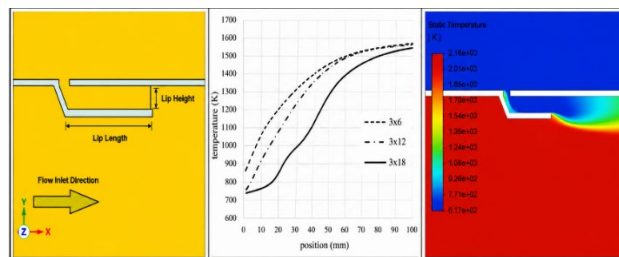
¹ Master's Degree, Imam Hossein Comprehensive University, Tehran, Iran

² Professor, Imam Hossein Comprehensive University, Tehran, Iran

HIGHLIGHTS

- Comparative CFD analysis of three film cooling configurations in a ramjet combustor under identical flight conditions.
- Systematic assessment of lip height-to-slot ratio and injection angle on wall temperature distribution and film stability.
- Identification of design criteria based on cooling effectiveness, wall temperature gradient and required bypass air fraction

GRAPHICAL ABSTRACT



ARTICLE INFO

Article history:

Article Type: Research paper

Received: 10 December 2025

Revised: 21 January 2026

Accepted: 05 February 2026

Available online: 20 February 2026

Keywords:

Ramjet engine

Film cooling

Combustion chamber

Spray cooling

ABSTRACT

The high heat flux in ramjet combustor walls requires effective cooling strategies to prevent excessive temperature rise. This study numerically investigates and compares three film-cooling configurations: a simple slot, splash cooling, and a stacked ring under representative operating conditions. Compressible flow and heat transfer were simulated using the finite volume method, with radiative effects modeled by the Discrete Ordinates (DO) method. The numerical model was validated against experimental data. Results show that in splash cooling, increasing the tab height-to-slot width ratio reduces initial mixing, improves temperature uniformity, and enhances cooling effectiveness, with ratios ≥ 1 performing best. In the stacked ring configuration, adding a tab and using an injection angle near 90° improved coolant film stability and reduced hot-gas penetration toward the wall. These findings provide guidance for selecting effective film-cooling configurations for ramjet combustors.

Cite this article: Ranjbar S, Doustdar M M, Delsoz K. Numerical investigation of the effect of the cooling flow entry angle on the st of Fluid Mechanics and Aerodynamics . 2025; 14 (2): 1-11. **DOR:** https://fma.ihu.ac.ir/article_211096.html

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

Publisher: Imam Hossein University.



1. Introduction

Ramjet engines operate at extreme temperatures that pose significant challenges to the structural integrity of combustion chamber walls. The combustion gas temperatures frequently exceed the working limits of conventional wall materials, necessitating effective thermal protection systems [1]. Among various cooling strategies, film cooling has emerged as a promising technique for ramjet combustors, involving the injection of cooler bypass air along the wall surface to create an insulating layer between the hot combustion gases and the wall [2].

The performance and efficiency of ramjet and scramjet engines are closely linked to the combustion gas temperature and pressure. The gas temperature can be increased as long as it does not damage the combustor structure [3]. Due to oxidation, thermal wear, and the combustion temperature exceeding the working limit of wall materials, a suitable cooling or thermal protection system is required. Various cooling and protection methods for ramjet and scramjet engines include film cooling, effusion cooling, transpiration cooling, ablative material protection, radiation protection, and the use of nanomaterials [4].

While extensive research has been conducted on film cooling in turbine engines, studies specifically addressing ramjet combustor configurations remain limited. Baldauf et al. [5] demonstrated that decreasing the distance between holes increases film cooling effectiveness, as a greater amount of coolant is spread over the wall for a given length. Colban et al. [6] found that the effectiveness of film cooling near the injection point depends on the coverage ratio, while at farther distances, the hole spacing becomes more influential. Key parameters influencing film cooling effectiveness include injection geometry, coolant mass flow rate, injection angle, and the interaction between the coolant jet and the mainstream flow [6, 7].

This study aims to numerically investigate and compare three film cooling configurations—simple slot, splash cooling, and perforated ring—under representative ramjet operating conditions. The research incorporates conjugate heat transfer through a finite-thickness wall and accounts for internal radiation effects, providing a comprehensive assessment of cooling performance. The primary novelty lies in the specific application to ramjet combustors and the detailed evaluation of design parameters including tab height-to-slot ratio, injection angle, and their influence on wall temperature distribution and cooling effectiveness.

2. Methodology

2.1. Problem Description

The combustion chamber has an inner diameter of 288 mm, outer diameter of 290 mm, wall thickness of 1 mm, and length of 500 mm. The engine operates at 10 km altitude with a flight Mach number of 3. The combustor inlet Mach number is 0.2, with inlet conditions of pressure 663.1 kPa and temperature 621.3 K, determined assuming isentropic compression in an ideal diffuser using thermodynamic relations [22]:

$$\frac{T_i}{T_a} = \frac{1 + Ma_a^2 (\gamma - 1)/2}{1 + Ma_i^2 (\gamma - 1)/2} \quad (1)$$

$$\frac{T_i}{T_a} = \left(\frac{P_i}{P_a}\right)^2 \left(\frac{Ma_i}{Ma_a}\right)^2 \quad (2)$$

The working fluid is air modeled as an ideal gas, with kerosene ($C_{12}H_{26}$) as fuel. The combustor wall is Hastelloy X superalloy. Combustion was modeled using a 25% excess air reaction, with the effect applied by imposing equivalent hot combustion products at the combustor inlet, treating the internal flow as non-reacting [23].

2.2. Numerical Approach

The numerical simulations were performed using Ansys Fluent with the finite volume method. The governing equations for steady, compressible, non-reacting flow were solved, including continuity, momentum, energy, and heat conduction through the solid wall:

Continuity:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (3)$$

Momentum:

$$\frac{\partial (\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\tau) + \rho \vec{g} \quad (4)$$

Energy:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v} (\rho E + P)) = \nabla \cdot (K \nabla T + (\tau \cdot \vec{v})) \quad (5)$$

Heat conduction in the wall:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \nabla \cdot (\vec{v} \rho h) = \nabla \cdot (K \nabla T) \quad (6)$$

The k- ω SST turbulence model was chosen for its accuracy in capturing boundary layer and near-wall flow characteristics. Radiation heat transfer was modeled using the Discrete Ordinates (DO) method, with the absorption coefficient determined using the Weighted-Sum-of-Gray-Gases Model [24].

The computational domain was simplified to an axisymmetric 2D geometry. The density-based solver with coupled pressure-velocity algorithm was selected, with second-order discretization for all equations. Convergence criteria of 10^{-6} were applied. Structured grids with boundary layer refinement ($y^+ < 1$) were generated using ICEM CFD, with 43,148 cells selected following grid independence verification.

Cooling effectiveness is calculated as:

$$\eta = \frac{(T_{w,in} - T_a)}{(T_g - T_c)} \quad (7)$$

2.3 Boundary Conditions

Inlet: Hot combustion products (25.3 kg/s, 2201 K) enter the combustor; bypass cooling air (9.1 kg/s, 621 K) enters the annulus; operating pressure 663 kPa. Wall: Outer shell at 621 K with emissivity 0.4; combustor wall surfaces coupled for conjugate heat transfer; Hastelloy X with emissivity 0.7. Outlet: Pressure outlet.

2.4 Validation

The model was validated against the empirical correlation by Lefebvre et al. [25]. The simulation results showed excellent agreement with the empirical correlation, with a maximum relative error of less than 10%, confirming the validity of the numerical model.

3. Results and Discussion

3.1 Simple Slot Configuration

The simple slot configuration with a 2 mm width was investigated, both as a vertical slot and with a 120° angle. The simple slot proved ineffective at properly introducing coolant into the combustor. The coolant film rapidly mixed with the hot gases, resulting in limited wall protection and significant temperature gradients. For the studied ramjet engine, methods relying on pressure gradients or flow impingement are required.

3.2 Splash Cooling Configuration

The splash cooling method, incorporating a tab on the inner wall, demonstrated superior performance. Simulations were performed for different tab heights (3 and 5 mm) and lengths, with length-to-height ratios of 2, 4, and 6.

For a tab height of 3 mm, increasing the tab length from 6 to 18 mm extended the non-critical wall length from 19 to 41 mm while maintaining similar coolant mass flow rates (385-392 g/s). This indicates improved film stability and uniformity. With a 5 mm tab height, coolant flow rates increased to approximately 490-520 g/s, with non-critical wall lengths reaching 60-93 mm for the longest configurations. Increasing slot width from 2 to 5 mm further enhanced protection, demonstrating the importance of the tab height-to-slot width ratio. Ratios of 1.0 or greater yielded the most favorable performance.

The addition of five cooling rows significantly improved overall wall temperature distribution. Internal radiation was identified as a major heat transfer mechanism, with radiation heat flux sometimes exceeding convection.

3.3 Perforated Ring Configuration

In the perforated ring method, simulations were performed for injection angles of 105°, 120°, 135°, and 150°. Decreasing injection angle from 150° to 105° increased non-critical wall length from 20 mm to 60 mm, while coolant mass flow rates increased from 240 to 570 g/s. Smaller injection angles maintained the coolant film closer to the wall, reducing mixing with the hot gases and extending cooling effectiveness.

The addition of a tab in the perforated ring configuration at 120° injection angle increased non-critical wall length from 46 to 60 mm while only marginally increasing coolant flow rate. The tab also reduced temperature gradients at the end of each ring, beneficial for thermal stress management.

4. Conclusion

This numerical investigation of film cooling configurations in a ramjet combustor yields the following key conclusions:

1. Model Validation: Comparison of numerical results with experimental data confirms the high accuracy and validity of the numerical method for analyzing film cooling effectiveness, with relative errors below 10%.
2. Simple Slot Limitations: Simple slot configurations are ineffective for ramjet applications, with coolants rapidly mixing and providing limited wall protection.
3. Splash Cooling Performance: The tab height-to-slot width ratio critically influences cooling performance, with ratios ≥ 1.0 providing superior effectiveness. Increased tab length improves film uniformity before entering the combustion chamber.
4. Perforated Ring Performance: Smaller injection angles maintain the coolant film closer to the wall, extending cooling effectiveness. Tab incorporation reduces temperature gradients and improves overall performance.



