



اثر آرایش‌های مختلف ورودی/خروجی جریان بر عملکرد چاه گرمایی میکروکانالی دوزنقه‌ای متخلخل

حسین خراسانی‌زاده^{1*}، مجتبی سپهرنیا²

1- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان

2- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان

*kashanu@kashanu.ac.ir، 873151167 صندوق‌پستی

چکیده

در مطالعاتی که تاکنون در رابطه با چاه گرمایی میکروکانالی انجام شده‌اند اثر آرایش‌های مختلف ورود و خروج جریان بر عملکرد چاه گرمایی متخلخل برای هیچ هندسه‌ای بررسی نشده‌است. در این تحقیق اثر استفاده از چهار آرایش مختلف ورودی و خروجی بر خنک‌کاری یک تراشه الکترونیکی با استفاده از چاه گرمایی میکروکانالی دوزنقه‌ای شکل شامل میکروکانال‌هایی دوزنقه‌ای و متخلخل با ضریب تخلخل 0.88، به صورت سه‌بعدی و عددی بررسی شده‌است. بدین منظور جابه‌جایی اجباری و آرام آب در میکروکانال‌ها و هدایت در قسمت‌های جامد چاه با اعمال شار حرارتی ثابت 150 کیلووات بر مترمربع به کف چاه گرمایی به روش حجم محدود و با استفاده از کد تجاری انسیس - سی اف اکس شبیه‌سازی شده‌است. نتایج نشان می‌دهد که آرایش‌های A و B که در آن‌ها ورودی و خروجی در راستای جریان عبوری از میکروکانال‌هاست در مقایسه با آرایش‌های C و D که در آن‌ها ورودی و خروجی در جنبین قرار دارند، از نظر انتقال حرارت دارای عملکرد بهتر، مقاومت حرارتی پایین‌تر و توزیع دمای یکنواخت‌تر در قسمت کف چاه گرمایی هستند. به طور کلی استفاده از محیط متخلخل در کاهش دمای کف چاه گرمایی مؤثر است و در این خصوص آرایش D عملکرد بهتری دارد. در مجموع با در نظر گرفتن توأم اثر مثبت استفاده از محیط متخلخل در افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و اثر منفی آن در افزایش قدرت مورد نیاز پمپاژ آرایش A بهترین عملکرد را دارد.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 30 خرداد 1395

پذیرش: 22 تیر 1395

ارائه در سایت: 07 شهریور 1395

کلید واژگان:

خنک‌کاری

چاه گرمایی میکروکانالی متخلخل

آرایش‌های مختلف ورود و خروج

میکروکانال دوزنقه‌ای

Effects of different inlet/outlet arrangements on performance of a trapezoidal porous microchannel heat sink

Hossein Khorasanizadeh^{*}, Mojtaba Sepehrnia

Faculty of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran

*Post code: 873151167 Kashan, Iran, khorasan@kashanu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 19 June 2016
Accepted 12 July 2016
Available Online 28 August 2016

Keywords:

Cooling
Porous microchannel heat sink
Inlet/outlet arrangements
Trapezoidal microchannel

ABSTRACT

Effects of different inlet/outlet arrangements on thermal performance of porous microchannel heat sink MCHS of any geometry has not been studied yet. In this investigation, the effects of utilization of four different inlet/outlet arrangements on electronic chip cooling utilizing trapezoidal MCHS with porous microchannels with porosity of 0.88 have been studied numerically. For this purpose, three dimensional simulations of laminar forced convection flow in microchannels and conduction in solid parts of MCHS by applying constant heat flux of 150 kWm⁻² at its base plate have been performed utilizing the finite volume method and the commercial Ansys-CFX code. The results show that the A- and B-type arrangements, for which the inlet and outlet are in direction of flow in the microchannels, have a better heat transfer performance, smaller thermal resistance and provide more uniform temperature distribution in the MCHS base plate. The results indicate that using porous media is effective in reducing the MCHS base plate temperature and in this regard the D-type arrangement has the best performance among the heat sinks studied. Considering both the positive effect of using porous media on increasing the heat transfer coefficient and its negative effect on increasing the required pumping power, the A-type arrangement has the best performance.

1- مقدمه

گرمایی، سیستم‌های ذخیره و بازیافت انرژی، طراحی کلکتورهای خورشیدی، طراحی سردخانه‌ها، خنک‌کاری قطعات الکترونیکی و مخازن نفت خام وجود دارد. این شاخه جدید از انتقال حرارت دانشمندان رشته‌های مختلف از قبیل مهندسی مکانیک، مهندسی شیمی، مهندسی هسته‌ای، علوم غذایی و ژئوفیزیک را به خود جذب می‌کند. محیط‌های متخلخل بسته به نوع کاربرد به زیر مجموعه‌های مختلفی تقسیم می‌شوند. محیط‌های متخلخل شامل

نیاز به مطالعه انتقال حرارت جابه‌جایی در محیط‌های متخلخل در سال‌های اخیر افزایش چشم‌گیری داشته است. محیط‌های متخلخل به دلیل فراهم آوردن سطح تبادل حرارت بیشتر نسبت به ساختارهای معمولی دارای برتری هستند. کاربردهای وسیعی از محیط متخلخل در فناوری‌های معاصر از قبیل عایق‌های حرارتی صنعتی، سیستم‌های انرژی هسته‌ای، مهندسی زمین

Please cite this article using:

H. Khorasanizadeh, M. Sepehrnia, Effects of different inlet/outlet arrangements on performance of a trapezoidal porous microchannel heat sink, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 8, pp. 269-280, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

غیرتشنشعی کمتر است. او اثر تشعشع بر نتایج را با استفاده از دو رویکرد A و B مورد بررسی قرار داد و نشان داد که با استفاده از رویکرد A تشعشع حرارتی از فاز جامد اثر قابل توجهی بر عدد ناسلت دارد، اما برای رویکرد B عدد ناسلت به‌دست‌آمده برای مدل تشعشعی تقریباً با مدل غیرتشنشعی یکسان است.

لام و پراکاش [11] انتقال حرارت و تولید انتروپی در جابه‌جایی اجباری سیال روی سطح داخلی یک کانال در محیطی متخلخل را به صورت عددی بررسی کردند. سیال خنک‌کن جریان آرام خروجی از یک جت بود. نتایج آن‌ها نشان داد بیشترین تولید انتروپی مربوط به برگشت‌ناپذیری مربوط به انتقال حرارت، بیشترین تولید انتروپی مربوط به برگشت‌ناپذیری اصطکاک سیال و عدد ناسلت متوسط با افزایش عدد دارسی و ضخامت لایه متخلخل و همچنین با کاهش ارتفاع کانال و ضریب تخلخل افزایش می‌یابد. تینگ و همکاران [12] بر اثرات تولید حرارت فاز جامد محیط متخلخل روی تولید انتروپی جریان آب-اکسید آلومینیوم در میکروکانال مستطیلی پر شده از محیط متخلخل به صورت تحلیلی تحقیق کردند. نتایج آن‌ها نشان داد با افزایش مقدار تولید حرارت فاز جامد برگشت‌ناپذیری به طور قابل توجهی افزایش می‌یابد. نظری و همکاران [13] انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری را در کانال استوانه‌ای با محیط متخلخل با تولید حرارت داخلی به صورت تجربی بررسی کردند. آن‌ها از هوای خشک به‌عنوان خنک‌کننده و از دانه‌های کروی با جنس فولاد ضدزنگ به‌عنوان دانه‌های محیط متخلخل استفاده نمودند. براساس یافته‌های آن‌ها مقدار حرارت تولیدی تأثیر ناچیزی بر ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی دارد، همچنین نتایج آن‌ها نشان داد کانال متخلخل در مقایسه با کانال غیرمتخلخل ضریب اصطکاک افزایش می‌دهد.

وانگ و همکاران [14] استفاده از مواد متخلخل غیرهمگن را بر عملکرد انتقال حرارت در یک لوله پر شده از محیط متخلخل به صورت عددی بررسی کردند. آن‌ها از هوا به‌عنوان سیال عامل استفاده کرده و نشان دادند به‌کارگیری مواد متخلخل غیرهمگن در مقایسه با مواد متخلخل همگن بازده انتقال حرارت را افزایش و ضریب اصطکاک را کاهش می‌دهند.

یکی از زمینه‌های کاربردی و نوین برای انتقال حرارت استفاده از محیط متخلخل در سیستم‌های خورشیدی است. تاجیک جمال‌آباد و همکاران [15] عملکرد یک هواگرم‌کن خورشیدی از نوع متمرکزکننده و پر شده با محیط متخلخل را با لحاظ کردن اثرات تشعشع بررسی نموده‌اند. نتایج آن‌ها نشان داده است که با افزایش پارامترهای تشعشع و شکل محیط متخلخل¹ انتقال حرارت بهبود یافته و راندمان کلکتور افزایش می‌یابد. وانگ و همکاران [16] به بررسی عددی مدل‌های به‌کار رفته در محیط متخلخل برای مخلوط گازی متان- آب روی عملکرد حرارتی گیرنده خورشیدی پرداختند. آن‌ها از دو مدل دارسی- فورشهیمر² و مدل وو³ به‌عنوان جمله اتلاف در معادله مومنوم از مدل غیرتعادلی حرارتی محلی برای نشان دادن انتقال انرژی بین جامد و سیال و از مدل‌های وفایی⁴ و وو برای ضریب انتقال حرارت بین فاز جامد و سیال استفاده کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که توزیع دمای محیط متخلخل با تغییر مدل انتقال حرارت تغییر می‌کند.

