



بهبود عملکرد حرارتی پره‌های مستطیلی شکل سوراخ‌دار

افشین احمدی ندوشن^{1*}، شکوفه محمدی²

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد

*شهرکرد، صندوق پستی 34141-88186، eng.sku.ac.ir, ahmadi

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 02 شهریور 1394

پذیرش: 26 مهر 1394

ارائه در سایت: 14 آذر 1394

کلید واژگان:

جریان آرام

پره سوراخ‌دار

عملکرد پره

عدد نوسلت

مکان بهینه

چکیده

در این مقاله، جریان آرام غیر قابل تراکم سه بعدی هوا بر روی پره‌های سوراخ‌دار مستطیلی شکل با سوراخ دایره‌ای به صورت عددی مطالعه گردید. هندسه مورد مطالعه پره‌ای با 1 تا 2 سوراخ با مقطع دایره‌ای، در طول پره می‌باشد که پره‌ها بر روی یک سطح صاف قرار گرفته‌اند. برای حل این مسئله نرم‌افزار فلوئنت به کار رفته است. معادلات حاکم به روش حجم کنترل جبری شده و الگوریتم سیمپل بطور همزمان حل شده‌اند. جهت تجزیه معادلات مومنتم و انرژی، روش بالا دست جریان مرتبه دوم استفاده شده است. محاسبات برای عدد رینولدز در محدوده 100 تا 350 برحسب ضخامت پره انجام شده است. در این تحقیق ابتدا مکان بهینه قرارگیری سوراخ در پره‌های سوراخ‌دار تعیین شد سپس عملکرد حرارتی، عدد نوسلت متوسط و نیروی درگ پره‌های سوراخ‌دار با پره توپر مقایسه گردید. در بررسی ضریب تاثیر پره مشخص گردید پره سوراخ‌دار با دو سوراخ ضریب تاثیر بالاتری را دارا می‌باشد. با افزایش عدد رینولدز و تعداد سوراخ‌ها، ضریب تاثیر پره، عدد نوسلت و ضریب انتقال حرارت از واحد حجم پره افزایش می‌یابد. پره توپر بیشترین نیروی درگ را داراست و برای پره سوراخ‌دار با دو سوراخ نیروی درگ برای دو حالتی که سوراخ‌ها در مکان بهینه و غیر بهینه قرار گیرند اختلاف چندانی ندارد. در این تحقیق برای اولین بار از سوراخ دایره‌ای استفاده شد و همان‌طور که انتظار می‌رفت عملکرد حرارتی بالاتری نسبت به پره توپر دارد که بصورت عددی ثابت شده است. طبق این تحقیق پره سوراخ‌دار با دو سوراخ، بیشترین میزان انتقال حرارت را نسبت به پره سوراخ‌دار با یک سوراخ و پره توپر دارا می‌باشد. براساس نتایج مطالعه‌ی حاضر، ضریب انتقال حرارت پره سوراخ‌دار با دو سوراخ بیشترین مقدار را داراست و وزن کمتری نسبت به پره توپر دارد. استفاده از سوراخ دایره‌ای، صرفه اقتصادی و سهولت عملی بیشتری را نسبت به دیگر روش‌های بهبود عملکرد پره دارد.

Improving heat performance of rectangular fins

Afshin Ahmadi Nadooshan*, Shekoufeh Mohammadi

Department of Mechanical Engineering, Shahrekord University, Shahrekord, Iran

*P.O.B. 88186-34141, Shahrekord, Iran, ahmadi@eng.sku.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 24 August 2015
Accepted 18 October 2015
Available Online 05 December 2015

Keywords:

Laminar flow
Perforated fin
Fin performance
Nusselt number
Optimum place

ABSTRACT

In this paper three-dimensional incompressible laminar fluid flow and heat transfer of a heated array of rectangular perforated and solid fins attached on a flat surface are studied numerically. Perforations with rectangular cross section are along the length of bluff plates and their number varies from 1 to 2. For solving this problem, Fluent software is used. Discretization of the governing equations were achieved through finite volume method and solved with SIMPLE algorithm. The second order upwind technique is used for discretization of momentum and energy equations. Computations were performed for a range of Reynolds numbers (100-350), based on fin thickness. The main contribution of this paper is finding the optimum place of perforations and afterwards comparing the thermal performance and Nusselt number of the fins with one and two perforations and solid fin. Thermal performances and effectiveness of perforated and solid fins are determined and compared. Higher performances for perforated fins are observed and effectiveness increased by increasing number of perforations. By increasing Reynolds number and number of perforations, Thermal performances and effectiveness and Nusselt number increase. Total drag is highest for solid fin and is equal for fin with 2 perforations at optimum and non-optimal place. Higher reduction of weight of fins due to perforation is another major of utilization of the new type of fins structure. The advantages of circular perforation can be mentioned as economic reasons and simplicity of implementation as compared to other developed techniques in the literature.

1- مقدمه

می‌گردند [1]. در روش فعال به نیروی خارجی جهت انتقال حرارت نیاز است ولی در روش غیرفعال به نیروی خارجی نیازی نمی‌باشد. سطوح گسترش یافته یا پره‌ها مثالی از روش غیرفعال می‌باشند که کاربردهای متنوعی در

تکنولوژی‌های پیشرفته به تجهیزات با عملکرد انتقال حرارت بالا نیاز دارند. روش‌های بهبود انتقال حرارت در دو گروه فعال و غیرفعال دسته بندی

صنایع گوناگونی مانند تهویه مطبوع، مبدل‌های حرارتی، خنک‌کاری موتور و صنایع الکتریکی دارند [2]. پره‌ها انواع مختلفی دارند ولی پره‌های مستطیلی شکل بخاطر سادگی در تولید بیشتر استفاده می‌شوند. با توجه به کاربرد گسترده پره‌ها در مبدل‌های حرارتی برای پی‌بردن به مکانیزم جابه‌جایی و پیش‌بینی عملکرد حرارتی پره‌ها، این دو بطور هم‌زمان آنالیز می‌گردند [3]. سعد و همکارانش [4] به‌طور تجربی ردیفی از پره‌های مستطیلی موازی را در جهات مختلف جریان قرار دادند و نتایج را با هم مقایسه کردند. طبق مطالعه‌ی آن‌ها، در جریان موازی نتایج بهتری بدست می‌آید.

در ادامه محققان، افزایش انتقال حرارت در شرایط مختلف را از روی پره‌های مستطیلی مورد بررسی قرار دادند.

باسکایا و همکارانش [5] معادلات بیضوی حاکم برای ردیفی از پره‌های مستطیلی شکل که به صورت افقی قرار گرفته بودند را با استفاده از روش حجم محدود و کد نویسی حل نمودند. آن‌ها تاثیر فاصله بین پره‌ها، ارتفاع و طول پره و درجه حرارت آن را بر روی عملکرد حرارتی بررسی کردند.

روورا و همکارانش [6] جریان آرام آب را اطراف پره‌های مستطیلی شکل به صورت تجربی و عددی بررسی کردند. این پره‌ها در یک فاصله کوتاه از لبه صفحه قرار گرفته‌اند. با قرار دادن مانع در فاصله نزدیکی از مرز ورودی، نتایج عددی با نتایج آزمایشگاهی مطابقت خوبی نداشت. طبق یافته‌های آن‌ها، مرز بالادست جریان، باید فاصله کافی را با مانع داشته باشد تا اثرات آشفتگی فشار بین مانع و مرز بالادست جریان حذف گردد.

دیچک و دیلانگ [7] جریان سه بعدی آرام بر روی یک بلوک قرار داده شده در کف یک کانال را به‌صورت عددی مورد مطالعه قرار داده‌اند. آن‌ها اختلاف ویژگی‌های جریان را مشخص نمودند و بیان کردند که این ویژگی‌ها با توجه به عدد رینولدز محدود می‌شوند. این تحقیق تنها محدود به بررسی ویژگی‌های جریان می‌شود و عملکرد حرارتی که از اهداف مهم طراحی می‌باشد، بررسی نشده است.

ولایتی و یعقوبی [8] جریان آشفته سیال و انتقال حرارت را از یک‌سری پره مستطیلی قرار داده شده روی یک سطح به صورت عددی بررسی کرده‌اند، تحقیق آن‌ها شامل تاثیر عدد رینولدز جریان و نسبت تنوع بلوک‌ها بوده است. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که طول و ارتفاع ناحیه جریان برگشتی در پره با افزایش عدد رینولدز و سهم بلوک‌ها، بزرگ می‌شود.

در تحقیقات [3-8] تنها پره توپر بررسی شده است در صورتی که انتقال حرارت می‌تواند با بکار بردن سوراخ، تخلخل و شیار بهبود یابد [9].

کاندو و همکارانش [10] به بررسی انتقال حرارت از پره متخلخل پرداخته‌اند و بیان کرده‌اند پره متخلخل انتقال حرارت بالاتری نسبت به پره توپر دارد. استفاده از تخلخل هرچند که باعث افزایش عملکرد حرارتی می‌گردد ولی باعث کاهش وزن پره نمی‌شود. به دلیل محدودیت فضا در نصب تجهیزات حرارتی و دلایل اقتصادی، پژوهشگران بسیاری راغبند که پره‌های بهینه شده‌ای را طراحی کنند [11].

بهینه‌سازی پره می‌تواند بصورت حداقل کردن وزن پره به‌ازای میزان انتقال حرارت مشخص و یا افزایش انتقال حرارت برای میزان مشخصی از وزن پره صورت پذیرد. یکی از روش‌های بهبود عملکرد حرارتی استفاده از پره‌های سوراخ شده می‌باشد.

سارا و همکارانش [12] دریافته‌اند انتقال حرارت در یک کانال با به‌کار بردن بلوک‌های سوراخ شده با مقطع سوراخ مستطیلی افزایش می‌یابد.

سahین ودمیر [13] انتقال حرارت و تاثیر پارامترهای متنوع طراحی در

مبدل‌های حرارتی را به‌صورت آزمایشگاهی بررسی کرده‌اند. مبدل حرارتی، مجهز به پره‌های سوزنی سوراخ شده با سوراخ مدور است که در کانال مستطیلی شکل قرار دارند. ساهین و دمیر [14] عملکرد مبدل حرارتی دارای پره مربعی سوراخ شده با مقطع سوراخ دایره ای را آنالیز کرده‌اند.

در تحقیقات [13،14] نتایج بیانگر افزایش عدد نوسلت متوسط و ضریب اصطکاک با کاهش نسبت لقی و نسبت فاصله داخلی پره می‌باشد. از مهم‌ترین پارامترهای تاثیرگذار در انتقال حرارت عدد رینولدز، فاصله بین پره‌ها و ارتفاع پره می‌باشند.

شاعری و یعقوبی [15] انتقال حرارت آشفته اطراف پره‌های سوراخ شده با مقطع سوراخ مستطیلی را به‌صورت عددی بررسی کرده‌اند. نتایج را با یک پره توپر و یک سطح مسطح در شرایط یکسان مقایسه نموده‌اند. نتایج آن‌ها نشان داد که ضریب مشخصه برای پره‌های سوراخ شده نسبت به پره‌های توپر بیشتر است و با افزایش تعداد سوراخ‌ها، گردابه‌ی شکل گرفته در پشت پره کاهش می‌یابد. نتایج آن‌ها بیانگر کاهش عدد نوسلت در پره‌های سوراخ شده نسبت به پره‌های توپر و افزایش انتقال حرارت بدلیل افزایش سطح انتقال حرارت می‌باشد.

شاعری و یعقوبی [16] افزایش گرمایی از جاذب گرما را با استفاده از پره‌های سوراخ شده بررسی کرده‌اند. سوراخ‌ها در طول پره قرار داشتند. آنان در این تحقیق جریان را آرام در نظر گرفته‌اند. نتایج آن‌ها نشان داد که ضریب اصطکاک متوسط، عدد نوسلت متوسط و افت فشار با افزایش سوراخ‌ها در پره کاهش می‌یابند.

شاعری و همکارانش [17] به بررسی انتقال حرارت از یک‌سری پره که دارای سوراخ‌هایی روی سطوح جانبی پره بودند، پرداخته‌اند. در این آنالیز جریان آشفته در نظر گرفته شده است. نتایج این تحقیق در برگیرنده‌ی کاهش ضریب اصطکاک متوسط و عدد نوسلت برای این نوع پره‌ها نسبت به پره توپر و کاهش سهم نیروی درگ با افزایش عدد رینولدز می‌باشد. این محققان به این نتیجه رسیدند که انتقال حرارت افزایش نمی‌یابد ولی وزن پره کاهش می‌یابد.