مقایسه عددی اثربخشی روش‌های خنک‌کاری لایه‌ای در محفظه احتراق موتور رم جت

۱. سجاد رنجبر ^{ID} کارشناسی‌ارشد دانشگاه جامع امام حسین(ع)، تهران، ایران Sajjadranjbar.dpj@gmail.com

۲. محمدمهدی دوستدار ^{ID}*: استاد، دانشگاه جامع امام حسین(ع)، تهران، ایران mdostdar@ihu.ac.ir

۳. کاظم دلسوز دانشجوی کارشناسی‌ارشد، دانشگاه جامع امام حسین(ع)، تهران، ایران Kazem.delsoz@gmail.com

برجسته‌ها

- تحلیل عددی مقایسه‌ای سه پیکربندی خنک‌کاری لایه‌ای در محفظه احتراق رم جت تحت شرایط پروازی یکسان
- ارزیابی نظام‌مند اثر نسبت ارتفاع زبانه به اندازه شکاف و زاویه تزریق بر توزیع دمای دیواره و پایداری لایه خنک‌کننده
- تعیین معیارهای طراحی بر اساس اثربخشی خنک‌کاری، گرادیان دمای دیواره و میزان هوای کنارگذر موردنیاز

مشخصات مقاله

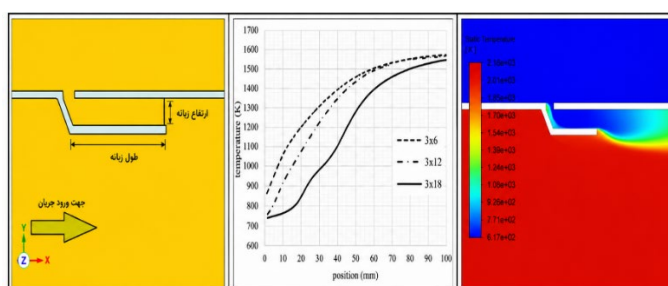
تاریخچه مقاله:

نوع مقاله: علمی پژوهشی
دریافت: ۱۹ آذر ۱۴۰۴
بازنگری: ۰۱ بهمن ۱۴۰۴
پذیرش: ۱۶ بهمن ۱۴۰۴
ارائه آنلاین: ۰۱ اسفند ۱۴۰۴

کلیدواژه‌ها:

موتور رم جت
محفظه احتراق
خنک‌کاری لایه‌ای
خنک‌کاری پاششی

چکیده گرافیکی



چکیده

در محفظه احتراق موتور رم جت، شار حرارتی بالا موجب افزایش دمای دیواره شده و ضرورت بهره‌گیری از روش‌های مؤثر خنک‌کاری را ایجاب می‌کند. ازاین‌رو، در پژوهش حاضر عملکرد روش‌های مختلف خنک‌کاری لایه‌ای شامل شکاف ساده، خنک‌کاری پاششی و حلقه پانچ شده به‌صورت عددی و تحت شرایط کاری مشخص موتور مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. به‌منظور شبیه‌سازی میدان جریان و انتقال حرارت، معادلات حاکم بر جریان تراکم‌پذیر با استفاده از روش حجم محدود حل شده و اثرات تشعشعی نیز از طریق مدل گسسته جهتی (DO) لحاظ گردیده است. اعتبارسنجی مدل عددی نیز با مقایسه نتایج با داده‌های تجربی موجود انجام و دقت آن تأیید شده است. نتایج نشان می‌دهد که در خنک‌کاری پاششی، افزایش نسبت ارتفاع زبانه به‌اندازه شکاف، با کاهش شدت اختلاط اولیه، موجب یکنواخت‌تر شدن توزیع دما و بهبود اثربخشی خنک‌کاری می‌شود؛ به‌گونه‌ای که نسبت‌های برابر یا بزرگ‌تر از یک عملکرد مطلوب‌تری ارائه می‌کنند. همچنین در پیکربندی حلقه پانچ شده، استفاده از زبانه و زاویه تزریق نزدیک به ۹۰ درجه موجب افزایش پایداری فیلم خنک‌کننده و کاهش نفوذ جریان داغ به دیواره می‌شود. در مجموع، یافته‌های این مطالعه می‌تواند در انتخاب پیکربندی بهینه خنک‌کاری لایه‌ای در محفظه احتراق موتور رم جت مورد استفاده قرار گیرد.

استاد: رنجبر سجاد، دوستدار محمد مهدی، دلسوز مهدی. مقایسه اثربخشی روش‌های خنک‌کاری در محفظه احتراق موتور رم جت. مکانیک

سیالات و آیرودینامیک. (۱۴۰۴); ۱۴ (۱): ۳۷-۵۹.

DOR: https://fma.ihu.ac.ir/article_211096.html

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



ناشر: دانشگاه جام امام حسین(ع).



۱- مقدمه

موتور رم جت از مجرای ورودی (دیفیوزر)، محفظه احتراق و نازل خروجی تشکیل شده است در رم جت هوا ابتدا وارد دیفیوزر می‌شود در آنجا فشرده شده و پس از ورود به محفظه احتراق با سوخت ترکیب شده و محترق می‌شود. پس از آن گازهای داغ از طریق نازل خارج شده و نیروی جلوبرنده را ایجاد می‌کند [۱]. در موتور رم جت به‌منظور دستیابی به بازده بالا، دیفیوزر و نازل باید طوری هماهنگ باشند که کمترین افت فشار در محفظه اتفاق بیفتد. اهمیت این امر در آن است که اندازه حرکت و فشار گازهای خروجی وابسته به فشار درون موتور است. دما و فشار در ورودی محفظه احتراق به‌وسیله سرعت پرواز، شرایط محیط و بازده دیفیوزر کنترل می‌شود. به دلیل عدم وجود قسمت چرخان در انتهای محفظه احتراق موتور رم جت، دماهای خروجی نسبت به موتورهای توربوجت بالاتر است [۲].

باتوجه به ساده‌بودن ساختار موتور رم جت، عمده ملاحظات طراحی در این موتور معطوف به محفظه احتراق است. زمانی می‌توان گفت یک محفظه احتراق عملکرد مطلوبی دارد که فرایند احتراق در آن کامل و پایدار باشد، افت فشار تعدیل شده باشد، پراکندگی دمای مناسبی در گازهای خروجی ایجاد کند، طول کوتاه و مقطع کوچک داشته باشد، در گستره وسیعی از دبی جرمی، فشار و دمای ورودی عمل کند و آلودگی کمی داشته باشد [۳].

عملکرد و راندمان موتور رم جت و اسکرم‌جت ارتباط نزدیکی با دما و فشار گاز احتراق دارد و دمای گاز تا آنجایی می‌تواند افزایش یابد که به ساختار محفظه احتراق آسیب نزنند. به این دلیل در این موتورها سعی می‌شود طراحی به‌گونه‌ای باشد که موتور در دماهای بالا کار کند. به دلایلی همچون امکان اکسیداسیون، سایش حرارتی و بالاتر بودن دمای احتراق از دمای مطلوب و کاری مواد تشکیل‌دهنده جداره نیاز به یک سامانه خنک‌کاری یا حفاظ حرارتی^۱ مناسب است. انواع روش‌های خنک‌کاری و حفاظت در موتورهای رم جت و اسکرم‌جت عبارت‌اند از: خنک‌کاری لایه‌ای^۲، خنک‌کاری نفوذی^۳، خنک‌کاری تراوشی^۴ و

محافظت با استفاده از مواد فنا شونده^۵، محافظت تشعشی^۶ و استفاده از مواد نانو. [۴].

مطالعات فراوانی در رابطه با اثر فاصله سوراخ‌ها از یکدیگر بر روی خنک‌کاری فیلمی با در نظر گرفتن سایر عامل‌ها انجام شده است. بالداف و همکاران [۵] در تحقیقات خود نشان دادند که با کمتر شدن فاصله بین سوراخ‌ها اثربخشی فیلم خنک‌کننده بیشتر می‌شود. دلیل این امر این است که به‌ازای یک طول مشخص، فیلم خنک‌کننده بیشتری روی دیواره پاشیده می‌شود. همچنین بالداف نشان داد، در فواصل کمتر (تقریباً ۵ میلی‌متر) نفوذ فیلم خنک‌کننده بر روی دیواره به علت برخورد جت‌های مجاور با یکدیگر افزایش می‌یابد. کلبان و همکاران [۶] در تحقیقات مشابه نشان دادند که اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای در نزدیکی صفحه پاشش به عامل نسبت پوشش وابسته است و در فواصل دورتر (تقریباً ۱۰ سانتی‌متر)، فاصله بین سوراخ‌های خنک‌کاری اثرگذار است.

کلبان و همکاران [۶] در تحقیقات خود نشان دادند که کاهش زاویه پاشش باعث می‌شود که جدایش جریان در سطح دیواره کاهش پیدا کند و این امر باعث افزایش اثر فیلم خنک‌کاری می‌شود. آن‌ها نشان دادند که با کاهش زاویه پاشش، فاصله پایین‌دست، زیاد می‌شود و همین عامل باعث کاهش افت فشار در پاشنده فیلم خنک می‌شود. در خنک‌کاری لایه‌ای هرچه مقدار مصرفی فیلم خنک‌کننده کمتر باشد، ضربه ویژه موتور کمتر کاهش می‌یابد، لذا مقدار مصرفی بهینه بسیار حائز اهمیت است. ضخامت فیلم خنک‌کننده از جمله عامل‌های اساسی مرتبط با این موضوع است. مقدار ضخامت به نوع پاشنده و عامل‌های مرتبط با آن از قبیل قطر خروجی انژکتور، زاویه پاشش و عامل‌های سیالاتی از جمله توربولانس، دبی جرمی ورودی و خواص جریان وابسته است.

بالداف و همکاران [۵] در زوایای ۳۰، ۶۰ و ۹۰ به بررسی اثر خنک‌کاری فیلم پرداختند. مطالعات آن‌ها نشان می‌دهد که در زوایای کمتر، اثرگذاری فیلم خنک‌کننده، بیشتر و فاصله آن از محل تزریق دورتر می‌شود. در زوایای بیشتر احتمال برخورد جت‌های خروجی از پاشنده با یکدیگر

^۱ Thermal protection system^۲ Film cooling^۳ Effusion cooling^۴ Transpiration cooling^۵ Ablative Material^۶ Radiation Protection

جریان اصلی، باعث کاهش اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای می‌شود که علت آن افزایش اختلاط میان جریان اصلی و جریان تزریقی است. در سال ۱۹۸۰، فستر و لامپارد [۱۰]، به بررسی جریان و اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای سیال تزریق شده از طریق یک ردیف سوراخ پرداختند و مشاهده کردند در یک نسبت دمش ثابت، افزایش نسبت جرم مخصوص باعث افزایش اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای می‌شود. دلیل این امر این است که با اختلاف جرم مخصوص، دو عامل مهم ضریب نفوذ گرمایی و لزجت سینماتیکی تحت‌تأثیر قرار می‌گیرند. هرچه اختلاف این دو عامل بیشتر باشد، مجزا بودن لایه سیال دوم از سیال جریان اصلی بیشتر می‌شود و لذا اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای افزایش می‌یابد.

در سال ۱۹۹۲، آمر و همکارانش [۱۱]، مقایسه‌ای بین مدل‌های آشفته‌گی مختلف برای پیشگویی جریان خنک‌کاری لایه‌ای دو ردیف جابه‌جا شده انجام دادند. آن‌ها از طریق مقایسه پاسخ حاصل از مدل‌های آشفته‌گی با نتایج تجربی گذشته، به این نتیجه رسیدند که توانایی مدل‌های آشفته‌گی برای پیشگویی جریان خنک‌کاری لایه‌ای با نسبت سرعت و فاصله پایین‌دست از سوراخ‌های جت رابطه‌ای مستقیم دارد.

