

ISSN: 2821-157X		https://www.jasd.khadu.ir	
	Journal of Aerospace Defense Volume 3, Issue 3 Autumn2024 P.P. 1- 25		
Research Paper; 			
Experimental Investigation of Heat Transfer and Efficiency of the Parabolic Fin under Various Heat Flux, Flow Velocity, and Fin Angles Mohammad Pourjafargholi ¹, Alireza Gholami ², Mohammadreza Karimi ³ 1. Assistant Professor,Department of Mechanical Engineering, University of Khatam Ol Anbia, Tehran, Iran. 2. Department of Mechanical Engineering, University of Khatam Ol Anbia, Tehran, Iran. 3. Department of Mechanical Engineering, University of Khatam Ol Anbia, Tehran, Iran.			
Article Information		Abstract	
Accepted: 2024/08/17 Receieved: 2024/12/11 Keywords:		In this study, has been investigated the effects of key parameters, including coolant flow velocity and temperature, heat flux, and fin angle, on heat transfer performance. For this purpose, a concave parabolic fin has been used with angles of 0, 45, and 90 degrees relative to the coolant flow (air), flow velocity (between 1 and 2.5 m/s), and heat flux of 18.5 and 4.6 kW/m². Due to its high thermal conductivity, the fin material has been selected aluminum. Results reveal that the parabolic fin's sharp-tip and curvature not only reduce its weight and volume compared to a triangular fin but also improve flow uniformity and thermal contact area. This leads to reduced pressure drop and thermal stresses, ultimately enhancing fin durability. The parabolic fin’s sharp end further minimizes vortex formation and variations in the heat transfer coefficient, and as flow velocity increases, the average heat transfer coefficient rises. Moreover, the analysis shows that changes in the angle between the fluid flow and fin alignment have minimal impact on fin efficiency, with pressure drop primarily influenced by flow velocity. The lowest pressure drop occurs at a flow angle of zero degrees. Additional, findings indicate that while an increase in flow velocity substantially raises pressure drop, changes in fin angle and heat flux have less pronounced effects. At zero-degree flow alignment, the minimal cross-sectional resistance of the fin results in the lowest observed pressure drop.	
Heat transfer in fins, parabolic geometry, flow angle, experimental study.			
Corresponding Author: Mohammad Pourjafargholi Email: mpourjafargholi@gmail.com			
Pourjafargholi, Mohammad; Gholami, Alireza and Karimi, Mohammadreza.(2024). Experimental Investigation of Heat Transfer and Efficiency of the Parabolic Fin under Various Heat Flux, Flow Velocity, and Fin Angles. <i>Journal of Aerospace Defense</i>, Vol 3 (Issue 3), Pages.1-25.			

ISSN: 2821-157X		https://www.jasd.khadu.ir	
	فصلنامه علمی دفاع هوافضایی دوره ۳، شماره ۳ پاییز ۱۴۰۳ صفحات ۲۵-۱		
مقاله پژوهش 			
بررسی تجربی انتقال حرارت و کارایی پره سهموی در شار حرارتی، سرعت جریان و زوایای پره مختلف محمد پورجعفرقلی^۱، علیرضا غلامی^۲، محمدرضا کریمی^۳ ۱. استادیار، گروه آموزشی مکانیک، دانشگاه پدافند هوایی خاتم الانبیاء (ص)، تهران، ایران. رایانامه: mpourjafargholi@gmail.com ۲. کارشناسی ارشد، گروه آموزشی مکانیک، دانشگاه پدافند هوایی خاتم الانبیاء (ص)، تهران، ایران. رایانامه: gholamialireza@ut.ac.ir ۳. کارشناس، گروه آموزشی مکانیک، دانشگاه پدافند هوایی خاتم الانبیاء (ص)، تهران، ایران. رایانامه: en.karimi@chmail.ir			
چکیده		اطلاعات مقاله	
در این پژوهش تأثیر عواملی مانند سرعت و دمای جریان خنک کننده، شار حرارتی و زاویه قرارگیری پره بر میزان انتقال حرارت بررسی شده است. برای این منظور از پرهی سهموی مقعر با زوایای ۰، ۴۵ و ۹۰ درجه نسبت به جریان خنک کننده (هوا)، سرعت جریان (بین ۱ تا ۲/۵ متر بر ثانیه) و شار حرارتی ۱۸/۵ و ۴/۶ کیلووات بر متر مربع استفاده شده است. به دلیل رسانایی حرارتی بالا، جنس پره از فلز آلومینیوم انتخاب گردیده است. نتایج نشان داد که نوک تیز و انحناى پره سهموی علاوه بر کاهش وزن و حجم پره سهموی نسبت به پره مثلی، موجب بهبود یکنواختی جریان و افزایش سطح تماس حرارتی و در نتیجه کاهش افت فشار و تنش های حرارتی و افزایش طول عمر پره می گردد. انتهای بسیار تیز پره سهموی باعث کاهش پدیده های گردابی و تغییرات ضریب انتقال حرارت شده و با افزایش سرعت جریان، میانگین ضریب انتقال حرارت افزایش می یابد. همچنین تغییر زاویه بین جریان سیال و امتداد پره تأثیر چندانی بر کارایی پره ها نداشته و افت فشار تنها به سرعت جریان وابسته است؛ به طوری که کمترین افت فشار در زاویه برخورد صفر درجه مشاهده شد. افزایش سرعت جریان به طور قابل توجهی منجر به افزایش افت فشار می شود، در حالی که تغییر زاویه پره و شار حرارتی تأثیرات کمتری بر افت فشار دارند. در زاویه برخورد صفر درجه، به دلیل کاهش مقاومت سطح مقطع پره در برابر جریان، کمترین میزان افت فشار مشاهده شد.		تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۵/۲۷ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۰۹/۲۱ کلیدواژه ها: انتقال حرارت پره، هندسه سهموی، زاویه جریان، مطالعه آزمایشگاهی	
		نویسنده مسئول: محمد پورجعفرقلی ایمیل: mpourjafargholi@gmail.com	
		استاد: پورجعفرقلی، محمد؛ غلامی، علیرضا و کریمی، محمدرضا (۱۴۰۳). بررسی تجربی انتقال حرارت و کارایی پره سهموی در شار حرارتی، سرعت جریان و زوایای پره مختلف. <i>دفاع هوافضایی</i>، دوره ۳ (شماره ۳)، صفحات ۲۵-۱.	

۱- مقدمه

موتورهای پیستونی در انواع وسایل نقلیه هوایی و زمینی، از جمله هواپیماها، پهپادها، خودروها و موتورسیکلت‌ها استفاده می‌شوند و برای پهپادهای شناسایی و نظارتی با سرعت پایین و ارتفاع متوسط مناسب هستند. در فرآیند احتراق این موتورها، حدود ۷۰ درصد از گرما به‌طور غیرمفید به اتمسفر منتقل می‌شود و تنها ۳۰ درصد به‌طور مؤثر مورد استفاده قرار می‌گیرد. بنابراین، برای جلوگیری از مشکلات حرارتی و خاموش شدن موتور، دفع مؤثر گرما از طریق پره‌ها ضروری است. سیستم‌های خنک‌سازی با هوا، به‌ویژه برای موتورهای کوچک، به دلیل پیچیدگی کمتر و هزینه‌های پایین‌تر نسبت به سیستم‌های خنک‌سازی با مایع، ترجیح داده می‌شوند. عملکرد بهینه پره‌ها در دفع حرارت به عواملی مانند هندسه و زبری آن‌ها وابسته است و تحقیقات زیادی برای بهبود عملکرد این پره‌ها انجام شده است. تومار و ساهو [۱] و والونج و همکاران [۲] تأثیر قابل توجه پارامترهای هندسی مانند ارتفاع، فاصله، طول و ضخامت پره‌ها را بر انتقال حرارت بررسی کرده و بر اهمیت هندسه پره‌ها در افزایش انتقال حرارت تأکید کردند. همچنین عبدالطیف و همکاران [۳] و ماده‌اوداس و همکاران [۴] نیز مطالعاتی در مورد نقش طراحی و شکل پره‌ها در افزایش انتقال حرارت انجام داده و نتایج حاصل را مقایسه کردند. علاوه بر این سوراخ‌ها و همکاران [۵] بر تأثیر پارامترهایی مانند جنس پره‌ها بر انتقال حرارت در موتورهای آی.سی. تمرکز کردند. این مطالعات در مجموع بر نقش حیاتی هندسه پره در بهینه‌سازی انتقال حرارت تأکید کردند. همچنین تهسین و همکاران [۶] و راتود و همکاران [۷] پارامترهایی همچون پیکربندی لوله‌ها، هندسه پره‌ها و نوع مواد را در تعیین نرخ انتقال حرارت پره مؤثر دانستند. چینگولپیتاک و همکاران [۸] نیز به بررسی نقش جهت‌ها و رفتارهای جریان در عملکرد حرارتی سینگ‌های حرارتی پرداختند.