جمارانی و همکاران [18,17] جریان مغشوش سیال و نانوسیال را به ترتیب درون مبدل حرارتی دولوله‌ای پر شده از ماده متخلخل و لوله حاوی ماده متخلخل جزئی به صورت عددی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد

محیط‌های متخلخل با ضریب تخلخل ثابت و متغیر، محیط‌های متخلخل همگن و غیرهمگن، محیط‌های متخلخل اشباع‌شده و اشباع‌نشده، محیط‌های متخلخل با قابلیت انعطاف‌پذیری، ساختارهای نیمه‌متخلخل و محیط‌های متخلخل در مباحث زمین‌شناسی می‌شوند.

پورمهران و همکاران [1] عملکرد چاه‌گرمایی میکروکانالی مستطیلی متخلخل را با استفاده از نانوسیال‌های آب- مس و آب- آلومینا در حالت دوبعدی و به صورت عددی و تحلیلی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که با افزایش کسر حجمی نانوذرات و پارامتر نیروی اینرسی عدد ناسلت افزایش می‌یابد. در یک مطالعه عددی- تحلیلی دیگر، حاتمی و گنجی [2] خنک‌کاری چاه‌گرمایی میکروکانالی مستطیلی متخلخل را با استفاده از نانوسیال آب- مس در حالت دوبعدی بررسی کردند و نشان دادند استفاده از پره‌های عریض، دمای نانوسیال و پره‌ها را کاهش می‌دهد و بنابراین ناسلت زیاد می‌شود. در یک مطالعه تحلیلی، تسای و چین [3] عملکرد چاه‌گرمایی میکروکانالی مستطیلی متخلخل را با استفاده از نانوسیال‌های آب- مس و آب- نانوتیوب کربنی به‌عنوان خنک‌کننده بررسی کردند. ایشان نشان دادند هنگامی که تخلخل پایین باشد نانوسیال اثر قابل توجهی روی عملکرد چاه‌گرمایی دارد.

آلکام و همکاران [5,4] جابه‌جایی اجباری توسعه‌یافته گذرا بین صفحات موازی هم دمای یک کانال با زیر لایه متخلخل را به صورت عددی و در حالت دوبعدی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد انتقال حرارت می‌تواند با افزایش نسبت هدایت حرارتی، کاهش عدد دارسی و افزایش ضریب اینرسی افزایش یابد. در یک مطالعه دیگر بر انتقال حرارت گذرا، حاجی‌پور و مولایی [6] جریان جابه‌جایی ترکیبی در یک کانال عمودی که نیمی از آن با محیط متخلخل پر شده است را به صورت عددی و تحلیلی بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند با افزایش پارامتر جابه‌جایی ترکیبی مقدار عدد ناسلت محلی در دیوار سرد افزایش و در دیوار گرم کاهش می‌یابد. مطالعه بر جابه‌جایی طبیعی گذرا و دائم برای گلیسرول داخل یک محیط متخلخل بین دو حلقه عمودی غیرهم‌مرکز به صورت عددی توسط وو و همکاران [7] انجام شد. نتایج آن‌ها نشان داد بیشترین تابع جریان و عدد ناسلت متوسط با افزایش عدد پرانتل افزایش می‌یابد و این تأثیر در محیط با تخلخل بالا آشکارتر است.

برای ارضای شرط مرزی حرارتی غیرتعادلی در سطح مشترک محیط متخلخل- سیال دو رویکرد مطرح شده است [8]. در رویکرد A شارحرارتی ثابت به طور یکنواخت براساس هدایت حرارتی مؤثر و گرادیان دما بین فاز جامد و سیال توزیع می‌شود. در این رویکرد دماهای سیال، جامد و دیوار به صورت $T_f = T_s \neq T_w$ فرض می‌شود. در رویکرد B فازهای جامد و سیال تمام شار حرارتی را دریافت می‌کنند و به همین دلیل در این رویکرد دمای سیال، جامد و دیوار با هم متفاوت خواهند بود ($T_f \neq T_s \neq T_w$). محمودی [9] با استفاده از دو رویکرد A و B انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری را داخل میکروکانال متخلخل پر شده با گاز رقیق تحت شار حرارتی ثابت با تولید حرارت داخلی بررسی کرد. محمودی با در نظر گرفتن سرعت لغزشی و پرش دمایی در دیوار نشان داد در مقادیر پایین نسبت هدایت حرارتی مؤثر سیال به جامد عدد ناسلت برای هر دو رویکرد A و B با افزایش عدد بایوت افزایش می‌یابد، همچنین او مشاهده نمود که عدد دارسی برای هر دو رویکرد اثر ناچیزی روی عدد ناسلت دارد. در یک مطالعه عددی دیگر، محمودی [10] جابه‌جایی اجباری گاز رقیق در یک لوله پر شده از محیط متخلخل را بررسی نمود. ایشان اثر تشعشع حرارتی از فاز جامد بر میدان دما را بررسی کرد و نشان داد برای مدل تشعشعی دما در بخش‌های جامد و سیال از مدل

¹ Porous media shape parameter

² Darcy-Forchheimer model

³ Wu model

⁴ Vafai model

طراحی چاه‌گرمایی مورد استفاده از نظر اندازه میکروکانال‌ها [28]، انتخاب هندسه و شکل مناسب مقطع میکروکانال [29] و استفاده از آرایش مناسب برای ورود و خروج جریان [24، 25] هستند.

همان‌طور که در این بخش به آن پرداخته شد مطالعات پیشین مربوط به اثر آرایش‌های مختلف ورود و خروج جریان بر عملکرد چاه‌گرمایی، اولاً برای میکروکانال‌های غیرمتخلخل انجام شده‌اند، ثانیاً این مطالعات محدود به چاه‌گرمایی با میکروکانال‌های مستطیلی بوده‌اند. در این تحقیق نقش چند آرایش ورود و خروج جریان چاه‌گرمایی شامل ورود و خروج در راستای جریان داخل میکروکانال‌ها و ورود و خروج از جنبین بر بهبود خنک‌کاری تراشه الکترونیکی با استفاده از میکروکانال‌هایی متخلخل بررسی می‌شود. بدین منظور از میکروکانال‌های دوزنقه‌ای متخلخل درون یک چاه‌گرمایی با هندسه کلی دوزنقه‌ای استفاده شده است. در بیشتر مطالعات انجام شده در زمینه میکروکانال وابستگی خواص ترموفیزیکی سیالات به دما در نظر گرفته نشده است، ولی در این تحقیق از سیال آب با خواص متغیر با دما به‌عنوان سیال خنک‌کننده استفاده شده است.

2- هندسه مسئله

طرح‌واره چاه‌گرمایی میکروکانالی دوزنقه‌ای با آرایش ورود و خروج A که در شکل 1 نشان داده شده است. پنج میکروکانال بر شده از محیط متخلخل با سطح مقطع دوزنقه متساوی‌الساقین به طول 10 میلی‌متر درون چاه‌گرمایی تعبیه شده است. در ابتدا و انتهای چاه‌گرمایی دهانه‌های ورودی و خروجی دوزنقه‌ای شکل با طول 1 میلی‌متر قرار دارند. این دهانه‌ها نیز از محیط متخلخل پر شده‌اند. دو ناحیه متخلخل با طول 2 میلی‌متر برای توزیع جریان سیال به داخل میکروکانال‌ها و جمع‌آوری آن از میکروکانال‌ها، به ترتیب پس از دهانه ورودی و پیش از دهانه خروجی در نظر گرفته شده‌اند. عمق این نواحی مانند عمق میکروکانال‌هاست. تراشه الکترونیکی که تولیدکننده حرارت است در تماس مستقیم با کف چاه‌گرمایی است. همان‌طور که در شکل‌های 1 و 2 مشاهده می‌شود میکروکانال‌های پر شده از محیط متخلخل دارای سطح مقطع دوزنقه متساوی‌الساقین با ابعاد $H_{ch} = 300\mu\text{m}$ و $L_{ch} = 10\text{mm}$ ، $W_{b,ch} = 200\mu\text{m}$ ، $W_{s,ch} = 100\mu\text{m}$ ابعاد فین‌هایی که میکروکانال‌ها را از یکدیگر جدا می‌کنند مانند ابعاد میکروکانال‌هاست. جنس پرها و قسمت جامد چاه‌گرمایی مس است و از سیال آب به‌عنوان سیال خنک‌کننده استفاده می‌شود. در شکل 1 دیوارهای جانبی چاه‌گرمایی با نام‌های E، N، W و S مشخص شده‌اند. در آرایش A (شکل 1) ورودی و خروجی به ترتیب در مرکز دیوارهای شمالی (N-wall) و جنوبی (S-wall) واقع شده‌اند.