شاعری و جی [18] با توجه به تحقیق [16] از بالاترین نسبت حجمی به‌کار رفته در آن تحقیق استفاده نموده‌اند. با ثابت نگه داشتن نسبت حجمی اندازه سوراخ‌ها را تغییر داده‌اند و اثر آن را بر روی دیگر پارامترها از جمله عدد نوسلت متوسط مورد بررسی قرار داده‌اند. آنان دریافته‌اند که در یک نسبت حجمی ثابت هرچه تعداد سوراخ‌ها کمتر باشد انتقال حرارت بیشتر است.

کاراباکاک و همکارانش [19] به صورت آزمایشگاهی زاویه قرارگیری سوراخ‌ها در پره را مورد بررسی قرار داده‌اند و سپس بیان کرده‌اند پره‌های سوراخ شده نسبت به پره‌های توپر در عدد رینولدز بحرانی عدد نوسلت بالاتری را دارا می‌باشند. آنان همچنین رابطه‌ای بین عدد رینولدز و نوسلت بیان نمودند.

آواسارمول و پاپس [20] به‌طور تجربی سوراخ‌های دایره‌ای به صورت جانبی (عمود بر سطح جریان) در پره‌های مستطیلی شکل ایجاد کردند و با تغییر قطر سوراخ و زاویه قرارگیری پره نسبت به سطح افق، بهینه‌ترین حالت را تعیین نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که در قطر 12 میلی‌متر و زاویه 45 درجه بیشترین میزان انتقال حرارت روی می‌دهد.

در تحقیق [10] از تخلخل جهت بهبود عملکرد پره استفاده شده است که تغییری در وزن پره ایجاد نمی‌کند. در تحقیق‌های [13،14] پره‌های سوراخ‌دار سوزنی با سوراخ دایره‌ای مورد بررسی قرار گرفته‌اند و در [15،19] پره مستطیلی سوراخ‌دار با سوراخ مستطیلی مورد بررسی قرار گرفته است. در

تحقیق [20] سوراخ دایره‌ای به صورت جانبی (عمود بر سطح جریان) به کار رفته است. می‌توان گفت این تحقیق یک نوع جدیدی از سوراخ را مورد بررسی قرار می‌دهد که تفاوت اصلی آن با سوراخ مستطیلی در اجرا سریع‌تر و راحت‌تر آن است.

برخلاف تمامی تحقیقات قبلی موجود، تاکنون هیچ بررسی بر روی پره مستطیلی با سوراخ‌های طولی دایره‌ای انجام نگرفته است. در تحقیق حاضر جریان سه بعدی آرام و انتقال حرارت جابجایی بر روی پره‌های سوراخ‌دار قرار داده شده بر روی سطح صاف به صورت عددی آنالیز می‌گردد. این نوع از پره‌های سوراخ‌دار با سوراخ دایره‌ای با تعداد 1 تا 2 سوراخ در طول پره مورد بررسی قرار گرفته است. سیال مورد استفاده هوا می‌باشد. این تحقیق در نسبت حجمی 0.0555 تا 0.111 و در عدد رینولدز بین 100 تا 350 مورد بررسی قرار گرفته است. هدف از انجام این تحقیق بهبود عملکرد پره مستطیلی شکل بوده است.

در این تحقیق ابتدا مکان بهینه قرارگیری سوراخ‌ها در پره مشخص گردید. سپس با توجه به قرارگیری سوراخ‌ها در مکان بهینه تاثیر هریک از پارامترهای عدد نوسلت متوسط، ضریب تاثیر پره، انتقال حرارت از واحد حجم و نیروی درگ بر روی پره سوراخ‌دار با یک و دو سوراخ و پره توپر با حالتی که سوراخ‌ها در مکان غیربهینه قرار داشتند مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. در این تحقیق همچنین به بررسی بهبود عملکرد حرارتی و کاهش وزن پره سوراخ‌دار با سوراخ دایره‌ای نسبت به پره توپر پرداخته شده است.

2- بیان مساله

نمونه پره مورد بررسی در مقاله حاضر در شکل 1 نشان داده شده است. هوا با سرعت ورودی u_∞ بر روی پره‌ها از جنس آلومینیوم با هدایت حرارت 202 W/mK می‌وزد. در این تحقیق عدد رینولدز بین 100 تا 350 در نظر گرفته شده است و جریان کاملاً پایدار است. فاصله بین پره‌ها 10 میلی‌متر است. سوراخ‌ها در طول پره قرار دارند. پره استفاده شده به ترتیب دارای طول، عرض و ارتفاعی برابر با 24، 4 و 12 میلی‌متر می‌باشد. در این مقاله نسبت حجمی، نسبت حجم خالی شده سوراخ به حجم کل پره بدون سوراخ تعریف شده است. با توجه به نسبت حجمی 0.0555 تا 0.111، قطر سوراخ در پره‌ها با یک و دو سوراخ برابر با 1.84 میلی‌متر می‌باشد. به علت وجود تقارن به جای بررسی کل پره تنها یک پره مورد بررسی قرار می‌گیرد که در شکل 2 نشان داده شده است.

3- معادلات اساسی حاکم

در این مطالعه رفتار سیال و ویژگی‌های انتقال حرارت سیال در اطراف پره‌های نشان داده شده در شکل 1 توسط معادلات پیوستگی، ناویر استوکس و انرژی بدست می‌آیند. لذا جهت ساده‌سازی معادلات حاکم از فرضیات زیر استفاده شده است:

- جریان سه بعدی، آرام و پایدار در نظر گرفته شده است و اتلاف حرارتی لزجت وجود ندارد.
- خواص فیزیکی هوا ثابت است.
- سیال نیوتنی و تراکم ناپذیر است.
- از نیروی گرانش زمین صرف‌نظر شده است.
- از اثرات تشعشع صرف‌نظر شده است.

- جریان جابجایی اجباری می‌باشد.

معادلات حاکم بر مسئله با استفاده از روابط معادله (1) بی‌بعد خواهند شد.

$$X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{L}, Z = \frac{z}{L}, U = \frac{u}{U_0}, V = \frac{v}{U_0}, W = \frac{w}{U_0} \quad (1)$$

$$P = \frac{p}{\rho U_0^2}, \quad \theta = \frac{T - T_\infty}{T_s - T_\infty}, \quad Re = \frac{\rho U_0 D}{\mu}$$

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0 \quad (2)$$

معادله مومنتوم در جهت X:

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} + W \frac{\partial U}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} \right) \quad (3)$$

معادله مومنتوم در جهت Y:

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} + W \frac{\partial V}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \right) \quad (4)$$

معادله مومنتوم در جهت Z:

$$U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial Y} + W \frac{\partial W}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial Z} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} \right) \quad (5)$$

معادله انرژی:

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} + W \frac{\partial \theta}{\partial Z} = \frac{1}{RePr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} \right) \quad (6)$$

در رابطه معادله (7) که تعریف عدد ریچاردسون می‌باشد، β ضریب

انبساط حرارتی می‌باشد که از رابطه (8) بدست می‌آید. بیشترین مقدار عدد ریچاردسون وقتی است که سرعت هوا کمترین مقدار و H بیشترین مقدار را دارا باشند.

$$Ri = \frac{g\beta\Delta T_{\max}H}{V^2} \quad (7)$$

$$\beta = \frac{1}{0.5(25 + 70) + 273} = 0.003 \quad (8)$$

در رابطه (7)، g شتاب گرانش زمین، V سرعت، H مشخصه طولی پره و

ΔT_{\max} اختلاف دما بین دمای هوای ورودی و دمای پایه پره می‌باشند.

کمترین سرعت هوا مربوط عدد رینولدز 100 می‌باشد که برابر با 0.37 m/s

است. با انجام این محاسبه مشخص می‌شود که بیشترین عدد ریچاردسون در

این مسئله برابر می‌شود با 0.12 که کمتر از یک است. عدد ریچاردسون بر

پایه ارتفاع پره کمتر از یک می‌باشد در نتیجه جریان جابجایی اجباری است.

3-1- شرایط مرزی

در شکل 3 محدوده محاسباتی نشان داده شده است. برای صفحه abcd مرز ورودی، جریان یکنواخت برای تمامی متغیرها در نظر گرفته شده است بطوری که $u_{in} = u_\infty$ و $v_{in} = w_{in} = 0$ و $T_{in} = T_\infty$ ، بنابراین شرایط یکسانی برای صفحه bckj به کار برده شده است که صفحه جریان آزاد است.

برای صفحات abji و dckl شرایط متقارن در نظر گرفته شده است که

به معنای صفر بودن گرادیان Z می‌باشد بنابراین در این صفحات $w=0$ است.

صفحه ijkl خروجی می‌باشد که در آن گرادیان در جهت X صفر است. این

حالت برای شرایط کاملاً توسعه یافته در نظر گرفته شده است. برای این شبیه

سازی، پره به اندازه کافی از مرز خروجی فاصله دارد. بقیه صفحات، دیوار بدون

لغزش در نظر گرفته شده‌اند. دمای محیط 25 درجه سانتی‌گراد می‌باشد.

صفحه efgh دارای دمای ثابت 70 درجه سانتی‌گراد می‌باشد. بنابراین

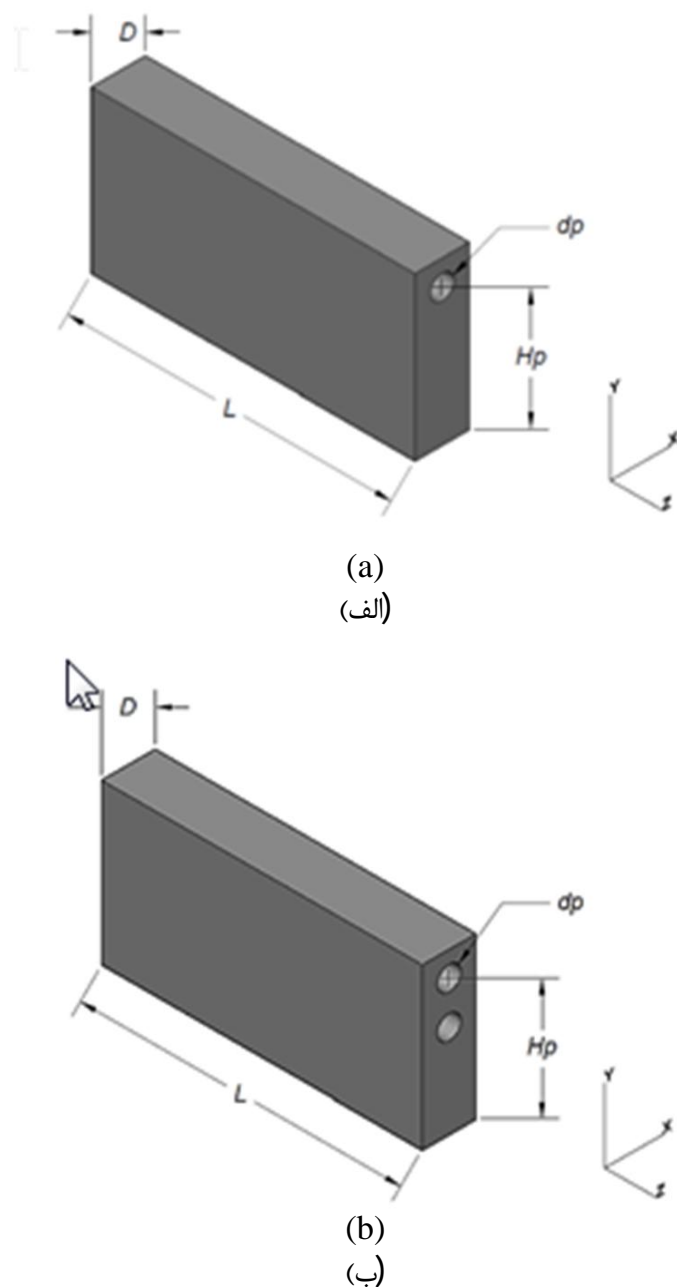


Fig. 2 Arrays of perforated fins considered in the present investigation, (a) arrays of fins with 1 perforation, (b) arrays of fins with 2 perforation
 شکل 2 پره سوراخ شده مورد بررسی در این تحقیق (الف) پره سوراخ‌دار با یک سوراخ (ب) پره سوراخ‌دار با دو سوراخ

