



Original Research

Numerical analysis of the effect of new matrix network structure technology to enhancement the internal heat transfer of gas turbine blades

Ashkan Rafiei, Hamidreza Shahbazian*, Ghanbar Ali Sheikhzadeh

Department of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran

ARTICLE INFO

Keywords:

Internal Combustion Engine
Gas Turbine
Matrix Cooling
Grid Structure
Hydrothermal Performance

ABSTRACT

Gas turbines are recognized as one of the most significant internal combustion engines used in industries, power plants, and aviation. A primary concern for manufacturers of internal combustion engines is enhancing the power and efficiency of these turbines. One effective approach to boost both power and thermal efficiency in gas turbines is to raise the inlet air temperature. However, this method has limitations due to the materials and alloys used in turbine construction, necessitating the exploration of new technologies and methods to increase performance. One such innovative technology is matrix cooling. In this study, the geometry of the matrix is modeled using two substrates, with each layer featuring 13 sub-channels angled at 45 degrees and oriented oppositely to one another. Following simulation and numerical analysis, the results regarding heat transfer variations and pressure drops across a Reynolds number range of 10,000 to 40,000 were compared. The analysis reveals that the angles of fluid collision under the channels and the effects of directional changes significantly enhance heat transfer. Specifically, heat transfer rates increased from 3.1 to 3.9 times, with the highest enhancement observed at a Reynolds number of 10,000 and the lowest at a Reynolds number of 40,000. Additionally, heat transfer at the collision points within each sub-channel was found to be 50% greater than at the turning points along the fluid's path.



© 2024 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* Corresponding author

E-mail address: Hr.Shahbazian@kashanu.ac.ir (H. Shahbazian)

Received 6 December 2024; Accepted 24 December 2024

E-ISSN: 2345-4121/ISSN: 1735-5214

Cite this article: Rafiei A, Shahbazian H, Sheikhzadeh GA. Numerical analysis of the effect of new matrix network structure technology to enhancement the internal heat transfer of gas turbine blades. The Journal of Engine Research. 2024 Nov 21;71(3):56-76. doi: [10.22034/ER.2024.2047115.1070](https://doi.org/10.22034/ER.2024.2047115.1070)

تحلیل عددی استفاده از فناوری نوین ساختار هندسی مشبک در افزایش انتقال گرمای داخلی پره‌های توربین گاز

اشکان رفیعی، حمیدرضا شهبازیان*، قنبرعلی شیخزاده

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

چکیده	اطلاعات مقاله
<p>توربین‌های گازی به عنوان یکی از مهمترین موتورهای احتراق داخلی در صنایع و نیروگاه‌ها و همچنین حمل و نقل هوایی مطرح می‌گردد. یکی از دغدغه‌های سازندگان این موتور احتراق داخلی افزایش توان و بازده گردا است. یکی از روش‌های افزایش قدرت و بازده حرارتی آن، افزایش دمای هوای ورودی به گردا گاز است اما این روش با توجه به جنس و همبسته مورد استفاده در پره‌ها محدودیت‌هایی از جمله تغییر شکل و خرابی آن‌ها را در پی دارد. بنابراین استفاده از فناوری و روش‌های نوین برای کاهش دمای پره‌ها و افزایش بازده کلی گردا امری مهم و ضروری است که یکی از فناوری‌های نوین، استفاده از خنک کاری ماتریسی است. در این مقاله، هندسه مشبک با دو زیرلایه الگوسازی شده است و هر لایه، مجهز به ۱۳ زیردالان فرعی با زاویه ۴۵ درجه و خلاف جهت یکدیگر است. پس از شبیه‌سازی و آنالیز عددی، نتایج برای تغییرات انتقال حرارت و افت فشار برای عدد رینولدز از ۱۰۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰ مورد تحلیل و مقایسه قرار گرفته است. با تحلیل و بررسی نتایج، مشخص می‌شود که به دلیل زوایای برخورد سیال در زیردالان‌ها و اثر تغییر برای در آن‌ها انتقال حرارت به طور قابل توجهی افزایش می‌یابد، به گونه‌ای که انتقال حرارت از ۳،۱ تا ۳،۹ برابر افزایش می‌یابد که بیشترین مقدار آن در رینولدز ۱۰۰۰۰ و کمترین مقدار افزایش انتقال حرارت در عدد بی بعد رینولدز ۴۰۰۰۰ مشاهده گردید. همچنین انتقال حرارت در نقاط برخورد در هر زیردالان نسبت به نقاط چرخش در مسیر حرکت سیال ۵۰ درصد بیشتر است.</p>	<p>کلیدواژه‌ها: موتور احتراق داخلی توربین گازی خنک کاری ماتریسی ساختار مشبک عملکرد هیدروحرارتی</p>



© 2024 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* نویسنده مسئول

پست الکترونیکی: Hr.Shahbazian@kashanu.ac.ir (حمیدرضا شهبازیان)

دریافت ۱۶ آذر ۱۴۰۳؛ پذیرش ۴ دی ۱۴۰۳

شاپای الکترونیکی: ۴۱۲۱-۲۳۴۵ / شاپای چاپی: ۵۲۱۴-۱۷۳۵

Cite this article: Rafiei A, Shahbazian H, Sheikhzadeh GA. Numerical analysis of the effect of new matrix network structure technology to enhance the internal heat transfer of gas turbine blades. The Journal of Engine Research. 2024 Nov 21;71(3):56-76. doi: 10.22034/ER.2024.2047115.1070

۱- مقدمه

توربین گاز به عنوان یکی از انواع توربین‌ها از نوع موتورهای درون‌سوز و از خانواده توربو ماشین‌ها است که اساس عملکرد آن بر مبنای انرژی گازهای تولید شده از احتراق است و در صنایع مختلفی همچون کشتی‌سازی، صنعت‌هوایی، خطوط انتقال نفت و گاز، نیروگاه‌های تولید برق و ... مورد استفاده قرار می‌گیرد. یکی از راه‌های افزایش توان و بازده این نوع توربین‌ها، افزایش دمای گاز ورودی به گردها است که این عمل با محدودیت‌هایی مواجه است که مهم‌ترین آن خرابی و تغییر شکل پره‌های گردها است. به عبارت دیگر پره‌های توربین‌گازی در محیط‌هایی با دمای بالا کار می‌کند و بدون خنک‌سازی مناسب به سرعت تخریب و از کار می‌افتد که این اتفاق منجر به کاهش بازده و خرابی احتمالی می‌شود. همچنین دماهای بالای تجربه شده توسط پره‌گردا باعث ایجاد تنش حرارتی می‌شود که می‌تواند منجر به خرابی تیغه گردد، لذا با خنک‌کاری مناسب می‌توان به کاهش این تنش‌ها و افزایش عمر گردها کمک کرد. روش‌های مختلف خنک‌کاری از جمله جت‌های برخوردی^۱، دنده‌ها^۲، میله‌پره‌ها^۳، که تا کنون مورد استفاده قرار گرفته‌اند، بسیار در این زمینه موثر بوده‌اند [۱]. با این حال یک روش مدرن ابداعی توسط محققان روسی، تحت عنوان خنک‌کاری با ساختار مشبکی و یا به عبارتی خنک‌کاری ماتریسی^۴ است که روشی نوین برای خنک‌سازی داخلی است. در این روش دالان‌های فرعی موازی در زیر لایه‌هایی با تعداد مشخص روی پره‌ی گردا تعبیه می‌شود که بدلیل افزایش سطح انتقال حرارت و افزایش گردها و اثرات برخورد، انتقال حرارت خوبی را نتیجه می‌دهد و همچنین استحکام ساختاری خوبی را نیز تولید می‌کند.

در این هندسه خنک‌کاری ماتریسی از دو لایه دالان که هر لایه شامل چندین زیردالان است استفاده شده است که زاویه قرارگیری زیردالان‌ها ۴۵ درجه و در دو لایه خلاف جهت یکدیگر است. سیال از طریق ورودی وارد هندسه می‌گردد و در هر دو زیر لایه به حرکت در می‌آید که در هر یک از زیردالان‌ها در اثر برخورد با دیواره‌ی کناری و تغییر جهت به سمت زیردالان دیگر موجب ایجاد حرکت چرخشی و افزایش اختلاط و آشفستگی و در نهایت افزایش ضریب انتقال حرارت می‌گردد. همچنین به موجب افزایش سطح، انتقال حرارت نیز افزایش می‌یابد و علاوه بر این، وجود زیردالان‌های فرعی در هر دو لایه در طول مسیر سیال موجب افزایش استحکام سازه می‌شود و از طرف دیگر این زیردالان‌ها موجب توزیع یکنواخت انتقال حرارت در طول این زیردالان‌ها می‌گردد. روش خنک‌کاری ماتریسی در مقابل سایر روش‌های خنک‌کاری از جمله جت‌های برخوردی، دنده‌ها، میله‌پره‌ها دارای مزایای بسیار زیادی است که در بالا به برخی از آن‌ها اشاره گردید، اما اجرای این ساختار مشبکی دارای چالش‌ها و دشواری‌های خاصی است که می‌توان به عنوان یکی از معایب آن مطرح نمود. دانشمندان مختلف، پژوهش‌های زیادی در مورد انواع روش‌ها خنک‌کاری پره یا به عبارتی افزایش انتقال حرارت در پره‌های گردا گاز انجام داده‌اند که می‌توان به موارد زیر اشاره نمود.

پنگ [۲] یکی از اولین دانشمندانی بود که در سال ۱۹۸۴ آزمایش تجربی را جهت بررسی انتقال حرارت با تغییر متغیرهای هندسی نظیر فاصله‌ی بین میله‌پره‌ها، ارتفاع آن‌ها، قطر آن‌ها و ... انجام داد و نتایج او نشان داد که هندسه دارای میله‌پره‌ها روشی مناسب برای کاهش دادن افت فشار است و همچنین در کنار آن موجب بهبود انتقال حرارت نیز می‌شود و همچنین تاثیر ارتفاع این میله‌پره‌ها نسبت به سایر متغیرهای هندسی استفاده شده بیشتر است.

کیم و همکاران [۳] در سال ۲۰۰۲ در یک هندسه مستطیلی شکل که شامل دنده‌هایی با زاویه ۹۰ درجه بود شبیه‌سازی عددی انجام دادند که در آن هدف بدست آوردن فاصله بهینه بین دنده‌ها، برای افزایش انتقال حرارت و کاهش افت فشار بود که پس از شبیه‌سازی حالت بهینه خوبی برای رسیدن به این اهداف بدست آمد.

بانکر [۴] در سال ۲۰۰۴ با استفاده از روش ترموکرومیک کریستال مایع، افزایش انتقال حرارت در یک هندسه

1 Impingement Jets

2 Ribs

3 Pin Fins

4 Matrix Cooling

مشبکی را بررسی کردند و اثر زوایای ۴۰ و ۴۵ درجه و تعداد زیردالان‌های ۴، ۶ و ۸ در بازه اعداد رینولدز بین ۲۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰۰ سنجیدند و نتایج او وابستگی افزایش انتقال حرارت به عدد رینولدز و تاثیر زاویا و تعداد زیردالان‌ها را نشان داد. ساندبرگ [۵] در سال ۲۰۰۶ روش خنک‌کنندگی ماتریس را شرح داد و روابطی برای محاسبات عدد ناسلت در دالان خنک‌کنندگی ماتریسی ارائه داد. ساها و همکاران [۶] در سال ۲۰۰۸ افزایش انتقال حرارت و افت فشار را در یک دالان ماتریسی با زاویه دنده ۴۵ درجه بررسی کردند. هندسه مستطیلی شامل دو و چهار زیردالان با زاویه دنده ۴۵ درجه در بازه اعداد رینولدز ۴۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ مطالعه کردند و مشاهده کردند که علاوه بر افزایش انتقال حرارت، افت فشار در مسیر جریان و ضریب اصطکاک کلی برای زیردالان با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد و بر اساس مطالعات سامانه خنک‌کنندگی شبکه‌ای دارای ضرایب انتقال حرارت بزرگتر و عملکرد حرارتی بالاتر نسبت به میله‌پره‌ها است.

