



تأثیر حفره در مولد گردابه مستطیلی شکل بر عملکرد حرارتی-هیدرودینامیکی مینی کانال

نادیا پهلوانی نژاد^۱، معصومه رحیمی^{۲*}، علی اکبر رنجبر^۱، مجید گرزین^۱

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران

^۲ دانشکده فنی مهندسی گرگان، دانشگاه گلستان، گرگان، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۹/۰۵/۰۳

بازنگری: ۱۳۹۹/۰۸/۲۴

پذیرش: ۱۳۹۹/۰۸/۲۵

ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۹/۰۶

کلمات کلیدی:

انتقال حرارت

مینی کانال

مولد گردابه

حفره

معیار ارزیابی عملکرد

خلاصه: یکی از راهکارهای افزایش انتقال حرارت در مینی کانال‌ها اضافه نمودن مولدهای گردابه است؛ در این مقاله به بررسی عددی تأثیر حضور حفره در مولدهای گردابه، بر روی مولفه‌های انتقال حرارتی پرداخته شده است. مینی کانالی بطول ۵۰ میلی‌متر با یازده عدد مولد گردابه مستطیل شکل، دارای حفره‌هایی به حجم ۵ تا ۶۰ درصد حجم مولد گردابه، در محدود اعداد رینولدز ۲۰۰-۱۰۰۰ و سیال پایه آب، تحت شار ثابت، مورد تحلیل قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد، ایجاد حفره روی مولدهای گردابه افت فشار حاصل از وجود موانع در برابر جریان را کاهش داده و در عدد رینولدز ۱۰۰۰ بین مینیمم و ماکزیمم اندازه حفره می‌توان کاهش ۳۴/۷ درصدی افت فشار را مشاهده نمود. عدد ناسلت نیز، در ابتدا با ایجاد حفره روند افزایشی و سپس با افزایش اندازه آن بدلیل کوچک شدن گردابه در پشت موانع، روند نزولی داشته است؛ بطوریکه در ماکزیمم عدد رینولدز با افزایش اندازه حفره، کاهش ۳۴/۳ درصدی عدد ناسلت مشاهده شد. همچنین نتایج نشان داد که ماکزیمم معیار ارزیابی عملکرد برای عدد رینولدز ۲۰۰، در نمونه VG-۱۵ و با افزایش عدد رینولدز در نمونه‌هایی با حفره‌های کوچکتر بدست آمده، که در عدد رینولدز ۱۰۰۰ ماکزیمم مقدار معیار ارزیابی عملکرد در نمونه VG-۰۵ نشان داده شده است.

۱- مقدمه

برای ماکزیمم انتقال حرارت در مبدل‌ها بیابند. صباغان و همکاران [۱] در شبیه‌سازی عددی خود میکروکانال مستطیل شکل حاوی شش مولد گردابه طولی را مورد تحلیل قرار دادند و مشاهده نمودند، مولدهای گردابه با فراهم کردن زمان بیشتر برای جریان برای ازبین بردن گرمای تولیدشده، نقش مهمی در افزایش نرخ تبادل گرما دارند و بازده کلی کانال با مولد گردابه نسبت به کانال ساده ۱۴ درصد افزایش داشته است. ابراهیمی و همکاران [۲] در تحقیق خود بر روی میکروکانال بدون مولد گردابه و چهار میکروکانال همراه مولدهای گردابه با آرایش چیدمان مختلف دریافتند که وجود مولدهای گردابه علاوه بر اینکه عدد ناسلت میانگین را در اعداد رینولدز بین ۱۰۰ تا ۱۱۰۰، ۲ تا ۲۵ درصد افزایش داده و عملکرد انتقال حرارت را بهبود می‌بخشد، سبب افزایش افت فشار

عملکرد حرارتی بالای مبدل‌های حرارتی به منظور بهبود کارایی قطعات الکترونیکی همچون پردازنده مرکزی می‌تواند تحت تأثیر عوامل متعددی از جمله نوع مبدل حرارتی، اندازه لوله/کانال، شرایط عملیاتی و سیال عامل باشد. بطور کلی راه‌های افزایش انتقال حرارت در مبدل‌ها به دو دسته‌ی فعال و غیرفعال تقسیم‌بندی می‌شوند که در بین این روش‌ها استفاده از مولدهای گردابه^۱ در میکرو/مینی کانال‌ها و لوله‌ها راهی موثر از دسته بندی روش‌های غیرفعال به شمار می‌آید. متخصصین متعددی تا به امروز با تحقیق بر روی شکل، اندازه، جایگاه و دیگر مولفه‌های مولدهای گردابه سعی داشته‌اند تا بهترین حالت را

1 Vortex Generators

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: m.rahimi@gu.ac.ir



قابل توجهی نیز می‌گردد. ژانگ^۱ و همکاران [۳] مولدهای گردابه‌ای طولی را برای افزایش انتقال حرارت در سینک حرارتی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان داد که میکروشکاف مجهز به مولدهای گردابه‌ای بیشتر، دارای مقادیر بالاتر ضریب انتقال حرارت و افت فشار هستند. وانگ^۲ و همکاران [۴] به بررسی اضافه‌کردن موانع وی^۳ شکل در میکروکانال سینک حرارتی و پارامترهای هندسی مربوط به موانع پرداخته‌اند. نتایج عددی افزایش منطقه انتقال حرارت و متعاقباً افزایش عملکرد انتقال حرارت را نمایش داده‌اند. زو^۴ و همکاران [۵] به بررسی پنج شکل مختلف مولد گردابه به صورت عددی پرداختند. آن‌ها مشاهده نمودند با در نظر گرفتن معیار ارزیابی عملکرد و ضریب عملکرد ترموهیدرولیکی، شکل نیم سیلندر بهترین حالت را داراست. نتایج لطفی و همکاران [۶] در شبیه‌سازی سه بعدی مبدل حرارتی با سه نوع جدید مولد گردابه نشان داد که با افزایش ارتفاع باله‌های موج‌دار و عدد رینولدز و کاهش نسبت بیضوی لوله، عملکرد انتقال حرارت مبدل حرارتی اس دبلویو اف ای تی^۵ افزایش می‌یابد. صمدی فر و تغرایبی [۷] به کمک حل عددی تاثیر شش مولد گردابه در کانال مثلی را در بهبود انتقال حرارت مورد بحث قرار دادند و دریافتند مولد گردابه مستطیلی نسبت به سایر مولدهای گردابه ۷ درصد انتقال حرارت را افزایش داده، بهترین زاویه برای نصب ۴۵ درجه است. ژانگ و همکاران [۸] در مطالعه آزمایشگاهی خود نشان دادند، با بکاربردن مانع درون مینی‌کانال و افزایش تعداد آن، عدد ناسلت افزایش می‌یابد. نتایج بررسی دوبعدی سه مانع مستطیلی، مثلی و دوزنقه‌ای در میکروکانال به روش حجم محدود توسط بهنام پور و همکاران [۹] نشان داد که موانع مثلی شکل بهترین مقادیر شاخص ارزیابی عملکرد و موانع مستطیلی، بیشترین تغییرات در خطوط جریان را دارا می‌باشند. حسینی‌راد و هرمزی [۱۰] به شبیه‌سازی عددی روی هندسه (متشکل از مربع، دوزنقه، مثلث و سینوسی)، تعداد و جایگاه مینی موانع در میکروکانال پرداختند. بررسی انجام‌شده نشان داد، مانع مثلی بیشترین افت فشار، مانع سینوسی بالاترین ضریب انتقال حرارت همرفتی و مانع دوزنقه‌ای بالاترین مقاومت حرارتی را داراست. ال اسدی^۶ و همکاران [۱۱] به بررسی تاثیر هندسه و سیال عامل در

- 1 Zhang
- 2 Wang
- 3 V
- 4 Xu et
- 5 SWFET
- 6 Al-Asadi

جریان آرام بر خصوصیات گرما و جریان پرداخته‌اند. در مطالعه بر روی مولدهای گردابه‌ی دایره‌ای، مثلی و مستطیلی که با حجم ثابت و شار حرارتی یکنواخت با یکدیگر مقایسه شده‌اند، نتایج نشان داد که بهترین عملکرد حرارتی در بین اشکال را مولد گردابه دایره‌ای دارد. تحلیل انتقال حرارت و عملکرد کلی مینی‌کانال مستطیل شکل حاوی مولدهای گردابه (مستطیل و دوزنقه‌ای شکل) با پنج حالت مختلف در زوایای حمله ارتفاع موانع متفاوت مورد مطالعه به صورت سه بعدی توسط رضازاده و همکاران [۱۲] قرار گرفته‌است. نتایج نشان داد افزایش ارتفاع موانع و عدد رینولدز سبب بهبود عملکرد انتقال حرارت شده ولی در مقابل مقاومت جریان را افزایش داده‌است و همچنین نمونه با موانع دوزنقه‌ای، عملکرد کلی مینی‌کانال را نسبت به مدل ساده ۵۲/۷ درصد بهبود بخشیده‌است. تأثیر کسر حجمی نانوذرات و شکل مولدهای گردابه (مثلی، مستطیلی و دوزنقه‌ای) در محدوده اعداد رینولدز از ۲۰۰-۱۶۰۰ بر خصوصیات حرارتی و جریان نانوسیال ترکیبی در کانال توسط شیخزاده و همکاران [۱۳] مورد شبیه‌سازی عددی قرار گرفته‌است. نتایج حاکی از آن است که مولدهای مستطیلی باعث افزایش ضریب انتقال حرارت شده‌اند. از طرفی مولدهای گردابه مثلی و دوزنقه‌ای به دلیل افت فشار کمتر، در کسر حجمی یکسان، از شاخص ارزیابی عملکرد بالاتری برخوردارند. حسینی‌راد و همکاران [۱۴] شبیه‌سازی سه بعدی سیال در مینی‌کانالی که دارای مولدهای گردابه‌ی مستطیلی با ارتفاع غیر یکنواخت است، در اعداد رینولدز ۵۰ تا ۳۰۰ و شار ثابت ورودی از کف مورد مطالعه قرار دادند. نتایج حاکی از آن بود که، قراردادن مولدهای گردابه‌ای بلندتر در بالادست مینی‌کانال سبب افزایش عملکرد حرارتی و افت فشار می‌گردد. همچنین بهترین عملکرد حرارتی کلی در عدد رینولدز پایین مربوط به ارایش بلند به کوتاه مولدهای گردابه و در عدد رینولدز بالا مربوط به مدل یکنواخت است. وانگ و همکاران [۱۵] در شبیه‌سازی سه بعدی خود، عملکرد جریان آرام و عملکرد انتقال حرارت مینی‌کانال مستطیل که در آن موانع شیبدار دوتایی مجزا به عنوان مولد گردابه طولی به‌کاررفته‌است، مورد شبیه‌سازی عددی قرار دادند. نتایج بررسی بر روی تاثیرات عدد رینولدز، تعداد و ارتفاع موانع نشان داد که عملکرد انتقال حرارت با به‌کاربردن این نوع موانع و همچنین افزایش ارتفاع و تعداد موانع افزایش یافته اما در مقابل مقاومت جریان نیز بیافته است.