در راستای استفاده و بهینه‌سازی پره‌ها با اشکال و اندازه‌های مختلف، فریجاء و همکاران [۹] با ایجاد انحنای در محل اتصال پره‌های مستطیلی به دیواره و نصب پین‌های دایروی به بدنه پره‌ها، به مقایسه انتقال حرارت مجموعه پره پیشنهادی با مجموعه پره‌های مستطیلی پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که دمای ریشه حدود ۲۰ درصد کاهش یافته و عدد ناسلت ۳۰ درصد بیشتر از پره‌های مستطیلی افزایش یافته است. زیدشاه و یاداو [۱۰] نیز با ایجاد شیار و حفره روی پره‌ها، تأثیر آن‌ها بر انتقال حرارت را بررسی کردند. علیرغم اینکه این حفره‌ها باعث افزایش افت فشار می‌شوند، می‌توانند با افزایش سطح تماس و میزان اختلاط سیال، تا حد مطلوبی انتقال حرارت پره‌ها را بهبود بخشند. سپس، طریق و همکاران [۱۱] با استفاده از روش‌های آزمایشگاهی و عددی، به مطالعه اثرات سوراخ و شیار در انتقال حرارت مجموعه پره‌های مستطیلی پرداختند و نتایج حاصل را با مجموعه پره‌های مستطیلی مقایسه کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که علاوه بر کاهش افت فشار، انتقال حرارت مجموعه پره پیشنهادی با وجود کاهش وزن، حدود ۴۰ درصد افزایش می‌یابد. پی. پراساد و ال. پراساد [۱۲] به‌طور عددی به بررسی پره‌های زیگزاگی و مستطیلی نصب شده روی بدنه رادیاتور پرداختند و

دریافتند که میزان انتقال حرارت در مجموعه پره‌های زیگزاگی به‌طور قابل توجهی بیشتر از مجموعه پره‌های مستطیلی است. همچنین هاشم‌الحسینی و همکاران [۱۳] به بهینه‌سازی فاصله بین پره‌های مستطیلی نصب شده روی مبدل‌های لوله‌ای بیضی شکل پرداخته و توانستند این فاصله را برای شرایط مختلف تخمین بزنند. جلیلی و همکاران [۱۴] در مطالعه عددی خود تأثیر استفاده از پره‌های مستطیلی بر انتقال حرارت و افت فشار لوله داخلی یک مبدل را بررسی کردند. آن‌ها با توجه به افزایش افت فشار، استفاده از پره‌ها در مبدل‌های دولول‌های را نیازمند تحقیقات بیشتری دانستند. محسین علی و خرده [۱۵] تأثیر عواملی مانند هندسه پره، زمان تماس با هوا و شدت آشفتگی جریان هوای خنک‌کننده بر انتقال حرارت مجموعه پره‌ها را بررسی کردند. همچنین ساتیانارایانا و پرانای [۱۶] تأثیر استفاده از پره‌های مستطیلی و سهموی بر انتقال حرارت دیواره سیلندر را بررسی کردند و در نهایت با در نظر گرفتن پارامتر وزن در کنار انتقال حرارت، استفاده از پره‌های با هندسه سهموی را نسبت به نوع مستطیلی برتر دانستند. علاوه بر این، ویجایاکومار و همکاران [۱۷] با بررسی انتقال حرارت از سیلندر موتور، پره‌ای بهینه جهت افزایش نرخ انتقال حرارت پیشنهاد کردند. سینگ و همکاران [۱۸] نیز به بررسی عددی انتقال حرارت مجموعه پره آلومینیومی تحت شرایط کاری مختلف پرداختند. همچنین دورگام و همکاران [۱۹] به بررسی تأثیر جنس پره بر انتقال حرارت پرداختند.

دسته‌ای دیگر از پژوهشگران نیز، به بررسی تأثیرات هندسه پره‌ها پرداختند که از جمله آنها، می‌توان به تحقیقات نگوین و عزیز [۲۰] اشاره کرد که عملکرد حرارتی پره‌ها با هندسه‌های مستطیلی، سهموی، دوزنقه‌ای و سهموی مقعر را تحت مکانیزم‌های انتقال حرارت هدایتی، جابجایی و تشعشعی بررسی کردند. همچنین عزیز و فانگ [۲۱] با در نظر گرفتن شرایط مرزی ترکیبی در دیواره پره‌ها، به بررسی توزیع دما در پره‌های تحت چگالش پرداخته و توزیع دما در پره‌های مستطیلی، دوزنقه‌ای و سهموی مقعر را به‌صورت عددی بررسی کردند. ترابی و همکاران [۲۲] با استفاده از روش‌های تحلیلی، به بررسی تأثیر هندسه پره‌ها بر انتقال حرارت پرداختند و عملکرد حرارتی پره‌های مستطیلی، سهموی و سهموی مقعر را مطالعه کردند. آن‌ها در نهایت دریافتند که تعیین ضریب انتقال حرارت به‌صورت تابعی از دما، کارایی بالاتری برای پره‌ها فراهم می‌آورد. پس از آن، آر. کاروین و تی. کاروین [۲۳] با بررسی انتقال حرارت در هندسه‌های مختلف پره‌ها، به بهینه‌سازی پره‌های مستطیلی، سهموی و سهموی مقعر پرداختند به‌طوری که با حداقل حجم، بیشترین مقدار حرارت را از سطح داغ دفع کنند. طیف وسیعی از مطالعات، ویژگی‌های انتقال حرارت پره‌ها را در هندسه‌های مختلف مورد بررسی قرار داده‌اند. عزیز و همکاران [۲۴] بررسی جامعی از عملکرد گذرای پره‌ها، از جمله پره‌های با نیمرخ سهموی مقعر و محدب، ارائه دادند. همچنین مانی و همکاران [۲۵] با مطالعه تحقیقات پیشین بر انتقال حرارت پره‌ها، بر تأثیر انتقال حرارت و افت فشار اصطکاکی پره‌ها تمرکز کردند. علاوه بر آن، مشود [۲۶] و همکاران نیز به صورت تجربی تأثیر کاهش فشار بر اتلاف حرارت از پره‌های استوانه‌ای با هندسه‌های مختلف را بررسی کردند.

با این حال، علی‌رغم تحقیقات انجام‌شده در زمینه انتقال حرارت پره‌ها، همچنان خلأهایی در مطالعات

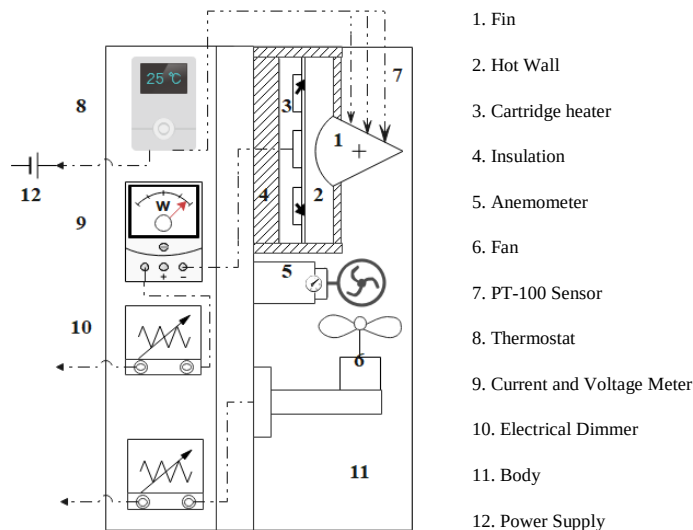
مربوط به پره‌های سهموی وجود دارد. علاوه بر این، در سایر مطالعات آزمایشگاهی، کمبود دستگاهی که قادر به بررسی تأثیرات متنوع پارامترها، از جمله زاویه برخورد جریان با پره باشد، به‌طور قابل توجهی محسوس است. بنابراین، در این مطالعه، تلاش شده است تا این خلأها برطرف شده و دستگاهی با قابلیت مانور بالا برای اندازه‌گیری پارامترهای مؤثر بر انتقال حرارت پره‌ها طراحی و ساخته شود. این دستگاه برای انجام مطالعات آزمایشگاهی بر روی پره‌های سهموی استفاده شده و نتایج مربوط به انتقال حرارت ارائه شدند.

۲. معادلات و روش انجام آزمایش

در این بخش، به بررسی معادلات حاکم بر انتقال حرارت و روش‌های تجربی مورد استفاده در این مطالعه پرداخته می‌شود. این بخش شامل توضیحاتی درباره‌ی طراحی دستگاه آزمایشگاهی، تجهیزات مورد استفاده، و نحوه انجام آزمایش‌ها است. همچنین، معادلاتی که برای محاسبه نرخ انتقال حرارت و سایر پارامترهای مرتبط استفاده شده‌اند، مورد بررسی قرار می‌گیرند.