در سال ۱۹۹۶، اشمیت و همکارانش [۱۲]، خنک‌کاری لایه‌ای با زوایای تزریق مرکب را مورد بررسی قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که ایجاد زاویه مرکب در مسیر تزریق، اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای را افزایش می‌دهد و اگر نسبت دمش بالا باشد، اختلاف بین تزریق با زاویه مرکب و زاویه ساده زیاد می‌شود. در سال ۱۹۹۸، لیگرانی و همکاران [۱۳] با بررسی اثر توده جریان نوسانی بر خنک‌کاری لایه‌ای نشان دادند که افزایش فرکانس نوسانات منجر به کاهش اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای می‌شود. در سال ۲۰۰۲، تاکور و همکاران [۱۴] با بررسی خنک‌کاری لایه‌ای در جریان مافوق‌صوت نشان دادند که افزایش عدد ماخ و ضریب اصطکاک پوسته، نرخ انتشار و شدت توربولانس در لایه‌مرزی موردنظر کم می‌شود و توزیع یکنواخت سرعت به‌وسیله تزریق مماسی از طریق دیواره‌های متخلخل، منجر به کاهش اصطکاک پوسته و کم‌شدن میزان اختلاط و در نتیجه بهبود اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای می‌گردد. در سال ۲۰۰۳، امیدی و همکاران [۱۵] یک بانک اطلاعاتی ارائه دادند که

افزایش پیدا می‌کند و همین امر بر جدایی فیلم از دیواره تأثیر می‌گذارد و سبب کاهش اثرگذاری روی دیواره می‌شود. بالداف و همکاران [۵] در تحقیقات خود چنین نتیجه‌گیری کردند که فاصله از لبه نقطه پاشش و این که جریان آرام یا آشفته باشد بر روی ضخامت لایه‌مرزی تأثیرگذار است. باگارد و کاتبرید [۷] نشان دادند که به‌طور کلی آشفته‌گی در لایه‌مرزی موجب کاهش اثربخشی فیلم می‌شود. این امر به این علت است که آشفته‌گی باعث افزایش حرکت لایه‌های سیال بین یکدیگر و جابه‌جایی لایه‌های گرم و سرد و افزایش نرخ انتقال حرارت ورودی به دیواره و کاهش ضخامت لایه‌مرزی و کاهش اثرگذاری فیلم خنک‌کننده می‌شود.

مراجع [۶]، [۷] اثر افزایش آشفته‌گی جریان آزاد بر اثربخشی فیلم خنک‌کننده را بررسی کرده‌اند. در نتایج آن‌ها آمده است که افزایش آشفته‌گی منجر به انتقال گازهای گرم به لایه‌مرزی از طریق مخلوط‌شدن با خنک‌کننده و افزایش نرخ انتقال حرارت ورودی به فیلم خنک‌کننده می‌شود. این اتفاق منجر به کاهش اثرگذاری فیلم خنک‌کننده و افزایش دمای دیواره می‌شود. با افزایش دبی جرمی فیلم خنک‌کننده، نرخ دمش نیز افزایش پیدا می‌کند و منجر به افزایش آشفته‌گی در فیلم خنک‌کننده می‌شود و جریان به‌وسیله این آشفته‌گی کنترل می‌شود. به جز عامل‌های جریان، عامل‌های هندسی نیز بر روی آشفته‌گی جریان اثرگذار هستند. زبری سطح و زاویه پاشش از جمله این عامل‌ها هستند. از عوامل تأثیرگذار روی تنش برشی بین فیلم خنک‌کننده و سطح دیواره، زبری دیوار است. هرچه این مقدار بیشتر باشد تنش برشی بیشتر شده جریان در فاصله کمتری نسبت به خروجی از انژکتور، آشفته می‌شود.

بونز و همکاران [۸] تحقیقاتی را بر روی اثر زاویه پاشش بر روی آشفته‌گی انجام دادند. این تحقیقات نشان می‌دهد که آشفته‌گی جریان آزاد وابسته به زاویه پاشش است. یکی از نتایج این مطالعه این بوده است که اثربخشی فیلم خنک‌کننده در ارتباط با افزایش آشفته‌گی با زاویه پاشش ۷۰ درجه، نسبت به فیلم خنک‌کننده با زاویه پاشش ۳۰ درجه، کاهش بیشتری داشت. در سال ۱۹۷۹، کادوتانی و گلدشتاین [۹]، به بررسی تأثیر عامل‌های جریان اصلی بر انتشار جت تزریقی از یک ردیف سوراخ مایل پرداختند و مشاهده کردند که معمولاً افزایش شدت آشفته‌گی در

پرداختند که نتایج به‌دست‌آمده حاکی از آن است که جایگزینی مجموعه سوراخ شکل داده شده با یک تک سوراخ منجر به افزایش اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای در هر دو جهت طولی و عرضی می‌گردد.

هدف از انجام این پژوهش، شبیه‌سازی انواع سامانه خنک‌کاری لایه‌ای برای یک محفظه احتراق موتور رم جت با هندسه و شرایط عملکرد مشخص است. شبیه‌سازی دقیق موتور رم جت نیازمند شبیه‌سازی تمام اجزا و فرایندهای موتور رم جت است که این امر نیازمند هزینه و زمان بالاست، لذا تنها به شبیه‌سازی محفظه احتراق پرداخته می‌شود. اثر سایر اجزا با استفاده از روابط ترمودینامیکی لحاظ می‌شود. به‌منظور رسیدن به ابعاد اولیه سامانه خنک‌کاری، ابتدا با استفاده از روابط تجربی که برای حالت خاص موجود است، به ارزش‌گذاری شبیه‌سازی پرداخته شده تا اندازه شکاف‌های خنک‌کاری و فاصله آن‌ها برآورد شود و سپس به شبیه‌سازی و مقایسه روش‌های خنک‌کاری لایه‌ای پرداخته شده است. لازم به ذکر است که بیشتر تحقیقات انجام شده، درباره خنک‌کاری محفظه احتراق موتور رم جت نیستند و غالباً به خنک‌کاری موتورهای توربینی پرداخته شده است که از نوآوری‌های این پژوهش است. همچنین دیواره دارای ضخامت است و دمای آن با بررسی تأثیر جریان داغ درون محفظه، جریان سرد کنارگذر و تشعشع به گازهای درون محفظه و دیواره بیرونی به‌دست‌آمده است که از نوآوری‌های دیگر این پژوهش است.

۲- روش‌شناسی عددی

۲-۱- هندسه و مدل فیزیکی

محفظه احتراق مورد مطالعه دارای قطر ۲۸۸ میلی‌متر است. طول محفظه احتراق ۵۰۰ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. ضخامت دیواره ۱ میلی‌متر و فاصله بین دیواره محفظه و پوسته بیرونی در ابتدا ۲۵ میلی‌متر در نظر گرفته می‌شود. جدول (۱) مشخصات هندسی محفظه احتراق مورد مطالعه را نشان می‌دهد. فرض بر آن است که موتور مورد نظر در ارتفاع ۱۰ کیلومتری از سطح دریا و با سرعت ۳ ماخ کار می‌کند. ماخ ورودی به محفظه احتراق مقدار ۰/۲ است. برای تعیین شرایط ورودی هوا به محفظه احتراق، فرض شد که جریان از یک دیفیوزر ایدئال عبور می‌کند و

در آن نسبتی مناسب بین هوای سرد مصرفی و سطح مطلوب درجه حرارت دیواره ارائه شده است و طراحی بهینه برای عامل‌های مربوط به روزه‌های خنک‌کاری لایه‌ای ارائه شده است.

در سال ۲۰۰۸، تاو و همکاران [۱۶]، تأثیر چرخش بر روی خنک‌کاری لایه‌ای را با استفاده از تست‌های تجربی مورد تحقیق و بررسی قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که به‌خاطر چرخش جریان دو ناحیه فشار و مکش در محفظه احتراق به وجود می‌آید که در ناحیه فشار با افزایش سرعت چرخش، اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای، ابتدا افزایش پیدا می‌کند و سپس کاهش می‌یابد و این در حالی است که در ناحیه مکش این اثربخشی، به‌سرعت چرخش حساسیتی ندارد. در سال ۲۰۰۸، جووانوویچ و همکاران [۱۷] تأثیر ظهور عیب در روزه‌های خنک‌کاری بر روی اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای را به‌صورت تجربی مورد تحقیق و بررسی قرار دادند و نشان دادند که اگر این نقص در نزدیکی قسمت خروجی جریان خنک‌کننده قرار داشته باشد، در نسبت‌های سرعت پایین، اثر کمی بر اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای می‌گذارد. در سال ۲۰۱۰، لیو و همکارانش [۱۸] با بررسی هندسه‌های مختلف استفاده شده در روزه خنک‌کاری، به این نتیجه رسیدند که روزه‌های دمبلی و لوبیایی‌شکل در شرایط مرزی یکسان و در مقایسه با روزه‌های هلالی‌شکل، طرح بادگیر، استوانه‌ای و بادبزی شکل بازده خنک‌کاری لایه را بهبود می‌بخشیدند.

در سال ۲۰۱۳، غراب [۱۹] در تحقیقاتش به‌صورت عددی به بررسی مجموعه سوراخ تزریق استوانه‌ای که به چهار حالت دوزنقه، بیضی، مستطیل و مربع چیدمان شده است، پرداخته و نتیجه گرفت استفاده از یک طرح ترکیبی باعث کاهش ضخامت لایه‌مرزی و افزایش اثربخشی خنک‌کاری می‌شود. در سال ۲۰۱۵، کلاتگی و آچار یا [۲۰]، به بررسی بهبود اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای با دهانه مدور و منحنی‌شکل سوراخ تزریق پرداختند که هدف آن‌ها ایجاد یک جفت گردابه و تزریق آن به میدان جفت گردابه‌های اصلی بود تا در میدان توسعه‌یافته تقلیل یابد و از بین برود که این حالت موجب باقی‌ماندن جریان خنک‌کاری در نزدیکی سطح می‌شود. در سال ۲۰۲۱، طاهری و همکاران [۲۱] در مطالعه عددی به‌منظور بهبود اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای به روی صفحه تخت با مجموعه سوراخ هوک شکل

می‌دهد. این فلز در ورق‌های ۱ میلی‌متری از سوی سازندگان در دسترس است.

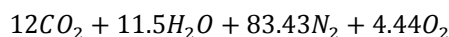
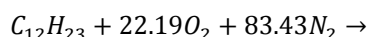
جدول (۳): مشخصات هوای ورودی به محفظه احتراق

عدد ماخ	فشار (kPa)	دما (K)	جرم مخصوص (kg/m ³)	ضریب هدایت گرمایی (W/mK)
۰/۲	۶۶۳/۱	۶۲۱/۳	۳/۷۱۹	۰/۰۴۷۱

جدول (۴): مشخصات فلز Hastelloy X

دما (C°)	ضریب هدایت گرمایی (W/m.K)	گرمای ویژه (J/g. K)	جرم مخصوص (kg/m ³)	نقطه ذوب (C°)	ضریب صدور سطح
۱۰۰	۱۳	۰/۴۸۶	۸۳۰۰	۱۲۶۰	۰/۷
۵۰۰	۱۹	۰/۵۳۱			
۷۰۰	۲۴	۰/۶۰۶			
۹۰۰	۲۸	۰/۷۱۶			

به‌منظور شبیه‌سازی فرایند احتراق، از سوخت نفت سفید با فرمول شیمیایی C₁₂H₂₃ استفاده شده است. در این پژوهش از واکنش سوخت با ۲۵ درصد هوای اضافه استفاده شده است. واکنش زیر واکنش احتراق نفت سفید با ۲۵ درصد هوای اضافه را نشان می‌دهد.