برای بررسی اثر نوع و نحوه ورودی و خروجی بر جریان و انتقال حرارت، آرایش‌های مختلف دیگری لحاظ شده‌اند که در شکل 3 نشان داده شده‌اند. ابعاد کلی هندسه چاه‌های گرمایی نوع B، C و D مانند آرایش A و تنها تفاوت مربوط به جزئیات و نحوه قرار گرفتن ورودی و خروجی است. ورودی و خروجی در چاه‌گرمایی نوع B برخلاف نوع A از مرکز دیوارهای شمالی (N-wall) و جنوبی (S-wall) به صورت نامتقارن به گوشه‌ها منتقل شده‌اند. در چاه‌گرمایی نوع C ورودی و خروجی هر دو در دیوار غربی (W-wall) و به ترتیب در مرکز ناحیه توزیع‌کننده و جمع‌کننده جریان واقع شده‌اند. در چاه‌گرمایی نوع D در مقایسه با نوع C خروجی تغییری نداشته است، ولی ورودی به دیوار شرقی (E-wall) منتقل شده است. ابعاد هندسی دهانه ورودی و خروجی جریان در تمام حالت‌ها یکسان و برابر ابعاد نشان داده شده در

کاهش مقدار تخلخل و افزایش قطر حفره موجب بهبود انتقال حرارت مبدل حرارتی دولوله‌ای می‌شود، همچنین نتایج آن‌ها نشان داد استفاده از ذرات اکسید آلومینیوم درون لوله حاوی ماده متخلخل جزئی موجب بهبود ضریب رسانایی کل نانوسیال و ماده متخلخل می‌شود.

هونگ و همکاران [19] اثر استفاده از محیط متخلخل را بر روی عملکرد حرارتی یک چاه‌گرمایی میکروکانالی مستطیلی با ورودی و خروجی مستقیم به صورت عددی بررسی نمودند. آن‌ها برای توزیع محیط متخلخل در میکروکانال‌ها از شش ترکیب شامل مستطیلی که به جز اندکی از ورودی و خروجی تمام میکروکانال را پر می‌نمود، مستطیلی که به جز اندکی از ورودی تمام میکروکانال را پر می‌نمود، دوزنقه‌ای، مستطیل نازک، چند بلوکه و ساندویچی استفاده نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد توزیع دوزنقه‌ای و ساندویچی بهترین بازده انتقال حرارت و عملکرد خنک‌کاری را دارند.

از هندسه دوزنقه‌ای در صنعت ریخته‌گری و خنک‌کاری تراشه‌های الکترونیکی که در یک فضای ناخواسته به شکل دوزنقه قرار می‌گیرند استفاده می‌شود. تاکنون در چندین مطالعه از میکروکانال با سطح مقطع دوزنقه‌ای البته به صورت محیط غیرمتخلخل استفاده شده است [22-20]. وو و چنگ [20] ضریب اصطکاک جریان آب مقطر را در یک میکروکانال سیلیکونی با سطح مقطع دوزنقه‌ای با قطرهای هیدرولیکی در محدوده 25.9 تا 291 میکرومتر به صورت تجربی اندازه گرفتند. آن‌ها نشان دادند که ضریب اصطکاک این میکروکانال‌ها با نسبت منطری سطح مقطع تغییر می‌کند. نیازمند و همکاران [21] میدان‌های سرعت و دمای در حال توسعه در جریان لغزشی داخل میکروکانال دوزنقه‌ای را با دمای دیوار ثابت به صورت عددی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد در ناحیه کاملاً توسعه‌یافته ضریب اصطکاک به طور قابل توجهی با افزایش نسبت منطری کاهش می‌یابد. فانی و همکاران [22] جابه‌جایی اجباری آرام نانوسیال آب-اکسید مس را در یک چاه‌گرمایی میکروکانالی دوزنقه‌ای با در نظر گرفتن حرکت براونی با استفاده از روش دو فازی بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که پخش براونی با افزایش دما و کسر حجمی نانوذرات افزایش می‌یابد. دوربودهان و همکاران [23] جریان مایع تک فاز در میکروکانال‌های دوزنقه‌ای همگرا و واگرا را به صورت عددی و تجربی بررسی کردند. نتایج آن‌ها عملکرد ترموهیدرولیکی بهتر این میکروکانال‌ها را نسبت به میکروکانال‌های با سطح مقطع ثابت نشان داد.

چین و چن [24] اثر نحوه قرار گرفتن ورود و خروج جریان را در یک چاه‌گرمایی میکروکانالی با میکروکانال‌های مستطیلی در حالت سه‌بعدی به صورت عددی بررسی کردند. آن‌ها شش نوع آرایش را طراحی کردند که ابعاد کلی هندسه چاه در هر شش آرایش یکسان بود و تفاوت آرایش‌ها فقط در محل ورود و خروج جریان بود. آن‌ها از آب به‌عنوان سیال خنک‌کننده استفاده کرده و نشان دادند که تغییر آرایش ورود و خروج می‌تواند منجر به بهبود عملکرد انتقال حرارت چاه‌گرمایی شود. در یک تحقیق عددی دیگر لیلایونودهان و راجان [25] عملکرد یک چاه‌گرمایی میکروکانالی با میکروکانال‌های مستطیلی را با در نظر گرفتن آب به‌عنوان سیال خنک‌کننده به صورت عددی و سه‌بعدی بررسی کردند. آن‌ها پنج آرایش مختلف از لحاظ ورود و خروج جریان در نظر گرفتند و نشان دادند که در یک شارحرارتی ثابت از نظر نرخ انتقال حرارت و عدد ناسلت و همچنین مقاومت حرارتی آرایش‌های جدید بررسی شده نسبت به آرایش متداول برتری دارند.

در بحث افزایش انتقال حرارت از قسمت جامد چاه‌های گرمایی به سیال چندین عامل دخیل هستند. این عوامل عبارت از افزایش سطح انتقال حرارت با استفاده از فین‌ها [26]، به‌کارگیری محیط متخلخل [27]، بهینه‌سازی

ضریب نفوذپذیری ثابت است. فرضیات زیر برای حل معادلات مربوط به جریان سیال و انتقال حرارت در چاه گرمایی پر شده از محیط متخلخل در نظر گرفته می‌شوند.

- 1- جریان سیال و انتقال حرارت سه بعدی، پایا و براساس مدل برینکمن-داریسی¹ فورشهیمر¹ است.
 - 2- جریان سیال آرام و تراکم‌ناپذیر است.
 - 3- خواص ترموفیزیکی سیال وابسته به دما است.
 - 4- تمامی سطوح چاه گرمایی که با محیط اطراف در تماس هستند شامل دیوارهای جانبی و دیوار بالایی عایق در نظر گرفته می‌شوند.
 - 5- فازهای جامد و سیال درون محیط متخلخل دارای تعادل حرارتی هستند.
 - 6- محیط متخلخل ایزوتروپیک، همگن و کاملاً پر شده توسط سیال است.
 - 7- از انتقال حرارت تشعشی درون محیط متخلخل صرف‌نظر شده است.
- معادلات حاکم بر چاه گرمایی متخلخل براساس این فرضیات عبارتند از:

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

معادلات مومنوم به صورت روابط (4-2)

$$\begin{aligned} \frac{1}{\varepsilon^2} \frac{\partial}{\partial x}(\rho_f u u) + \frac{1}{\varepsilon^2} \frac{\partial}{\partial y}(\rho_f v u) + \frac{1}{\varepsilon^2} \frac{\partial}{\partial z}(\rho_f w u) \\ = -\frac{\partial p}{\partial x} + C_{R_1} u + C_{R_2} u|u| + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_f \frac{\partial u}{\partial x} \right) \\ + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_f \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_f \frac{\partial u}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{\varepsilon^2} \frac{\partial}{\partial x}(\rho_f u v) + \frac{1}{\varepsilon^2} \frac{\partial}{\partial y}(\rho_f v v) + \frac{1}{\varepsilon^2} \frac{\partial}{\partial z}(\rho_f w v) \\ = -\frac{\partial p}{\partial y} + C_{R_1} v + C_{R_2} v|v| + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_f \frac{\partial v}{\partial x} \right) \\ + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_f \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_f \frac{\partial v}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{\varepsilon^2} \frac{\partial}{\partial x}(\rho_f u w) + \frac{1}{\varepsilon^2} \frac{\partial}{\partial y}(\rho_f v w) + \frac{1}{\varepsilon^2} \frac{\partial}{\partial z}(\rho_f w w) \\ = -\frac{\partial p}{\partial z} + C_{R_1} w + C_{R_2} w|w| + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_f \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_f \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_f \frac{\partial w}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

C_{R_1} در معادلات مومنوم ضریب مقاومت خطی² و ناشی از ویسکوزیته سیال درون محیط متخلخل است و به صورت رابطه (5) تعریف می‌شود [30].

