



فصلنامه علمی ((دفاع هوافضایی))

دوره ۲، شماره ۲، شهریور ۱۴۰۲



مقاله پژوهشی

بررسی انتقال حرارت پره در هندسه‌های مستطیلی، مثلثی و سهمی به صورت تکی و گروهی تحت جریان هوای خنک کننده‌ی آرام و آشفته

محمد پورجعفرقلی^۱، علیرضا غلامی^۲، محمدرضا کریمی^۳

۱. استادیار، گروه آموزشی مکانیک، دانشگاه پدافند هوایی خاتم‌الانبیاء (ص)،

۲. کارشناسی ارشد، گروه آموزشی مکانیک، دانشگاه پدافند هوایی خاتم‌الانبیاء (ص)،

۳. کارشناس، گروه آموزشی مکانیک، دانشگاه پدافند هوایی خاتم‌الانبیاء (ص)

چکیده

در این پژوهش به بررسی عددی انتقال حرارت پره‌ی موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده در پهپادها، خودروها و موتورسیکلت‌ها در هندسه، پیکربندی و رژیم جریان‌های خنک‌کننده مختلف پرداخته و اولویت استفاده از هر هندسه مورد تحلیل قرار گرفت. جهت تعیین هندسه، شرایط مرزی و شبکه‌بندی از نرم‌افزار گمبیت و جهت تحلیل‌های مربوطه از نرم‌افزار فلونت استفاده شد. همچنین برای حل جریان آشفته، از مدل $k-\omega$ استاندارد استفاده شد. نتایج نشان داد انتقال حرارت پره‌ها در حالت تکی به حرکت جریان روی سطح و در حالت گروهی، به نفوذ جریان بستگی دارد؛ همچنین در مجاورت جریان آرام و متلاطم، میانگین ضریب انتقال حرارت پره سهمی مقعر نسبت به پره مستطیلی، به ترتیب ۳۳۶ و ۴۵/۲۴ درصد و نسبت به پره مثلثی ۸۲/۸ و ۹/۴ درصد بیشتر بوده و حجم آن نسبت به پره مستطیلی و مثلثی، به ترتیب ۸۸/۷۷ و ۷۷/۵۵ درصد کم‌تر می‌باشد. بنابراین، استفاده از پره سهمی محدب در خنک‌کاری تجهیزات سبک وزن، می‌تواند به صورت ویژه‌ای مورد توجه قرار گیرد. بعلاوه، بررسی جنس پره سهمی نشان داد با افزایش طول پره، تاثیر ضریب هدایت حرارتی بر انتقال حرارت افزایش می‌یابد.

اطلاعات مقاله

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۰۷/۰۳

تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۰۳/۲۳

کلمات کلیدی:

انتقال حرارت، پیکربندی پره، رژیم جریان، هندسه پره



نویسنده مسئول:

محمد پورجعفرقلی

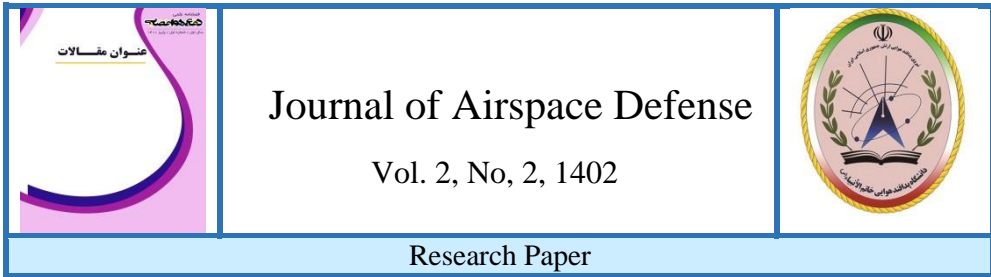
ایمیل:

mpourjafargholi@gmail.com

استناد به مقاله: محمد پورجعفرقلی، علیرضا غلامی، محمدرضا کریمی، بررسی انتقال حرارت پره در هندسه‌های

مستطیلی، مثلثی و سهمی به صورت تکی و گروهی تحت جریان هوای خنک کننده‌ی آرام و آشفته، مجله علمی

پژوهشی دفاع هوافضایی دوره ۲، شماره ۲، شهریور ۱۴۰۲



Investigating fin heat transfer in rectangular, triangular and parabolic geometries in singular and groups under laminar and turbulent cooling air flow

Mohammad Pourjafargholi, Alireza Gholami, Mohammadreza Karimi

Department of Mechanical Engineering, Khatam Ol Anbia University, Tehran, Iran.

Article Information

Accepted: 1402/07/03

Received: 1402/03/23

Keywords:

Heat Transfer,
Fins Configuration,
Flow Regime,
Fins Geometry



Corresponding author:

Mohammad Pourjafargholi

Email:

mpourjafargholi@gmail.com

Abstract

In this study, the numerical investigation is carried out for fin heat transfer used in internal combustion engines in drones, cars, and motorcycles, while the geometry, configuration, cooling flow regime, and priority of using each of them was studied at different conditions. Also, introduction of geometry, boundary condition and meshing was done by GAMBIT and the numerical solution was done by FLUENT while the $K-\omega$ was preferred turbulent model. It found that the heat transfer of singular and group fins was dependent on the flow behavior on the surface and its penetration respectively. Also, the average heat transfer coefficient in convex parabolic fin against the laminar and turbulent flow was 336 and 45.24 percent more than rectangular and 82.8 and 9.4 percent more than triangular, respectively, while its volume was less than 88.77 and 77.55 percent in comparison with rectangular and triangular respectively. So this fin can be considered in the cooling of light equipment engines. Also, the results of material effects on parabolic fin heat transfer showed a change of conductivity could be effective only for tall fins.

HOW TO CITE: M. Pourjafargholi, A. L. Gholami & M. R. Karimi, Investigating fin heat transfer in rectangular, triangular and parabolic geometries in singular and groups under laminar and turbulent cooling air flow, Journal of Airspace Defense, Vol. 2, No 2, 1402.

۱. مقدمه

موتورهای پیستونی در انواع وسایل نقلیه هوایی و زمینی، هواپیماها، پهپادها، خودروها و موتور سیکت‌ها استفاده می‌شوند. البته باید توجه داشت که موتورهای پیستونی، در هواپیماها، از موادی ساخته می‌شوند که سبک وزن باشند. موتورهای پیستونی برای پهپادهای شناسایی و نظارتی با سرعت کم، ارتفاع متوسط و پایین مناسب هستند. در فرآیند احتراق سوخت در این موتورها، نزدیک به ۷۰ درصد از گرما در اتمسفر هدر می‌رود و تنها حدود ۳۰ درصد از کل گرمای تولید شده در احتراق با موفقیت استفاده می‌شود، مقدار زیادی از گرما باید از پره‌های موتور عبور داده شود. این گرما اگر به موقع و به اندازه کافی از بین نرود ممکن است باعث مشکلات متعدد و حتی خاموش شدن موتور شود. بنابراین برای جلوگیری از آسیب‌های حرارتی به موتور، گرما باید به موقع از موتور دفع شود. به طور کلی دو نوع اتلاف حرارت برای خنک کردن موتور وجود دارد: موتور مایع خنک و موتور هوا خنک، اما با توجه به پیچیدگی موتور مایع خنک در کنار عوامل دیگری مانند فضای بیشتر، هزینه بالای نگهداری و تعمیر، موتورهای هوا خنک برای موتورهای کوچک‌تر ترجیح داده می‌شوند. در وسایل نقلیه با موتورهای هوا خنک، پره‌ها نقش محوری در دفع گرما دارند. از این رو انتظار می‌رود این پره‌ها در اتلاف گرما بسیار کارآمد باشند. عوامل متعددی از جمله هندسه، شکل، اندازه، زبری و غیره بر کارایی پره تأثیر بسزایی دارند. قابلیت اجرای این روش روی بسیاری از سیستم‌های حرارتی مختلف، توجه بسیاری از پژوهشگران را جلب نموده است. در راستای استفاده و بهینه‌سازی پره با شکل‌ها و اندازه‌های مختلف برای بالا بردن انتقال حرارت از سطح موتورهای پیستونی، کارهای تجربی و تئوری زیادی انجام شده است. از جمله این تلاش‌ها، تحقیقات عددی بسیم فریج‌ها و همکاران [1] است که با ایجاد آنجا در محل اتصال پره‌های مستطیلی به دیواره اصلی و الصاق پین‌های دایروی به بدنه پره‌ها، به مقایسه انتقال حرارت مجموعه پره پیشنهادی با مجموعه پره مستطیلی پرداختند. نتایج آنها نشان داد که دمای ریشه در حدود ۲۰ درصد کاهش و افزایش ۳۰ درصد عدد ناسلت ۳۰ درصد بیشتر از پره مستطیلی افزایش می‌یابد. زیدشاه و یاداو [2] نیز دیگر عوامل موثر در افزایش انتقال حرارت پره‌ها مانند ایجاد شیار و حفره روی آنها را بررسی کردند. این حفره‌ها علیرغم افزایش افت فشار، می‌توانند با افزایش سطح تماس بین سیال خنک کننده و همچنین ایجاد اختلاط نسبی در جریان، تا حد مطلوبی انتقال حرارت پره‌ها را افزایش دهند. همچنین طریق و همکاران [3] با استفاده از روش‌های آزمایشگاهی و عددی، به مطالعه اثرات سوراخ و شیار در انتقال حرارت مجموعه پره‌های مستطیلی پرداخته و نتایج حاصله از پژوهش‌ها را با مجموعه پره مستطیلی معمولی مورد مقایسه قرار دادند. نتایج آنها نیز نشان داد که علاوه بر کاهش افت فشار، میزان افزایش انتقال حرارت مجموعه پره پیشنهادی حدود ۴۰ درصد بیشتر از پره مستطیلی معمولی است. علاوه بر آن، جرم کم‌تر مجموعه پره پیشنهاد شده نیز، به عنوان یکی دیگر از مزایای این پره نسبت به پره مستطیلی بیان شد.

