



Hydrothermal performance of trapezoidal fin equipped with vortex generator and hole: Investigation of the effect of vortex generator and hole position

F. Nejati Barzoki¹, G.A. Sheikhzadeh^{1,*}, M. Khoshvaght-Aliabadi^{2,*}, A.A. Abbasian Arani¹

¹Heat and Fluids Department, Faculty of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran

²Department of Chemical Engineering, Shahrood Branch, Islamic Azad University, Shahrood, Iran

ABSTRACT: Today, the issue of increasing heat transfer has attracted a great deal of attention from researchers for the development of a variety of heat exchangers to achieve high efficiency, low cost, lightweight. In this paper, the hydrothermal performance is investigated by incorporating vortex generator and hole and their proper positioning on trapezoidal fin. For this purpose, numerical modeling of water flow in a rectangular channel is performed in two laminar and turbulent flow regimes and for 5 models with different positions of vortex generator and hole in constant size geometric parameters. The results showed that in both flow regimes, the pressure drop was increased by inserting the hole on top and bottom. To create a better comparison, the ratio of the Colburn factor to friction factor was defined and applied in two simple and powerful ways and the best hydraulic-thermal performance was obtained for the trapezoidal fin with the vortex generator on the right and the hole in the middle, so that in the turbulent flow regime, the highest value for the ratio of Colburn factor to friction factor (simple ratio and power ratio) was reported as 0.0539 and 0.01504 for this position, respectively.

Review History:

Received: Nov. 01, 2019

Revised: Dec. 25, 2019

Accepted: Mar. 10, 2020

Available Online: Apr. 01, 2020

Keywords:

Trapezoidal Fin

Vortex Generator Position

Hole Position

Pressure Drop

Heat Transfer Coefficient.

1- Introduction

In recent years, the use of Vortex Generators (VGs) in heat exchangers is one of the effective methods in increasing the rate of heat transfer. On the other hand, the use of VGs increases the overall pressure drop. Researchers who have used cavities or holes in the fins found that this method can reduce the pressure drop and weight of the fins in addition to increasing the heat transfer surface [1, 2].

The effect of VG and hole position on a Trapezoidal Fin (TF) in the channel has not been investigated in the past. For this purpose, in the present study, 5 models with different VG and hole positions were designed and compared in two laminar and turbulent flow regimes.

2- Methodology

2.1. Computational Domain

The geometry studied in this paper consists of a channel with a width (W) of 20 mm and length (L) of 500 mm respectively. A trapezoidal fin with corrugation amplitude (a) and corrugation length (l), equipped with VGs and holes are embedded in the center of this channel. The middle part of the computational domain of the channel is shown in Fig. 1. Also, two other parts are added at the upstream and downstream of this structure as inlet part and outlet part, respectively.

The geometric dimensions in Fig. 1 are optimized using the Taguchi method [3]. These parameters including a , l , h , t and w are selected as 2.5, 120, 3.75, 15 and 15 mm, respectively.

*Corresponding author's email: : Sheikhz@Kashanu.ac.ir

2.2. Numerical Method And Governing Equations

In the present work, ANSYS-Fluent v.18 software is applied to solve the governing equations. The water flow is used in two laminar ($200 \leq Re \leq 1600$) and turbulent ($4000 \leq Re \leq 10000$) flow regimes. The governing equations are solved using the finite volume method, and the standard discretization scheme is used in the modeling following the second-order upwind of the momentum and energy discretization. Also, the SIMPLE algorithm is applied to solve the pressure and velocity coupling. The conservation equations for continuity, momentum, and energy for incompressible flow are generally expressed as follows:

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

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

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\kappa}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

Also, in the current study, the RNG $k-\epsilon$ model [4] is used as the turbulent model.



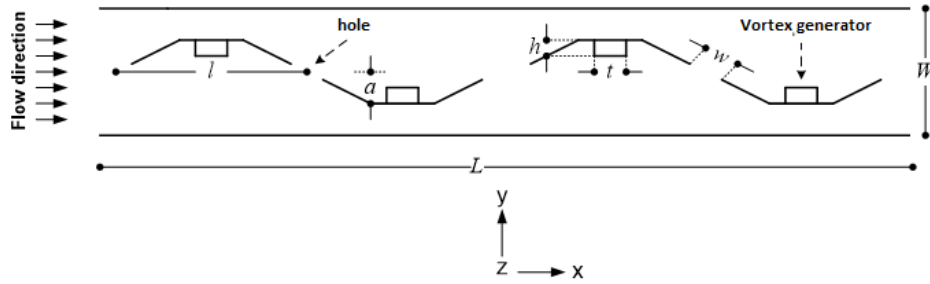


Fig. 1. The middle part of the computational domain

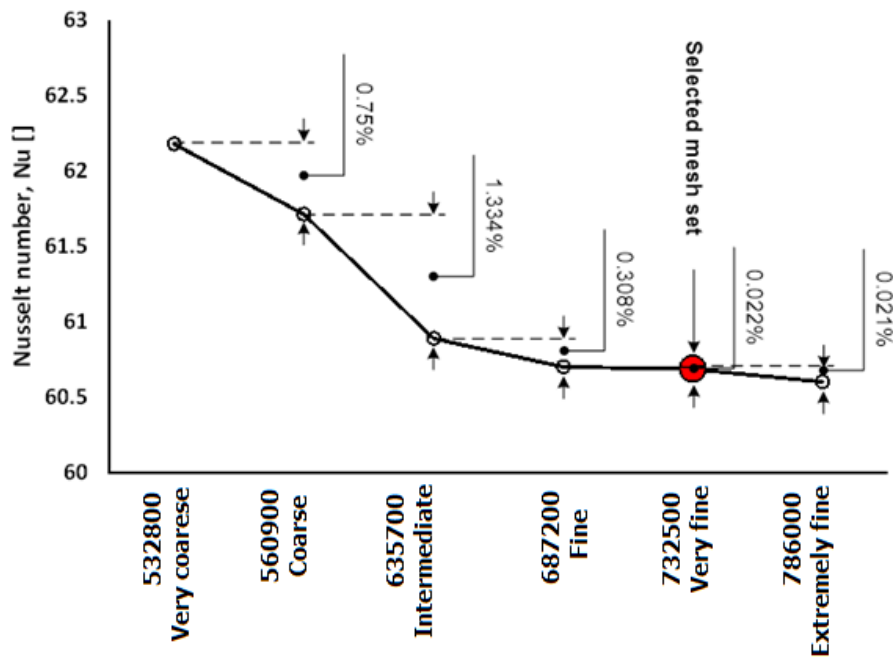


Fig. 2. Effect of mesh number on Nusselt number

2.3. Mesh Study And Grid Dependence Check

In the current study, irregular triangular meshes are used. These meshes are intensified well around the VGs and holes of the TF as well as near the sidewalls of the channel. As presented in Fig. 2, it was found that the results of the Nusselt number are insensitive to mesh number (with a maximum deviation of 0.021%) beyond the very fine set. Hence, this set of meshes is chosen for the current numerical simulation.

2.4. Boundary Conditions

In the inlet part, the velocity inlet condition is used with variable velocity values and constant bulk temperature of 303.15 K. In the outlet part, the outlet boundary condition is pressure outlet (Outlet gauge pressure=0). The adiabatic with no-slip boundary condition is applied at the sidewalls of these two parts. In the middle part of the channel, a constant temperature of 368.15 K with no-slip boundary condition is used at the solid surfaces of both the channel and the TF with VGs.

3- Results and Discussion

In order to analyze the numerical results, 5 models with different positions of VG and hole including VG in left and right, hole in top and bottom and finally, both the VG and the hole in the middle of the TF have been compared in two laminar and turbulent flow regimes. Two ratios are introduced using the carbon factor and friction factor to compare the hydrothermal performance results. Fig. 3 shows different models of the VG and hole position on the TF.

3.1. Laminar Flow

The results of the j/f ratio of all models in the laminar flow are presented in Fig. 4 against the Reynolds number. It can be seen that j/f ratio for the position of the hole at the top and bottom, has the lowest values relative to the other positions due to high-pressure drop.

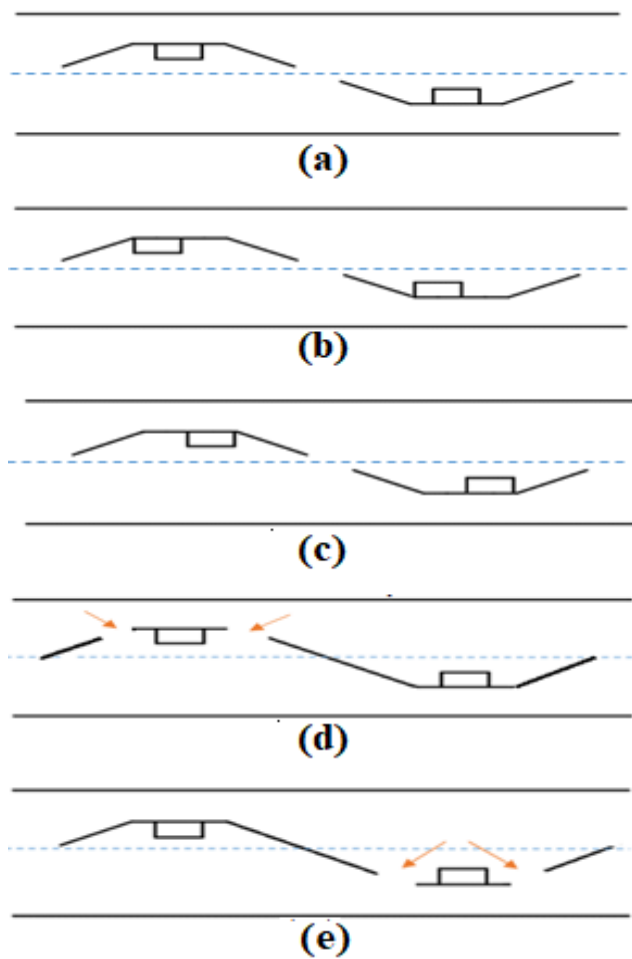


Fig. 3. Different models of VG and hole position (a) VG and hole in the middle, (b) VG on the left, (c) VG on the right, (d) Hole on the top, (e) Hole on the bottom

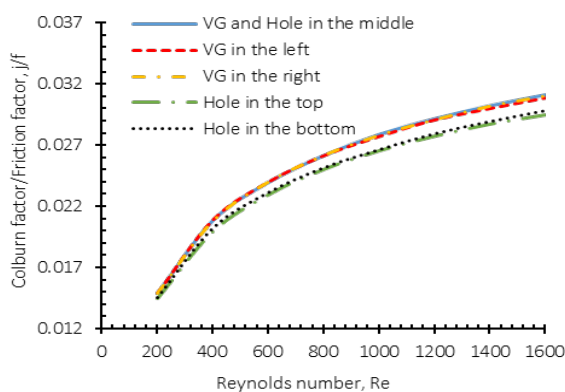
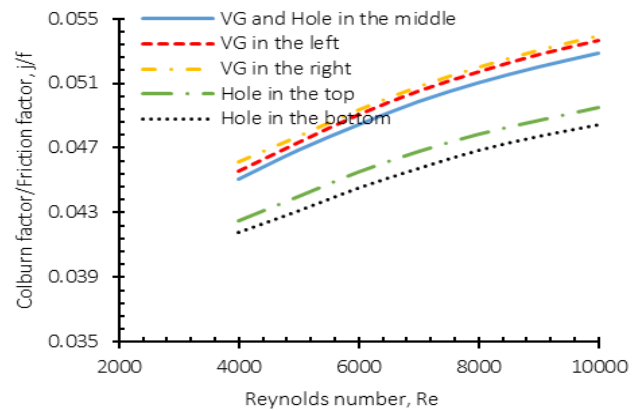


Fig. 4. j/f ratio-Reynolds number in the laminar flow



(a)

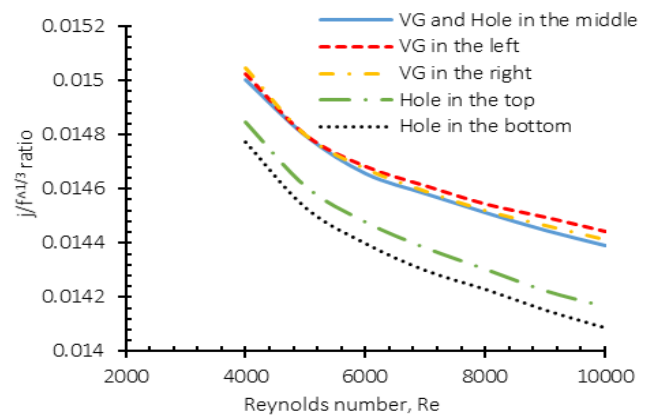


Fig. 5. (a) j/f ratio, (b) $j/f^{1/3}$ ratio in the turbulent flow

3.2. Turbulent Flow

The results of the j/f and $j/f^{1/3}$ ratios of all models in the turbulent flow are displayed in Figs. 5(a,b). It is found that for three positions of VG where the hole is inserted in the middle of the inclined section, the fluid flow is timely transferred from the top to the bottom section, and leading to a decrease of the pressure drop and increase of the hydrothermal performance.