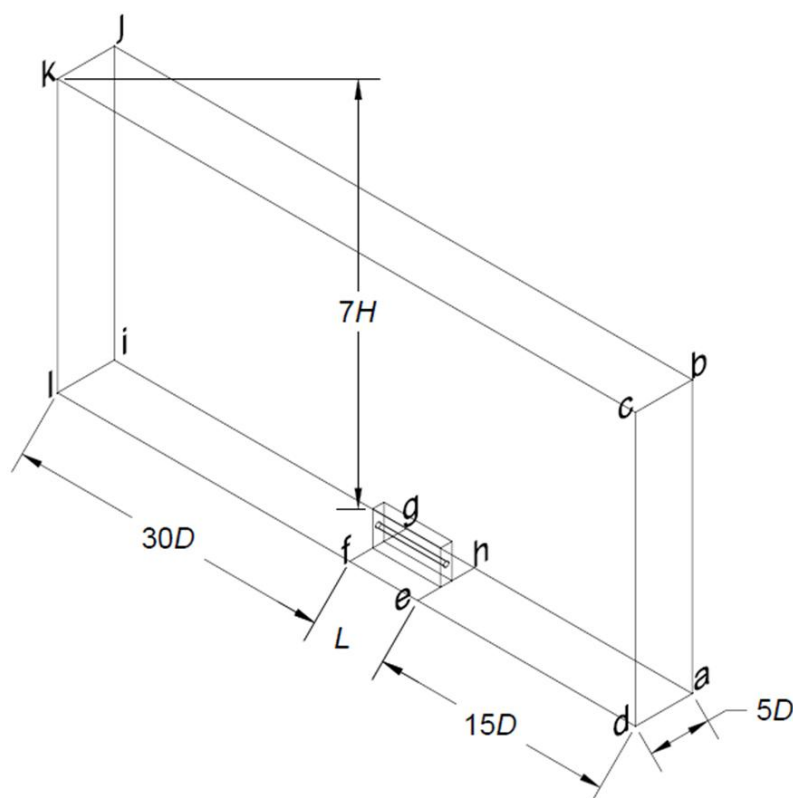


Fig. 3 Computational domain for solid and perforated fins.
 شکل 3 محدوده محاسباتی برای پره توپر و پره‌های سوراخ شده

از سطح پره دور باشند تا نتایج مستقل از اندازه محدوده باشد. در تحقیق [8] فاصله مناسب بین محدوده محاسباتی از سطح پره بدست آمده است. بنابراین

صفحات $adeh$ و $gflj$ آدیاباتیک می‌باشند. با توجه به تحقیق [21] سهم انتقال حرارت تشعشعی 5 الی 8 درصد از کل انتقال حرارت از روی سطح آلومینیوم پالیش شده با اختلاف دمایی در حدود 40 الی 77.5 درجه سانتی‌گراد می‌باشد. لذا در تحقیق حاضر تاثیر انتقال حرارت تشعشعی صرف نظر گردیده است زیرا ماکزیمم اختلاف دمایی برابر 70 درجه سانتی‌گراد می‌باشد.

4- روش حل مساله

برای حل معادلات 2 تا 6 از روش حجم محدود با استفاده از الگوریتم سیمپل توسعه یافته توسط پاتانکار [22] استفاده گردیده است. برای حل و مدل‌سازی این مسئله از نرم‌افزار گمبیت-فلوئنت استفاده شده است. برای تجزیه معادلات انرژی و مومنتم از روش بالادست جریان مرتبه دوم استفاده شده است. معادلات تجزیه شده به روش خط به خط حل شدند. محاسبات با حل معادلات پیوستگی و مومنتم جهت مشخص کردن حوزه جریان و سپس حل معادله انرژی جهت یافتن حوزه دمایی در ناحیه محاسباتی آغاز شد. شرط همگرایی، مجموعه باقیمانده تمامی نقاط شبکه مربوط به معادلات پیوستگی و مومنتم کمتر از 10^{-5} و برای معادله انرژی کمتر از 10^{-9} است.

4-1- استقلال شبکه از حل

محدوده به کار رفته در تحقیق حاضر شامل یک ورودی و صفحه بالایی آزاد می‌باشد که در شکل 3 نشان داده شده است. این صفحات باید به اندازه کافی

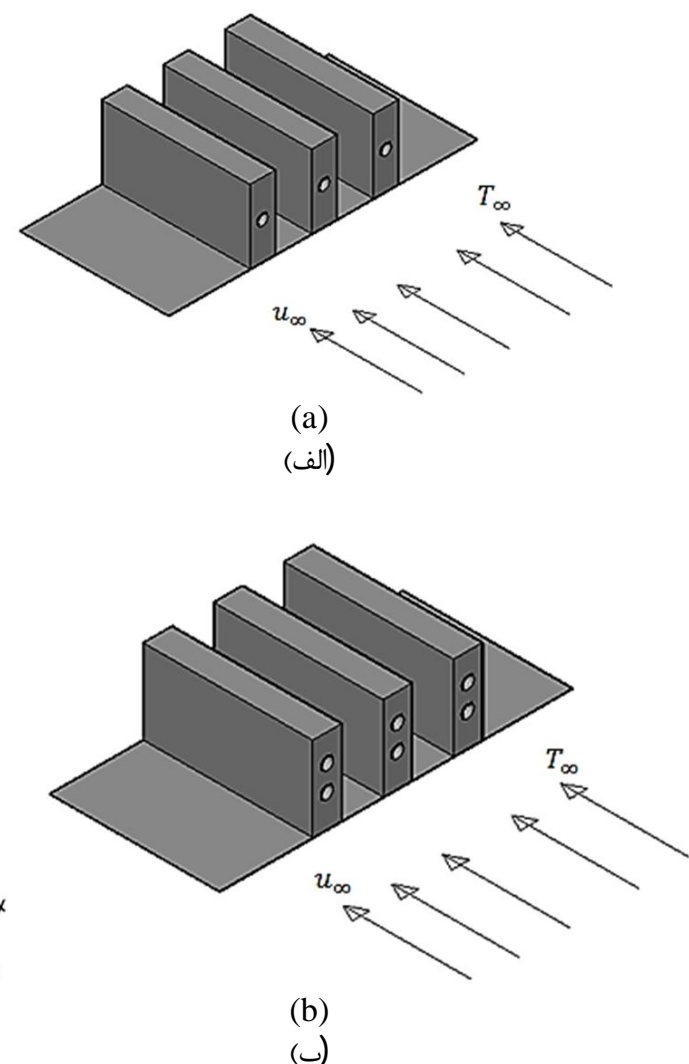


Fig. 1 Arrays of perforated fins considered in the present investigation, (a) arrays of fins with 1 perforation in $\phi=0.0555$, (b) arrays of fins with 2 perforation in $\phi=0.111$

شکل 1 آرایش پره‌های سوراخ شده مورد بررسی در این تحقیق (الف) آرایش پره‌های سوراخ‌دار با یک سوراخ در نسبت حجمی 0.0555 (ب) آرایش پره‌های سوراخ‌دار با دو سوراخ در نسبت حجمی 0.111

جدول 2 مقایسه‌ی عدد نوسلت متوسط از مطالعه‌ی حاضر با مرجع [16] - پره با یک سوراخ

Table 2 Comparison of average Nusselt number for fin with 1 perforation at present study and [16]

عدد رینولدز	مطالعه حاضر	مرجع [16]	درصد خطا
100	1.9	1.893	-0.3684
150	2.285	2.263	-0.9628
200	2.574	2.532	-1.6317
250	2.796	2.756	-1.4306
300	2.979	2.991	0.4028
350	3.190	3.204	0.4400

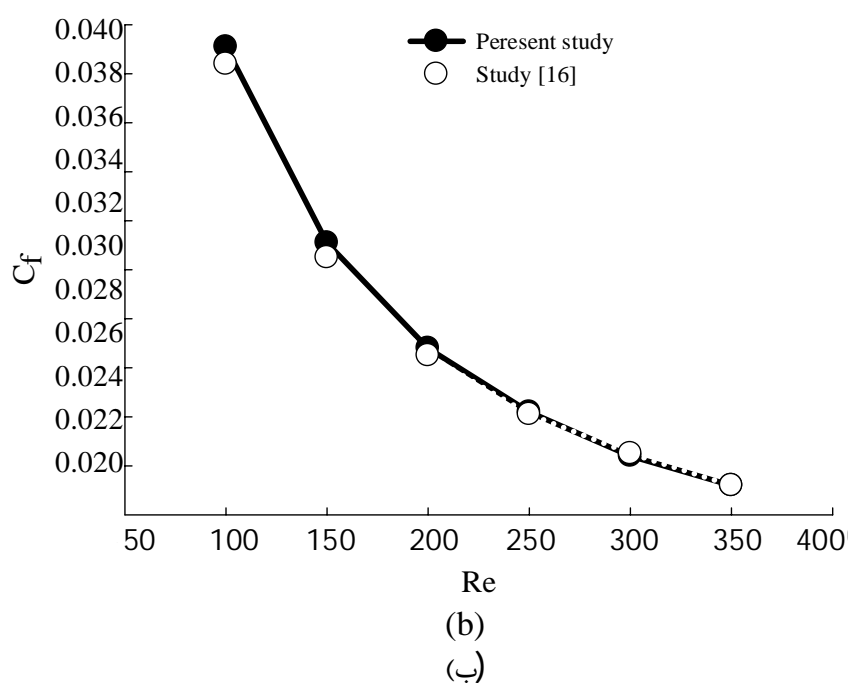
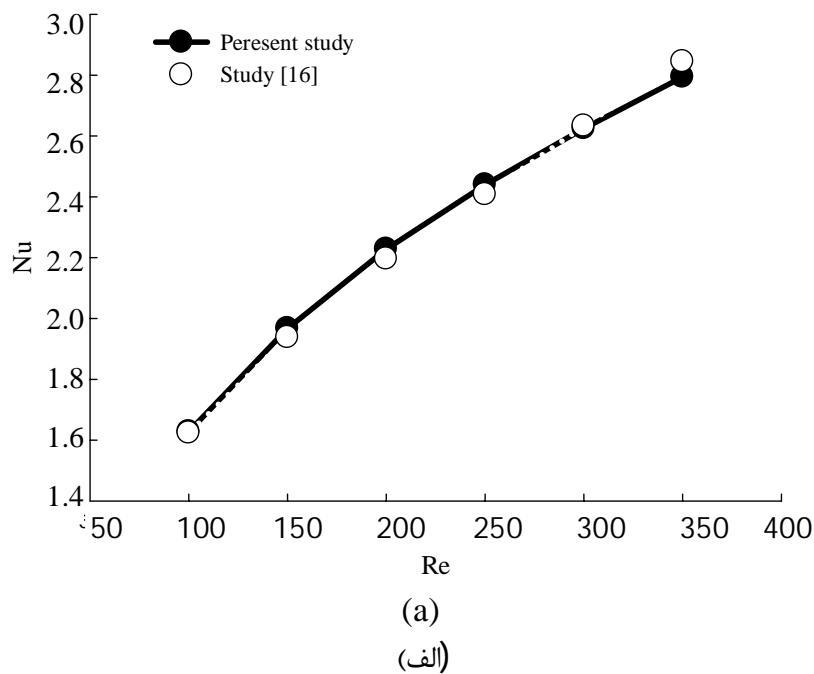


Fig. 5 (a) changes of average Nusselt number for perforated fin with 2 perforation according to Reynolds number, (b) Changes of average Friction Coefficient number for perforated fin with 2 perforations according to Reynolds number

شکل 5 (الف) تغییرات عدد نوسلت متوسط پره سوراخ‌دار با دو سوراخ برحسب عدد رینولدز، **(ب)** تغییرات ضریب اصطکاک متوسط پره سوراخ‌دار با دو سوراخ برحسب عدد رینولدز

نتایج حاصل از یافتن مکان بهینه سوراخ‌ها در پره و مقایسه عدد نوسلت متوسط، ضریب تاثیر پره و انتقال حرارت از واحد حجم پره با یک و دو سوراخ نسبت به پره توپر می‌پردازیم.