۲-۱- ساخت سیستم آزمایشگاهی:

وجود یک دستگاه آزمایشگاهی با قابلیت بالا برای اندازه‌گیری پارامترهای مختلف انتقال حرارت امری ضروری است. در این پژوهش، دستگاه آزمایشگاهی به گونه‌ای طراحی و ساخته شده که بتواند تأثیر عوامل متعددی بر انتقال حرارت پره‌ها را اندازه‌گیری و مقایسه کند. در شکل ۱، بستر آزمایشگاهی به همراه تجهیزات اندازه‌گیری مرتبط نمایش داده شده است. فرآیند آزمایش با اعمال شار حرارتی به دیواره شروع می‌شود که توسط گرمکن‌های کارتریجی (۳) انجام می‌گیرد. سه سوراخ در دیواره اصلی (۲) برای نصب این گرمکن‌ها تعبیه شده است. سطح جلویی دیواره به پره (۱) چسبانده شده و طرف دیگر آن با عایق (۴) از نوع محفظه الیافی پر از پشم شیشه ایزوله می‌شود. توان حرارتی با استفاده از یک دیمر الکتریکی (۱۰) کنترل و با اندازه‌گیری ولتاژ و جریان الکتریکی توسط ولت‌متر و آمپرسنج (۹) محاسبه می‌شود.



شکل ۱: شماتیک دستگاه آزمایشگاهی به همراه تجهیزات مربوطه

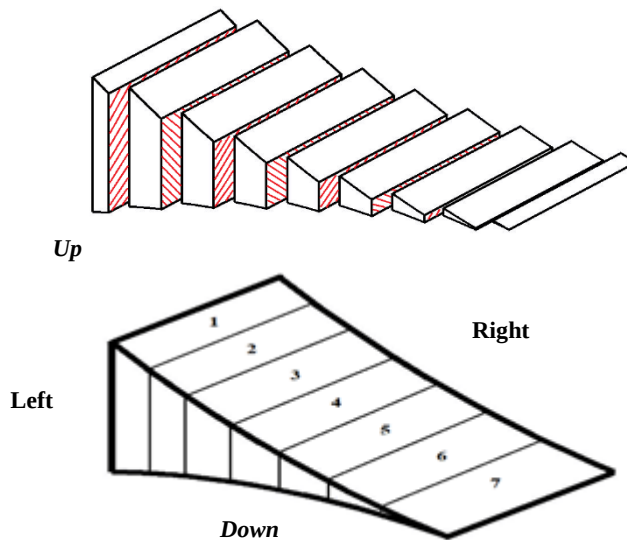
جریان هوای خنک کننده توسط فن محوری (۶) تأمین می شود و سرعت آن با استفاده از دیمپر (۱۰) و سرعت سنج دیجیتال (۵) کنترل و اندازه گیری می گردد. علاوه بر این، دمای نقطه ای خاص روی سطح پره توسط سنسور **PT-100** (۷) اندازه گیری شده و روی ترموستات دیجیتال (۸) نمایش داده می شود. پس از رسیدن به شرایط پایدار، توزیع دما، سرعت خنک کاری، و توان حرارتی با در نظر گرفتن هندسه و موقعیت زاویه ای پره به صورت تجربی تعیین می شود. جدول ۱ پارامترهای مؤثر و اندازه گیری به همراه محدوده تغییرات برای هر کدام را نشان می دهد. شرایط پایداری، شرایطی است که میزان دمای مخابره شده توسط ترموستات ثابت مانده و در طی زمان تغییر نکند. پس از تعویض نقاط مورد اندازه گیری سطح پره، همچنان جهت ثبت داده های جدید، باید شرایط پایداری مجدداً برقرار شود. مدت زمان رسیدن به این شرایط به سرعت و دمای جریان خنک کننده و همچنین شار حرارتی اعمالی به ریشه پره بستگی داشته و لذا مدت زمان پایداری و فرکانس داده برداری در شرایط مختلف، متفاوت خواهد بود.

جدول ۱- بازه تغییرات پارامترهای مؤثر بر انتقال حرارت به همراه تجهیزات اندازه گیری مربوطه

متغیر	بازه تغییرات	تجهیز ایجاد کننده	تجهیز اندازه گیری	تجهیز کنترل کننده
شار حرارتی (kW/m^2)	۴/۶ - ۱۸/۵	المنت فشنگی	مولتی متر دیجیتال	دیمر الکتریکی
سرعت جریان (m/s)	۱ - ۲/۵	فن محوری	سرعت سنج دیجیتال	دیمر الکتریکی
زاویه تماس پره و جریان	۰ - ۴۵ - ۹۰	مکانیزم تغییر زاویه	زاویه سنج	اپراتور
دمای جریان ($^{\circ}\text{C}$)	۱۷/۵	چیلر	چیلر	سیستم کنترلی چیلر
دمای سطح پره ($^{\circ}\text{C}$)	-	-	PT-100 سنسور	-

۲-۲- معادلات مربوطه:

هندس پره، یکی از مهمترین عوامل در طراحی و بکارگیری پره‌ها در صنایع مختلف می‌باشد. هندسه پره سهوی به دلیل فرورفتگی و تقعرهای مختص به خود، علاوه بر داشتن انتهای تیز و تمایز نسبت به پره مستطیلی در حذف گردابه‌ها [۲۷، ۲۸]، وزن کمتری نسبت به پره مثلی داشته و می‌تواند با فراهم آوردن انتقال حرارت مطلوب در عین وزن کم، به عنوان یکی از بهترین پره‌ها در سیستم‌های خنک‌سازی به کار گرفته شود. برای اندازه‌گیری دمای سطح و ضریب انتقال حرارت، سطح پره مطابق شکل ۲ به قسمت‌های مختلفی تقسیم شده است. پس از تنظیم زاویه قرارگیری پره در حالت مورد نظر و اندازه‌گیری شار حرارتی اعمالی، دمای جریان خنک‌کننده، سرعت آن، و همچنین دمای سطح در نقاط تعیین شده، محاسبات لازم انجام خواهد شد.



شکل ۲: تقسیم‌بندی پره به نواحی مختلف جهت تعیین ضریب انتقال حرارت و توزیع دما

همان‌طور که در شکل ۲ نشان داده شده است، هر پره به هفت سطح مقطع عرضی در امتداد طول تقسیم‌بندی شده و دمای مرکز و چهار طرف هر سطح مقطع اندازه‌گیری خواهد شد. علاوه بر آن، نرخ انتقال حرارت هدایتی که از مرکز هر ناحیه به سطح هر طرف منتقل می‌شود، بر اساس قانون فوریه و با اندازه‌گیری گرادیان دما و هدایت حرارتی ماده پره مطابق رابطه (۱) [۲۹] محاسبه می‌گردد.

$$Q''_{Center-Surface} = K \frac{(T_{Center} - T_{Surface} |_{each\ sides})}{d} \quad (1)$$

همچنین، پس از محاسبه شار حرارتی وارده از مرکز به سطح پره در هر سطح مقطع، ضریب انتقال حرارت جابجایی بین سطح پره و جریان خنک‌کننده در هر ناحیه برای هر طرف را می‌توان بر اساس رابطه (۲) [۲۹] تعیین نمود.

$$h_{\text{Each Side}} = \frac{Q''_{\text{Center-Surface}}}{(T_{\text{Surface | Each Side}} - T_{\text{Fluid Flow}})} \quad (2)$$

در نهایت، بر اساس معادلات (۱-۲)، توزیع میانگین دمای سطح پره و ضریب میانگین انتقال حرارت جابجایی برای هر ناحیه دلخواه از پره محاسبه می‌شود. این نمودارها نقش مهمی در مقایسه بازده مکانیکی پره‌ها در شرایط مختلف دارند. علاوه بر این، افت فشار یا مقاومت پره در برابر جریان عبوری نیز با در نظر گرفتن سرعت جریان خنک‌کننده به صورت کیفی تخمین زده می‌شود.

