



Available in:  
Journal.isrc.ac.ir

Journal of  
Space Science, Technology  
& Applications (Persian)

Vol. 2, No. 1, pp.: 34-50  
2022

DOI:

10.22034/JSSTA.2022.328818.1077

### Article Info

Received: 2022-2-8  
Accepted: 2022-3-2

### Keywords

Water Jacket Cooling,  
Exhaust Diffuser, Coolant  
Pressure, High Heat Flux,  
Design Algorithm

### How to Cite this article

Nematollah Fouladi,  
Mohammad Farahani, Milad  
Mahdian Dowlatabadi,”  
Numerical Investigation of  
Coolant Flow Pressure  
Effect on the Water Jacket  
Design for Large Scale  
Diffuser at High Heat  
Fluxes”, *Journal of Space  
Science, Technology and  
Applications*, vol 2 (1), p.:  
34-50, 2022.

Original Article

## Numerical Investigation of Coolant Flow Pressure Effect on the Water Jacket Design for Large Scale Diffuser at High Heat Fluxes

Nematollah Fouladi<sup>1</sup>, Mohammad Farahani<sup>2\*</sup>, Milad Mahdian Dowlatabadi<sup>3</sup>

1. Assistant Professor, Space Transportation Research Institute, Tehran, Iran,  
n.fouladi@isrc.ac.ir

2,\*. Assistant Professor, Department of Aerospace Engineering, Sharif University of  
Technology, Tehran, Iran, mfarahani@sharif.edu , Corresponding author

3. Master of Science, Department of Aerospace Engineering, Sharif University of Technology,  
Tehran, Iran, m.mahdian@ae.sharif.edu

### Abstract

The aim of this study is to evaluate the performance of water-jacket cooling system for thermal protection of exhaust large dimension diffuser at high heat fluxes in a wide range of coolant pressure. For this purpose, using the developed calculation code, the parameters of the water-jacket cooling system are determined so that in addition to satisfying the temperature conditions of the metal body, the total pressure drop has remained in the desired range. In the following, the capability of numerical code to design and performance analysis of the cooling system has been evaluated in coolant pressure of 3 to 50 bar and high heat fluxes up to 3.5 MW/m<sup>2</sup>. The present studies show that the proper selection of coolant pressure is very important in the design of the cooling system with optimal mass flow rate and minimum coolant dimensions, especially at high heat fluxes, so that increasing the coolant pressure from 3 to 10 bar, in addition to significantly reducing the dimensions of the cooling system, reduces the mass flow rate by 75%.



دسترس پذیر در نشانی:  
Journal.isrc.ac.ir

## دو فصلنامه علوم، فناوری و کاربردهای فضایی

سال دوم، شماره ۱، صفحه ۵۰-۳۴  
بهار و تابستان ۱۴۰۱

DOI:  
10.22034/JSSTA.2022.328818.1077

### تاریخچه داوری

دریافت: ۱۴۰۰/۱۱/۱۹

پذیرش: ۱۴۰۰/۱۲/۱۱

### واژه‌های کلیدی

خنک کاری جداره‌آبی، دیفیوزر فلزی،  
فشار کاری، شار حرارتی بالا، الگوریتم  
طراحی

### نحوه استناد به این مقاله

نعمت‌اله فولادی، محمد فراهانی، میلاد  
مهدیان دولت‌آبادی. " بررسی عددی  
اثر فشار جریان بر طراحی سیستم  
خنک‌کاری با جداره‌آبی دیفیوزر با ابعاد  
بزرگ و شارهای حرارتی بالا"،  
دوفصلنامه علوم، فناوری و کاربردهای  
فضایی، جلد دوم، شماره اول، صفحات  
۳۴-۵۰، ۱۴۰۱.

## مقاله پژوهشی

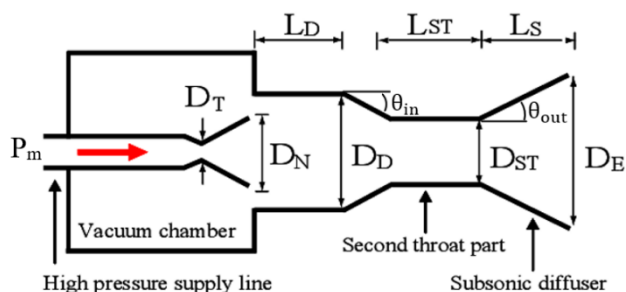
# بررسی عددی اثر فشار جریان بر طراحی سیستم خنک‌کاری با جداره‌آبی دیفیوزر با ابعاد بزرگ و شارهای حرارتی بالا نعمت‌اله فولادی<sup>۱</sup>، محمد فراهانی<sup>۲\*</sup>، میلاد مهدیان دولت‌آبادی<sup>۳</sup>

۱. استادیار، پژوهشکده سامانه‌های حمل و نقل فضایی، تهران، ایران، n.fouladi@isrc.ac.ir  
۲.\* استادیار، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران، mfarahani@sharif.edu (نویسنده مسئول)  
۳. کارشناسی‌ارشد، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران، m.mahdian@ae.sharif.edu

## چکیده

هدف از پژوهش حاضر، ارزیابی عملکرد سیستم خنک‌کاری جداره‌آبی برای محافظت حرارتی دیفیوزر فلزی شبیه‌ساز ارتفاع بالا با ابعاد بزرگ و شار حرارتی بالا در بازه وسیعی از تغییرات فشار کاری سیال خنک‌کننده است. برای این منظور، با استفاده از کد محاسباتی توسعه داده شده، پارامترهای سیستم خنک‌کاری جداره‌آبی بر اساس توزیع شار حرارتی معین در طول دیفیوزر، طوری انتخاب می‌شوند که علاوه بر برآورده‌سازی شرایط دمایی بدنه فلزی، افت فشار کل نیز در بازه مطلوب قرار گیرد. در ادامه، قابلیت کد عددی توسعه یافته برای طراحی و بررسی عملکرد سیستم خنک‌کاری در فشار کاری ۳ تا ۵۰ بار و شارهای حرارتی بالا تا ۳/۵ مگاوات بر مترمربع با محدودیت دبی جرمی مصرفی مورد بررسی قرار گرفته است. بررسی‌های حاضر نشان می‌دهد که انتخاب مناسب فشار کاری در طراحی سیستم خنک‌کاری به ویژه، در جذب شار حرارتی بالا اهمیت زیادی دارد و در انتخاب بهینه دبی جرمی مصرفی و ابعاد بهینه سیستم خنک‌کاری موثر است، به طوری که افزایش فشار کاری از ۳ بار به ۱۰ بار، علاوه بر کاهش قابل توجه ابعاد سیستم خنک‌کاری، باعث کاهش ۷۵ درصدی دبی جرمی مصرفی می‌شود.

است. بخشی از کارهای صورت گرفته در این زمینه شامل گزارش‌های صنعتی و آکادمیک از طراحی و تحلیل تجربی دیفیوزر گاز گرم است و اکثر این گزارش‌ها در مورد چگونگی طراحی و مشخصات سیستم خنک‌کاری مورد استفاده جزئیاتی ارائه نشده است [۵].



شکل ۱. شماتیکی از هسته مرکزی یک سیستم شبیه‌ساز خلاء [۶]

در عمل از روش‌های خنک‌کاری جداره آبی<sup>۱</sup>، خنک‌کاری با روش اسپری آب، خنک‌کاری بازیابی<sup>۲</sup> و روش حفاظت حرارتی با مواد فناشونده برای حفاظت از بدنه دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء می‌توان استفاده کرد که هر یک از این روش‌ها دارای مزایا و معایب خاص خود هستند.

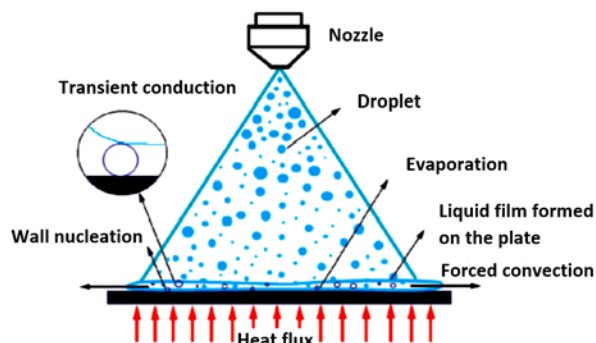
در خنک‌کاری به روش جداره آبی [۷ و ۸]، بر روی سطح بیرونی دیواره، یک سیال خنک‌کننده حرکت کرده و حرارت را از سطح دفع می‌کند که این کار باعث محافظت از دیواره‌ها می‌شود. در این روش، غالب تبادل گرمایی بین سطح داغ و سیال خنک‌کننده از طریق رسانش<sup>۳</sup> و همرفت<sup>۴</sup> انجام می‌شود. در سال ۲۰۲۱ جو<sup>۵</sup> و همکاران [۹] در یک مطالعه عددی به بررسی ویژگی‌های جریان و انتقال حرارت در یک دیفیوزر گلوگاه ثانویه با ابعاد کوچک پرداخته‌اند. در این بررسی، از سیستم خنک‌کاری جداره آبی (دو کاناله) برای حفاظت حرارتی دیواره‌های دیفیوزر استفاده شده است. شماتیکی از دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء و کانال‌های خنک‌کاری آن‌ها در شکل ۲ نشان داده شده است. آن‌ها نشان داده‌اند که با این سیستم خنک‌کاری می‌توان دمای بدنه فلزی دیفیوزر را در محدود قابل تحمل آن حفظ کرد. البته در مطالعه آن‌ها بیش‌تر بر موضوع دینامیک گاز و بررسی عملکرد