5-1- یافتن مکان بهینه سوراخ در پره‌های سوراخ‌دار با یک و دو سوراخ

محدوده محاسباتی 15D از ورودی و 30D از خروجی، 7H در جهت Y و 5D در جهت Z گسترش می‌یابد. برای شبکه از المان‌های چهار وجهی به گونه‌ای استفاده شده است که شبکه‌ها روی صفحات و لبه‌های پره‌ها و سوراخ‌ها کوچک بوده و با دور شدن از آن‌ها پیوسته بزرگ‌تر می‌شوند؛ به دلیل این که گرادیان‌های دمایی در نزدیک دیواره‌ها و سوراخ خیلی شدیدتر از دور از دیواره‌هاست. باید نشان دهیم نتایج از تعداد المان‌ها مستقل است بنابراین چند شبکه متفاوت در نظر گرفته شده و نتایج آن‌ها در جدول 1 آورده شده است که با توجه به آن، درصد خطا کمتر از 1 درصد می‌باشد. با توجه به جدول 1 تعداد گره‌ها در جهت $(X \times Y \times Z)$ $70 \times 80 \times 210$ در نظر گرفته شده است. شبکه‌بندی پره با یک سوراخ در شکل 4 آورده شده است.

4-2- صحت سنجی

جهت اعتبارسنجی مطالعه حاضر، از نتایج تحقیق [16] استفاده گردید. اما از آن جا که تحقیق [16] برای پره مستطیلی با سوراخ‌های مستطیلی انجام شده است که در آن عدد رینولدز در محدوده 100 تا 350 و نسبت حجمی در 0.0555 تا 0.222 قرار داشت، لذا در این پژوهش ابتدا سوراخ‌هایی دایره‌ای در پره‌ها ایجاد گردید که قطر سوراخ برابر با قطر هیدرولیکی سوراخ در تحقیق [16] است. مقایسه نتایج در جدول 2 و شکل‌های 5 (الف) و 5 (ب) نمایش داده شده است. در شکل 5 (الف) تغییرات عدد نوسلت متوسط برحسب عدد رینولدز برای پره سوراخ‌دار با دو سوراخ و در شکل 5 (ب) تغییرات ضریب اصطکاک متوسط برحسب عدد رینولدز پره سوراخ‌دار با دو سوراخ برای تحقیق حاضر و تحقیق [16] آورده شده است که مطابقت خوبی را نشان می‌دهند.

5- بررسی نتایج

همان‌گونه که در بخش مقدمه توضیح داده شد، در مطالعه حاضر به بررسی انتقال حرارت جابجایی اجباری از پره سوراخ‌دار با سوراخ دایره‌ای و یافتن مکان بهینه سوراخ‌ها در پره پرداخته شده است. در این قسمت به بررسی

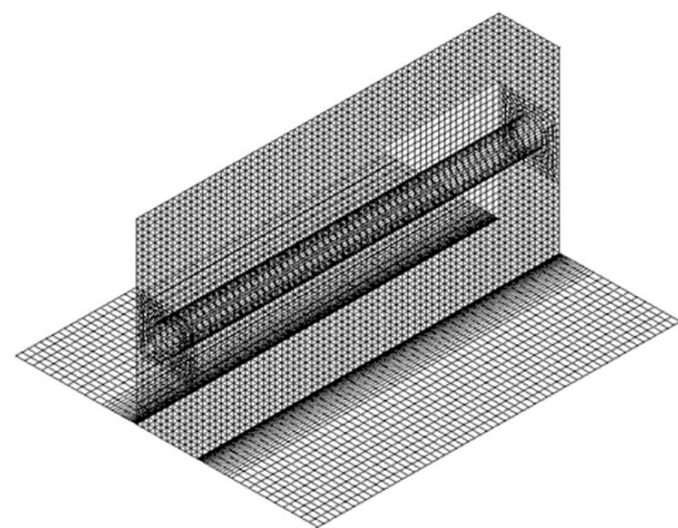


Fig.4 Grid configuration for a fin with 1 perforation

شکل 4 شبکه بندی برای پره با یک سوراخ

جدول 1 عدم وابستگی شبکه برای پره با یک سوراخ در عدد رینولدز 250

Table1 Grid independent study for fin with 1 perforation in $Re = 250$

تعداد گره ها ($X \times Y \times Z$)	ضریب اصطکاک متوسط	عدد نوسلت متوسط
$64 \times 56 \times 168$	0.261	2.900
$70 \times 80 \times 210$	0.254	2.870
$88 \times 98 \times 262$	0.253	2.860

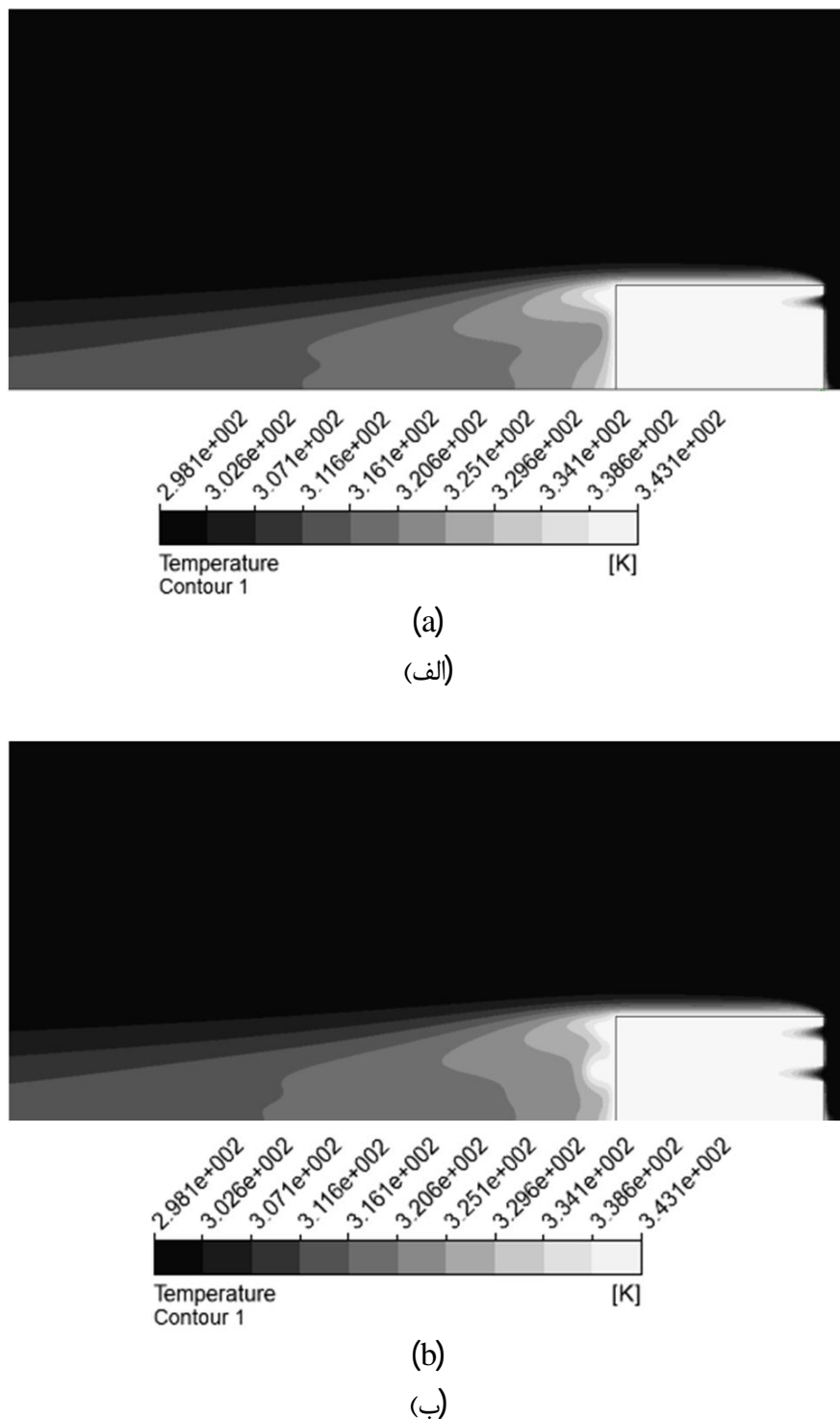


Fig. 7 (a) Temperature contour for perforated fin with 1 perforation in optimum place at $Re=250$, (b) Temperature contour for perforated fin with 2 perforations in optimum place at $Re=250$

شکل 7 (الف) کانتور دما جهت پره سوراخ‌دار با یک سوراخ برای حالتی که سوراخ‌ها در مکان بهینه قرار دارند، (ب) کانتور دما جهت پره سوراخ‌دار با دو سوراخ برای حالتی که سوراخ‌ها در مکان بهینه قرار دارند در عدد رینولدز 250

5-2- بررسی عدد نوسلت متوسط

در این قسمت به بررسی عدد نوسلت متوسط در پره سوراخ‌دار دارای سوراخ در مکان بهینه و به مقایسه آن با پره سوراخ‌دار دارای سوراخ در مکان غیربهینه می‌پردازیم که عدد نوسلت متوسط با توجه به معادله (10) تعیین گردیده است که در آن ضریب انتقال حرارت جابجایی از معادله (9) بدست می‌آید.

$$\bar{h} = \frac{Q}{A_T(T - T_\infty)} \quad (9)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}}{K} D \quad (10)$$

در شکل 8 (الف) تغییرات عدد نوسلت متوسط برحسب عدد رینولدز برای پره سوراخ‌دار با یک سوراخ و در شکل 8 (ب) تغییرات عدد نوسلت متوسط برحسب عدد رینولدز برای پره سوراخ‌دار با دو سوراخ نشان داده شده است. همان‌گونه که در شکل‌های 8 (الف) و 8 (ب) مشخص است عدد نوسلت متوسط برای دو حالتی که 1) سوراخ مکان بهینه باشد 2) سوراخ در مکان غیربهینه قرار داشته باشد اختلاف چندانی ندارد. با افزایش عدد رینولدز عدد

در شکل 6 (الف) تغییرات عدد نوسلت متوسط برحسب فاصله مرکز سوراخ پایه پره سوراخ‌دار دارای یک سوراخ در عدد رینولدز 250 و در شکل 6 (ب) تغییرات عدد نوسلت متوسط برحسب فاصله مرکز سوراخ بالایی از پایه پره سوراخ‌دار دارای دو سوراخ در عدد رینولدز 250 نمایش داده شده است.

با توجه به شکل‌های 6 (الف) و 6 (ب) با تغییر ارتفاع سوراخی که مرکز آن در وسط ضخامت پره قرار گرفته است این نتیجه حاصل می‌شود که در ارتفاع $H_p = 10\text{mm}$ ، که برابر فاصله مرکز سوراخ بالایی از پایه پره می‌باشد، بهینه‌ترین حالت قرارگیری سوراخ بدست می‌آید. در واقع با افزایش فاصله مرکز سوراخ از پایه پره مقاومت هدایتی افزایش می‌یابد. با بالا رفتن سوراخ و قرارگیری در ارتفاع بالاتر، جایی که سرعت جریان نیز بیشتر می‌شود، باعث کاهش مقاومت جابجایی و افزایش مقاومت هدایتی می‌گردد. در ارتفاع $H_p = 10\text{mm}$ افزایش مقاومت هدایتی و کاهش مقاومت جابجایی به تعادل می‌رسند. در شکل 7 کانتور دما برای پره سوراخ‌دار با یک و دو سوراخ برای حالتی که سوراخ‌ها در مکان بهینه قرار گرفته اند، آورده شده است.