4- Conclusions

The following conclusions can be made from the current study:

- In both flow regimes, by inserting the hole in the top and bottom of the trapezoidal fin, the hydrothermal performance decreased.

- The TF has the best hydrothermal performance when the VG is in the left and right and the hole in the middle, so that the highest values of 0.0539 and 0.01504 are obtained, respectively, at the maximum and minimum Reynolds numbers for j/f and $j/f^{1/3}$ in the turbulent flow.

References

- [1] V. Muniyandi, Heat transfer study of perforated fin under forced convection, International Journal of Engineering, 28(10) (2015) 1500-1506.
- [2] S. Chamoli, R. Lu, P. Yu, Thermal characteristic of a turbulent flow through a circular tube fitted with perforated vortex generator inserts, Applied Thermal Engineering, 121 (2017) 1117-1134.
- [3] S. Gunes, E. Manay, E. Senyigit, V. Ozceyhan, A Taguchi approach for optimization of design parameters in a tube with coiled wire inserts, Applied Thermal Engineering, 31(14-15) (2011) 2568-2577.
- [4] V. Yakhot, S. Orszag, S. Thangam, T. Gatski, C. Speziale, Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique, Physics of Fluids A: Fluid Dynamics, 4(7) (1992) 1510-1520.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

F. Nejati Barzoki, G.A. Sheikhzadeh , M. Khoshvaght-Aliabadi , A.A. Abbasian Arani, Hydrothermal performance of trapezoidal fin equipped with vortex generator and hole: Investigation of the effect of vortex generator and hole position. Amirkabir J. Mech Eng., 53(special issue 3) (2021). 469-472.

DOI: [10.22060/mej.2020.17218.6558](https://doi.org/10.22060/mej.2020.17218.6558)





عملکرد هیدرولیکی - حرارتی پره دوزنقه‌ای مجهز به مولد گردابه و حفره: بررسی اثر موقعیت مولد گردابه و حفره

فائزه نجاتی برزکی^۱، قنبرعلی شیخزاده^{۱*}، مرتضی خوشوقت علی‌آبادی^{۲*}، علی‌اکبر عباسیان آرانی^۱

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

^۲ دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد شاهرود، شاهرود، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۰۸/۱۰

بازنگری: ۱۳۹۸/۱۰/۰۴

پذیرش: ۱۳۹۸/۱۲/۲۰

ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۱/۱۳

کلمات کلیدی:

پره دوزنقه‌ای

موقعیت مولد گردابه

موقعیت حفره

افت فشار

ضریب انتقال حرارت

خلاصه: امروزه موضوع افزایش انتقال حرارت، توجه زیادی از محققین را برای توسعه مبدل‌های حرارتی به منظور دستیابی به راندمان بالا، هزینه پایین، وزن سبک و ابعاد کوچک‌تر، به خود جلب کرده است، در مقاله حاضر با تعبیه مولد گردابه و حفره و جایابی مناسب موقعیت آن‌ها روی پره دوزنقه‌ای، ضریب انتقال حرارت و افت فشار مورد بررسی قرار گرفته است. به این منظور مدل‌سازی عددی جریان سیال آب در یک کانال مستطیلی در دو رژیم آرام و آشفته و برای ۵ مدل با موقعیت‌های مختلف قرارگیری مولد گردابه و حفره برای پارامترهای هندسی در اندازه ثابت صورت گرفته است. نتایج نشان داد که در هر دو رژیم جریان، با قرار گرفتن حفره در بالا و پایین، افت فشار افزایش می‌یابد. به منظور انجام مقایسه بهتر بین این موقعیت‌ها، نسبت ضریب کالبرن به ضریب اصطکاک به دو صورت ساده و توانی تعریف و به کار برده شد و بهترین عملکرد هیدرولیکی-حرارتی برای پره دوزنقه‌ای با وجود مولد گردابه در راست و همزمان حفره در وسط، به دست آمد به طوری که در رژیم جریان آشفته، بیشترین مقدار برای نسبت ضریب کالبرن به ضریب اصطکاک (نسبت ساده و نسبت توانی آن) به ترتیب برابر با ۰/۰۵۳۹ و ۰/۰۱۵۰۴ برای این موقعیت گزارش شد.

۱- مقدمه

افزایش سطح انتقال حرارت، افت فشار و وزن پره‌ها را کمتر نمود. از این‌رو، با طراحی مناسب پره و جایابی مناسب برای مولد گردابه و حفره روی آن، می‌توان عملکرد هیدرولیکی-حرارتی را در کانال افزایش داد. تاکنون تحقیقات آزمایشگاهی و عددی مختلفی در زمینه استفاده از مولد گردابه و حفره در کانال‌ها یا مبدل‌های حرارتی مختلف انجام گرفته است.

در سال‌های اخیر، استفاده از مولد گردابه^۱ که به شکل‌های مختلف در مسیر جریان سیال قرار داده می‌شود، به عنوان یکی از روش‌های پرکاربرد و مؤثر در افزایش نرخ انتقال حرارت در کانال‌ها و مبدل‌های حرارتی به شمار می‌رود. از طرفی یکی از مشکلات این روش، ایجاد افت فشار بالا در جریان است که حتی در بسیاری از موارد بر فاکتور افزایش انتقال حرارت، غالب شده و ضریب عملکرد حرارتی را کاهش می‌دهد. محققانی که اقدام به استفاده از حفره یا سوراخ در پره‌ها نموده‌اند، به این نتیجه رسیده‌اند که با این روش، می‌توان علاوه بر

زو و همکاران [۱، ۲] به مطالعه عددی و تجربی عملکرد صفحه و مولد گردابه انحنادار، با و بدون حفره پرداختند. آن‌ها تأثیر قطر و موقعیت حفره بر عملکرد مولد گردابه را ارزیابی کردند و نشان دادند که وجود حفره‌ها، عملکرد کل را بهبود و مقاومت جریان را برای همه مدل‌ها کاهش می‌دهد. مونیاندی [۳] به مطالعه عددی انتقال

1 Vortex generator (VG)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: sheikhz@kashanu.ac.ir



حرارت جابجایی اجباری پره سوراخ‌دار پرداختند. در مطالعه آن‌ها مشخصات انتقال حرارت هوا در رژیم جریان آشفته روی پره‌ی میله‌ای سوراخ‌دار با تغییر پارامترهایی مثل قطر و تعداد سوراخ‌ها و سرعت جریان هوا بررسی شد. نتایج کار آن‌ها نشان داد که وجود سوراخ روی پره علاوه بر اینکه با کاهش وزن آن همراه است میزان انتقال حرارت را هم در مقایسه با پره بدون سوراخ افزایش می‌دهد. سینگ و وارثی [۴] به بررسی تجربی انتقال حرارت جابجایی طبیعی در پره‌های مستطیلی سوراخ‌دار پرداختند. در تحقیق آن‌ها تأثیر تغییر قطر سوراخ، زاویه انحراف و فاصله پره‌ها از همدیگر بر انتقال حرارت مقایسه شد. نتایج آن‌ها نشان داد که ضریب انتقال حرارت جابجایی برای پره سوراخ‌دار نسبت به بدون سوراخ دارای مقدار بالاتری است و این ضریب با افزایش قطر سوراخ و افزایش زاویه انحراف پره‌ها از صفر تا ۹۰ درجه افزایش می‌یابد. سالم و همکاران [۵] عملکرد مبدل حرارتی دو لوله‌ای با جریان آب را با بافل‌های سوراخ‌دار به صورت تجربی مورد آزمایش قرار دادند و تأثیر تغییر فاصله سوراخ‌ها، نسبت گام، برش و زاویه انحراف را بررسی نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که وجود بافل‌های سوراخ‌دار درون مبدل دو لوله‌ای، نرخ انتقال حرارت و افت فشار را در مقایسه با مبدل بدون بافل افزایش می‌دهد. همچنین با افزایش در فاصله سوراخ‌ها و زاویه انحراف و کاهش در نسبت گام و برش بافل، ضریب عملکرد حرارتی افزایش می‌یابد. محمدی و همکاران [۶] به مطالعه عددی انتقال حرارت هوا در رژیم جریان آرام در پره با سوراخ‌های دایره‌ای پرداختند و نشان دادند که با افزایش تعداد سوراخ‌ها، عدد ناسلت کاهش و ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد ولی در نهایت، کارایی پره‌ها با افزایش تعداد سوراخ‌ها و افزایش عدد رینولدز بیشتر می‌شود. جاملی و همکاران [۷] مشخصات حرارتی هوا در یک جریان آشفته را در یک لوله مدور تحت شار حرارتی یکنواخت به همراه مولد گردابه سوراخ‌دار به صورت تجربی و عددی بررسی کردند. مولدهای گردابه از یک شکل مخروطی ساخته و در دو طرف میله مرکزی لوله مدور به هم متصل شدند. نتایج کار آن‌ها نشان داد که ضریب انتقال حرارت و افت فشار با کاهش نسبت طولی گام و شاخص سوراخ‌ها افزایش می‌یابد. بوخادیا و همکاران [۸] تأثیر شکل سوراخ را بر جریان سیال و انتقال حرارت یک مبدل حرارتی صفحه-پره به صورت عددی شبیه‌سازی کردند و باله‌های مستطیلی با و بدون سوراخ را با هم مقایسه کردند. نتایج کار آن‌ها نشان داد که ضریب عملکرد برای بافل‌های سوراخ‌دار، بالاتر از بافل ساده است