غالباً، موتورهای احتراقی فضایی که برای شرایط کاری خلاء طراحی شده‌اند مجهز به نازلی با نسبت انبساط بالا هستند و در تست زمینی این موتورها به طور عمده از سکوی تست شبیه‌ساز خلاء استفاده می‌شود. در یک سکوی تست شبیه‌ساز خلاء، محیط اطراف موتور و نازل توسط یک محفظه تست (محفظه خلاء) و یک لوله گاز دینامیکی (دیفیوزر) طولی که قطر آن در محل نازل اندکی بزرگ‌تر از قطر خروجی نازل است از محیط اتمسفر جدا می‌شود [۱ و ۲]. شماتیکی از هسته مرکزی یک شبیه‌ساز خلاء در شکل ۱ نمایش داده شده است. در این سیستم با مافوق صوت شدن جریان گازها در دیفیوزر و انبساط گازهای خروجی از نازل در ورودی آن، گازهای موجود در محفظه تست تخلیه شده و محیط فشار پایین لازم در آن ایجاد می‌شود. این امر باعث ایجاد و حفظ خلاء مطلوب در محفظه تست می‌شود. بنابراین، عملکرد موتور با نازل طول بلند بدون تشکیل موج ضربه‌ای و جدایش جریان در نازل آن در سطح زمین مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. از سال ۱۹۵۰ به بعد تحقیقات گسترده‌ای در خصوص شبیه‌ساز ارتفاع انجام شده است. موضوع بیش‌تر این تحقیقات، طراحی و بررسی عملکرد دیفیوزر شبیه‌ساز ارتفاع بوده است [۳ و ۴].

در این سیستم، گازهای احتراقی خروجی از نازل موتور در داخل دیفیوزر با دمایی بالاتر از ۲۰۰۰ کلوین جریان می‌یابد. دمای مزبور بسیار بالاتر از حد تحمل سازه‌ی فلزی دیفیوزر است. بنابراین، استفاده از سیستم خنک‌کننده کارآمد برای محافظت از دیواره‌های دیفیوزر امری ضروری است. پدیده انتقال حرارت در یک دیفیوزر خروجی گاز مافوق صوت از فیزیک پیچیده‌ای برخوردار است. جریان گازهای احتراقی با سرعت و دمای بالا به دیواره ورودی دیفیوزر برخورد می‌کند و در ادامه زنجیره‌ای از امواج ضربه‌ای در جریان این گازها در داخل دیفیوزر شکل می‌گیرد که باعث افزایش فشار و دمای استاتیک این گازها می‌شود. مطالعه تاریخیچه تحقیق نشان می‌دهد که در مورد طراحی سیستم خنک‌کاری دیفیوزر استند خلاء، گزارش‌های بسیار نادری موجود

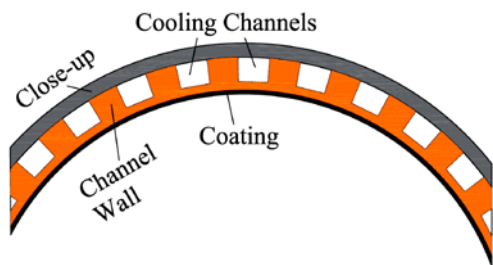
4 Convection  
5 Jo

1 Water-Jacket  
2 Regenerative cooling  
3 Conduction



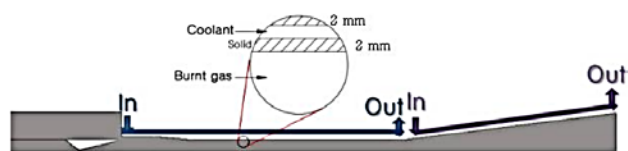
شکل ۳. شماتیکی از اسپری آب بر روی سطح داغ [۱۱]

در روش خنک‌کاری بازبایی [۱۲-۱۴] که بیش‌تر برای خنک‌کاری موتورهای سوخت مایع استفاده می‌شود، تعداد زیادی کلنال با سطح مقطع کوچک (در ابعاد میلی‌متری) بر روی دیواره داغ تعبیه می‌شوند. به‌طوری‌که سوخت موتور درون این کانال‌ها با فشار بالا جریان می‌یابد و با جذب حرارت از دیواره داغ منجر به خنک‌سازی دیواره داغ شده و مانع از آسیب به آن می‌شود. نراقی و همکاران [۱۴] در یک پژوهش عددی، یک مدل جدید برای طراحی و تحلیل سیستم خنک‌کاری بازبایی برای موتورهای راکتی ارائه کردند. آن‌ها دقت مدل ارائه شده را به کمک نتایج تجربی مربوط به یک موتور راکتی با سیال خنک‌کننده RP1/LOX ارزیابی کردند. شکل ۴، شماتیکی از سطح مقطع کانال‌های مربوط به سیستم خنک‌کاری بازبایی تعبیه شده بر روی دیواره یک نازل را نشان می‌دهد. قابل ذکر است که بدنه دیفیوزر فلزی عمدتاً سطح بزرگی دارد، به‌طوری‌که استفاده از تعداد زیادی کانال باریک با سطح مقطع کوچک به دلیل هزینه ساخت بالا و افت فشار بالای آن توجیه اقتصادی ندارد.



شکل ۴. شماتیکی از کانال‌های خنک‌کاری سیستم خنک‌کاری بازبایی بر روی یک نازل [۱۳]

دیفیوزر و سیستم خنک‌کاری پرداخته شده است و در خصوص طراحی سیستم خنک‌کاری و جزئیات سیستم مورد استفاده اطلاعاتی ارائه نشده است.



شکل ۲. شماتیکی از دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء و کانال‌های خنک‌کاری آن [۹]

در روش خنک‌کاری با اسپری، سیال خنک‌کننده با عبور از یک نازل به صورت اتمیزه شده بر روی سطح داغ پاشش می‌شود. با برخورد قطرات ریز مایع خنک‌کننده به سطح جسم، گرمای سطح از طریق رسانش گرمایی، همرفت و تابش دفع می‌شود. شماتیکی از نحوه پاشش قطرات آب بر روی سطح داغ به منظور خنک‌کاری با روش اسپری در شکل ۳ نشان داده شده است. آنامالی<sup>۱</sup> و همکاران [۱۰] در یک مطالعه تجربی به بررسی عملکرد دیفیوزر خروجی مافوق صوت در یک سکوی تست شبیه‌ساز خلاء پرداخته‌اند. در این مطالعه از روش خنک‌کاری اسپری برای محافظت از دیواره دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء استفاده کرده‌اند. فراهانی و همکاران [۱۱] در یک مطالعه عددی به ارائه یک الگوریتم طراحی سیستم خنک‌کاری اسپری برای یک دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء و ارزیابی آن پرداختند. فولادی و همکاران [۵] نتایج چندین تست خنک‌کاری دیفیوزر با روش اسپری آب را در تست یک موتور آزمایشگاهی گزارش داده‌اند و به صورت تجربی الگوریتم طراحی این روش را صحت‌سنجی کرده‌اند. این روش خنک‌کاری یک پدیده بسیار پیچیده است که پارامترهای متنوعی در عملکرد آن تاثیر گذارند. با توجه به انعطاف پذیری بالای این روش در ایجاد سیستم خنک‌کاری با هندسه‌های متفاوت دیفیوزر این روش در فاز توسعه موتورهای فضایی قابلیت استفاده زیادی دارد.

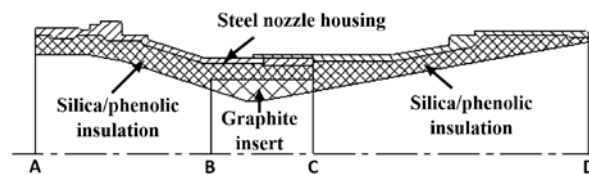
در این سیستم، سطوح انتقال حرارت بزرگ بوده و شار حرارتی به‌ویژه در تست موتور سوخت جامد با فشار احتراق بالا، زیاد است. از این‌رو، در طراحی سیستم خنک‌کاری جداره آبی گزینه‌های متعددی پیش‌روی طراح قرار دارد.

در ادامه، در بخش ۲ مسئله مورد بررسی و پارامترهای مهم معرفی می‌شوند. در بخش ۳، الگوریتم طراحی مورد تشریح قرار می‌گیرد. در بخش ۴، نتایج تحقیق ارائه می‌شود. در این بخش، ابتدا صحت‌سنجی نتایج طراحی با استفاده از روش شبیه‌سازی عددی ارائه می‌شود، سپس تاثیر فشار کاری بر عملکرد سیستم خنک‌کاری در شارهای حرارتی بالا مورد بررسی قرار می‌گیرد. در پایان، در بخش ۵، نتیجه‌گیری تحقیق ارائه می‌شود.