زی و همکاران [۷] در سال ۲۰۱۱ با انجام مطالعات عددی روی یک هندسه شامل برآمدگی و فرورفتگی‌هایی روی آن که دارای میله‌پره بود به این نتایج دست یافتند که انتقال حرارت در دالان میله‌پره دار نسبت به دالان صاف تا ۳ برابر افزایش یافته و در عین حال افت فشار نیز به مقدار ۱۰ درصد نیز افزایش خواهد یافت.

رائو و همکاران [۸] در سال ۲۰۱۴ با انجام آزمایش تجربی و شبیه‌سازی عددی در یک دالان خنک‌کننده شبکه‌ای با دالان‌های فرعی U شکل در بازه اعداد رینولدز ۷۰۰۰ تا ۳۷۰۰۰ به این نتایج دست یافتند که مطابقت خیلی خوبی بین داده‌های آزمایشگاهی و حل عددی وجود دارد و حل عددی به خوبی توانسته بود انتقال حرارت و افت فشار را پیش بینی کند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که قابلیت افزایش انتقال حرارت برتر خنک‌کننده شبکه‌ای به دلیل افزایش قابل ملاحظه سطح انتقال حرارت و همچنین اثرات چرخشی و گردابه‌های ایجاد شده در دالان‌های فرعی و اثرات متقابل جریان عبوری است.

عادلی و همکاران [۹] اثر نانوذرات برخواص ترموفیزیکی سیال خنک‌کننده در موتورهای احتراق داخلی را بررسی کردند. نتایج بررسی نشان داد که انتقال حرارت برای دمای ۳۰ درجه سانتی‌گراد به مقدار ۸ و برای دمای ۶۰ درجه به مقدار ۱۷ درصد افزایش یافت. همچنین نتایج نشان داد که تنش برشی با افزایش دما کاهش چشمگیری دارد.

تسورو و همکاران [۱۰] در سال ۲۰۱۹ با استفاده از یک میدان مغناطیسی در یک دالان شبکه‌ای برای نشان دادن جریان استفاده کردند و مشخص شد که جریان ماریپیچ در ساختار هندسه، جریان اصلی ساختار شبکه‌ای است و همچنین مشاهده کرد که ساختار جریان در هر زیردالان را می‌توان به سه بخش تقسیم کرد و همچنین اثرات چرخش و گردابه‌ها نزدیک دیواره‌های جانبی جریان حاکم بود که این موضوع به افزایش انتقال حرارت کمک می‌کند.

شی بو و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۱۹ در یک مطالعه عددی یک هندسه مشبک را تحلیل و اثرات دمش از کناره‌ها را روی این هندسه بررسی کردند. نتایج نشان داد که نسبت عدد ناسلت و ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز، افزایش می‌یابد و همچنین در میان اثرات، سه متغیر ساختاری زاویه قرارگیری زیردالان‌ها، ضخامت دالان و عرض دالان‌های فرعی، زاویه قرارگیری زیردالان‌ها بیشترین تاثیر را بر روی خنک کاری ماتریسی دارا است.

یانگل و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۲۲ در یک بررسی عددی، خنک کاری چرخشی چند مرحله‌ای را در ناحیه میانی پره گردا را مطالعه و ویژگی‌های جریان سیال و انتقال حرارت مایع خنک‌کننده را در هندسه‌های مختلف بررسی کردند. در این بررسی از ۴ الگوی هندسه شامل هندسه با سه محفظه و دو نازل چرخشی و هندسه‌های ۲ تا ۴ شامل شش نازل چرخشی و هفت محفظه در بازه عدد رینولدز ۵۲۰۰۰ تا ۱۲۰۰۰ استفاده شد. نتایج نشان داد که محفظه چرخش طولانی در حالت ۱ تأثیر منفی بر عملکرد خنک‌کننده چرخشی دارد زیرا سرعت چرخش در جهت محوری به تدریج کاهش می‌یابد و عدد ناسلت به مقدار قابل توجهی کاهش می‌یابد و برای موارد ۲ تا ۴، محفظه‌ها به چند زیرمحفظه کوتاه تقسیم شدند، بنابراین، سرعت چرخش و عدد ناسلت توانست مقدار بالایی را حفظ کند. اگرچه محفظه‌های چرخشی بیشتر منجر به ضریب افت فشار بالاتر شدند اما موارد ۲ تا ۴ عملکرد حرارتی جامع‌تری را در مقایسه با مورد ۱ نشان دادند.

ژائو و همکاران [۱۳] در سال ۲۰۲۳ با انجام آزمایش تجربی و عددی روی هندسه پره توربین گازی با دو ساختار

خنک کننده داخلی ماتریسی در بازه رینولدز ۱۶۰۰۰ تا ۵۸۰۰۰ انجام دادند. در آزمایش تجربی با استفاده از تکنیک ترموکرومیک کریستال مایع، توزیع دقیق انتقال حرارت را روی هندسه بدست آوردند و در تحلیل عددی، مشخصات جریان و توزیع انتقال حرارت را روی دو ساختار ماتریسی همگرا و غیر همگرا بررسی کردند. نتایج عددی نشان داد که سرعت سیال خنک کننده به طور قابل توجهی کاهش می یابد و همچنین در اثر چرخش زیاد، افت فشار در طول مسیر نیز افزایش می یابد، همچنین در همان عدد رینولدز، ضریب اصطکاک، نسبت عدد ناسلت و ضریب عملکرد حرارتی در ساختار ماتریسی غیر همگرا بالاتر از ساختار ماتریسی همگرا است و از طرفی هم نسبت عدد ناسلت و هم ضریب عملکرد حرارتی با افزایش عدد رینولدز افزایش می یابد در حالی که ضریب اصطکاک روندی نزولی دارد و سپس با افزایش عدد رینولدز افزایش می یابد.

نینگ سان و همکاران [۱۴] در سال ۲۰۲۳، یک آزمایش تجربی و تحلیل عددی بر روی خنک کاری پره‌ی توربین گازی انجام دادند. در این پژوهش از دو نوع مایع خنک کننده و یک تیغه برای خنک کاری پره موتور توربین استفاده گردید که از دو دالان خنک کننده داخلی U شکل، یک دالان معمولی با قطر ۴ میلی متر و یک دالان میکرو با قطر ۰٫۴ میلی متر را شامل می شد. مشاهده گردید که ضریب انتقال حرارت در ناحیه نزدیک به دیواره داخلی قبل از رسیدن به ناحیه زانویی هندسه و نزدیک دیواره بیرونی بعد از زانویی هندسه بالاتر است. همچنین در دالان با اندازه معمولی به دلیل قطر بزرگتر دالان نمی توان دالان خنک کننده را در لبه انتهایی تیغه تعبیه کرد که منجر به کاهش بازده در این ناحیه می شد اما در دالان با ابعاد میکرو این اتفاق ممکن می شد که منجر به افزایش بازده در این تیغه نسبت به تیغه با ابعاد دالان معمولی شده است و در نهایت نشان داده شد که تعبیه این دالان می تواند دمای تیغه را تا ۲۳۰ درجه کلون کاهش دهد.

ژنوی و همکاران [۱۵] در سال ۲۰۲۴ در یک بررسی، یک پره پیچ خورده، برای افزایش بازده توربین گازی پیشنهاد دادند. در این بررسی اثرات مقدار پیچش و ارتفاع پره بر عملکرد جریان و انتقال حرارت در بازه اعداد رینولدز ۱۴۰۰۰ تا ۳۶۰۰۰ مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج نشان داد که با افزایش عدد رینولدز، عدد ناسلت نسبی که از ۱٫۴۹ تا ۲٫۵۶ متغیر است، کاهش می یابد در حالی که ضریب اصطکاک نسبی که از ۱٫۱۶ تا ۱۲٫۶ تغییر می کند با افزایش عدد رینولدز، افزایش می یابد. پره هایی با ارتفاع نسبی ۰٫۸ برابر ارتفاع دالان می توانند بیش از ۹۰ درصد عملکرد انتقال حرارت را در مقایسه با پره ها را با ارتفاع نسبی ۱ برابر، افزایش دهد. همچنین نتایج نشان داد که در نرخ پیچش ۶ درجه بر میلی متر و ارتفاع نسبی ۰٫۶، دالان بهینه است و در نهایت نشان داده شده انتقال حرارت تا ۵۵ درصد بهبود یافته است.

جیاجی و همکاران [۱۶] در سال ۲۰۲۴ در یک مطالعه چیدمانی بهینه برای خنک کاری پره گردا با استفاده از سوراخ هایی بیضی شکل ارائه کردند. یک هندسه برای بهینه سازی سوراخ های خنک کننده روی لبه تیغه پره، ساخته شد. تجزیه و تحلیل نتایج بهینه سازی نشان داد که پیکربندی سوراخ های خنک کننده با شیب محوری مثبت و کاهش فاصله چینش سوراخ هایی که در حفره جلویی قرار داده می شوند، می تواند به طور موثر چسبندگی فیلم را افزایش دهد و در نتیجه پوشش فیلم و اثر سرمایش را تقویت کند. همچنین ضریب انتقال حرارت در ناحیه بین و پایین دست سوراخ ها مطابق با پوشش فیلم کاهش می یابد. به طور کلی، اجرای بهینه سازی سوراخ های گرد منجر به افزایش اثربخشی خنک کننده به مقدار ۵۴٫۸۵ درصد در مقایسه با حالت معیار شد و علاوه بر این، استفاده از سوراخ های بیضی باعث بهبود بیشتر به مقدار ۶۵٫۶۷ درصد شده است.

رحمتی نژاد و همکاران [۱۷، ۱۸] در یک آزمایش تجربی اثر خواص نانوسیال در سامانه خنک کاری موتور احتراق داخلی را بررسی کردند. در این تحلیل تجربی آب و اتیلن گلیکول به عنوان سیال های پایه و نانوذرات Al_2O_3 و در تحلیل دیگری نانوسیال اکسید آلومینیوم استفاده شد. مشاهده گردید با افزایش کسر حجمی نانوذرات در سیال پایه، اختلاف دمای ورودی و خروجی افزایش یافته و انتقال حرارت بهبود یافت.

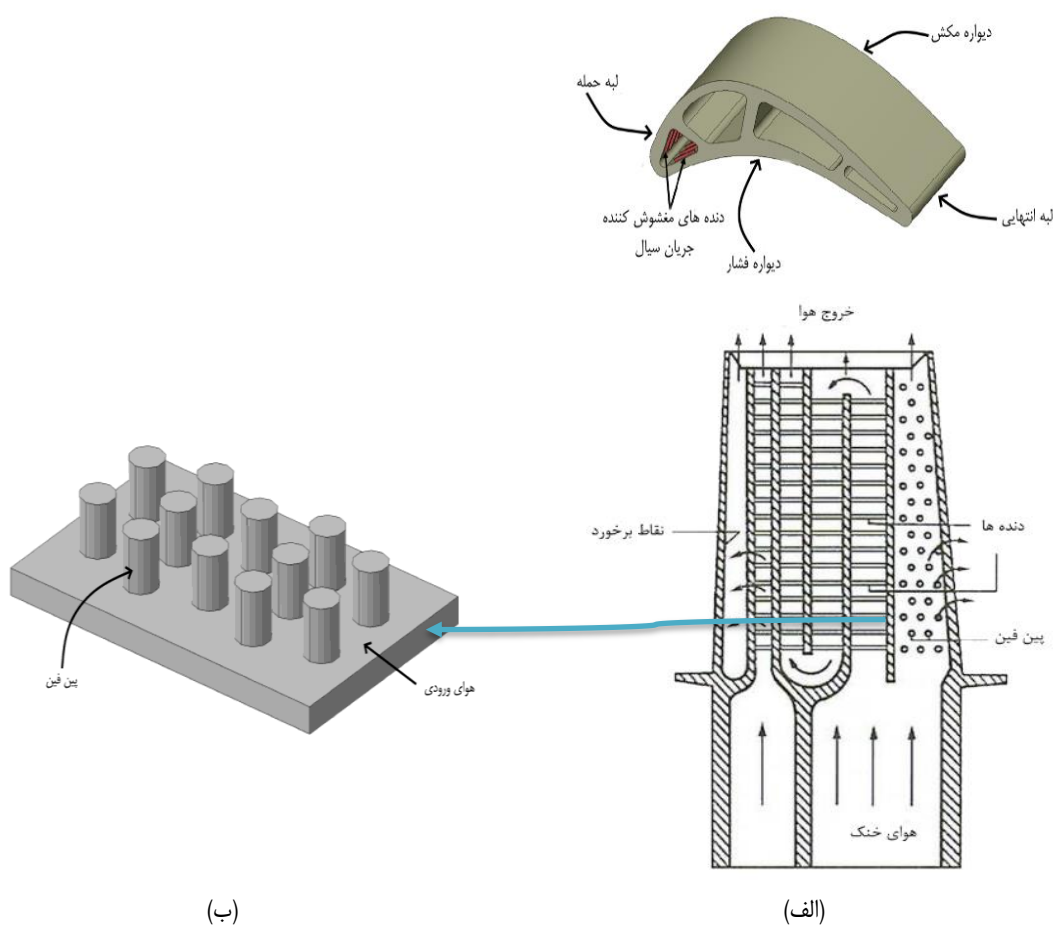
همان طور که در بالا ذکر شده پژوهشگران مختلفی در تحقیقات خود در مورد تأثیر فناوری های مختلف خنک کاری داخلی پره گردا گاز با تأکید بر ارتفاع، چیدمان و قطر میله پره ها پرداخته اند. بسیاری از آن ها به صورت شبیه سازی عددی و بسیاری دیگر تحقیقات تجربی بوده است که نتایج تحقیقات نشان می دهد که این فناوری ها می توانند به طور قابل توجهی بر انتقال