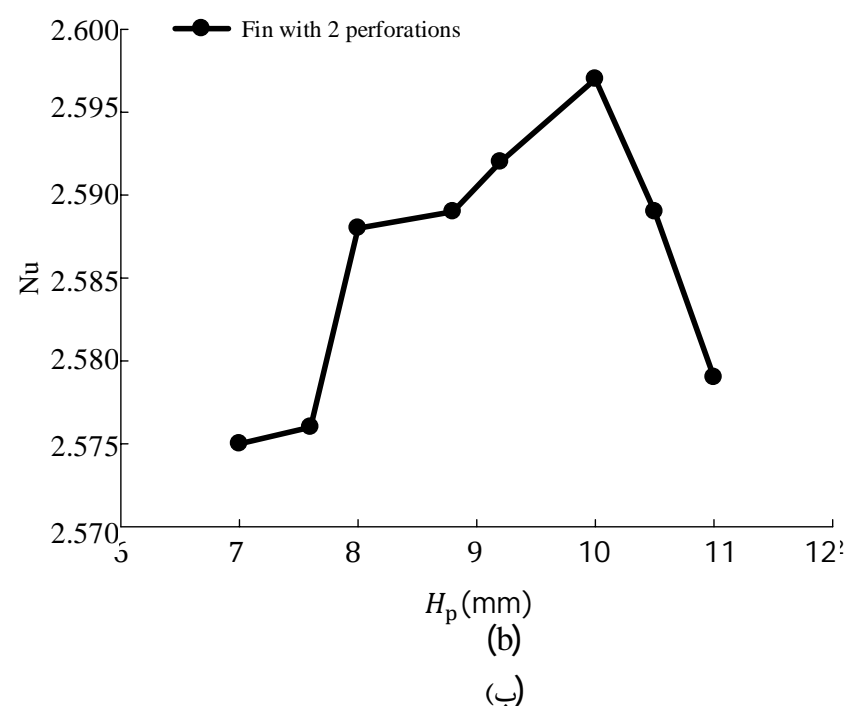
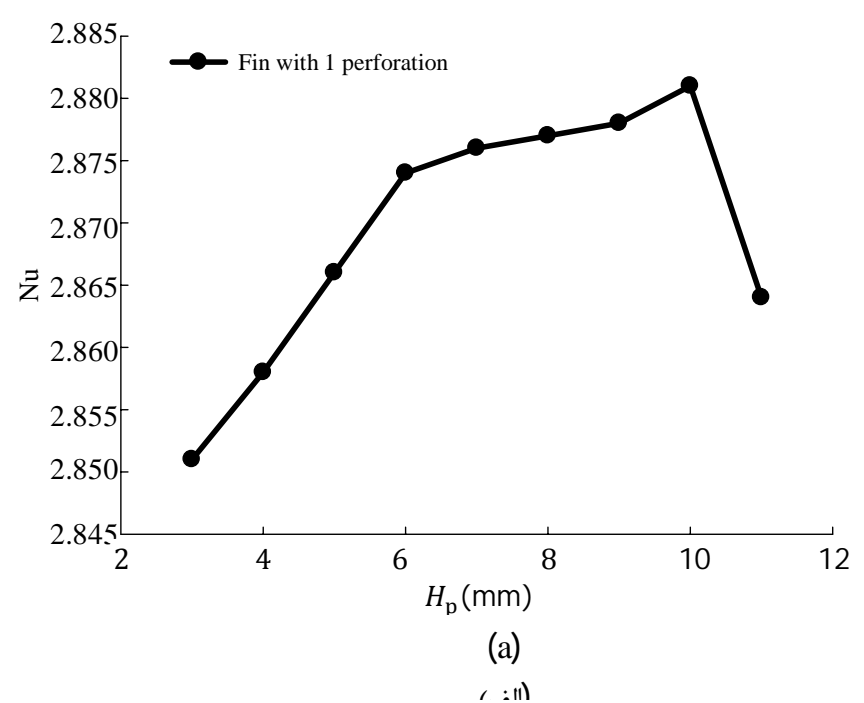


Fig. 6 (a) Changes of average Nusselt number for perforated fin with 1 circular perforation according to high at $Re = 250$, (b) Changes of average Nusselt number for perforated fin with 2 circular perforation according to high at $Re = 250$

شکل 6 (الف) تغییرات عدد نوسلت متوسط سوراخ‌دار با سوراخ دایره‌ای با یک سوراخ برحسب ارتفاع در عدد رینولدز 250، (ب) تغییرات عدد نوسلت متوسط پره سوراخ‌دار با دو سوراخ دایره‌ای با برحسب ارتفاع در عدد رینولدز 250

پره و سوراخ‌ها متقارن می‌باشد و جریان برگشتی از بالا تا پایین پره کاهش می‌یابد که این امر به سبب تاثیر ویسکوزیته سیال در نزدیکی پایه پره می‌باشد. با ایجاد سوراخ در پره مقداری از جریان از سوراخ عبور می‌کند که باعث کاهش سرعت جریان حول پره می‌شود همچنین سوراخ‌ها باعث کاهش شدت گردابه در پشت جریان می‌شوند علاوه بر این طول گردابه‌ها در پشت سوراخ با افزایش ارتفاع کاهش می‌یابند.

5-3- بررسی ضریب تاثیر پره

در این قسمت به بررسی ضریب تاثیر پره با توجه به معادله (11) می‌پردازیم. ضریب تاثیر پره همان درصد بهبود انتقال حرارت از پره سوراخ‌دار نسبت به پره توپر می‌باشد. ضریب تاثیر پره در پره سوراخ‌دار همواره مثبت است که نشان دهنده‌ی افزایش انتقال حرارت در اثر ایجاد سوراخ در پره می‌باشد.

$$\varepsilon_{pf} = \frac{Q_{pf} - Q_{sf}}{Q_{sf}} \times 100 \quad (11)$$

در شکل 10 (الف) تغییرات ضریب تاثیر پره برحسب عدد رینولدز برای پره سوراخ‌دار با یک سوراخ و در شکل 10 (ب) تغییرات ضریب تاثیر پره برحسب عدد رینولدز برای پره سوراخ‌دار با دو سوراخ نشان داده شده است. با افزایش عدد رینولدز سرعت جریان نیز افزایش می‌یابد که باعث افزایش انتقال حرارت می‌گردد. همان‌گونه که در شکل 10 (الف) مشخص است جهت پره سوراخ‌دار با یک سوراخ، قرارگیری سوراخ در مکان بهینه و در مکان غیربهینه اختلاف‌چندانی در ضریب تاثیر پره ایجاد نمی‌کند. اما در شکل 10 (ب) جهت پره سوراخ‌دار با دو سوراخ، قرارگیری سوراخ در مکان بهینه اختلاف قابل توجهی نسبت به حالتی که سوراخ در مکان غیربهینه قرار گرفته است، دارد. می‌توان گفت دلیل این امر افزایش مقاومت حرارتی می‌باشد، در واقع با افزایش فاصله سوراخ از پایه پره، مقاومت هدایتی نیز افزایش یافته و باعث عملکرد حرارتی بالاتر پره می‌شود.

5-4- بررسی میزان انتقال حرارت از واحد حجم پره سوراخ‌دار

$$M = \frac{\frac{Q_{pf}}{V_p}}{\frac{Q_{sf}}{V_s}} \quad (12)$$

از مهمترین اهداف در طراحی تجهیزات حرارتی کاهش وزن و افزایش عملکرد حرارتی می‌باشد. در این تحقیق جهت بررسی میزان انتقال حرارت با توجه به کاهش وزن پره، پارامتر M را به عنوان ضریب انتقال حرارت از واحد حجم پره با توجه به رابطه (12) تعریف شد که بیانگر نسبت انتقال حرارت از واحد حجم پره سوراخ‌دار به انتقال حرارت از واحد حجم پره توپر می‌باشد.

در شکل 11 (الف) تغییرات ضریب انتقال حرارت از واحد حجم پره سوراخ‌دار با یک سوراخ برحسب عدد رینولدز و در شکل 11 (ب) ضریب تغییرات انتقال حرارت از واحد حجم پره سوراخ‌دار با دو سوراخ برحسب عدد رینولدز آورده شده است. همان‌گونه که در شکل 11 (الف) مشخص است جهت پره سوراخ‌دار با یک سوراخ، قرارگیری سوراخ در مکان بهینه و در مکان غیربهینه اختلاف چندانی در میزان انتقال حرارت از واحد حجم پره ایجاد نمی‌کند اما در شکل 11 (ب) جهت پره سوراخ‌دار با دو سوراخ، قرارگیری سوراخ در مکان بهینه اختلاف قابل توجهی نسبت به حالتی که سوراخ در مکان غیربهینه قرار گرفته است، دارد. می‌توان گفت دلیل این امر افزایش مقاومت حرارتی می‌باشد، در واقع با افزایش فاصله سوراخ از پایه پره مقاومت هدایتی نیز افزایش یافته و باعث عملکرد حرارتی بالاتر پره می‌شود. همواره برای پره سوراخ‌دار $M > 1$ می‌باشد و این امر بیانگر عملکرد حرارتی بالای پره

نوسلت افزایش می‌یابد و بیشترین مقدار عدد نوسلت مربوط به پره توپر می‌باشد. به دلیل ایجاد سوراخ در پره مقداری از جریان از سوراخ عبور می‌کند که باعث کاهش سرعت جریان حول پره می‌شود همچنین سوراخ‌ها سبب کاهش شدت گردابه‌ها در پشت پره می‌شوند که باعث تشکیل بهتر لایه مرزی در جریان شده و نوسلت کاهش می‌یابد. با افزایش عدد رینولدز سرعت جریان افزایش یافته و باعث افزایش عدد نوسلت می‌گردد.

جهت مشاهده رفتار جریان عبوری از پره، خطوط جریان در اطراف پره توپر و پره سوراخ‌دار در ارتفاع‌های متفاوتی در شکل‌های 9 (الف) و 9 (ب) آورده شده است. H ارتفاع پره می‌باشد و خطوط جریان را در $Y=0.5H$ و $Y=0.9H$ و در عدد رینولدز 250 مورد بررسی قرار گرفت. در شکل 9 (الف) اثر افزایش ارتفاع بر روی خطوط جریان اطراف پره توپر و در شکل 9 (ب) اثر افزایش ارتفاع بر روی خطوط جریان اطراف پره سوراخ‌دار با دو سوراخ دایره‌ای نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود جریان اطراف

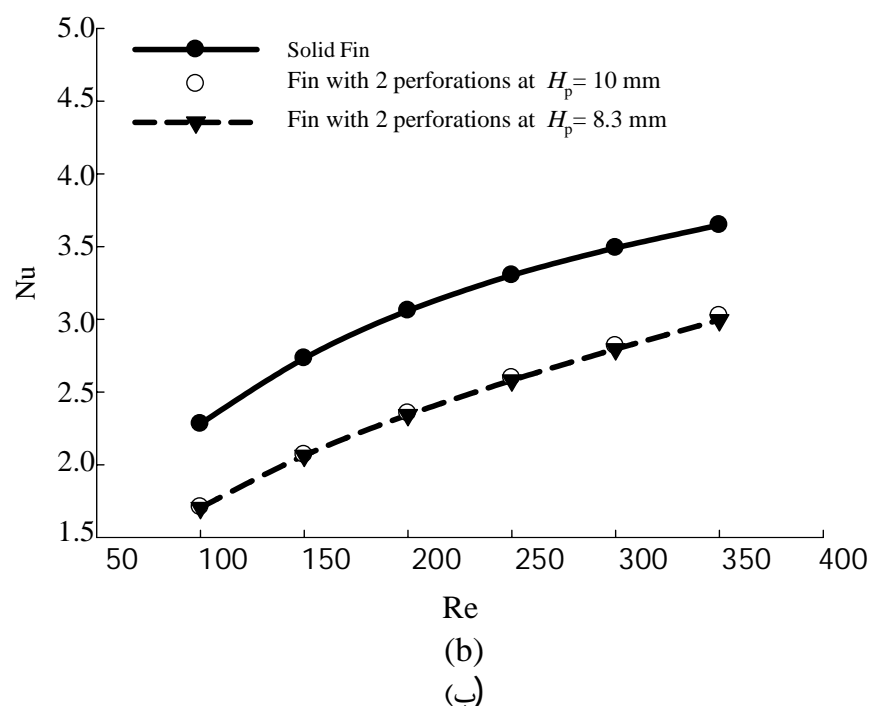
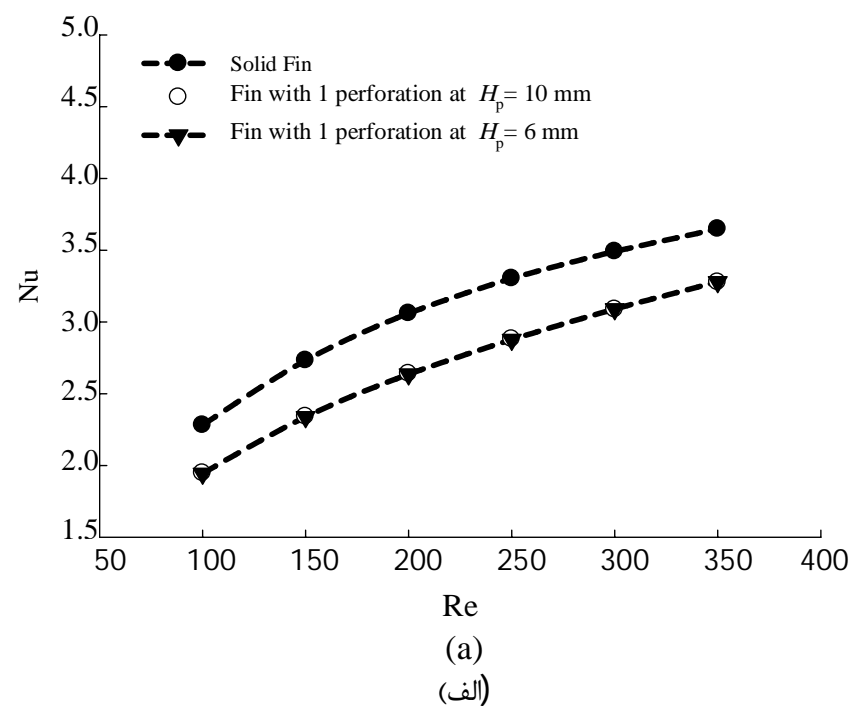