۲-۳- اعتبارسنجی نتایج آزمایشگاهی با استفاده از گروه‌های بی‌بعدی

اعتبارسنجی نتایج آزمایشگاهی از طریق تکرار آزمایش‌ها با شرایط مشابه بسیار حائز اهمیت است. با این حال، یافتن مطالعاتی با شرایط فیزیکی کاملاً یکسان معمولاً دشوار است و مقایسه چندین پارامتر بین دو پدیده می‌تواند از نظر محاسباتی هزینه‌بر باشد. بنابراین، معرفی گروه‌های بی‌بعد مناسب می‌تواند مقایسه نتایج بین مطالعات مرتبط را تسهیل کند. به عبارت دیگر، توسعه گروه‌های بی‌بعد برای پارامترهای اصلی پدیده‌های خاص، امکان مقایسه نتایج تحت شرایط مختلف را فراهم می‌سازد. در این مطالعه، برای اعتبارسنجی حل عددی از پژوهش هوانگ-تانگ [۳۰] و جای‌گذاری مقادیر اندازه‌گیری شده توسط آن‌ها در گروه‌های بدون بعد مربوطه استفاده شد. این گروه‌های بدون بعد بر اساس آنالیز ابعادی و قضیه پای-باکینگهام [۳۱] استخراج و در معادله (۳-۶) نشان داده شده‌اند.

$$\Pi_1 = \frac{T_r K_s}{\rho_f V^3 L} \quad (3)$$

$$\Pi_2 = \frac{Q''}{\rho_f V^3} \quad (4)$$

$$\Pi_3 = \frac{A_c}{L^2} \quad (5)$$

$$\Psi = \Pi_1 * \Pi_2 * \Pi_3 * 10^{-8} \quad (6)$$

گروه‌های بی‌بعدی بدون بعد معرفی شده امکان مقایسه بین آزمایش‌های مختلف را فراهم می‌کنند. برای این اعتبارسنجی، ترکیب گروه‌ها مطابق رابطه (۶) منجر به ایجاد یک گروه بی‌بعد جدید می‌شود که پارامترهای مهمی مانند سرعت، دمای ناحیه ریشه، شار حرارتی، طول و سطح مقطع هر پره را در نظر می‌گیرد. نتایج مطالعه هوانگ-تانگ و پژوهش حاضر به همراه مقادیر مرتبط با گروه بی‌بعد در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول ۲: پارامتر اصلی مؤثر و گروه بدون بعد مربوطه برای تحقیق هوانگ-تانگ و پژوهش حاضر

دمای ریشه (°C)	Π_1	Π_2	Π_3	Ψ	سطح مقطع ریشه (m ²)	طول پره (m)	سرعت جریان (m/s)	حرارت اعمالی (W)	
۵۰/۵	۴۳۰۷۵/۲	۶۵۸۴/۴	۰/۰۴۹۵۹	۰/۱۴۰۶۴	۰/۰۰۰۱۵	۰/۰۵۵	۱/۵	۴	هوانگ-تانگ
۱۱۲/۸	۲۱۸۵۱/۱	۲۵۴۸/۷	۰/۲۵	۰/۱۳۹۸۴	۰/۰۰۶۴	۰/۱۶	۱/۸	۱۱۸/۳	پژوهش حاضر

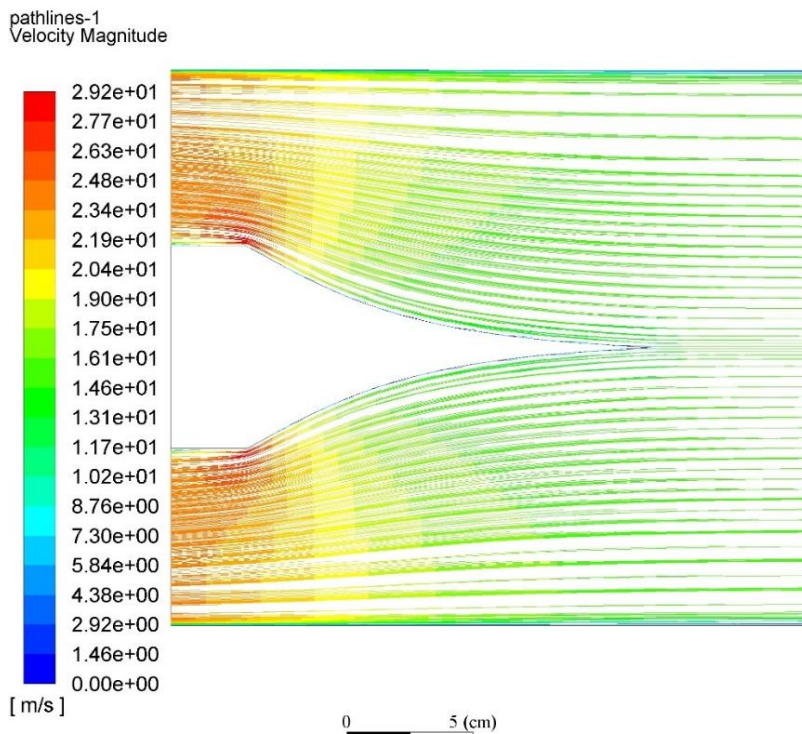
جدول ۲ حاوی نتایج حاصل از ترکیب گروه‌های بی‌بعد در مطالعه هوانگ-تانگ و پژوهش حاضر است. مقایسه این مقادیر تطابق بالایی بین آن‌ها نشان می‌دهد، که حاکی از دقت بالای داده‌های اندازه‌گیری شده توسط سیستم آزمایشگاهی ساخته شده است.

۳. نتایج و بحث

این بخش به بررسی تأثیر پارامترهای مؤثر بر انتقال حرارت پره می‌پردازد. تحلیل و اندازه‌گیری‌های انجام شده بر اساس محدوده تغییرات پارامترهایی است که در جدول ۱ ارائه شده‌اند. در این بررسی، الگوی جریان خنک‌کننده، انتقال حرارت از هر سطح پره، میانگین انتقال حرارت پره، توزیع دمای میانگین در طول پره، توزیع دمای بدون بعد، و همچنین راندمان و افت فشار پره در زوایای مختلف اندازه‌گیری، محاسبه و مورد تحلیل قرار گرفته است.

۱-۳- فرایند خنک‌سازی

شکل ۳ خطوط جریان خنک‌کننده حول پره سهموی را نمایش می‌دهد.

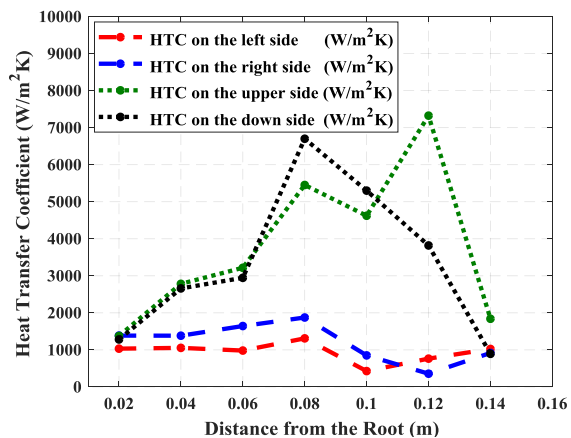
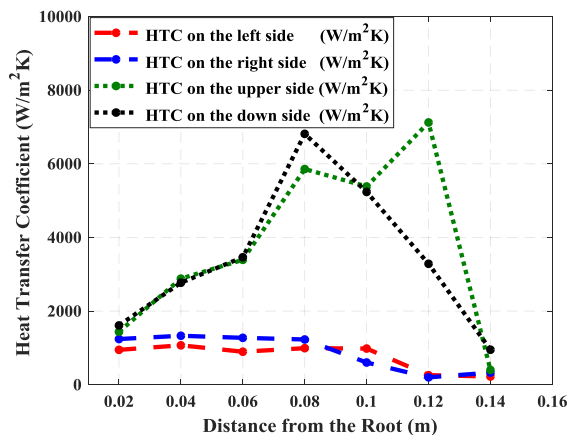
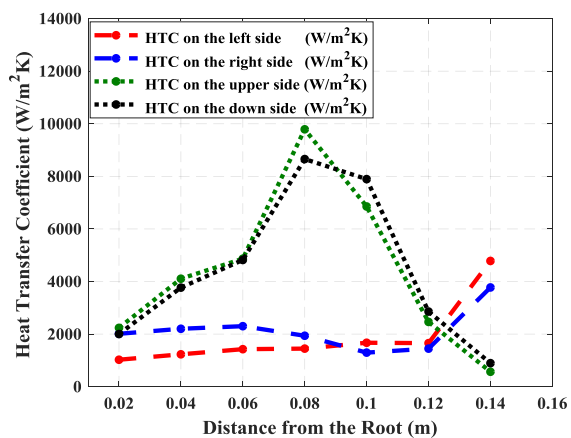


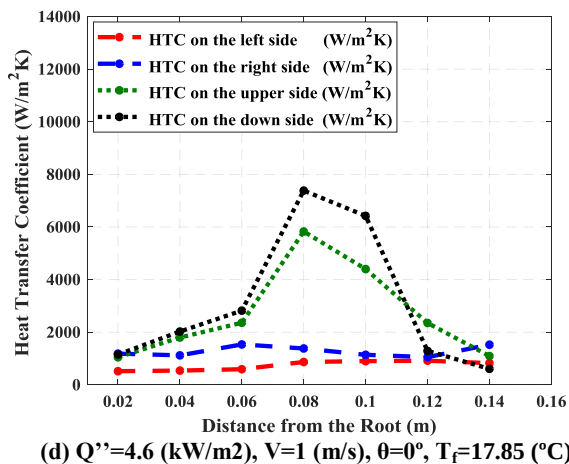
شکل ۳: خطوط جریان خنک‌کننده حول پره سهموی مقعر

مطابق این شکل، طراحی نوک تیز در پره سهموی تا حد زیادی از پرش جریان و اثرات مخرب مربوط به آن، از جمله جدایش جریان و ایجاد گردابه‌ها، جلوگیری کرده و در مقایسه با پره مستطیلی، از فرایند خنک‌سازی بسیار پایدارتری نسبت به پره مستطیلی برخوردار است [۲۸]. این ویژگی علاوه بر یکنواختی جریان و افزایش سطح تماس حرارتی بین پره و سیال، موجب کاهش افت فشار در جریان عبوری از پره می‌شود. همچنین، انحنای پره سهموی مطابق شکل ۳، موجب بهبود تماس جریان سیال با سطح پره شده و در نتیجه، انتقال حرارت و توان خنک‌سازی پره را به طور قابل توجهی ارتقاء می‌بخشد. این طراحی خاص با توزیع یکنواخت‌تر جریان هوا بر روی سطح پره، از ایجاد نقاط داغ و سرد جلوگیری می‌کند که این امر، به کاهش تنش‌های حرارتی در پره و افزایش طول عمر آن منجر می‌شود. علاوه بر این، شکل آیرودینامیکی پره سهموی باعث کاهش نوسانات جریان و در نتیجه، کاهش نویز و ارتعاشات در سیستم خنک‌سازی می‌شود [۲۷].