حرارت و عملکرد هیدرولیکی در خنک کاری داخلی پرده گردا گاز تأثیر بگذارند. اما تحقیقات بسیار کمی در مورد شکل فناوری نوین خنک کن‌های مشبک وجود دارد. تمایز پژوهش حاضر استفاده از طراحی و الگوسازی خنک کاری ماتریسی در دو لایه با ۲۶ زیردالان بوده که مقدار تغییرات انتقال حرارت و شاخص عملکرد هیدروحرارتی را در حالت‌های مختلف ارزیابی می‌کند. همچنین با ترسیم خط جریان می‌تواند فیزیک جریان و اثرات متقابل سطح بر سیال خنک کننده را بررسی نماید.

۲- تشریح مساله

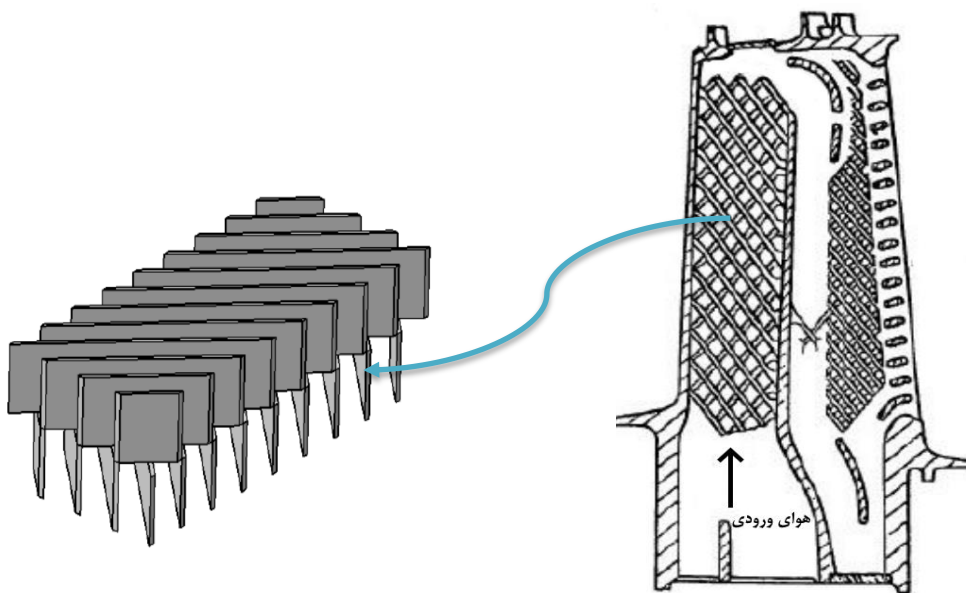
۲-۱- ابعاد هندسی و شرایط مرزی

به منظور درک و تفاوت میان ساختارهای سنتی خنک کاری داخلی پره توربین گازی و ساختار ماتریسی و همچنین درک فیزیکی جهت جریان و انتقال حرارت، تصویری از این دو ساختار در شکل ۱ بررسی و نمایش داده شده است. همانطور که در شکل ۱-الف مشخص است هوای خنک پس از ورود به پره از طریق مسیرهایی مارپیچ و با برخورد به دنده‌ها به شکل آشفته تبدیل می‌گردد و از انتهای پره خارج می‌شود و همچنین و لبه جلویی پره بدلیل نازکی زیاد، امکان استفاده از ساختار مارپیچی وجود ندارد بنابراین با استفاده از موانعی تحت عنوان میله‌پره باعث آشفته‌سازی جریان و بهبود انتقال حرارت می‌گردد و که در شکل ۱-ب به خوبی نشان داده شده است، در شکل ۱-ج هندسه مشبک به تصویر کشیده شده است و در شکل ۱-د به وضوح دیواره‌های هندسه مشبکی را در دولایه نمایش می‌دهد که هوای خنک از میان دیواره‌ها ورود و پس از رسیدن به انتهای مسیر از پره خارج می‌گردد که این ساختار موجب انتقال گرما بهتر و استحکام ساختاری بهتری نسبت به ساختار میله‌پره‌های میله‌ای می‌گردد.



(ب)

(الف)

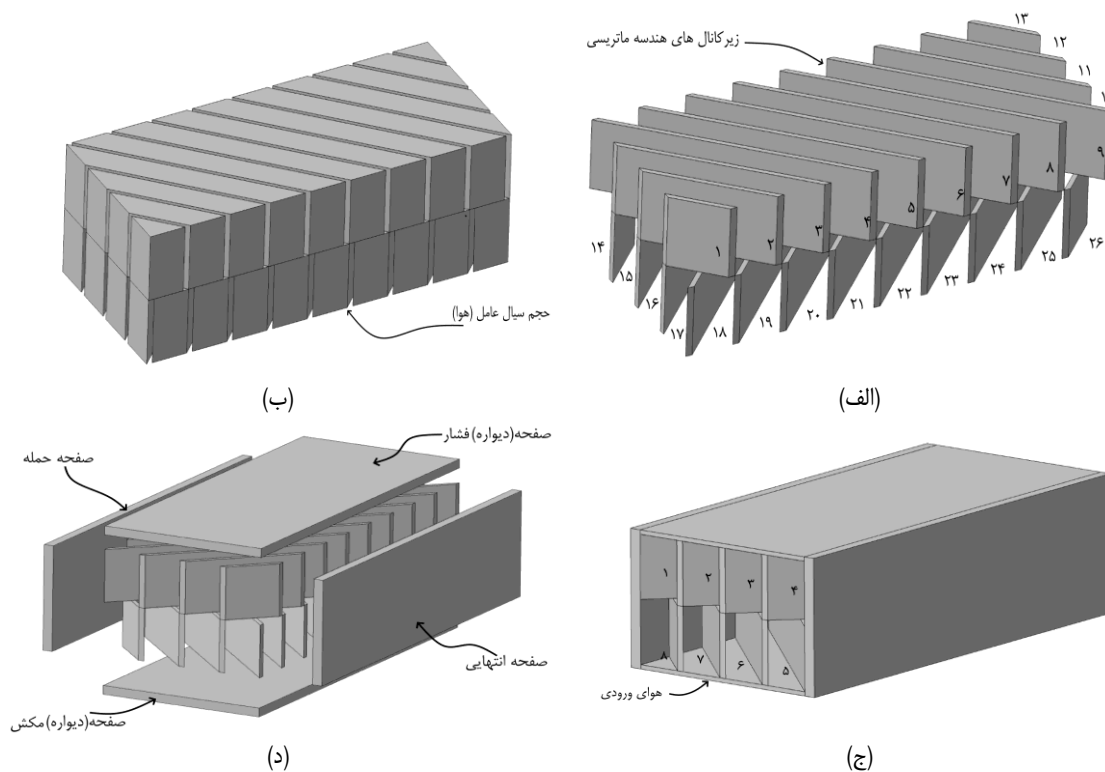


(د)

(ج)

شکل ۱ نمایی از پره توربین گازی با ساختار میله پره دار و ساختار ماتریسی

برای درک بهتر جهت جریان و انتقال حرارت در شبیه سازی عددی خنک کاری با هندسه مشبک، تحلیل در حالت سه بعدی و شرایط پایدار در یک دالان به فرم مکعب مستطیل با دو لایه دالان و و مجموعاً ۲۶ زیردالان، با زاویه ۴۵ درجه در نرم افزار کتیا الگوسازی شده است که در شکل ۲ قابل مشاهده است.



(ب)

(الف)

(د)

(ج)

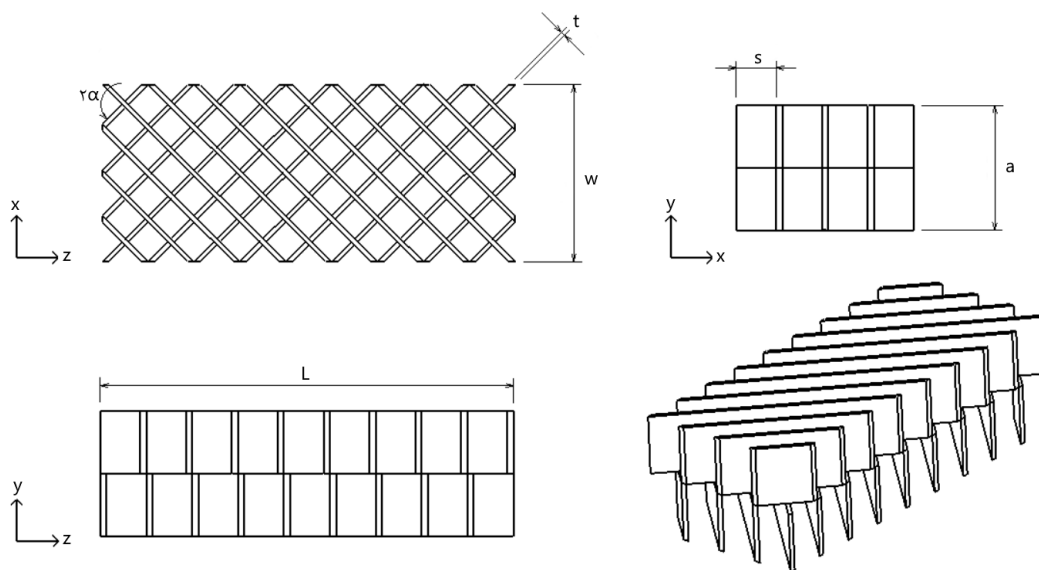
شکل ۲ نمای کلی از هندسه مشبک

مطابق شکل ۲ در این هندسه و شبیه‌سازی که از ۲۶ زیردالان به صورت دو لایه که ۱۳ زیردالان در لایه بالایی و ۱۳ زیردالان در لایه پایینی با زاویه ۴۵ درجه و در خلاف جهت یکدیگر می‌باشند، سیال عامل که هوا است، مطابق شکل ۲-ج از طریق ۸ ورودی در هر دو لایه و به صورت کاملا توسعه‌یافته، وارد هندسه مشبک می‌گردد و با توجه به هندسه دالان، سیال پس از ورود به آن از هر زیردالان به زیردالان دیگری راه می‌یابد. نکته حائز اهمیت در این نوع هندسه نقاط برخورد و چرخش در کناره دیواره‌های کناری که در شکل ۲-د نشان داده شده است یعنی صفحه انتهایی و حمله است. هندسه مشبک از ۵ جزء تشکیل شده است که مطابق شکل ۲-د دارای دو صفحه فشار و مکش و همچنین دو صفحه کناری که به ترتیب صفحات در مجاورت قسمت انتهایی و حمله است و قسمت آخر شامل صفحات زیردالان است که صفحات با زاویه ۴۵ درجه اما مخالف هم به صورت عمودی روی یکدیگر قرار گرفته‌اند. جزئیات بیشتر هندسه در جدول ۱ و شکل ۳ آورده شده است.