که نتایج نشان می‌دهد، منافذ با نسبت ۰/۱۹۰ نسبت به محور انتقال حرارت را از ۲ درصد به ۶۵ درصد نسبت به حالت بدون سوراخ افزایش می‌دهد. در مطالعه انجام شده توسط عامر^۷ و منی^۸ [۲۲] سوراخ‌های دایره‌ای تعبیه شده بر روی مولدهای گردابه در یک مبدل حرارتی لوله به منظور کاهش افت فشار معرفی شده‌اند که نتایج نشان‌دهنده کاهش افت فشار ایجاد شده توسط مول‌ها و افزایش ضریب عملکرد حرارتی در این نوع مبدل حرارتی نسبت به حالت بدون سوراخ است. همچنین در این بررسی عددی پارامترهای تعداد سوراخ‌ها، قطر سوراخ‌ها و اعداد رینولدز مورد بررسی قرار گرفته و بهترین حالت را ارائه نموده‌اند. عامر و همکاران [۲۳] به مقایسه ضریب انتقال حرارت، افت فشار و ضریب عملکرد حرارتی دو نوع مانع که به صورت دایره‌ای و بیضوی سوراخ شده با کانال ساده پرداخته‌اند. ضریب عملکرد حرارتی کلی برای سوراخ‌های دایره‌ای و بیضوی به ترتیب در حدود ۱/۵۵ و ۱/۷۴ نسبت به کانال ساده محاسبه شده‌است. لو^۹ و ژو^{۱۰} [۲۴] نیز در بررسی عددی و سه بعدی خود بر روی شش شکل مولد گردابه دریافتند شاخص عملکرد کلی مولد گردابه سوراخدار نسبت به مولد گردابه بدون سوراخ افزایش یافته‌است. آن‌ها در نتایج خود اشاره نموده‌اند که برای دستیابی به عملکرد بهتر مساحت حفره باید نسبت مطلوبی با مساحت مولد گردابه داشته‌باشد که در شرایط حاکم بر مسئله آن‌ها ۰/۰۶ نسبت مطلوبی ذکر شده‌است.

با مروری بر کارهای انجام گرفته می‌توان دریافت که مطالعات محدودی در زمینه بررسی حفره بر روی مولد گردابه در مینی کانال‌ها به منظور خنک‌کاری وسایل الکترونیکی صورت گرفته‌است. در مطالعه حاضر برای رسیدن به انتقال حرارت بهتر، کاهش افت فشار در کانال حاوی مولد گردابه و در حالت کلی رسیدن به بهترین مقدار معیار ارزیابی عملکرد، از مولدهای گردابه مستطیل شکل حاوی حفره‌هایی با اندازه‌های مختلف استفاده شده و به بررسی پارامترهای انتقال حرارتی و هیدرولیکی در این مینی کانال پرداخته شده‌است.

۲- شرح مسئله

در این مطالعه، مطابق شکل ۱، به شبیه‌سازی عددی مینی کانال با پایه و سطح مقطع مربعی حاوی یازده عدد مولد گردابه با فواصل برابر،

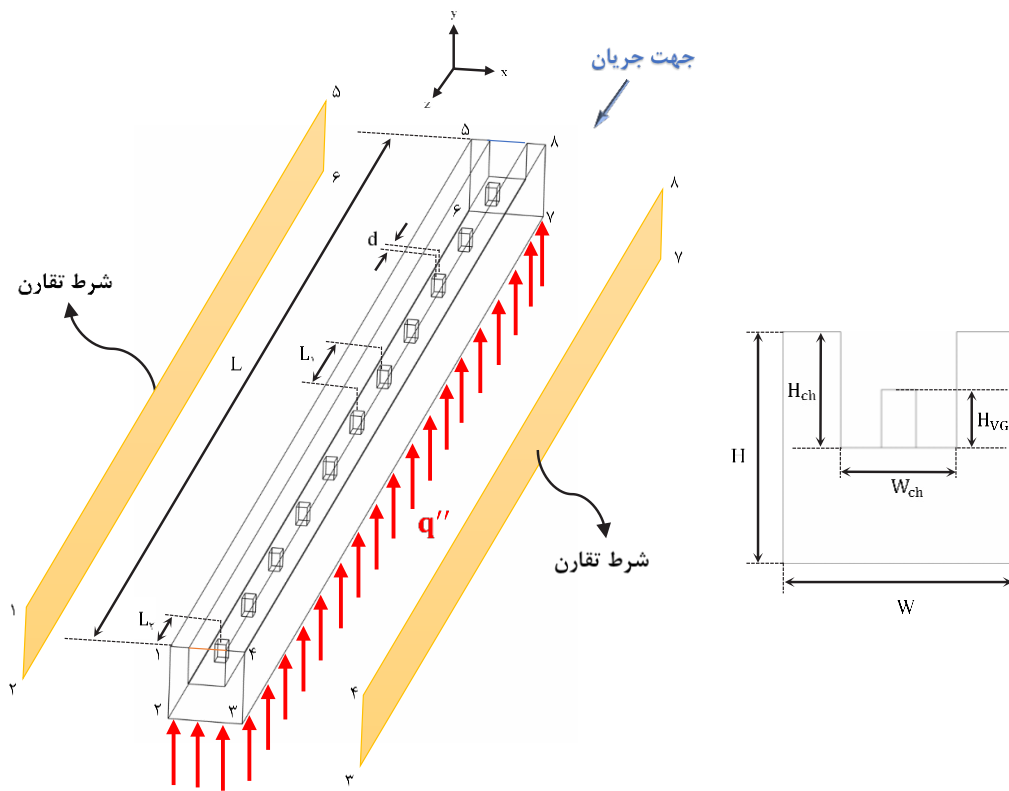
استفاده از مولد گردابه در کنار افزایش عملکرد حرارتی همواره به عنوان مانعی در برابر جریان سیال سبب افزایش افت فشار و در نتیجه بالارفتن قدرت پمپاژ و هزینه می‌گردد. یکی از روش‌های پیشنهادی برای کاهش افت فشار ایجاد شده توسط موانع و افزایش شاخص ارزیابی عملکرد به طور همزمان، ایجاد شکاف یا حفره بر روی موانع می‌باشد. مزایای ایجاد شکاف به سه صورت در موانع استوانه‌ای عرضی در مینی کانال توسط ال اسدی و همکاران [۱۶] مورد بررسی قرار گرفته‌است. نتایج شبیه‌سازی عددی در شرایط شار یکنواخت ورودی و در محدوده اعداد رینولدز ۳۰۰-۲۳۰۰ نشان داد که شاخص ارزیابی عملکرد حرارتی هیدرولیک با ایجاد شکاف در موانع افزایش یافته‌است. کامبوج^۱ و همکاران [۱۷] در حل عددی خود به روش حجم محدود مشاهده کردند که وجود حفره بر روی جفت باله‌ها می‌تواند به واسطه کاهش مقاومت حرارتی، انتقال حرارت را بهبود ببخشد. هان^۲ و همکاران [۱۸] در مطالعه خود با توجه به افت فشار ایجاد شده توسط مولدهای گردابه، به مقایسه مولدهای گردابه‌ای سوراخدار و بدون سوراخ در کاهش افت فشار پرداختند. بزرگ‌تر بودن مقادیر شاخص ارزیابی عملکرد در مولدهای گردابه‌ای مستطیل شکل سوراخدار، نسبت به مولدهای گردابه‌ای مستطیل شکل بدون سوراخ را می‌توان از نتایج این مطالعه دریافت. ژو^۳ و فنگ^۴ [۱۹] به بررسی آزمایشگاهی مولدهای گردابه مستطیل، دوزنقه و دلتا شکل به صورت صاف و منحنی که بدون سوراخ یا سوراخدار هستند، پرداختند. نتایج حاکی از انتقال حرارت بهتر و مقاومت در برابر جریان کمتر مولدهای گردابه منحنی شکل نسب به نوع صاف آن‌ها در هر دو جریان آرام و آشفته بود. همچنین مشاهده شد عملکرد حرارتی مولدهای گردابه سوراخ شده نسبت به مولدهای گردابه بدون سوراخ بهتر است. نتایج شبیه‌سازی سه بعدی بوخادیا^۵ و همکاران [۲۰] حاکی از آن است که مولد گردابه سوراخ شده نسبت به مولد گردابه ساده در مبدل حرارتی انتقال حرارت را افزایش داده و در مولدهای گردابه با سوراخ‌های دایره‌ای، مستطیلی و مثلثی شکل به ترتیب افزایش ضریب انتقال حرارت گزارش شده‌است. ساهل^۶ و همکاران [۲۱] جایگاه سوراخ‌ها روی موانع را در جریان آشفته به سه صورت مورد بررسی قرار داده‌اند