و ضریب عملکرد به ترتیب برای بافل با سوراخ دایره‌ای، مستطیلی و نهایتاً مثلثی بیشترین مقدار را دارد. گایتام و همکاران [۹] به بررسی مولد گردابه سوراخ‌دار در یک جریان آشفته درون لوله مدور به صورت تجربی پرداختند. در کار آن‌ها تأثیر پارامترهای هندسی مختلف مانند نسبت میزان ماریپیچ و میزان تخلخل در دامنه وسیعی از عدد رینولدز (۲۰۶۰۰-۳۲۰۰) بررسی شد. نتایج آن‌ها نشان داد که با کاهش عدد رینولدز و نسبت ماریپیچ و افزایش درصد تخلخل، ضریب عملکرد حرارتی افزایش می‌یابد. هان و همکاران [۱۰] به شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت یک کانال سه بعدی با مولد گردابه مستطیلی سوراخ‌دار با سیال پایه آب و در دو رژیم جریان آرام و آشفته پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که مولد گردابه سوراخ‌دار دارای ضریب هیدرولیکی-حرارتی بالاتری نسبت به مولد گردابه بدون سوراخ است. اسکولانگ و همکاران [۱۱] به بررسی عددی و تجربی انتقال حرارت جریان آشفته در گرمکن خورشیدی با مولد گردابه مستطیلی و دوزنقه‌ای با جریان هوا و در رژیم جریان آشفته پرداختند و نشان دادند که استفاده از مولد گردابه دوزنقه‌ای دارای عملکرد حرارتی بالاتری است. آن‌ها سپس به منظور بهبود عملکرد حرارتی از مولدهای گردابه سوراخ‌دار با چهار قطر مختلف سوراخ (۱، ۳، ۵ و ۷ میلی‌متر) استفاده کردند و نتیجه گرفتند که مولد گردابه دوزنقه‌ای با سوراخ به قطر ۵ میلی‌متر، بالاترین عملکرد حرارتی را دارد. خوشوقت علی‌آبادی و مرتضوی [۱۲] تأثیر ترکیب حفره و مولد گردابه باله‌مثلثی بر بهبود عملکرد هیدرولیکی-حرارتی مبدل صفحه-پره‌دار را با استفاده از نانو سیال اکسید آلومینیوم در آب به صورت تجربی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که ترکیب مولد و حفره، تأثیر قابل توجهی بر عملکرد این نوع صفحه-پره دارد و ضریب عملکرد کلی برای همه مدل‌های صفحه-پره یک روند نزولی با افزایش عدد رینولدز به همراه دارد، به طوری که بالاترین ضریب عملکرد برای صفحه-پره با کمترین نسبت موج و در پایین‌ترین عدد رینولدز، برابر با ۱/۴۵ بدست آمد. نجاتی و همکاران [۱۳] به مطالعه عددی مولد گردابه و حفره به تنهایی و ترکیب آن‌ها با هم روی یک صفحه افقی تعبیه شده در مرکز یک کانال مستطیلی و بررسی تأثیر آن بر جریان سیال و انتقال حرارت پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که حضور مولد گردابه به تنهایی، بالاترین مقدار عدد ناسلت و همچنین بالاترین مقدار ضریب اصطکاک را دارد و بالاترین شاخص عملکرد، برای حالت ترکیب مولد گردابه و حفره در کمترین

بخش میانی و اصلی دامنه محاسباتی کانال برای موقعیتی که مولد گردابه و حفره هر دو در وسط قرار دارند، نشان داده شده است. هندسه مورد بررسی، از سه بخش ورودی، میانی و نهایتاً بخش خروجی تشکیل شده است. به منظور ایجاد یک جریان کاملاً توسعه یافته در ورود به بخش میانی و همچنین برای جلوگیری از هرگونه برگشت جریان در خروج از بخش میانی با توجه به نوع رژیم جریان، از یک طول ورودی و خروجی استفاده شده است. هندسه مورد مطالعه در شکل ۱، با ابعاد هندسی خاص به کمک روش تاگوچی بهینه و انتخاب شده است. روش تاگوچی، یکی از ابزارهای قدرتمند بهینه‌سازی است که اخیراً کاربرد وسیعی در سیستم‌های مختلف مهندسی پیدا کرده است [۱۴]. مزیت مهم استفاده از این روش نسبت به سایر روش‌های آزمایشگاهی متداول، کاهش تعداد آزمایشات و همچنین به حداقل رساندن تغییرات در اطراف هدف از طریق بهینه‌سازی فرآیند می‌باشد [۱۵]. پارامترهای هندسی در کانال در مقاله حاضر در سه سطح بررسی و مقادیر آنها در جدول ۱ نشان داده شده است. نتایج شبیه‌سازی عددی با روش تاگوچی و با توجه به بیشترین مقدار برای ضریب عملکرد حرارتی (j/f^2) و محاسبه نسبت سیگنال به نویز^۱ بهینه‌سازی شده است. نتایج این بهینه‌سازی در جدول ۲ آمده است. هندسه بهینه با پارامترهای w و t ، h ، l ، a به ترتیب برابر با ۲/۵، ۱۲۰، ۳/۷۵، ۱۵ و ۱۵ میلی‌متر برای مطالعه حاضر انتخاب شده است.

۱-۲- شبکه‌بندی

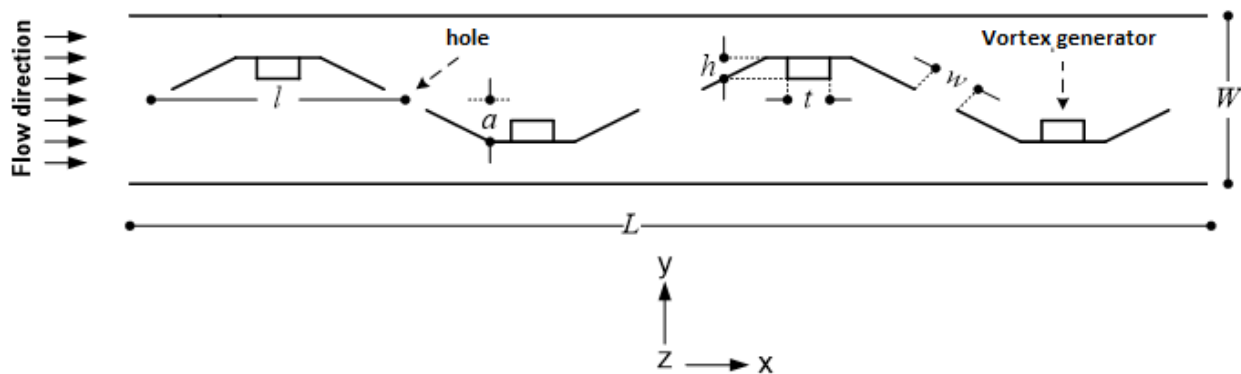
برای شبکه‌بندی هندسه حاضر، به علت ماهیت بخش محاسباتی،

1 ^۱ Signal to Noise ratio (S/N)

تعداد و در بالاترین عدد رینولدز به دست آمد. در مطالعات عددی و تجربی فوق، تأثیر انواع مولدهای گردابه و حفره بر مشخصات هیدرولیکی-حرارتی کانال یا مبدل‌های حرارتی مورد تحقیق و بررسی قرار گرفته است. اما تاکنون و در هیچ یک از این مطالعات، بررسی اثر موقعیت هر یک از مولد گردابه و حفره، آن هم بر روی یک پره دوزنقه‌ای شکل به همراه انتخاب پارامترهای هندسی بهینه با روش تاگوچی بررسی نشده است. به این منظور در کار حاضر، ۵ مدل با موقعیت‌های مختلف قرارگیری مولد گردابه و حفره شامل مولد گردابه در چپ و راست، حفره در بالا و پایین و نهایتاً مولد گردابه و حفره هر دو در وسط، طراحی و برای هر دو رژیم جریان آرام و آشفته بررسی شده‌اند. در این مدل‌سازی، اندازه پارامترهای هندسی، ثابت در نظر گرفته شده و تنها مکان مولد گردابه و حفره تغییر می‌کند.

۲- مدل‌سازی و حل عددی

هندسه مورد مطالعه در این مقاله، از یک کانال به طول (L) و عرض (W) تشکیل شده است. یک صفحه با ضخامت بسیار کم شامل دیواره‌های دوزنقه‌ای با طول قاعده بزرگ (l) و ارتفاع (a) در مرکز این کانال تعبیه شده است و مولدهای گردابه به شکل مستطیلی با ضخامت (t) و ارتفاع (h) روی دوزنقه‌ها به طرف داخل قرار گرفته‌اند. در امتداد راستای ضلع مورب دوزنقه‌ها، حفره‌ای به پهنای (w) وجود دارد. جریان سیال از دو طرف این صفحه وارد کانال شده و پس از برخورد با مولد و تشکیل گردابه از حفره عبور می‌کند. در شکل ۱،



شکل ۱: شماتیک سه‌بعدی توربین باد و دامنه محاسباتی دوبعدی

Fig. 1. The middle part of computational domain

جدول ۱. پارامترهای هندسی و سطوح آنها

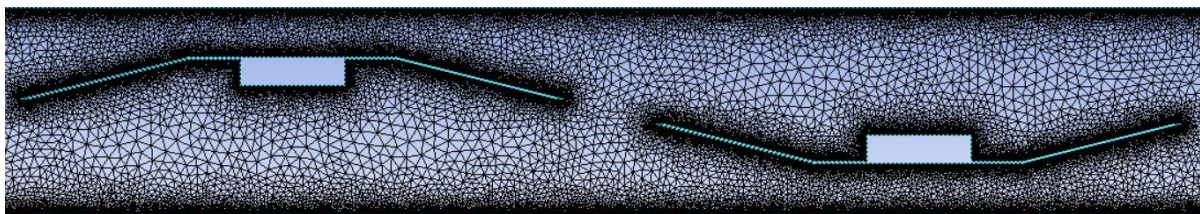
Table 1. Geometrical parameters and their levels

پارامترها	سطح پارامترها اندازه (میلی متر)		
	۱	۲	۳
a	۲/۵	۵	۷/۵
l	۳۰	۶۰	۱۲۰
h	۱/۲۵	۲/۵	۳/۷۵
t	۵	۱۰	۱۵
w	۵	۱۰	۱۵

جدول ۲: نسبت سیگنال به نویز و درصد مشارکت و اهمیت هر پارامتر

Table 2. Signal-to-noise ratio and contribution percentage and importance of each parameter

w	t	h	l	a	
-۴۰/۰۰	-۳۹/۷۶	-۳۹/۹۳	-۴۰/۰۶	-۳۸/۸۷	۱
-۳۹/۸۳	-۳۹/۷۴	-۳۹/۸۱	۳۹/۷۸-	-۳۹/۵۷	۲
-۳۹/۵۵	-۳۹/۸۸	-۳۹/۶۴	-۳۹/۵۵	-۴۰/۹۵	۳
۰/۴۵	۰/۱۳	۰/۲۹	۰/۵۱	۲/۰۸	اختلاف
۱۳/۰۱	۳/۷۶	۸/۳۸	۱۴/۷۴	۶۰/۱۱	درصد مشارکت(%)
۳	۵	۴	۲	۱	رتبه اهمیت فاکتورها
۱۵	۱۵	۳/۷۵	۱۲۰	۲/۵	اندازه بهینه(میلی متر)



شکل ۲: شبکه بندی هندسه با تراکم مش در اطراف مولد گردابه، حفره و دیواره ها

Fig. 2. Geometry gridding with mesh density around vortex-generator, hole, and walls

با نسبت تراکم ۱/۲ به علت اهمیت محاسبات در این نواحی مشاهده می شود. لازم به ذکر است که به علت نشان دادن نمایی واضح از شبکه بندی دامنه محاسباتی، تنها نیمی از کل دامنه شبکه بندی شده

از مش نامنظم مثلثی استفاده شده است. در شکل ۲، هندسه شبکه بندی شده نشان داده شده است. در اطراف مولد گردابه مستطیلی، حفره ها و همچنین دیواره های بالا و پایین، تراکم مش

$$Re = \frac{\rho u_{in} D_h}{\mu} \quad (4)$$

قطر هیدرولیکی برای کانال از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$D_h = \frac{4LA_c}{A_i} \quad (5)$$

در رابطه (۵)، A_c کمترین سطح مقطع عرضی کانال، A_i سطح کلی انتقال حرارت و L طول بخش میانی کانال می‌باشد.

به منظور در نظر گرفتن اثر دوگانه مولد گردابه و حفره بر رفتار ترموهیدرولیکی، یعنی افزایش نرخ انتقال حرارت و همچنین افت فشار، عملکرد هیدرولیکی-حرارتی با نسبت ضریب کالبرن به ضریب اصطکاک به دو صورت ساده و توانی طبق معادلات (۶) و (۷) معرفی شده است.

$$JF_1 = \frac{j}{f} \quad (6)$$

$$JF_2 = \frac{j}{f^{1/3}} \quad (7)$$

J ضریب کالبرن و f ضریب اصطکاک است که به ترتیب از روابط (۸) و (۹) محاسبه می‌شود.