$$C_{R_1} = \frac{\mu_f}{K_p} \quad (5)$$

K_p ضریب نفوذپذیری ماده متخلخل است و قابلیت محیط متخلخل برای

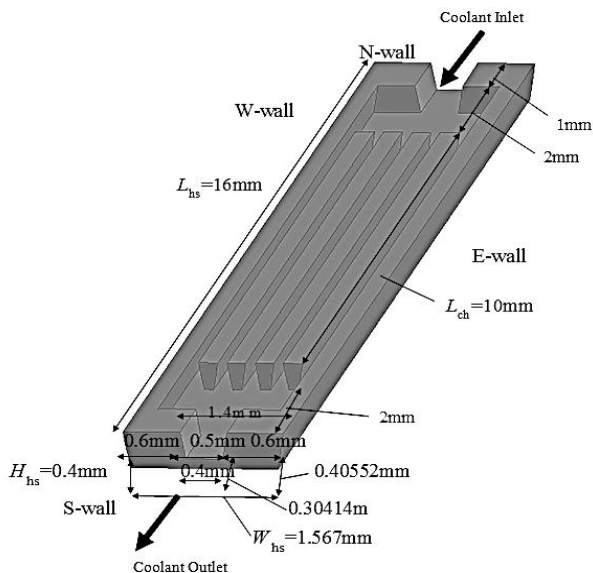


Fig. 1 Geometry of porous microchannel heat sink with direct inlet and outlet (A-type)

شکل 1 ساختار هندسی چاه گرمایی متخلخل با ورودی و خروجی مستقیم (آرایش A)

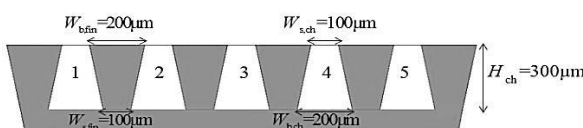


Fig. 2 Fin and microchannel dimensions

شکل 2 ابعاد میکروکانال‌ها و فین‌ها

شکل 1 است.

3- فرضیات مسئله، معادلات حاکم و شرایط مرزی

در این تحقیق میکروکانال‌ها به‌عنوان یک محیط متخلخل مصنوعی همگن اشباع‌شده فرض می‌شوند. در محیط‌های متخلخل همگن ضریب نفوذپذیری در همه جهات یکسان است. نفوذپذیری مستقل از طبیعت سیال بوده و وابسته به تعداد ذرات موجود در واحد حجم و شکل و اندازه ذرات است. با توجه به این‌که ضریب تخلخل و قطر اجزای کروی تشکیل‌دهنده ماده متخلخل ثابت و به‌ترتیب برابر با 0.88 و 0.001 میلی‌متر در نظر گرفته شده‌اند

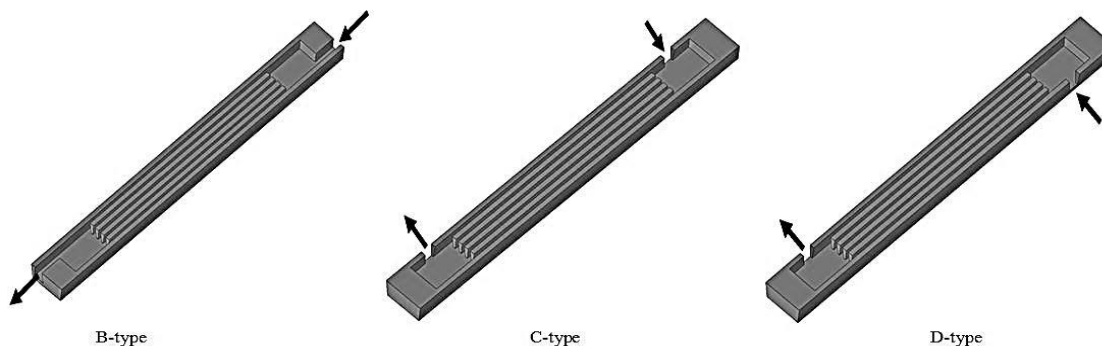


Fig. 3 Inlet and outlet in the B, C and D-type arrangements

شکل 3 ورودی و خروجی جریان در آرایش‌های نوع B, C و D

¹ Brinkman–Darcy–Forchheimer model

² Linear resistance coefficient

$$P = P_{out}, \quad \frac{\partial T}{\partial n} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial n} = 0 \quad (18)$$

برای سطوح مشترک جامد- محیط متخلخل به شرح رابطه (19)

$$\vec{v} = 0, \quad T_p = T_s, \quad -k_e \frac{\partial T_p}{\partial n} = -k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} \quad (19)$$

در این تحقیق به دلیل این‌که سیال مورد استفاده آب است فاصله بین مولکولی بسیار کم ($\lambda \approx 0.1 \text{ nm}$) و با توجه به این‌که قطر هیدرولیکی میکروکانال $L = D_h \approx 198 \mu\text{m}$ است، عدد نادسن ($Kn = \lambda/L$) برابر $Kn \approx 0.000000505$ است. از آنجایی‌که برای $Kn < 0.001$ جریان در محدوده رژیم پیوسته قرار می‌گیرد، از صحت شرط عدم لغزش اطمینان حاصل می‌شود، همچنین به دلیل رسانایی بالا در مرز مشترک جامد- محیط متخلخل تعادل حرارتی بین این دو فاز برقرار است و دمای جامد و محیط متخلخل برابر فرض می‌شود [33].

برای کف چاه‌گرمایی به شرح رابطه (20) است.

$$q_w = -k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} \quad (20)$$

در رابطه (17) به ترتیب سرعت و دمای ورودی سیال و P_{out} و n در رابطه (19,18) به ترتیب فشار خروجی سیال و جهت عمود دیوار یا سطح خروجی است.

4- شاخص‌های عملکرد

در این بخش شاخص‌های عملکرد چاه‌گرمایی میکروکانالی و شاخص‌های عملکرد محیط متخلخل در دو بخش جداگانه معرفی شده‌اند.

4-1-1- شاخص‌های عملکرد چاه‌گرمایی میکروکانالی

برای بررسی عملکرد هر چاه‌گرمایی میکروکانالی اعم از متخلخل یا غیرمتخلخل از سه پارامتر عدد ناسلت متوسط، مقاومت حرارتی و نسبت بیشینه اختلاف دمای کف چاه‌گرمایی به شارحرارتی استفاده می‌شود.

4-1-1-1- عدد ناسلت متوسط

عدد بدون بعد ناسلت متوسط به‌عنوان یکی از شاخص‌های عملکرد حرارتی چاه‌گرمایی به‌صورت رابطه (21) تعریف می‌شود.

$$Nu = \frac{h D_h}{k_f} \quad (21)$$

h در رابطه (21) ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی متوسط است و با استفاده از قانون سرمایه‌ش نیوتن به صورت رابطه (22) محاسبه می‌شود.

$$q_w = h(T_{hs,avg} - T_{f,avg}) \quad (22)$$

بنابراین عدد ناسلت متوسط از رابطه (23) به‌دست می‌آید.

$$Nu = \frac{q_w D_h}{k_f(T_{hs,avg} - T_{f,avg})} \quad (23)$$

D_h در رابطه (21) قطر هیدرولیکی میکروکانال است و از رابطه (24) به‌دست می‌آید:

$$D_h = \frac{4A}{p} \quad (24)$$

A مساحت مقطع میکروکانال و p محیط تر شده است.

4-1-2- مقاومت حرارتی

مقاومت حرارتی به‌عنوان دیگر شاخص عملکرد حرارتی از رابطه (25) به‌دست می‌آید [24].

$$R_{th} = \frac{T_{w,max} - T_{in}}{q_w W_{hs} L_{hs}} \quad (25)$$

$T_{w,max}$ در رابطه (25) بیشترین دمای کف چاه‌گرمایی است.

انتقال سیال را نشان می‌دهد. با فرض این‌که محیط متخلخل از اجسام کروی با قطر متوسط dp تشکیل شده باشد ضریب نفوذپذیری به شرح رابطه (6) است [31].

$$K_p = \frac{\varepsilon^3 dp^2}{150(1-\varepsilon)^2} \quad (6)$$

C_{R_2} نشان‌دهنده ضریب مقاومت درجه دوم¹ و ناشی از اینرسی مواد جامد درون محیط متخلخل است و به صورت رابطه (7) تعریف می‌شود [30].

$$C_{R_2} = \frac{\rho_f K_{Loss}}{2} \quad (7)$$

ضریب افت ناشی از اینرسی و عبارت است از رابطه (8) [30].

$$K_{Loss} = \frac{3.5(1-\varepsilon)}{dp \varepsilon^3} \quad (8)$$

برای خواص ترموفیزیکی آب با استفاده از اطلاعات جداول ترمودینامیکی در محدوده دمایی 300-325K روابط (9-12) با استفاده از نرم‌افزار متلب و با روش نمائی² با R^2 بیش از 95 درصد به صورت تابعی از دما توسعه داده شده‌اند.

$$k_f = 0.324 \exp(0.00195T) - 0.00163 \quad (9)$$

$$\mu_f = 57.83 \exp(-0.0405T) + 0.01473 \exp(-0.01095T) \quad (10)$$

$$\rho_f = 1130 \exp(-0.0004173T) \quad (11)$$

$$c_{p,f} = 6.747 \times 10^8 \exp(-0.05862T) + 3989 \exp(0.0001428T) \quad (12)$$

معادله انرژی برای محیط متخلخل (شامل دانه‌های کروی جامد+سیال) به شرح رابطه (13) است.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho_e u T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho_e v T) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho_e w T) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k_e}{c_e} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{k_e}{c_e} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k_e}{c_e} \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (13)$$

k_e و c_e به ترتیب ضریب رسانایی و ظرفیت حرارتی مؤثر محیط متخلخل است و به صورت روابط (14,15) محاسبه می‌شوند.

$$k_e = \varepsilon k_f + (1-\varepsilon)k_s \quad (14)$$

$$(\rho c)_e = \varepsilon \rho_f c_f + (1-\varepsilon)\rho_s c_s \quad (15)$$

توجه شود که به‌دلیل تشابه جنس دانه‌های کروی و جنس دیوارهای جامد چاه از پانویس s هم برای بخش جامد چاه‌گرمایی و هم برای دانه‌های کروی محیط متخلخل استفاده شده است.