## ۲- کلیات سیستم خنک‌کاری و تعریف مسئله

در یک سیستم خنک‌کاری جداره آبی، عوامل مختلفی موثر هستند، که از مهم‌ترین آن‌ها می‌توان به دبی جرمی، ارتفاع سیال خنک‌کننده، ضخامت و جنس دیواره داخلی جداره آبی، زبری سطح و نوع سیال خنک‌کننده اشاره کرد. دبی جرمی یکی از مهم‌ترین پارامترهای طراحی سیستم خنک‌کاری جداره آبی است. طبیعتاً با افزایش دبی جرمی جریان، انتقال حرارت از سطح داغ به سیال خنک‌کننده با نرخ بیش‌تر رخ داده و دمای سطح داغ بیش‌تر کاهش می‌یابد. همچنین، با ثابت در نظر گرفتن دبی جرمی سیال خنک‌کننده، با افزایش ارتفاع سیال، ضریب انتقال حرارت همرفت و نرخ انتقال حرارت کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر، سیال خنک‌کننده حرارت کم‌تری را از فلز داغ دفع می‌کند و باعث افزایش دمای دیواره در سمت گاز داغ می‌شود. همچنین، کاهش ارتفاع سیال خنک‌کننده، باعث افزایش سرعت سیال درون کانال خنک‌کننده شده و نرخ انتقال حرارت همرفت را افزایش داده و دمای دیواره در سمت گاز داغ را بیش‌تر کاهش می‌دهد. در این حالت، کاهش ارتفاع کانال خنک‌کاری منجر به افزایش افت فشار در کانال خنک‌کاری می‌شود.

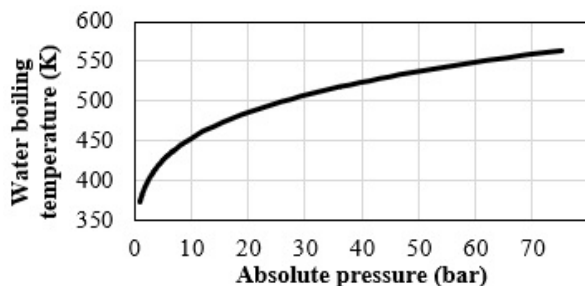
از روش حفاظت حرارتی با مواد فناشونده [۱۵ - ۱۷]، در سیستم‌های پیش‌ران با زمان عملکرد کوتاه استفاده می‌شود و در سیستم‌های با زمان عملکرد بالا نمی‌توان از این روش استفاده کرد. مواد فناشونده به دلیل هزینه‌ی اقتصادی بالا و یکپار مصرف بودن آن‌ها، معمولاً کم‌تر مورد توجه در صنعت قرار گرفته است و همچنین به دلیل این‌که عایق‌های ساخته شده همگن نیستند، در عمل پیش‌بینی نحوه کارکرد آن‌ها بسیار دشوار است [۸]. چن<sup>۱</sup> و همکاران [۱۷] مطالعاتی را بر روی عملکرد عایق سیلیکا-فنولیک در موتورهای راکتی انجام دادند که در پژوهش آن‌ها همانند شکل ۵، از عایق سیلیکا-فنولیک در قسمت همگرایی و واگرایی نازل و از عایق گرافیت در گلوگاه نازل به‌عنوان عایق حرارتی استفاده شده است.



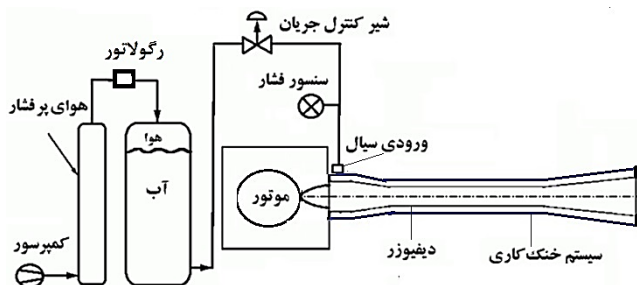
شکل ۵: شماتیکی نازل موتور راکتی حفاظت شده با مواد فناشونده [۱۷]

با توجه به نیاز سیستم شبیه‌ساز ارتفاع بالا در برخی پروژه‌های پژوهش‌کننده سامانه‌های حمل و نقل فضایی به خنک‌کاری با شار حرارتی بالا، در این پژوهش، به طراحی و تحلیل یک سیستم خنک‌کاری به روش جداره آبی برای هندسه‌های بزرگ با شار حرارتی بالا پرداخته می‌شود. در این راستا، یک کد محاسباتی در بستر نرم‌افزار متلب<sup>۲</sup> برای طراحی این سیستم توسعه داده شده است. در ادامه، شرایط مختلف طراحی مد نظر قرار گرفته و عملکرد سیستم خنک‌کاری طراحی شده با کد محاسباتی مورد ارزیابی قرار گرفته است. تاثیر محدودیت در فشار کاری و محدودیت در بیشینه دبی جرمی از جمله مسائل کاربردی هستند که در این تحقیق مورد توجه قرار گرفته است. بر اساس بررسی‌های انجام شده، تاکنون در خصوص طراحی سیستم خنک‌کاری جداره آبی برای حفاظت از دیفیوزر فلزی شبیه‌ساز تست خلاء و تاثیر پارامتر فشار کاری سیال خنک‌کننده تحقیقی منتشر نشده است.

تحقیق نمایش داده شده است. مطابق شکل، از یک مخزن هوای فشار بالا که توسط کمپرسور شارژ می‌شود، برای فشارگذاری مخزن آب استفاده می‌شود. در پژوهشکده سامانه‌های حمل و نقل فضایی، از این تجهیز برای تامین آب فشار بالای مورد نیاز سیستم خنک‌کاری با اسپری آب استفاده می‌شود. در این سیستم، قبل از انجام تست، مخازن آب به اندازه کافی پر می‌شوند. همچنین، مخزن هوای پر فشار توسط کمپرسور، شارژ می‌شود و در زمان تست، فشارگذاری لازم بر روی مخزن آب توسط یک رگولاتور انجام می‌شود. در حین تست، با مصرف آب به مرور زمان حجم آب موجود در مخزن، کاهش می‌یابد. در این سیستم، غالباً محدودیت در حجم آب مصرفی به‌ویژه در تست‌های طولانی مدت وجود دارد. بنابراین، طراحی سیستم خنک‌کاری با دبی جرمی مصرفی کمینه در این تست‌ها اهمیت زیادی دارد.



شکل ۶: تغییرات دمای جوش آب با تغییرات فشار [۱۸]



شکل ۷: شماتیکی از سیستم خنک‌کاری جداره آبی دیفیوزر و مخزن آب و تجهیزات فشارگذاری

افزایش ضخامت دیواره داخلی باعث افزایش مقاومت در مقابل انتقال حرارت می‌شود. در شرایطی که ضریب رسانش زیاد نباشد، در شار حرارتی بالا با افزایش حتی ۱ میلی‌متری در ضخامت دیواره داخلی، دمای بیشینه در نقاط دما بالای جداره به طور قابل توجهی افزایش می‌یابد. زبری سطح کانال خنک‌کاری در ضریب اصطکاک و در نتیجه در افت فشار و همچنین در نرخ انتقال حرارت مؤثر است. بدین صورت که با افزایش زبری سطح کانال خنک‌کاری نرخ انتقال حرارت افزایش یافته و منجر به کاهش دمای دیواره داغ می‌شود. از طرفی، افزایش زبری سطح کانال موجب افزایش افت فشار درون کانال خنک‌کاری می‌شود.

اغلب در طراحی سیستم خنک‌کاری جداره آبی سعی می‌شود، دمای بیشینه سیال در مجاورت سطح خنک‌کننده کم‌تر از دمای جوش سیال باشد. یکی از راهکارهایی که می‌توان نقطه جوش سیال خنک‌کننده را بالا برد، افزایش فشار کاری سیال خنک‌کننده است. شکل ۶ که از داده‌های سایت معتبر جعبه ابزار مهندسی<sup>۱</sup> [۱۸] استخراج شده است، تغییرات دمای جوش آب را با تغییر فشار نشان می‌دهد. مطابق شکل، با تغییر فشار از ۱ بار به ۱۰ بار دمای جوش آب از ۳۷۳ کلوین به حدود ۴۵۳ کلوین تغییر می‌کند. لازم به ذکر است که تامین فشار کاری بالا برای سیال خنک‌کننده نیازمند تامین پمپ‌های بزرگ‌تر است که می‌تواند هزینه اقتصادی بالایی را در بر داشته باشد. در واقع، در کاربردهای خنک‌کاری در صنایع، تمایل بیش‌تر به استفاده از فشار کاری پایین‌تر است. این موضوع به لحاظ هزینه پمپ جریان، ایمنی و ساخت کانال دو جداره با هزینه پایین‌تر دارای اهمیت است. با این وجود، در کاربردهایی نظیر دیفیوزر فلزی با ابعاد بزرگ و شار حرارتی بالا، طراحی سیستم خنک‌کاری با فشار کاری پایین با دشواری همراه بوده و در برخی موارد عملی نیست. تحقیق پیش‌رو برای بررسی اثر فشار کاری در طراحی سیستم خنک‌کاری و عملکرد آن انجام شده و بر اساس بررسی‌های انجام شده در مراجع موجود گزارش نشده است.

در شکل ۷، شماتیکی از سیستم خنک‌کاری با جداره آبی دیفیوزر و تجهیزات مربوط به تامین آب فشار بالای مورد نظر این

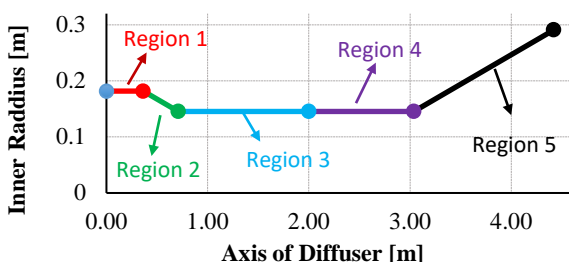
ارتفاع کانال خنک کاری (h) و طول کانال خنک کاری. از معادلات حاکم بر مسئله می توان روابط زیر را استخراج کرد [۸]:

$$\Delta P_0 \propto \frac{\dot{m}}{h^3} \quad (3)$$

$$h_w \propto \frac{\dot{m}^\alpha}{h} \quad (4)$$

که در آن  $\alpha$ ، توان عدد رینولدز<sup>۱</sup> است که در رابطه تجربی  $h_w$  استفاده شده و غالباً برابر عدد ۰/۸ است. مطابق با روابط فوق در  $\dot{m}$  ثابت، افزایش دو برابری h باعث نصف شدن  $h_w$  و هشت برابر شدن  $\Delta P_0$  می شود. همچنین در h ثابت،  $h_w$  با توان  $\alpha$  ام  $\dot{m}$  و  $\Delta P_0$  با  $\dot{m}$  متناسب است.