فرایند احتراق به‌صورت مستقیم مدل نشده و اثر آن از طریق اعمال جریان داغ معادل محصولات احتراق در ورودی محفظه احتراق لحاظ شده است و جریان در محفظه احتراق غیر واکنشی است. این روش، یعنی مدل جریان داغ معادل در مسائل صنعتی بسیار رایج است، زیرا امکان بررسی دقیق ویژگی‌های جریان و انتقال حرارت را بدون درگیر شدن با پیچیدگی‌های سینتیک شیمیایی فراهم می‌کند [۲۳].
باتوجه به تراکم‌پذیر بودن جریان و تغییرات قابل‌توجه دما، خواص ترموفیزیکی سیال به‌صورت تابعی از دما در نظر

تغییرات فشار و دما به‌صورت ایزنتروپیک رخ می‌دهد و همچنین هوا گاز ایدئال در نظر گرفته شده است.

جدول (۱): مشخصات هندسی محفظه احتراق مورد مطالعه (ابعاد به میلی‌متر است).

۲۸۸	قطر داخلی دیواره محفظه
۲۹۰	قطر خارجی دیواره محفظه
۳۴۰	قطر پوسته محفظه
۱	ضخامت دیواره محفظه
۵۰۰	طول محفظه احتراق

براین‌اساس برای محاسبه مشخصات هوای ورودی به محفظه احتراق، از روابط ترمودینامیکی استفاده می‌شود [۲۲] که به‌صورت زیر است:

$$\frac{T_i}{T_a} = \frac{1 + Ma_a^2(\gamma - 1)/2}{1 + Ma_i^2(\gamma - 1)/2} \quad (۱)$$

$$\frac{T_i}{T_a} = \left(\frac{P_i}{P_a}\right)^2 \left(\frac{Ma_i}{Ma_a}\right)^2 \quad (۲)$$

که در این روابط P_a و T_a دما و فشار هوای ورودی به دیفیوزر، P_i و T_i دما و فشار هوای خروجی از دیفیوزر، Ma_a و Ma_i به ترتیب ماخ هوای ورودی به و ماخ هوای خروجی از دیفیوزر هستند و γ ضریب نسبت گرمای ویژه است. جدول ۲ مشخصات هوای اتمسفر در ارتفاع ۱۰ کیلومتری را نشان می‌دهد و جدول ۳ مشخصات هوای ورودی به محفظه احتراق را نشان می‌دهد.

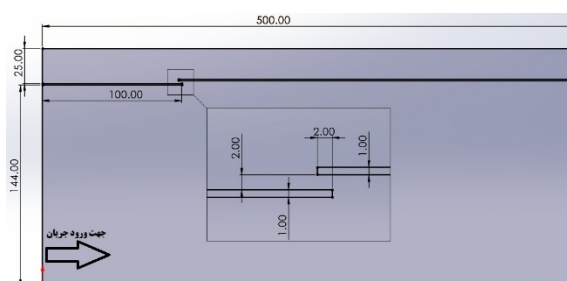
جدول (۲): مشخصات هوای اتمسفر در ارتفاع‌های متفاوت

ارتفاع (km)	دما (K)	فشار (kPa)	جرم مخصوص (kg/m ³)
سطح دریا	۲۸۸/۱۵	۱۰۱/۳۲۵	۱/۲۲۵
۱۰	۲۲۳/۲۵	۲۶/۵	۰/۴۱۳۶

در این پژوهش جنس دیواره محفظه احتراق را از سوپرآلیاژ Hastelloy X انتخاب می‌کنیم. آلیاژهای Hastelloy، حاوی مولیبدن هستند و مقاومت بالایی در برابر گرما و خوردگی دارند. جدول ۴ مشخصات فلز Hastelloy X را نشان

گرفته شدند. چگالی بر اساس قانون گاز ایدئال محاسبه گردید. لزجت دینامیکی و ضریب هدایت حرارتی با استفاده از روابط مبتنی بر نظریه جنبشی گازها تعیین شدند و ظرفیت گرمایی ویژه از توابع چندجمله‌ای وابسته به دما محاسبه شد. ضریب جذب گازهای حاصل از احتراق نیز بر اساس مدل وزن‌دهی به گازهای خاکستری^۷ و با در نظر گرفتن نقش غالب H_2O و CO_2 تعیین گردید [۲۴]. برای تولید هندسه از نرم‌افزار Space claim، برای تولید شبکه از نرم‌افزار Icem CFD و به منظور شبیه‌سازی عددی از نرم‌افزار Ansys Fluent استفاده شده است. همچنین حل معادله انتقال حرارت در دیواره هم‌زمان با انتقال حرارت سیال صورت می‌گیرد.

باتوجه به شکل محفظه و جهت جریان، فرض شده است جریان متقارن محوری و دوبعدی است. براین اساس، تنها یک برش محوری از محفظه مورد مطالعه قرار گرفته است و شبیه‌سازی CFD بر پایه این فرض انجام شده است. شکل ۱ شماتیکی از هندسه مربوطه است. باتوجه به این که هدف در این مرحله مقایسه نتایج شبیه‌سازی با نتایج حاصل از روابط تجربی است، در این هندسه محور x محور تقارن است و جریان نیز در جهت مثبت محور x حرکت می‌کند. ضخامت دیواره ۱ میلی‌متر و ارتفاع و عمق شکاف ۲ میلی‌متر در نظر گرفته شده است.



شکل (۱): شماتیکی از هندسه انتخاب‌شده در شبیه‌سازی (کلیه ابعاد به میلی‌متر است).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (۳)$$

که در آن ρ چگالی، t زمان و $\vec{v}$ بردار سرعت است.

معادله اندازه حرکت:

$$\frac{\partial (\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\tau) + \rho \vec{g} \quad (۴)$$

که در آن P فشار، τ تنش برشی و $\vec{g}$ شتاب گرانش است.

معادله انرژی:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v} (\rho E + P)) = \nabla \cdot (K \nabla T + (\tau \cdot \vec{v})) \quad (۵)$$

که در آن E انرژی کل و K ضریب هدایت حرارتی است.

معادله انتقال حرارت هدایتی در دیواره:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \nabla \cdot (\vec{v} \rho h) = \nabla \cdot (K \nabla T) \quad (۶)$$

که در آن h آنتالپی ویژه است.

۲-۳- روش حل عددی

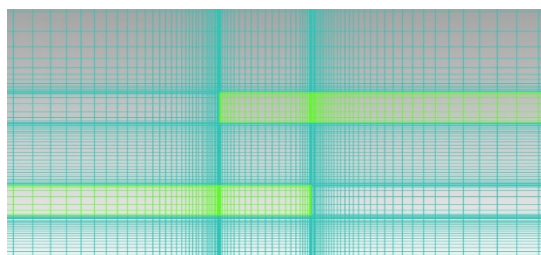
معادلات جریان، انرژی و انتقال حرارت در دیواره با استفاده از روش حجم محدود حل شدند. حلگر چگالی پایه^۸ برای جریان تراکم‌پذیر انتخاب شد و کوپل فشار سرعت با الگوریتم کاپلد^۹ انجام شد. همچنین حل معادله انتقال

۲-۲- معادلات حاکم

^۸ Density Based

^۹ Coupled

^۷ WSGGM

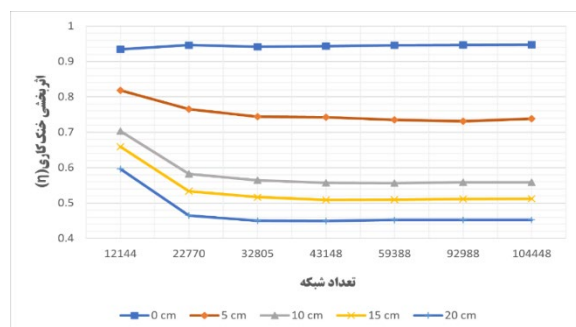


شکل (۳): نمای بزرگ شده از شبکه بندی در شکاف خنک کاری.

برای اطمینان از صحت نتایج پژوهش، بررسی استقلال از شبکه با استفاده از معیار «اثربخشی خنک کاری» در فواصل مختلف انجام شد. باتوجه به عدم تغییر محسوس نتایج پس از رسیدن به تعداد ۴۳،۱۴۸ سلول، این تعداد به عنوان شبکه بهینه و مرجع محاسبات انتخاب گردید. اثربخشی خنک کاری به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\eta = \frac{(T_{w,in} - T_a)}{(T_g - T_c)} \quad (7)$$

که در آن η اثربخشی خنک کاری، $T_{w,in}$ دمای سطح داخلی دیواره محفظه احتراق، T_c دمای هوای کنارگذر دیواره، T_g دمای هوای داغ درون محفظه و T_a دمای هوای کنارگذر است. شکل ۴ تغییرات مقدار اثربخشی خنک کاری در شبکه بندی های مختلف و در فواصل مختلف از شکاف خنک کاری را نشان می دهد.

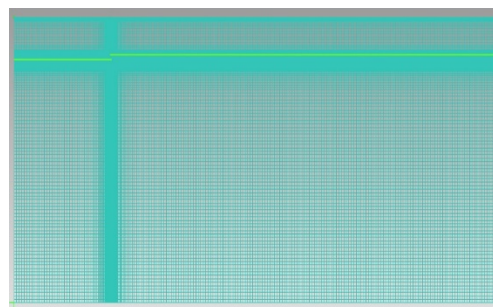


شکل (۴): تغییرات مقدار اثربخشی خنک کاری در شبکه بندی های مختلف و در فواصل مختلف از شکاف خنک کاری.

حرارت در دیواره همزمان با انتقال حرارت سیال صورت گرفت. گسسته سازی معادلات مومنتوم، انرژی و انتقال حرارت در دیواره با دقت مرتبه دوم انجام شد تا نتایج با دقت بالایی در جریان های با گرادیان شدید و نزدیک دیواره ها به دست آید. معیار همگرایی برای تمام معادلات برابر با 10^{-5} در نظر گرفته شد و تعداد تکرار به گونه ای انتخاب شد که تمام متغیرهای جریان و انرژی به ثبات کافی برسند. برای شبیه سازی معادلات انتقال حرارت تشعشعی از روش DO^{۱۰} استفاده شده است. در این روش، فضای محفظه به تعدادی جهت گسسته تقسیم شده و معادله انتقال تشعشع در هر جهت حل می شود. فرض شده است که گاز و دیواره ها منتشرکننده و جذب کننده تشعشع هستند و تشعشع در هر سلول یکنواخت است [۲۴]. این مدل به صورت همزمان با انتقال حرارت سیال و دیواره ها حل شد تا اثرات تشعشع بر دمای دیواره ها و شار حرارتی به طور دقیق لحاظ شود.