معادله انرژی در پره‌ها (جداکننده‌های میکروکانال‌ها از یکدیگر) و دیوارهای جامد به شرح رابطه (16) است.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \quad (16)$$

خواص ترموفیزیکی آب و مس در دمای 300 K در جدول 1 نشان داده شده است.

شرایط مرزی وابسته به شرایط کاری چاه‌گرمایی و عبارتند از:

در ورودی جریان به شرح رابطه (17)

$$V = V_{in}, \quad T = T_{in} \quad (17)$$

در خروجی جریان به شرح رابطه (18)

جدول 1 خواص ترموفیزیکی آب و مس در دمای 300 K [32]

ماده	μ (Pa.s)	k (Wm ⁻¹ K ⁻¹)	c_p (J kg ⁻¹ K ⁻¹)	ρ (kgm ⁻³)
آب	0.000855	0.613	4179	997
مس	-	401	385	8933

¹ Quadratic resistance coefficient

² Exponential

نرم‌افزار آنسیس-سی‌اف‌اکس³ انجام شده است. برای حل هم‌زمان میدان سرعت و فشار از الگوریتم سیمپل استفاده شده است. در همه شبیه‌سازی‌ها تکرار برای معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی تا رسیدن به خطای 10^{-6} ادامه یافته است.

ایجاد شبکه‌بندی مناسب در رسیدن به پاسخ‌های مناسب و دقیق از اهمیت بالایی برخوردار است. از آنجایی که هندسه مورد بررسی سه بعدی است و به دلیل این‌که امکان تولید مش کاملاً عمود بر مرزها توسط نرم‌افزار گمبیت وجود ندارد، در این تحقیق از مش‌های مکعبی زاویه‌دار، متناسب با زاویه دیوارهای غیرقائم برای شبکه‌بندی استفاده شده است. در شکل‌های 4 و 5 به ترتیب شبکه‌بندی استفاده شده برای نیمی از مقطع قسمت جامد در ابتدای چاه‌گرمایی و مقطع ورودی جریان (محیط متخلخل) در ابتدای چاه‌گرمایی برای آرایش نوع A نشان داده شده است. در موضوع شبکه‌بندی هندسه‌ها با استفاده از نرم‌افزارهایی مشابه گمبیت معیاری وجود دارد که با رعایت آن مسئله با سرعت بالاتر حل شده و پاسخ‌های دقیق‌تر به دست می‌آیند. مطابق این معیار باید از تولید شبکه‌های کشیده اجتناب شود و تا حد امکان شبکه‌ها طوری ایجاد شوند که نسبت ابعاد شبکه‌ها در حدود 1 باشد. همچنین زوایای داخلی شبکه‌ها نیز تیز نشده و در حدود زاویه نود درجه باقی بماند. در نتیجه بهترین شبکه در حالت دو بعدی مربع و در حالت سه بعدی مکعب است. با توجه به آزمون تست شبکه‌ها در گمبیت بیش از 90 درصد شبکه‌های این تحقیق در بازه 0.9 و 1 قرار گرفته که نشان‌دهنده نزدیکی خوب شکل شبکه‌های تولید شده به مکعب است. برای یافتن شبکه مناسبی که منجر به استقلال نتایج از شبکه شود تغییرات دما در طول میکروکانال 3 و دقیقاً در مرکز ضلع پایین آن (مرز جامد و سیال) برای آرایش A با سرعت ورودی 0.4 متر بر ثانیه و تخلخل 0.88 و شار حرارتی 150 کیلو وات بر متر مربع برای سه شبکه‌بندی با تعداد نقاط مختلف به دست آمده و در شکل 6 ارائه شده است. نتایج نشان می‌دهد شبکه با تعداد نقاط 771425 و 673920 المان مناسب است، زیرا افزایش تعداد المان‌ها به بیش از دو برابر سبب تغییر قابل ملاحظه دما در هر نقطه نشده است. از آنجایی که باید بحرانی‌ترین آرایش شناسایی شود از تعداد مش تقریباً یکسانی برای سایر آرایش‌ها نیز استفاده و شبیه‌سازی تکرار شد. در جدول 2 درصد اختلاف نسبی بین حرارت اعمال شده به چاه‌گرمایی و حرارت جذب شده برای 4 آرایش مورد بررسی به همراه تعداد نقاط استفاده شده برای هر آرایش نشان داده شده است. از آنجایی که در حالت پایدار اختلاف بین حرارت اعمال شده به چاه‌گرمایی و حرارت جذب شده باید صفر باشد، بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که تفاوت ایجاد شده ناشی از شبکه مورد استفاده است. بیشترین اختلاف نسبی در مطالعه چین و چن [24] برای آرایش ورودی و خروجی مستقیم و مقدار آن 5.4% بوده است. در این تحقیق اختلاف بیشترین و کمترین تعداد نقاط برای شبکه‌بندی 39148 است و این اختلاف با توجه به تعداد کل مش‌های انتخابی قابل قبول است. همان‌طور که از جدول 2 ملاحظه می‌شود حداکثر اختلاف نسبی 2.3% است و نشان می‌دهد شبکه‌های انتخاب شده نتایج قابل قبولی تولید می‌کنند. با توجه به نتایج به دست آمده آرایش A بحرانی‌تر است، زیرا در بین چهار آرایش انتخاب شده بیشترین اختلاف نسبی را نشان می‌دهد. در روش‌های عددی معادلات گسسته‌سازی شده روی هر المان شبکه اعمال شده و سپس میانگین گرفته می‌شود؛ بنابراین برای شبکه‌هایی که المان‌های قابل قبول بیشتری دارند، پاسخ

1-4-3-نسبت بیشینه اختلاف دمای کف چاه‌گرمایی به شار حرارتی یکی از اهداف اصلی طراحی ساختارهای جدید برای چاه‌های گرمایی میکروکانالی، کاهش دمای کف چاه‌گرمایی است. یک بستر با خنک‌کاری یکنواخت دارای تفاوت بیشینه و کمینه دمای کمتری است. نسبت این اختلاف دمای کف چاه‌گرمایی به شار حرارتی که معیاری برای سنجش غیریکنواختی دمای کف چاه‌گرمایی است، به صورت رابطه (26) بیان می‌شود [25].

$$\theta = \frac{T_{b,max} - T_{b,min}}{q_w} \quad (26)$$

2-4-2-شاخص‌های مقایسه عملکرد محیط متخلخل و غیر متخلخل

جهت نشان دادن مزایای استفاده از محیط متخلخل نسبت به محیط غیرمتخلخل دو پارامتر بدون بعد معیار شایستگی¹ و اثربخشی کنترل دما² تعریف می‌شود.

1-2-2-1-معیار شایستگی

یکی از اثرات مثبت استفاده از محیط متخلخل افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی است. افزایش میزان افت فشار در مقابل این اثر مثبت به دلیل وجود بخش جامد محیط متخلخل سبب افزایش قدرت پمپاژ مورد نیاز می‌شود. برای آن‌که بتوان اثر بهبود عملکرد انتقال حرارت جابه‌جایی نسبت به افزایش توان پمپاژ مورد نیاز در محیط متخلخل را با محیط غیرمتخلخل مقایسه کرد از شاخصی به نام معیار شایستگی استفاده می‌شود. این معیار به صورت رابطه (27) تعریف می‌شود [19].

$$FOM = \frac{h_{m,p}}{h_{m,np}} \left(\frac{PP_p}{PP_{np}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (27)$$

که در آن PP توان پمپاژ مورد نیاز است و به صورت رابطه (28) محاسبه می‌شود.

$$PP = V_{in} A_{in} \Delta P \quad (28)$$

A_{in} سطح مقطع دهانه ورودی چاه‌گرمایی است.