در روش خنک کاری جداره آبی برای هندسه های بزرگ با شار حرارتی زیاد، می توان یک تقسیم بندی بر روی نواحی مختلف هندسه مذکور انجام داد تا در صورت لزوم، بیش از یک کانال برای خنک کاری سطح داغ در نظر گرفته شود. این امر باعث می شود که دمای سیال خنک کاری اولیه بیش از حد بالا نرود و با ورود سیال جدید، عمل خنک کاری بهبود بخشیده شود. شکل ۹، نحوه تقسیم بندی دیفیوزر به پنج ناحیه ( $r_{max}$ ) را نشان می دهد. این تقسیم بندی را می توان با تغییر شار حرارتی اعمالی به دیواره های دیفیوزر و یا با تغییر هندسه در نواحی مختلف دیفیوزر تعیین کرد.



شکل ۹: تقسیم بندی نواحی مختلف دیفیوزر

با علم بر این که در صورت خنک کاری، داغ ترین سطح، سطح سمت گاز داغ است ( $T_{wg}$ )، می توان یک مقدار مجاز ( $T_{wa}$ ) برای این پارامتر در نظر گرفت که بهتر است این مقدار مجاز با توجه به

در حالت کلی برای دیفیوزر شبیه ساز خلاء، تبادل انتقال حرارت در سه محیط گاز داغ، فلز با ضخامت t و سیال خنک کننده با ارتفاع h صورت می پذیرد. شماتیکی از دیواره دیفیوزر و کانال خنک کاری در شکل ۸ ارائه شده است.

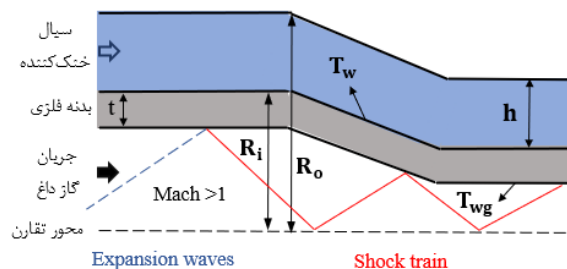
با توجه به هندسه شکل ۸ می توان معادله تبادل انرژی بین محیط های مختلف را به صورت رابطه زیر نوشت:

$$q'' = h_g(T_g - T_{wg}) = \frac{K_{st}}{t}(T_{wg} - T_w) = h_w(T_w - T_b) \quad (1)$$

که در آن  $h_w$ ، ضریب انتقال حرارت همرفت در سمت سیال خنک کننده و  $T_b$ ، دمای بالک سیال خنک کننده است. دمای بالک به صورت میانگین وزنی-جرمی دما روی سطح مقطع تعریف می شود. به طور معمول، افت فشار درون کانال های سیستم خنک کننده هرچه بیشتر باشد، راندمان کل سیستم خنک کاری کاهش می یابد. بنابراین، باید یک مقدار مجاز برای افت فشار درون کانال های خنک کاری در نظر گرفت. افت فشار داخل داکت از رابطه (۲) محاسبه می شود:

$$\Delta P_0 = \frac{f L}{2 D_h} \rho \bar{v}^2 \quad (2)$$

که در آن f، ضریب اصطکاک است.



شکل ۸. شماتیکی از دیواره دیفیوزر و کانال خنک کاری با

$$a = \frac{D_i}{D_o} = \frac{R_i}{R_o}$$

نسبت قطر

در یک فشار کاری ثابت، سه پارامتر مهم در طراحی حاضر وجود دارد که عبارتند از دبی جرمی سیال خنک کننده ( $\dot{m}$ ).

1 Reynolds number

خنک‌کاری در دمای محیط ( $T_i = 300 \text{ K}$ ) و شار حرارتی که باید از دیواره توسط سیستم خنک‌کاری دفع شود مشخص باشند. گام‌های مختلف الگوریتم طراحی در ادامه تشریح شده است:

**گام اول:** مقادیر طول ناحیه خنک‌کاری ( $L$ )، ارتفاع کانال خنک‌کاری ( $h$ )، دبی جرمی سیال خنک‌کننده ( $\dot{m}$ ) و فشار کاری سیال خنک‌کننده به‌عنوان ورودی اولیه به کد محاسباتی داده می‌شود. سطح مقطع عبور جریان به کمک معادله (۵) محاسبه می‌شود. سپس با مقدار اولیه  $\dot{m}$ ، سرعت متوسط  $\bar{v}(x)$  در مقاطع مختلف از رابطه پیوستگی (رابطه ۶) به‌دست می‌آید:

$$A(x) = \frac{\pi}{4} [(D_o(x) + 2h)^2 - D_o^2(x)] \quad (5)$$

$$\dot{m} = \rho A(x) \bar{v}(x) \rightarrow \bar{v}(x) = \frac{\dot{m}}{\rho A(x)} \quad (6)$$

**گام دوم:** برای محاسبه دمای بالک سیال خنک‌کننده می‌توان از معادله انتگرالی بقای انرژی (رابطه ۷) در طول داکت حلقوی استفاده کرده و با انتگرال‌گیری از آن، دمای بالک ( $T_b$ ) به صورت زیر به‌دست می‌آید:

$$\int_0^x q''(x) * \pi * D_o(x) dx = \dot{m} C_p (T(x) - T_i)$$

$$T(x) = T_i + \frac{1}{\dot{m} C_p} \int_0^x q''(x) * \pi * D_o(x) dx \quad (7)$$

**گام سوم:** به کمک معادله (۸) می‌توان ضریب انتقال حرارت همرفت برای سیال خنک‌کننده را در نواحی مختلف کانال به‌دست آورد:

$$q''(x) = h_w (T_w(x) - T_b(x))$$

$$h_w = \left( \frac{k}{D_h} \right) Nu_{D_h} \quad (8)$$

معادله (۸)، ارتباط ضریب انتقال حرارت همرفت سیال خنک‌کننده با عدد ناسلت<sup>۱</sup> را نیز نشان می‌دهد. برای محاسبه عدد ناسلت با توجه به هندسه کانال حلقوی و هم‌مرکز تقریب‌های مختلفی معرفی شده‌اند که کارآمد بودن تقریب دیرکر و میر<sup>۲</sup>

دمای سرویس کاری فولاد زنگ‌نزن انتخاب شود (که مقدار بالای ۹۰۰ کلوین است). بهتر است با حاشیه اطمینان مناسب دمای مجاز  $T_{wa}$  برابر ۷۵۰ کلوین در نظر گرفته شود و اجازه داده شود در محدوده ۱۰ درصد آن تغییر یابد.

### ۳- الگوریتم طراحی کانال خنک‌کاری به روش جداره‌آبی

الگوریتم طراحی در شکل ۱۰ ارائه شده است. به‌طور خلاصه، الگوریتم مزبور به این شکل عمل می‌کند که ابتدا به خاطر سهولت ساخت تلاش می‌شود برای کل دیفیوزر تنها یک کانال خنک‌کاری با دبی جرمی و ارتفاع مشخص طراحی شود. همچنین، فشار کاری مقداری پایین در نظر گرفته می‌شود. در این بررسی نقاط کنترل، دمای انتهای هر ناحیه است. این نقاط کنترل در حین طراحی چک می‌شوند تا با افزایش یا کاهش دبی جرمی شرایط دمایی برآورده شود. حال اگر دبی جرمی به‌دست آمده بیش‌تر از دبی جرمی بیشینه شود، در این صورت یک ناحیه کم می‌شود یا فشار کاری سیال خنک‌کننده مقداری افزایش می‌یابد (بسته به مسئله مورد بررسی و اهمیت موضوع یکی از دو مورد قابل انتخاب است) و طراحی مجدد با تعداد کم‌تری ناحیه یا فشار کاری جدید ادامه می‌یابد. هر وقت شرط دمایی با فرض  $\dot{m} < \dot{m}_{max}$  محقق شد، افت فشار کل جریان ( $\Delta P_0$ ) محاسبه می‌شود. اگر  $\Delta P_0 < \Delta P_{0,max}$  باشد، کانال برای آن تعداد ناحیه نهایی می‌شود. ولی اگر  $\Delta P_0 > \Delta P_{0,max}$  باشد، با افزایش پارامتر  $h$ ،  $\Delta P_0$  کاهش داده می‌شود. اگر در این فرایند  $h > h_{max}$  باشد و کماکان  $\Delta P_0 > \Delta P_{0,max}$  باشد، در این صورت نیز باید تعداد نواحی کم‌تر شود یا فشار کاری افزایش یابد و الگوریتم مجدد با شرایط جدید، یک کانال مناسب طراحی کند. بعد از پیدا کردن کانال مناسب برای تعداد محدودی از نواحی (به روش فوق) کانال دیگری برای نواحی باقی‌مانده طراحی می‌شود تا برای تمامی نواحی کانال خنک‌کاری طراحی شود. برای طراحی سیستم خنک‌کاری جداره‌آبی، ابتدا باید پارامترهای هندسی دیفیوزر، مشخصات سیال



درون کانال خنک‌کاری جوشش رخ ندهد، باید یک حد بیشینه برای دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده ( $T_{w,max}$ ) با توجه به فشار کاری سیال خنک‌کننده لحاظ کرد. زمانی که در طراحی کانال خنک‌کاری دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده بیش از مقدار  $T_{w,max}$  باشد، باید دبی جرمی جریان را آن قدر افزایش داد تا دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده به کم‌تر از  $T_{w,max}$  برسد. با هر بار افزایش دبی جرمی باید شرط مقبولیت  $\dot{m}$  بررسی شود. در صورت تحقق شرط  $\dot{m} < \dot{m}_{max}$ ، گام دوم و در غیر این صورت بعد از کاهش دادن طول ناحیه ( $L=L-\Delta L$ ) یا افزایش فشار کاری ( $P_w=P_w+\Delta P_w$ )، محاسبات از گام اول انجام می‌شود.