جدول ۱ مشخصات هندسی دالان

w	L	a	s	t	α
۴۲٫۵	۹۹	۳۰	۹٫۵	۱٫۵	۴۵

در این نمونه، L طول دالان، w عرض دالان، t ضخامت زیردالان، a ارتفاع دالان و α زاویه زیردالان با محور x می‌باشد.



شکل ۳ شماتیک کامل هندسه مشبک

در مطالعه حاضر برای الگوسازی هندسه مشبک از نرم‌افزار Catia v6-r21 و جهت تحلیل حرارتی سیالاتی آن در نرم‌افزار Ansys Fluent 2020 استفاده شده است. جهت انجام محاسبات از روش RANS یا روش میانگین‌گیری رینولدز معادلات ناویراستوکس و الگوی آشفتگی k-epsilon-RNG استفاده که از این الگوی آشفتگی در حالت رینولدز پایین بهره گرفته شده است و در این حالت از تابع دیواره enhanced wall friction استفاده شده است [۱۹]. الگوی آشفتگی k-epsilon-RNG توانایی خوبی در شبیه‌سازی جریان‌های چرخشی با عدد رینولدز کوچک را دارا بوده و نسبت به الگوی استاندارد دیگر، عملکرد بهتری در شبیه‌سازی جریان تحت گرادیان‌های فشار معکوس شدید و جدایش دارد [۲۰].

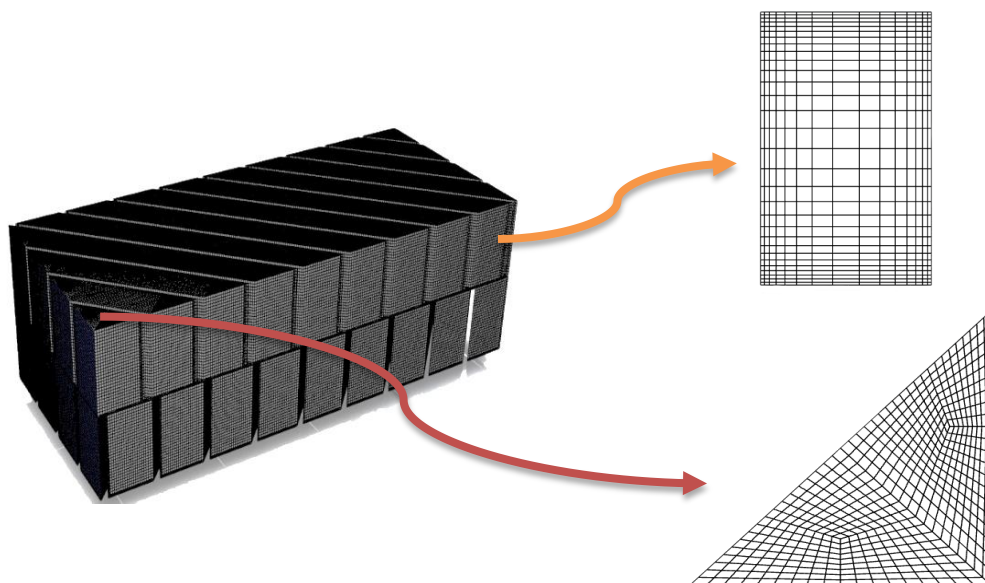
برای شرایط مرزی، دیواره بالایی و پایینی در حالت شار ثابت و دیواره‌های کناری عایق فرض شده‌اند. شرط عدم لغزش و عدم پرش دمایی بر روی دیواره‌ها اعمال و همچنین برای ورودی از شرط مرزی ورودی سرعت و برای خروجی از شرط مرزی فشار خروجی استفاده و برای اعمال شرط توسعه یافتگی روی سرعت ورودی سیال به هندسه، یک دالان با طول $2L$ در اول شبکه محاسباتی الگوسازی و شدت تلاطم ۵٪ در نظر رفته شده است [۲۱]. همچنین جریان سه بعدی، آشفتگی و سیال عامل هوا است. برای کاهش خطاهای عددی، از روش گسسته سازی حجمی مرتبه دوم استفاده و همچنین برای ارتباط بین فشار و سرعت از روش simple استفاده شده است [۲۲]. جدول ۲ شرایط مرزی اعمال شده در شبکه محاسباتی را نشان می‌دهد.

جدول ۲ شرایط مرزی الگو

شرایط مرزی هیدرودینامیکی	شرایط مرزی حرارتی
شرط مرزی ورودی	$T_{in}=300\text{ }^{\circ}\text{C}$
شرط مرزی خروجی	-
شرط مرزی دیواره‌های فشار و مکش	$q''=1500\text{ W/m}^2$
شرط مرزی دیواره‌های کناری	$q''=0$
سرعت سیال (وابسته به رینولدز)	
$P_{out}=0\text{ barg}$	
عدم لغزش	
عدم لغزش	

۲-۲- شبکه بندی و مطالعات استقلال از شبکه

شبکه بندی از جمله عوامل مهم و تاثیر گذار در تحلیل‌های عددی است که می‌توان بیان داشت شبکه مناسب در نقاط با تغییرات بالا تاثیر مهمی بر روی پاسخ‌ها مسئله خواهد داشت و از آنجا که این تحلیل به نوعی تحلیل توریو ماشین‌ها نیز است، اهمیت این مسئله دو چندان می‌شود زیرا تاثیر بسزایی بر روی همگرایی خواهد داشت. مقدار ریز یا درشت بودن بودن ابعاد شبکه در نزدیکی دیواره‌ها وابسته به نوع الگوی آشفتگی و نوع تابع دیواره است و از آنجایی که در این شبیه‌سازی از حالت رینولدز پایین استفاده شده است، y^+ در حدود یک و در نتیجه آن از نوع تابع دیواره enhanced wall friction استفاده شده است [۲۳].

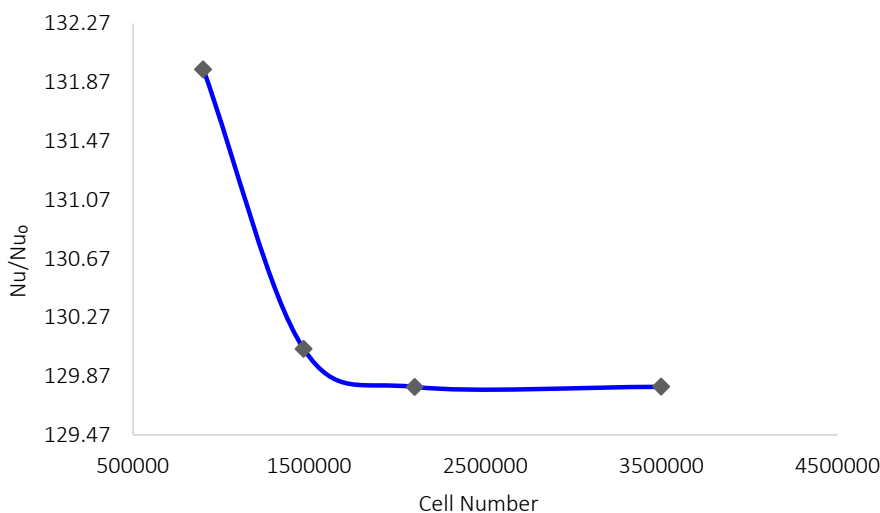


شکل ۴ شبکه‌بندی هندسه مشبک

علاوه بر آن با ریزتر کردن شبکه، خطاهای عددی نیز کاهش خواهد یافت بنابراین به جهت دستیابی به دقت مناسب و همچنین عدم وابستگی نتایج به شبکه، از چندین نوع شبکه با ابعاد متفاوت استفاده شده که در شکل ۵ و جدول ۳ نتایج شبکه بندی‌های مختلف ارائه شده است.

جدول ۳ استقلال حل از شبکه

تعداد شبکه ($\times 10^6$)	Nu/Nu_0
۰,۹	۱۳۱,۹۵۷۲
۱,۴۷	۱۳۰,۰۵۴۶
۲,۱	۱۲۹,۷۹۶۶
۳,۵	۱۲۹,۷۹۷۳



شکل ۵ نمودار استقلال حل از شبکه بر اساس نسبت عدد ناسلت بر تعداد مش‌های شبکه

بنابراین با توجه به شکل ۵ مش با تعداد شبکه ۲۱۰۰۰۰۰ انتخاب گردید و تمام محاسبات بر اساس آن ارائه شده است.

۳- معادلات حاکم بر جریان سیال

معادلات ناویر استوکس برای سیال نیوتنی یک الگوی ریاضی کامل را ارائه می‌دهد و به دلیل شکل پیچیده‌ای که این معادلات دارند، حل تحلیلی آن‌ها تقریباً غیر ممکن است، لذا برای حل آن‌ها از روش‌های عددی استفاده می‌شود. در این شبیه‌سازی جریان متوسط، پایدار و سه بعدی فرض شده است.

معادله پیوستگی

یکی از قوانین و اصول اساسی در مکانیک سیالات، اصل بقای جرم است که توسط معادله پیوستگی ارائه می‌گردد و بیان می‌کند که جرم نه تولید می‌شود و نه از بین می‌رود که در حالت کلی به شکل زیر است:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

معادله اندازه حرکت

در مکانیک سیالات صرفاً با داشتن معادله پیوستگی نمی‌توان معادلات را حل کرد بلکه در کنار آن لازم است معادله بقای اندازه حرکت یا قانون دوم نیوتن را برای آن بیان کرد. این اصل بیان می‌کند که برآیند نیروهایی که بر یک جسم اثر می‌کنند برابر است با تغییرات خالص اندازه حرکت. معادلات ناویراستوکس به شکل زیر است. با فرض جریان پایا و تراکم ناپذیر، معادلات ناویراستوکس به شکل زیر است:

$$\rho \left(u_j \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} + \rho g_i \quad (2)$$

معادله انرژی

با تعریف حجم کنترل دیفرانسیلی و تعیین فرایند انتقال انرژی به سیال در معادلات بقای انرژی می‌توان به معادله زیر دست یافت که با توجه به شرایط مرزی توزیع دما می‌توان آن را حل کرد:

$$\rho \left(u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \rho C_p \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + Q \quad (3)$$

که در این معادله k ضریب هدایت حرارتی سیال، C_p ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت است.