۲-۳- انتقال حرارت سطوح

مطابق با شکل ۴، ضریب انتقال حرارت برای زاویه برخورد جریان صفر درجه (یعنی جریان موازی با پره) تحت شرایط مختلف مورد بررسی قرار گرفته است.

(a) $Q''=18.5$ (kW/m²), $V=2.14$ (m/s), $\theta=0^\circ$, $T_f=17.45$ (°C)(b) $Q''=18.5$ (kW/m²), $V=1$ (m/s), $\theta=0^\circ$, $T_f=17.1$ (°C)(c) $Q''=4.6$ (kW/m²), $V=2.08$ (m/s), $\theta=0^\circ$, $T_f=17.4$ (°C)

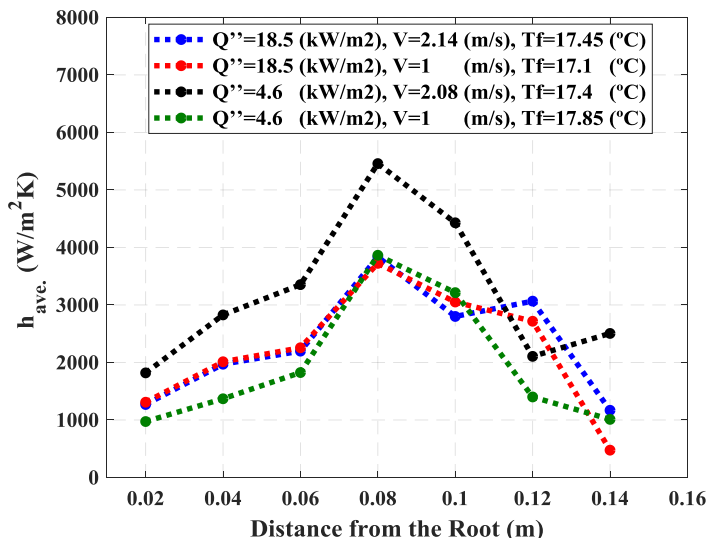


شکل ۴: ضریب انتقال حرارت در امتداد پره سهموی در شرایط مختلف

بر اساس شکل ۴، مشاهده می‌شود که انتهای تیز پره سهموی می‌تواند بسیاری از پدیده‌های گردابی و جدایش جریان را کاهش دهد. در این نوع پره، فاصله بین سطوح منحنی و خط مرکزی به صورت خطی کاهش می‌یابد، در حالی که فاصله از سطوح جانبی نسبت به خط مرکزی در طول پره ثابت می‌ماند. این تفاوت ساختاری باعث می‌شود ضریب انتقال حرارت در امتداد سطوح منحنی پره سهموی به طور قابل ملاحظه‌ای تغییر کند. همچنین، به دلیل فاصله کم در نوک پره، دمای مرکز و اضلاع بالا و پایین تقریباً برابر است. سطح مقطع بسیار کوچک در این ناحیه موجب می‌شود که انتقال حرارت نیز به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش یابد. پس از عبور جریان از نوک پره، ضریب انتقال حرارت به دلیل افزایش سطح و شار حرارتی سطحی افزایش می‌یابد، ولی به مرور زمان و به دلیل کاهش توان خنک‌کنندگی جریان سیال، دوباره کاهش پیدا می‌کند. در سطوح جانبی پره سهموی، منحنی ضریب انتقال حرارت تغییرات کمتری نسبت به سطوح منحنی نشان می‌دهد؛ این امر ممکن است به دلیل کاهش گردابه‌ها توسط انتهای تیز پره باشد. علاوه بر این، مشاهده می‌شود که ضریب انتقال حرارت در سطوح جانبی به دلیل وجود گردابه‌های احتمالی پس از برخورد سیال، ابتدا کاهش یافته و سپس دوباره افزایش می‌یابد. این افزایش مجدد ناشی از برگشت سیال است، اما با کاهش توان خنک‌کنندگی سیال، در نهایت ضریب انتقال حرارت کاهش می‌یابد. در سطوح منحنی، انحنا موجب می‌شود که حرارت به خوبی از سطح پره جاروب شود، که این امر نشان‌دهنده افزایش ضریب انتقال حرارت در نواحی ابتدایی نمودارها است. با این حال، در نواحی بعدی، به دلیل کاهش توان خنک‌کنندگی سیال یا وجود ریزگردابه‌های ناشی از انحنا، سطح، ضریب انتقال حرارت کاهش می‌یابد.

۳-۳- انتقال حرارت میانگین

مطابق شکل ۵، میانگین ضریب انتقال حرارت برای تمامی سطوح پره سهموی در فواصل دو سانتی متری در طول پره و در حالت جریان موازی اندازه گیری شده است.

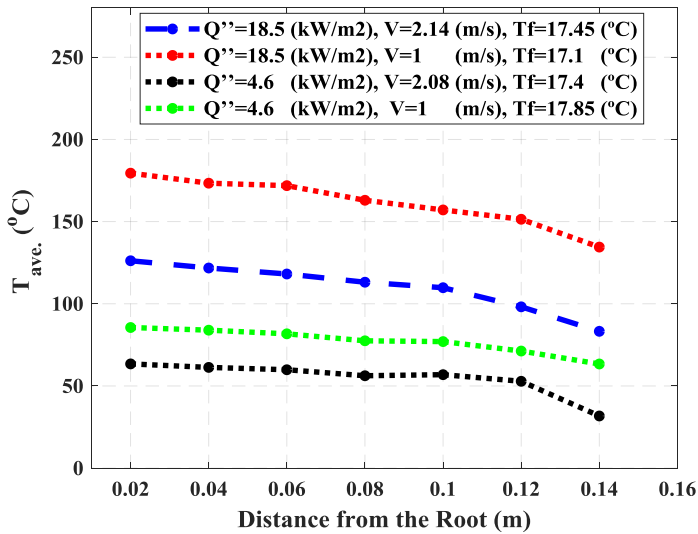


شکل ۵: مقایسه ضریب انتقال حرارت میانگین در امتداد پره سهموی در شرایط مختلف

مطابق شکل ۵، به وضوح مشاهده می شود که با افزایش سرعت جریان، ضریب انتقال حرارت میانگین افزایش می یابد. علاوه بر این، با در نظر گرفتن منحنی ها در شرایط شار حرارتی ثابت، نتیجه گیری می شود که تأثیر سرعت جریان بر انتقال حرارت در شارهای حرارتی پایین تر محسوس تر است. همچنین وجود انحنا در سطوح پره سهموی، باعث افزایش سطوح بالایی و پایینی آن پره نسبت به پره مثلی شده است. از سویی دیگر، همین ویژگی منحصر به فرد باعث افزایش سطح حرارتی در عین کاهش حجم یا وزن پره سهمی نسبت به پره مثلی و ایجاد تمایز نسبت به آن شده است [۲۸].

۳-۴- توزیع دمای سطح

توزیع دما در امتداد پره یکی از پارامترهای اصلی برای ارزیابی بازده پره محسوب می شود. در این مطالعه، میانگین دمای سطح در هر دو سانتی متر از طول پره سهموی در شکل ۶ نمایش داده شده است. توزیع دمای یکنواخت تر در طول پره می تواند نشان دهنده رفتار یک پره ایده آل باشد. بنابراین، هر چه منحنی توزیع دما در امتداد پره به یک خط مستقیم نزدیک تر باشد، کارایی پره بالاتر خواهد بود [۲۸].