**گام پنجم:** بعد از مشخص شدن مقدار دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده و بررسی شرط مقبولیت آن، دمای فلز در سمت گاز داغ ( $T_{wg}$ ) را می‌توان به کمک معادله (۱۲) محاسبه کرد و بعد محاسبه ( $T_{wg}$ ) باید شرط مقبولیت آن بررسی شود:

$$q''(x) = \frac{k_{st}}{t} (T_{wg}(x) - T_w(x)) \rightarrow T_{wg}(x) = T_w(x) + \frac{q''(x) * t}{k_{st}} \quad (12)$$

شرط مقبولیت  $T_{wg}$  به این صورت است که دمای  $T_{wg}$  باید در محدوده ۱۰ درصد کم‌تر یا بیش‌تر از  $T_{wa}$  باشد در غیر این صورت باید دبی جرمی جریان را کاهش یا افزایش داد تا شرط دمایی محقق شود (در افزایش دبی جرمی همانند گام ۴ عمل می‌شود).

**گام ششم:** افت فشار کل درون کانال خنک‌کاری با استفاده از معادله (۲) محاسبه می‌شود. برای محاسبه ضریب اصطکاک موجود در معادله (۲)، از روابط تجربی یا نیمه‌تجربی ارائه شده برای مقاطع حلقوی و هم‌مرکز استفاده می‌شود که در این پژوهش برای محاسبه ضریب اصطکاک از تقریب بلازیوس<sup>۱</sup> [۲۱] (رابطه ۱۳) استفاده شده است که کارآمد بودن این تقریب توسط فولادی و همکاران در مرجع [۲۰] بررسی شده است.

$$f = 0.3164 Re_{Dh}^{-0.25} \quad (13)$$

[۱۹] مطابق با هندسه مذکور پیش‌تر به اثبات رسیده است [۲۰]. رابطه (۹) تقریب دیرکر و میر برای محاسبه عدد ناسلت در هندسه‌های حلقوی هم‌مرکز را نشان می‌دهد:

$$Nu_{Dh} = C_0 Re_{Dh}^p Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \\ C_0 = \frac{0.003 * a^{-1.86}}{0.063a^{-3} - 0.67a^{-2} + \frac{2.225}{a} - 1.157} \\ P = 1.013 e^{-\frac{0.067}{a}} \quad (9)$$

همان‌طور که از روابط بالا مشخص است، یکی از پارامترهای تاثیرگذار در محاسبه عدد ناسلت، نسبت قطر مقطع حلقوی کانال است که این پارامتر با حرف  $a$  نشان داده شده است. مطابق شکل ۸، در این پژوهش پارامتر  $a$  به صورت نسبت قطر داخلی به قطر خارجی کانال خنک‌کاری تعریف شده است. در محاسبه ضریب انتقال حرارت، عدد رینولدز جریان به کمک معادله (۱۰) محاسبه می‌شود:

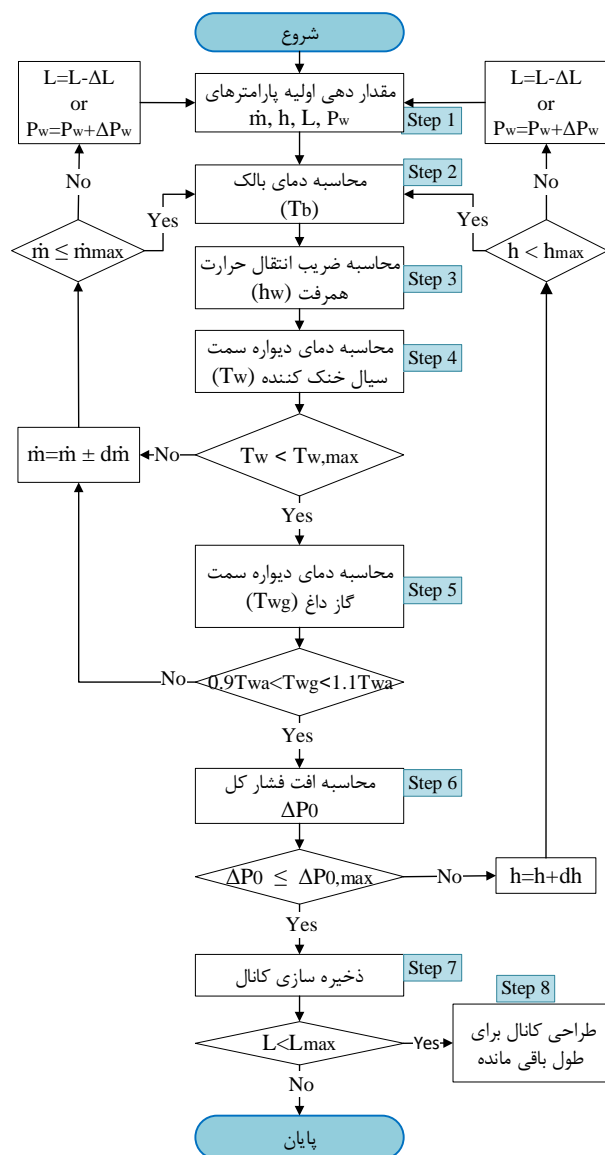
$$Re(x) = \frac{\rho D_h \bar{v}(x)}{\mu} = \frac{2h\rho}{\mu} \bar{v}(x) \quad (10)$$

که در آن  $D_h$  قطر هیدرولیکی کانال است و مقدار آن برابر با  $2h$  به‌دست آمده است.

**گام چهارم:** پس از محاسبه ضریب انتقال حرارت همرفت برای سیال خنک‌کننده، از ترکیب روابط (۶) تا (۱۰) می‌توان معادله (۱۱) را برای محاسبه دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده به‌دست آورد:

$$T_w(x) = T_b(x) + \frac{q''(x)}{\left(\frac{k}{2h}\right) * Nu_{Dh}} \\ T_w(x) = T_i + \frac{1}{\dot{m} C_p} \int_0^x q''(x) * \pi * D_o(x) dx + \frac{q''(x)}{\left(\frac{k}{2h}\right) * Nu_{Dh}} \quad (11)$$

پس از محاسبه دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده، باید مقبولیت  $T_w$  را بررسی کرد. برای این که در سیال خنک‌کننده



شکل ۱۰: فلوجارت طراحی سیستم خنک‌کاری جداره آبی

پس از محاسبه مقدار افت فشار کل درون کانال خنک‌کاری، باید شرط مقبولیت افت فشار کل بررسی شود. اگر شرط  $\Delta P_0 < \Delta P_{0,max}$  برآورده نشود، الگوریتم سعی می‌کند با افزایش تدریجی  $h$ ، افت فشار کانال را کاهش دهد. در هر بار افزایش  $h$  محاسبات از گام دوم تکرار می‌شود. اگر در این فرایند می‌یابد و محاسبات از گام اول تکرار می‌شود. در صورتی که شرط  $h > h_{max}$  باشد طول ناحیه کم می‌شود یا فشار کاری افزایش می‌یابد و محاسبات از گام اول تکرار می‌شود. در صورتی که شرط  $(\Delta P_0 < \Delta P_{0,max})$  محقق شود، گام هفتم اجرا می‌شود.

**گام هفتم:** پس از تحقق شرط افت فشار کل، کانال خنک‌کاری طراحی شده برای طول مشخصی از دیفیوزر، ذخیره می‌شود. اگر کل دیفیوزر باشد  $(L=L_{max})$  به معنی اتمام طراحی است و در غیر این صورت باید گام هشتم اجرا شود.

**گام هشتم:** اگر طولی از دیفیوزر که برای آن کانال خنک‌کاری طراحی شده است کم‌تر از طول کل دیفیوزر باشد  $(L < L_{max})$ ، باید پس از ذخیره‌سازی مشخصات سیستم خنک‌کاری طراحی شده، برای طول باقی‌مانده مجدد فرایند طراحی (گام اول تا هفتم) انجام شود. این کار تا زمانی ادامه می‌یابد که برای تمامی طول دیفیوزر کانال خنک‌کاری طراحی شود.

#### ۴- نتایج

در این بخش ابتدا صحت‌سنجی نتایج کد محاسباتی ارائه می‌شود. سپس با در نظر گرفتن یک توزیع شار حرارتی مشخص در طول دیفیوزر، طراحی سیستم خنک‌کاری به کمک کد عددی توسعه داده شده انجام می‌شود. در ادامه، نتایج بررسی فشار کاری سیال خنک‌کننده و تاثیر شار حرارتی بالا بر عملکرد سیستم خنک‌کاری طراحی شده ارزیابی شده است.