برای تحلیل عددی این هندسه پیچیده از معادلات رینولدز میانگین‌گیری شده ناویر استوکس برای حل الگوهای آشفتگی استفاده می‌گردد که یکی از الگوهای دو معادله‌ای، الگوی k -epsilon است. به طور کلی این الگوی معادلات به صورت زیر خواهد بود [۲۴]:

$$\rho \frac{\partial (k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial (\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

که $C_{1\varepsilon}$ و $C_{2\varepsilon}$ ضرایب الگوی آشفتگی انتخاب شده می‌باشند. برای بررسی انتقال حرارت در این الگوی خنک‌کاری شبکه‌ای از حالت رینولدز پایین استفاده گردیده است زیرا در کناره‌های دیواره‌ها که دارای پیچیدگی است و تبادلات حرارتی در آن رخ می‌دهد را با جزئیات بهتری حل خواهد کرد. قانون لگاریتمی در الگوی k - ε رینولدز پایین معتبر نیست و بر خلاف الگوی رینولدز بالا تمام لایه مرزی از جمله زیر لایه لزج را شامل خواهد شد. معادلات حاکم برای محاسبات پس پردازنده به صورت زیر خواهد بود:

با استفاده از محاسبه دمای بالک سیال پس از انجام محاسبات می‌توان عدد ناسلت را بدین صورت بدست آورد:

$$Nu = \frac{q_w D_h}{K_f (T_w - T_{bulk})} \quad (6)$$

و برای محاسبه عدد ناسلت در دالان صاف از معادله دیتوس-بولتر استفاده خواهد شد که عبارت است از [۲۵]:

$$Nu_0 = 0.323 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (7)$$

برای بدست آوردن متغیر بی بعد ضریب اصطکاک که برای نشان دادن افت فشار ناشی از هندسه مشبکی است، معادله‌ای بدین شکل ارائه شده است [۲۶]:

$$f = \left(\frac{\Delta P}{\Delta L} \right) / \left(\frac{D_h}{2\rho u^2} \right) \quad (8)$$

که در آن ΔP افت فشار در مسیر جریان و ΔL طول دالان و D_h قطر هیدرولیکی دالان است و برای محاسبه ضریب اصطکاک در هندسه دالان صاف از معادله‌ای بدین صورت استفاده شده است [۲۷]:

$$f_0 = 0.46 Re_{D_h}^{-0.2} \quad (9)$$

و در نهایت در پژوهش حاضر برای محاسبه معیار کارایی عملکرد (TPF) که نشان دهنده مقدار افزایش انتقال

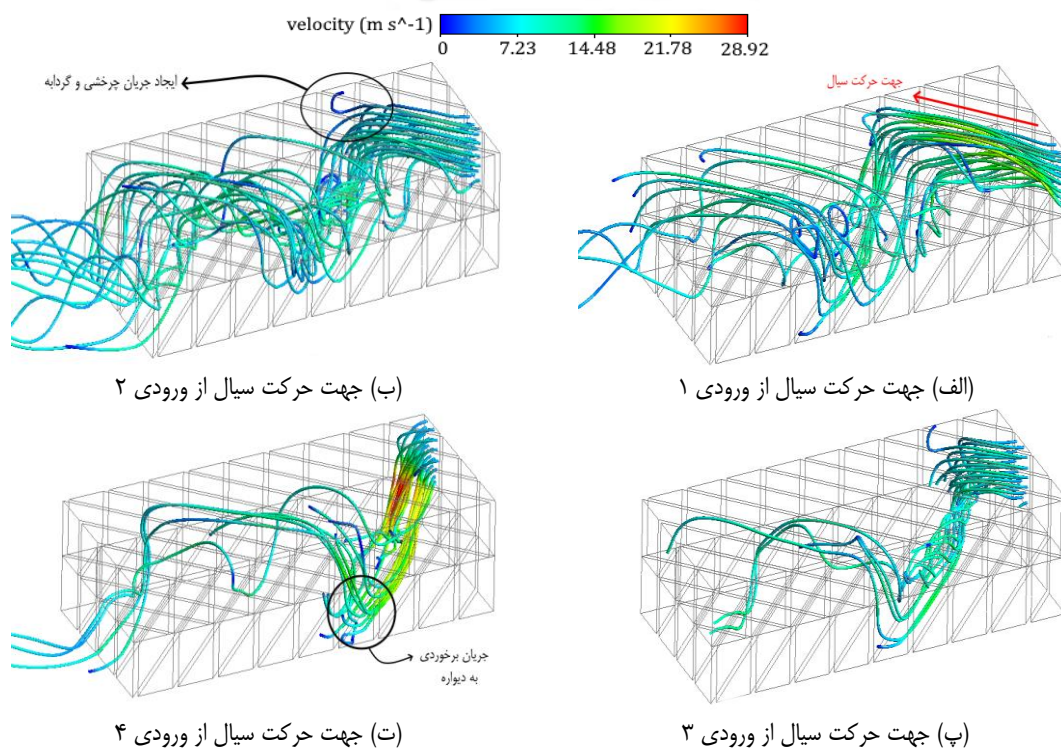
حرارت است. بر اساس پیشنهاد هان و همکاران [۲۸] معادله بدین صورت است:

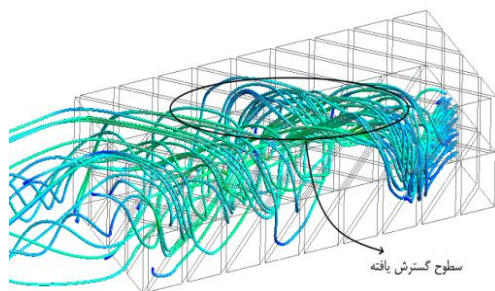
$$TPF = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) / \left[\left(\frac{f}{f_0} \right)^{1/3} \right] \quad (10)$$

۴- نتایج و بحث

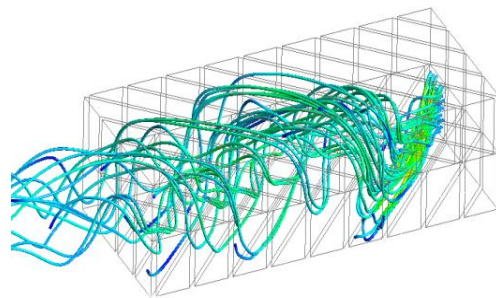
شکل ۶ مسیر جریان عبوری از شبکه ماتریسی را برای ورودی‌های مختلف نشان می‌دهد. همانگونه که مشخص است، سیال عامل هوا به صورت توسعه یافته و پس از ورود به هندسه مشبک و حرکت در هر کدام از ۸ زیردالان ورودی، پس از پیمایش مسیر در اولین زیردالان خود به دیواره انتهایی و حمله (در ۴ ورودی بالا، سیال پس از ورود به هندسه و پیمایش مسیر ابتدا به دیواره انتهایی برخورد می‌کند و ۴ ورودی پایین، سیال پس از زود به هندسه و پیمایش مسیر ابتدا به دیواره حمله برخورد می‌کند) برخورد کرده و موجب بوجود آمدن گردابه در آن نقاط می‌گردد، در نقاط چرخش و برخورد، سیال دارای سرعت چرخشی است که این سرعت چرخشی که عامل ایجاد گردابه‌ها است، باعث افزایش اختلاط و آشفتگی و در نتیجه آن باعث افزایش انتقال حرارت از سطح می‌شود.

پس از این نقاط چرخش سیال که بیشترین مقدار آن در محل برخورد به دیواره‌ها است، سیال دوباره به مسیر خود در زیردالان بعدی ادامه می‌دهد و در طی این مسیر به دلیل وجود ارتباط بین زیردالان‌ها، این تبادل جرم بین زیردالان‌های مرتبط با یکدیگر وجود خواهد داشت تا زمانی که سیال دوباره به دیواره انتهایی یا حمله برخورد می‌کند و دوباره باعث بوجود آمدن گردابه و آشفتگی در هندسه و سیال درون آن می‌شود و دوباره در این نقاط انتقال حرارت بهتری از سطح رخ می‌دهد. این حرکت چرخشی سیال از زیردالان به زیردالان دیگر و برخورد آن به دیواره‌ها تا زمان خروج سیال از هندسه ادامه خواهد داشت. بنابراین جریان‌های چرخشی بوجود آمده در انتهای مسیر هر دالان، جریان‌های برخوردی در هر زیردالان و به تعویق افتادن حالت توسعه‌یافتگی و برهم‌خوردن لایه مرزی دمایی در مسیر و همچنین افزایش سطح تماس در هندسه مشبک، تماماً موجب بهبود و افزایش انتقال حرارت در ساختار مشبکی خواهد شد.

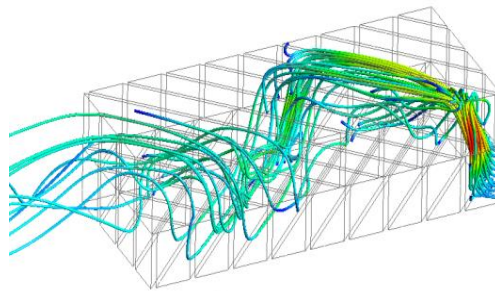




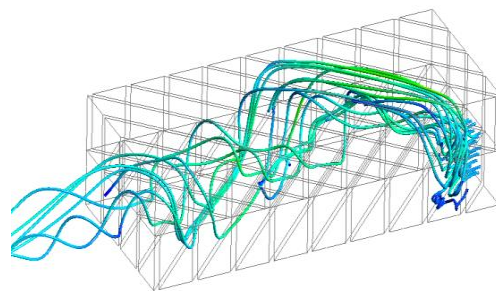
(ج) جهت حرکت سیال از ورودی ۶



(ث) جهت حرکت سیال از ورودی ۵



(ح) جهت حرکت سیال از ورودی ۸

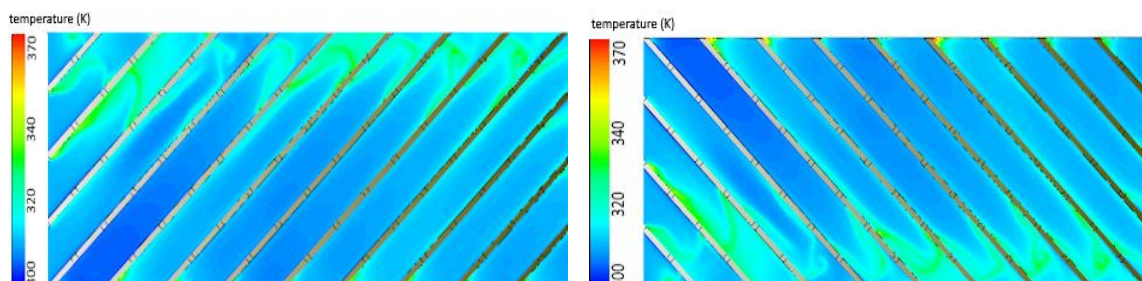


(چ) جهت حرکت سیال از ورودی ۷

شکل ۶ طرح حرکت سیال از ورودی‌های هندسه تا خروج آن

شکل ۷ توزیع دما در روی صفحه بالای و پایینی (صفحه فشار و مکش) هندسه مشبک در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰ نشان می‌دهد. با توجه به شکل توزیع دما و انتقال حرارت در هر دو سطح تقریباً یکسان است. بر طبق هندسه جهت حرکت و نقاط برخورد در دو سطح بالایی و پایینی دقیقاً معکوس یکدیگر است و همانطور که مشخص است در زیردالان ۵ که در شکل ۲-الف نشان داده شده است، در هر دو لایه پایینی و بالایی، بدلیل اینکه هوای خنک ورودی، مسیر کمتری را پیموده است، دمای آن نسبت به سایر ورودی‌ها در ناحیه چرخش پایین‌تر است، زیرا دالان ۵ انتقال حرارت بهتری نسبت به سایر زیردالان‌ها دارد و خنک‌کاری بهتری روی آن صورت پذیرفته است.

در هر زیردالان دما به تدریج در جهت جریان افزایش یافته است و علاوه بر این در هر زیردالان زمانی که جریان به زیردالان دیگری راه می‌یابد، توسعه لایه مرزی در هر زیردالان به هم ریخته می‌شود که منجر به افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود. همچنین در نقاط برخورد در هر سطح انتقال حرارت بالاتری دارد. دما پس از نقاط برخورد به دلیل توسعه حرارتی افزایش می‌یابد و در حالت کلی توزیع‌های نشان داده شده یک توزیع تقریباً یکنواخت دما در هندسه مشبک را نشان می‌دهد.