Fig. 8 (a) Comparison of average Nusselt number for fin with 1 perforation at optimum and non-optimal place according to Reynolds number, (b) Comparison of average Nusselt number for fin with 2 perforation at optimum and non-optimal place according to Reynolds number

شکل 8 (الف) مقایسه عدد نوسلت متوسط در پره دارای یک سوراخ در مکان بهینه و غیربهینه برحسب عدد رینولدز، (ب) مقایسه عدد نوسلت متوسط در پره دارای دو سوراخ در مکان بهینه و غیربهینه و پره توپر برحسب عدد رینولدز

سوراخ‌دار می‌باشد که با توجه به وزن کمتر پره انتقال حرارت بالاتری را داراست.

5-5- مقایسه عملکرد پره سوراخ‌دار با یک و دو سوراخ در حالتی که

سوراخ‌ها در مکان بهینه قرار گرفته باشند

در شکل 12 تغییرات عدد نوسلت متوسط پره سوراخ‌دار با یک و دو سوراخ برای حالتی که سوراخ‌ها در مکان بهینه قرار دارند برحسب عدد رینولدز نشان شده است. همان‌گونه که در شکل 12 دیده می‌شود با افزایش عدد رینولدز

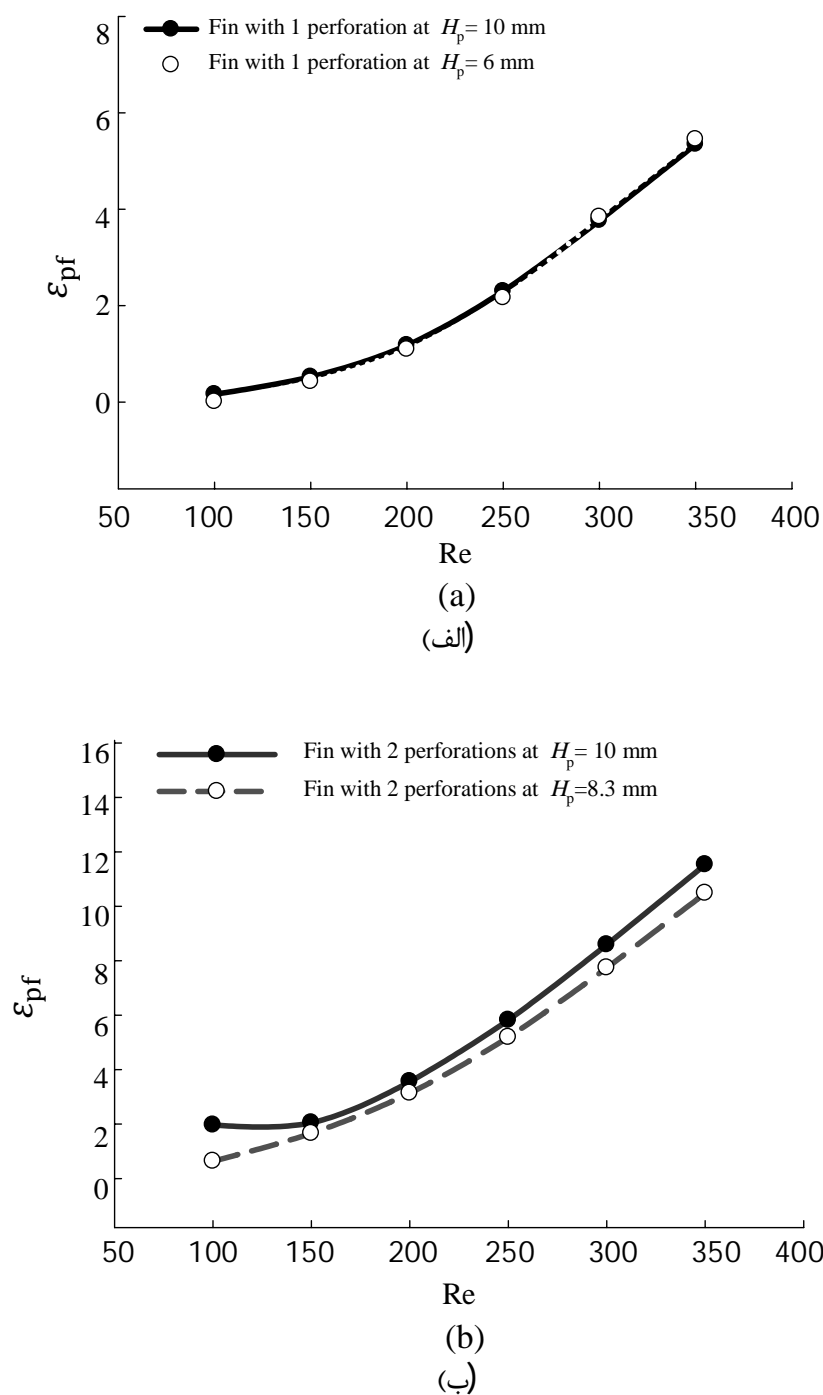


Fig. 10 (a) Comparison of fin effectiveness for fin with 1 perforation at optimum and non-optimal place according to Reynolds number, (b) Comparison of fin effectiveness for fin with 2 perforation at optimum and non-optimal place according to Reynolds number

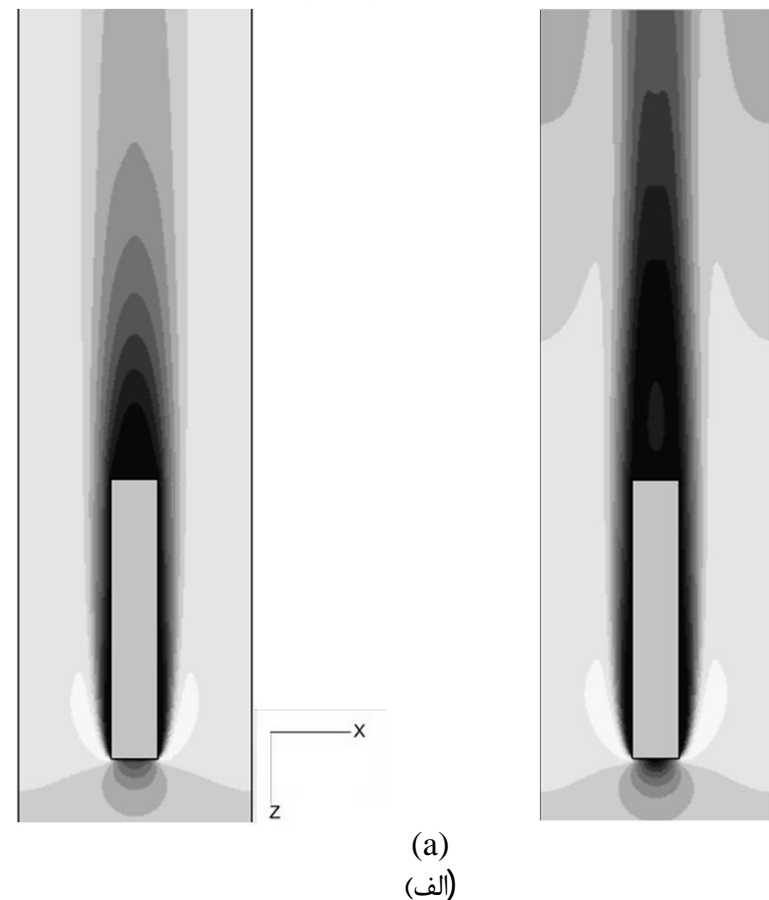
شکل 10 (الف) مقایسه ضریب تاثیر پره در پره دارای یک سوراخ در مکان بهینه و غیر بهینه برحسب عدد رینولدز، (ب) مقایسه ضریب تاثیر پره در پره دارای دو سوراخ در مکان بهینه و غیر بهینه برحسب عدد رینولدز

عددنوسلت متوسط افزایش و با افزایش تعداد سوراخ‌ها عدد نوسلت متوسط کاهش می‌یابد. با ایجاد سوراخ در پره مقداری از جریان از سوراخ عبور می‌کند که باعث کاهش سرعت جریان حول پره می‌شود. سوراخ‌ها سبب کاهش ویک در پشت جریان نیز می‌شوند که باعث تشکیل بهتر لایه مرزی در جریان شده و نوسلت کاهش می‌یابد. با افزایش عدد رینولدز سرعت جریان افزایش یافته و باعث افزایش عدد نوسلت می‌گردد. پره سوراخ‌دار با یک سوراخ دارای بیشترین مقدار عدد نوسلت متوسط می‌باشد.

در شکل 13 تغییرات ضریب تاثیر پره سوراخ‌دار با یک و دو سوراخ برای حالتی که سوراخ‌ها در مکان بهینه قرار دارند برحسب عدد رینولدز آورده شده است. در شکل 13 دیده می‌شود این ضریب با افزایش تعداد سوراخ‌ها و عدد رینولدز افزایش می‌یابد. در واقع با افزایش تعداد سوراخ‌ها سطح انتقال حرارت نیز افزایش می‌یابد که سبب افزایش میزان انتقال حرارت می‌گردد. با افزایش عدد رینولدز سرعت جریان افزایش می‌یابد که باعث افزایش انتقال حرارت می‌گردد. پره با تعداد سوراخ بیشتر دارای ضریب موثر بهتری است.