- 1 Kamboj
- 2 Han
- 3 Zhou
- 4 Feng
- 5 Boukhadia
- 6 Sahel

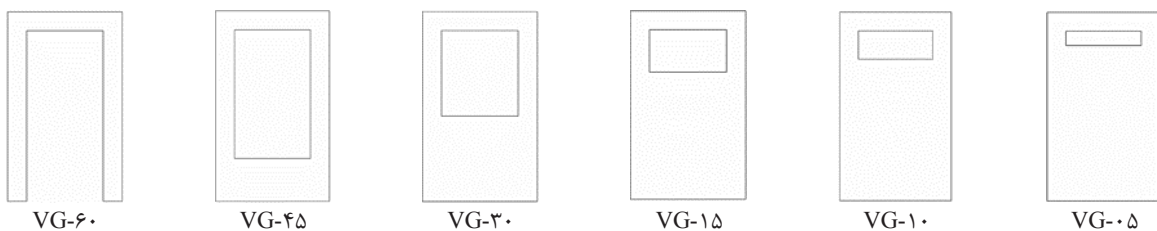
- 7 Ameer
- 8 Menni
- 9 Lu
- 10 Zhou

شده‌اند، که در شکل ۲ درصدهای مختلف حفره‌های مولد گردابه‌ی مستطیلی شکل به نمایش درآمده‌است. نام‌گذاری به این صورت انجام شده‌است که برای مثال در مینی‌کانال حاوی مولدهای گردابه‌ی نمونه VG-۰۵، حروف VG برگرفته از کلمه مولد گردابه و ۰۵ نشان‌دهنده حجم حفره‌ای به اندازه ۵ درصد حجم مولد گردابه است. شایان ذکر است، مولدهای گردابه بدون حفره نیز به صورت VG-۰ و پنج‌نام‌گذاری دیگر نیز به همین صورت انجام گرفته‌است. یک مینی‌کانال ساده بدون مولد گردابه (Ch-b) نیز به عنوان نمونه پایه برای مقایسه در نظر گرفته شده، سیال مورد

پرداخته شده‌است. همانطور که در شکل مشاهده می‌شود، دامنه محاسباتی به صورت $L \times H \times W = 50 \times 2 \times 2$ mm^۳ سطح مقطع ورودی مینی‌کانال $H_{ch} \times W_{ch} = 1 \times 1$ mm^۲ و طول مینی‌کانال نیز $L = 50$ mm است. همچنین در این شکل می‌توان مشاهده نمود، مولدهای گردابه با ارتفاع، ضخامت و حجم‌های یکسان نمود، $(H_{vg} = H_{ch}/2)$ ، $(d = 0.5$ mm) و $(V = 0.1075$ mm^۳) دارای فاصله‌ی $L_1 = 4$ mm از یکدیگر و $L_2 = 2/25$ mm از ورودی و خروجی می‌باشند. حفره‌های مورد بررسی این پژوهش در شش حالت با حجمی برابر ۵ تا ۶۰ درصد حجم مولدهای گردابه طراحی



شکل ۱. نمای سه بعدی مینی‌کانال
Fig. 1. 3D view Schematic of minichannel



شکل ۲. نام‌گذاری مولدهای گردابه با اندازه حفره‌های متفاوت
Fig. 2. Names of vortex generators with different size of hole

جدول ۱. نتایج آزمایش استقلال از شبکه برای نمونه VG-30 در عدد رینولدز ۶۰۰

Table 1. Results of grid independent for VG-30 in Re=600

انحراف (%)	عدد ناسلت	تعداد شبکه
-	۲۸/۳۵۱۴۳	۱۰۵۶۵۳۲
۳/۲۱۳۴۹۳	۲۷/۴۴۰۳۶	۲۱۵۴۱۸۴
۲/۵۴۰۸۱	۲۶/۷۴۳۱۵	۲۹۳۸۰۱۶
۲/۶۰۰۲۶۳	۲۶/۴۷۷۶	۴۲۷۰۸۳۴
۰/۱۹۴۰۹۹	۲۵/۹۹۷۲	۵۱۰۶۹۰۸
۰/۱۰۶۶۹۹	۲۵/۹۶۹۴۶	۶۳۱۷۱۵۳

$$\kappa_s \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (۶)$$

با توجه به اینکه جریان سیال آرام، پایا، تراکم ناپذیر، کلیه سطوح کانال بدون لغزش و از نیروهای گرانشی و دیگر نیروهای حجمی صرف نظر شده و خواص آب و آلومینیم ثابت می‌باشد، خصوصیات حرارتی و جریان مورد تحلیل قرار گرفته‌است.

معادلات حاکم بر مسئله با در نظر گرفتن فرضیات بالا به شرح زیر است [۲۵]:

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (۱)$$

معادله بقای مومنتم:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_f} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu_f}{\rho_f} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (۲)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_f} \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\mu_f}{\rho_f} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (۳)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_f} \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\mu_f}{\rho_f} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (۴)$$

معادله بقای انرژی برای سیال و قسمت جامد:

$$u \frac{\partial T_f}{\partial x} + v \frac{\partial T_f}{\partial y} + w \frac{\partial T_f}{\partial z} = \frac{\kappa_f}{\rho_f C_{p,f}} \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} \right) \quad (۵)$$

۲-۳- شرایط مرزی

برای خنک‌کاری پردازنده مرکزی با تولید حرارت ۱۲۷ کیلو وات بر متر مربع، مینی کانال با سیال ورودی آب مایع دارای دمای ثابت ۳۰۰ کلوین و پنج سرعت یکنواخت در محدوده اعداد رینولدز ۲۰۰ تا ۱۰۰۰، استفاده شده‌است. بر روی دو دیواره جانبی پایه مینی کانال که در شکل ۱ مشخص شده، شرط تقارن و بر دیواره بالایی مینی کانال شرط آدیاباتیک برقرار است.

۳-۳- استقلال از شبکه

در این بخش به منظور بدست آوردن بهترین و بهینه‌ترین جواب، استقلال از شبکه برای مینی کانال حاوی موانع مستطیلی با حفره‌های ۳۰ درصد و عدد رینولدز ۶۰۰ بررسی شده‌است. شبکه به صورت مثلثی در شش حالت با تعداد شبکه بین ۱۰۵۶۵۳۲ تا ۶۳۱۷۱۵۳ طبق جدول ۱ بر روی نمونه بررسی شده‌است. مشاهده می‌گردد که از نمونه چهارم به بعد ریزتر کردن شبکه‌بندی تاثیر قابل توجهی بر عدد ناسلت میانگین ندارد؛ بنابراین برای دست‌یافتن به صحیح‌ترین جواب و صرفه‌جویی در زمان محاسبه، نمونه چهارم با ۴۲۷۰۸۳۴ شبکه برای این مینی کانال انتخاب گردیده‌است.

۴-۳- روش حل عددی

معادلات حاکم بر مسئله به وسیله نرم افزار انسیس فلونت^۱ به روش حجم محدود حل گردیده و همچنین الگوریتم سیمپل^۲ برای کوپل فشار-سرعت استفاده شده است. الگوریتم بالادست مرتبه دوم^۳ نیز برای گسسته سازی معادلات مومنتم و انرژی اعمال شده است. باقی مانده یا همان همگرایی معادلات پیوستگی و مومنتم بر روی 10^{-5} و انرژی روی 10^{-6} تنظیم شده است.

۵-۳- محاسبات عددی

به منظور ارائه نتایج شبیه سازی، مولفه های زیر تعریف شده است. عدد رینولدز برای بدست آوردن سرعت ورودی به صورت زیر تعریف می گردد [۲۶]:

$$Re = \frac{\rho_f u_{in} D_h}{\mu_f} \quad (7)$$

u_{in} سرعت ورودی و D_h قطر هیدرولیکی است. ضریب انتقال حرارت جابجایی به شرح محاسبه گردیده است [۲۷]:

$$h = \frac{q_{eff}}{T_w - T_B} \quad (8)$$

که در تعریف بالا q_{eff} مقدار شار عبوری بین پایه جامد و سیال آب و T_w و T_B به ترتیب دمای دیواره و دمای میانگین سیال (دمای بالک^۴) است.

عدد ناسلت به صورت [۲۸]:

$$Nu = \frac{h D_h}{\kappa_f} \quad (9)$$

می باشد. مقاومت حرارتی به صورت تعریف زیر نشان داده شده است

[۲۹]:

$$R = \frac{T_{max} - T_{in}}{Q} \quad (10)$$

که در فرمول بالا T_{max} ماکزیمم دمای پایه و Q گرمای تولید شده

- 1 ANSYS FLUENT
- 2 SIMPLE
- 3 Second Order Upwind
- 4 Bulk Temperature

کلی می باشد. همچنین برای محاسبه ضریب اصطکاک افت فشار به صورت اختلاف فشار ورودی و خروجی تعریف شده است [۳۰]:

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} \quad (11)$$

محاسبه ضریب اصطکاک با فرمول زیر صورت گرفته است [۳۱]:

$$f = \frac{2 D_h \Delta P}{\rho_f L u_{in}^2} \quad (12)$$

که L طول نمونه شبیه سازی شده می باشد. مؤلفه زیر نیز به عنوان ضریب ارزیابی عملکرد ارائه گردیده است [۳۲]:

$$PEC = \frac{(Nu/Nu_b)}{(f/f_b)^{1/3}} \quad (13)$$

Nu_b و f_b عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در مینی کانال ساده بدون مولد گرما به هستند.

۴- نتایج و بحث

۴-۱- اعتبارسنجی

به منظور اعتبارسنجی داده های بدست آمده در تحقیق حاضر، مطالعه آزمایشگاهی خوشوقت علی آبادی^۵ و سهامیان^۶ [۳۳] استفاده شده است. آن ها تاثیر مؤلفه های هندسی، سرعت جریان و کسر حجمی نانوذرات را در مینی کانال سینک حرارتی با سیال آب و نانوذرات آلومینا به منظور تجهیزات کم حجمتر و کارآمدتر مورد بررسی قرار داده اند. شکل ۳ نمودار مقایسه دمای پایه ی مینی کانال صاف با سیال پایه آب و شار ثابت ۲۵ کیلو وات بر متر مربع با حل عددی حاضر را نشان می دهد که از مطابقت خوبی برخوردار است.