پی. پراساد و ال.اس.وی پراساد [4] به بررسی عددی انتقال حرارت پره‌های نصب شده مستطیلی و

زیگزاگی روی یک رادیاتور پرداخته و دریافتند میزان انتقال حرارت مجموعه پره زیگزاگی بسیار بیشتر از مجموعه پره مستطیلی خواهد بود. همچنین هاشم‌الحسینی و همکاران [5] توانستند فاصله بهینه پره‌های مستطیلی نصب شده روی مبدل‌های لوله‌ای بیضی شکل را برای شرایط گوناگون تخمین بزنند. جلیلی و همکاران [6] نیز با بررسی عددی استفاده از پره‌های مستطیلی در لوله داخلی یک مبدل دو لوله‌ای، تاثیرات انتقال حرارت و افت فشار آن را بدست آوردند اما با توجه به افزایش افت فشار، استفاده از پره در مبدل‌های دولوله‌ای را نیازمند تحقیقات بیشتری دانستند. محسین علی و خرده [7] با بررسی تحقیقات انجام شده در انتقال حرارت از سیلندر موتورها، عواملی چون هندسه پره، زمان تماس با هوا و همچنین شدت آشفته‌گی جریان هوای خنک کننده را از مهم‌ترین عوامل در کارایی مجموعه پره نصب شده معرفی نمودند. ساتیانارایانا و پرانای [8] نیز پره‌های مثلثی و مستطیلی در یک سیلندر را بررسی کردند و نهایتاً با در نظر گرفتن پارامتر وزن در کنار انتقال حرارت، استفاده از پره با هندسه مثلثی را بهتر از نوع مستطیلی بیان نمودند. علاوه بر آن، ویجایاکومار و همکاران [9] توانستند پره مورد نظر خود را جهت بکارگیری در سیلندر موتور پیشنهاد دهند. کومار سینگ و همکاران [10] نیز به بررسی عددی انتقال حرارت مجموعه پره آلومینیومی تحت شرایط کاری مختلف پرداختند. همچنین شانکار دورگام و همکاران [11] با استفاده از روش عددی، تاثیر جنس مواد مورد استفاده در مجموعه پره‌ها را مورد بررسی قرار دادند. دسته‌ای دیگر از پژوهشگران نیز، به بررسی هندسه پره‌ها پرداخته که از جمله آن‌ها، می‌توان به تحقیقات نگوین و عزیز [12] در بررسی عملکرد حرارتی پره‌های مستطیلی، مثلثی، دوزنقه‌ای و سهمی مقعر تحت مکانیزم‌های انتقال حرارت هدایتی، جابجایی و تشعشعی اشاره کرد. همچنین عزیز و فانگ [13] با در نظر گرفتن شرط مرزی ترکیبی در دیواره پره، به بررسی توزیع دما در پره‌های تحت چگالش پرداخته و توزیع دما در پره‌های مستطیلی، دوزنقه‌ای و سهمی مقعر را مورد بررسی قرار دادند. ترابی و همکاران [14] نیز به بررسی انتقال حرارت پره‌های مستطیلی، مثلثی و سهمی مقعر با استفاده از روش تحلیلی پرداختند که مشخص شد تعیین ضریب انتقال حرارت وابسته به دما، کارایی بالاتری را برای پره به ارمغان خواهد آورد. سپس، آر. کاروین و تی. کاروین [15] به بهینه سازی پره مستطیلی، مثلثی و سهمی مقعر پرداختند، به گونه‌ای که با حداقل حجم، بیشترین حرارت از سطح داغ را دفع کند.

با توجه به اهمیت هندسه بکارگیری شده در شکل پره‌ها در شرایط مختلف، انجام تحقیقات گسترده در این زمینه امری اجتناب‌ناپذیر خواهد بود؛ لذا در این پژوهش اقدام به بررسی عددی انتقال حرارت در هندسه‌های پر کاربرد صنعتی از جمله مستطیلی، مثلثی و سهمی محدب به صورت تکی و گروهی تحت جریان آرام و آشفته انجام گرفته و ضمن ارائه و مقایسه نتایج بدست آمده، اولویت استفاده از هر پره در شرایط مختلف ارائه گردیده است.

۲- معادلات حاکم

۲-۱- جریان آرام

معادلات اصلی حاکم بر جریان آرام از جمله پیوستگی، مومنتوم در راستای x ، مومنتوم در راستای y ، مومنتوم در راستای z و معادله انرژی سیال به ترتیب با معادلات (۱) تا (۵) بیان می‌شوند:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

این روابط، پس از جدا سازی و تبدیل معادلات دیفرانسیل به معادلات عددی، برای هر شبکه حل شده و مقدار سرعت و دما برای هر شبکه از میدان حل، حاصل می‌شود. جهت گسسته‌سازی به روش حجم محدود، از طرفین معادلات (۱) تا (۵)، روی یک شبکه انتگرال‌گیری شده و عبارات دیفرانسیلی به بازه تغییرات عددی تبدیل خواهند شد. سپس بر اساس روش گاوس-سایدل، حل عددی معادلات انجام شده و تا همگرایی نهایی ادامه خواهد یافت [16-18].

همچنین در این مقاله، حل مستقل از زمان بوده و اثرات تشعشعی ناچیز در نظر گرفته شده است. با تکرار فرایند حل و رسیدن اختلاف مقادیر جدید با مقادیر قبلی به کم‌تر از مقدار تعیین شده، حل کامل شده و پارامترهای دینامیکی و حرارتی مورد نظر برای کل میدان بدست می‌آید. مقدار اختلاف تعیین شده برای معادلات (۴-۱) به اندازه ۰/۰۰۱ و برای معادله (۵) به اندازه ۰/۰۰۰۰۰۱ در نظر گرفته شده است.

۲-۲- جریان آشفته

لایه مرزی رژیم آشفته شامل سه ناحیه لایه‌ای، بافر و متلاطم بوده و حل این نواحی، با استفاده از

مدل‌های توربولانسی صورت خواهد پذیرفت که از رایج‌ترین آنها، می‌توان به مدل $k-\varepsilon$ و $k-\omega$ اشاره نمود. در مدل $k-\varepsilon$ ، تنها ناحیه آشفته شبکه‌بندی شده و دو زیر ناحیه آرام و بافر با استفاده از توابع دیواره و ثابت‌های آزمایشگاهی تخمین زده می‌شود، در صورتی که در مدل $k-\omega$ ، تمامی نواحی با استفاده از شبکه بسیار ریز پوشش داده شده و مورد تحلیل قرار می‌گیرند. لذا این مدل برای بررسی پدیده‌های موثر از دیواره از جمله جریان‌های برگشتی، گردابه‌ها دقت بهتری را ارائه می‌دهد. با توجه به اهمیت بسیار زیاد رفتار جریان خنک‌کننده روی سطح و انتقال حرارت با آن، در این پژوهش از مدل $k-\omega$ استفاده شده است. روابط (۶-۷) معادلات مربوط به انرژی جنبشی و نرخ ویژه اتلاف در مدل $k-\omega$ استاندارد را نمایش می‌دهند [19].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \rho P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_k \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (6)$$

While $P = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\alpha \omega}{k} \rho P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_\omega \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\rho \sigma_d}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (7)$$

مقادیر باقیمانده یا اختلاف مقادیر جهت پایداری حل در این مدل نیز، به میزان 0.001 برای معادلات پیوستگی، مومنتوم، انرژی جنبشی تلاطم و نرخ ویژه اتلاف و به میزان 0.000001 برای معادله انرژی لحاظ شده است.

۳-۲- روش حل

پس از تعیین معادلات ریاضی حاکم و گسسته‌سازی آن‌ها، از کدهای برنامه‌نویسی بر مبنای روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی استفاده شده و مسئله با استفاده از نرم‌افزار انسیس-فلوئنت مورد تحلیل قرار خواهد گرفت. شکل (۱)، المان پره و روابط (۱۰-۸)، معادله انرژی مربوط را

نمایش می‌دهند. با توجه به معادله انرژی برای المان انتخاب شده مطابق رابطه (۸) خواهیم داشت:

$$(8) \quad (\text{انرژی تولیدی}) + (\text{انرژی خروجی}) - (\text{انرژی ورودی}) = (\text{انرژی ذخیره شده})$$

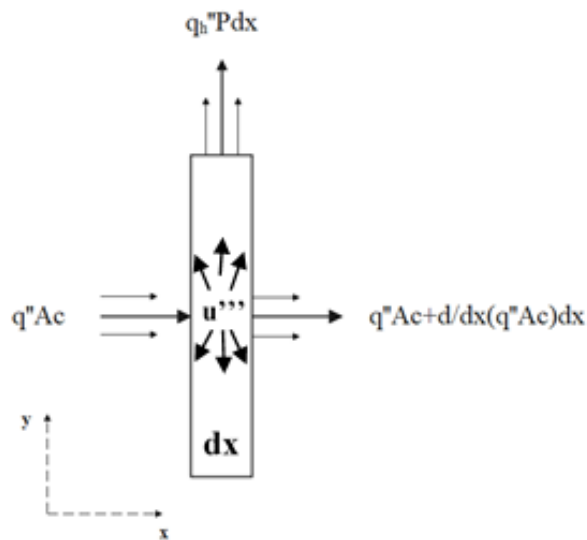
$$\Rightarrow \frac{dE}{dt} = q'' A_c - q'' A_c \quad (9)$$

$$+ - \frac{d}{dx} (q'' A_c) dx - q''_h P dx + u''' A_c dx$$

در نهایت معادله (۹) با جایگذاری مقادیر مربوط، به رابطه (۱۰) منتهی می‌شود.

$$\theta''(x) + \frac{1}{A(x)} \frac{\partial A(x)}{\partial x} \theta'(x) + -h(x) P(x) \theta(x) = 0 \quad (10)$$

$$\theta(x) = T_{FIN}(x) - T_{FLUID}$$



شکل ۱: انرژی‌های تبادلی المان پره در راستای طولی و محیط اطراف

بنابراین برای معادلات حاکم بر جریان خنک کننده، از روابط ارائه شده برای جریان آرام و آشفته استفاده می‌شود، در صورتی که توزیع دمای پره طبق رابطه (۱۰) قابل محاسبه خواهد بود؛ لذا

میدان حل عددی شامل دو میدان حل جداگانه مربوط به جریان خنک‌کننده و حجم پره بوده که نقطه اشتراک این دو میدان، ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری روی سطح پره (h) مطابق رابطه (۱۱) خواهد بود.