۲-۴- شبکه بندی

ایجاد شبکه روی هندسه موردنظر با استفاده از نرم افزار ICEM CFD انجام شده است. شبکه بندی به صورت سازمان یافته انجام شده و به منظور افزایش دقت، شبکه نزدیک به دیواره ریزتر است. شکل ۲ و شکل ۳ شبکه بندی صورت گرفته را نشان می دهند. اندازه شبکه نزدیک دیواره به گونه ای بوده است که مقدار y^+ مناسب شرایط شبیه سازی باشد. هنگامی که مدل آشفتگی k- ω SST انتخاب می شود، مقدار y^+ باید از ۱ کم تر باشد.



شکل (۲): شبکه بندی صورت گرفته بر روی هندسه.

^{۱۰} Discrete Ordinates

$$R_g + C_g = R_a + C_a = K_{g-a} \quad (۸)$$

که در آن R_g انتقال حرارت تشعشعی از گازهای داغ درون محفظه به سطح داخلی دیواره است، C_g انتقال حرارت جابه‌جایی از گازهای داغ درون محفظه به سطح داخلی دیواره است، R_a انتقال حرارت تشعشعی از گازهای سرد کنارگذر و پوسته محفظه به سطح خارجی دیواره است، C_a انتقال حرارت جابه‌جایی از گازهای سرد کنارگذر و پوسته خارجی محفظه احتراق به سطح داخلی دیواره است و K_{g-a} انتقال حرارت هدایتی درون دیواره است. لف بور و همکاران برای هر یک از این مؤلفه‌ها یک رابطه تجربی ارائه داده‌اند که به‌صورت زیر است:

$$R_g = 0.5(1 + \varepsilon_w)\sigma(\varepsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_{w,in}^4) \quad (۹)$$

دراین رابطه ε_w ضریب گسیلندگی دیواره، ε_g ضریب گسیلندگی گازهای داغ درون محفظه، α_g ضریب جذب گاز و σ ثابت استفان بولتزمن است.

$$R_a = \sigma \frac{\varepsilon_c \varepsilon_w}{\varepsilon_c + \varepsilon_w(1 - \varepsilon_c)} (T_{w,o}^4 - T_a^4) \quad (۱۰)$$

ε_c ضریب گسیلندگی پوسته خارجی محفظه احتراق، $A_{w,o}$ مساحت سطح خارجی دیواره، $T_{w,o}$ دمای سطح خارجی دیواره است.

$$C_a = 0.02 \frac{k_a}{D_{an}^{0.2}} \left(\frac{\dot{m}_{an}}{A_{an} \mu_a} \right)^{0.8} (T_{w,o} - T_a) \quad (۱۱)$$

k_a ضریب هدایت گرمایی گاز کنارگذر، D_{an} حداقل بین دیواره و پوسته، $\dot{m}_{an}$ دبی جرمی هوای کنارگذر، A_{an} سطح مقطع بین دیواره و پوسته و μ_a ضریب لزجت دینامیکی هوای کنارگذر است.

$$C_g = 0.069 \frac{k_a}{x} Re_x^{0.7} (T_{w,ad} - T_{w,in}) \quad (۱۲)$$

دراین رابطه x فاصله از شکاف خنک‌کاری در راستای طول دیواره است و Re_x از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$Re_x = U_a \rho_a \frac{x}{\mu_a} \quad (۱۳)$$

دراین رابطه U_a سرعت هوای کنارگذر، ρ_a چگالی هوای کنارگذر است. همچنین $T_{w,ad}$ از رابطه ۷ به دست می‌آید زمانی که اثربخشی آدیاباتیک را در آن جای‌گذاری کنیم. رابطه اثربخشی آدیاباتیک به‌صورت زیر است.

$$\eta_{ad} = \left(\frac{x}{M_s} \right)^{-0.3} (Re_s \frac{M \mu_a}{\mu_g})^{0.15} \quad (۱۴)$$

۲-۵- شرایط مرزی

۲-۵-۱- شرایط مرزی ورودی

۱- گازهای داغ حاصل از احتراق نفت سفید با شرط مرزی Mass Flow Rate با دمای ۲۲۰۱ کلوین و دبی جرمی ۲۵/۳ کیلوگرم بر ثانیه وارد محفظه احتراق می‌شود. حل ناظر بر انتقال گونه‌هاست.

۲- گازهای سرد کنارگذر با شرط مرزی Mass Flow Rate با دمای ۶۲۱ کلوین و دبی جرمی ۹/۱ کیلوگرم بر ثانیه وارد فضای کناری بین دیواره و پوسته می‌شود. فشار کاری در شبیه‌سازی برابر با مقدار ۶۶۳ کیلوپاسکال است.

۲-۵-۲- شرایط مرزی دیواره

۱- دیواره پوسته با شرط مرزی دمای ثابت و برابر با گازهای سرد یعنی ۶۲۱ کلوین است. همچنین ضریب صدور برای پوسته مقدار ۰/۴ است.

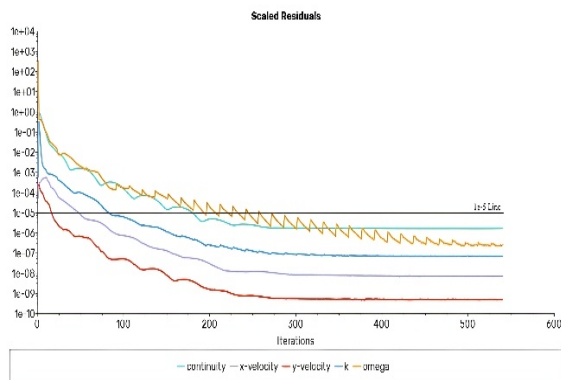
۲- به‌منظور حل هم‌زمان معادله انتقال حرارت بین دیواره و سیال، کلیه سطوح دیواره محفظه احتراق با شرط مرزی هم‌گیر هستند. جنس دیواره از سوپرآلیاژ Hastelloy X با ضریب صدور ۰/۷ است.

۲-۵-۳- شرایط مرزی خروجی

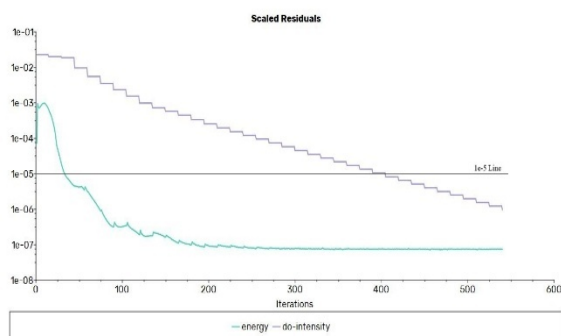
کلیه خروجی‌ها با شرط مرزی Pressure Outlet هستند.

۳- اعتبارسنجی

به‌منظور اطمینان از صحت عملکرد حلگر عددی و دقت تنظیمات اعمال شده، پیش از استخراج نتایج اصلی، اعتبارسنجی مدل با استفاده از رابطه تجربی معرفی شده توسط لف بور و همکاران انجام گرفت [۲۵]. روابط تجربی معرفی شده در این منبع بدین صورت است که معادله انتقال حرارت در دیواره نوشته می‌شود و باتوجه‌به این که در شرایط تعادل نرخ انتقال حرارت ورودی به دیواره خروجی از دیواره باید با انتقال حرارت هدایتی درون دیواره برابر باشد، یک دو معادله دو مجهول تشکیل شده که با حل آن دمای سطح داخلی و خارجی محاسبه می‌گردد. باتوجه‌به این که انتقال حرارت در طول دیواره ناچیز است و سطح داخلی دیواره و خارجی آن با تقریب خوبی برابر است [۲۵]، رابطه انتقال حرارت به‌صورت زیر ارائه می‌شود:



شکل (۷): باقیمانده‌های مربوط به معادلات جریان.



شکل (۸): باقیمانده‌های مربوط به معادلات انتقال حرارت.

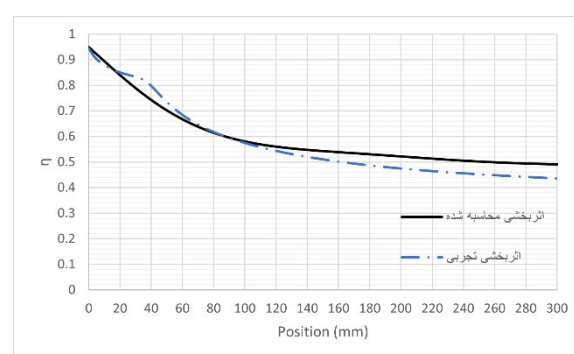
۴- یافته‌ها

۴-۱- مقایسه روش‌های خنک‌کاری در شرایط کاری

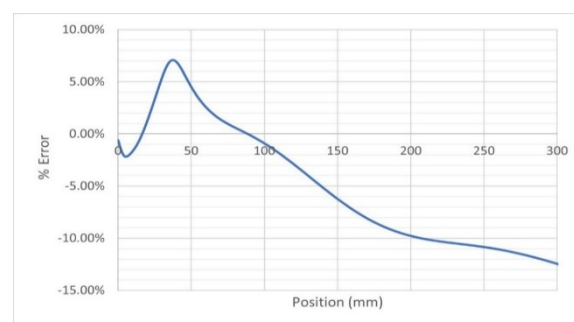
در این پژوهش، ارزیابی پیکربندی‌های مختلف خنک‌کاری لایه‌ای بر اساس چند معیار مهندسی و عملکردی انجام شد. نخست، تعداد تکرار ردیف خنک‌کاری به‌عنوان عاملی مؤثر بر پوشش حرارتی دیواره و یکنواختی فیلم خنک‌کننده مورد بررسی قرار گرفت. افزایش تعداد ردیف‌ها می‌تواند منجر به بهبود توزیع دما شود، اما درعین حال بر میزان مصرف هوای خنک‌کننده تأثیرگذار است. دوم، حفظ یکپارچگی سازه‌ای دیواره خنک‌کاری به‌عنوان یک محدودیت طراحی در نظر گرفته شد، به‌گونه‌ای که تغییرات هندسی ناشی از ایجاد شکاف یا سوراخ‌ها موجب تضعیف استحکام دیواره نشود. سوم، حداقل‌سازی گرادیان دمایی در امتداد و ضخامت دیواره به‌عنوان شاخصی برای کاهش تنش‌های حرارتی و افزایش عمر سازه‌ای مدنظر قرار گرفت. در نهایت، دبی هوای کنارگذر به‌عنوان یک عامل عملکردی کلیدی ارزیابی شد، زیرا افزایش بیش از حد جریان خنک‌کننده می‌تواند بازده

که در آن M نسبت دمشی، s عمق شکاف خنک‌کاری، Re_s عدد رینولد در شکاف خنک‌کاری و μ_g ضریب لزجت دینامیکی گازهای داغ درون محفظه است.