شکل ۱، شماتیکی از یک دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء به همراه پارامترهای هندسی آن را نشان می‌دهد. در این مطالعه، دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء، برای یک نازل موتور که دارای قطر گلوگاه ۴۰ میلی‌متر است، به روش موج ضربه‌ای قائم طراحی شده است. پارامترهای هندسی دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء طراحی شده مطابق با پارامترهای شکل ۱ در جدول ۳ گزارش شده است.

جدول ۱: مقادیر پارامترهای طراحی دیفیوزر و نسبت انبساط نازل

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
$D_N/D_T$	۷/۶۱	$(L/D)_{ST}$	۸
$D_D/D_T$	۸/۹۳	$(L/D)_D$	۱
$D_D/D_{ST}$	۱/۲۵	$\theta_{in}$	۶
$D_E/D_{ST}$	۲	$\theta_{out}$	۶

#### ۴-۱- صحت‌سنجی کد محاسباتی

در این تحقیق، صحت عملکرد سیستم خنک‌کاری طراحی شده با کد محاسباتی توسط شبیه‌سازی عددی جریان در کانال و شبیه‌سازی انتقال حرارت در دیواره دیفیوزر مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

در این بررسی، شار حرارتی ۲/۵ مگاوات بر مترمربع برای نواحی ۱ و ۲ (شکل ۹)، ۲ مگاوات برای نواحی ۳ و ۴ و ۱/۵ مگاوات بر مترمربع برای ناحیه ۵ در نظر گرفته شده است. توزیع شار حرارتی مزبور از تحلیل دینامیک گازی جریان در دیفیوزر در فشار احتراق موتور ( $P_m$ ) برابر ۴۰ بار به‌دست آمده است. به‌طوری‌که در تحلیل انجام شده، دمای دیواره داخلی دیفیوزر عدد ثابت در حدود ۷۰۰

کلوین فرض شده است و با تحلیل عددی جریان، شار حرارتی عبوری از دیواره دیفیوزر به‌دست آمده است [۱۱]. با توجه به ملاحظات طراحی، یک کانال خنک‌کاری با ارتفاع ۴۰۱ میلی‌متر و دبی جرمی ۳۱۰۷ کیلوگرم بر ثانیه برای دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء با شرایط نامبرده به کمک کد محاسباتی طراحی شده است.

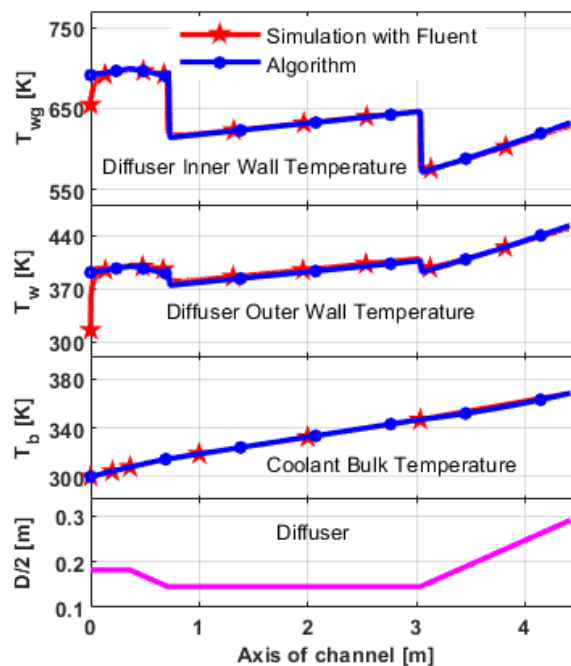
هندسه کانال خنک‌کاری طراحی شده در نرم افزار انسیس جئومتری<sup>۱</sup> مدل‌سازی کرده و به کمک نرم افزار انسیس مشینگ<sup>۲</sup>، یک شبکه با سازمان بر روی آن ایجاد شده است. سپس به کمک نرم‌افزار انسیس فلونت<sup>۳</sup>، با استفاده از حلگر فشار مینا به صورت دوبعدی متقارن محوری تحلیل عددی صورت گرفته است. برای مدل‌سازی آشفتگی جریان از مدل کا-اوسیلین ریلایزبل<sup>۴</sup> استفاده شده است. برای جلوگیری از خطاهای کاربری و سایر خطاهای ناشی از عدم انتخاب صحیح حلگرها، انتخاب شرایط مرزی، انتخاب مدل توربولانسی، ایجاد شبکه محاسباتی مناسب و غیره، مطالعه اعتبارسنجی با مراجع تجربی و همچنین مطالعه استقلال حل از شبکه عددی ضرورت دارد. لازم به ذکر است که اعتبارسنجی روش شبیه‌سازی عددی با داده‌های تجربی توسط مهدیان در مرجع [۸] انجام شده است.

در مطالعه حاضر، استقلال حل از شبکه محاسباتی برای سه شبکه با تعداد گره‌های ۸۸۶۰۰، ۱۷۲۳۵۰ و ۳۴۶۵۰۰ انجام شده است. با توجه به نتایج به‌دست آمده از شبکه‌های مختلف و مقایسه آن‌ها با یکدیگر، مناسب بودن شبکه با تعداد گره ۱۷۲۳۵۰ اثبات شده و برای انجام شبیه‌سازی از این شبکه‌بندی استفاده شده است.

شکل ۱۱، توزیع دمای بالک، دمای فلز سمت سیال خنک‌کننده و سمت گاز داغ را در طول دیفیوزر که از شبیه‌سازی عددی و از کد محاسباتی به‌دست آمده است را با هم مقایسه کرده است. همان‌طور که از شکل ۱۱ مشخص است، داده‌های حاصل از کد محاسباتی و شبیه‌سازی عددی با دقت خوبی به یکدیگر نزدیک هستند. قابل ذکر است که اختلاف دمای قابل توجه در قسمت ورودی دیفیوزر در دو روش وجود دارد که به دلیل عدم در نظر گرفتن اثرات ورودی جریان در کد محاسباتی به‌وجود آمده است.

فشار کاری سیال خنک‌کننده از ۳ تا ۵۰ بار بوده و بیشینه افت فشار درون کانال خنک‌کاری ۳۰ درصد در نظر گرفته شده است. همچنین، به منظور مقایسه راحت‌تر تمامی سیستم‌های خنک‌کاری طراحی شده، تک کانال هستند. این امر با عدم ایجاد محدودیت در دبی جرمی امکان‌پذیر است. نتایج طراحی‌های انجام شده با فشار کاری مختلف در شکل‌های ۱۲ تا ۱۴ و جدول ۲ نمایش داده شده است. در شکل ۱۲، توزیع دمای بالک در طول دیفیوزر نمایش داده شده است. مطابق شکل، در طراحی‌های انجام شده، با افزایش فشار کاری از ۳ تا ۵۰ بار، شیب منحنی دمای بالک سیال خنک‌کننده در طول دیفیوزر به طول قابل توجهی افزایش یافته است، به طوری که دمای بالک در خروجی دیفیوزر از حدود ۳۲۰ K تا ۴۶۰ K افزایش داشته است. به عبارت دیگر، با افزایش فشار کاری با توجه به افزایش دمای نقطه جوش سیال حرارت بیش‌تری توسط سیال عامل جذب شده است. این امر با مکانیزم کاهش دبی جرمی رخ داده است. در جدول ۲، مشخصات سیستم خنک‌کاری طراحی شده در این حالت‌ها نمایش داده شده است. مطابق جدول ۲ با افزایش فشار کاری، دبی جرمی جریان کاهش قابل توجهی داشته است. همچنین، مطابق جدول مزبور با کاهش دبی جرمی و به تبع آن کاهش افت‌های اصطکاکی، ارتفاع کانال خنک‌کاری نیز کاهش یافته است. همچنین در شکل‌های ۱۳ و ۱۴، پروفیل دمای سطح بیرونی و داخلی دیفیوزر در حالت‌های طراحی مختلف نمایش داده شده است. مطابق شکل ۱۳، با افزایش فشار کاری دمای سطح بیرونی دیفیوزر افزایش می‌یابد. این موضوع مربوط به افزایش  $T_{w_{max}}$  یا به عبارتی دمای نقطه جوش سیال، در فشارهای کاری بالا است. مطابق شکل ۶ با افزایش فشار کاری از ۳ تا ۵۰ بار، دمای جوش از ۴۰۶ کلوین تا ۵۳۷ کلوین تغییر می‌کند. در این شکل هم مشخص است که در انتهای کانال خنک‌کاری، دمای سیال از ۴۰۶ کلوین تا ۵۳۷ کلوین با افزایش فشار کاری تغییر یافته است. همین‌طور مطابق شکل ۱۴، دمای سطح داخلی دیفیوزر در فشارهای کاری مختلف در محدوده ۵۴۰ کلوین تا ۷۲۰ کلوین تغییر داشته است. طبق شکل مزبور قسمت‌های ورودی و همگرایی دیفیوزر به دلیل انتقال شار حرارتی خیلی بالا، بحرانی‌ترین قسمت دیفیوزر بوده و نسبت به