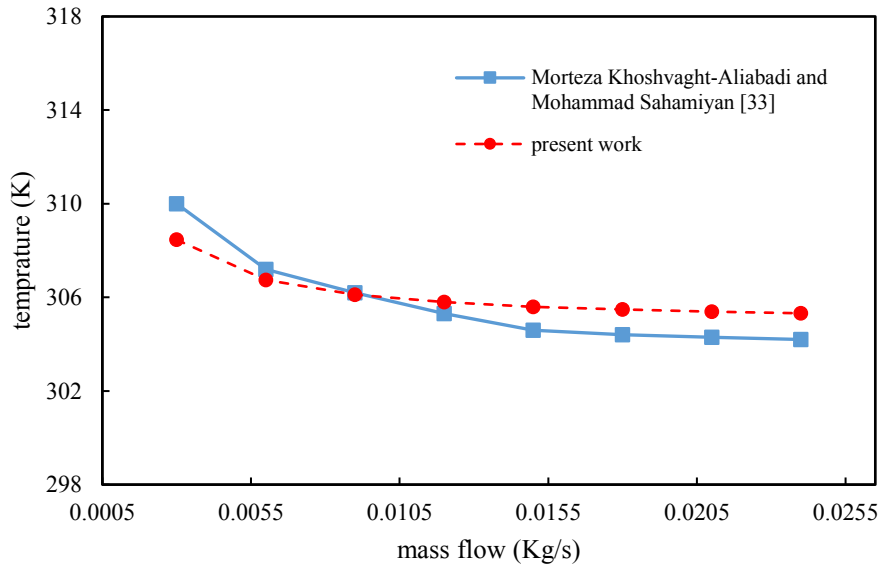
۴-۲- تحلیل نتایج

در شکل ۴ کانتور دمای نمونه های مختلف در عدد رینولدز ۶۰۰ نمایش داده شده است. در این شکل با مقایسه مینی کانال ساده و مولدهای گرما به ساده (شکل ۴-الف و ب) به طور واضح مشاهده می شود که موانع سبب انتقال حرارت بهتر از قسمت جامد به سیال و همچنین خنک کاری بهتر قسمت پایه شده اند. با توجه به شکل

5 Khoshvaght-Aliabadi
6 Sahamiyan

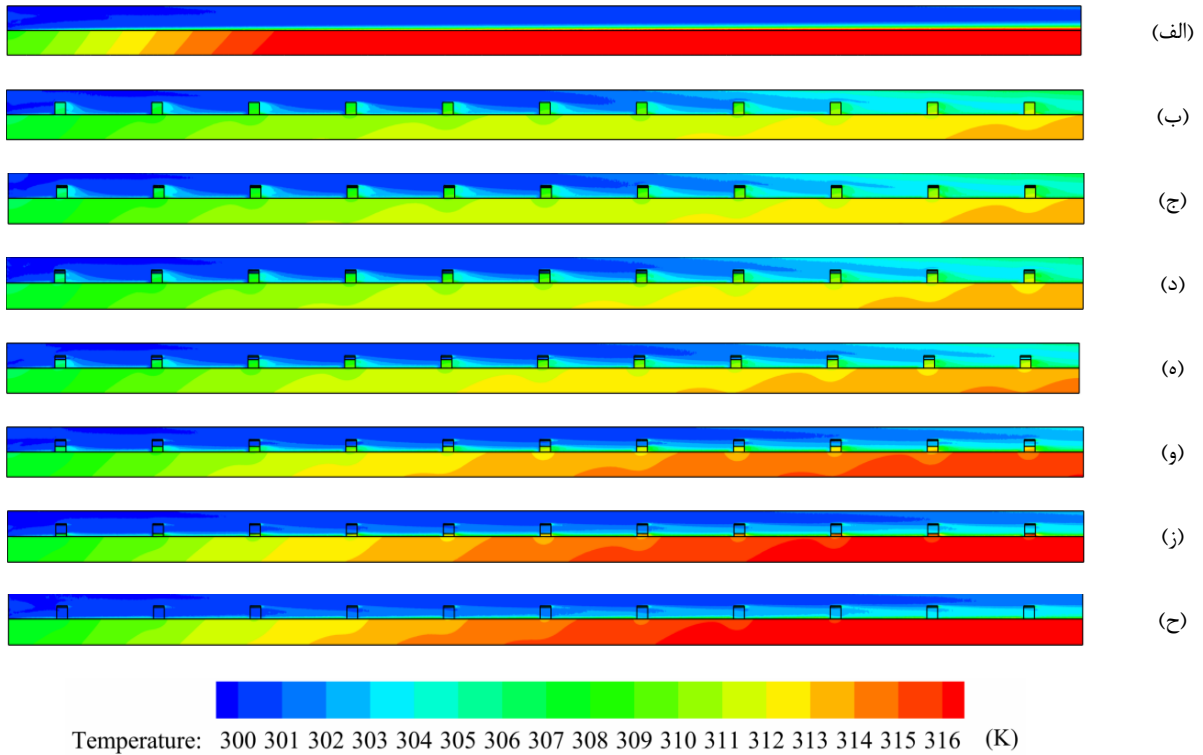
این ناحیه لایه مرزی حرارتی کاهش یافته است. سیال با عبور از مانع با افزایش سطح مقطع مواجه شده که سبب ایجاد ناحیه فشار پایین در پشت مولد گردابه شده و اختلاف فشار بین ناحیه جلو و پشت مولد گردابه موجب به وجود آمدن جریان چرخشی در پشت مانع و

۵ می‌توان علت این امر را مشاهده کرد؛ هنگامی که سیال به مانع می‌رسد با کاهش ناگهانی سطح مقطع عبوری، متحمل افزایش فشار موضعی در ناحیه‌ی جلوی مولد گردابه شده و هنگام عبور از سطح مقطع کوچک شده بین مانع و مینی‌کانال، سرعت سیال افزایش و در



شکل ۳. نمودار اعتبارسنجی حل حاضر با مطالعه خوشوقت علی آبادی و سهامیان [۳۳]

Fig. 3. Validation diagram of the present investigation with Khoshvagt Aliabadi and Sahamiyan [33] study

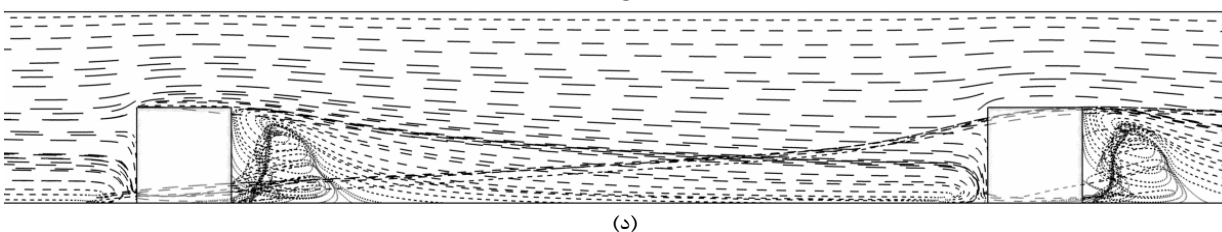
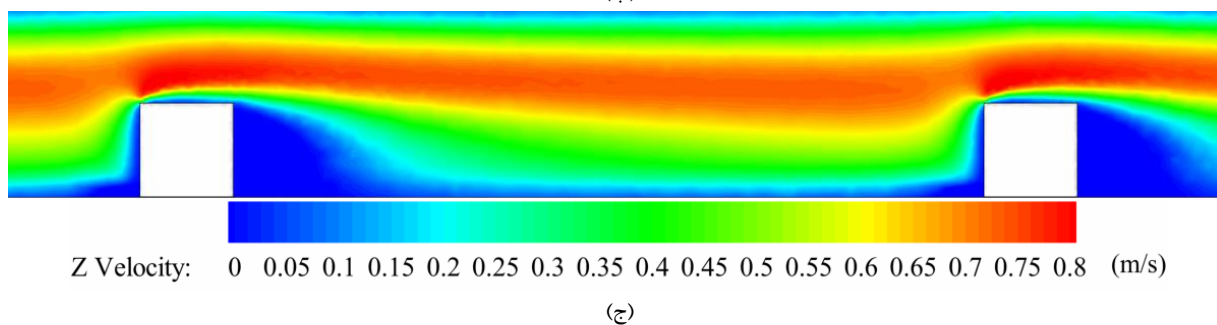
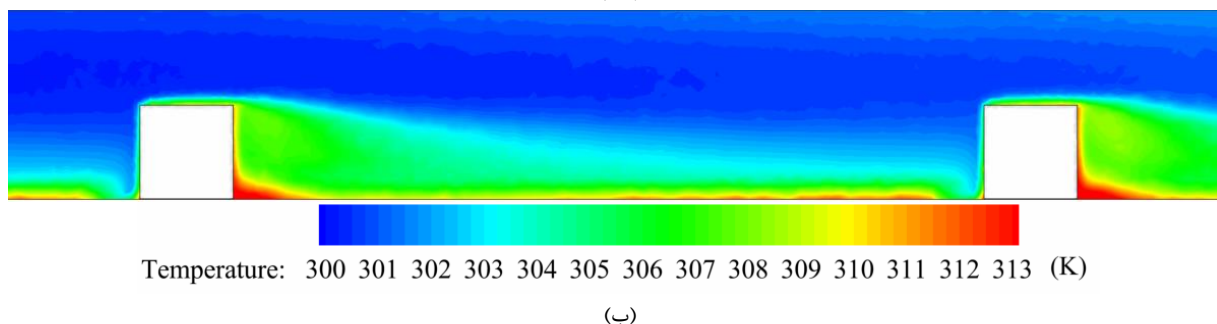
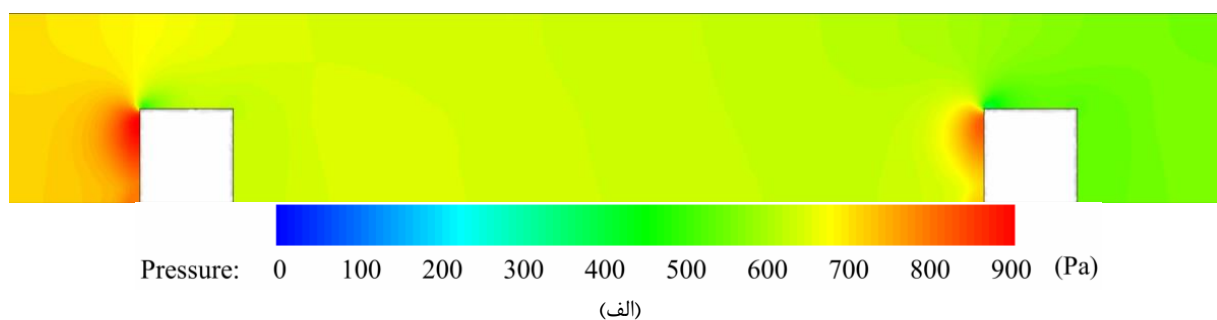


شکل ۴. کانتور دما در عدد رینولدز ۶۰۰ و نمونه‌های الف) Ch-b، ب) VG-۰، ج) VG-۰۵، د) VG-۱۰، ه) VG-۱۵، و) VG-۳۰، ز) VG-۴۵، ح) VG-۶۰ در $Re=600$