در این بررسی، اثربخشی خنک‌کاری حاصل از حل عددی با مقادیر پیش‌بینی شده توسط رابطه تجربی مقایسه شد. همان‌طور که در شکل ۵ مشاهده می‌شود، نتایج شبیه‌سازی تطابق بسیار خوبی با رابطه تجربی دارند و مطابق شکل ۶ بیشینه خطای نسبی مشاهده شده کمتر از ۱۰ درصد است که بیانگر اعتبار مدل عددی برای ادامه پژوهش است.



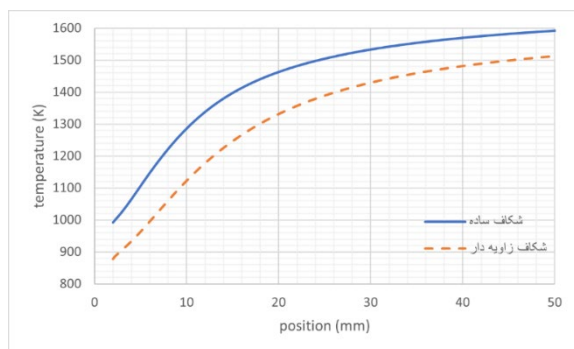
شکل (۵): مقدار اثربخشی حاصل از روابط تجربی و شبیه‌سازی روی سطح داخلی دیواره.



شکل (۶): درصد خطای مقدار اثربخشی.

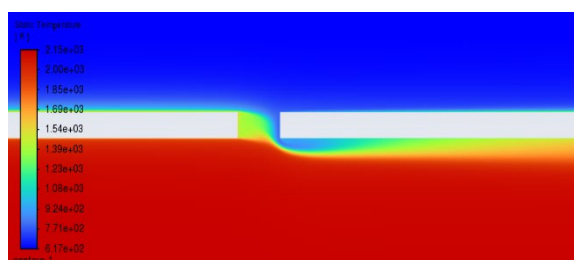
$$Error = \frac{(\eta_{exp} - \eta_{simulation})}{\eta_{exp}}$$

شکل ۷ و شکل ۸ همگرایی معادلات باتوجه‌به روش عددی انتخاب‌شده را نشان می‌دهند.



شکل (۱۱): دمای سطح داخلی دیواره برای دو حالت شکاف ساده و شکاف زاویه‌دار.

شکل ۱۲ کانتور دما در محل شکاف ساده را نشان می‌دهد.



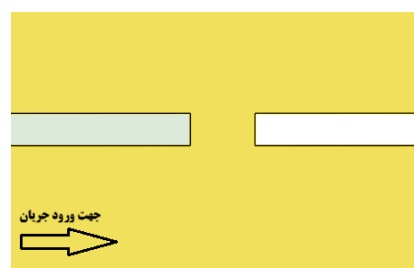
شکل (۱۲): کانتور دما در محل شکاف ساده

۴-۲- خنک‌کاری پاششی

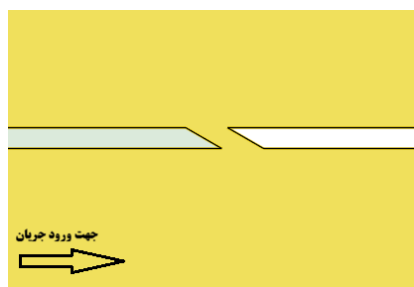
این روش خنک‌کاری با ایجاد یک‌زبانه روی شکاف ساده و بر روی سطح داخلی دیواره مطابق با شکل ۱۳ حاصل می‌شود. شبیه‌سازی برای چند حالت متفاوت با تغییر ارتفاع و طول زبانه انجام شده است. برای نسبت طول به ارتفاع زبانه ۲، ۴ و ۶ و ارتفاع ۳ و ۵ میلی‌متر شبیه‌سازی انجام شده است. دمای دیواره برای ارتفاع زبانه ۳ میلی‌متری در شکل ۱۴ آمده است. همان‌طور که مشخص است افزایش طول زبانه باعث می‌شود ناحیه بیشتری از دیواره بتواند در بازه دمایی قابل‌قبول بماند. باتوجه‌به این که دبی هوای خنک‌کننده در هر سه حالت تقریباً مقداری برابر با ۳۹۰ گرم بر ثانیه دارد، می‌توان نتیجه گرفت لایه جریان خنک‌کننده روی سطح دیواره پایدارتر بوده و طول بیشتری را در دمای مناسب نگه داشته است.

احتراق را کاهش داده و عملکرد کلی موتور را تحت‌تأثیر قرار دهد. براین‌اساس، پیکربندی برتر طرحی در نظر گرفته شد که ضمن حفظ یکپارچگی سازه‌ای دیواره، کمترین گرادیان دمایی و حداقل مصرف هوای کنارگذر را با بیشترین اثربخشی خنک‌کاری فراهم نماید [۲۶].

در ابتدا با ایجاد یک شکاف ساده به‌اندازه ۲ میلی‌متر بر روی دیواره به بررسی اثر آن پرداخته می‌شود. شکل ۹ و شکل ۱۰ هندسه شکاف ایجاد شده را نشان می‌دهند. ابتدا شکاف خنک‌کاری عمودی و سپس یک شکاف با زاویه ۱۲۰ درجه با جهت مثبت محور مورد بررسی قرار گرفته است.

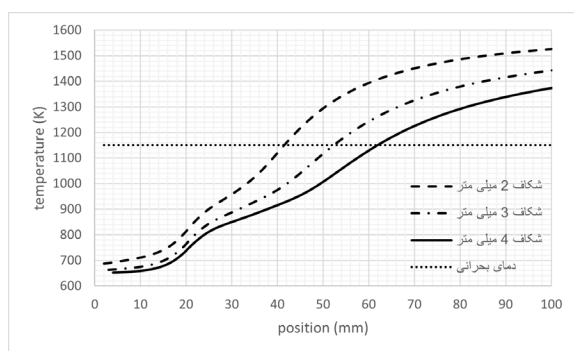


شکل (۹): شکاف ساده ایجاد شده در دیواره.



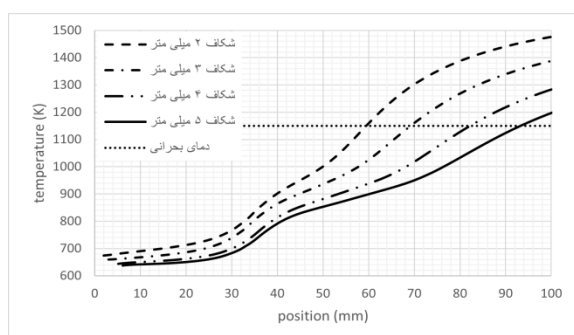
شکل (۱۰): ایجاد زاویه در شکاف موردنظر.

شکل ۱۱ دمای سطح داخلی دیواره برای دو حالت شکاف ساده و شکاف زاویه‌دار را نشان می‌دهد.



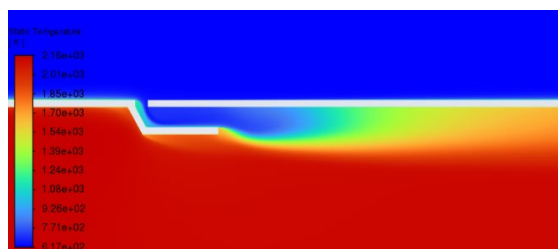
شکل (۱۶): دمای دیواره در حالتی که ارتفاع زبانه ۳ میلی‌متر و طول آن ۱۸ میلی‌متر است و اندازه شکاف خنک‌کاری تغییر می‌کند.

دمای دیواره برای زبانه با ارتفاع ۵ میلی‌متر و طول ۳۰ میلی‌متر در اندازه شکاف‌های متفاوت در شکل ۱۷ آمده است.

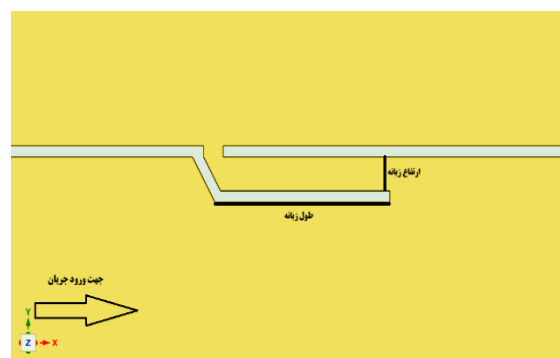


شکل (۱۷): دمای دیواره در حالتی که ارتفاع زبانه ۵ میلی‌متر و طول آن ۳۰ میلی‌متر است و اندازه شکاف خنک‌کاری تغییر می‌کند.

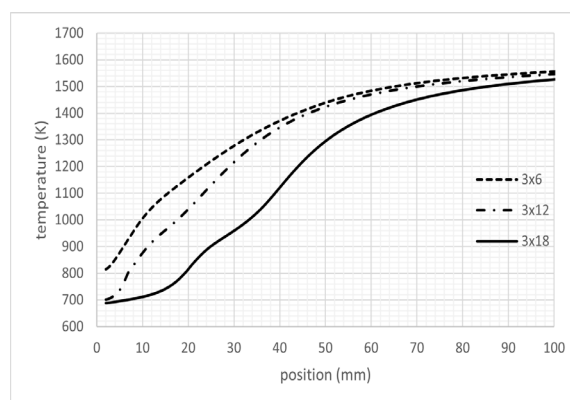
شکل ۱۸ و شکل ۱۹ کانتور دما برای ارتفاع زبانه ۳ میلی‌متر و طول ۱۲ میلی‌متر و ۱۸ میلی‌متر را نشان می‌دهد.



شکل (۱۸): کانتور دما برای ارتفاع زبانه ۳ و طول ۱۲ میلی‌متر.

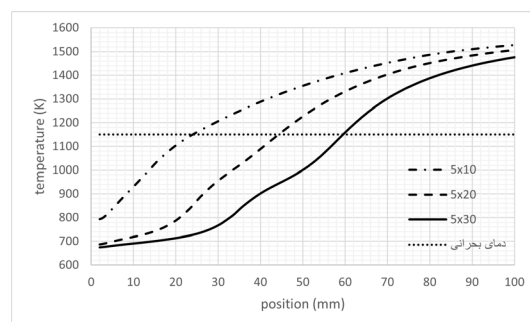


شکل (۱۳): شماتیکی از خنک‌کاری پاششی.



شکل (۱۴): دمای دیواره برای ارتفاع زبانه ۳ میلی‌متر و طول‌های ۶، ۱۲ و ۱۸ میلی‌متر.

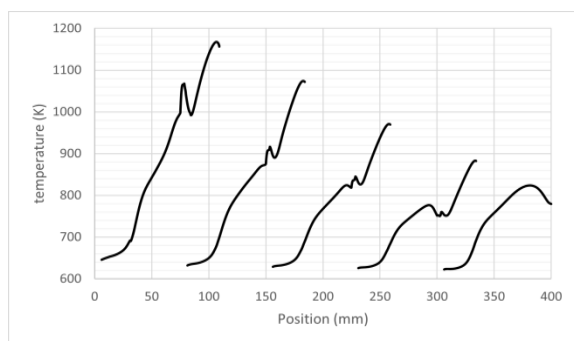
در شکل ۱۵ دمای دیواره برای ارتفاع زبانه ۵ میلی‌متری و طول زبانه گوناگون آورده شده است. با افزایش ارتفاع زبانه مقدار دبی به مقدار تقریبی ۵۰۰ گرم بر ثانیه می‌رسد. طول زبانه بر دبی جریان خنک‌کننده تأثیر قابل‌ملاحظه‌ای ندارد.