$$h_{(x \text{ or } y)} = \frac{-K \frac{\partial T(x \text{ or } y)}{\partial x} \Big|_{x \text{ or } y=0}}{T(x \text{ or } y) - T_{FLUID}} \quad (11)$$

بنابراین با استفاده از گسسته‌سازی معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی برای جریان سیال آرام و آشفته مطابق روابط (۷-۱)، معادله انرژی پره مطابق رابطه (۱۰) و همچنین رابطه ضریب انتقال حرارت مطابق رابطه (۱۱)، میدان کلی حل توسط نرم‌افزار فلوئنت به صورت عددی حل شده و پس از همگرا شدن، مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

۴-۲- اعتبار سنجی حل

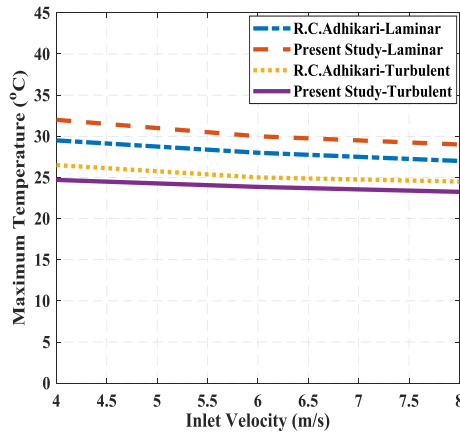
جهت اعتبارسنجی شبیه‌سازی انجام گرفته، از مطالعات ادهیکاری و همکاران [20] استفاده شد؛ به گونه‌ای که نتایج مربوط به حداکثر دمای ریشه مجموعه پره متشکل از شش پره مستطیلی تحت خنک کاری با هوا در دمای ۲۰/۲ درجه سانتیگراد، رژیم‌های آرام و متلاطم و حرارت اعمالی ۴/۷۱ وات به صورت سه بعدی مورد مقایسه قرار گرفته که نتایج اعتبار سنجی در شکل (۲) نمایش داده شده است. براساس شکل (۲)، حداکثر اختلاف بین دمای اندازه‌گیری شده و ارائه شده توسط پژوهش مذکور، برای جریان آرام برابر با ۶/۷ درصد و برای جریان متلاطم نیز ۴/۳۵ درصد بوده که رفتار نموداری هر دو منحنی نیز، کاملاً یکسان است.

۳- میدان حل

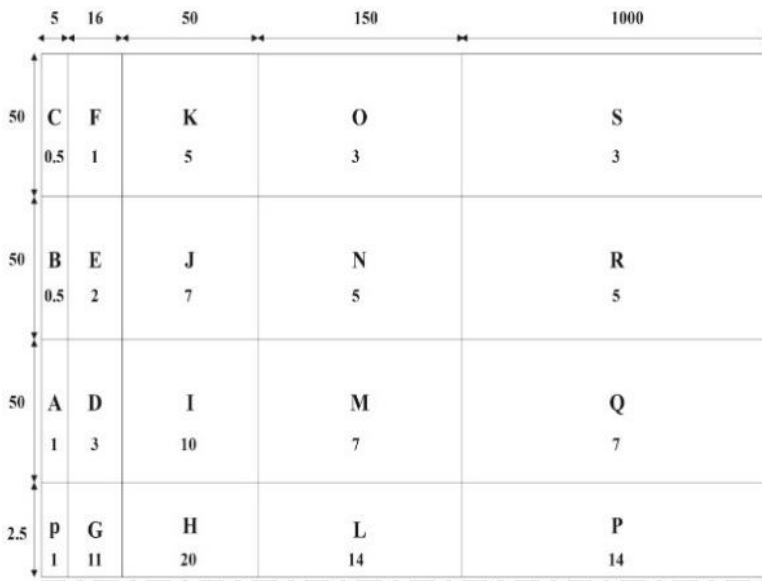
۳-۱- تعیین هندسه و شبکه‌بندی

جهت رسم هندسه، تعیین شرایط مرزی و شبکه‌بندی میدان حل در پژوهش حاضر، از نرم‌افزار گمبیت استفاده شده است. این هندسه مطابق پژوهش ادهیکاری و همکاران [20]، شامل هندسه پره و کانال مربوط به جریان سیال خنک‌کننده می‌باشد، به صورتی که جریان هوا با سرعت تعیین شده از سمت راست میدان وارد شده و پس از خنک سازی پره، از انتهای سمت چپ به اتمسفر تخلیه خواهد شد. جهت کاهش هزینه محاسباتی، و همچنین با توجه به حرکت تک بعدی سیال خنک‌کننده در مجاورت پره و وجود تقارن در راستای محور عمقی پره، مسئله به صورت دوبعدی شبیه سازی و مورد بررسی قرار گرفته و میدان حل مطابق شکل (۳)، به قسمت‌های مختلفی تقسیم شده است. بدیهی است که نواحی نزدیک پره جهت اهمیت بیشتر، از شبکه‌بندی ریزتر برخوردار خواهد بود؛ علاوه بر آن، مقیاس‌بندی تعداد شبکه در هر ناحیه نسبت به ناحیه صفحه داغ

(P) در شکل مذکور نمایش داده شده است. لازم به ذکر است به دلیل تقارن نیمه بالایی و پایینی میدان حل، تنها موارد مربوط به هندسه بالایی نمایش داده شده است. در شکل (۳) صفحه داغ (با ضخامت ۵ سانتی‌متر برای پره تکی و ۷۵ سانتی‌متر برای مجموعه پره) با حرف P، هندسه پره تکی (با طول ۱۶ سانتی‌متر) با حرف G و سایر نواحی با حرف‌های مربوطه نمایش داده شده و ابعاد مربوطه اندازه‌گذاری گردیده‌اند. لازم به ذکر است به دلیل تقارن، هندسه نیمه پایینی میدان نیز دارای شرایط یکسانی خواهد بود. جدول (۱) تعداد شبکه اولیه صفحه اصلی یا بخش (P) را جهت حل عددی برای جریان آرام و آشفته نمایش می‌دهد.



شکل ۲- نتایج حداکثر دمای پره اندازه‌گیری شده توسط پژوهش حاضر و مطالعات ادھیکاری و همکاران



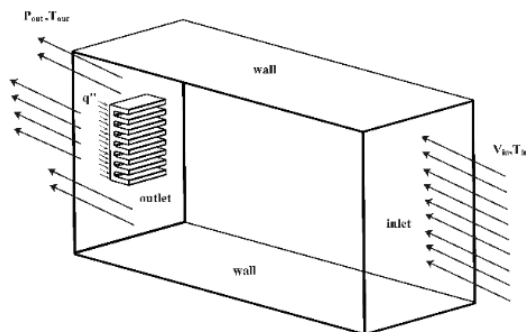
شکل ۳- مقیاس و نامگذاری بخش‌های مختلف میدان حل (ابعاد بر حسب میلی‌متر هستند)

جدول ۱- ضخامت بدون بعد لایه مرزی، ارتفاع شبکه اولیه و تعداد شبکه‌های اولیه ناحیه P

پیکربندی	مشخصات شبکه	جریان آرام	جریان آشفته ($K-\omega$)
پره تکی	Y+	-	۱
	ارتفاع اولین شبکه لایه مرزی (μm)	۱۰۰	۰/۵۳
	تعداد شبکه اولیه ناحیه P	۲۵۰	۱۰۰۰۰
	سرعت ورودی (m/s)	۷	۸۰۰
	شار حرارتی ($\text{W/m}^2\text{K}$)	۲۵۰۰	۳۵۰۰۰۰
مجموعه پره	Y+	-	۱
	ارتفاع اولین شبکه لایه مرزی (μm)	۱۰۰	۰/۵۳
	تعداد شبکه اولیه ناحیه P	۲۰۰	۱۳۸۸۸
	سرعت ورودی (m/s)	۷	۸۰۰
	شار حرارتی ($\text{W/m}^2\text{K}$)	۲۵۰۰	۳۵۰۰۰۰

۳-۲- شرایط مرزی

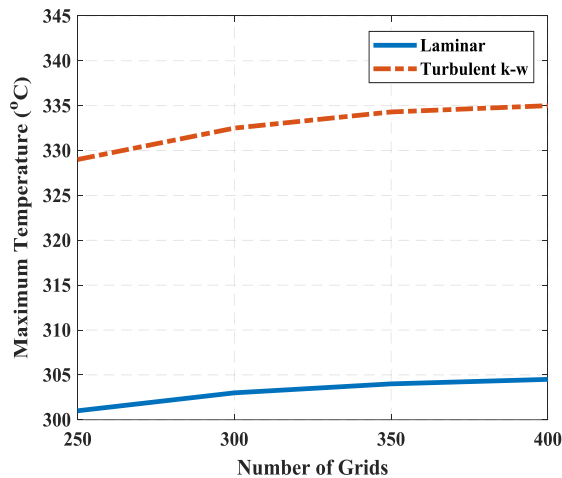
از مهم‌ترین قسمت‌های حل عددی، تعیین مقادیر ورودی و شرایط مرزی می‌باشد. در میدان حل مورد نظر مطابق شکل (۴)، از شرط مرزی سرعت ثابت در ورودی میدان و از شرط مرزی فشار ثابت در خروجی آن استفاده شده است. همچنین، شرط مرزی شار حرارتی ثابت، در انتهای دیواره صفحه اصلی تنظیم شده است، در حالی که دیواره‌های پره با استفاده از شرط مرزی کوپل، می‌توانند شار حرارتی را به سیال خنک کننده منتقل کنند. همچنین با توجه به کاربرد پره‌های مورد بررسی در صنایع متحرک از قبیل پهنپاها و همچنین نحوه حرکت آن‌ها (به جز مواقع صعود و فرود)، شرایط حل به صورت مستقل از زمان و پایا در نظر گرفته شده است.