شکل ۶: توزیع دمای میانگین در امتداد پره سهموی در شرایط مختلف

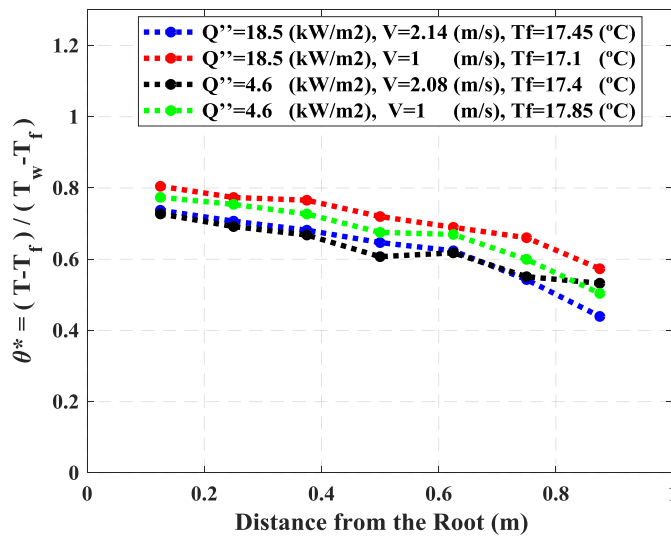
مطابق شکل ۶، مشاهده می‌شود که با افزایش شار حرارتی و کاهش سرعت جریان، مقادیر منحنی توزیع دما افزایش می‌یابد. همچنین، با در نظر گرفتن منحنی‌های مربوط به شار حرارتی یکسان، تأثیرات سرعت جریان بر نمودار دما در شارهای حرارتی بالا محسوس‌تر است. این نتایج نشان می‌دهند که در شرایط شار حرارتی بالا، تغییرات سرعت جریان تأثیر بیشتری بر توزیع دما دارد.

۳-۵- توزیع دمای بدون بعد

برای بررسی کارایی پره، علاوه بر تحلیل و مقایسه نمودار توزیع دما، در نظر گرفتن تأثیرات دمای ریشه پره و مشخصات جریان خنک‌کننده نیز ضروری است. بنابراین، برای ارزیابی دقیق‌تر کارایی پره، باید مقادیر دمای ریشه و دمای سیال خنک‌کننده همراه با دمای سطح پره مورد توجه قرار گیرند. در این مطالعه، یک پارامتر بدون بعد دما طبق معادله ۷ معرفی شده است.

$$\theta = \frac{T_s - T_f}{T_w - T_f} \quad (7)$$

شکل ۷ توزیع دمای بدون بعد در امتداد طول پره‌های مستطیلی و سهموی را بر حسب طول بدون بعد نمایش می‌دهد.



شکل ۷: توزیع دمای بدون بعد در امتداد پره سهموی در شرایط مختلف

شایان ذکر است که دمای سطحی مورد استفاده در معادله ۷ و شکل ۷، میانگین دمای سطحی لبه‌های بالا، پایین، و سطوح جانبی پره‌ها است. مطابق شکل ۷، با بررسی رفتار منحنی‌ها، مشاهده می‌شود که میزان افقی بودن نمودارها یا نزدیکی آنها به خط واحد به ترتیب از نمودارهای با رنگ سبز روشن، سبز تیره، قرمز، و آبی کاهش می‌یابد. این نشان می‌دهد که با افزایش سرعت جریان، به دلیل افزایش نرخ انتقال حرارت و نزدیک شدن دمای سطح و سیال در نقاط انتهایی پره، گرادیان دمای بدون بعد افزایش یافته و نمودار از خط افقی فاصله می‌گیرد. همچنین، با افزایش شار حرارتی، دمای ریشه و سطح پره هر دو افزایش یافته و در نتیجه، با ثابت ماندن سرعت و دمای سیال، نسبت کاهش کمتری بین دمای نوک پره و ریشه ایجاد می‌شود، که نمودار را به خط افقی نزدیک‌تر می‌کند. بنابراین، افزایش سرعت جریان و شار حرارتی، به ترتیب باعث افزایش و کاهش فاصله نمودار از خط افقی شده و نشان‌دهنده رابطه‌ی معکوس سرعت جریان و رابطه مستقیم شار حرارتی با کارایی پره است.

۳-۶- کارایی پره

برخلاف پره ایده‌آل که دمای یکنواختی در طول پره دارد، توزیع دما در یک پره حقیقی با حرکت در طول پره کاهش می‌یابد. بنابراین، برای یک پره ایده‌آل، دمای تمام نقاط سطح با دمای ریشه پره برابر است. با توجه به این تفاوت در توزیع دما بین پره حقیقی و ایده‌آل، نسبتی بین انتقال حرارت پره حقیقی و پره ایده‌آل تعریف می‌شود که به عنوان "بازده پره" شناخته شده و با استفاده از معادله ۸ قابل محاسبه است.

$$\eta = \frac{Q_{real}}{Q_{ideal}} = \frac{h_{ave.} (T_{surf,ave.} - T_f)}{h_{ave.} (T_{wall} - T_f)} \quad (۸)$$

در بخش ۵-۳، میزان کارایی پره به صورت تقریبی با استفاده از رفتار نمودار انتقال حرارت بدون بعد بررسی شد. علاوه بر این، برای ارزیابی و محاسبه دقیق کارایی پره، از معادله (۸) استفاده می‌شود. جدول ۳ کارایی پره‌های مستطیلی و سهموی را تحت شرایط فیزیکی مختلف نمایش می‌دهد.

جدول ۳: کارایی پره‌ی سهموی در شرایط مختلف

η	θ (degree)	$h_{ave.}$ (W/m ²)	V (m/s)	$Q_{o''}$ (W/m ²)
۰/۶۴	۹۰	۱۸۴۵	۲/۱۸	۱۸۴۹۱
۰/۶۸۸	۹۰	۱۱۱۴	۱	۱۸۳۸۲
۰/۶۶۱۴	۹۰	۱۲۷۲	۱	۴۵۹۵
۰/۵۲۵۳	۹۰	۲۲۶۵	۲/۲۱	۴۵۹۵
۰/۶۱۴۱	۴۵	۲۱۵۵	۱/۸۵	۱۸۳۸۲
۰/۷۵۴۸	۴۵	۱۲۹۲	۱	۱۸۳۸۲
۰/۷۴۹۸	۴۵	۱۵۸۲	۱	۴۵۹۵
۰/۶۲۰۹	۴۵	۲۲۰۸	۱/۹۵	۴۵۹۵
۰/۶۱۳۴	۰	۲۳۳۰	۲/۴۱	۱۸۳۸۲
۰/۷۱۷۰	۰	۲۲۰۹	۱	۱۸۳۸۲
۰/۵۳۸۸	۰	۳۲۱۴	۲/۳۸	۴۵۹۵
۰/۶۶۱۸	۰	۱۹۵۱	۱	۴۵۹۵

با بررسی نتایج جدول ۳، مشاهده می‌شود که تغییرات زاویه بین جریان سیال و امتداد پره تأثیر چشمگیری بر کارایی پره ندارد. به عبارت دیگر، تغییرات کارایی پره نسبت به زاویه آن، به اندازه‌ای نیست که تغییرات قابل توجهی در کارایی کلی سیستم ایجاد کند. [۲۸] این امر نشان‌دهنده پایداری نسبی عملکرد پره‌ها در برابر تغییرات زاویه‌ای جریان است.

۳-۷- افت فشار

افت فشار یا مقاومتی که پره در برابر جریان سیال ایجاد می‌کند، پارامتری کلیدی در طراحی و ساخت سیستم‌های خنک‌کننده‌ای است که از طریق سطح گسترده، گرمای اضافی را دفع می‌کنند. طبق معادله ۹ [۳۲]، افت فشار اصطکاکی به شدت وابسته به سرعت جریان، ضریب اصطکاک مجرا، و کیفیت سطح پره است.

$$dP_{fric.} \propto f \frac{L}{d} \rho V^2 \quad (۹)$$

همچنین، افت فشار ناشی از گرانش در سیال طبق رابطه (۱۰) ارائه شده است [۳۲].

$$dP_g \propto \rho g H \quad (10)$$

افت فشار ناشی از کاهش تکانه جریان سیال نیز با استفاده از رابطه ۱۱ [۳۲] تعیین می شود.

$$dP_{mom.} \propto \rho V^2 \quad (11)$$

از آنجایی که سطح مقطع مجرای خنک کاری و پره در تمامی آزمایش‌ها از نظر کیفیت یا ضریب اصطکاک یکسان هستند، افت فشار ناشی از اصطکاک طبق معادله ۹ تنها به سرعت جریان وابسته خواهد بود. همچنین، به دلیل استفاده از مکانیزم همرفتی اجباری، افت فشار ناشی از نیروی گرانش قابل اغماض است. علاوه بر آن، تراکم‌ناپذیری جریان هوا باعث می‌شود افت فشار ناشی از کاهش تکانه تنها تحت تأثیر سرعت جریان قرار گیرد. بنابراین، کل افت فشار ناشی از پره خنک‌کننده تنها به سرعت جریان خنک‌کننده وابسته است. [۲۸] در این آزمایش، سرعت جریان خنک‌کننده پایین در نظر گرفته شده است (عدد ماخ کمتر از واحد)؛ لذا در این محدوده، سرعت جریان قبل از برخورد با پره توسط سرعت جریان پایین‌دستی قابل تعیین است. در نتیجه، افت فشار کل در ساز و کار خنک‌کننده پره تنها به سرعت جریان خنک‌کننده وابسته است. جدول ۴ نتایج اندازه‌گیری سرعت جریان جهت خنک‌سازی پره سهموی را به منظور مقایسه کیفی افت فشار در زوایای مختلف نمایش می‌دهد.