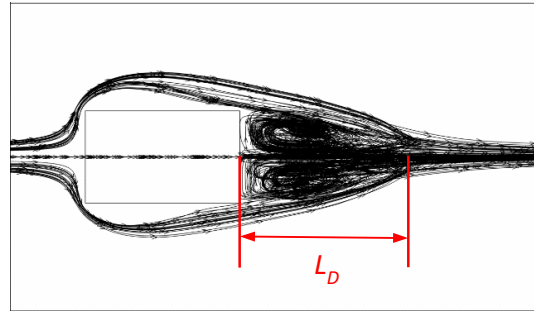
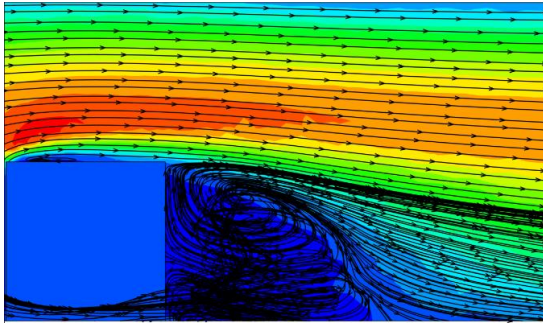
Fig. 4. Temperature contour for a) Ch-b, b) VG-0, c) VG-05, d) VG-10, e) VG-15, f) VG-30, g) VG-45 and h) VG-60 in $Re=600$

منطقه با جریان چرخشی و سرعت پایین در پشت مولدهای گردابه ایجاد می‌گردد که این منطقه مسبب اصلی درگ و همچنین انتقال حرارت محلی پایین است. ایجاد حفره در مولد گردابه سبب جریان جت، افزایش انرژی جنبشی و طبق شکل ۶ موجب کوچکتر شدن گردابه در پشت مولد گردابه می‌گردد که با توجه به جدول ۲، L_D (در شکل ۶-الف مشخص شده) با ایجاد حفره‌ای به اندازه پنج درصد حجم مولد گردابه، ۷/۸ درصد کاهش یافته‌است. اما با افزایش درصد حفره نیز می‌توان مشاهده کرد که کوچک شدن گردابه، به طور کل از بین رفتن این جریان چرخشی که موجب اختلاط جریان در سیال

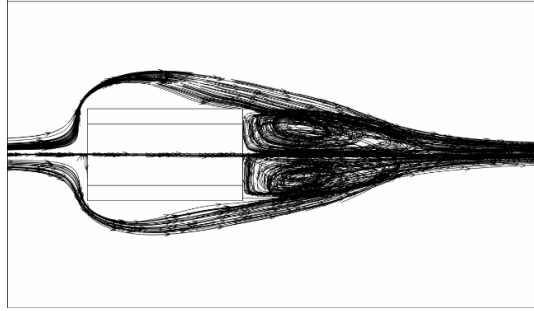
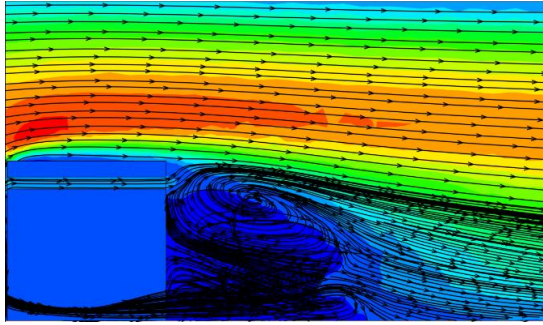
کاهش سرعت قابل توجه در این ناحیه شده‌است. از طرفی جریان ثانویه تولید شده در این بخش سبب اختلاط سیال، کاهش لایه مرزی حرارتی و افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود. در ادامه‌ی بحث شکل ۳، می‌توان مشاهده نمود که با افزایش اندازه حفره یا به طور دقیقتر کاهش حجم مولدهای گردابه، انتقال حرارت بین سطح و سیال کاهش یافته و دمای پایه مینی کانال به طور پیوسته افزایش می‌یابد. شکل ۶ خطوط جریان در نمونه‌های حاوی مولد گردابه در رینولدز ۶۰۰ را نمایش می‌دهد. همانطور که در شکل مشاهده می‌گردد، هنگامی که سیال از سطح مولد گردابه جدا می‌شود یک



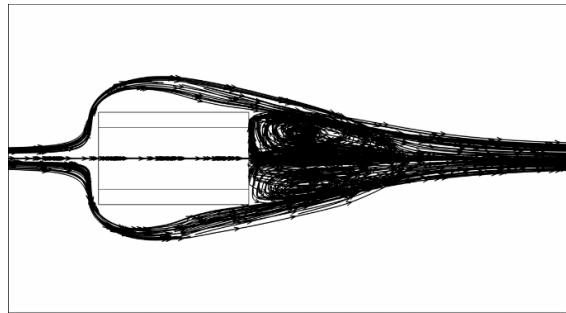
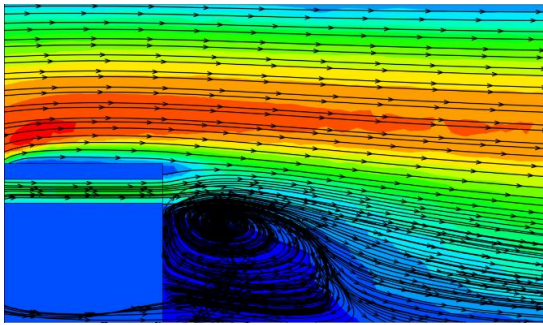
شکل ۵. کانتورهای الف) فشار، ب) دما و ج) سرعت و د) خطوط جریان در عدد رینولدز ۴۰۰ و نمونه‌ی VG-۵۰
 Fig. 5. a) Pressure, b) Temperature, c) Velocity contours and d) Streamline for VG-05 in Re=400



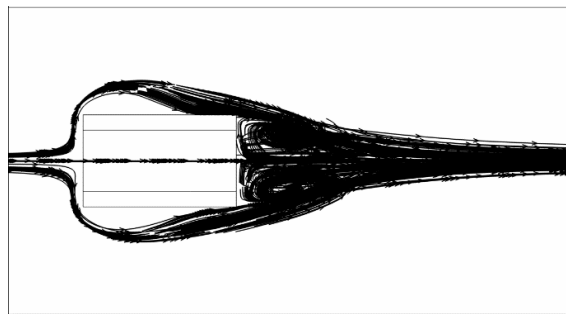
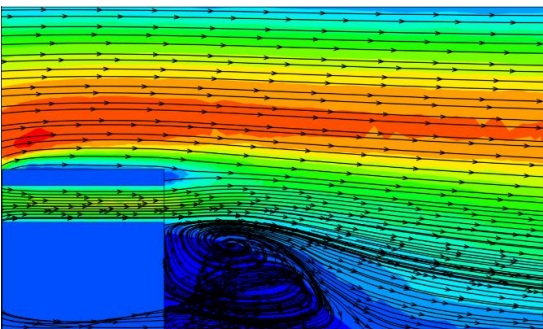
(الف)



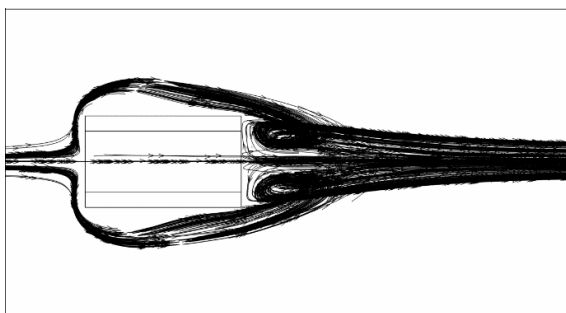
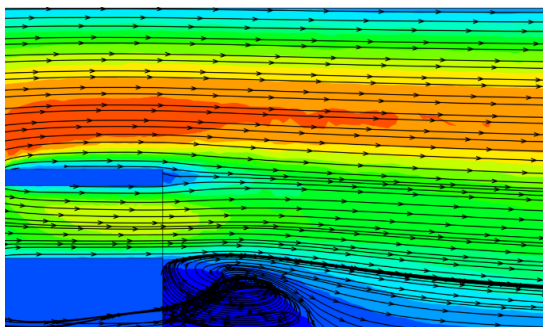
(ب)



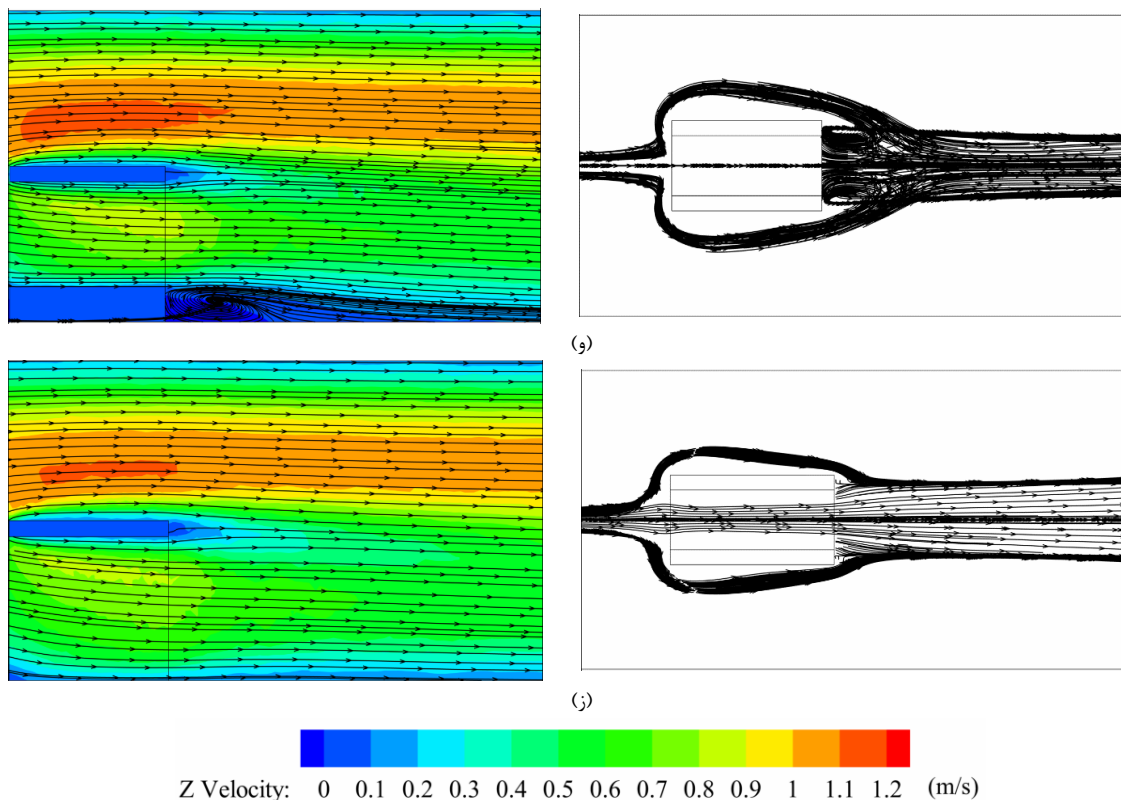
(ج)