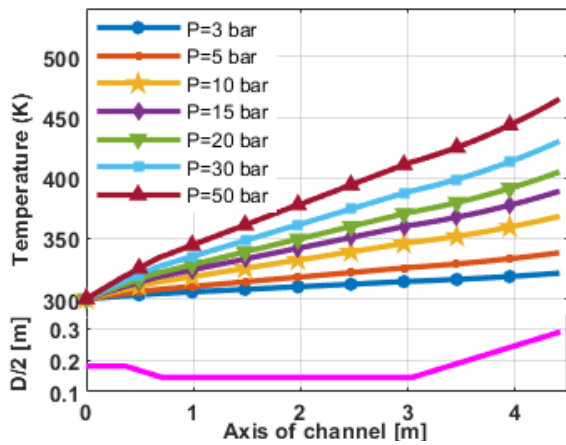
یکی از پارامترهای عملکردی در طراحی سیستم خنک‌کاری جداره‌آبی افت فشار درون کانال خنک‌کاری است. برای اطمینان از درستی نتایج طراحی، باید افت فشار درون کانال که از کد محاسباتی به دست آمده است را با نتیجه شبیه‌سازی عددی مقایسه کرد. در این بررسی، افت فشار حاصل از کد محاسباتی برای کانال مذکور برابر ۳۰۱۳۹۱ پاسکال و افت فشار به دست آمده از شبیه‌سازی عددی برابر ۳۰۵۹۳۴ پاسکال است. با توجه به این مقادیر، خطای محاسبه افت فشار توسط کد محاسباتی نسبت به نتایج شبیه‌سازی عددی ۱/۴۸ درصد است. بنابراین می‌توان اذعان داشت که نتایج به دست آمده از کد محاسباتی از صحت قابل قبولی برخوردار است. با توجه به صحت نتایج عملکردی سیستم خنک‌کاری طراحی شده با کد محاسباتی و در نظر گرفتن این‌که نتایج مربوط به توزیع دما در دیواره‌های دیفیوزر و همچنین افت فشار کل، تمامی الزامات طراحی را برآورده کرده است، می‌توان دریافت که عملکرد سیستم طراحی شده با کد محاسباتی از اعتبار کافی برخوردار است.



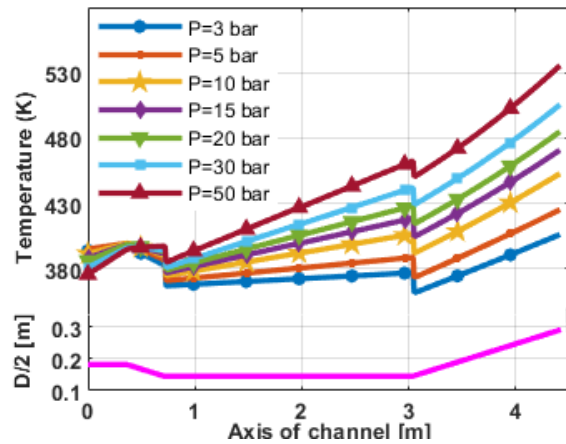
شکل ۱۱: توزیع دما در طول دیفیوزر

#### ۴-۲- بررسی اثر فشاری کاری سیال خنک‌کننده

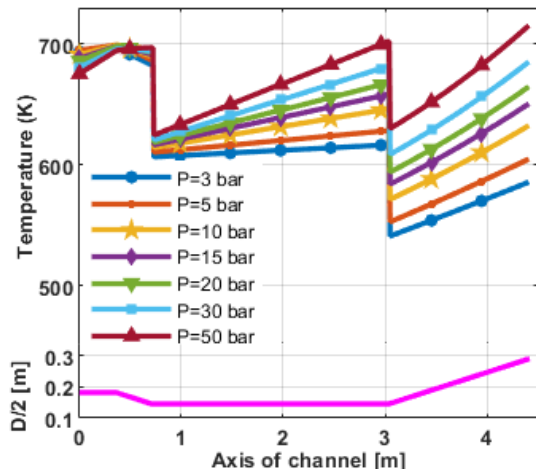
در این بخش، اثر فشار کاری سیال خنک‌کننده بر طراحی سیستم خنک‌کاری جداره‌آبی بررسی می‌شود. محدوده بررسی



شکل ۱۲: توزیع دمای بالک سیال خنک‌کننده در طول دیفیوزر برای فشارهای کاری مختلف



شکل ۱۳: توزیع دمای فلز سمت سیال خنک‌کننده در طول دیفیوزر برای فشارهای کاری مختلف



شکل ۱۴: توزیع دمای فلز سمت گاز داغ در طول دیفیوزر برای فشارهای کاری مختلف

سایر قسمت‌های دیفیوزر دارای دمای بالاتری است. در حالی که قسمت‌های دیگر دیفیوزر به دلیل انتقال شار حرارتی پایین‌تر، دمای کم‌تری داشته‌اند. برای بهینه‌سازی این موضوع می‌توان از کانال‌های سیستم خنک‌کاری متفاوت برای قسمت‌های مختلف دیفیوزر استفاده کرد، نکته حائز اهمیت دیگر در جدول ۲ تغییر قابل توجه پارامترهای طراحی با فشار کاری سیال خنک‌کننده است، به طوری که در فشارهای کاری پایین، ارتفاع کانال حدود سانتی‌متر است و در فشارهای بالا (۳۰ یا ۵۰ بار) به حدود میلی‌متر کاهش یافته است. در واقع، در کاربردهای خنک‌کاری در اغلب صنایع بیش‌تر تمایل به استفاده از فشار کاری پایین‌تر است. این موضوع به لحاظ هزینه پمپ جریان، ایمنی و ساخت کانال دو جداره با هزینه پایین‌تر اهمیت دارد. در حالی که در سیستم‌های خنک‌کاری بازبایی که غالباً هزینه پمپ جریان و ایمنی هدف اصلی نیست و از منبع سوخت فشار بالای موجود در موتور سوخت مایع استفاده می‌شود، بیشترین تلاش برای کاهش دبی جرمی و کاهش جرم کلی سیستم خنک‌کاری است و بنابراین از فشار کاری بالاتر در سیستم خنک‌کاری بازبایی استفاده می‌شود. به‌عنوان مثال، در بويسان<sup>۱</sup> در مرجع [۱۲] از فشار کاری ۶۰ بار و عاطفی و همکاران در مرجع [۱۳] از فشار کاری ۱۳۷/۹ بار برای سیستم خنک‌کاری بازبایی استفاده شده است. در کاربردهای طراحی سیستم خنک‌کاری برای دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء چون از سیال آب استفاده می‌شود و ایمنی و حتی هزینه ساخت اهمیت دارد، از این‌رو، تمایل به استفاده از فشار کاری پایین‌تر است. از طرفی با توجه به این که در این سیستم غالباً شار حرارتی بالا است، در فشار کاری پایین‌تر دبی جرمی خیلی افزایش می‌یابد. بنابراین، چند کاناله کردن سیستم خنک‌کاری و افزایش فشار کاری از گزینه‌های طراحی سیستم خنک‌کاری محسوب می‌شود.

جدول ۲: مشخصات سیستم خنک‌کاری طراحی شده در

فشارهای کاری مختلف

$\Delta P_0$ (%)	h (mm)	$\dot{m}$ (kg/s)	Working pressure (bar)	
29.84	11.9	101.6	3	1
29.88	7.2	56.7	5	2
29.15	5.2	40.2	7.5	3
29.74	4.1	31.7	10	4
29.35	3.5	27.2	12.5	5
28.96	3.1	24.3	15	6
28.58	2.8	22.1	17.5	7
27.65	2.6	20.6	20	8
27.85	2	16.6	30	9
26.25	1.5	13.1	50	10

۳-۴- تاثیر شار حرارتی بالا بر طراحی سیستم خنک‌کاری

برای روشن‌تر شدن موضوع، در این بخش شار حرارتی هدف به طور قابل توجهی افزایش داده می‌شود و سپس اثر فشار کاری سیال خنک‌کننده در طراحی سیستم خنک‌کاری مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. در بخش‌های قبلی نتایج طراحی سیستم خنک‌کاری با توزیع شار حرارتی بر بدنه دیفیوزر که مربوط به فشار احتراق ۴۰ بار بود، ارائه شده است. در این بخش، طراحی سیستم خنک‌کاری با توزیع شار حرارتی فشار موتور ۶۰ بار انجام می‌شود. در سیستم شبیه‌ساز ارتفاع بالا شار حرارتی که باید از دیواره فلزی دیفیوزر دفع شود، تابعی از فشار احتراق موتور است. در رابطه (۱۴)، تابعیت شار حرارتی با فشار احتراق موتور نمایش داده شده است [۶ و ۹]:

$$\frac{q_2''}{q_1''} \propto \left( \frac{P_{m_2}}{P_{m_1}} \right)^{0.8} \quad (14)$$

که در آن  $P_{m_2}$  و  $P_{m_1}$  فشار احتراق در حالت‌های یک و دو هست. با استفاده از رابطه (۱۴)، با معلوم بودن توزیع شار حرارتی در ۴۰ بار، شار حرارتی هدف در فشار موتور ۶۰ بار عبارت است از ۳/۵ مگاوات بر مترمربع برای نواحی ۱ و ۲ (شکل ۹)، ۲/۸ مگاوات بر مترمربع برای نواحی ۳ و ۴، ۲ مگاوات بر مترمربع برای ناحیه ۵ دیفیوزر خواهد بود. با توجه به شرایط مذکور، طراحی سیستم خنک‌کاری با بیشینه افت فشار ۳۰ درصد و فشار کاری

سیال خنک‌کننده برابر ۳ تا ۵۰ بار انجام می‌شود که نتایج آن در شکل‌های ۱۵ تا ۱۷ و جدول ۳ نمایش داده شده است. مطابق انتظار تغییرات دمای بالک (شکل ۱۵) و توزیع دمای دیواره بیرونی دیفیوزر (شکل ۱۶)، مشابه تغییرات دمایی گزارش شده در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ (در شار حرارتی پایین‌تر) است. حال آن‌که توزیع دما در دیواره داخلی دیفیوزر (شکل ۱۷) تفاوت قابل توجهی با توزیع دما در شکل ۱۴ (در شار حرارتی پایین‌تر) دارد، به‌طوری‌که در شار حرارتی بالاتر دمای دیواره داخلی دیفیوزر به طور متوسط بیش از ۱۰۰ کلوین افزایش داشته است. مطابق جدول ۳ در فشارهای کاری پایین‌تر دبی جرمی سیال خنک‌کننده و ارتفاع کانال خنک‌کاری به‌طور بی‌رویه‌ای افزایش یافته است و اختلاف دبی جرمی در فشارهای کاری ۳ تا ۵۰ بار بسیار زیادتر شده است.