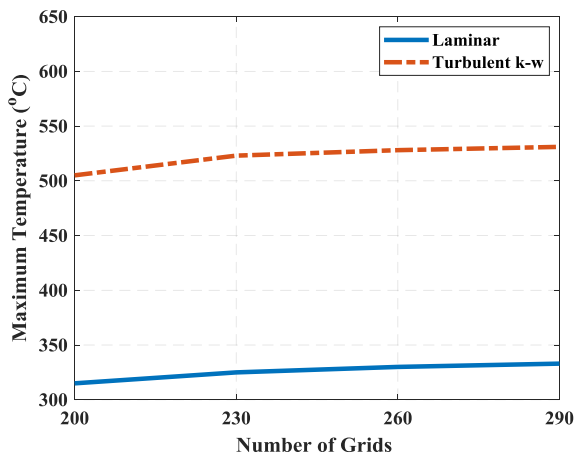
شکل ۴- میدان حل و شرایط مرزی اعمالی تحت دمای ورودی ۳۰۰ کلوین و فشار خروجی ۱ اتمسفر برای مجموعه فین مستطیلی

۳-۳- بررسی استقلال حل از شبکه

در حل عددی، اندازه و تعداد شبکه استفاده شده از اهمیت ویژه‌ای برخوردار بوده و می‌تواند در نتایج نهایی موثر واقع شود و آن‌ها را با خطا مواجه سازد. بنابراین، حذف وابستگی نتایج از تعداد شبکه یا اندازه آن، امری اجتناب ناپذیر می‌باشد. جهت این امر، شبکه‌بندی میدان تا جایی ریز خواهد شد که تغییری در نتایج مشاهده نگردد؛ بدین صورت، حداقل تعداد یا ابعاد شبکه جهت دستیابی به نتایج صحیح و مستقل به دست خواهد آمد. شکل (۵) استقلال حل از تعداد شبکه را برای حداکثر دمای ریشه پره مستطیلی در حالت تکی و گروهی نمایش می‌دهد که براساس آن، حداقل تعداد شبکه ناحیه P جهت حذف وابستگی حل به اندازه یا تعداد شبکه، برای تحلیلی پره تکی برابر با ۴۰۰ و برای مجموعه پره برابر ۲۸۸ خواهد بود.

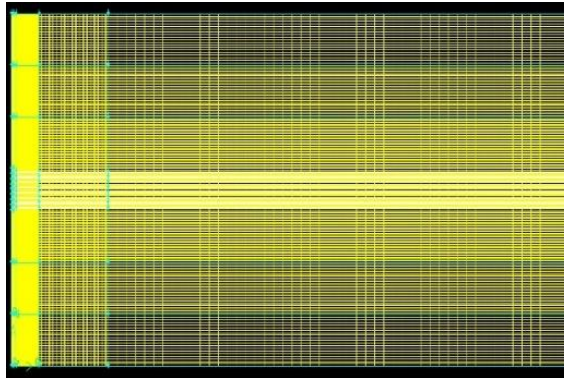


(الف)

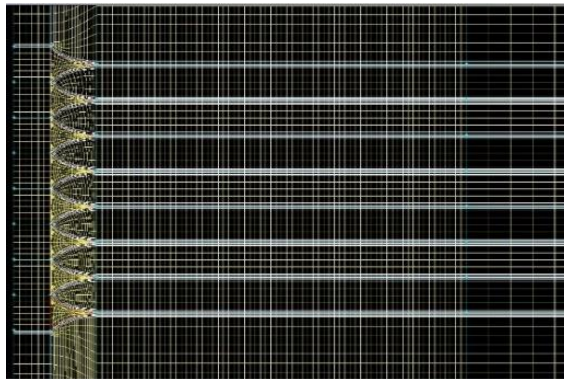


(ب)

شکل ۵- نمودار استقلال از شبکه برای پره مستطیلی در حالت (الف) تکی و (ب) گروهی تعداد و نحوه ایجاد هندسه و بخش‌بندی حل با استفاده از نرم‌افزار گمبیت در دو حالت تکی و گروهی در شکل (۶) نشان داده شده است.



(الف)



(ب)

شکل ۶- نحوه شبکه‌بندی (الف) کل میدان حل و (ب) مجموعه پره سهمی به روش هیبریدی

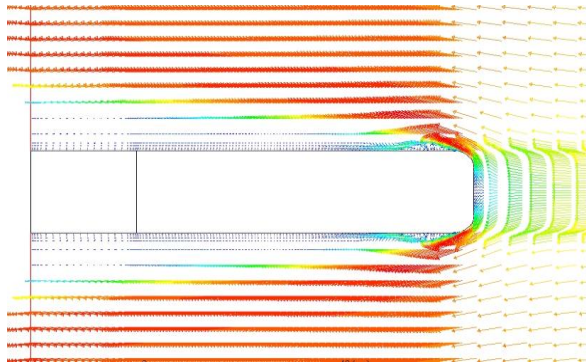
۴- نتایج حل عددی و بحث

در این قسمت، نتایج مربوط به انتقال حرارت پره‌های مستطیلی، مثلثی و سهمی مقعر ارائه و تأثیرات جریان آرام و آشفته هوا در خنک‌کاری پره در حالت تکی و گروهی نیز مورد تحلیل و بررسی قرار خواهد گرفت.

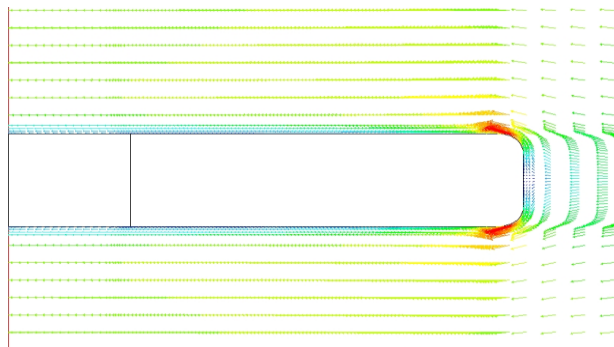
۴-۱- انتقال حرارت پره در حالت تکی

در شکل‌های (۷) تا (۹)، بردار سرعت هوای خنک‌کننده روی تک پره‌های مستطیلی، مثلثی و سهمی مقعر تحت رژیم جریان (الف) آرام و (ب) آشفته نشان داده شده است. مقایسه بردارهای سرعت تحت رژیم آرام و آشفته در مجاورت هندسه‌های متفاوت، نشان می‌دهد شدت پخش جریان روی پره، بروز گردابه‌ها و ایجاد جریان‌های بازگشتی روی سطح پره، در رژیم

آشفته کم‌تر از رژیم آرام خواهد بود که می‌تواند ناشی از مومنتوم بالا در این رژیم باشد. بروز جریان‌های بازگشتی، تماس سیال خنک‌کننده سرعت بالا با سطح پره را به حداقل رسانده و فرایند خنک‌سازی را با چالش روبرو خواهد ساخت. همچنین بر اساس خطوط جریان ارائه شده در شکل‌های (۷) تا (۹)، مشاهده می‌شود که مقدار پرش جریان در پره مستطیلی و سهمی بسیار بیشتر از پره مثلثی خواهد بود. لذا با توجه به میزان افت فشار تولید شده ناشی از جدایش جریان و گردابه‌ها، مشخص می‌شود که افت فشار ناشی از پرش جریان در اثر برخورد جریان با پره، در هندسه مثلثی بسیار کم‌تر هندسه‌های مستطیلی و سهمی خواهد بود. این در حالی است که در هندسه مستطیلی، علاوه بر پرش جریان، پیشانی پره نیز با ایجاد نقطه سکون و کاهش چشم‌گیر سرعت جریان در نقطه برخورد، می‌تواند بیشینه افت فشار را در مقایسه با پره‌های مثلثی و سهمی ایجاد نماید.

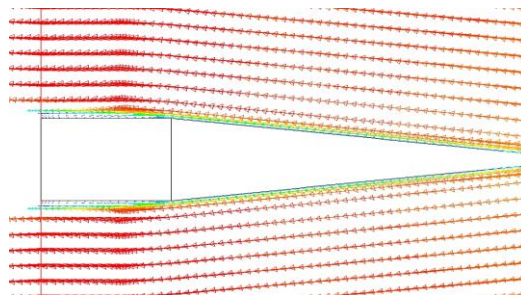


(الف)

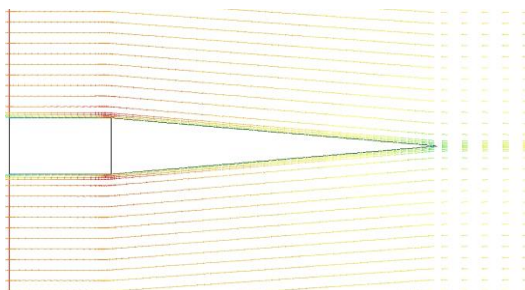


(ب)

شکل ۷- بردار سرعت هوای خنک‌کننده روی تک پره مستطیلی تحت رژیم جریان (الف) آرام و (ب) آشفته



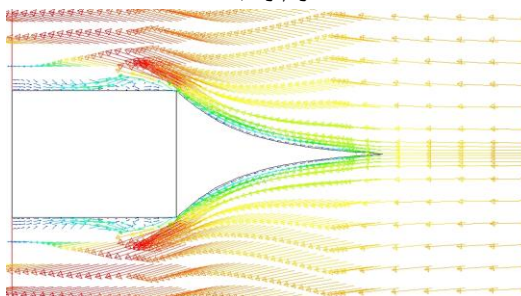
(الف)



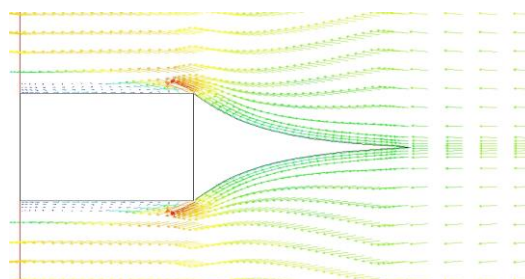
(ب)

شکل ۸- بردار سرعت هوای خنک کننده روی تک پره مثلثی تحت رژیم جریان

(الف) آرام و (ب) آشسته



(الف)

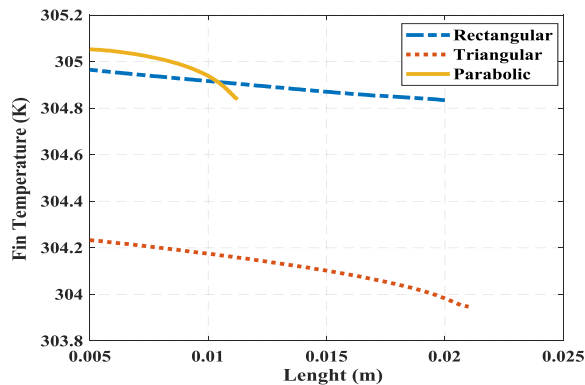


(ب)