(د)



(ه)



شکل ۶. خطوط جریان برای نمونه‌های الف) VG-۰، ب) VG-۰۵، ج) VG-۱۰، د) VG-۱۵، ه) VG-۳۰، و) VG-۴۵، ز) VG-۶۰ در عدد رینولدز ۶۰۰
 Fig. 6. Streamline for a) VG-0, b) VG-5, c) VG-10, d) VG-15, e) VG-30, f) VG-45 and g) VG-60 in Re=600

جدول ۲. طول گردابه در پشت مولدهای گردابه برای نمونه‌ها در رینولدز ۶۰۰

Table ۲. Vortex length in the back of vortex generator for all cases at Re=600

نمونه	L_D (m)
VG-۰	$6/4 \times 10^{-4}$
VG-۰۵	$5/9 \times 10^{-4}$
VG-۱۰	$5/4 \times 10^{-4}$
VG-۱۵	$5/1 \times 10^{-4}$
VG-۳۰	$5/3 \times 10^{-4}$
VG-۴۵	$3/5 \times 10^{-4}$
VG-۶۰	.

شکل ۸ نمودار تغییرات فشار بر حسب عدد رینولدز برای مینی‌کانال‌های بدون مولد گردابه و حاوی مولد گردابه با درصد‌های مختلف نشان می‌دهد. در ابتدا می‌توان افزایش قابل توجه افت فشار را در مینی‌کانال‌های حاوی مولد گردابه نسبت به مینی‌کانال ساده مشاهده نمود که با افزایش عدد رینولدز اختلاف این مقادیر نیز

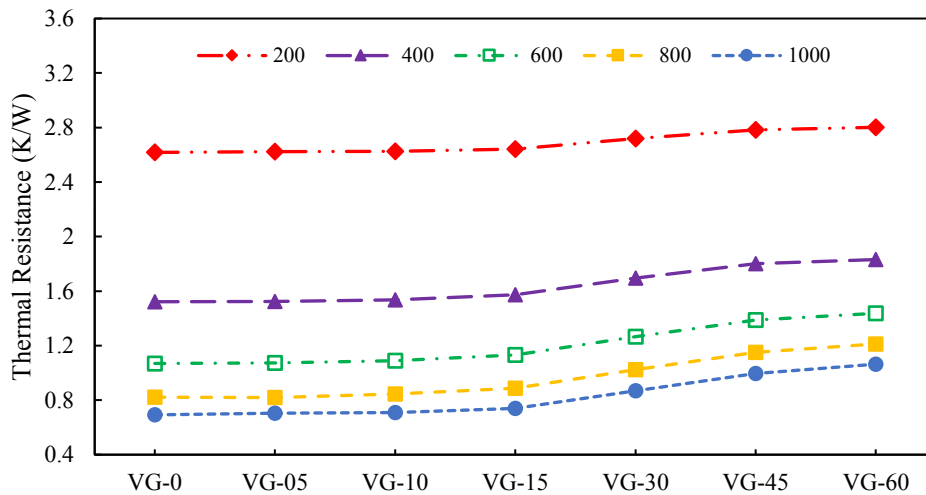
است و همچنین ثابت لایه مرزی حرارتی، سبب کاهش انتقال حرارت (شکل ۴) می‌شود و امری نامطلوب برای خنک‌کاری به شمار می‌آید. در جدول ۲ روند کاهش L_D با افزایش اندازه حفره قابل مشاهده است که با اندازه حفره ۶۰ درصد حجم مولد گردابه به صفر رسیده و گردابه‌ای در ناحیه پشت مانع وجود ندارد.

شکل ۷ مقاومت حرارتی نمونه‌های حاوی مولد گردابه را بر حسب عدد رینولدز را نمایش داده‌است. در اعداد رینولدز کمتر مقاومت حرارتی به شدت افزایش یافته و زیرا مقاومت حرارتی جابجایی در مقاومت حرارتی کل کاهش یافته و سهم مقاومت حرارتی رسانایی افزایش یافته که به طور کل با افزایش سرعت ورودی مقاومت حرارتی کل کاهش می‌یابد، به طوری که در عدد رینولدز ۲۰۰ افزایش ۷۳/۱ درصدی مقاومت حرارتی نسبت به عدد رینولدز ۱۰۰۰ مشاهده می‌شود. همچنین کوچک‌تر بودن اندازه حفره بر روی مولدهای گردابه سبب شکل‌گیری گردابه‌های بزرگتر در پشت موانع، از بین رفتن لایه مرزی حرارتی، انتقال حرارت بهتر در سیال و در نهایت کاهش مقاومت حرارتی شده‌است.

نیز متعاقبا افزایش می‌یابد. همچنین در شکل مشاهده می‌گردد که با افزایش درصد حفره افت فشار کاهش پیدا کرده‌است. زیرا با افزایش مساحت حفره، سیال با موانعی با مساحت کمتر مواجه شده، پس افت فشار در جلوی موانع و اندازه گردابه به‌وجودآمده و در نتیجه افت فشار کلی مینی‌کانال کاهش یافته‌است. در ماکسیمم عدد رینولدز می‌توان شاهد افزایش افت فشار ۶۰/۳ درصدی با اضافه کردن موانع و کاهش ۳۴/۷ درصدی افت فشار در به‌کارگیری مولدهای گردابه VG-۶۰ نسبت به مولدهای گردابه VG-۰ در مینی‌کانال بود.

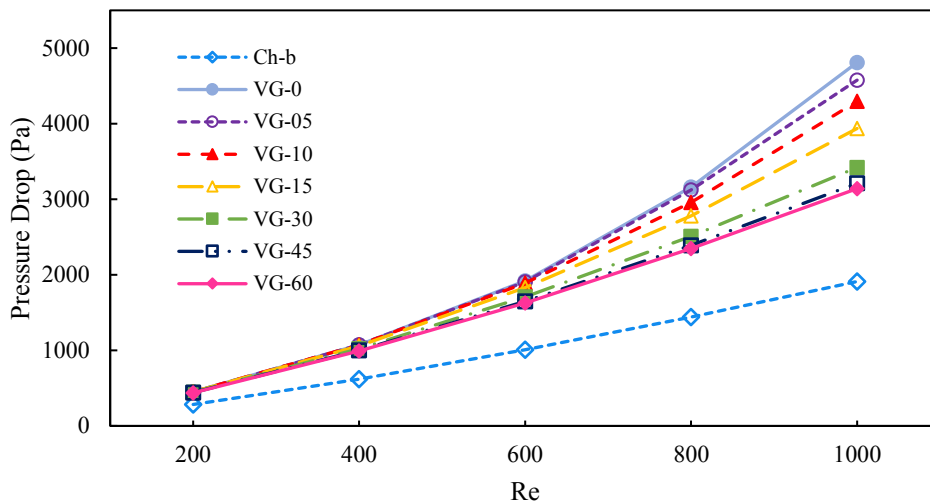
تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب اعداد رینولدز مختلف را برای نمونه‌های حاوی مولد گردابه در شکل ۹ نشان داده‌شده‌است. می‌توان

بیشتر می‌گردد. برای نمونه اختلاف فشار مینی‌کانال بدون مولد گردابه نسبت به مینی‌کانال حاوی مولد گردابه ساده (VG-۰) در مینی‌م عدد رینولدز (۲۰۰)، ۳۷ درصد و در ماکزیمم عدد رینولدز (۱۰۰۰)، ۶۰ درصد است. از طرفی در شکل مشهود است با افزایش عدد رینولدز، افت فشار نیز افزایش می‌یابد. بدین علت که در اعداد رینولدز پایین به سبب سرعت کم سیال توانایی بیشتری در هماهنگی با تغییر سطح مقطع کانال دارد و گردابه‌های ایجادشده در پشت مولدهای گردابه و اختلاف فشار دو طرف مولد گردابه کوچکتر در نتیجه افت فشار کمتر است. در طرف مقابل با افزایش عدد رینولدز به علت سرعت بالای سیال گردابه‌های بزرگتری تشکیل شده و افت فشار



شکل ۷. نمودار مقاومت حرارتی برای نمونه‌های حاوی مولد گردابه در اعداد رینولدز مختلف

Fig. 7. Thermal resistance for cases with vortex generator in different Reynolds number



شکل ۸. نمودار افت فشار برای تمام نمونه‌ها بر حسب عدد رینولدز

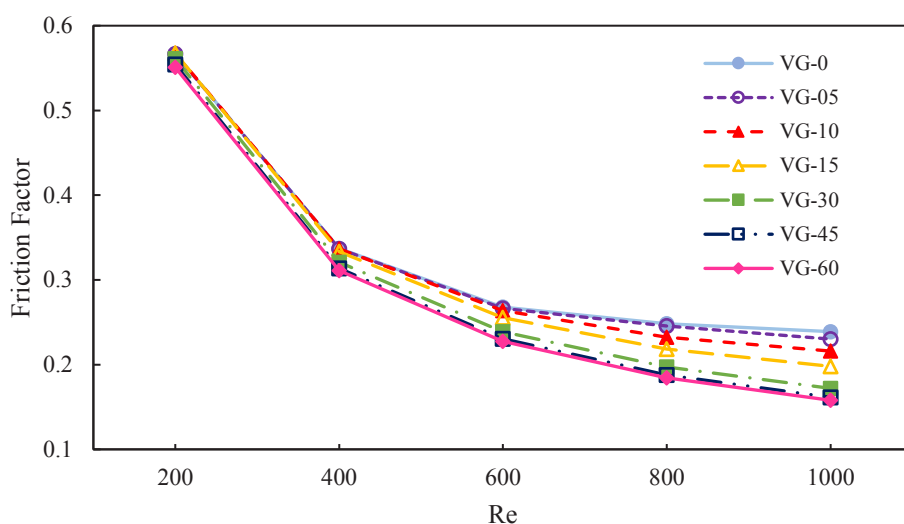
Fig. 8. Pressure drop for all cases in different Reynolds number

دارای مولد گردابه با درصدهای حفره و اعداد رینولدز مختلف نشان داده شده است. می توان مشاهده کرد که ضریب انتقال حرارت با افزایش عدد رینولدز به دلیل گردابه های قویتر به وجود آمده افزایش یافته و با افزایش درصد حفره به سبب کاهش و در نهایت از بین رفتن جریان چرخشی بین مولدهای گردابه سبب کاهش ضریب انتقال حرارت در مینی کانال ها گردیده است. با افزایش اندازه حفره، ضریب انتقال حرارت از ۷ تا ۳۴ درصد بین رینولدز ۲۰۰ تا ۱۰۰۰ کاهش یافته است.