شکل (۱۵): دمای دیواره برای ارتفاع شکاف ۵ میلی‌متر و طول‌های ۱۰، ۲۰ و ۳۰ میلی‌متر.

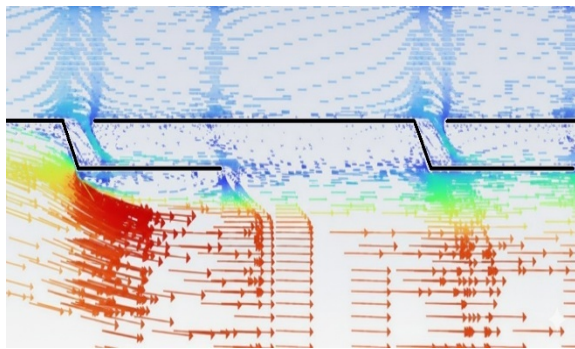
شکل ۱۶ دمای دیواره برای اندازه شکاف خنک‌کاری متغیر در حالتی که ارتفاع زبانه ۳ میلی‌متر و طول زبانه ۱۸ میلی‌متر است را نشان می‌دهد.

شکل ۲۱ نمودار دمای سطح داخلی دیواره را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است دما در سطوح خنک شده از دمای بحرانی فراتر نمی‌رود و مهم‌ترین ردیف خنک‌کاری نیز ردیف اول است. دلیل این امر آن است که با ورود فیلم سرد به محفظه احتراق لایه هوای گرم به سمت مرکز محفظه احتراق رانده می‌شود و از سطح دیواره دور می‌شود.

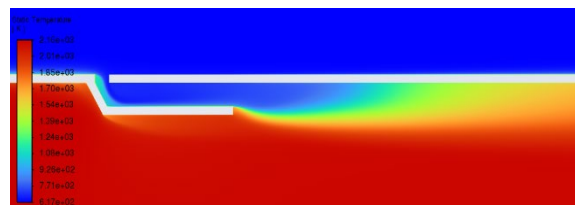


شکل (۲۱): دمای سطح داخلی دیواره محفظه احتراق

در نمودار دمای دیواره، مشاهده می‌شود که دما در مسیر صعودی خود یک کاهش دارد که علت آن وجود زبانه و برخورد جریان سرد به آن است که این اثر با انتقال حرارت هدایتی در طول دیواره منتقل می‌شود. همچنین طولی از دیواره که به دمای بحرانی نرسیده است نیز افزایش داشته است که این امر نیز به دلیل وجود زبانه و انتقال حرارت هدایتی در طول دیواره است. شکل ۲۲ بردارهای سرعت در ردیف اول و دوم خنک‌کاری را نشان می‌دهد.



شکل (۲۲): بردارهای سرعت در ردیف اول و دوم خنک‌کاری.



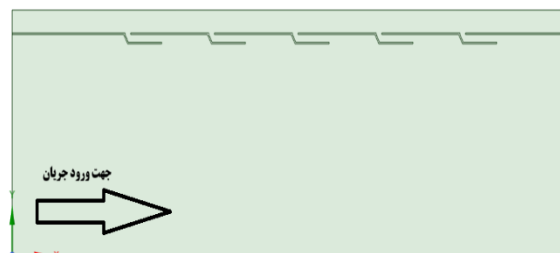
شکل (۱۹): کانتور دما برای ارتفاع زبانه ۳ و طول ۱۸ میلی‌متر.

جدول ۶ خلاصه‌ای از نتایج خنک‌کاری پاششی را نشان می‌دهد.

جدول (۶): خلاصه نتایج حاصل از خنک‌کاری پاششی.

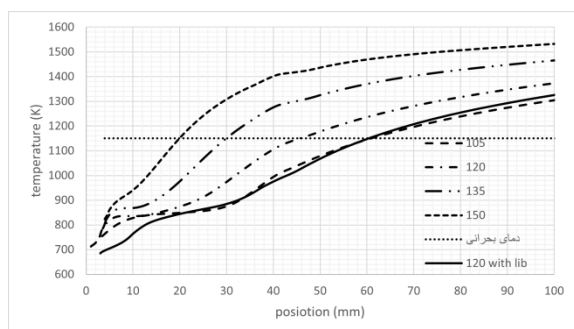
طول غیربحرانی دیواره (mm)	دبی هوای خنک‌کاری (gr/s)	اندازه شکاف (mm)	طول و ارتفاع زبانه (mm)
۱۹	۳۸۸	۲	۳×۶
۲۷	۳۹۲	۲	۳×۱۲
۴۱	۳۸۵	۲	۳×۱۸
۵۲	۵۳۰	۳	
۶۲	۶۵۰	۴	
۲۴	۵۲۰	۲	۵×۱۰
۴۴	۵۱۰	۲	۵×۲۰
۶۰	۴۹۰	۲	۵×۳۰
۶۸	۶۳۰	۳	
۸۲	۷۹۰	۴	
۹۳	۹۳۰	۵	

به‌منظور مشاهده تأثیر ردیف‌های خنک‌کاری بر هم برای حالتی که ارتفاع زبانه ۵ میلی‌متر، طول زبانه ۳۰ میلی‌متر و اندازه شکاف خنک‌کاری ۵ میلی‌متر است، یک‌بار شبیه‌سازی انجام شد. شکل ۲۰ شماتیکی از هندسه با ۵ ردیف خنک‌کاری را نشان می‌دهد.



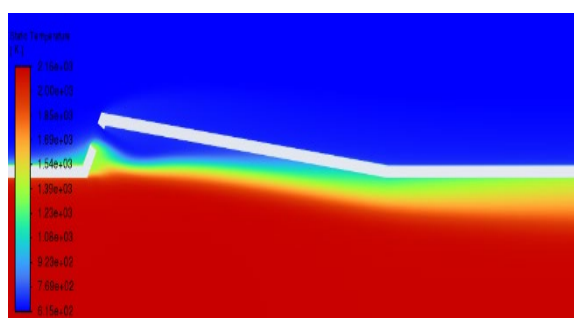
شکل (۲۰): شماتیکی از هندسه با پنج ردیف خنک‌کاری پاششی.

^{۱۱} طولی از دیواره که به دمای بحرانی نرسیده است.

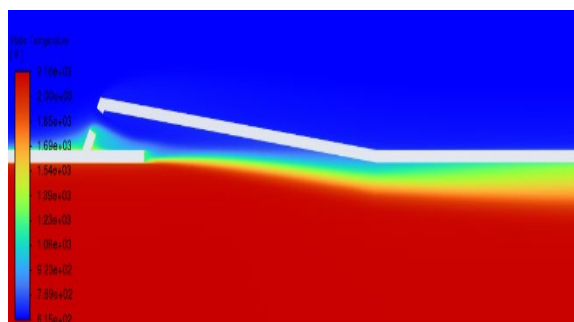


شکل (۲۵): دمای دیواره محفظه احتراق در زوایای مختلف ورود جریان برای حلقه خنک کاری پانچ شده.

شکل ۲۶ و شکل ۲۷ کانتور دما برای زاویه ورود ۱۲۰ درجه در حالت بدون زبانه و باوجود زبانه را نشان می دهند.



شکل (۲۶): کانتور دما برای زاویه ورود جریان ۱۲۰ درجه.

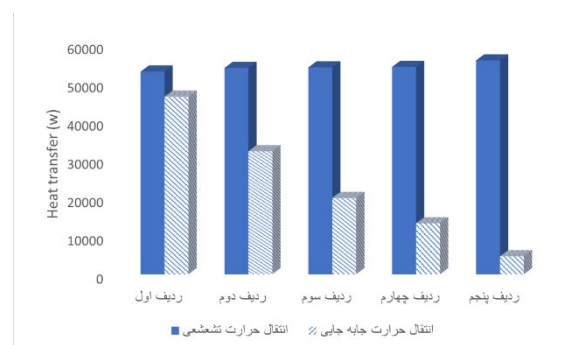


شکل (۲۷): کانتور دما برای زاویه ورود جریان ۱۲۰ درجه باوجود زبانه.

جدول ۷ خلاصه نتایج حاصل از شبیه سازی حلقه خنک کاری پانچ شده را نشان می دهد.

جدول (۷): خلاصه نتایج حاصل از شبیه سازی حلقه خنک کاری پانچ شده.

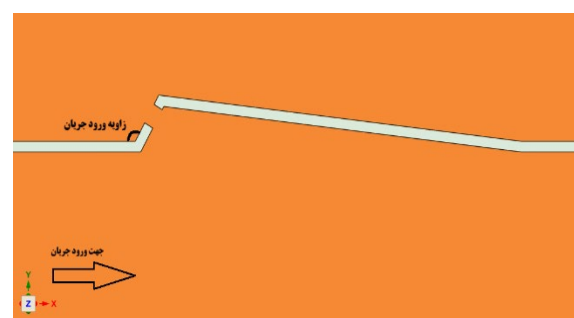
دیگرام موجود در شکل ۲۳ انتقال حرارت در هر ردیف را نشان می دهد. همان طور که انتظار می رفت سهم انتقال حرارت تشعشعی بالا و حتی بیشتر از انتقال حرارت جابه جایی است.



شکل (۲۳): مقایسه انتقال حرارت از سطح داخلی دیواره در ردیف های مختلف خنک کاری.

۳-۴- استفاده از روش حلقه پانچ شده

در این روش مطابق با شکل ۲۴ بر روی سطح خارجی دیواره محفظه احتراق و در مسیر جریان خنک کننده برآمدگی ایجاد می شود و جریان خنک وارد محفظه احتراق می شود. برای زاویه های متفاوت ورود جریان شبیه سازی انجام شده است.



شکل (۲۴): شماتیکی از روش خنک کاری حلقه پانچ شده.

شکل ۲۵ دمای دیواره برای زوایای ۱۰۵، ۱۲۰، ۱۳۵ و ۱۵۰ را نشان می دهد. همان طور که پیداست با افزایش زاویه ورودی جریان، اثر لایه سرد ضعیف تر می شود.