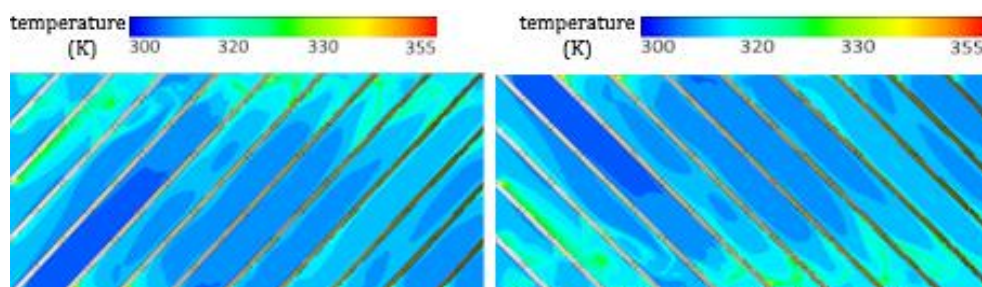
(ب)

(الف)

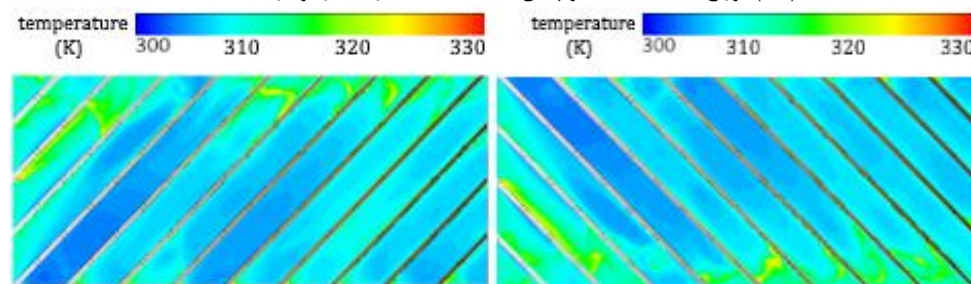
شکل ۷ توزیع دما در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰؛ (الف) صفحه بالایی، (ب) صفحه پایینی

در شکل ۸ توزیع دما در صفحات بالایی و پایینی هندسه مشبک در رینولدزهای مختلف نشان داده شده است. همانطور که مشخص است با افزایش عدد رینولدز، انتقال حرارت از سطح شبکه ماتریسی به سیال خنک کننده بهتر رخ داده است و خنک کاری بهبود بخشیده شده است. با افزایش عدد رینولدز و سرعت ورودی هوای خنک، جریان سیال (هوا) به حالت آشفته تر تبدیل می گردد که این آشفتگی باعث افزایش اختلاط و انتقال حرارت بین لایه های مختلف سیال می گردد و همچنین این جریان آشفته باعث کاهش ضخامت لایه مرزی حرارتی می گردد که در نتیجه آن انتقال گرما بهبود یافته است.

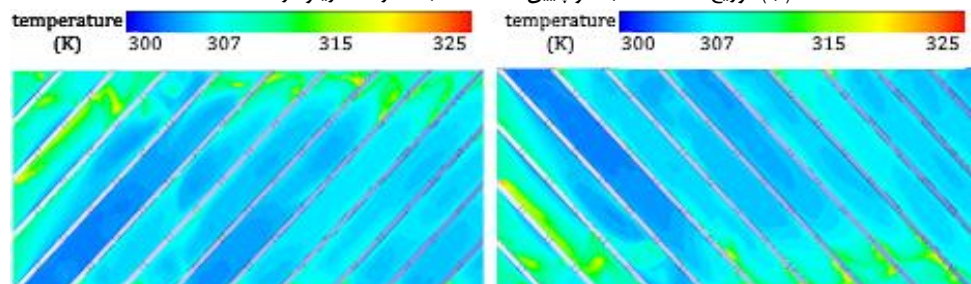
در شکل ۹، نمودار عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز به صورت کمی نمایش داده شده است. همچنین برای اعتبار سنجی، نتایج تجربی شی بو و همکاران [۲۹] نیز در شکل ۹ ضمیمه شده است. شی بو و همکاران [۲۹] در یک آزمایش تجربی که تغییرات دمایی را در یک شبکه مشبک با استفاده از روش کریستال مایع مورد پژوهش قرار داده بود. در تحقیق حاضر تمرکز بر فیزیک جریان و اثرات متقابل سطح بر سیال خنک کننده و بررسی مقدار تغییرات انتقال حرارت و شاخص عملکرد هیدروحرارتی است. مقایسه نتایج عددی و تجربی، بیانگر مطابقت خوب پژوهش عددی حاضر خواهد بود. واضح است با افزایش عدد بی بعد رینولدز، انتقال حرارت افزایش تقریباً ۳ برابری را تجربه کرده است که دلیل این اتفاق را می توان در نوع هندسه و صفحات گسترش یافته که باعث افزایش اختلاط و آشفتگی و افزایش مقدار برخورد به خصوص در دیواره های کناری هندسه (صفحات انتهایی و حمله) است بیان نمود.



(الف) توزیع دما صفات بالا و پایین هندسه مشبک در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰

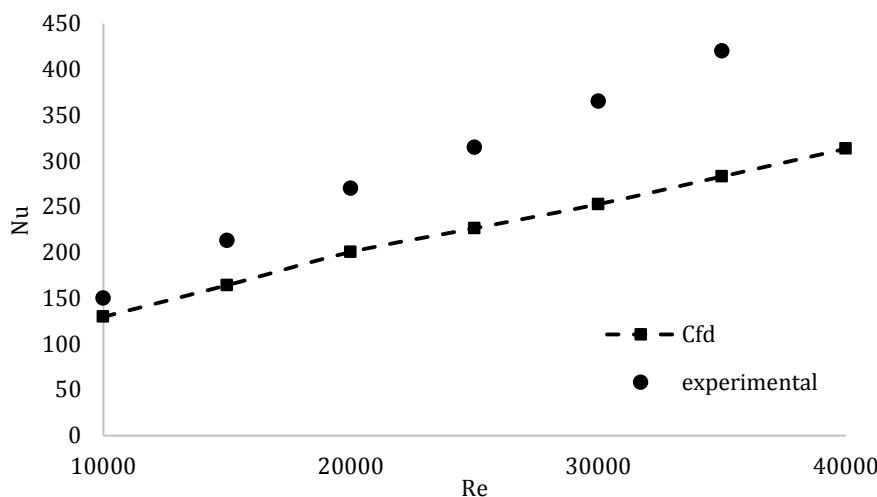


(ب) توزیع دما صفات بالا و پایین هندسه مشبک در عدد رینولدز ۳۰۰۰۰



(پ) توزیع دما صفات بالا و پایین هندسه مشبک در عدد رینولدز ۴۰۰۰۰

شکل ۸ توزیع دما صفات بالا و پایین هندسه مشبک

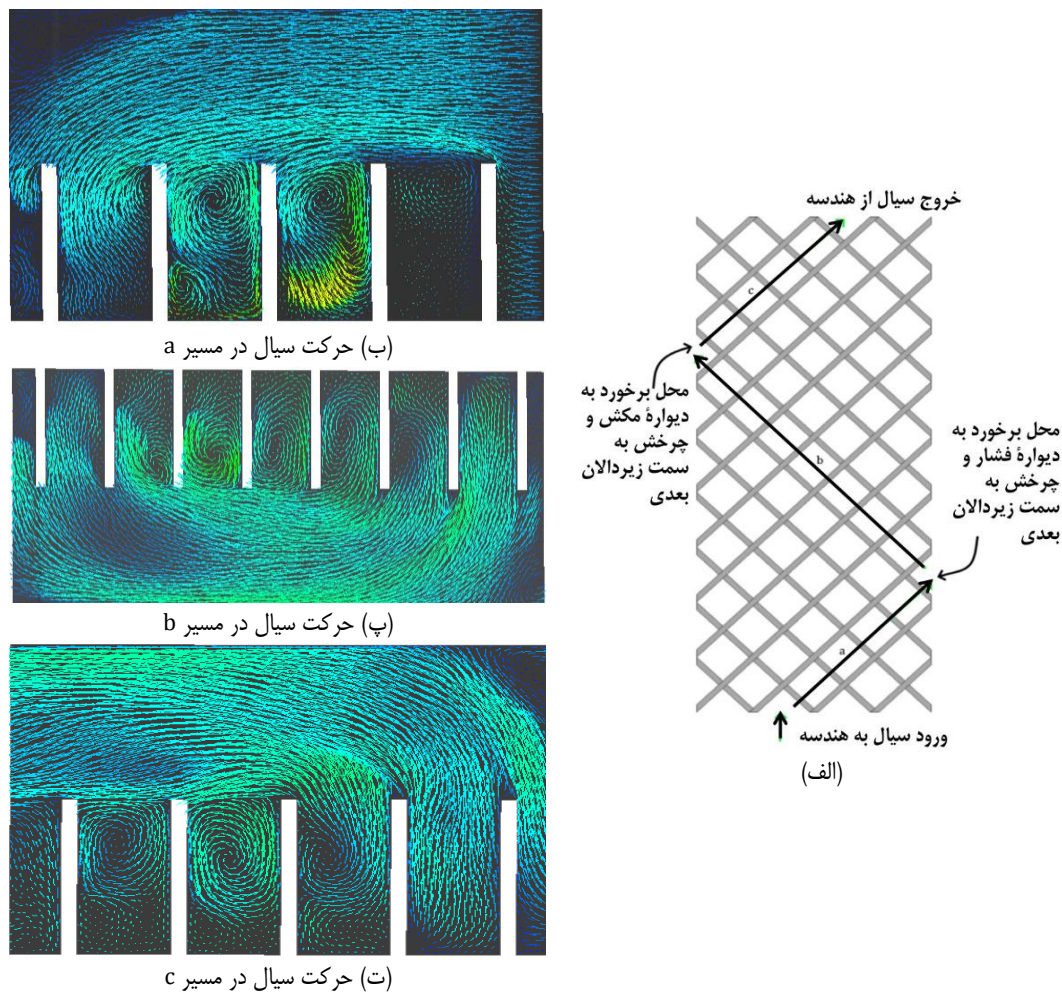


شکل ۹ اعتبارسنجی نتایج تحلیل عددی با نتایج تجربی

در شکل ۱۰، بردارهای سرعت در طول زیردالان‌های هندسه مشبک با ورود از زیردالان ۳ با توجه به شکل ۲-الف در رینولدز ۱۰۰۰۰ را نشان می‌دهد و همانطور که در شکل ۶ به صورت سه بعدی نشان داده شد، در شکل ۹-الف مشخص است سیال پس از ورود به زیردالان در طول مسیر با برخورد به دیواره کناری وارد زیردالان‌های دیگر شده است و این امر موجب ایجاد دو سرعت محوری و گردشی می‌گردد. این حرکت سیال از زیردالان به زیردالان دیگر موجب ایجاد گردابه می‌گردد باعث افزایش اختلاط و اغتشاش در سیال و در نتیجه افزایش انتقال حرارت می‌شود. در شکل ۱۰-ب که مسیر a را در شکل ۱۰-الف نشان می‌دهد، سیال عامل هوا با ورود از ورودی ۳ هندسه مشبک در طول مسیر به دلیل ارتباط با دیگر زیردالان‌ها، وارد آن‌ها می‌گردد که این اختلاط و تغییر جریان باعث ایجاد گردابه و حرکت چرخشی سیال می‌شود و در انتهای مسیر با دیواره انتهایی برخورد کرده و تغییر مسیر به زیردالان بعدی می‌دهد که این برخورد و تغییر مسیر بدلیل ایجاد گردابه موجب افزایش انتقال حرارت می‌گردد.

در شکل ۱۰-پ که نشان دهنده مسیر b است، سیال را پس از تغییر مسیر و ورود به زیردالان فرعی دیگر را نشان می‌دهد که به مانند دیگر زیردالان‌های فرعی بدلیل ارتباط زیردالان‌ها به یکدیگر در این نقاط موجب ایجاد گردابه می‌شود و در انتهای مسیر با برخورد به دیواره حمله به سمت زیردالان بعدی تغییر مسیر می‌دهد. این برخورد‌ها و تغییر مسیر و ایجاد حرکت چرخشی موجب بوجود آمدن گردابه‌ها می‌گردد و در نهایت در شکل ۱۰-ت در مسیر c از هندسه خارج شده که نتیجه آن اختلاط بیشتر سیال و افزایش انتقال حرارت در هندسه مشبک است.