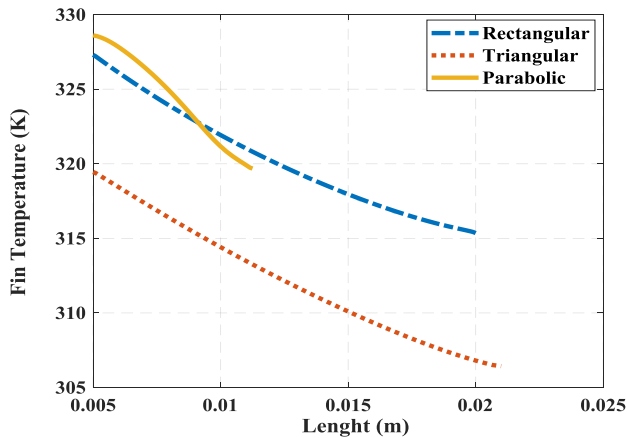
شکل ۹- بردار سرعت هوای خنک کننده روی تک پره سهمی مقعر تحت رژیم جریان

(الف) آرام و (ب) آشسته

شکل‌های (۱۰) و (۱۱)، نتایج حاصل از توزیع دما در راستای طولی برای تک‌پره‌های مستطیلی، مثلثی و سهمی محدب را به ترتیب در برابر جریان آرام و آشفته هوا نمایش می‌دهد.



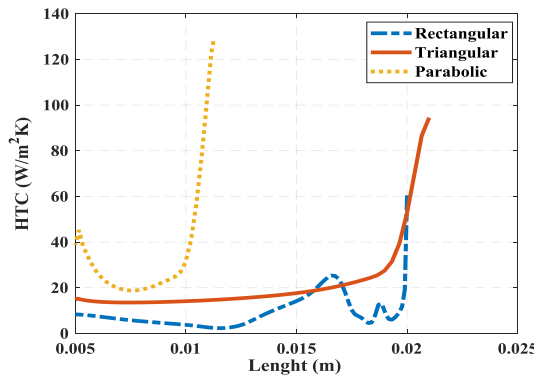
شکل ۱۰- توزیع دمای تک پره مستطیلی، مثلثی و سهمی مقعر در مجاورت جریان آرام در طول پره



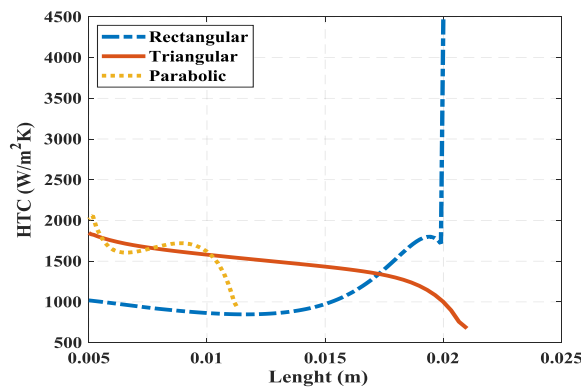
شکل ۱۱- توزیع دمای تک پره مستطیلی، مثلثی و سهمی مقعر در مجاورت جریان آشفته در طول پره

با متلاطم شدن جریان، اثرات ناشی از لزجت از جمله ضخامت لایه مرزی هیدرولیکی و حرارتی کاهش پیدا خواهد نمود. همچنین وجود میدان سرعت بزرگ مقیاس، مانع از پرش بلند سیال از دیواره انتهایی پره مستطیلی خواهد شد؛ این پدیده می‌تواند گرادیان فشار معکوس در طول پره را کاهش داده و جریان بازگشتی را به حداقل برساند. علاوه بر آن، تنش برشی و شدت تماس سیال با سطح افزایش پیدا کرده که می‌تواند در خنک سازی سطح پره، افزایش قابل توجهی ایجاد نماید. همان‌گونه که در شکل (۱۱) نیز مشاهده می‌شود، در برابر جریان آرام و آشفته، توزیع دما در پره‌ی سهمی بیشتر از پره مستطیلی و مثلثی است که نشانگر دریافت بیشتر حرارت از صفحه داغ و انتقال آن به هوای خنک‌کننده است. همچنین نمودار ضریب انتقال حرارت جابجایی تک‌پره برای هندسه‌های مورد بررسی در مجاورت جریان آرام و آشفته، به ترتیب در شکل‌های (۱۲) و (۱۳)

نمایش داده شده است.



شکل ۱۲- ضریب انتقال حرارت جابجایی تک پره مستطیلی، مثلثی و سهمی مقعر در مجاورت جریان آرام در طول پره



شکل ۱۳- ضریب انتقال حرارت جابجایی تک پره مستطیلی، مثلثی و سهمی مقعر در مجاورت جریان آشفتنه در طول پره

سرعت جریان، از عوامل بسیار مهم تاثیرگذار بر ضریب انتقال حرارت شمرده می‌شود؛ همچنین مطابق شکل‌های (۷) تا (۹)، مشاهده می‌گردد که در هنگام برخورد جریان آرام با هندسه‌های مستطیلی، مثلثی و سهمی، به دلیل شدت برخورد و همچنین افزایش سرعت جریان در نوک پره، مقدار ضریب انتقال حرارت بالا خواهد بود. همچنین به دلیل پایین بودن مومنوم جریان آرام، پس از برخورد این رژیم جریان با نوک پره در تمام هندسه‌ها، میزانی از پرش ایجاد خواهد شد که به واسطه آن، مقدار سرعت روی دیواره پره کاهش خواهد داشت؛ لذا مطابق شکل‌های (۱۲) و (۱۳)، مقدار ضریب انتقال حرارت از نوک پره (سمت راست نمودارها) به سمت بدنه آن (سمت چپ نمودارها) کاهش یافته و پس از آن، در هندسه‌های مستطیلی و مثلثی به ترتیب به دلیل افزایش سرعت ناشی از برگشت جریان روی سطح و همگرایی خطوط جریان، تقریباً ثابت خواهد شد. این درحالی است که در هندسه سهمی، افزایش انحنای سطح، موجب همگرایی خطوط جریان شده و

سرعت را در انتهای پره (نزدیک به دیواره) افزایش خواهد داد که در این حالت، ضریب انتقال حرارت پس از ثابت شدن، دوباره افزایشی خواهد شد. اما در جریان آشفته، میزان مومنوم بالا باعث چسبیدن جریان روی سطح پره شده و پس از برخورد جریان با نوک پره، محدوده پرش جریان در هندسه مستطیلی بسیار کوچک خواهد شد و لذا برگشت جریان روی سطح بسیار زودتر رخ خواهد داد، لذا در این هندسه ضریب انتقال حرارت از سمت نوک پره ابتدا کاهش می‌یابد، سپس ثابت و در ادامه افزایشی خواهد شد. همچنین به دلیل مومنوم بالا در جریان آشفته، سرعت جریان در هندسه‌های مثلثی و سهمی، پس از برخورد با نوک پره کاهش نیافته و بالعکس، به دلیل همگرایی خطوط جریا افزایش خواهد یافت که متعاقباً، باعث افزایش ضریب انتقال حرارت خواهد شد. لازم به ذکر است انحنای زیاد در هندسه سهمی در کنار مومنوم بالای جریان آشفته، باعث پرش بسیار جزئی جریان از روی سطح در اواسط آن شده که می‌تواند سبب کاهش بسیار جزئی در ضریب انتقال حرارت شود. این کاهش جزئی نیز با افزایش سرعت جریان در نزدیکی ریشه پره، جبران شده و نهایتاً ضریب انتقال حرارت در این هندسه افزایشی خواهد شد.

همچنین براساس نتایج مربوط به ضریب انتقال حرارت در راستای طول، مشاهده می‌شود انتقال حرارت در انتهای پره مستطیلی، مقدار بیشینه خواهد داشت که می‌تواند به دلیل برخورد هوا با دیواره پیشانی پره و افزایش سرعت هوا در این نواحی باشد. همچنین براساس شکل‌های فوق مشاهده می‌گردد انتقال حرارت پره سهمی، در عین کوتاه بودن طول، بیش از پره مثلثی و مستطیلی خواهد بود که این پدیده، نتایج مربوط به توزیع حرارت قسمت قبل را تصدیق می‌نماید. این افزایش، می‌تواند به دلیل نوع هندسه پره و تاثیرات آن بر جریان خنک‌کننده از جمله عدم بروز گردابه‌ها، جریان برگشتی و افزایش سطح تماس باشد.

یکی از مناسب‌ترین روش‌ها در مقایسه کارایی پره‌های مختلف با یکدیگر، استفاده از راندمان نوع دوم (η_2) مطابق رابطه (۱۲) می‌باشد.

$$\eta = \frac{q''_{FIN}}{q''_{HOT-SURFACE}} \quad (12)$$

این پارامتر با مقایسه انتقال حرارت صفحه داغ فاقد پره و متصل به آن، می‌تواند تاثیر استفاده از انواع پره‌ها در خنک‌سازی صفحه را مورد بررسی و مقایسه قرار دهد. جدول (۲)، راندمان نوع دوم را برای خنک‌سازی صفحه داغ با دمای ثابت ۵۰۰ کلوین را برای انواع پره‌ها در حالت گروهی و تکی و همچنین تحت جریان آرام و آشفته نمایش می‌دهد. افزایش راندمان نوع دوم، به منزله افزایش کارایی پره بشمار رفته و حاکی از افزایش انتقال حرارت بیشتر در پره می‌باشد. همچنین واضح است افزایش نرخ انتقال حرارت پره، علاوه بر ضریب انتقال حرارت، با مساحت حرارتی و حجم پره نیز ارتباط مستقیم دارد.