شکل ۱۱ نمودار تغییرات عدد ناسلت برای نمونه های حاوی مولد

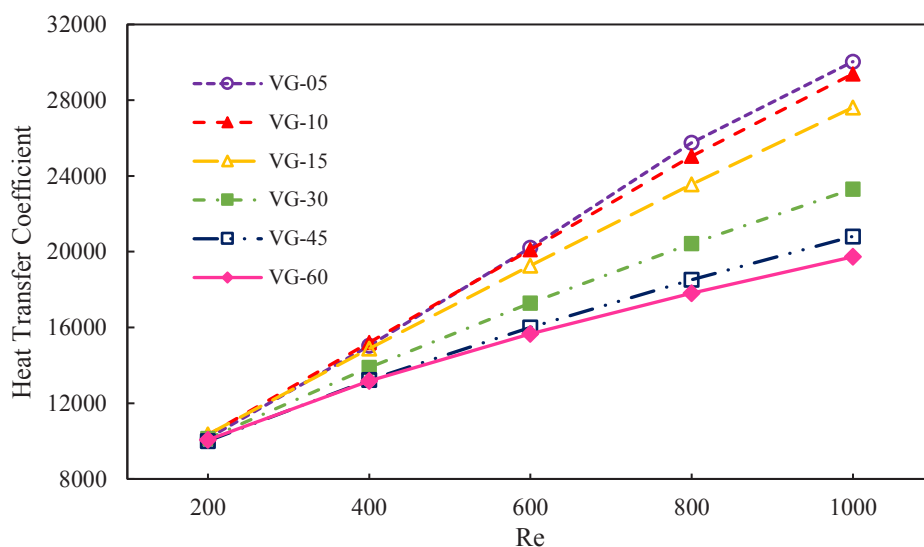
مشاهده نمود که ضریب اصطکاک در تمامی نمونه ها با افزایش عدد رینولدز، روند کاهش دارد که به دلیل افزایش سرعت و سطح تماس کمتر سیال با سطح می باشد. همچنین از این نمودار می توان دریافت که با افزایش درصد حفره روندی مشابه افت فشار رخ داده و ضریب اصطکاک کاهش یافته است، که این امر به دلیل مواجه شدن سیال با بیشترین سطح مانع در نمونه VG-۰ بوده و با افزایش مساحت حفره، به سبب عبور سیال از داخل حفره و کاهش مقاومت سیال نسبت به مولد گردابه بدون حفره است.

در شکل ۱۰ که نمودار ضریب انتقال حرارت برای نمونه های



شکل ۹. نمودار ضریب اصطکاک نمونه های حاوی مولد گردابه بر حسب عدد رینولدز

Fig. 9. Friction factor for cases with vortex generator in different Reynolds number



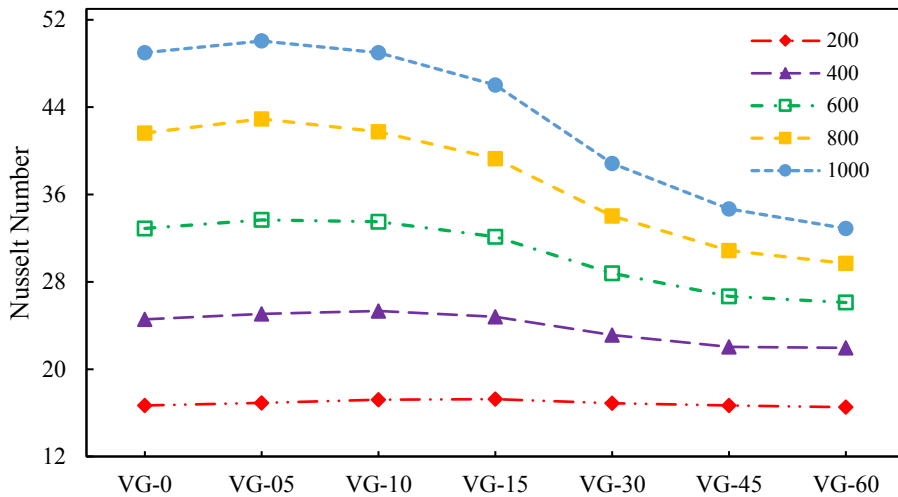
شکل ۱۰. نمودار ضریب انتقال حرارت بر حسب عدد رینولدز در نمونه های حاوی مولد گردابه

Fig. 10. Heat transfer coefficient for cases with vortex generator in different Reynolds number

استحکام گردابه‌ها و کاهش انتقال حرارت می‌گردد که با ادامه افزایش سطح حفره عامل دوم بر عامل اول غلبه نموده و عدد ناسلت کاهش یافته‌است. قابل ذکر است که عدد ناسلت در عدد رینولدز ۱۰۰۰ با افزایش اندازه حفره از نمونه VG-۰۵ به نمونه VG-۶۰ که به ترتیب دارای ماکزیمم و مینیمم مقدار عدد ناسلت می‌باشند، متحمل کاهش ۳۴/۳ درصدی شده‌است.

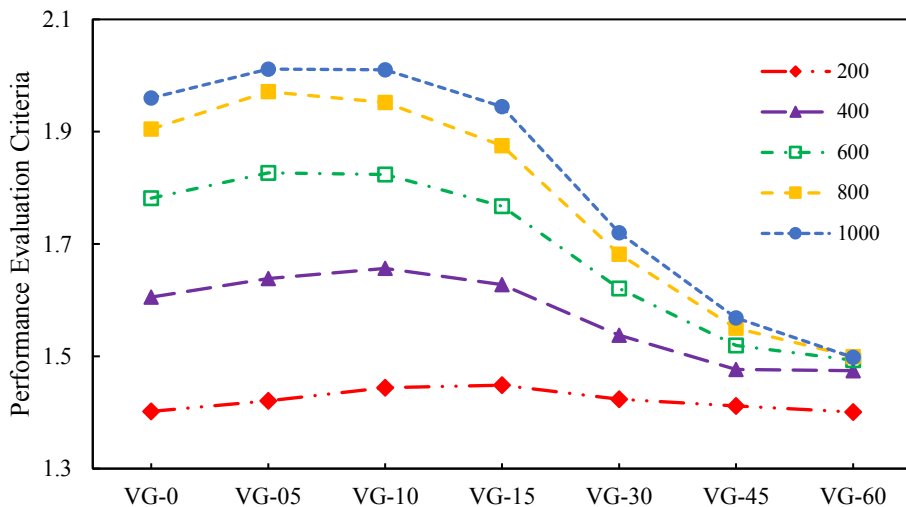
نمودار معیار ارزیابی عملکرد برای نمونه‌های حاوی مولد گردابه در اعداد رینولدز مختلف در شکل ۱۲ به نمایش درآمده‌است. به طور واضح در این شکل می‌توان تغییرات شدید معیار ارزیابی عملکرد در بیشترین و کمترین درصد حفره را با افزایش عدد رینولدز مشاهده

گردابه در اعداد رینولدز مختلف را نمایش می‌دهد. طبق فرمول ۹ عدد ناسلت با ضریب انتقال حرارت رابطه خطی داشته و طبق شکل ۱۰ که ضریب انتقال حرارت با افزایش عدد رینولدز افزایش یافته، روند صعودی عدد ناسلت در شکل ۱۱ بر حسب عدد رینولدز واضح است و می‌توان افزایش ۴۹/۷ تا ۶۶/۲ درصدی عدد ناسلت را از عدد رینولدز ۲۰۰ به ۱۰۰۰ مشاهده نمود. در این نمودار مشاهده می‌شود که با ایجاد حفره بر روی مولدهای گردابه ابتدا عدد ناسلت افزایش یافته و سپس روند نزولی را طی می‌نماید زیرا با ایجاد حفره در مولد گردابه جریان به صورت جت باعث کاهش ناحیه راکد شده و انتقال حرارت را افزایش دهد؛ ولی از طرفی افزایش مساحت حفره سبب کاهش



شکل ۱۱. نمودار عدد ناسلت میانگین برای نمونه‌های حاوی مولد گردابه در اعداد رینولدز مختلف

Fig. 11. Nusselt number for cases with vortex generator in different Reynolds number



شکل ۱۲. نمودار معیار ارزیابی عملکرد مینی کانال‌های حاوی مولد گردابه در اعداد رینولدز مختلف

Fig. 12. Performance Evaluation Criteria for cases with vortex generator in different Reynolds number

فهرست علائم

علائم انگلیسی

c_p	ظرفیت گرمایی ویژه (J/kg K)
D_h	قطر هیدولیکی (m)
F	ضریب اصطکاک
H	ضریب انتقال حرارت (W)
H	ارتفاع (m)
W	عرض (m)
L	طول مینی کانال (m)
L_D	طول گردابه (m)
V	حجم مولد گردابه (m^3)
D	ضخامت مولد گردابه (m)
U	سرعت در راستای محور x (m/s)
V	سرعت در راستای محور y (m/s)
W	سرعت در راستای محور z (m/s)
T	دما (K)
Q	گرمای تولید شده کلی (W)
Q	شار حرارتی (W/s^2)
P	فشار (Pa)
R	مقاومت حرارتی (K/W)
Re	عدد رینولدز
Nu	عدد ناسلت
PEC	معیار ارزیابی عملکرد

علائم یونانی

P	چگالی (kg/m^3)
μ	ویسکوزیته دینامیکی (kg/m s)
K	ضریب هدایت حرارتی (W/m K)

زیرنویس

B	مینی کانال پایه (بدون مولد گردابه)
B	بالک
Ch	کانال
F	سیال
In	ورودی
out	خروجی

کرد که در عدد رینولدز ۱۰۰۰ این تغییرات بین نمونه VG-۰۵ و VG-۶۰ به عنوان ماکزیمم و مینیمم مقدار معیار ارزیابی عملکرد به ۲۵/۵ درصد رسیده است. دیگر نکته‌ی قابل توجه در این نمودار، یافتن بهترین معیار ارزیابی عملکرد در درصدهای کوچکتر حفره در طی افزایش عدد رینولدز می‌باشد. برای مثال در عدد رینولدز ۲۰۰ ماکزیمم معیار ارزیابی عملکرد در ۱۵ درصد و در عدد رینولدز ۱۰۰۰ در ۵ درصد اتفاق افتاده که نشان‌دهنده‌ی غلبه افزایش ضریب انتقال حرارت بر افزایش افت فشار است.