جدول ۴: مقایسه کیفی میانگین سرعت پره در زوایای مختلف

سرعت چرخش فن (rev/min)	زاویه قرارگیری (°)	حداکثر سرعت جریان (m/s)
۴۰۰۰	۹۰	۲/۲
۴۰۰۰	۴۵	۱/۹
۴۰۰۰	۰	۲/۴

بر اساس وابستگی افت فشار به سرعت جریان، مقدار افت فشار در زاویه برخورد صفر درجه نسبت به سایر زوایا کمترین مقدار را دارد. این پدیده ممکن است ناشی از کمترین مقاومت سطح مقطع عرضی پره در برابر جریان خنک‌کننده در این زاویه باشد، که به جریان اجازه می‌دهد با کمترین اختلال از کنار پره عبور کند. همچنین وجود تقعر در هندسه پره سهموی، باعث تیزتر شدن انتهای آن نسبت به پره مثلی و به حداقل رساندن نوسانات جریان خنک‌کننده پس از برخورد می‌شود؛ بنابراین میزان افت فشار در پره با هندسه سهمی مقعر، از پره مثلی و به وضوح از پره مستطیلی کمتر می‌باشد [۲۸].

محاسبه عدم قطعیت در اندازه گیری یکی از مهم ترین مسائل در تحقیقات تجربی است. در این مطالعه، عدم قطعیت یک معادله با چندین متغیر مستقل با استفاده از معادله (۱۲) [۳۳] محاسبه شده است.

$$H = H(X_1, X_2, \dots, X_i) \Rightarrow$$

$$\delta H = \left\{ \sum_{i=1}^N \left(\frac{\delta H}{\delta X_i} \delta X_i \right)^2 \right\}^{0.5} \quad (12)$$

عدم قطعیت $\frac{\delta H}{\delta X_i}$ به صورت ریاضی محاسبه می شود و به دقت تجهیزات اندازه گیری بستگی دارد. دقت این تجهیزات برای مطالعه حاضر در جدول ۵ ارائه شده است.

جدول ۵: میزان عدم قطعیت پارامترهای مورد اندازه گیری

میزان عدم قطعیت	تجهیزات مربوطه	متغیر
$\pm 0.1^\circ\text{C}$	سنسور PT-100	دمای سطح
$\pm 0.5\text{ mm}$	کولیس دیجیتالی	فاصله
$\pm 0.1\text{ V}$	مولتی متر الکتریکی	ولتاژ الکتریکی
$\pm 0.1\text{ }\Omega$	مولتی متر الکتریکی	مقاومت الکتریکی
$\pm 1^\circ$	زاویه سنج	زاویه
$\pm 0.1\text{ m/s}$	بادسنج	سرعت جریان سیال
$\pm 0.1^\circ\text{C}$	بادسنج	دمای جریان سیال

با توجه به معادله ۱۲ و جدول ۵، میزان عدم قطعیت در ضریب انتقال حرارت برای همه شرایط محاسبه و در جدول ۶ ارائه شده است.

جدول ۶: میانگین عدم قطعیت در ضریب انتقال حرارت متوسط پره سهمی در زوایای مختلف

زاویه پره و جریان سیال ($^\circ$)	عدم قطعیت ضریب انتقال حرارت %
۹۰	$\pm 0.488\%$
۴۵	$\pm 0.815\%$
۰	$\pm 0.729\%$

۴- تشکر و قدردانی

مراتب تشکر و قدردانی خود را از حامیان تحقیق که به صورت غیرمستقیم در پیشبرد آن نقش داشته‌اند، داریم.

۵- تعارض منافع

نویسنده(گان) اعلام می‌دارند که در مورد انتشار این مقاله تضاد منافع وجود ندارد. علاوه بر این، موضوعات اخلاقی شامل سرقت ادبی، رضایت آگاهانه، سوء رفتار، جعل داده‌ها، انتشار و ارسال مجدد و مکرر توسط نویسندگان رعایت شده است.

۶- دسترسی آزاد

این نشریه دارای دسترسی باز است و اجازه اشتراک (تکثیر و بازآرایی محتوا به هر شکل) و انطباق (باز ترکیب، تغییر شکل و بازسازی بر اساس محتوا) را می‌دهد.

۷- نتیجه‌گیری

در این مطالعه، تأثیر پارامترهای اصلی بر انتقال حرارت در هندسه پره سهمی مقعر به صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفته است؛ به صورتی که عواملی مانند شار حرارتی دیواره، سرعت جریان سیال خنک‌کننده و زاویه برخورد جریان با پره مورد توجه قرار گرفته و نتایج به شرح ذیل بدست آمد:

۱- مطابق شکل مربوط به خطوط جریان، طراحی نوک تیز و انحنای پره سهمی، با جلوگیری از پرش جریان و ایجاد گردابه‌ها، یکنواختی جریان و سطح تماس حرارتی را بهبود می‌بخشد. این طراحی به کاهش افت فشار و تنش‌های حرارتی کمک کرده و سبب تمایز بیشتر پره سهمی نسبت به پره‌هایی مثلثی و مستطیلی می‌گردد. همچنین وجود انتهای بسیار تیز در پره سهمی، با توزیع یکنواخت‌تر جریان هوا، نقاط داغ و سرد را کاهش داده و موجب کاهش نوسانات جریان، نویز و ارتعاشات در سیستم خنک‌سازی و افزایش طول عمر پره می‌شود.

۲- همچنین مطابق شکل خطوط جریان، انتهای تیز پره سهمی باعث کاهش پدیده‌های گردابی و جدایش جریان می‌شود و به دلیل ساختار خاص آن، ضریب انتقال حرارت در امتداد سطوح منحنی و جانبی تغییر می‌کند. در نوک پره، دمای مرکز و اضلاع تقریباً برابر است و انتقال حرارت کاهش می‌یابد. پس از عبور از نوک، ضریب انتقال حرارت ابتدا افزایش و سپس به دلیل کاهش توان خنک‌کنندگی سیال کاهش می‌یابد. در سطوح جانبی، تغییرات کمتری در ضریب انتقال حرارت دیده می‌شود و در سطوح منحنی، انحنای پره به بهبود انتقال حرارت کمک می‌کند، اما در نهایت با کاهش توان خنک‌کنندگی سیال، ضریب انتقال حرارت کاهش می‌یابد.

۳- میانگین ضریب انتقال حرارت برای تمامی سطوح پره سهمی در فواصل دو سانتی‌متری و در شرایط جریان موازی اندازه‌گیری شد. نتایج به وضوح نشان داد که با افزایش سرعت جریان، ضریب انتقال حرارت میانگین نیز افزایش می‌یابد. همچنین وجود انحنا در پره سهمی، در عین کاهش حجم

و وزن، سبب افزایش سطح حرارتی نسبت به پره مثلی و افزایش انتقال حرارت می‌گردد. علاوه بر آن، با بررسی نمودارهای مربوطه، مشخص شد که در شارهای حرارتی پایین‌تر، تأثیر سرعت جریان بر انتقال حرارت به مراتب محسوس‌تر می‌باشد.

۴- توزیع یکنواخت‌تر دما در طول پره می‌تواند بیانگر عملکرد بهینه پره باشد، به‌طوری‌که هر چه منحنی توزیع دما به یک خط مستقیم نزدیک‌تر باشد، کارایی پره بالاتر می‌رود. طبق نتایج مشاهده شد که با افزایش شار حرارتی و کاهش سرعت جریان، توزیع دما در طول پره افزایش می‌یابد. همچنین، در شارهای حرارتی بالا، اثرات سرعت جریان بر توزیع دما برجسته‌تر است، که نشان می‌دهد تغییرات سرعت جریان در این شرایط نقش مهمی در توزیع دما ایفا می‌کند.

۵- با افزایش سرعت جریان و شار حرارتی، نمودار دما به ترتیب از حالت افقی فاصله می‌گیرد و به آن نزدیک‌تر می‌شود. این تغییرات نشان‌دهنده تأثیر معکوس سرعت جریان و تأثیر مستقیم شار حرارتی بر کارایی پره هستند. در نهایت، مشاهده شد تأثیر سرعت جریان بر توزیع دما در شارهای حرارتی بالا محسوس‌تر است.

۶- برخلاف پره ایده‌آل که دمای یکنواختی در طول پره دارد، توزیع دما در یک پره حقیقی با حرکت در طول پره کاهش می‌یابد. برای ارزیابی کارایی پره‌ها، معادله مربوطه معرفی شد. نتایج نشان داد که تغییر زاویه بین جریان سیال و امتداد پره، تأثیر چشمگیری بر کارایی پره‌ها ندارد که این امر بیانگر پایداری نسبی عملکرد پره‌ها در مواجهه با تغییرات زاویه‌ای است.