جدول ۲- راندمان نوع دوم پره‌ها در شرایط و پیکربندی‌های متفاوت

	پره تکی		پره گروهی	
	متلاطم	آرام	متلاطم	آرام
η_2				
مستطیلی	۱/۶۶۸۹	۱/۹۵۹۸	۱/۳۴۷۶	۲/۸۷۲۵
مثلثی	۲/۴۳۴۹	۲/۲۵۵۵	۲/۳۴۳۷	۱/۷۸۹۶
سهمی	۲/۲۱۸۲	۱/۶۹۳۰	۱/۶۳۰۸	۱/۴۹۶۸

در راندمان نوع دوم، کارایی پره‌ها بدون در نظر گرفتن حجم اشغال شده مورد بررسی قرار می‌گیرد که این می‌تواند موجب بروز اشکالاتی در طراحی‌های مهندسی مربوط به تجهیزات سبک‌وزن شود.

همچنین تحلیل انتقال حرارت پره‌ها بدون در نظر گرفتن حجم و یا وزن بکاررفته در آن‌ها، فاقد اعتبار کافی در طراحی‌های مهندسی خواهد بود. بنابراین در این پژوهش علاوه بر راندمان نوع دوم، معیار تعریف اولویت τ مطابق رابطه (۱۳) ارائه شده که با استفاده از آن، تاثیر حجم پره استفاده شده در خنک‌سازی و کاهش دمای سطح داغ تعیین و اولویت استفاده از پره در هندسه و شرایط مختلف تعیین خواهد شد.

$$\tau = T_{root} * V_{fin} \quad (13)$$

در رابطه ارائه شده فوق، پارامتر اولویت‌بندی با دمای ریشه و حجم پره ارتباطی مستقیم دارد. به صورتی که با افزایش توانایی پره در خنک‌سازی سطح داغ، دمای ریشه کاهش یافته و مقدار τ کاهش خواهد یافت. همچنین پره‌هایی با حجم یا وزن کمتر نیز، باعث کاهش پارامتر مذکور خواهد شد. لذا بدیهی است با کاهش مقدار τ ، پره مورد استفاده از لحاظ حرارتی و اقتصادی، مناسب‌تر خواهد بود. این پارامتر برای پره‌های مورد بررسی در جری‌ان آرام، مطابق جدول (۳) نمایش داده شده است.

جدول ۳- میزان پارامتر τ برای پره تکی در هندسه‌های مختلف در مجاورت جریان آرام

	پره مستطیلی	پره مثلثی	پره سهمی مقعر
دمای بیشینه سطح (کلوین)	۳۰۴/۵	۳۰۳/۷۵	۳۰۴/۵
حجم پره (متر مکعب)	۸۰e-۶	۴۰e-۶	۸/۹۸e-۶
τ (کلوین متر مکعب)	۰/۰۲۴۳۶	۰/۰۱۲۱۵	۰/۰۰۲۷۳۴

براساس نتایج جدول ۳، پره سهمی مقعر دارای کم‌ترین مقدار τ می‌باشد. این بدین معناست که پره فوق می‌تواند با اشغال حجم کم‌تری نسبت به دو هندسه‌ی دیگر، دمای ریشه را تا حد برابری

کاهش دهد و یا به عبارت دیگر، با داشتن حجم برابر، دمای کمتری در ریشه برقرار نماید. پس از پره سهمی مقعر، پره مثلثی و در نهایت، پره مستطیلی جهت نصب روی سطح داغ تحت جریان آرام پیشنهاد خواهد شد. همچنین نتایج مربوط به اولویت استفاده از پره‌های مختلف در مجاورت جریان متلاطم تحت مدل $k-\omega$ ، مطابق جدول (۴) ارائه شده است.

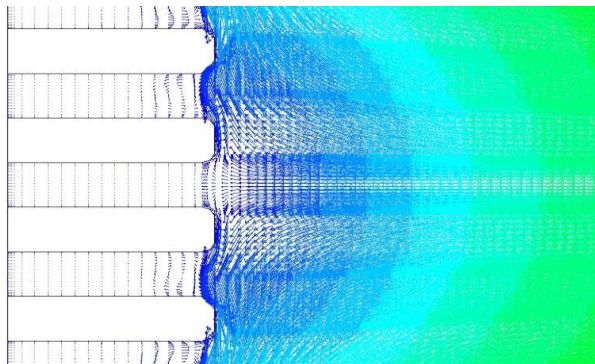
جدول ۴- میزان پارامتر T برای پره تکی در هندسه‌های مختلف در مجاورت جریان متلاطم $k-\omega$

	پره مستطیلی	پره مثلثی	پره سهمی مقعر
دمای بیشینه سطح (کلوین)	۳۳۵	۳۲۷	۳۳۵
حجم پره (متر مکعب)	$۸.۰e-۶$	$۴.۰e-۶$	$۸/۹۸e-۶$
T (کلوین متر مکعب)	$۰/۰۲۶۸$	$۰/۰۱۳۰۸$	$۰/۰۰۳۰۰۸$

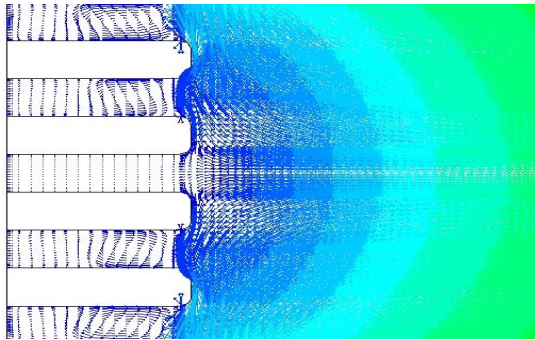
نتایج اولویت استفاده از هندسه‌های مختلف در برابر جریان متلاطم $k-\omega$ نیز مشابه با جریان آرام بدست خواهد آمد. بنابراین، براساس کاهش دمای سطح داغ نسبت به حجم پره مورد استفاده، ابتدا پره سهمی مقعر جهت نصب روی سطح داغ تحت جریان آشفته پیشنهاد خواهد شد؛ همچنین پره مثلثی و در نهایت، پره مستطیلی، از اولویت‌های خنک‌سازی سطح خواهند بود.

۲-۴- انتقال حرارت پره در حالت گروهی

در این بخش نیز انتقال حرارت پره‌های مستطیلی، مثلثی و سهمی مقعر به صورت مجموعه پره مورد بررسی قرار گرفته و نتایج مربوط به جریان خنک‌کننده آرام و متلاطم تحت مدل $k-\omega$ استاندارد استخراج و مورد تحلیل قرار گرفته‌اند. همچنین در این قسمت، جهت بررسی کارایی حرارت هر مجموعه پره، نمودار دما در سطح داغ اصلی مورد بررسی قرار گرفته است، بنابراین، از توزیع دما و مقدار بیشینه آن، به عنوان مهم‌ترین عامل در بررسی و مقایسه پره‌ها استفاده خواهد شد. همچنین میزان نفوذ جریان در فاصله بین پره‌ها در مجموعه فین مستطیلی، مثلثی و سهمی تحت جریان آرام و آشفته، با استفاده از بردارهای سرعت ارائه شده در شکل‌های (۱۴) تا (۱۶) مورد بررسی قرار گرفته است.

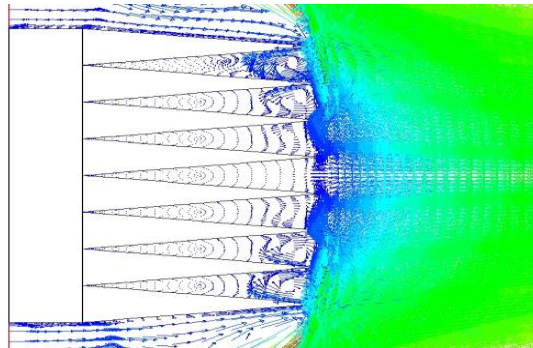


(الف)

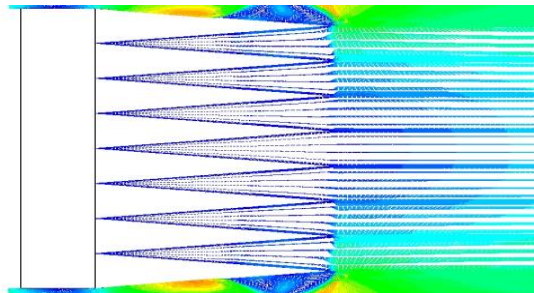


(ب)

شکل ۱۴- بردار سرعت هوای خنک کننده روی مجموعه پره مستطیلی تحت رژیم جریان (الف) آرام و (ب) آشفته

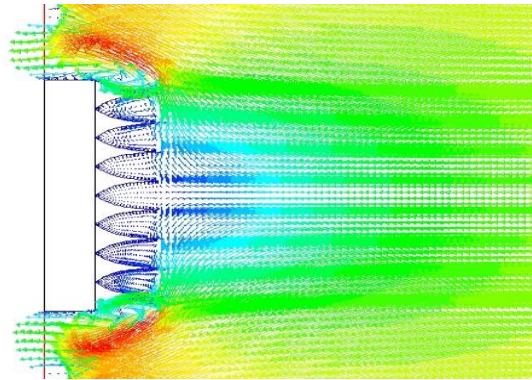


(الف)

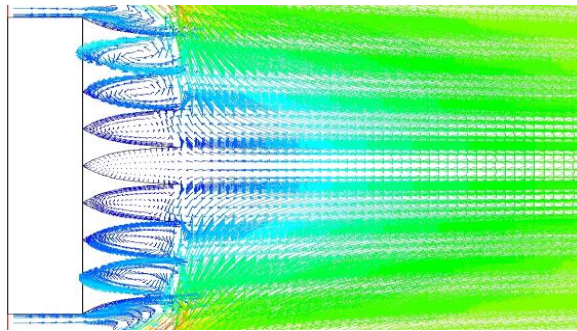


(ب)

شکل ۱۵- بردار سرعت هوای خنک کننده روی مجموعه پره مثلثی تحت رژیم جریان (الف) آرام و (ب) آشفته



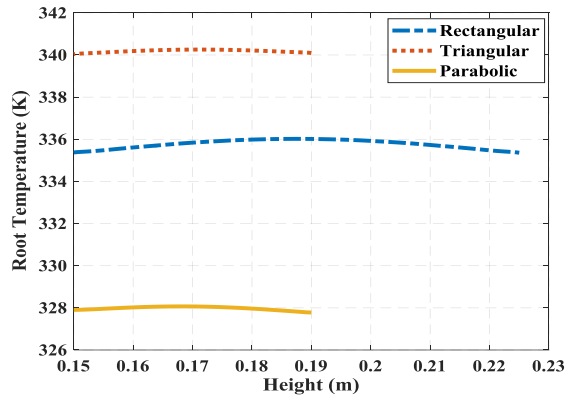
(الف)