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \quad (8)$$

$$f = \frac{D_h \Delta p}{\frac{1}{2} L \rho u_{in}^2} \quad (9)$$

$$Nu = \frac{h D_h}{\kappa} \quad (10)$$

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} \quad (11)$$

شرایط مرزی در نظر گرفته شده در مدل مورد بررسی در کار حاضر در جدول ۳ آمده است. در ورودی مدل، شرط مرزی سرعت ورودی^۴ و همچنین دمای ثابت ۳۰۳/۱۵ کلوین فرض شده است. در بخش میانی، دیواره‌ها و همچنین پره دوزنقه‌ای شامل حفره و مولد گردابه، با شرط مرزی عدم لغزش^۵ و دمای ثابت ۳۶۸/۱۵ کلوین در نظر گرفته شده‌اند. در خروجی کانال هم شرط مرزی فشار خروجی^۶ برابر با فشار جو فرض شده است. سایر دیواره‌ها در بخش ورودی و خروجی همه آدیاباتیک هستند.

نشان داده شده است و نیم دیگر مشابه همین قسمت می‌باشد.

۲-۲- روش حل عددی و معادلات حاکم

در کار حاضر، برای حل معادلات حاکم از نرم‌افزار انسیس فلوئنت ۱۸ استفاده شده است. سیال آب در دو رژیم جریان آرام در محدوده عدد رینولدز ۱۶۰۰-۲۰۰۰ و رژیم آشفته در محدوده عدد رینولدز ۱۰۰۰۰-۴۰۰۰ به کار گرفته شده است. از آنجا که در جریان آشفته، با ایجاد جریان‌های چرخشی که با تشکیل گردابه نیز همراه است، انتخاب مدل $k-\epsilon$ RNG [۱۶] نسبت به سایر مدل‌ها دارای پاسخ‌های دقیق‌تری می‌باشد [۱۷، ۱۸]، لذا در مقاله حاضر برای مدل‌سازی جریان آشفته از مدل آشفتگی $k-\epsilon$ RNG استفاده شده است. معادلات حاکم در نرم‌افزار فلوئنت به روش حجم محدود حل شده‌اند. به دلیل بزرگ بودن حجم شبکه‌های تولید شده و محدود بودن حافظه رایانه، از روش حل تفکیکی استفاده شده است. برای حل معادلات مومنتوم و انرژی، از روش بالادست مرتبه دوم، برای حل معادلات انرژی جنبشی و نرخ اتلاف توربولانسی از روش بالادست مرتبه اول و برای میانمایی فشار از روش مرتبه دوم و برای وابستگی فشار و سرعت از الگوریتم سیمپل^۳ استفاده شده است. معادلات پیوستگی، اندازه حرکت و انرژی، معادلات اصلی برای جریان تراکم‌ناپذیر هستند که مطابق معادلات (۱) تا (۳) می‌باشند [۱۹]. روابط مربوط به مدل آشفتگی مورد استفاده با جزئیات آن مطابق مراجع [۲۰، ۲۱] به دست آمده است.

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

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

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\kappa}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

برای محاسبه سرعت ورودی سیال به کانال از عدد رینولدز استفاده می‌شود.

4 Velocity inlet
5 No-slip
6 Pressure outlet

1 ANSYS-Fluent v.18
2 Re-Normalization Group (RNG)
3 SIMPLE algorithm

$$Nu = 0.0243 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (12)$$

معادله ناتر-اسلیچر [۲۳]:

$$Nu = 5 + 0.015 Re^{0.856} Pr^{0.347} \quad (13)$$

معادله پیتوخو [۲۴]:

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (14)$$

$$3000 < Re < 5 \times 10^6$$

معادله خوشوقت علی‌آبادی [۲۵]:

$$f = 1.0123 Re^{-0.371} \quad (15)$$

$$3485 < Re < 8715$$

معادله شاه [۲۶]:

$$Nu = 1.953 \left(Re Pr \frac{D}{x} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (16)$$

$$\left(Re Pr \frac{D}{x} \right) \geq 33.3$$

۲-۳- بررسی استقلال از شبکه و اعتبارسنجی روش عددی

به عنوان نمونه، برای پارامترهای هندسی در مقادیر متوسط (۵=ا، ۶۰=ل، ۲/۵=ه، ۱۰=ت، ۱۰=و میلی‌متر) حساسیت مش بدست آمده و نتایج برای عدد ناسلت در شکل ۳ نشان داده شده است. همان‌طور که در این شکل دیده می‌شود و همچنین با در نظر گرفتن دقت و زمان به‌کاررفته در انجام محاسبات، بهترین حالت برای خیلی ریز^۱ با میزان انحراف ۰/۰۲۱ درصد به دست آمده است.

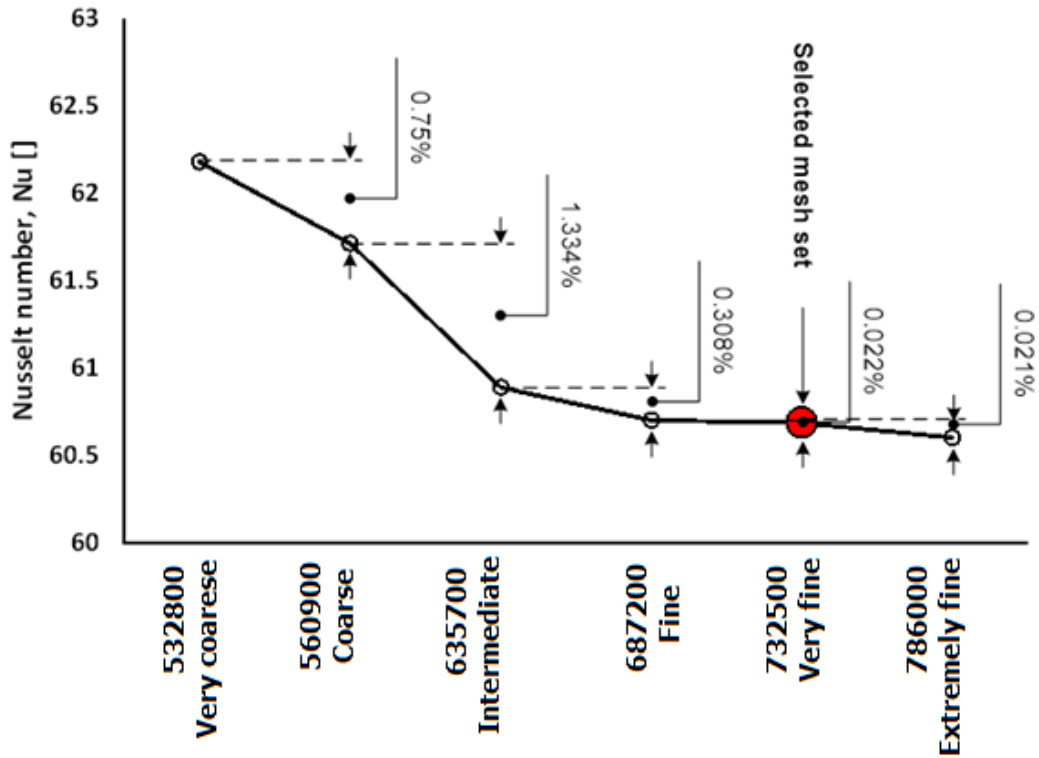
برای اطمینان از صحت حل عددی، شبیه‌سازی کانال ساده با سیال آب در جریان آشفته و آرام به‌طور جداگانه انجام شده، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک به‌دست آمده است و با نتایج آزمایشات سایر محققین مقایسه شده است. نتایج این محققین در رژیم جریان آشفته با روابط (۱۲) تا (۱۵) و در رژیم جریان آرام با روابط (۱۶) تا (۱۸) نشان داده شده است. شکل‌های ۴ و ۵ نشان می‌دهد که عدد ناسلت و ضریب اصطکاک با دقت نسبتاً خوبی به نتایج تجربی نزدیک است. معادله دیتوس-بولتر [۲۲]:

1 very fine

جدول ۳: شرایط مرزی مسأله

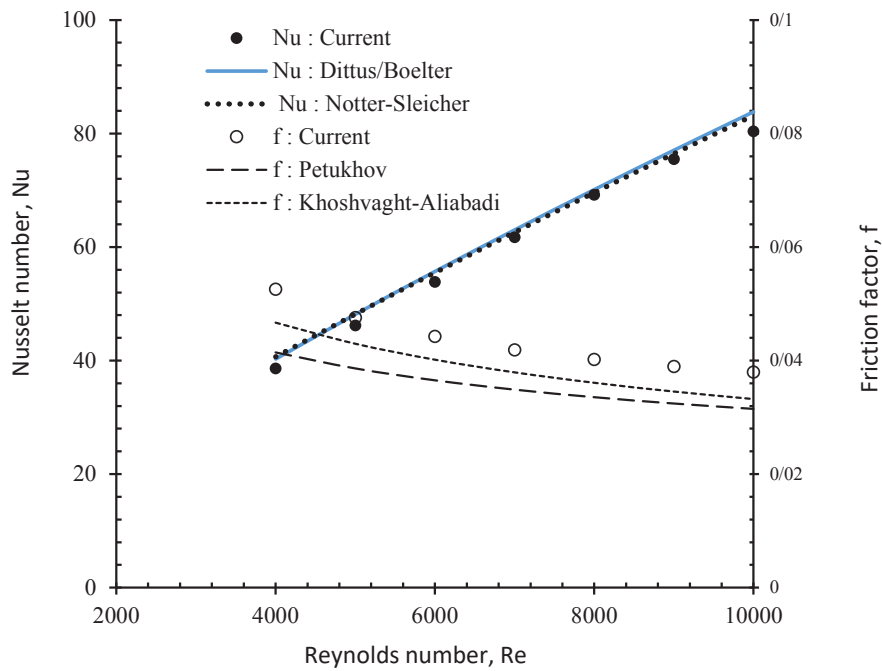
Table 3. Problem boundary conditions

شرایط مرزی	مرز	بخش
$u = u_{in} = const, \quad v = w = 0, \quad T_f = T_{in} = const$	ورودی	ورودی
$u = v = w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$	دیواره‌های کناری	ورودی
$u = v = w = 0, \quad T_{in} = const$	سطوح جامد	میانی
$Gage \ pressure = 0, \quad \frac{\partial T_f}{\partial x} = 0$	خروجی	خروجی
$u = v = w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$	دیواره‌های کناری	خروجی