در شکل 14 تغییرات ضریب انتقال حرارت از واحد حجم پره با یک و دو

پره توپر در $Re = 250, Y = 0.9H$ پره توپر در $Re = 250, Y = 0.5H$



پره با دو سوراخ دایره‌ای در $Re = 250$ $Y = 0.9H$ پره با دو سوراخ دایره‌ای در $Re = 250$ $Y = 0.5H$

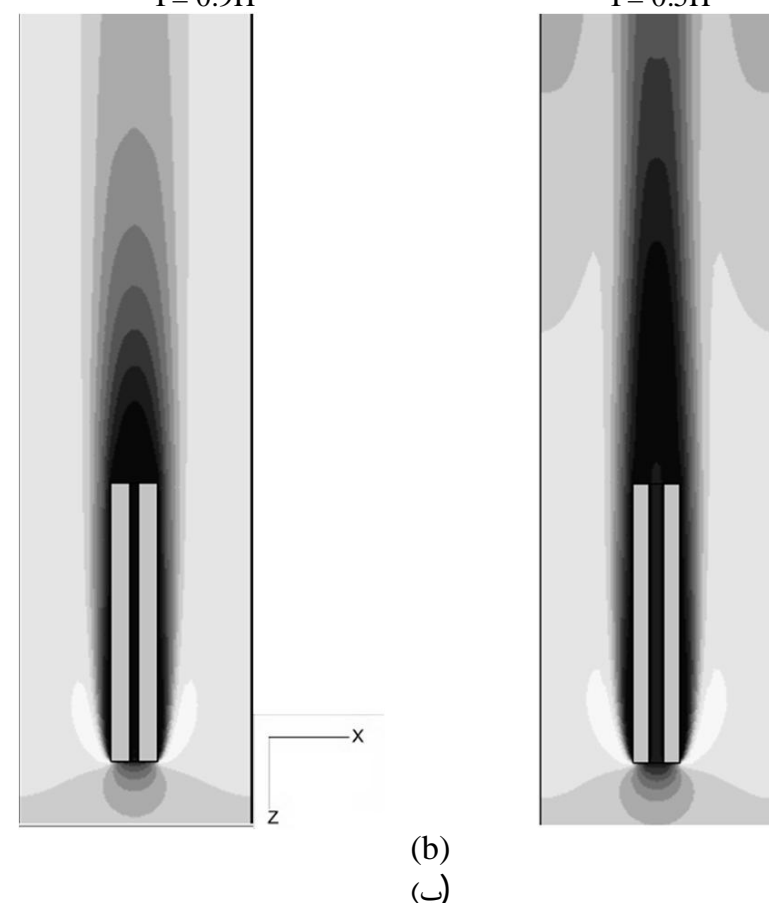


Fig. 9 Fluid path lines at various sections of different fins, $Re_D = 250$, (a) solid fin, (b) perforated fin with 2 perforations

شکل 9 بررسی خطوط جریان در اطراف پره توپر و پره سوراخ‌دار در رینولدز 250 و ارتفاع‌های متفاوت، (الف) پره توپر، (ب) پره سوراخ‌دار با دو سوراخ

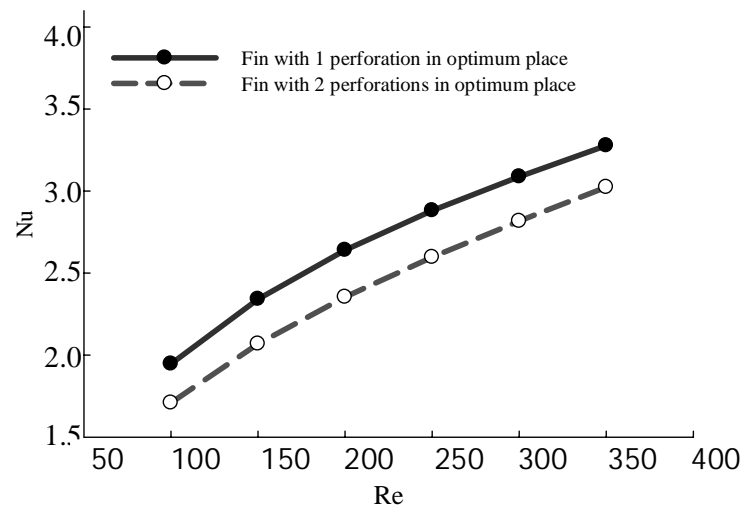


Fig. 12 Comparison of average Nusselt number for perforated fin at 1 perforation and 2 perforation in optimum place according to Reynolds number

شکل 12 مقایسه عدد نوسلت متوسط پره سوراخ‌دار با یک و دو سوراخ برای حالتی که سوراخ‌ها در مکان بهینه قرار دارند برحسب عدد رینولدز

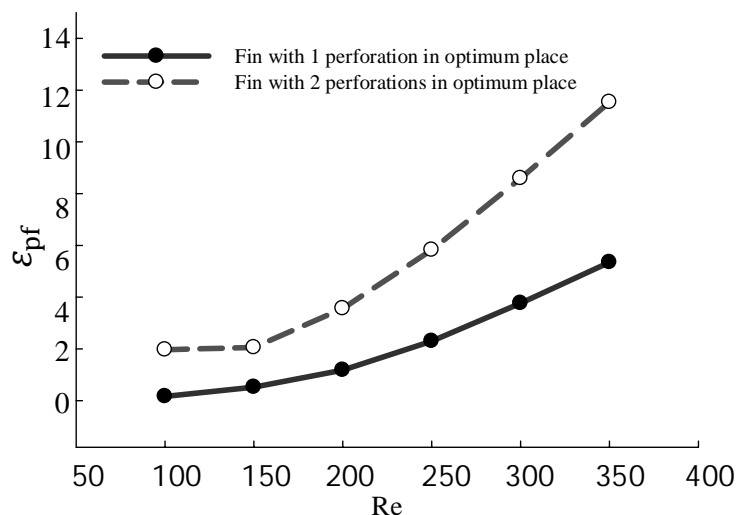


Fig. 13 Comparison of fin effectiveness for perforated fin at 1 perforation and 2 perforation in optimum place according to Reynolds number

شکل 13 مقایسه ضریب تاثیر پره سوراخ‌دار با یک و دو سوراخ برای حالتی که سوراخ‌ها در مکان بهینه قرار دارند برحسب عدد رینولدز

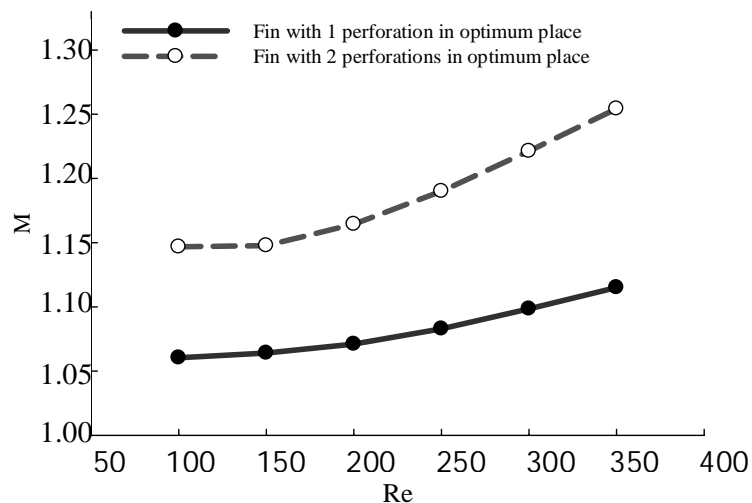


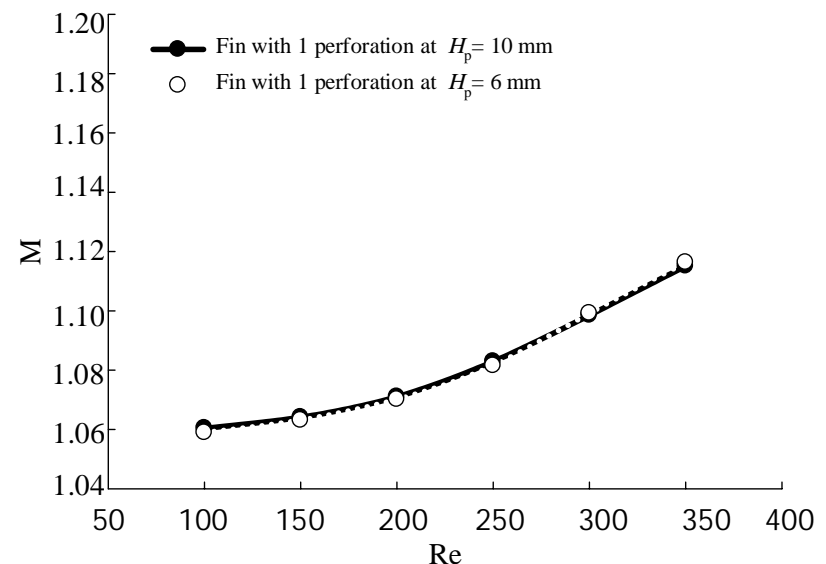
Fig. 14 Comparison of heat transfer coefficient from unit volume of perforated fin at 1 perforation and 2 perforation in optimum place according to Reynolds number

شکل 14 مقایسه ضریب انتقال حرارت از واحد حجم پره سوراخ‌دار با یک و دو سوراخ برای حالتی که سوراخ‌ها در مکان بهینه قرار دارند برحسب عدد رینولدز

$$F_F = \sum (\tau_w)_i \times \Delta A_i \quad (13)$$

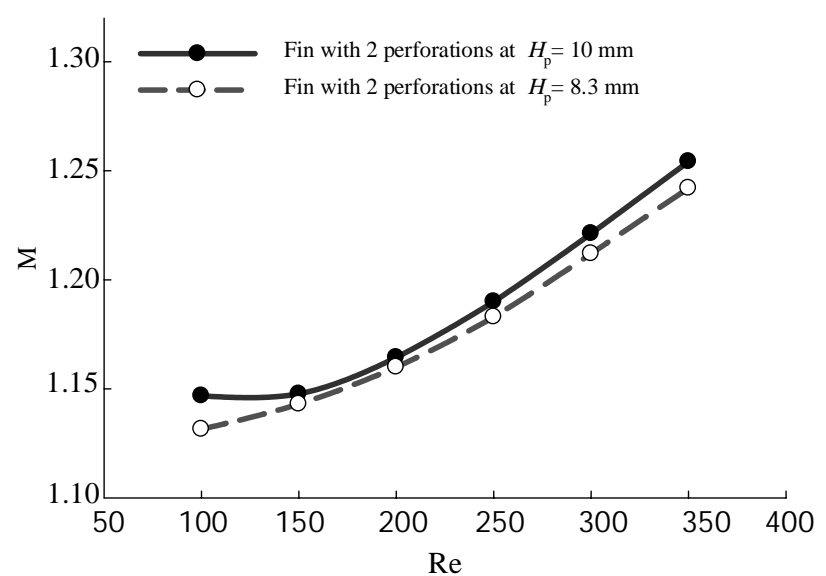
$$A_F = 2H \times L + D \times L + N \times \pi \times d_p \times L \quad (14)$$

برای بدست آوردن نیروی درگ فشاری از رابطه (15) و برای بدست



(a)

(الف)



(b)

(ب)

Fig. 11 (a) Comparison of heat transfer coefficient from unit volume of perforated fin with 1 perforation at optimum and non-optimal place according to Reynolds number, (b) Comparison of heat transfer coefficient from unit volume of perforated fin with 2 perforation at optimum and non-optimal place according to Reynolds number

شکل 11 (الف) مقایسه ضریب انتقال حرارت از واحد حجم پره در پره دارای یک سوراخ در مکان بهینه و غیر بهینه برحسب عدد رینولدز، (ب) مقایسه میزان انتقال حرارت از واحد حجم پره در پره دارای دو سوراخ در مکان بهینه و غیر بهینه برحسب عدد رینولدز

سوراخ برای حالتی که سوراخ‌ها در مکان بهینه قرار دارند برحسب عدد رینولدز آورده شده است. با افزایش تعداد سوراخ‌ها و عدد رینولدز این میزان انتقال حرارت از واحد حجم پره افزایش می‌یابد. با افزایش تعداد سوراخ‌ها حجم پره کاهش و سطح انتقال حرارت افزایش می‌یابد. با افزایش عدد رینولدز سرعت جریان افزایش می‌یابد که سبب افزایش میزان انتقال حرارت نیز می‌گردد. بنابراین می‌توان گفت پره با تعداد سوراخ بیشتر دارای انتقال حرارت بیشتر و وزن کمتری می‌باشد.

5-6- بررسی نیروی درگ فشاری، درگ اصطکاکی و نیروی درگ کلی

در این قسمت به بررسی نیروی درگ اصطکاکی و نیروی درگ فشاری جهت پره سوراخ‌دار با دو سوراخ می‌پردازیم. برای محاسبه نیروی درگ اصطکاکی از معادله (13) استفاده می‌کنیم و برای محاسبه مساحت موردنظر از معادله (14) استفاده می‌شود.

آوردن مساحت نظیر آن از رابطه (16) استفاده می‌شود.

$$F_p = \left(- \sum P_i \times \Delta A_i \right)_{US} - \left(- \sum P_i \times \Delta A_i \right)_{DS} \quad (15)$$

$$A_p = D \times H - N \times \frac{\pi d_p^2}{4} \quad (16)$$

A_p مساحت پیشانی نامیده می‌شود. نیروی درگ کلی از معادله (17) حاصل می‌شود. در جدول 3 تغییرات نیروی درگ کلی جهت پره سوراخ‌دار با دو سوراخ برای هر دو حالت (1) سوراخ در وسط پره باشد (2) سوراخ در مکان بهینه قرار داشته باشد، برحسب عدد رینولدز آورده شده‌است.

$$F_D = F_p + F_F \quad (17)$$

همان‌طور که در جدول 3 دیده می‌شود نیروی درگ کلی برای حالتی که سوراخ در مکان بهینه و یا غیربهینه باشد اختلافی با هم ندارند و می‌توان گفت این امر به سبب یکسان بودن مساحت در هر دو حالت می‌باشد. با توجه به یکسان بودن مساحت، اختلاف فشار و تنش برشی متوسط هم در هر دو حالت اختلاف چندانی با هم ندارند و این امر سبب نزدیکی نتایج گردیده است. بیشترین نیروی درگ مربوط به پره توپر می‌باشد.