۷- در این آزمایش، افت فشار ناشی از پره‌های خنک‌کننده به دلیل یکنواختی سطح مقطع و ضریب اصطکاک، صرفاً به سرعت جریان وابسته است. به علت استفاده از مکانیزم همرفت اجباری و تراکم‌ناپذیری جریان هوا، اثرات نیروی گرانش و کاهش تکانه بر افت فشار قابل چشم‌پوشی است. نتایج حاکی از آن است که در زاویه برخورد صفر درجه، افت فشار به حداقل مقدار خود می‌رسد، که این امر احتمالاً ناشی از کمترین مقاومت سطح مقطع عرضی پره در برابر جریان خنک‌کننده و عبور آزادانه‌تر جریان از کنار پره در این زاویه است. همچنین وجود انحنا در ساختار پره سهموی، باعث افزایش تیزی انتهای پره نسبت به پره مثلی و در نتیجه افزایش یکنواختی جریان پس از برخورد به پره شده که این امر افت فشار پره سهموی مقعر را از سایر پره‌های مثلی و مستطیلی کمتر می‌نماید.

۸. فهرست نمادها

نماد	
h (W/m ² K)	ضریب انتقال حرارت جابجایی
HTC (W/m ² K)	ضریب انتقال حرارت جابجایی
K (W/mK)	ضریب انتقال حرارت رسانش
V (m/s)	سرعت
T (°C)	دما
Q'' (W/m ²)	شار حرارتی
L (m)	طول
Nu	عدد نوسلت جریان سیال
θ^*	توزیع دمای بدون بعد سطح پره
g (m/s ²)	شتاب گرانش
H (m)	ارتفاع

زیرنویس	
s	حالت جامد
ave.	میانگین
surf.	سطح
l	سمت چپ
r	سمت راست
u	سمت بالا
d	سمت پایین
c	مرکز
f	سیال
fric.	اصطکاک
g	گرانش
mom.	مومنتموم (اندازه حرکت)
w	ریشه پره

نماد یونانی	
η	ضریب کارایی
θ	دمای بدون بعد
ρ (Kg/m ³)	چگالی

۹. منابع

- [1] Y. Tomar and M. Sahu, "Review of performance analysis of extended surfaces (fins) under free and forced convection heat transfer," *International Journal of Innovative Research & Development*, vol. 2, pp. 73-78, 2013.
- [2] A. Walunj, V. Daund, and D. Palande, "Review of Performance of Rectangular Fins under Natural Convection at Different Orientation of Heat Sink," *International Journal of Innovation and Applied Studies*, vol. 6, No. 2, p. 232, 2014.
- [3] A. M. Abdulateef, S. Mat, J. Abdulateef, K. Sopian, and A. A. Al-Abidi, "Geometric and design parameters of fins employed for enhancing thermal energy storage systems: a review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 82, pp. 1620-1635, 2018.
- [4] V. Madhavadas, D. Das, K. A. Mohta, and S. S. Prabu, "Comparative analysis on heat transfer of various fin profile using solid works: A systematic review," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2021, vol. 850, No. 1: IOP Publishing, p. 012029.
- [5] A. S. Sorathiya, H. P. Hirpara, and P. Rathod, "An Effect of Different Parameters of Fins on Heat Transfer of IC Engine-Review Study," *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, vol. 11, pp. 63-71, 2014.
- [6] T. A. Tahseen, M. Ishak, and M. Rahman, "An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and un-finned tube banks heat exchanger," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 43, pp. 363-380, 2015.
- [7] H. D. Rathod, A. J. Modi, and P. P. Rathod, "Effect of Different Variables on Heat Transfer Rate of Four-Stroke Si Engine Fins Review Study," *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*, vol. 4, No. 2, 2013.
- [8] S. Chingulpitak and S. Wongwises, "A review of the effect of flow directions and behaviors on the thermal performance of conventional heat sinks," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 81, pp. 10-18,

2015.

- [9] B. Freegah, A. A. Hussain, A. H. Falih, and H. Towsyfyhan, "CFD analysis of heat transfer enhancement in a plate-fin heat sink with fillet profile: Investigation of new designs," *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 17, p. 100458, 2020.
- [10] S. Zaidshah and V. Yadav, "Heat transfer from different types of fins with notches with varying materials to enhance the rate of heat transfer a Review," *International Journal of Applied Engineering Research*, vol. 14, No. 9, pp. 174-179, 2019.
- [11] A. Tariq, K. Altaf, S. W. Ahmad, G. Hussain, and T. Ratlamwala, "Comparative numerical and experimental analysis of the thermal and hydraulic performance of improved plate-fin heat sinks," *Applied Thermal Engineering*, vol. 182, p. 115949, 2021.
- [12] P. Prasad and L. Prasad, "CFD analysis on the louvered fin," *Int Res J Eng Technol*, vol. 4, No. 1, pp. 1458-1462, 2017.
- [13] A. Hashem-ol-Hosseini, M. A. Ghazani, and M. D. Emami, "Experimental study and numerical simulation of thermal-hydraulic characteristics of a finned oval tube at different fin configurations," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 151, p. 106255, 2020.
- [14] B. Jalili, N. Aghaee, P. Jalili, and D. D. Ganji, "Novel usage of the curved rectangular fin on the heat transfer of a double-pipe heat exchanger with a nanofluid," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 35, p. 102086, 2022.
- [15] M. A. Ali and S. Kherde, "Design Modification and Analysis of Two-Wheeler Cooling Fins-A Review," *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, vol. 7, No. 3, pp. 998-1002, 2014.
- [16] I. Satyanarayana and G. Pranay, "Design and analysis of rectangular and triangular fins using CFD," *International Journal of Scientific Engineering and Technology Research*, vol. 5, No. 31, pp. 6554-6564, 2016.
- [17] R. Vijayakumar, T. Nithyanandam, A. Janarthanan, N. Jeevanantham, and B. Santhosh, "Analysis of Rectangular Fins Using CFD," *Annals of the Romanian Society for Cell Biology*, pp. 1892-1898, 2021.
- [18] P. K. Singh, V. K. Sharma, and A. Islam, "Numerical analysis on

thermal properties of aluminum alloy for transforming heat-based applications," *Materials Today: Proceedings*, vol. 45, pp. 3596-3600, 2021.

[19] S. Durgam, A. Kale, N. Kene, A. Khedkar, S. Palve, and N. M. Gawai, "Thermal analysis of fin materials for engine cylinder heat transfer enhancement," in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2021, vol. 1126, No. 1: IOP Publishing, p. 012071.

[20] H. Nguyen and A. Aziz, "Heat transfer from convecting-radiating fins of different profile shapes," *Wärme-und Stoffübertragung*, vol. 27, No. 2, pp. 67-72, 1992.

[21] A. Aziz and T. Fang, "Alternative solutions for longitudinal fins of rectangular, trapezoidal, and concave parabolic profiles," *Energy Conversion and Management*, vol. 51, No. 11, pp. 2188-2194, 2010.

[22] M. Torabi, A. Aziz, and K. Zhang, "A comparative study of longitudinal fins of rectangular, trapezoidal and concave parabolic profiles with multiple nonlinearities," *Energy*, vol. 51, pp. 243-256, 2013.

[23] R. Karvinen and T. Karvinen, "Optimum geometry of plate fins," *Journal of heat transfer*, vol. 134, No. 8, 2012.

[24] A. Aziz and A. D. Kraus, "Transient heat transfer in extended surfaces," 1995.

[25] N. Mani and V. K. Pandey, "Heat Transfer Phenomenon of Extended Surfaces in Form of Fins with Internal and External Configurations: A Review."

[26] M. Mashud, M. I. Inam, Z. R. Arani, and A. Tanveer, "Experimental investigation of heat transfer characteristics of the cylindrical fin with different grooves," *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME*, vol. 9, No. 10, 2009.

[27] M. pourjafargholi, A. Gholami, and M. Karimi, "Investigating fin heat transfer in rectangular, triangular and parabolic geometries in singular and groups under laminar and turbulent cooling airflow," *Journal of Aerospace Defense*, vol. 2, no. 2, pp. 55-83, (2023).

[28] M. pourjafargholi, A. Gholami, and M. Karimi, "Experimental investigation of fin heat transfer characteristics in a different condition," *AUT Journal of Mechanical Engineering*, vol. 8, No. 2, pp. 5-5, 2024, doi:

10.22060/ajme.2024.23065.6096.

[29] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of heat and mass transfer*. Wiley New York, 1996.

[30] C.-H. Huang and P.-W. Tung, "Numerical and experimental studies on an optimum Fin design problem to determine the deformed wavy-shaped heat sinks," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 151, p. 106282, 2020.

[31] E. Buckingham, "On physically similar systems; illustrations of the use of dimensional equations," *Physical Review*, vol. 4, No. 4, p. 345, 1914.

[32] J. G. Collier and J. R. Thome, *Convective boiling and condensation*. Clarendon Press, 1994.

[33] R. J. Moffat, "Describing the uncertainties in experimental results," *Experimental thermal and fluid science*, vol. 1, No. 1, pp. 3-17, 1988.