۵- نتیجه‌گیری

در شبیه‌سازی عددی و سه بعدی حاضر بر روی جریان آرام داخل مینی کانال تاثیر وجود حفره بر مولدهای گردابه و افزایش اندازه این حفره‌ها بر مولفه‌های انتقال حرارت، ضریب اصطکاک، افت فشار و در نهایت معیار ارزیابی عملکرد پرداخته شده و برای مقایسه نمونه پایه مینی کانال بدون مولد گردابه استفاده گردیده است.

نکات قابل توجه مطالعه حاضر به شرح زیر خلاصه می‌شود:

- افزودن مولد گردابه در مینی کانال سبب افزایش افت فشار قابل توجه شده، به طوری که در ماکزیمم عدد رینولدز با اضافه کردن مولدهای گردابه در مینی کانال افت فشار ۶۰/۳ درصدی در کانال مشاهده گردیده است.

- با ایجاد حفره و افزایش اندازه‌ی آن بر روی مولدهای گردابه در مینی کانال افت فشار حاصل از مانع ایجاد شده در برابر جریان به طور پیوسته کاسته شده برای نمونه در ماکزیمم عدد رینولدز می‌توان شاهد کاهش ۳۴/۷ درصدی افت فشار در به کارگیری مولدهای گردابه VG-۶۰ نسبت به مولدهای گردابه VG-۰ در مینی کانال بود.

- با افزایش عدد رینولدز ضریب اصطکاک کاهش و ضریب انتقال حرارت افزایش و با افزایش مساحت حفره بر روی مولد گردابه، هر دو ضریب کاهش می‌یابند.

- عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز روند صعودی داشته و می‌توان مشاهده نمود با ایجاد حفره و افزایش مساحت آن در ابتدا عدد ناسلت افزایش و سپس کاهش یافته است.

- با افزایش عدد رینولدز، عملکرد بهتر مینی کانال در درصدهای پایین تر اندازه حفره روی مولدهای گردابه بدست آمده است.

- [9] A. Behnampour, O.A. Akbari, M.R. Safaei, M. Ghavami, A. Marzban, G.A.S. Shabani, R. Mashayekhi, Analysis of heat transfer and nanofluid flow in microchannels with trapezoidal, rectangular and triangular shaped ribs, *Physica E: Low-Dimensional Systems and Nanostructures*, 31-15 (2017) 91
- [10] E. Hosseinirad, F. Hormozi, Influence of shape, number, and position of horizontal minifins on thermal-hydraulic performance of minichannel heat sink using nanofluid, *Heat Transfer Engineering*, 903-892 (2017) (9)38
- [11] M.T. Al-Asadi, A. Al-damook, M. Wilson, Assessment of vortex generator shapes and pin fin perforations for enhancing water-based heat sink performance, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 10-1 (2018) 91
- [12] R. Rezazadeh, N. Pourmahmoud, S. Asaadi, Numerical investigation and performance analyses of rectangular mini channel with different types of ribs and their arrangements, *International Journal of Thermal Sciences*, 85-76 (2018) 132
- [13] 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
- [14] E. Hosseinirad, M. Khoshvaght-Aliabadi, F. Hormozi, Evaluation of heat transfer and pressure drop in a mini-channel using transverse rectangular vortex-generators with various non-uniform heights, *Applied Thermal Engineering*, 114196 (2019) 161
- [15] Y. Wang, B. Zhou, Z. Liu, Z. Tu, W. Liu, Numerical study and performance analyses of the mini-channel with discrete double-inclined ribs, *International journal of heat and mass transfer*, 505-498 (2014) 78
- [16] M.T. Al-Asadi, F.S. Alkasmoul, M.C. Wilson, Benefits of spanwise gaps in cylindrical vortex generators for conjugate heat transfer enhancement in micro-channels, *Applied Thermal Engineering*, 586-571 (2018) 130
- [17] R. Kamboj, S. Dhingra, G. Singh, CFD simulation of heat transfer enhancement by plain and curved winglet type vertex generators with punched holes, *International*
- مولد گردابه Vg
جامد S
دیواره W
ماکزیمم max
- مراجع**
- [1] A. Sabaghan, M. Edalatpour, M.C. Moghadam, E. Roohi, H. Niazmand, Nanofluid flow and heat transfer in a microchannel with longitudinal vortex generators: two-phase numerical simulation, *Applied Thermal Engineering*, 189-179 (2016) 100
- [2] A. Ebrahimi, E. Roohi, S. Kheradmand, Numerical study of liquid flow and heat transfer in rectangular microchannel with longitudinal vortex generators, *Applied Thermal Engineering*, 583-576 (2015) 78
- [3] J.-F. Zhang, Y.K. Joshi, W.-Q. Tao, Single phase laminar flow and heat transfer characteristics of microgaps with longitudinal vortex generator array, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 494-484 (2017) 111
- [4] R. Wang, J. Wang, W. Yuan, Analysis and optimization of a microchannel heat sink with V-Ribs using nanofluids for micro solar cells, *Micromachines*, 620 (2019) (9)10
- [5] Z. Xu, Z. Han, J. Wang, Z. Liu, The characteristics of heat transfer and flow resistance in a rectangular channel with vortex generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 72-61 (2018) 116
- [6] B. Lotfi, B. Sundén, Q. Wang, An investigation of the thermo-hydraulic performance of the smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers utilizing new type vortex generators, *Applied Energy*, 1302-1282 (2016) 162
- [7] M. Samadifar, D. Toghraie, Numerical simulation of heat transfer enhancement in a plate-fin heat exchanger using a new type of vortex generators, *Applied Thermal Engineering*, 681-671 (2018) 133
- [8] J. Zhang, Y. Diao, Y. Zhao, Y. Zhang, An experimental investigation of heat transfer enhancement in minichannel: Combination of nanofluid and micro fin structure techniques, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 81 32-21 (2017)

- Engineering (IJCCE), .239-231 (2018) (2)37
- [26]X. Xie, W. Tao, Y. He, Numerical study of turbulent heat transfer and pressure drop characteristics in a water-cooled minichannel heat sink, (255-247 (2007).
- [27]A. Tikadar, S.K. Oudah, T.C. Paul, A.S. Salman, A. Morshed, J.A. Khan, Parametric study on thermal and hydraulic characteristics of inter-connected parallel and counter flow mini-channel heat sink, Applied Thermal Engineering, .28-15 (2019) 153
- [28]M. Khoshvaght-Aliabadi, Z. Arani, F. Rahimpour, Influence of Al₂O₃-H₂O nanofluid on performance of twisted minichannels, Advanced Powder Technology, .1525-1514 (2016) (4)27
- [29]X. Xie, Z. Liu, Y. He, W. Tao, Numerical study of laminar heat transfer and pressure drop characteristics in a water-cooled minichannel heat sink, Applied thermal engineering, .74-64 (2009) (1)29
- [30]A. Tikadar, T.C. Paul, S.K. Oudah, N.M. Abdulrazzaq, A.S. Salman, J.A. Khan, Enhancing thermal-hydraulic performance of counter flow mini-channel heat sinks utilizing secondary flow: Numerical study with experimental validation, International Communications in Heat and Mass Transfer, .104447 (2020) 111
- [31]W.M. Kays, A.L. London, Compact heat exchangers, (1984).
- [32]M. Khoshvaght-Aliabadi, Z. Arani-Lahtari, Forced convection in twisted minichannel (TMC) with different cross section shapes: a numerical study, Applied Thermal Engineering, .112-101 (2016) 93
- [33]M. Khoshvaght-Aliabadi, M. Sahamiyan, Performance of nanofluid flow in corrugated minichannels heat sink (CMCHS), Energy conversion and management, 108 .308-297 (2016)
- Journal of Engineering Research and General Science, .2730-2091 (2014) (4)2
- [18]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
- [19]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
- [20]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
- [21]D. Sahel, H. Ameer, R. Benzeguir, Y. Kamla, Enhancement of heat transfer in a rectangular channel with perforated baffles, Applied Thermal Engineering, -156 (2016) 101 .164
- [22]H. Ameer, Y. Menni, Laminar cooling of shear thinning fluids in horizontal and baffled tubes: Effect of perforation in baffles, Thermal Science and Engineering Progress, 14 .100430 (2019)
- [23]H. Ameer, D. Sahel, Y. Menni, Numerical investigation of the performance of perforated baffles in a plate-fin heat exchanger, Thermal Science, (.90-90 (2020) (00
- [24]G. Lu, G. Zhou, Numerical simulation on performances of plane and curved winglet type vortex generator pairs with punched holes, International Journal of Heat and Mass Transfer, .690-679 (2016) 102
- [25]S.E. Ghasemi, A.A. Ranjbar, S.M.J. Hoseini, Cooling performance analysis of water-cooled heat sinks with circular and rectangular minichannels using finite volume method, Iranian Journal of Chemistry and Chemical

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم
N. Pahlevaninejad, M. Rahimi, A.A. Ranjbar, M. Gorzin, The effect of hole on the rectangular vortex generator on thermal-hydrodynamic performance of the minichannel, Amirkabir J. Mech Eng., 53(7) (2021) 4293-4308.
DOI: [10.22060/mej.2020.18757.6885](https://doi.org/10.22060/mej.2020.18757.6885)