واضح است که استفاده از فشار کاری پایین در حد ۳ تا ۵ بار نیاز به زیر ساخت انتقال آب با ابعاد بزرگ‌تر دارد. این امر هزینه تجهیزات جانبی را به‌طور قابل توجهی افزایش می‌دهد. همچنین در صورت وجود محدودیت در حجم مخازن آب، به‌ویژه در تست‌های موتور طولانی مدت، محدودیت در دبی جرمی مصرفی به ناچار طراح را مجبور به استفاده از فشار کاری بالاتر می‌کند. بر این اساس، مطابق جدول‌های ۲ و ۳، فشار کاری ۱۰ تا ۱۵ بار برای انجام تست‌های موتور سوخت جامد با فشار احتراق ۴۰ تا ۶۰ بار ترجیح داده می‌شود.

جدول ۳: مشخصات کانال‌های خنک‌کاری طراحی شده برای

فشارهای کاری مختلف

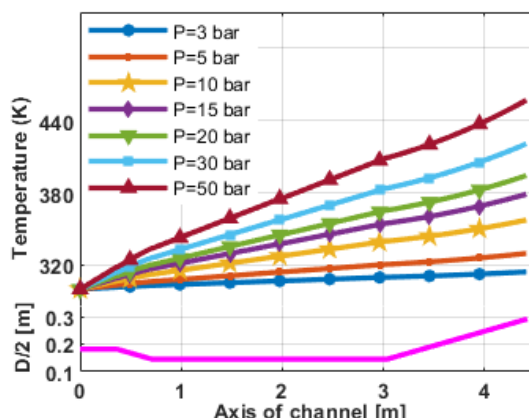
$\Delta P_0$ (%)	h (mm)	$\dot{m}$ (kg/s)	Working pressure (bar)	
29.97	17.8	206.8	3	1
29.8	10	100.3	5	2
29.72	6.9	66.2	7.5	3
28.97	5.5	51.9	10	4
28.99	4.6	43.3	12.5	5
29.07	4	37.8	15	6
28.75	3.6	34.2	17.5	7
28.49	3.3	31.6	20	8
28.51	2.5	24.7	30	9
29.07	1.8	19	50	10

## ۵- نتیجه گیری

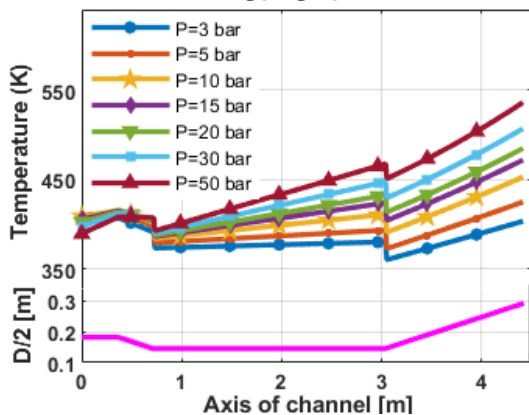
در این پژوهش، عملکرد کد محاسباتی توسعه داده شده برای طراحی سیستم خنک‌کاری جداره آبی برای دیفیوزر فلزی با شار حرارتی بالا و ابعاد بزرگ مورد بررسی قرار گرفت. ابتدا نتایج حاصل از کد محاسباتی با نتایج شبیه‌سازی عددی با نرم‌افزار فلوئنت اعتبارسنجی شد. در کد محاسباتی مزبور چهار پارامتر دبی جرمی سیال خنک‌کننده ( $\dot{m}$ )، ارتفاع کانال خنک‌کاری ( $h$ )، طول ناحیه خنک‌کاری ( $L$ ) و فشار کاری سیال خنک‌کننده ( $P_w$ ) به‌عنوان پارامترهای طراحی به کد محاسباتی به‌عنوان ورودی اولیه داده می‌شود. سپس کد محاسباتی بر اساس توزیع شار حرارتی اعمال شده، پارامترهای طراحی را طوری انتخاب می‌کند که علاوه بر برآورده‌سازی شرایط دمایی و حفظ سهولت پیاده‌سازی، افت فشار کل نیز در بازه مطلوب قرار بگیرد. در این مطالعه، قابلیت کد عددی توسعه یافته برای طراحی و بررسی عملکرد سیستم خنک‌کاری جداره آبی در شرایط مختلف فشار کاری سیال خنک‌کننده، محدودیت بیشینه دبی جرمی مجاز و اعمال شارهای حرارتی بالا بررسی شد و تغییر فشار کاری سیال خنک‌کننده از ۳ تا ۵۰ بار در نظر گرفته شد. در این بررسی مشخص شد که با افزایش فشار کاری سیال خنک‌کننده می‌توان سیستم‌های خنک‌کاری با دبی جرمی پایین و ارتفاع کانال خنک‌کاری کم طراحی کرد. در این پژوهش، شارهای حرارت متفاوت با فشار احتراق از ۴۰ تا ۶۰ بار به دیواره‌های دیفیوزر اعمال شد. نتایج نشان داد که فشار کاری سیال خنک‌کننده، تاثیر زیادی بر دبی جرمی مصرفی و ابعاد کانال خنک‌کاری، به‌ویژه در شارهای حرارتی بالا دارد. بر این اساس، فشار کاری مناسب، با در نظر گرفتن محدودیت در دبی جرمی مصرفی، مخصوصاً در تست‌های موتور با زمان طولانی‌تر و فاکتور کاهش هزینه تجهیزات قابل انتخاب است.

## تعارض منافع

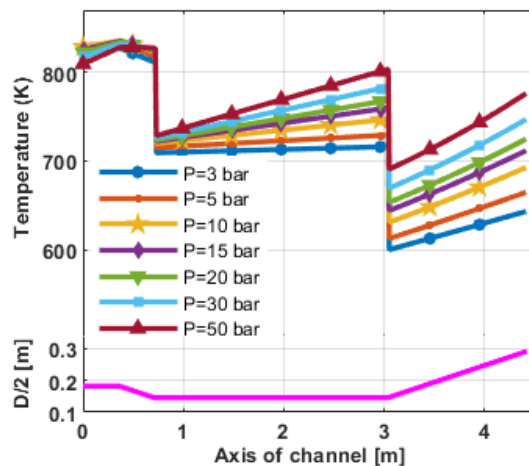
هیچ‌گونه تعارض منافع توسط نویسندگان بیان نشده است.



شکل ۱۵: توزیع دمای بالک سیال خنک‌کننده در طول دیفیوزر برای فشارهای کاری مختلف



شکل ۱۶: توزیع دمای فلز سمت سیال خنک‌کننده در طول دیفیوزر فشارهای کاری مختلف



شکل ۱۷: توزیع دمای فلز سمت گاز داغ در طول دیفیوزر برای فشارهای کاری مختلف





- Lauderdale, Florida, USA, 2004.
- [15] M. Q. Brewster, "Radiation-stagnation flow model aluminized solid rocket motor internal insulator heat transfer," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 3, no. 2, pp. 132–139, 1989.
- [16] K.-Z. Li, X.-T. Shen, H.-J. Li, S.-Y. Zhang, T. Feng, and L.-L. Zhang, "Ablation of the carbon/carbon composite nozzle-throats in a small solid rocket motor," *Journal of Carbon*, vol. 49, no. 4, pp. 1208–1215, 2011.
- [17] X. Chen, R. Liu, and H. Y. Du, "Erosion Study of Silica Phenolic Nozzles with Graphite Inserts in Solid Rocket Motors," *Advanced Materials Research conference*, vol. 1095, pp. 573–578, Trans Tech Publication, Switzerland 2015.
- [18] E. ToolBox, (2005), "Water Boiling Points at Higher Pressure," [On-line], Available: [https://www.engineeringtoolbox.com/boiling-point-water-d\\_926.html](https://www.engineeringtoolbox.com/boiling-point-water-d_926.html), Visited in February 5<sup>th</sup>, 2022.
- [19] J. Dirker and J. P. Meyer, "Convection Heat Transfer In Concentric Annuli," *Journal of Experimental Heat Transfer*, vol. 17, no. 1, pp. 19–29, 2004.
- [20] N. Fouladi, M. Farahani, and M. Mahdian, "Design and analysis of a metal diffuser cooling system by water jacket method," in *19th Fluid Dynamics Conference*, Sharif University of Technology, Tehran, Iran, 2021.
- [21] T. L. Bergman, F. P. Incropera, D. P. DeWitt, and A. S. Lavine, *Fundamentals of heat and mass transfer*, 6th ed. New York: John Wiley & Sons, 2006, pp.486-533.



## COPYRIGHTS

© 2022 by the authors. Licensee Iranian Space Research Center of Iran. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC BY 4.0) (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)