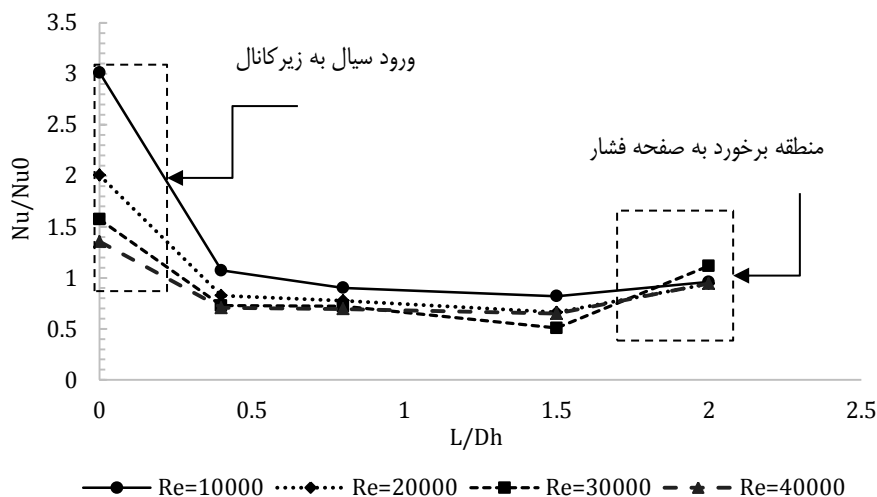
شکل ۱۱ نسبت عدد ناسلت در هندسه مشبک به عدد ناسلت دالان صاف در راستای طولی در یکی از زیردالان‌های هندسه مشبک (زیردالان ۵) را در مسیر a شکل ۱۰-الف در اعداد رینولدز مختلف نشان می‌دهد. این نمودار به خوبی بیان می‌کند که هنگام ورود سیال به هندسه به مرور در طول مسیر با کاهش سرعت سیال نسبت عدد ناسلت کاهش می‌یابد و در سمت انتهایی، در اثر برخورد با دیواره دارای بیشترین چرخش و ایجاد گردابه و در نتیجه افزایش آشفتگی است این نسبت زیاد است. شکل ۱۲، نسبت عدد ناسلت در هندسه مشبک به عدد ناسلت دالان صاف در اعداد رینولدز مختلف در مسیر b شکل ۱۰-الف نشان می‌دهد. همانگونه که مشخص است، پس از برخورد سیال به دیواره انتهایی در مسیر a و تغییر جهت به سمت زیردالان متقابل خود در لایه پایینی هندسه مشبک، این نسبت که بیانگر مقدار انتقال گرما است، زیاد است و در طول مسیر به مرور با کاهش این گردابه‌ها و حرکت سیال به سوی توسعه یافتگی، روند افزایش انتقال حرارت، کاهش یافته است اما دوباره با رسیدن به آخر مسیر در این زیردالان و برخورد به دیواره حمله موجب پاشش توسعه یافتگی و افزایش اختلاط و آشفتگی و در نهایت افزایش انتقال حرارت می‌گردد.



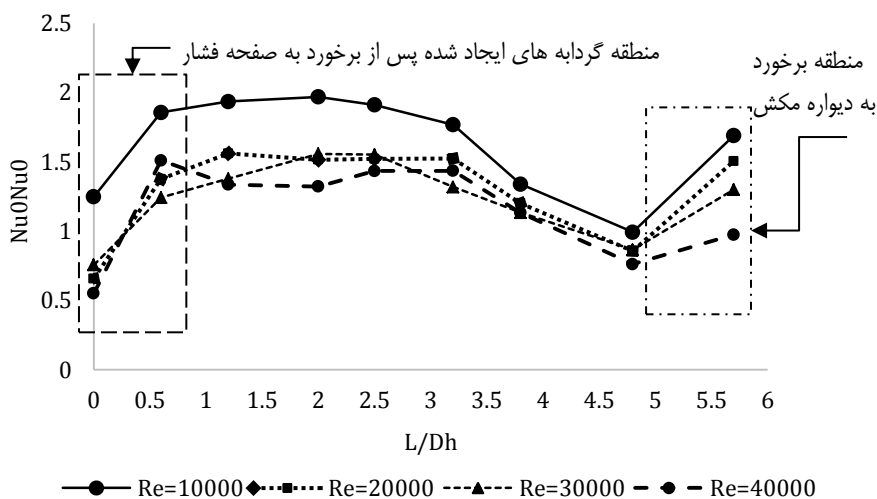
شکل ۱۰ بردارهای سرعت سیال از ورودی ۳ تا خروج سیال

شکل ۱۳ نمودار نسبت عدد ناسلت در هندسه مشبک به عدد ناسلت دالان صاف در اعداد رینولدز مختلف در مسیر پایانی شکل ۱۰-الف یعنی مسیر C نشان می‌دهد که دوباره این چرخه در بازه متفاوتی از اعداد رخ می‌دهد و در نهایت سیال از هندسه خارج می‌گردد. در شکل‌های ۱۱ الی ۱۳ آنچه که مشهود است این است که با افزایش عدد رینولدز مقدار افزایش انتقال گرما عموماً کاهش یافته است و دلیل آن را می‌توان اینگونه استنباط کرد در دالان صاف مقدار افزایش انتقال گرما با افزایش عدد رینولدز به مراتب بیشتر از هندسه مشبک است که باعث کاهش این نسبت با افزایش عدد رینولدز می‌گردد اما مقدار انتقال گرما در خود همان بازه اعداد رینولدز به مراتب بیشتر از هندسه صاف است که این یکی از مزیت‌های شگفت‌انگیز هندسه مشبک است.

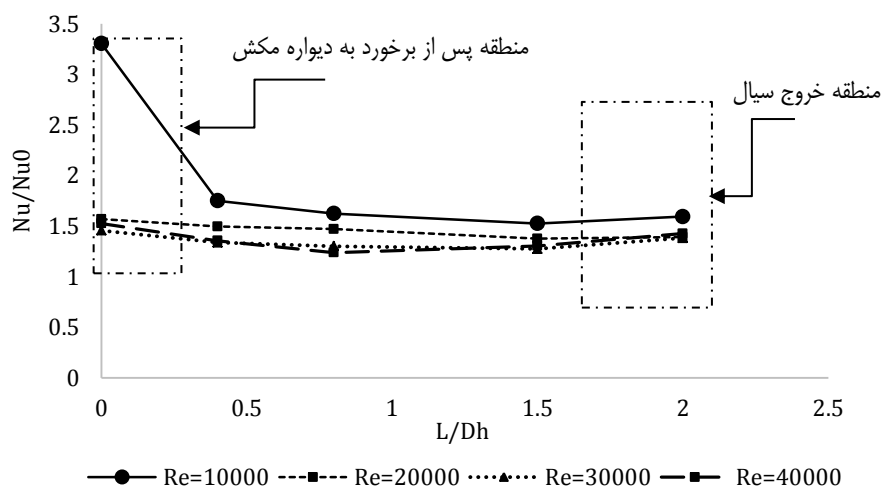
شکل ۱۴، نسبت عدد ناسلت به عدد ناسلت در دالان صاف را بر حسب تغییرات عدد بی بعد رینولدز در بازه ۱۰۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰ نشان می‌دهد. بالاترین نسبت در عدد بی بعد رینولدز ۱۰۰۰۰ مشاهده گردید و پس از آن نرخ تغییرات کاهش می‌یابد. با توجه به اینکه با افزایش عدد بی بعد رینولدز، عدد ناسلت در هندسه مشبک افزایش می‌یابد اما این نرخ افزایش در دالان صاف بسیار بیشتر نسبت به هندسه مشبک است که در در نهایت موجب می‌شود با افزایش عدد بی بعد رینولدز، نسبت عدد ناسلت در هندسه مشبک به دالان صاف روندی کاهش داشته‌باشد. می‌توان مشاهده کرد نرخ افزایش عدد ناسلت نسبت به دالان صاف در بازه ۲٫۵ تا ۴ قرار دارد و این ویژگی منحصر به فرد هندسه مشبک را نسبت به سایر سطوح نشان می‌دهد.



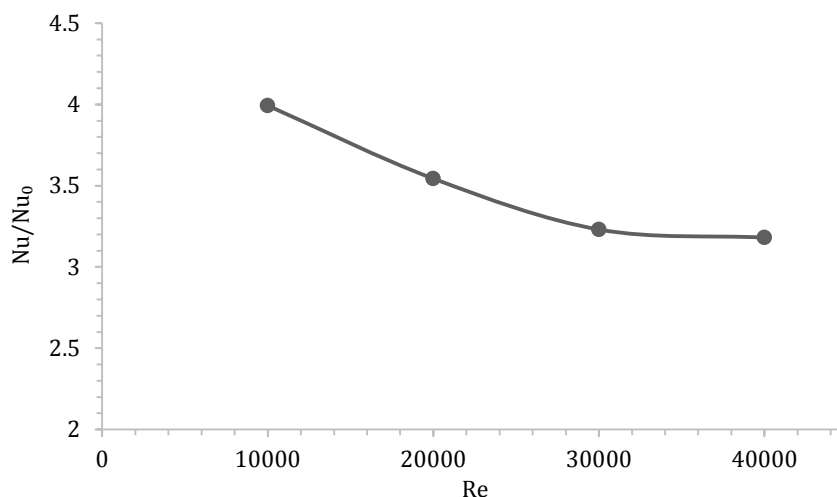
شکل ۱۱ تغییرات عدد ناسلت در مسیر a



شکل ۱۲ تغییرات عدد ناسلت در مسیر b

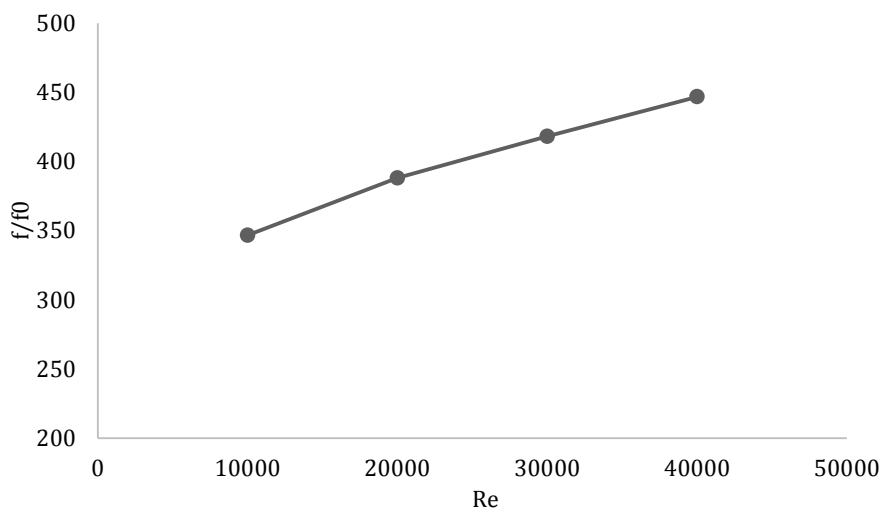


شکل ۱۳ تغییرات عدد ناسلت در مسیر c



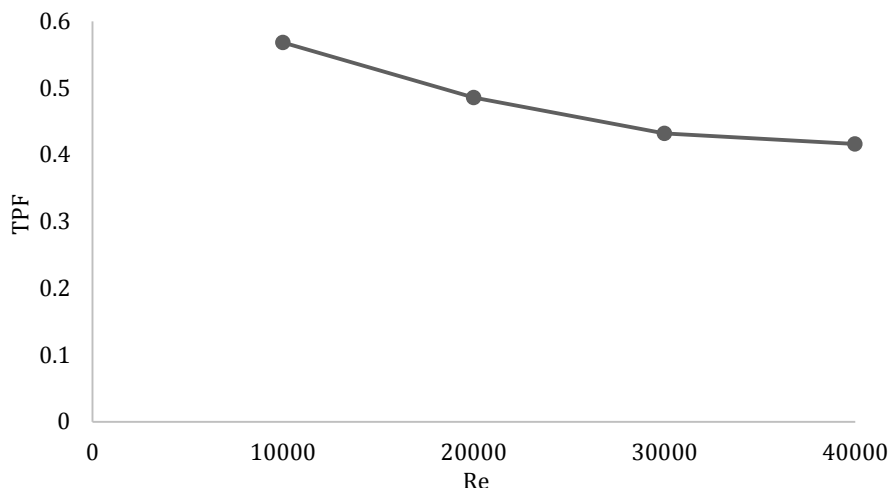
شکل ۱۴ نمودار تغییرات عدد بی بعد ناسلت در هندسه مشبک به دالان صاف نسبت به عدد بی بعد رینولدز

شکل ۱۵، نسبت ضریب اصطکاک در هندسه مشبک به ضریب اصطکاک در دالان صاف را نشان می‌دهد و همانگونه که مشاهده می‌شود با افزایش عدد رینولدز ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد که کمترین این نسبت در عدد بی بعد رینولدز ۱۰۰۰۰ و بیشترین مقدار در عدد بی بعد رینولدز ۴۰۰۰۰ مشاهده گردید. با توجه به افزایش سرعت ورودی در این هندسه و افزایش برخورد ها در هندسه مشبک همانگونه که در شکل ۶ مشخص است، بدیهی است که این نرخ ضریب اصطکاک نسبت به دالان صاف افزایش داشته باشد که شکل ۱۴ به خوبی این موضوع را بیان کرده است.