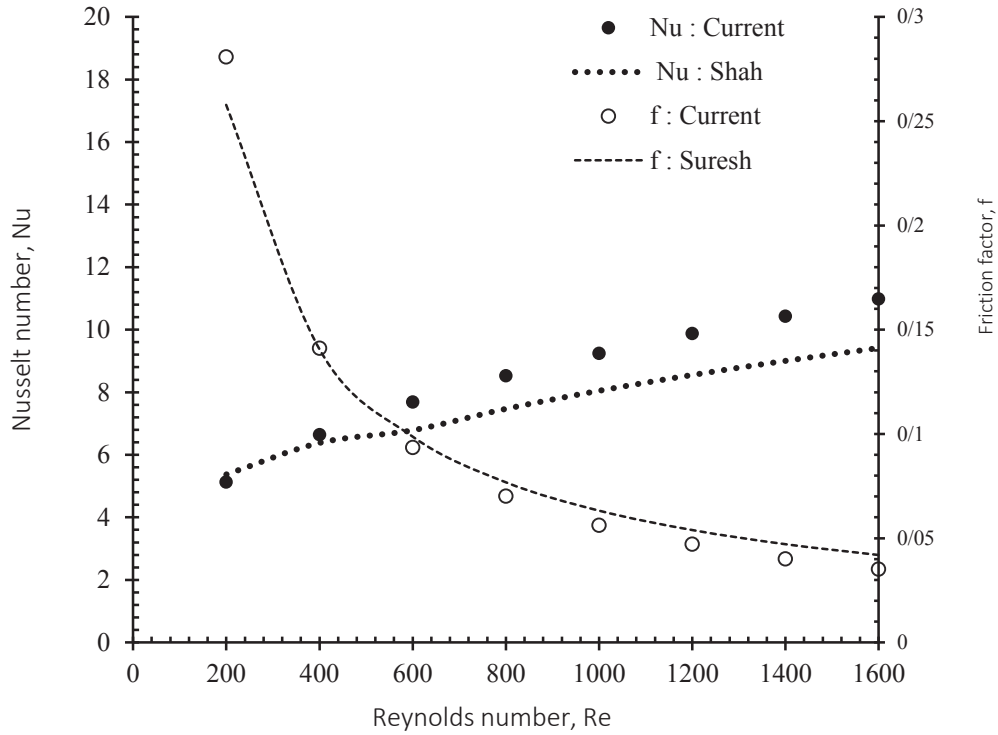
شکل ۳: تأثیر تعداد مش بر عدد ناسلت

Fig. 3. Effect of mesh number on Nusselt number



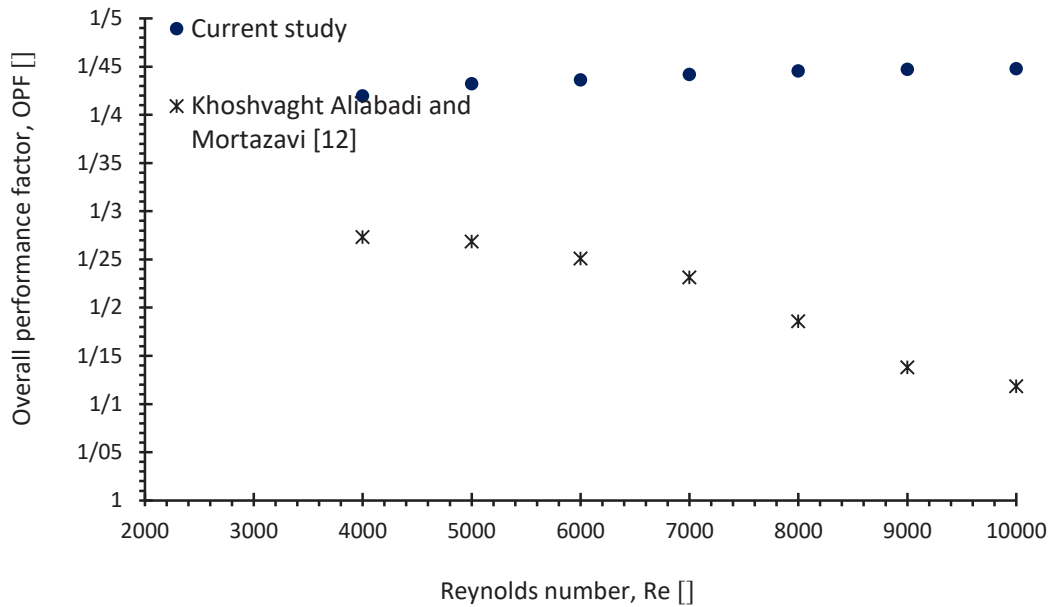
شکل ۴: مقایسه عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در جریان آشسته برای کانال ساده با نتایج سایر محققین

Fig. 4. Comparison of Nusselt number and friction factor in turbulent flow for plain channel with results of other researchers



شکل ۵: مقایسه عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در جریان آرام برای کانال ساده با نتایج سایر محققین

Fig. 5. Comparison of Nusselt number and friction factor in laminar flow for plain channel with results of other researchers



شکل ۶: مقایسه ضریب عملکرد کلی (OPF) نسبت به عدد رینولدز برای تحقیق حاضر با نتایج کار تجربی مرجع [۱۲]

Fig. 6. Comparison of Overall Performance Factor (OPF) versus Reynolds number for the present study with experimental results of reference [12]

قبل از ارائه نتایج، ابتدا نتایج مطالعه عددی حاضر برای کانال با مولد گردابه و حفره که هر دو به ترتیب در وسط بخش افقی و بخش مورب پره دوزنقه‌ای قرار گرفته‌اند با کار تجربی خوشوقت علی‌آبادی و مرتضوی [۱۲] در محدوده جریان آشفته در بالاترین نسبت موج^۱ و برای مدلی که بیشترین مقدار عملکرد را دارد مقایسه شده است. به این منظور، ضریب عملکرد کلی کانال^۲ که برابر است با نسبت اعداد ناسلت (Nu_{Enh}/Nu_{Sim}) به نسبت ضرایب اصطکاک با توان یک سوم یعنی $(f_{Enh}/f_{Sim})^{1/3}$ مقایسه و در شکل ۶ نشان داده شده است. زیرنویس *Enh* برای کانال با پره مجهز به مولد گردابه و حفره و زیرنویس *Sim* معرف کانال با پره دوزنقه‌ای ساده می‌باشد. همان‌طور که از این نمودار فهمیده می‌شود، هندسه مورد بررسی در کار حاضر دارای ضریب عملکرد بالاتری نسبت به هندسه مورد استفاده در مرجع [۱۲] می‌باشد. دلیل این اختلاف، می‌تواند استفاده از مولد گردابه مستطیلی به جای باله‌مثلثی، و تعبیه مناسب حفره در

$$Nu = 4.364 + 0.0722 \left(\text{Re Pr} \frac{D}{x} \right) \quad (17)$$

$$\left(\text{Re Pr} \frac{D}{x} \right) < 33.3$$

معادله سورش [۲۷]:

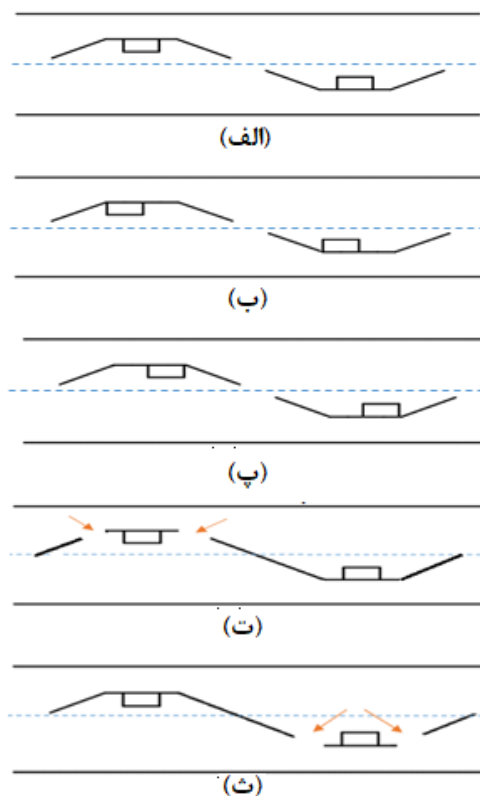
$$f = 26.4 \text{Re}^{-0.8737} \quad (18)$$

$$\text{Re} < 2300$$

۴- تحلیل نتایج

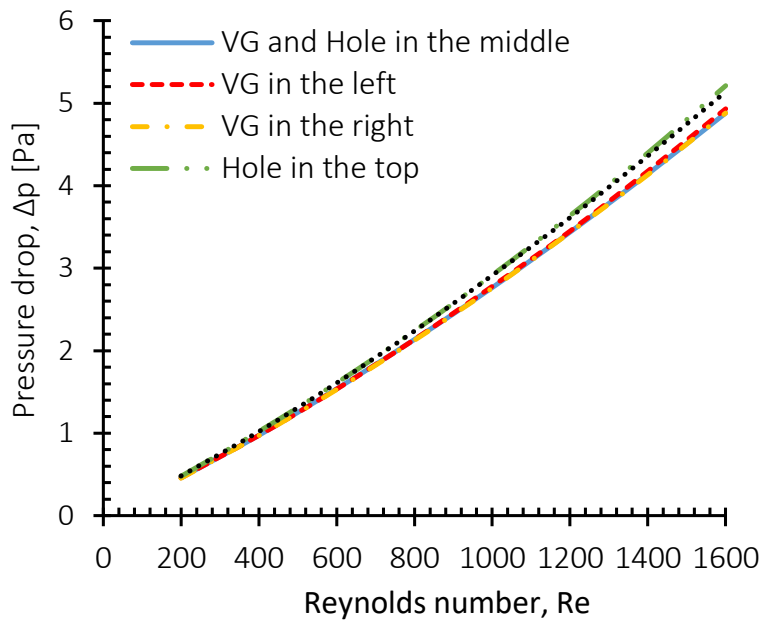
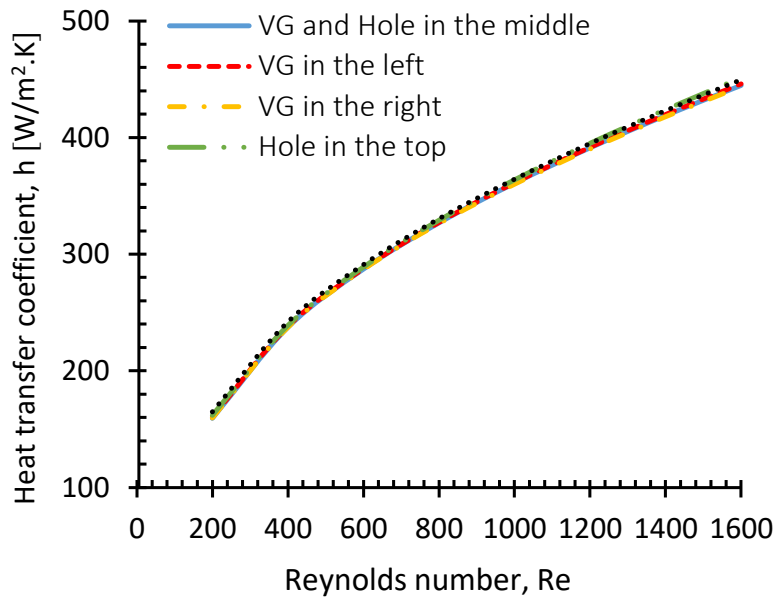
در این بخش، نتایج حاصل از بررسی اثر موقعیت مولد گردابه و حفره در هندسه بهینه‌شده با روش تاگوجی، ارائه و تحلیل شده است. به منظور تجزیه و تحلیل نتایج عددی، ۵ مدل مختلف شامل مولد و حفره در وسط، مولد در چپ، مولد در راست، حفره در بالا و حفره در پایین با هم مقایسه شده است. این نتایج برای کانال در پارامترهای هندسی ثابت و شرط مرزی دما ثابت و در محدوده رژیم جریان آرام و آشفته بدست آمده است.