2-2-2-4-اثربخشی کنترل دما

یکی از دلایل استفاده از محیط متخلخل تلاش برای کاهش بیشترین دمای کف چاه‌گرمایی است. جهت بررسی عملکرد محیط متخلخل در کاهش حداکثر دمای کف از اثربخشی کنترل دما به صورت رابطه (29) استفاده می‌شود [34].

$$\varepsilon_{T_w} = 1 - \frac{(T_{w,max} - T_{in})_p}{(T_{w,max} - T_{in})_{np}} \quad (29)$$

5-روش حل عددی، استقلال نتایج از شبکه و اعتبارسنجی

در این بخش نخست نوع شبکه‌بندی ایجاد شده در نرم‌افزار گمبیت شرح داده می‌شود و سپس استقلال نتایج از شبکه مورد بررسی قرار می‌گیرد. در ادامه برای اعتبارسنجی روش شبیه‌سازی و نتایج به دست آمده در تحقیق کنونی، نتایج به دست آمده برای چاه‌گرمایی میکروکانالی مستطیلی در کار تجربی فیلیپس [35] ارائه و مقایسه می‌شود. حل معادلات حاکم با کمک روش حجم محدود¹ و گسسته‌سازی آن‌ها با روش بالادست² مرتبه دوم و با استفاده از

¹ Figure of Merit

² Temperature control effectiveness

³ Finite volume

⁴ Upwind

⁵ Ansys CFX

فشار 50 کیلو پاسکال انجام شد. در کار تجربی فیلیپس [35] برای یک چاه‌گرمایی مستطیلی با 11 میکروکانال مستطیلی غیرمتخلخل شار حرارتی 1000 کیلووات بر مترمربع به کف چاه‌گرمایی اعمال شد. بدین منظور تمام مشخصات هندسی و شرایط مرزی کار تجربی فیلیپس [35] اعمال شدند. در شکل 7 مقادیر ناسلت محلی در طول میکروکانال پنجم برای افت فشار 50 کیلو پاسکال با نتایج تجربی فیلیپس [35] مقایسه شده‌اند. مقادیر ناسلت محلی به‌دست‌آمده و به خصوص روال تغییرات آن مطابقت خوبی با نتایج تجربی فیلیپس نشان می‌دهند؛ بنابراین از صحت روش عددی استفاده شده و نتایج تحقیق حاضر اطمینان حاصل می‌شود.

همچنین برای بازتولید نتایج عددی موجود و اطمینان از دقت نتایج شبیه‌سازی‌ها برای چاه‌گرمایی میکروکانالی مستطیلی در مطالعه عددی چین و چن [24] شبیه‌سازی برای چند افت فشار انجام شد. در تحقیق عددی چین و چن [24] مانند مطالعه تجربی فیلیپس [35] از یک چاه‌گرمایی مستطیلی غیرمتخلخل با 11 میکروکانال مستطیلی استفاده و شار حرارتی 1000 کیلووات بر مترمربع به کف چاه‌گرمایی اعمال شد. نتایج مربوط به ناسلت متوسط برای چند افت فشار که در جدول 3 با نتایج عددی چین و چن [24] مقایسه شده‌اند مطابقت خوبی نشان می‌دهند.

6- بحث و نتایج

برای چاه‌گرمایی متخلخل با چهار آرایش مختلف شبیه‌سازی‌ها با در نظر گرفتن قطر 0.001 میلی‌متر برای اجزای کروی تشکیل‌دهنده ماده متخلخل با تخلخل 0.88 و برای چهار سرعت ورودی در بازه 0.3-0.45 متر بر ثانیه انجام شده است، همچنین شبیه‌سازی برای همه آرایش‌ها و برای همین چهار سرعت ورودی در محیط غیرمتخلخل انجام شده است، تا بتوان نتایج

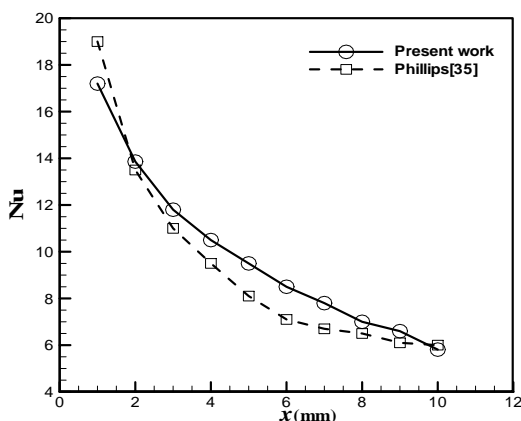


Fig. 7 Local Nusselt number along microchannel #5 obtained for the experimental study of Phillips[35] and pressure drop of 50 kPa

شکل 7 عدد ناسلت محلی در طول میکروکانال پنجم به‌دست‌آمده برای کار تجربی فیلیپس [35] و فشار 50 کیلوپاسکال

جدول 3 ناسلت متوسط به‌دست‌آمده برای چاه‌گرمایی میکروکانالی مستطیلی در کار عددی چین و چن [24] برای سه فشار مختلف

Table 3 The average Nusselt number obtained for the rectangular MCHS of Chein and Chen[24] for three pressure drops

$\Delta P=50\text{kPa}$	$\Delta P=35\text{kPa}$	$\Delta P=25\text{kPa}$	
9.64	9.01	8.35	مطالعه حاضر
9.9	9.13	8.45	چین و چن [24]
2.6	1.3	1.1	درصد اختلاف

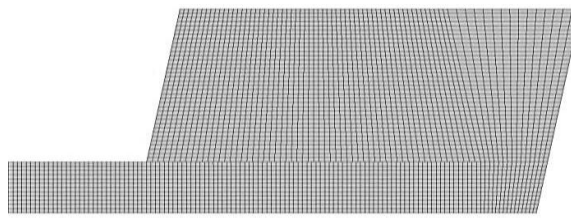


Fig. 4 The created grids for slice of the solid part in the beginning of MCHS

شکل 4 شبکه ایجادشده برای بخشی از مقطع قسمت جامد در ابتدای چاه‌گرمایی

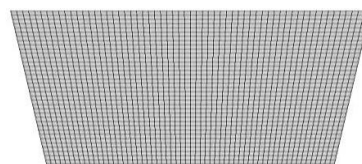


Fig. 5 The created grids for flow inlet section in the beginning of MCHS

شکل 5 شبکه ایجاد شده برای مقطع ورودی جریان در ابتدای چاه‌گرمایی

جدول 2 حرارت جذب‌شده توسط سیال و حرارت اعمال‌شده به چاه‌گرمایی متخلخل و اختلاف نسبی آن‌ها

Table 2 Heat absorbed by water and the relative difference between the absorbed and applied heats for different porous heat sink types

نوع آرایش	تعداد نقاط شبکه	$Q_{\text{Flow}}(W)$	$\left \frac{Q_{\text{Flow}} - q_w W_{\text{hs}} L_{\text{hs}}}{q_w W_{\text{hs}} L_{\text{hs}}} \right \times 100\%$
A	771425	3.676	2.3
B	721621	3.688	1.9
C	732277	3.768	0.23
D	732277	3.766	0.16

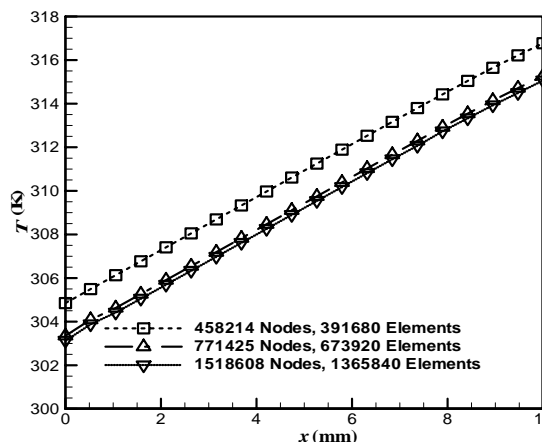


Fig. 6 Temperature along bottom center of microchannel #3 in A-type MCHS using three different grids; $V=0.4 \text{ ms}^{-1}$ and $q_w=150 \text{ kWm}^{-2}$

شکل 6 تغییر دما روی خطی در وسط و کف میکروکانال 3 در آرایش A با سرعت ورودی 0.4 متر بر ثانیه و شار 150 کیلووات بر مترمربع برای سه نوع شبکه‌بندی

دقیق‌تری به‌دست می‌آید، اما در صورتی که تفاوت بین نتایج به‌دست‌آمده ناچیز باشد می‌توان از شبکه ایجاد شده برای شبیه‌سازی‌های دیگر هم استفاده کرد. به همین دلیل تمام شبیه‌سازی‌های این تحقیق با استفاده از تعداد نقاط شبکه ارائه شده در جدول 2 انجام شده‌اند.

جهت اعتبارسنجی روش عددی به کار گرفته‌شده و نتایج به‌دست‌آمده با توجه به فقدان نتایج تجربی برای هندسه دوزنقه‌ای شبیه‌سازی برای چاه‌گرمایی میکروکانالی مستطیلی در کار تجربی فیلیپس [35] برای افت

نسبت به آرایش B اتفاق می‌افتد. برای آرایش‌های C و D که ورودی و خروجی در دیوارهای جانبی ناحیه پخش‌کننده و جمع‌کننده قرار دارند، به دلیل مسیر کوتاه جریان سیال در ناحیه پخش‌کننده و جمع‌کننده نسبت به آرایش‌های A و B کمترین افت فشار اتفاق می‌افتد. به دلیل تشابه مسیر به‌ازای یک سرعت ورودی مشابه مقدار افت فشار آرایش‌های C و D یکسان است.