7-5- بررسی کاهش وزن پره سوراخ‌دار نسبت به پره توپر

یکی از اهداف طراحی پره به صورت بهینه، کاهش وزن پره می‌باشد. درصد کاهش وزن در پره سوراخ‌دار نسبت به پره توپر در جدول 4 آورده شده است. طبق جدول 4 پیش‌بینی می‌شود با افزایش تعداد سوراخ‌ها وزن کاهش بیشتری داشته باشد.

6- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

الف) بیشترین میزان انتقال حرارت در $H_p = 10\text{mm}$ که فاصله بین مرکز سوراخ و پایه پره می‌باشد رخ می‌دهد. با افزایش فاصله مرکز سوراخ از پایه پره مقاومت هدایتی افزایش و مقاومت جابجایی کاهش می‌یابد که در $H_p = 10\text{mm}$ به تعادل می‌رسند.

ب) در پره سوراخ‌دار با یک سوراخ قرارگیری سوراخ در مکان بهینه تاثیری در افزایش میزان انتقال حرارت ندارد.

جدول 3 تغییرات نیروی درگ برحسب عدد رینولدز برای پره توپر و پره سوراخ‌دار با دو سوراخ برای حالتی که (1) سوراخ‌ها در مکان بهینه قرار گرفته باشند (2) سوراخ‌ها در مکان غیر بهینه قرار گرفته باشند

Table 3 Changes of Total drag for perforated fin with 2 perforation in two situation, 1) perforations are at optimum place, 2) perforations are at non-optimal place according to Reynolds number

عدد رینولدز	پره توپر $F_D \times 10^{-5}$	در حالت بهینه $F_D \times 10^{-5}$	در حالت غیربهینه $F_D \times 10^{-5}$
100	0.28	0.256	0.253
150	0.478	0.458	0.453
200	0.709	0.702	0.696
250	0.973	0.990	0.982
300	0.128	1.329	1.316
350	0.163	1.72	1.701

جدول 4 درصد کاهش وزن در پره توپر به دلیل ایجاد سوراخ

Table 4 Percentage of weight reduction of solid fin due to creation of perforation

تعداد سوراخ‌ها	درصد کاهش وزن
یک سوراخ	5.56
دو سوراخ	11.08

پ) در پره سوراخ‌دار با دو سوراخ ضریب تاثیر پره، درصد بهبود انتقال حرارت از پره سوراخ‌دار، همواره مثبت است که بیانگر عملکرد بهتر این پره نسبت به پره توپر می‌باشد. این مقدار جهت پره سوراخ‌دار با دو سوراخ در حالتی که سوراخ در مکان بهینه قرار گرفته است بهتر از حالتی می‌باشد که سوراخ‌ها در مکان غیر بهینه قرار دارند. این امر بدین دلیل است که با افزایش فاصله مرکز سوراخ تا پایه پره مقاومت حرارتی نیز بیشتر می‌شود و سبب افزایش انتقال حرارت می‌گردد.

ت) ضریب انتقال حرارت از واحد حجم پره، معیاری جهت بررسی حالت بهینه در طراحی پره می‌باشد. در واقع در طراحی پره افزایش عملکرد حرارتی و کاهش وزن از اهداف اصلی می‌باشند که از این پارامتر جهت تعیین این هدف استفاده نمودیم. با قرارگیری سوراخ‌ها در مکان بهینه جهت پره سوراخ‌دار با دو سوراخ میزان ضریب انتقال حرارت از واحد حجم همواره بزرگتر از یک می‌باشد که بیانگر عملکرد حرارتی بهتر این پره نسبت به پره توپر است. با افزایش تعداد سوراخ‌ها این پارامتر افزایش می‌یابد که بدلیل افزایش انتقال حرارت و کاهش وزن می‌باشد.

ث) ضریب تاثیر پره و ضریب انتقال حرارت از واحد حجم پره برای پره سوراخ‌دار با دو سوراخ همواره از پره سوراخ‌دار با یک سوراخ بیشتر است. در واقع با افزایش تعداد سوراخ‌ها سطح انتقال حرارت افزایش می‌یابد و وزن پره نیز کاهش قابل توجهی دارد.

ج) با افزایش عدد رینولدز عدد نوسلت افزایش می‌یابد و بیشترین مقدار عدد نوسلت مربوط به پره توپر می‌باشد. به دلیل ایجاد سوراخ در فین مقداری از جریان از سوراخ عبور می‌کند که باعث کاهش سرعت جریان حول پره می‌شود. سوراخ‌ها سبب کاهش ویک در پشت جریان می‌شوند که باعث تشکیل بهتر لایه مرزی در جریان شده و نوسلت کاهش می‌یابد.

چ) یکی از اهداف طراحی پره به صورت بهینه، کاهش وزن پره می‌باشد با توجه به جدول 4 پره سوراخ‌دار نسبت به پره توپر وزن کمتری دارد.

ح) قرارگیری سوراخ‌ها در مکان بهینه جهت پره سوراخ‌دار با دو سوراخ تاثیری بر روی نیروی درگ ندارد که به دلیل یکسان بودن مساحت در هر دو حالت می‌باشد. با توجه به یکسان بودن مساحت، اختلاف فشار و تنش برشی متوسط هم در هر دو حالت اختلاف چندانی با هم ندارند و این امر سبب نزدیکی نتایج گردیده است.

7- فهرست علائم

A_F	مساحت نظیر نیروی درگ اصطکاکی (m^2)
A_p	مساحت پیشانی (m^2)
A_T	سطح کلی انتقال حرارت (m^2)
\bar{C}_f	ضریب اصطکاک متوسط
D	ضخامت پره (mm)
d_p	قطر سوراخ (mm)
F_F	نیروی درگ اصطکاکی (N)
F_p	نیروی درگ فشاری (N)
F_D	نیروی درگ کلی (N)
Gr	عدد گراشیف
g	شتاب گرانش زمین (ms^{-2})
H	ارتفاع پره (m)
H_p	فاصله مرکز سوراخ تا پایه پره
\bar{h}	ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)

8- مراجع

- [1] AE. Bergles, The implications and challenges of enhanced heat transfer for the chemical process industries, *Chemical Engineering Research and Design*, Vol.79, pp.437-444, 2001.
- [2] QD. Kern, DA. Kraus, *Extended surface heat transfer*, New York, McGraw-Hill, pp.10-20, 1972.
- [3] A . Suksangpanomrung, S. Chungpaibulpatana, P. Promvong, Numerical investigation of heat transfer in pulsating flows through a bluff plate, *International Journal Heat and Mass Transfer*, Vol.34, pp.829-837, 2007.
- [4] S.A. El-Sayed, Sh.M. Mohamed, A.A. Abdel-latif, A.h. Abuda, Experimental study of heat transfer and fluid flow in longitudinal rectangular-fin array located in different orientations in fluid flow, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.29, pp.113-128, 2004.
- [5] S. Baskaya, M. Sivrioglu, M. Ozek, Parametric study of natural convection heat transfer from horizontal rectangular fin arrays, *International Journal Thermal Science*, Vol.39, pp.797-805, 2000.
- [6] S. Rouvreau, L. David, D. Callaud, P. Joulain, Laminar junction flow at low Reynolds number: influence of the upstream region on the comparison between experiments and calculations, *Comptes Rendus Mecanique*, Vol.333, pp.265-272, 2005.
- [7] A.V. Dijk, HC. deLang, Compressible laminar flow around a wall mounted cubic obstacle. *Computers & Fluids*, Vol.36, pp.949-960, 2007.
- [8] E. Velayati, M. Yaghoubi, Numerical study of convective heat transfer from an array of parallel bluff plates, *International Journal Heat and Fluid Flow*, Vol.26, pp. 80-91, 2005.
- [9] S. Kiwan, MA. Al-Nimr, Using porous fins for heat transfer enhancement, *Journal Heat Transfer*, Vol. 5, pp. 123-790, 2001.
- [10] B. Kundu, D. Bhanja, K.S. Lee, A model on the basis of analytics for computing maximum heat transfer in porous fins, *International Journal Heat and Mass Transfer*, Vol.55, pp.7611-7622, 2012.
- [11] M. Fujii, Y. Seshimo, G. Yamanaka, Heat transfer and pressure drop of perforated surface heat exchanger with passage enlargement and contraction, *International Journal Heat and Mass Transfer* Vol.31, pp.135-142, 1988.
- [12] O.N. Sara, T. Pekdemir, S. Yapici, M. Yilmaz, Heat transfer enhancement in a channel flow with perforated rectangular blocks, *International Journal Heat and Fluid Flow*, Vol.22, pp. 509-518, 2001.
- [13] B. Sahi, A. Demir, Thermal performance analysis and optimum design parameters of heat exchanger having perforated pin fins, *Energy Conversion and Management*, Vol.49, pp. 1684-1695, 2008.
- [14] B. Sahi, A. Demir, Performance analysis of a heat exchanger having perforated square fins, *Applied Thermal Energy*, Vol.28, pp. 621-632, 2008.
- [15] M.R. Shaeri, M. Yaghoubi, Numerical analysis of turbulent convection heat transfer from an array of perforated fins, *International Journal Heat Fluid Flow*, Vol.30, pp. 218-228, 2009.
- [16] M.R. Shaeri, M. Yaghoubi, Thermal enhancement from heat sinks by using perforated fins, *Energy Conversion and Management*, Vol.50, pp.1264-1270, 2009.
- [17] M.R. Shaeri, M. Yaghoubi, K. Jafarpur, Heat transfer analysis of lateral perforated fin heat sinks, *Applied Thermal Energy*, Vol.86, pp.2019-2029, 2009.
- [18] M.R. Shaeri, Ti. Je, The effects of perforation sizes on laminar heat transfer characteristics of an array of perforated fins, *Energy Conversion and Management*, Vol.64, pp.328-334, 2012.
- [19] R. Karabacak, G. Yakar, Forced convection heat transfer and pressure drop for a horizontal cylinder with vertically attached imperforate and perforated-circular fins *Energy Conversion and Management*, Vol.52, pp. 2785-2793, 2011.
- [20] U. V. Awasarmo, A.T. Pise, An experimental investigation of natural convection heat transfer enhancement from perforated rectangular fins array at different inclinations, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.68, pp. 145-154, 2015.
- [21] C.W. Leung, SD. Probert, Heat exchanger performance effect of orientation, *Applied Thermal Energy*, Vol.52, pp. 33-35, 1989.
- [22] S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Washington DC, 1980.

K	ضریب انتقال حرارت هدایتی ($Wm^{-2}K^{-1}$)
L	طول پره (m)
M	نسبت انتقال حرارت از واحد حجم پره
N	تعداد سوراخ
\overline{Nu}	عدد نوسلت متوسط
P	فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
Pr	عدد پرانتل
Q	نرخ انتقال حرارت از پره (W)
Re	عدد رینولدز
Ri	عدد ریچاردسون
T	دما (K)
u	مولفه سرعت در جهت محور افقی (ms^{-1})
U	مولفه سرعت در جهت محور X
V_p	حجم پره سوراخ شده (m^3)
V_s	حجم پره توپر (m^3)
v	مولفه سرعت در جهت محور عمودی (ms^{-1})
V	مولفه سرعت بدون بعد در جهت محور Y
w	مولفه سرعت بدون بعد در جهت محور Z (ms^{-1})
W	مولفه سرعت بدون بعد در جهت محور Z
X, Y, Z	مختصات بدون بعد دکارتی
x, y, z	مختصات دکارتی

علائم یونانی

α	ضریب پخش سیال ($m^{-2}s^{-1}$)
β	ضریب انبساط حرارتی (K^{-1})
μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
φ	نسبت حجمی
θ	دمای بدون بعد
ε_{pf}	ضریب تأثیر پره
$\bar{\tau}_w$	تنش برشی متوسط بر روی سطوح پره (Pa)

زیرنویس‌ها

DS	پایین دست جریان
in	ورودی
Pf	پره سوراخ‌دار
Sf	پره توپر
US	بالا دست جریان