شکل ۱۵ نمودار تغییرات ضریب اصطکاک در هندسه مشبک به دالان صاف نسبت به عدد بی بعد رینولدز

شکل ۱۶، نمودار عملکرد حرارتی هندسه مشبک با زاویه زیردالان‌های ۴۵ درجه در بازه عدد بی بعد رینولدز ۱۰۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰ نشان می‌دهد. بیشترین کارایی حرارتی را در رینولدز ۱۰۰۰۰ و کمترین آن در رینولدز ۴۰۰۰۰ مشاهده گردیده است. با توجه به نوع هندسه و دیواره ها و زیردالان‌های زیاد آن و افزایش سرعت، که منجر به افزایش اختلاط و برخورد که نتیجه آن منجر به افزایش ضریب اصطکاک می‌گردد طبیعی است که با افزایش عدد رینولدز شیب نمودار کاهش‌ی باشد.



شکل ۱۶ نمودار کارایی حرارتی نسبت تغییرات عدد بی بعد رینولدز

۵- نتیجه گیری

- در این تحلیل برای بررسی پدیده انتقال حرارت و خنک کاری پره توربین گازی با روش شبکه بندی یک هندسه مشبکی با ۲۶ زیردالان در دو لایه با زاویه ۴۵ درجه طراحی و تحلیل گردید که نتایج آن به صورت خلاصه به شرح زیر است:
- در این بررسی با تغییر دادن روش انتقال گرما، میران انتقال گرما افزایش یافته است اما این نتیجه سطحی مد نظر این پژوهش نیست و هدف اصلی آن یافتن رفتار جریان در هندسه مشبک در رینولدزهای مختلف است.
 - در هندسه مشبک، سیال خنک کننده توزیع دمایی تقریباً یکنواختی را در هر لایه از هندسه مشبک پدید می آورد و انتقال حرارت در سطح بالایی و پایینی هندسه تقریباً یکسان است.
 - هندسه مشبک به دلیل ایجاد برخورد و چرخش در جریان سیال، با ایجاد گردابه و آشفتگی، انتقال حرارت بهتری را نسبت به دالان صاف ایجاد می کند که این مزیت قابل توجه هندسه مشبک است. با افزایش عدد بی بعد رینولدز این نسبت کاهش می یابد به طوری که بیشتر مقدار در رینولدز ۱۰۰۰۰، برابر ۳٫۹ است که این نسبت در رینولدز ۴۰۰۰۰ کمترین مقدار خورد یعنی ۳٫۱ را دارا است.
 - با افزایش عدد بی بعد رینولدز، نسبت ضریب اصطکاک در هندسه مشبک به دالان صاف روندی صعودی را طی می کند که کمترین مقدار آن در رینولدز ۱۰۰۰۰ و بیشترین مقدار آن در رینولدز ۴۰۰۰۰ است.
 - کارایی حرارتی کاملاً به عدد بی بعد رینولدز بستگی دارد و روند آن به صورت نزولی گزارش گردید که بیشترین مقدار کارایی حرارتی را در رینولدز ۱۰۰۰۰ مشاهده شد.
 - به طور کلی می توان نتیجه گرفت که شکل هندسی مشبک با آشفتگی کردن جریان و ایجاد گردابه ها نسبت به نمونه های دیگر انتقال گرمای بهتری را ایجاد می کند. پس می توان اضافه کرد که با بهینه کردن شکل هندسی در این روش می توان با افزایش آشفتگی، نرخ افزایش اصطکاک را در مقابل افزایش انتقال گرما مهار کرد و بهترین هندسه مورد نظر را برای خنک کاری پره های توربین گازی ارائه نمود.

فهرست علائم

a	ارتفاع دالان (mm)
$C_{1\varepsilon} \cdot C_{2\varepsilon}$	ثوابت الگوی آشفتگی
D_h	قطر هیدرولیکی دالان (mm)

f	ضریب اصطکاک
f_0	ضریب اصطکاک دالان صاف
k	انرژی جنبشی آشفتگی
l	طول دالان (mm)
Nu	عدد ناسلت
Nu_0	عدد ناسلت دالان صاف
P	فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)
Pr	عدد پراتنل
q	شار حرارتی (w)
Re	عدد رینولدز
s	عرض زیر دالان (mm)
S_{ij}	جمله چشمه بی بعد
t	ضخامت دنده (mm)
T	دما (K)
TPF	کارایی حرارتی
u	سرعت (ms^{-1})
w	عرض دالان (mm)
y^+	ارتفاع اولین سلول لایه مرزی
	علائم یونانی
μ	گرانروی دینامیکی
ρ	چگالی (kgm^{-3})
ε	اضمحلال انرژی جنبشی آشفتگی

References

- [1] Han J.C. Recent Studies in Turbine Blade Cooling. International Journal of Rotating Machinery. 2004 November;10(6):443-457. doi: 10.1155/S1023621X04000442
- [2] Peng Y. Heat Transfer and Friction Loss Characteristics of Pin Fin Cooling Configurations. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1984 January;106(1):246-251. doi: 10.1115/1.3239544
- [3] Kim KY, Kim SS. Shape optimization of rib-roughened surface to enhance turbulent heat transfer. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2002 Jun 1;45(13):2719-27. doi: 10.1016/S0017-9310(01)00358-1
- [4] Bunker RS. Latticework (vortex) cooling effectiveness: Part 1—stationary channel experiments. InTurbo Expo: Power for Land, Sea, and Air 2004 Jan 1 (Vol. 41685, pp. 909-918). doi: 10.1115/GT2004-54157
- [5] Sundberg J. The heat transfer correlations for gas turbine cooling. Linköping University. 2006:38-63.
- [6] Saha K, Guo S, Acharya S, Nakamata C. Heat transfer and pressure measurements in a lattice-cooled trailing edge of a turbine airfoil. InTurbo Expo: Power for Land, Sea, and Air 2008 Jan 1 (Vol. 43147, pp. 1117-1125). doi: 10.1115/GT2008-51324
- [7] Xie G, Sundén B, Zhang W. Comparisons of Pins/Dimples/Protrusions Cooling Concepts for a Turbine Blade Tip-Wall at High Reynolds Numbers. Journal of Heat Transfer. 2011 June;133(6):143-52. doi: 10.1115/1.4003558
- [8] Rao Y, Zang S. Flow and heat transfer characteristics in latticework cooling channels with dimple vortex generators. Journal of Turbomachinery. 2014 Feb 1;136(2):021017. doi: 10.1115/1.4025197
- [9] Adeli AH, Nabii O, Azadi M, Bigleri M. Studying the effect of nanoparticles on thermophysical properties and rheological behavior of cooling fluid in combustion engines. The Journal of Engine Research. 2023

- Nov 22;70(3):1-17. doi: 10.22034/ER.2024.2019916.1023 [In Persian]
- [10] Tsuru T, Ishida K, Fujita J, Takeishi K. Three-dimensional visualization of flow characteristics using a magnetic resonance imaging in a lattice cooling channel. *Journal of Turbomachinery*. 2019 Jun 1;141(6):061003. doi: 10.1115/1.4041908
- [11] Bu S, Shi C, Zhang L, Xu W, Liu L. The influence of lateral ejection on the thermal performance of matrix cooling channel. *Applied Thermal Engineering*. 2019 Jul 5;157:113506. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.03.077
- [12] Yongle M, Xuejun F, Huai X, Cheng K. Numerical investigation on multi-stage swirl cooling at mid-chord region of gas turbine blades. *Applied Thermal Engineering*. 2022 November 5;216(3):119003. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119003
- [13] Xu Zhou, Tao Li, Zhang Y, Rui H, Zijie Yu, Ping Dong. Experimental and Numerical Study on Cooling Characteristic of Modelled Matrix Cooling Channels for Turbine Blades. *Proceedings of Global Power and Propulsion Society*. 2023 October.
- [14] Ning Sun, Wan-Ruo Lu, Yuan Ma, Meng ZZ, Li Chen, Wen Tao. An experimental and numerical study on the liquid cooling of a gas turbine blade. *Applied Thermal Engineering*. 2023 March 25;223:120005. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2023.120005
- [15] Liu Z, Ji S, Zhou Y, Chen S, Li P. Heat transfer enhancement of gas turbine trailing-edge cooling channel with twisted blade-like fins arranged on endwalls. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2024 Dec 1;110:109615. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2024.109615
- [16] Guo J, Song L, Tao Z, Li J. Cooling layout optimization for a turbine blade squealer tip with the application of oval holes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2024 Dec 1;159:108323. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.108323
- [17] Rahmatinejad B, Rahimi Asiabaraki H, Azimpour Shishevan F. Investigation of the effect of AL2O3 nanofluid in M13NI engine cooling system. *The Journal of Engine Research*. 2023 Mar 21;70(1):47-65. doi: 10.22034/ER.2023.1975318.0 [In Persian]
- [18] Rahmatinejad B, Rahimi Asiabaraki H, Azimpour Shishevan F, Mohtadi Bonab MA. Experimental analysis of the effect of using aluminum oxide nanofluid in improving the heat transfer of XU7 engine radiator. *The Journal of Engine Research*. 2023 Jun 22;70(2):66-79. doi: 10.22034/ER.2023.2011671.1015 [In Persian]
- [19] Patel VC, Rodi W, Scheuerer G. Turbulence models for near-wall and low Reynolds number flows-a review. *AIAA journal*. 1985 Sep;23(9):1308-19. doi: 10.2514/3.9086
- [20] Chaube A, Sahoo PK, Solanki SC. Analysis of heat transfer augmentation and flow characteristics due to rib roughness over absorber plate of a solar air heater. *Renewable Energy*. 2006 Mar 1;31(3):317-31. doi: 10.1016/j.renene.2005.01.012
- [21] Zhang Y, Faghri A. Numerical simulation of condensation on a capillary grooved structure. *An International Journal of Computation and Methodology*. 2001;39(3):227-43. doi: 10.1080/104077801300006562
- [22] Azzi A, Abidat M, Jubran BA, Theodoridis GS. Film cooling predictions of simple and compound angle injection from one and two staggered rows. *Numerical Heat Transfer, Part A Applications*. 2001 Aug 24;40(3):273-94. doi: 10.1080/10407782.2001.10120637
- [23] Menter FR. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA journal*. 1994 Aug;32(8):1598-605. doi: 10.2514/3.12149
- [24] Chaube A, Sahoo PK, Solanki SC. Analysis of heat transfer augmentation and flow characteristics due to rib roughness over absorber plate of a solar air heater. *Renewable Energy*. 2006 Mar 1;31(3):317-31. doi: 10.1016/j.renene.2005.01.012
- [25] Rohsenow WM, Hartnett JP, Cho YI. *Handbook of heat transfer*. New York: Mcgraw-hill; 1998 May 1.
- [26] Wang L, Sundén B. Experimental investigation of local heat transfer in a square duct with continuous and truncated ribs. *Experimental Heat Transfer*. 2005 Jul 1;18(3):179-97. doi: 10.1080/08916150590953397
- [27] Amro M, Weigand B, Poser R, Schnieder M. An experimental investigation of the heat transfer in a ribbed triangular cooling channel. *International Journal of Thermal Sciences*. 2007 May 1;46(5):491-500. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.07.004
- [28] Han JC, Park JS. Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators. *International journal of heat and mass transfer*. 1988 Jan 1;31(1):183-95. doi: 10.1016/0017-9310(88)90235-9
- [29] Bu S, Yang Z, Zhang W, Liu H, Sun H. Research on the thermal performance of matrix cooling channel with response surface methodology. *Applied Thermal Engineering*. 2016 Oct 25;109:75-86. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.005