در شکل 10 سرعت متوسط جریان سیال در میکروکانال‌های چاه‌گرمایی برای آرایش‌های مختلف در سرعت ورودی 0.3 متر بر ثانیه نشان داده شده است. هر چند مقادیر سرعت متوسط در میکروکانال‌ها در آرایش‌های مختلف تفاوت کمی دارند، اما این تفاوت قابل بحث و تحلیل است. تحلیل تفاوت مقادیر سرعت مربوط به هر میکروکانال با توجه به دو نکته امکان‌پذیر است؛ نخست مسافت طی‌شده توسط جریان سیال پیش از رسیدن به هر میکروکانال، دوم افت فشار ناشی از دیواره‌های جانبی. سرعت متوسط در میکروکانال‌ها نسبت به میکروکانال میانی در آرایش A به دلیل توزیع متقارن جریان کاملاً متقارن است. در آرایش A بیشترین سرعت مربوط به میکروکانال میانی است، زیرا همان‌طور که در شکل 9 نیز مشاهده شد جریان پیش از ورود به این میکروکانال کوتاه‌ترین مسافت را نسبت به میکروکانال‌های مجاورش می‌پیماید. در این آرایش کمترین سرعت متوسط مربوط به میکروکانال‌های جانبی است و دلیل آن علاوه بر طولانی‌تر بودن مسیر جریان از ورودی به چاه تا ورودی به میکروکانال‌های جانبی، ناشی از افت فشار بیشتر به دلیل تماس بیشتر سیال با دیواره‌های جانبی است. مشابه آرایش A، در آرایش B نیز کمترین سرعت مربوط به میکروکانال‌های کناری (5، 1) است. هر چند میکروکانال 5 روبه‌روی ورودی جریان قرار دارد و سیال مسافت کمتری را برای رسیدن به آن می‌پیماید، اما چون افت فشار ناشی از دیواره شرقی زیاد است میکروکانال 5 نسبت به میکروکانال 2، 3 و 4 سرعت کمتری دارد. بر اساس شکل 10 تغییرات سرعت متوسط در میکروکانال‌ها برای آرایش‌های C و D نسبت به یکدیگر روند معکوس دارند، زیرا محل ورود جریان در آرایش D از دیوار غربی به دیوار شرقی منتقل شده

محیط متخلخل را با محیط غیرمتخلخل مقایسه کرد. به منظور نشان دادن جزئیات جریان در محیط متخلخل در مقایسه با محیط غیرمتخلخل در شکل‌های 8 و 9 خطوط جریان در ناحیه پخش‌کننده به ترتیب برای محیط غیرمتخلخل و متخلخل برای سرعت ورودی 0.4 متر بر ثانیه نشان داده شده است. مقایسه نشان می‌دهد که در شرایط محیط غیرمتخلخل پس از ورود جریان به ناحیه پخش‌کننده گردابه‌هایی تشکیل می‌شود. این گردابه‌ها عاملی برای ازدیاد افت فشار در این ناحیه هستند. هنگامی که محیط متخلخل است وجود دانه‌ها از وقوع چنین پدیده‌ای جلوگیری می‌کند و هیچ‌گونه گردابه‌ای در ناحیه پخش‌کننده ایجاد نمی‌شود. در بخش 1-6 پس از بررسی افت فشار در یک مسیر متناظر و مطالعه سرعت و دمای متوسط در میکروکانال‌ها ابتدا عملکرد حرارتی چاه‌گرمایی دوزنقه‌ای متخلخل در فرآیند خنک‌کاری تراشه الکترونیکی برای چهار آرایش A، B، C و D بررسی شده است. سپس در بخش 2-6 برای همین آرایش‌ها و با استفاده از معیار شایستگی و اثر بخشی کنترل دما به مقایسه عملکرد چاه‌گرمایی متخلخل و چاه‌گرمایی غیرمتخلخل پرداخته شده است.

1-6- بررسی عملکرد حرارتی چاه‌گرمایی متخلخل با آرایش‌های مختلف

در این بخش پیش از بررسی شاخص‌های عملکرد چاه‌گرمایی به بررسی افت فشار در یک مسیر متناظر و سرعت و دمای متوسط در میکروکانال‌ها که تأثیر بسزایی بر عملکرد حرارتی چاه‌گرمایی دارند پرداخته می‌شود. افت فشار از ورود به ناحیه پخش‌کننده تا خروج از ناحیه جمع‌کننده برای نوع آرایش برحسب سرعت ورودی سیال خنک‌کننده در جدول 4 ارائه شده است. با افزایش سرعت ورودی سیال خنک‌کننده افت فشار برای همه آرایش‌ها افزایش می‌یابد و بیشترین افت فشار مربوط به آرایش B است. محل قرارگیری ورود و خروج در هر دو آرایش A و B در دیوارهای شمالی و جنوبی هستند؛ با این وجود در آرایش A آن‌ها در مرکز دیوارهای شمالی و جنوبی قرار دارند و به دلیل توزیع متقارن جریان به میکروکانال‌ها افت فشار کمتری

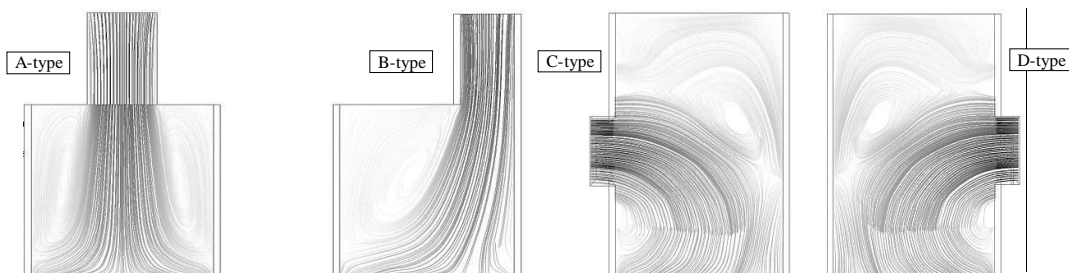


Fig. 8 Stream lines at the distributor for various arrangements of nonporous MCHS; $V=0.4 \text{ ms}^{-1}$

شکل 8 خطوط جریان در ناحیه پخش‌کننده برای آرایش‌های مختلف در محیط غیرمتخلخل با سرعت ورودی 0.4 متر بر ثانیه

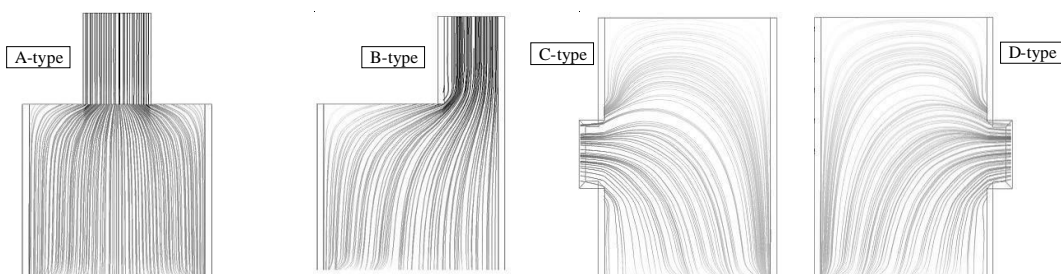


Fig. 9 Stream lines at the distributor for various arrangements of porous MCHS; $V=0.4 \text{ ms}^{-1}$

شکل 9 خطوط جریان در ناحیه پخش‌کننده برای آرایش‌های مختلف در محیط متخلخل با سرعت ورودی 0.4 متر بر ثانیه

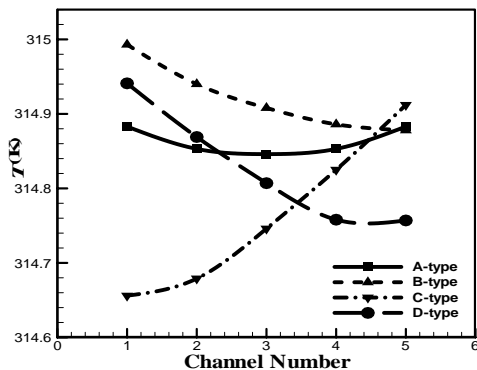


Fig. 11 Average flow temperature in different microchannels for various arrangements; $V=0.3 \text{ ms}^{-1}$

شکل 11 دمای متوسط سیال در میکروکانال‌ها برای آرایش‌های مختلف در سرعت ورودی 0.3 متر بر ثانیه

گرمای بیشتری نیز از دیواره‌های جانبی دریافت می‌کند. در آرایش B به دلیل قرار گرفتن ورودی جریان در سمت راست دیوار شمالی دمای متوسط سیال در میکروکانال‌های نزدیک به دیوار غربی بیشتر است، زیرا سیال در مسیر ورود به میکروکانال‌ها در ناحیه پخش‌کننده تماس بیشتری با ذرات جامد محیط متخلخل دارد و حرارت بیشتری دریافت می‌کند. در آرایش D که ورودی از دیواره شرقی انجام می‌شود نیز به دلیل مشابه روند تغییرات دما در میکروکانال‌ها مشابه آرایش B است. در آرایش C به دلیل قرار گرفتن ورودی جریان در دیوار غربی و به تبع آن تماس بیشتر جریان سیال با ذرات جامد محیط متخلخل در ناحیه پخش‌کننده، پیش از ورود به میکروکانال‌های نزدیک به دیوار شرقی، روند تغییرات دما از چپ به راست افزایشی (برعکس آرایش‌های B و D) است.