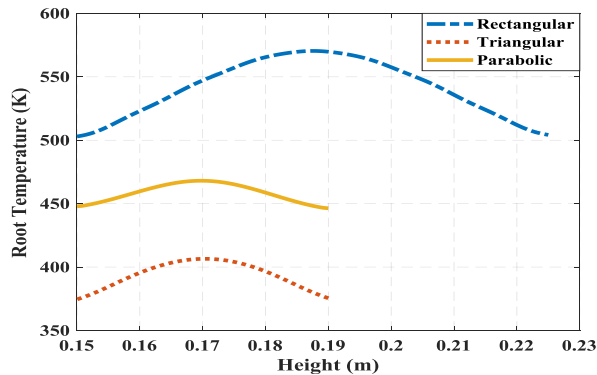
(ب)

شکل ۱۶- بردار سرعت هوای خنک کننده روی مجموعه پره سهمی مقعر تحت رژیم جریان (الف) آرام و (ب) آشفته

با مقایسه بردارهای سرعت حول مجموعه فین مستطیلی، مثلثی و سهمی در رژیم جریان‌های مختلف، نتیجه می‌شود میزان نفوذ جریان آشفته بسیار بیشتر از جریان آرام خواهد بود. علاوه بر آن، براساس شکل‌های (۱۴) تا (۱۶)، مشاهده می‌شود میزان نفوذ جریان در هندسه سهمی مقعر بیش از سایر هندسه‌ها می‌باشد که می‌تواند باعث افزایش کارایی این هندسه نسبت به سایر هندسه‌ها شود. همچنین شکل‌های (۱۷) و (۱۸)، نمودارهای مربوط به توزیع دما در صفحه داغ متصل به مجموعه فین‌های مستطیلی، مثلثی و سهمی مقعر را تحت جریان آرام و متلاطم در شرایط یکسان نمایش می‌دهد. همان گونه که در شکل‌های (۱۷) و (۱۸) مشاهده می‌شود، مجموعه پره‌ای که دمای صفحه اصلی را به کم‌ترین مقدار کاهش دهد، کارایی حرارتی بهتری خواهد داشت. بنابراین در جریان آرام، پره سهمی مقعر و در جریان آشفته، پره مثلثی بالاترین کارایی را خواهد داشت، اما با در نظر گرفتن حجم پره‌ها نسبت به کم‌ترین دمای ایجاد شده در صفحه طبق رابطه (۱۳)، اولویت استفاده هر پره مشخص خواهد شد. جدول (۵)، مقادیر حداکثر دمای سطح داغ اصلی، حجم مجموعه و پارامتر T برای هر مجموعه را تحت جریان آرام نمایش می‌دهد.



شکل ۱۷- توزیع دمای سطح داغ خنک‌شده توسط مجموعه پره مستطیلی، مثلثی و سهمی مقعر در مجاورت جریان آرام



شکل ۱۸- توزیع دمای سطح داغ خنک‌شده توسط مجموعه پره مستطیلی، مثلثی و سهمی مقعر در مجاورت جریان آشفته

بر اساس نتایج جدول (۵)، اولویت استفاده از پره در حالت گروهی نیز همانند حالت تکی خواهد بود، به صورتی که برای خنک سازی سطح تحت شار حرارتی تحت جریان آرام، اولویت استفاده با مجموعه پره سهمی، مثلثی و مستطیلی و بر اساس میزان خنک‌کنندگی پره نسبت به حجم آن می‌باشد. همچنین جدول (۶) مقادیر حداکثر دمای صفحه اصلی را به همراه پارامتر T برای مجموعه پره در هندسه‌های مختلف تحت جریان متلاطم $k-\omega$ نمایش می‌دهد. همان گونه که مشاهده می‌گردد، در مدل تلاطمی $k-\omega$ نیز، نتایج اولویت استفاده از مجموعه پره، همانند جریان آرام بدست خواهد آمد که بر اساس جدول ۶، اولویت استفاده به ترتیب مربوط به پره سهمی، مثلثی و سهمی مقعر خواهد بود.

جدول ۵- محاسبه پارامتر T برای مجموعه پره در هندسه‌های مختلف در مجاورت جریان آرام

	مجموعه پره مستطیلی	مجموعه پره مثلثی	مجموعه پره سهمی مقعر
دمای بیشینه سطح (کلوین)	۳۳۶	۳۴۰	۳۲۸
حجم پره (متر مکعب)	۶۳۶/۵۶e-۶	۳۲۰e-۶	۷۹/۶e-۶
T (کلوین مترمکعب)	۰/۲۱۳۹	۰/۱۰۸۸	۰/۲۶۱۱

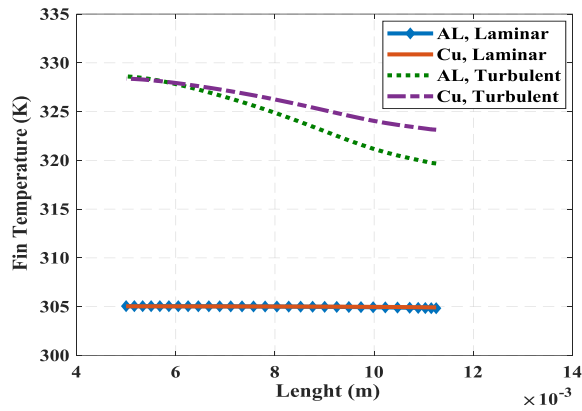
جدول ۶- محاسبه پارامتر T برای مجموعه پره در هندسه‌های مختلف در مجاورت جریان متلاطم $k-\omega$

	مجموعه پره مستطیلی	مجموعه پره مثلثی	مجموعه پره سهمی مقعر
دمای بیشینه سطح (کلوین)	۵۷۰	۴۰۶	۴۶۸
حجم پره (متر مکعب)	۶۳۶/۵۶e-۶	۳۲۰e-۶	۷۹/۶e-۶
T (کلوین مترمکعب)	۰/۳۶۲۸	۰/۱۳	۰/۳۷۲۵

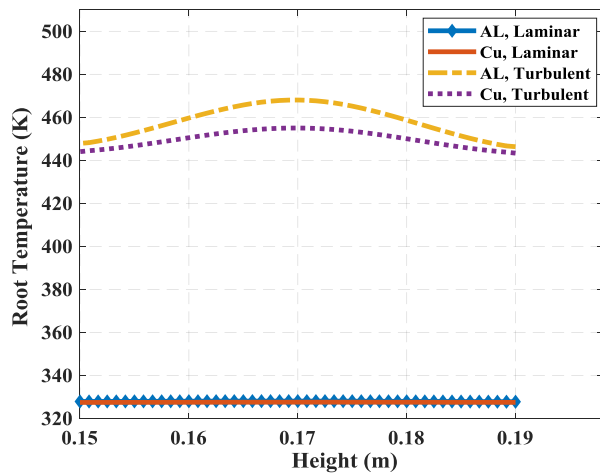
۳-۴- تأثیرات ضریب هدایت حرارتی

با توجه به کارایی بسیار بالای پره سهمی مقعر نسبت به سایر هندسه‌های بررسی شده، در این قسمت به بررسی تغییر ضریب هدایت حرارتی از طریق جایگزینی جنس مس پرداخته شده و نتایج مربوطه با پره آلومینیومی مورد مقایسه قرار گرفته است. شکل (۱۹) به مقایسه توزیع دما در طول پره سهمی با جنس مس و آلومینیوم در برابر جریان آرام و آشفته پرداخته است. همان گونه که از شکل (۱۹) مشاهده می‌گردد، توزیع دمای پره مسی و آلومینیومی در برابر جریان آرام، تقریباً یکسان خواهد بود، در حالی که در مجاورت جریان آشفته، دمای پره مسی بالاتر می‌باشد که بیانگر رسانش حرارت بیشتر از سطح داغ تا انتهای پره بوده و دفع حرارت بیشتری از سطح داغ را در پی خواهد داشت. شکل (۲۰) نیز، به مقایسه توزیع دمای سطح داغ متصل به مجموعه پره سهمی با جنس مس و آلومینیوم پرداخته و نتایج مربوطه را برای رژیم جریان خنک‌کننده آرام و آشفته ارائه می‌دهد. با توجه به شکل (۲۰)، نتیجه می‌شود دمای ریشه فین مسی و آلومینیومی، در مجاورت جریان آرام تقریباً یکسان خواهد بود. در حالی که در برابر جریان آشفته، سطح متصل به پره مسی در دمای کم‌تری قرار خواهد داشت که این پدیده، تحلیل‌های قسمت قبل را تکامل خواهد بخشید.

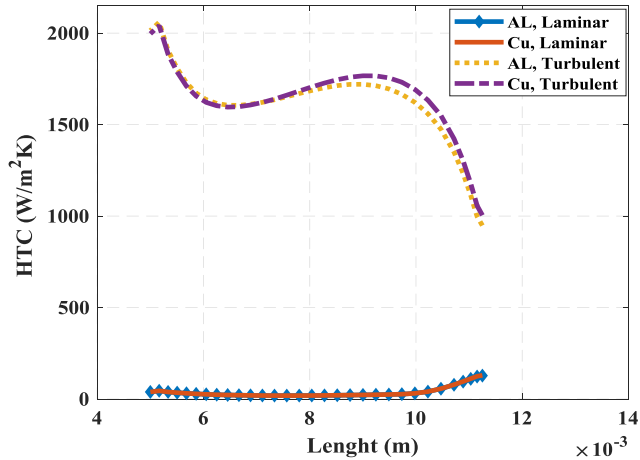
همچنین در شکل (۲۱)، نتایج مربوط به ضریب انتقال حرارت پره سهمی مسی و آلومینیومی، مورد مقایسه قرار گرفته است. مطابق شکل (۲۱)، ضریب انتقال حرارت جابجایی و میزان دفع حرارت از پره به هوای خنک‌کننده، در مجاورت جریان آرام تقریباً یکسان بوده اما در برابر جریان آشفته، برای پره مسی بیشتر خواهد بود. شکل‌های (۲۲) و (۲۳)، نیز به بررسی تأثیرات تغییر جنس در طول‌های متفاوت پره سهمی تحت جریان خنک‌کننده آرام و آشفته پرداخته است. با توجه به شکل‌های (۱۹-۲۳)، تغییر جنس پره در طول‌های کم تأثیر چندانی بر انتقال حرارت نخواهد داشت، اما در طول‌های بالاتر، می‌تواند نقش موثری در توزیع دما و انتقال حرارت پره داشته باشد.