- 1 Waviness aspect ratio
- 2 Overall performance factor (OPF)



شکل ۷: مدل‌های مختلف موقعیت مولد گردابه و حفره (الف) مولد گردابه و حفره در وسط، (ب) مولد گردابه در چپ، (پ) مولد گردابه در راست، (ت) حفره در بالا، (ث) حفره در پایین

Fig. 7. Different models of vortex generator and hole position (a) Vortex generator and hole in the middle, (b) Vortex generator on the left, (c) Vortex generator on the right, (d) Hole on the top, (e) Hole on the bottom



شکل ۸: (الف) ضریب انتقال حرارت، (ب) افت فشار بر حسب عدد رینولدز برای موقعیت‌های مختلف مولد گردابه و حفره در جریان آرام

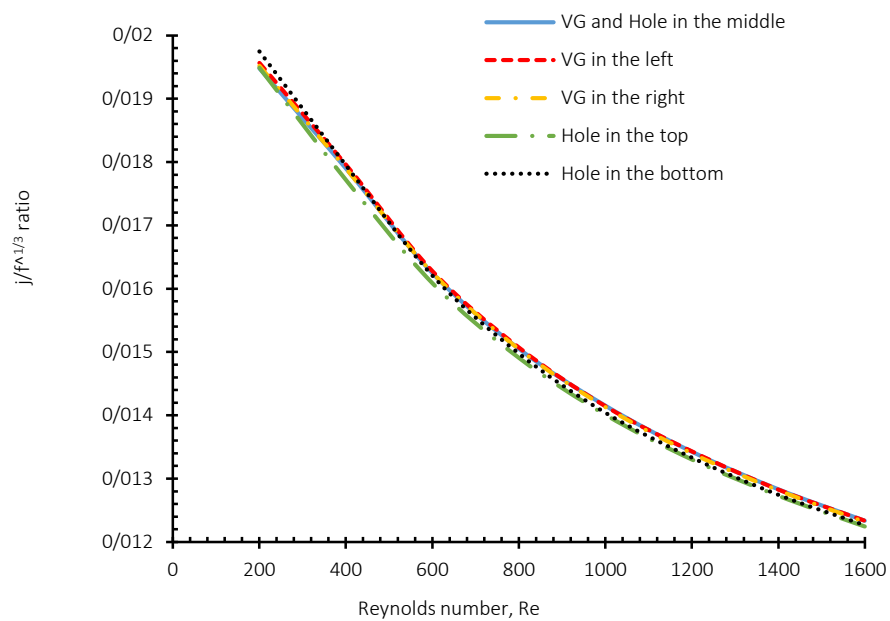
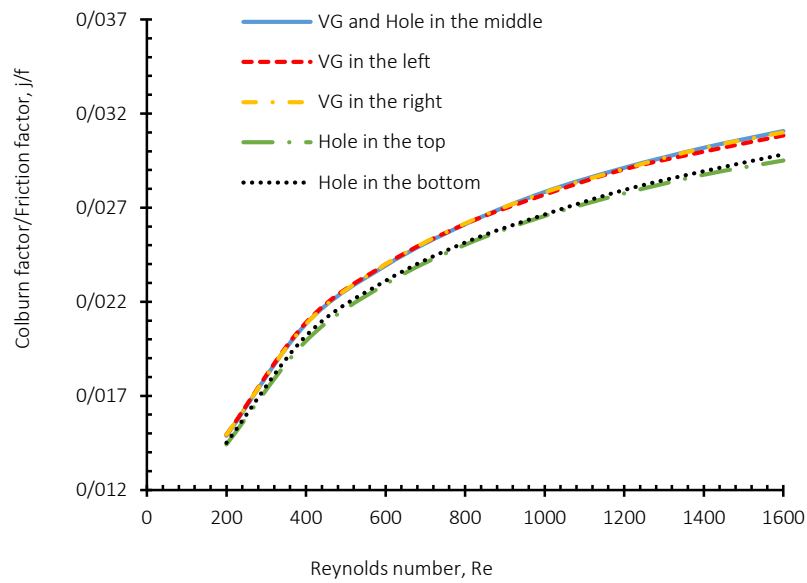
Fig. 8. Heat transfer coefficient, (b) Pressure drop, versus Reynolds number for different vortex generator and hole positions in the laminar flow

بخش مورب پره باشد. در شکل ۸، ضریب انتقال حرارت و افت فشار مربوط به این مدل‌ها نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، ضریب انتقال حرارت برای سرعت‌های پایین جریان در ۵ مدل مورد بررسی، بسیار به هم نزدیک هستند و تفاوت چندانی دیده نمی‌شود، ولی در نمودار مربوط به افت فشار در شکل ۸ قسمت (ب)، هنگامی که حفره در بالا و پایین قرار می‌گیرد، جریان سیال با

بخش مورب پره باشد.

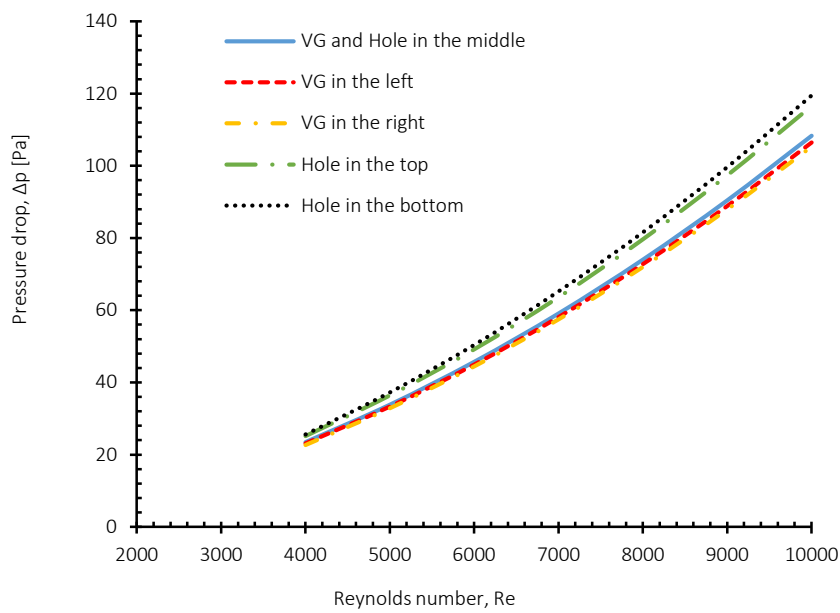
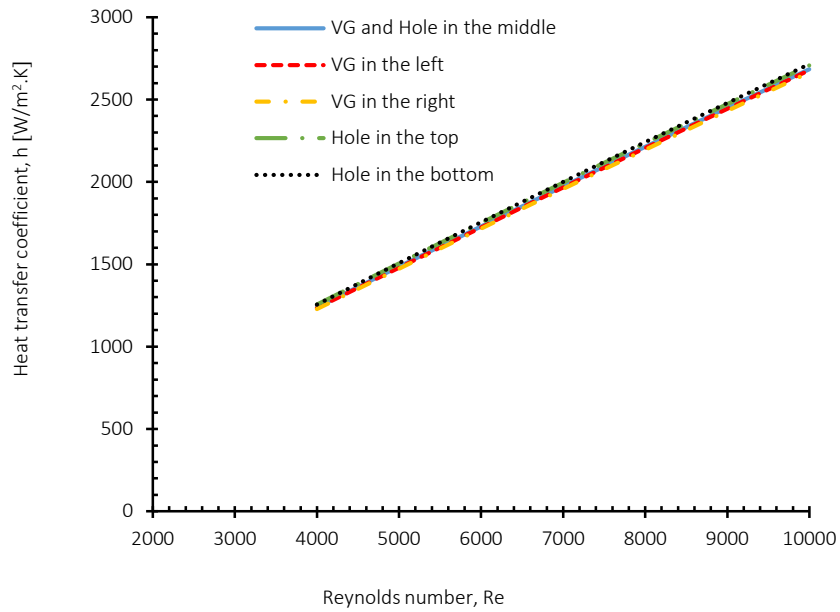
۴-۱- جریان آرام

شکل ۷ مدل‌های مختلف موقعیت مولد گردابه و حفره را روی پره دوزنقه‌ای نشان می‌دهد. نتایج مدل‌سازی عددی برای موقعیت‌های مختلف مولد گردابه و حفره در جریان آرام و در محدوده عدد رینولدز



شکل ۹: (الف) نسبت j/f ، (ب) نسبت $j/f^{1/3}$ بر حسب عدد رینولدز برای موقعیت‌های مختلف مولد گردابه و حفره در جریان آرام

Fig. 9.(a) j/f ratio, (b) $j/f^{1/3}$ ratio, versus Reynolds number for different vortex generator and hole positions in the laminar flow



شکل ۱۰: (الف) ضریب انتقال حرارت، (ب) افت فشار بر حسب عدد رینولدز برای موقعیت‌های مختلف مولد گردابه و حفره در جریان آشفتنه

Fig. 10. Heat transfer coefficient, (b) Pressure drop, versus Reynolds number for different vortex generator and hole positions in the turbulent flow

شکل ۱۱، برای ۵ حالت مختلف نشان داده شده است. همان‌طور که در این شکل دیده می‌شود، فشار جریان علاوه بر اینکه در طول کانال به دلیل افت اصطکاکی کاهش می‌یابد، در مسیر خود و در برخورد به مولد گردابه، به دلیل ایجاد انبساط و انقباض ناگهانی در سطح مقطع عرضی، به ترتیب افزایش و کاهش در کانتور فشار دیده می‌شود. از طرف دیگر، جریان سیال پس از برخورد با مولد، جهت خود را تغییر داده و به جریان بین سطح بالای مولد و دیواره‌های کانال نیرو وارد کرده و به دنبال آن افزایش در سرعت محلی ایجاد شده و طبق معادله برنولی^۱ برای جریان سیال، یک کاهش موضعی در فشار رخ می‌دهد. پس از این افت فشار موضعی در یک مقطع عرضی ثابت، فشار به آرامی افزایش می‌یابد و منجر به گردان فشار معکوس در اطراف مولد می‌گردد و ناحیه چرخشی^۲ ایجاد می‌شود. از سوی دیگر، برای سه موقعیت اول (مولد گردابه در وسط، راست و چپ) که حفره در مرکز ضلع مورب پره دوزنقه‌ای تعبیه شده است به دلیل اختلاف فشار بین دو طرف صفحه، جریان سیال مجبور است از قسمت بالا به قسمت پایین جریان یابد و همین امر منجر به کاهش ناگهانی افت فشار می‌شود. ولی برای دو موقعیت دیگر که حفره در بالا و پایین ضلع مورب، قرار دارد تبادل سیال از منطقه بالا به پایین به موقع ضلع مورب، صورت نمی‌گیرد و جریان با برخورد به ضلع مورب پره که در این دو حالت طول بزرگ‌تری دارد دچار انسداد شده و افت فشار افزایش می‌یابد. در کانتور فشار نیز اختلاف فشار در بالا و پایین پره برای دو موقعیت حفره در بالا و پایین، نسبت به موقعیت حفره در وسط، به وضوح دیده می‌شود.

شکل ۱۲، بردارهای سرعت و کانتور دمای سیال را در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰ و برای موقعیت‌های مختلف مولد گردابه و حفره نشان می‌دهد. با نزدیک شدن جریان به مولد گردابه، لایه مرزی ورودی در برخورد به لبه تیز آن، دچار جدایش شده، بخشی از خطوط جریان به سمت بالا و بخشی دیگر به سمت پایین حرکت می‌کند و همین باعث ایجاد یک ناحیه چرخشی در جلوی مولد می‌گردد. سپس، یک نقطه جدایی در برخورد جریان به گوشه بعدی مولد مستطیلی، اتفاق افتاده یک برش سرعت^۳ در جریان پیوسته سیال رخ داده و به دنبال آن یک ناحیه چرخشی در پشت مولد ایجاد می‌شود.

افت فشار بالاتری همراه است. دلیل این افزایش افت فشار نیز مربوط به انسداد بیشتر جریان در برخورد به طول بزرگ‌تری از ضلع مورب پره دوزنقه‌ای، نسبت به موقعیتی است که حفره در وسط قرار دارد که در این حالت، تبادل سیال از بخش بالای پره به پایین آن به موقع انجام شده و افت فشار کمتر است.

به منظور انجام یک مقایسه دقیق و بررسی اثر غالب بین افزایش انتقال حرارت و افت فشار، استفاده از شاخص ضریب عملکرد بسیار مفید است. در مبدل‌های حرارتی، دو نسبت f/z و f^2/z در طراحی پارامترهای هندسی قابل اجرا با ارزیابی عملکردی جامع که به‌طور همزمان خصوصیات هیدرولیکی و حرارتی مدل‌های پیشرفته را مقایسه و بررسی می‌کنند، به کار می‌روند. نتایج دو نسبت f/z و f^2/z بر حسب عدد رینولدز برای پنج مدل با موقعیت‌های مختلف مولد گردابه و حفره، در اندازه ثابت برای پارامترها ($a=2/5$ ، $d=120$ ، $h=3/75$ ، $t=15$ ، $w=15$ میلی‌متر) به ترتیب در شکل ۹ قسمت (الف) و (ب) نشان داده شده است. هر دو نسبت برای موقعیت حفره در بالا و پایین به‌خصوص در اعداد رینولدز بالاتر از ۴۰۰، پایین‌ترین مقدار را نسبت به سایر موقعیت‌ها دارند. همچنین این اختلاف برای f/z نسبت به f^2/z بیشتر است. علت آن، مربوط به وجود توان یک سوم در مخرج است که تأثیر f و افت فشار را کاهش می‌دهد.