۵- نتیجه‌گیری

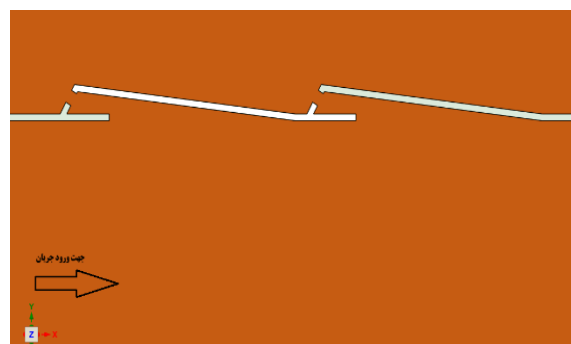
در این مقاله به بررسی میزان تأثیر روش‌های مختلف خنک‌کاری لایه‌ای در کنترل دمای دیواره محفظه احتراق یک موتور رم جت نمونه پرداخته شده است. طول بحرانی شاخصی است که برای سنجش میزان اثربخشی خنک‌کاری و مقایسه کارآمدی روش‌های خنک‌کاری تعریف و بکار گرفته شده. برای اعتبارسنجی روش حل عددی از مقایسه نتایج حاصل از حل عددی با نتایج روابط تجربی مذکور در مراجع معتبر استفاده شده است. این مقایسه نشان داد که نتایج از دقت و اعتبار بالایی برخوردار است و بنابراین روش عددی بکار رفته در این پژوهش در تحلیل خنک‌کاری لایه‌ای قابل اعتماد است.

با فاصله‌گرفتن از شکاف خنک‌کاری، اثربخشی خنک‌کاری کاهش می‌یابد که علت آن اختلاط جریان فیلم سرد و گازهای داغ و انتقال حرارت بین آن‌ها درون محفظه است. در صورت ایجاد شکاف ساده در دیواره، جریان سرد نمی‌تواند به خوبی وارد محفظه احتراق شود. نتیجه حاصل از این موضوع این است که در موتور رم جت مورد مطالعه باید از سامانه‌های خنک‌کاری استفاده کرد که با ایجاد گرادیان فشار (خنک‌کاری پاششی) یا برخورد جریان (حلقه پانچ شده) فیلم سرد را وارد محفظه می‌کنند.

نتایج حاصل از خنک‌کاری پاششی نشان می‌دهد که در این روش خنک‌کاری نسبت ارتفاع زبانه به اندازه شکاف خنک‌کاری بر خنک‌کاری دیواره مؤثر است و هر چه این نسبت بزرگ‌تر باشد نسبت طول غیربحرانی دیواره به زبانه نیز بیشتر است. همچنین افزایش طول زبانه به آن دلیل که جریان فیلم خنک‌کننده زمان بیشتری برای یکنواختی دارد و یکنواخت‌تر وارد محفظه می‌شود طول بیشتری را تحت تأثیر قرار می‌دهد. در خنک‌کاری حلقه پانچ شده با افزایش زاویه ورود جریان با توجه به پرت شدن جریان به داخل محفظه، فیلم سرد زودتر با جریان گرم مخلوط شده و طول غیربحرانی دیواره کاهش می‌یابد. هم چنین با کاهش زاویه ورود جریان، فیلم سرد به دیواره نزدیک‌تر می‌شود و ماندگاری آن روی دیواره افزایش می‌یابد. همچنین وجود زبانه در این نوع خنک‌کاری می‌تواند گرادیان دما در انتهای

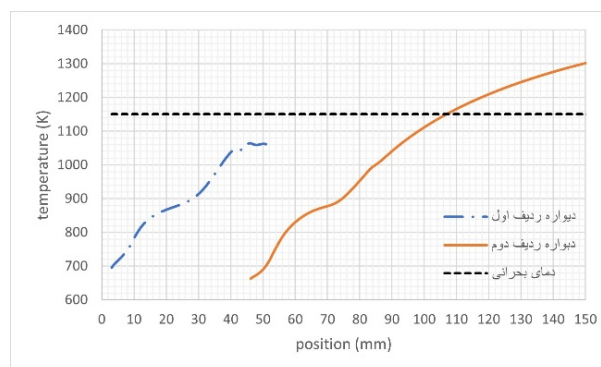
زاویه ورود جریان (درجه)	دبی هوای خنک‌کاری (gr/s)	طول غیربحرانی دیواره (mm)
۱۵۰	۲۴۰	۲۰
۱۳۵	۳۴۰	۳۰
۱۲۰	۴۶۰	۴۶
۱۰۵	۵۷۰	۶۰
۱۲۰ با زبانه	۴۹۰	۶۰

برای دیدن اثر زبانه در زاویه ۱۲۰ شبیه‌سازی یک‌بار برای دو ردیف پشت‌سرهم انجام می‌شود. شکل ۲۸ هندسه مورد استفاده در شبیه‌سازی را نشان می‌دهد.



شکل (۲۸): دو ردیف حلقه پانچ شده.

شکل ۲۹ نشان می‌دهد که زبانه گرادیان دما در دیواره را کاهش داده است و از نظر ایجاد تنش‌های حرارتی مناسب است.



شکل (۲۹): دمای دیواره در حالتی که از دو ردیف خنک‌کاری استفاده می‌شود.

- [9]. Kadotani K, Goldstein RJ. Effect of mainstream variables on jets issuing from a row of inclined round holes. *Journal of Engineering for Power*. 1979;101(4):619-624. DOI:10.1115/1.3446486.
- [10]. Foster NW, Lampard D. The flow and film cooling effectiveness following injection through a row of holes. *Journal of Engineering for Power*. 1980;102(3):584-588. DOI:10.1115/1.3230306.
- [11]. Amer AA, Jubran BA, Hamdan MA. Comparison of different two-equation turbulence models for prediction of film cooling from two rows of holes. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*. 1992;21(2):143-162. DOI:10.1080/10407789108944870
- [12]. Schmidt DL, Sen B, Bogard DG. Film cooling with compound angle holes: adiabatic effectiveness. *Journal of Turbomachinery*. 1996;118(4):807-813. DOI:10.1115/1.2840938.
- [13]. Seo HJ, Lee JS, Ligrani PM. The effect of injection hole length on film cooling with bulk flow pulsations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1998;41(22):3515-3528. DOI:10.1016/S0017-9310(98)00042-8.
- [14]. Schuchkin V, Osipov M, Shyy W, Thakur S. Mixing and film cooling in supersonic duct flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2002;45(22):4451-4461. DOI:10.1016/S0017-9310(02)00151-5.
- [15]. Leger B, Miron P, Emidio JM. Geometric and aero-thermal influences on multiholed plate temperature: application on combustor wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2003;46(7):1215-1222. DOI:10.1016/S0017-9310(02)00396-4.
- [16]. Tao Z, Yang X, Ding S, Xu G, Wu H, Deng H, Luo X. Experimental study of rotation effect on film cooling over the flat wall with a single hole. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2008;32(5):1081-1089. DOI:10.1016/j.expthermflusci.2007.12.003.
- [17]. Jovanović MB, De Lange HC, Van Steenhoven AA. Effect of hole imperfection on adiabatic film cooling effectiveness. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2008;29(2):377-386. DOI:10.1016/j.ijheatfluidflow.2007.11.008.
- [18]. Liu JS, Malak MF, Tapia LA, Crites DC. Enhanced film cooling effectiveness with new shaped holes. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*. 2010. Paper No.: GT2010-22774. DOI:10.1115/GT2010-22774.
- [19]. Ghorab MG. Cooling performance and flow-field analysis of a hybrid scheme with different outlet configurations. *Applied Thermal Engineering*. 2013;61(2):799-816. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2011.05.020.
- [20]. Kalghatgi P, Acharya S. Improved film cooling effectiveness with a round film cooling hole embedded in a contoured crater. *Journal of Turbomachinery*. 2015;137(10):101006. DOI:10.1115/1.4030395
- [21]. Taheri Y, Rajabi Zargarabadi M, Jahromi M. Experimental and numerical study on the effects of shaped multi-holes on the effectiveness of film cooling. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2021;146:1723-1733. DOI:10.1007/s10973-020-10157-4.

هر حلقه خنک‌کاری را کاهش دهد و طول تحت‌تأثیر خنک‌کاری را افزایش دهد.

تشعشع داخلی عامل مهم در انتقال حرارت به دیواره محفظه احتراق است؛ زیرا فیلم خنک‌کننده یک‌لایه عایق بین گازهای داغ و دیواره تشکیل می‌دهد. مشخص شد با این که گازهای داغ درون محفظه از لایه‌های آخر ردیف خنک‌کاری دور هستند به دلیل تشعشع دمای لایه آخر نیز افزایش می‌یابد. عمده انتقال حرارت از دیواره به‌صورت انتقال حرارت جابه‌جایی به گازهای سرد بیرون محفظه است و تشعشع به دیواره بیرون سهم کمتری دارد. باتوجه‌به نتایج به‌دست‌آمده از این پژوهش، برای مطالعات تکمیلی پیشنهاد می‌شود که تأثیر نوع محفظه احتراق موتور رم جت بر خنک‌کاری لایه‌ای، اثر وجود نگهدارنده شعله بر توزیع دما و میدان جریان، و همچنین تأثیر استفاده از لایه عایق روی دیواره و حفاظت تشعشعی مورد بررسی قرار گیرد.

۶- مراجع

- [1]. Mattingly JD. *Elements of propulsion: Gas turbines and rockets*. Reston (VA): American Institute of Aeronautics and Astronautics; 2006. DOI:10.2514/4.103711
- [2]. Hojnacki JT. *Ramjet engine fuel injection studies*. Air Force Aero Propulsion Laboratory; 1972.
- [3]. Mattingly JD, Heiser WH, Pratt DT. *Aircraft engine design*. 2nd ed. Reston (VA): American Institute of Aeronautics and Astronautics; 2002.
- [4]. Song JW, Lee KW, Cho HH, Hwang KY, Ham HC. Film cooling system for ramjet combustion chamber. In: *Proceedings of the Korean Society of Propulsion Engineers Conference*; 2009. p. 406-407.
- [5]. Baldauf S, Scheurlen M, Schulz A, Wittig S. Correlation of film cooling effectiveness from thermographic measurements at engine-like conditions. *Journal of Turbomachinery*. 2002;124(4):686-698. DOI:10.1115/1.1504443.
- [6]. Colban WF, Thole KA, Bogard D. A film-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface. *Journal of Turbomachinery*. 2011;133(1):011002. DOI:10.1115/1.4002064
- [7]. Cutbirth JM, Bogard DG. Evaluation of pressure side film cooling with flow and thermal field measurements: Part I: Showerhead effects. *Journal of Turbomachinery*. 2002;124(4):679-685. DOI:10.1115/1.1504441.
- [8]. Bons JP, MacArthur CD, Rivir RB. The effect of high free-stream turbulence on film cooling effectiveness. *Journal of Turbomachinery*. 1996;118(4):814-825. DOI:10.1115/1.2840939.

- [22]. Anderson JD. Fundamentals of aerodynamics. 5th ed. New York (NY): McGraw-Hill; 2010.
- [23]. Anderson JD Jr. Hypersonic and high-temperature gas dynamics. 2nd ed. Reston (VA): American Institute of Aeronautics and Astronautics; 2006.
- [24]. Modest MF. Radiative heat transfer. 3rd ed. Amsterdam: Academic Press; 2013.
- [25]. Lefebvre AH, Ballal DR. Gas turbine combustion: alternative fuels and emissions. 3rd ed. Boca Raton (FL): CRC Press; 2010.
- [26]. Han JC, Dutta S, Ekkad S. Gas turbine heat transfer and cooling technology. 2nd ed. Boca Raton (FL): CRC Press; 2012.