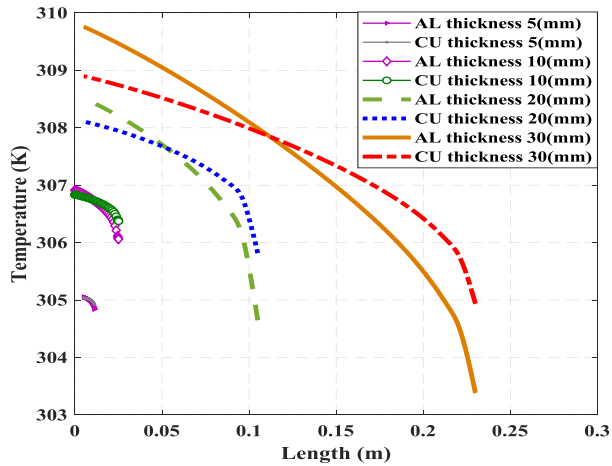
شکل ۱۹- توزیع دمای تک پره سهمی مقعر با جنس مس و آلومینیوم در مجاورت جریان آرام و آشفته



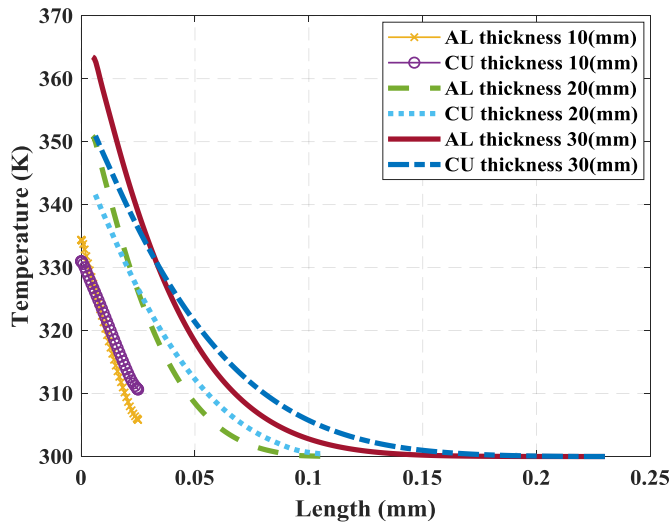
شکل ۲۰- توزیع دمای سطح داغ خنک‌شده توسط مجموعه پره سهمی با جنس مس و آلومینیوم در مجاورت جریان آرام و آشفته



شکل ۲۱- ضریب انتقال حرارت جابجایی تک پره سهمی با جنس مس و آلومینیوم در مجاورت جریان آرام و آشفته



شکل ۲۲- تاثیر طول پره سهمی بر توزیع دمای آن در جنس های مس و آلومینیوم در برابر جریان آرام



شکل ۲۳- تاثیر طول پره سهمی بر توزیع دمای آن در جنس‌های مس و آلومینیوم در برابر جریان آشفته

۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، انتقال حرارت از پره‌ها در هندسه‌ها، پیکربندی‌ها و رژیم‌های متفاوت جریان خنک‌کننده مورد بررسی قرار گرفته و نتایج مربوط به عوامل موثر در انتقال حرارت پره‌ها، به شرح زیر حاصل شد:

۱- استفاده از هندسه سهمی نسبت به دو مدل دیگر (مستطیلی و مثلثی) انتقال حرارت را بیشتر افزایش می‌دهد، نتایج نشان داد که در مجاورت جریان آرام و متلاطم، میانگین ضریب انتقال حرارت آن نسبت به پره مستطیلی، به ترتیب ۳۳۶ و ۴۵/۲۴ درصد و نسبت به پره مثلثی ۸۲/۸ و ۹/۴ درصد بیشتر است، این در حالی است که حجم مواد بکار رفته در پره سهمی نسبت به پره مستطیلی ۷۷/۷۷ درصد و نسبت به پره مثلثی ۷۷/۵۵ درصد کم‌تر است. این کاهش حجم و سطح، سبب کاهش میزان انتقال حرارت و راندمان نوع دوم این پره نسبت به سایر پره‌ها خواهد شد؛ بنابراین راندمان دوم در تعیین اولویت استفاده از پره مناسب نبوده و لذا پارامتر اولویت T جهت این امر تعریف و استفاده شده است.

۲- با توجه به حجم کم و انتقال حرارت بالای پره سهمی می‌توان از آن، در بسیاری از صنایع به ویژه صنایع هوانوردی، که دارای محدودیت جرم و حجم هستند، استفاده کرد. البته این پره معایبی نیز از جمله هزینه بالای ساخت به علت پیچیدگی هندسه و ضخامت کم و تغییر شکل در مواجهه با تنش‌های برشی ناشی از جریان خنک‌کننده دارد.

۳- از مهم‌ترین عوامل تاثیرگذار بر پیکربندی تکی پره، می‌توان به تاثیرات هندسه و در حالت گروهی نیز به نفوذ جریان خنک‌کننده درون فضای بین صفحات اشاره نمود. این نفوذ، با

توجه به وجود انتهای نوک تیز و صفحات متقاطع با امتداد جریان، برای مجموعه پره‌های مثلثی و سهمی مقعر بسیار بیشتر از مجموعه پره مستطیلی با انتهای ضخیم خواهد بود.

۴- شدت و نوع برخورد جریان سیال با سطح پره، از مهم‌ترین عوامل در خنک‌کاری پره‌ها است. در جریان آشفته، شدت برخورد بسیار زیاد سیال با سطح، باعث کاهش ضخامت لایه مرزی حرارتی و هیدرودینامیکی شده و انتقال حرارت پره را افزایش می‌دهد. همچنین جریان متلاطم به دلیل مومنوم بسیار زیاد، جریان‌های بازگشتی روی سطح را کاهش داده و انتقال حرارت روی سطح را افزایش می‌دهد.

۵- با توجه به کارایی بالای پره سهمی نسبت به سایر هندسه‌های بررسی شده در این پژوهش، تاثیرات استفاده از جنس مس برای پره مذکور در حالت‌های تکی و گروهی تحت جریان خنک‌کننده آرام و آشفته مورد بررسی قرار گرفته و توزیع دمای صفحه داغ اصلی برای طول و ارتفاع ریشه مختلف در هر پره ارائه گردید. نتایج نشان داد که تاثیر استفاده از پره مسی در کاهش دمای صفحه داغ اصلی، برای پره‌هایی با طولی بیش از سه برابر ریشه قابل توجه و برای پره‌هایی با طول کم، ناچیز خواهد بود.

۶- قدردانی

از پژوهشگرانی که در خلال تحقیق خالصانه دیدگاه‌ها و نقطه نظرات علمی و کارشناسی خود را ارائه نمودند، تشکر و قدردانی می‌گردد.

۷- نمادها

سرعت در راستای x (m/s)	u
سرعت در راستای y (m/s)	v
سرعت در راستای z (m/s)	w
چگالی (Kg/m^3)	ρ
ضریب نفوذ حرارتی	α
دما (K)	T
انرژی جنبشی تلاطم (kJ)	K
نرخ ویژه اتلاف	ω
تنش برشی ویژه رینولدز (kPa)	τ_{ij}
عدد رینولدز	Re
قطر هیدرولیکی (m)	D_h
راندمان نوع دوم پره	η
ضریب انتقال حرارت ($\text{W/m}^2\text{K}$)	h
تفاضل دمای پره و سیال (K)	θ
محیط پره (m)	P
سطح مقطع پره (m^2)	Ac
شار حرارتی (W/m^2)	q''

۸- مراجع

- [1] B. Freegah, A. A. Hussain, A. H. Falih, and H. Towsyfyhan, "CFD analysis of heat transfer enhancement in plate-fin heat sinks with fillet profile: Investigation of new designs," *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 17, p. 100458, 2020.
- [2] S. Zaidshah and V. Yadav, "Heat transfer from different types of fins with notches with varying materials to enhance rate of heat transfer a Review," *international journal of applied engineering research*, vol. 14, no. 9, pp. 174-179, 2019.
- [3] A. Tariq, K. Altaf, S. W. Ahmad, G. Hussain, and T. Ratlamwala, "Comparative numerical and experimental analysis of thermal and hydraulic performance of improved plate fin heat sinks," *Applied Thermal Engineering*, vol. 182, p. 115949, 2021.
- [4] P. Prasad and L. Prasad, "Cfd analysis on louvered fin," *Int Res J Eng Technol*, vol. 4, no. 1, pp. 1458-1462, 2017.
- [5] 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.
- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] P. K. Singh, V. K. Sharma, and A. Islam, "Numerical analysis on thermal properties of aluminium alloy for transforming heat based applications," *Materials Today: Proceedings*, vol. 45, pp. 3596-3600, 2021.
- [11] 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 .
- [12] 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.

- [13] 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.
- [14] 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.
- [15] R. Karvinen and T. Karvinen, "Optimum geometry of plate fins," *Journal of heat transfer*, vol. 134, no. 8, 2012.
- [16] J. D. Anderson and J. Wendt, *Computational fluid dynamics*. Springer, 1995.
- [17] S. Liang, "Numerical Simulation of the Navier-Stokes Equations using Finite Volume Method," *Universitat Politècnica de Catalunya*, 2017 .
- [18] S. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow*. Taylor & Francis, 2018.
- [19] D. C. Wilcox, "Formulation of the kw turbulence model revisited," *AIAA journal*, vol. 46, no. 11, pp. 2823-2838, 2008.
- [20] R. Adhikari, D. Wood, and M. Pahlevani, "An experimental and numerical study of forced convection heat transfer from rectangular fins at low Reynolds numbers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 163, p. 120418, 2020.