۲-۴- جریان آشفته

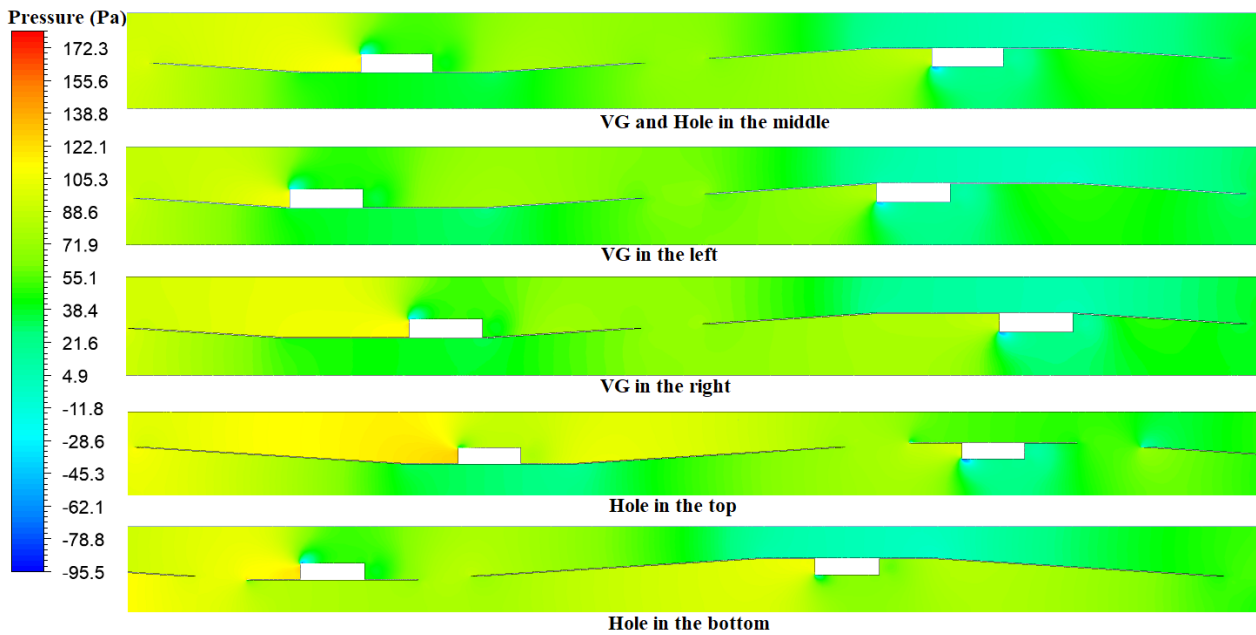
نتایج مدل‌سازی عددی همچنین برای ۵ نوع موقعیت مختلف مولد گردابه و حفره در جریان آشفته و در محدوده عدد رینولدز ۴۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰ به دست آمد. در شکل ۱۰، ضریب انتقال حرارت و افت فشار مربوط به این مدل‌ها نشان داده شده است. این نتایج تا حدودی شبیه به نتایج به دست آمده برای انتقال حرارت و افت فشار در جریان آرام است، یعنی اختلاف چندانی بین ضریب انتقال حرارت برای ۵ مدل دیده نمی‌شود ولی در نمودار افت فشار، هنگامی که حفره در بالا و پایین قرار می‌گیرد، جریان سیال با افت فشار بالاتری همراه است و برای سایر موقعیت‌ها، جریان دارای افت فشار پایین‌تری است.

به منظور تحلیل فیزیکی جریان در کانال و انجام یک مقایسه دقیق‌تر برای تغییرات فشار بین موقعیت‌های مختلف مولد گردابه و حفره، کانتور فشار برای جریان سیال در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰ در

1 ¹ Bernoulli equation

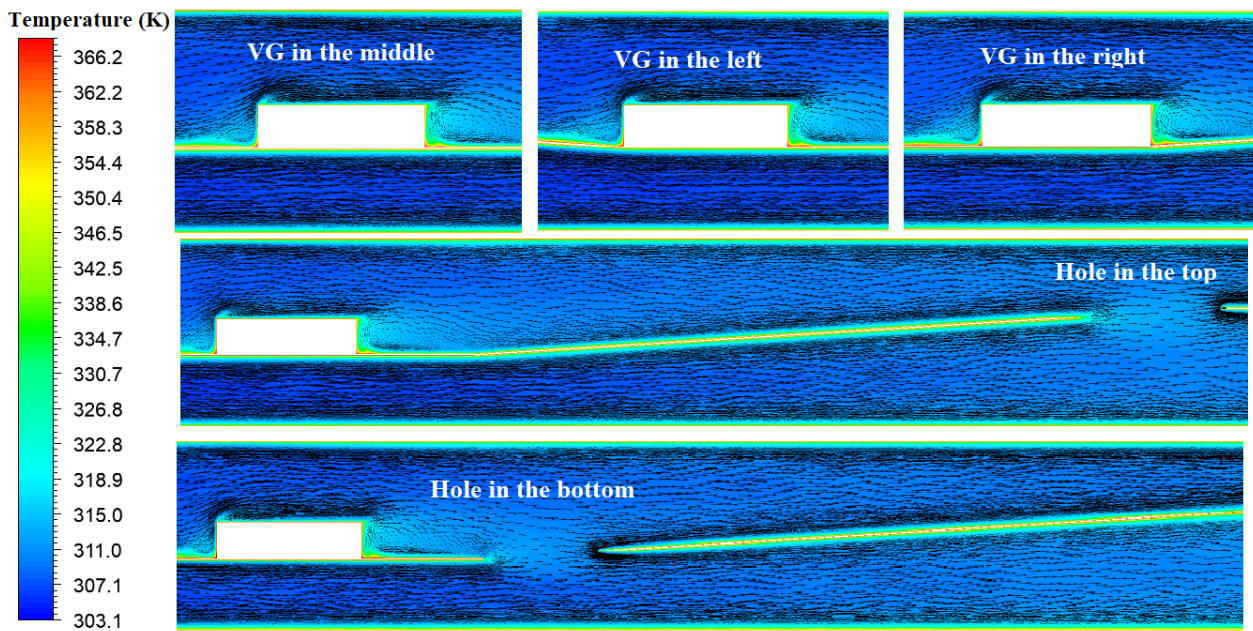
2 ² Recirculation zone

3 ¹ Velocity shear



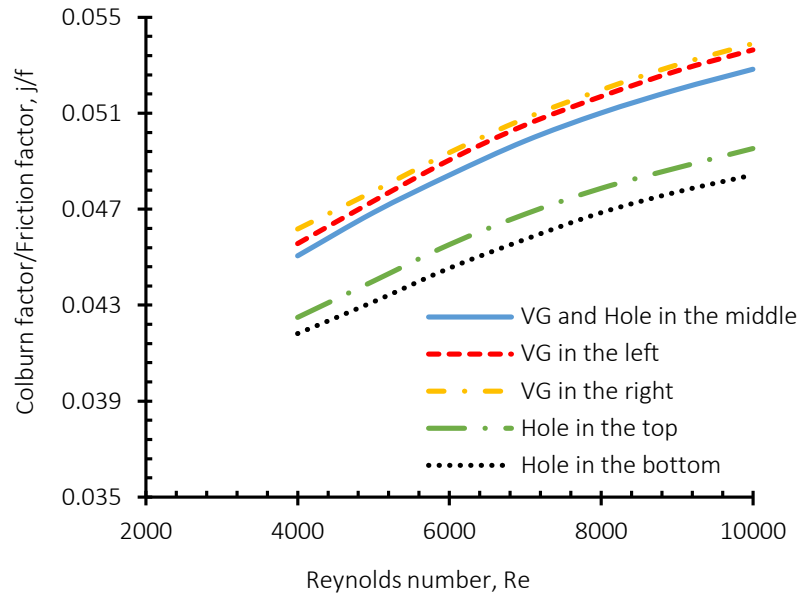
شکل ۱۱: کانتور فشار سیال در $Re=10000$ برای موقعیت های مختلف مولد گردابه و حفره

Fig. 11. Pressure contour of fluid at $Re = 10000$ for different vortex generator and hole positions

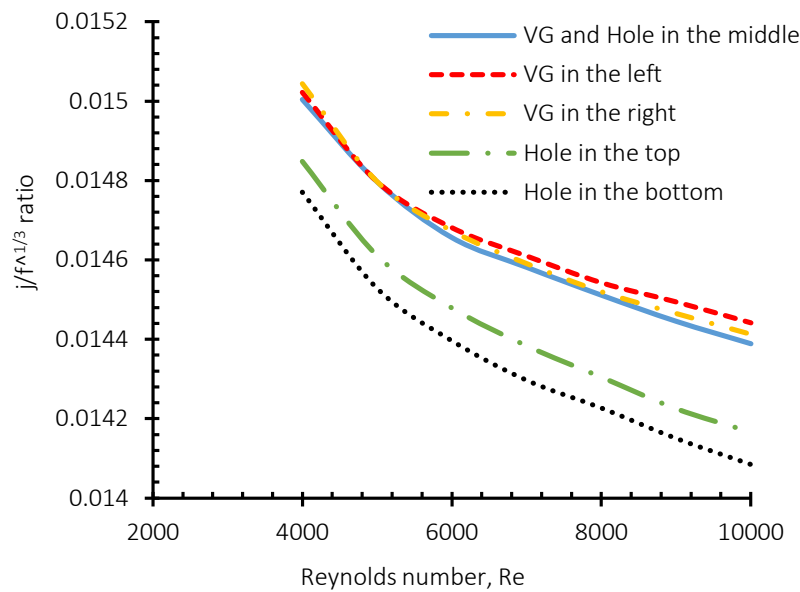


شکل ۱۲: بردارهای سرعت و کانتور دمای سیال در $Re=10000$ برای موقعیت های مختلف مولد گردابه و حفره

Fig. 12. Velocity vectors and temperature contour of fluid at $Re = 10000$ for different vortex generator and hole positions



(الف)



(ب)

شکل ۱۳: (الف) نسبت j/f ، (ب) نسبت $j/f^{1/3}$ بر حسب عدد رینولدز برای موقعیت‌های مختلف مولد گردابه و حفره در جریان آشفته

Fig. 13. (a) j/f ratio, (b) $j/f^{1/3}$ ratio, versus Reynolds number for different vortex generator and hole positions in the turbulent flow

مسیر خود به حفره می‌رسد نیز نواحی چرخشی در اطراف حفره رخ می‌دهد، ولی اندازه و قدرت آن‌ها در مقایسه با نواحی چرخشی ایجادشده در اطراف مولد، قابل توجه نیست. در مطالعه مورد بررسی، به‌دلیل استفاده از مولد گردابه با اندازه یکسان و شیب بسیار کم ضلع

نواحی چرخشی ایجادشده توسط مولد گردابه باعث تشدید اختلاط در جریان، تحریک بی‌نظمی و به‌دنبال آن افزایش در انتقال حرارت جابجایی می‌شود. از این‌رو، افزایش موضعی دما در قسمت جلو و پشت هر مولد مشاهده می‌شود. زمانی که جریان سیال در

مورب پره، تأثیر قدرت نواحی چرخشی ایجادشده و انقطاع جریان به وسیله مولد و حفره بر ضریب انتقال حرارت برای موقعیت‌های مختلف بسیار به هم نزدیک است.

در این بخش نیز، مقادیر دو نسبت j/f و j^2/f بر حسب عدد رینولدز برای پنج مدل در اندازه ثابت برای پارامترها به ترتیب در شکل ۱۳ قسمت (الف) و (ب) نشان داده شده است. همان‌طور که دیده می‌شود نمودار j/f نسبت به عدد رینولدز یک روند افزایشی دارد درحالی‌که نمودار j^2/f دارای یک روند نزولی با افزایش عدد رینولدز است. از آنجایی که استفاده از مولد گردابه، ضریب انتقال حرارت و افت فشار را افزایش داده و وجود حفره در موقعیت مناسب در مسیر جریان، افت فشار را کاهش می‌دهد لذا دو نسبت j/f و j^2/f در جریان آشفته برای موقعیت حفره در وسط بیشترین و برای موقعیت حفره در پایین کمترین مقدار را دارند. نکته دیگری که از این دو نمودار فهمیده می‌شود این است که مقدار j/f برای مدل با موقعیت مولد گردابه در راست، با اختلاف کمی، بالاتر از مولد در چپ قرار دارد، درحالی‌که در نمودار j^2/f این نتیجه در رینولدزهای بالاتر از ۶۰۰۰ یک روند معکوس دارد که باز هم علت آن به وجود توان یک سوم روی f و کاهش تأثیر ضریب اصطکاک و افت فشار در رینولدزهای بالاتر برمی‌گردد.

۵- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در مطالعه حاضر، با توجه به اهمیت موضوع افزایش انتقال حرارت در سیستم‌های مورد نظر، از مولد گردابه و حفره تعبیه‌شده روی پره دوزنقه‌ای شکل، به عنوان روشی غیر فعال به منظور دست‌یابی به انتقال حرارت بالاتر و کاهش افت فشار، استفاده شده است. اثر موقعیت قرارگرفتن مولد گردابه و حفره بر عملکرد هیدرولیکی-حرارتی پره دوزنقه‌ای شکل در کانال و در دو رژیم جریان آرام و آشفته مدل‌سازی و بررسی شده است. به‌طور کلی نتایج به‌دست‌آمده را می‌توان به صورت زیر بیان نمود:

در هردو رژیم جریان آرام و آشفته، ضریب انتقال حرارت یک روند افزایشی با عدد رینولدز دارد و برای همه موقعیت‌های مورد بررسی، دارای مقادیر نزدیک به یکدیگر بوده و تفاوت محسوسی بین آن‌ها دیده نمی‌شود.

برای سه موقعیت مربوط به مولد گردابه (مولد گردابه در وسط، راست

و چپ) که حفره در مرکز ضلع مورب پره دوزنقه‌ای تعبیه شده است، جریان سیال به موقع از قسمت بالا به قسمت پایین منتقل شده و همین امر منجر به کاهش افت فشار می‌شود. ولی برای دو موقعیت دیگر که حفره در بالا و پایین ضلع مورب قرار دارد تبادل سیال از منطقه بالا به پایین به موقع صورت نمی‌گیرد و جریان با برخورد به ضلع مورب پره که در این دو حالت، طول بزرگ‌تری دارد دچار انسداد شده و افت فشار افزایش می‌یابد.

با برخورد جریان به مولد گردابه، نواحی چرخشی در اطراف آن ایجاد شده باعث تشدید اختلاط در جریان، تحریک بی‌نظمی و به دنبال آن افزایش در انتقال حرارت جابجایی می‌شود. از این‌رو، افزایش موضعی دما در قسمت جلو و پشت هر مولد مشاهده می‌شود.

شاخص ضریب عملکرد با مقادیر مربوط به نسبت j/f برای سه موقعیت مولد گردابه، بالاتر نسبت به دو حالت حفره در بالا و پایین، به دست آمد. این نسبت در جریان آشفته و در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰ برای موقعیت مولد گردابه در راست با مقدار ۰/۰۵۳۹ و برای موقعیت حفره در پایین با مقدار ۰/۰۴۸۴ به ترتیب دارای بیشترین و کمترین مقدار است.

ضریب عملکرد با مقادیر مربوط به نسبت j^2/f یک روند کاهشی با افزایش عدد رینولدز دارد. به طوری‌که در جریان آشفته و در عدد رینولدز ۴۰۰۰، این نسبت برای موقعیت مولد گردابه در راست با اختلاف ناچیزی نسبت به دو موقعیت دیگر مولد گردابه، دارای بالاترین مقدار یعنی ۰/۰۱۵۰۴ به دست آمده است.

برای هندسه مورد مطالعه در کار حاضر و با اندازه پارامترهای مشخص، زمانی که مولد گردابه در راست ضلع دوزنقه روی پره قرار می‌گیرد و همزمان با آن، حفره نیز در وسط تعبیه شود افت فشار کاهش یافته و بالاترین عملکرد هیدرولیکی-حرارتی را در بر دارد.

فهرست علائم

سطح مقطع مینیمم، m^2	A_c
سطح کلی انتقال حرارت، m^2	A_t
ضریب انتقال حرارت ویژه سیال، $J/kg.K$	c_p
قطر هیدرولیکی، m	D_h
ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، $W/m^2.K$	h
انرژی جنبشی آشفته‌گی، J/Kg	k
طول بخش میانی کانال، m	L
دما، K	T
سرعت، m/s	u
پهنای کانال، m	W

- [7] S. Chamoli, R. Lu, P. Yu, Thermal characteristic of a turbulent flow through a circular tube fitted with perforated vortex generator inserts, Applied Thermal Engineering, 1134-1117 (2017) 121.
- [8] K. Boukhadia, H. Ameer, D. Sahel, M. Bozit, Effect of the perforation design on the fluid flow and heat transfer characteristics of a plate fin heat exchanger, International Journal of Thermal Sciences, 180-172 (2018) 126.
- [9] A. Gautam, L. Pandey, S. Singh, Influence of perforated triple wing vortex generator on a turbulent flow through a circular tube, Heat and Mass Transfer, -2009 (2018) (7)54 2021.
- [10] Z. Han, Z. Xu, J. Wang, Numerical simulation on heat transfer characteristics of rectangular vortex generators with a hole, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1001-993 (2018) 126.
- [11] S. Skullong, P. Promthaisong, P. Promvong, C. Thianpong, M. Pimsarn, Thermal performance in solar air heater with perforated-winglet-type vortex generator, Solar Energy, 1117-1101 (2018) 170.
- [12] M. Khoshvaght-Aliabadi, S. Mortazavi, Combined effects of holes and winglets on chevron plate-fins to enhance the performance of a plate-fin heat exchanger working with nanofluid, Experimental Heat Transfer, -584 (2019) (6)32 599.
- [13] F. Nejati Barzoki, G.A. Sheikhzadeh, M. Khoshvaght-Aliabadi, Numerical investigation of effect of vortex generator and perforation on fluid flow and heat transfer through a rectangular channel, in: ISME2019, 27).
- [14] S. Gunes, E. Manay, E. Senyigit, V. Ozceyhan, A Taguchi approach for optimization of design parameters in a tube with coiled wire inserts, Applied Thermal Engineering, 2577-2568 (2011) (15-14)31.
- [15] K. Yakut, N. Alemdaroglu, B. Sahin, C. Celik, Optimum design-parameters of a heat exchanger having hexagonal fins, Applied energy, 98-82 (2006) (2)83.
- [16] V. Yakhot, S. Orszag, S. Thangam, T. Gatski, C. Speziale, Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique, Physics of Fluids A: Fluid Dynamics, 1520-1510 (1992) (7)4.

فشار، Pa	p
ضریب اصطکاک	f
ضریب کالبرن	j
عدد ناسلت	Nu
عدد پراتل	Pr
عدد رینولدز	Re

چگالی، kg/m^3	ρ
لزجت دینامیکی، $kg/m.s$	μ
نرخ اتلاف انرژی جنبشی آشفتگی، $J/Kg.s$	ϵ
ضریب انتقال حرارت هدایت، $W/m.K$	κ

زیر نویس ها	
جهت x ، جهت y	i, j
ورودی	in
خروجی	out

مراجع

- [1] G. Zhou, Z. Feng, Experimental investigations of heat transfer enhancement by plane and curved winglet type vortex generators with punched holes, International Journal of Thermal Sciences, 35-26 (2014) 78.
- [2] G. Lu, G. Zhou, Numerical simulation on performances of plane and curved winglet-Pair vortex generators in a rectangular channel and field synergy analysis, International Journal of Thermal Sciences, (2016) 109 333-323.
- [3] V. Muniyandi, Heat transfer study of perforated fin under forced convection, International Journal of Engineering, 1506-1500 (2015) (10)28.
- [4] A.K. Singh, R. Varshney, Experimental investigation on rectangular fins with holes in natural convection, (2017).
- [5] M. Salem, M. Althafeeri, K. Elshazly, M. Higazy, M. Abdrabbo, Experimental investigation on the thermal performance of a double pipe heat exchanger with segmental perforated baffles, International Journal of Thermal Sciences, 52-39 (2017) 122.
- [6] S. Mohammadi, A. Ahmadi Nadooshan, M. Bayareh, Numerical simulation of laminar convection heat transfer from an array of circular perforated fins, Energy Equipment and Systems, 156-147 (2017) (2)5.

- of the tubular type, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 22-3 (1985) (1)12.
- [23] R. Notter, C. Sleicher, A solution to the turbulent Graetz problem—III Fully developed and entry region heat transfer rates, *Chemical Engineering Science*, (11)27 2093-2073 (1972).
- [24] B.S. Petukhov, Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties, *Advances in Heat Transfer* 564–503 (1970)6.
- [25] M. Khoshvaght-Aliabadi, O. Sartipzadeh, A. Alizadeh, An experimental study on vortex-generator insert with different arrangements of delta-winglets, *Energy*, 82 639-629 (2015).
- [26] R. Shah, Thermal entry length solutions for the circular tube and parallel plates, in: *Proceedings of 3rd national heat and mass transfer conference*, Indian Institute of Technology Bombay, 1975, pp. HMT75-11-.
- [27] S. Suresh, K. Venkitaraj, P. Selvakumar, M. Chandrasekar, Effect of Al₂O₃-Cu/water hybrid nanofluid in heat transfer, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 38 60-54 (2012).
- [17] C. Min, C. Qi, E. Wang, L. Tian, Y. Qin, Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in a channel with novel longitudinal vortex generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, -23)55 7277-7268 (2012) (24).
- [18] T. Zhang, Z.Q. Huang, X.B. Zhang, C.J. Liu, Numerical investigation of heat transfer using a novel punched vortex generator, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 1168-1150 (2016) (10)69.
- [19] G.A. Sheikhzadeh, F.N. Barzoki, A.A.A. Arani, F. Pourfattah, Wings shape effect on behavior of hybrid nanofluid inside a channel having vortex generator, *Heat and Mass Transfer*, 1983-1969 (2019) (7)55.
- [20] M. Hatami, D. Ganji, M. Gorji-Bandpy, Experimental and numerical analysis of the optimized finned-tube heat exchanger for OM314 diesel exhaust exergy recovery, *Energy Conversion and Management*, 41-26 (2015) 97.
- [21] J. Zhou, M. Hatami, D. Song, D. Jing, Design of microchannel heat sink with wavy channel and its time-efficient optimization with combined RSM and FVM methods, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 724-715 (2016) 103.
- [22] F. Dittus, L. Boelter, Heat transfer in automobile radiators

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

F. Nejadi Barzoki, G.A. Sheikhzadeh, M. Khoshvaght-Aliabadi, A.A. Abbasian Arani. Hydrothermal performance of trapezoidal fin equipped with vortex generator and hole: Investigation of the effect of vortex generator and hole position. *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(special issue 3) (2021). 1963-1980.
DOI: [10.22060/mej.2020.17218.6558](https://doi.org/10.22060/mej.2020.17218.6558)