در شکل 12 تغییرات ناسلت متوسط برحسب سرعت ورود سیال خنک‌کننده به چاه‌گرمایی متخلخل نشان داده شده است. در تمام آرایش‌ها با افزایش سرعت سیال خنک‌کننده عدد ناسلت متوسط افزایش یافته است. با افزایش سرعت سیال ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی افزایش می‌یابد که سبب افزایش انتقال حرارت از جامد به سیال می‌شود و بنابراین عدد ناسلت متوسط افزایش می‌یابد. این نتایج به طور عمومی با یافته‌های وینودهان و راجان [21]، که نشان دادند در میکروکانال‌های غیرمتخلخل با آرایش‌های مختلف ورود و خروج جریان با افزایش قدرت پمپاژ عدد ناسلت متوسط افزایش می‌یابد، موافقت دارد. همان‌طور که در شکل 12 نشان داده شده است افزایش عدد ناسلت متوسط با افزایش سرعت سیال ورودی برای آرایش A نسبت به آرایش B نرخ بیشتری دارد. با این وجود برای سرعت‌های ورودی کمتر از 0.4 متر بر ثانیه آرایش B عملکرد انتقال حرارت بهتری دارد، اما برای سرعت بیش از آن آرایش A و B تقریباً عملکرد یکسانی دارند. برای آرایش‌های C و D با افزایش سرعت ورودی سیال خنک‌کننده ناسلت متوسط با شیب بسیار ملایمی افزایش می‌یابد. تفاوت عملکردی آرایش‌های مختلف از نظر مقدار ناسلت متوسط، ناشی از تفاوت در میدان سرعت و دمای ایجادشده در دامنه حل است. به همین دلیل از لحاظ عملکرد انتقال حرارتی آرایش‌های A و B که ورودی و خروجی آن‌ها در دیوارهای شمالی و جنوبی تعبیه شده‌اند به یکدیگر نزدیک، همچنین آرایش‌های C و D که ورودی و خروجی آن‌ها در دیوارهای غربی و شرقی واقع شده‌اند به هم نزدیک هستند. در مجموع برای سرعت‌های ورودی سیال خنک‌کننده از 0.3 تا 0.45 متر بر ثانیه به ترتیب آرایش‌های A، B، C و D دارای بیشترین ناسلت متوسط هستند.

جدول 4 افت فشار از ورود به ناحیه پخش‌کننده تا خروج از ناحیه جمع‌کننده

چاه‌گرمایی متخلخل برای آرایش‌های مختلف

Table 4 Pressure drop (pa) from entry to distributing plenum to exit from collecting plenum for various arrangements of porous MCHS

$V=0.45 \text{ ms}^{-1}$	$V=0.4 \text{ ms}^{-1}$	$V=0.35 \text{ ms}^{-1}$	$V=0.3 \text{ ms}^{-1}$	Type
6.62e6	5.73e6	4.85e6	3.98e6	A
6.94e6	6.01e6	5.08e6	4.17e6	B
6.50e6	5.62e6	4.75e6	3.90e6	C
6.50e6	5.62e6	4.75e6	3.90e6	D

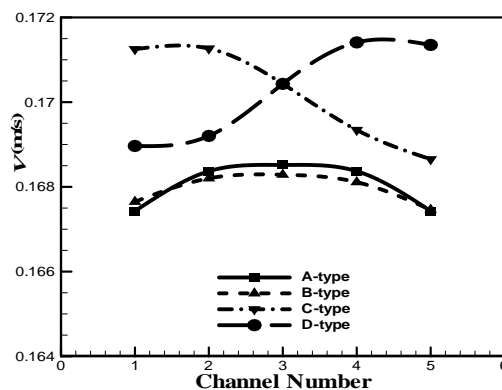


Fig. 10 Average flow velocity in different microchannels for various arrangements; $V=0.3 \text{ ms}^{-1}$

شکل 10 سرعت متوسط جریان سیال در میکروکانال‌ها برای آرایش‌های مختلف در سرعت ورودی 0.3 متر بر ثانیه

است. برای دو آرایش C و D میکروکانال‌هایی که در فاصله دورتری از ورودی قرار دارند سرعت کمتری دارند، به‌گونه‌ای که میکروکانال 5 در آرایش C و میکروکانال 1 در آرایش D حداقل سرعت را دارند. در آرایش C فاصله ورودی میکروکانال 2 از ورودی اصلی به پخش‌کننده نسبت به میکروکانال 1 بیشتر است، اما باید توجه داشت که میکروکانال 1 به دلیل ایجاد افت فشار ناشی از تماس سیال با دیوار غربی دارای سرعت متوسط کمتری است. بدون توجه به جهت ورود سیال و به دلیل تشابه مسیر توجیه مربوط به توزیع سرعت در میکروکانال‌های آرایش D مشابه آرایش C است.

همان‌طور که از شکل 10 مشاهده می‌شود محدوده سرعت متوسط در میکروکانال‌ها بسیار پایین است، به گونه‌ای که کمترین و بیشترین مقدار رینولدز در همه شبیه‌سازی‌ها به ترتیب برابر 31.19 و 50.93 است که به ترتیب برای آرایش B در میکروکانال 5 (با سرعت ورودی $V=0.3 \text{ ms}^{-1}$) و آرایش A در میکروکانال 3 (با سرعت ورودی $V=0.45 \text{ ms}^{-1}$) اتفاق می‌افتد.

در شکل 11 متوسط دمای سیال در 5 میکروکانال چاه‌گرمایی برای چهار آرایش مختلف ورود و خروج در سرعت ورودی 0.3 متر بر ثانیه نشان داده شده است. به‌طور عمومی و به جز برای آرایش B نمودارهای توزیع دما معکوس نمودارهای توزیع سرعت هستند و دمای متوسط در میکروکانال‌هایی با سرعت بیشتر سیال در آن‌ها پایین‌تر است و برعکس آن نیز صادق است. در مجموع توزیع دما در میکروکانال‌ها به توزیع سرعت و همچنین به هندسه چاه و تأثیر آرایش ورودی و خروجی از نظر مسیر عبور سیال در ناحیه پخش‌کننده وابسته است. برای آرایش A و به دلیل قرار گرفتن ورودی و خروجی در مرکز دیوار شمالی و جنوبی توزیع دمای سیال در میکروکانال‌های 1 و 2 به ترتیب مشابه میکروکانال‌های 5 و 4 است و بیشترین دما مربوط به میکروکانال‌های جانبی است که سرعت در آن‌ها کمتر است و

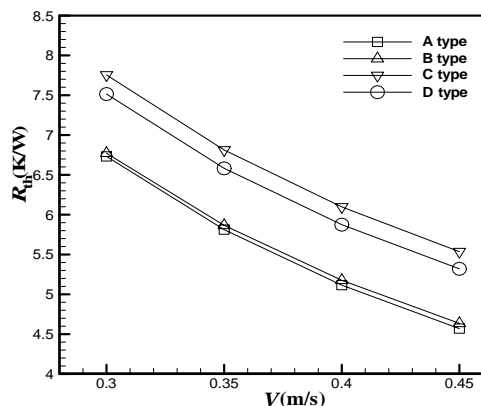


Fig. 13 Variation of thermal resistance with coolant inlet velocity to the porous MCHS for various arrangements

شکل 13 تغییرات مقاومت حرارتی با سرعت ورودی سیال خنک‌کننده به چاه‌گرمایی متخلخل برای آرایش‌های مختلف

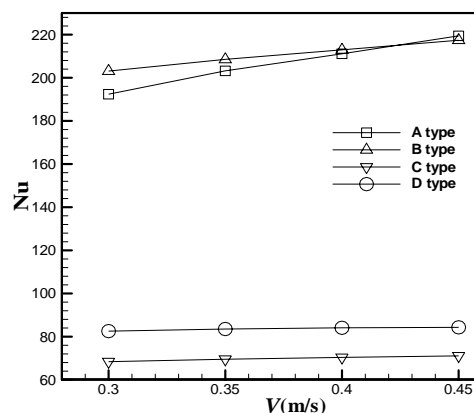


Fig. 12 Variation of average Nusselt number versus coolant inlet velocity to the porous MCHS for various arrangements

شکل 12 تغییرات عدد ناسلت متوسط برحسب سرعت ورودی سیال خنک‌کننده به چاه‌گرمایی متخلخل برای آرایش‌های مختلف

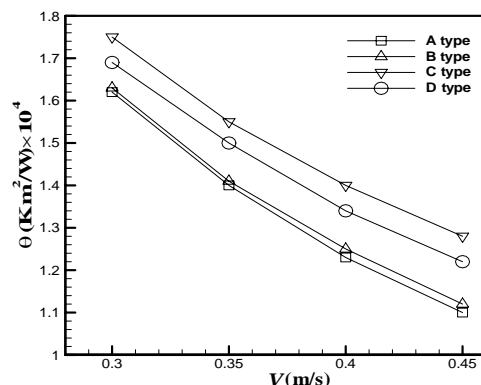


Fig. 14 Variation of theta versus coolant inlet velocity to the porous MCHS for various arrangements

شکل 14 تغییرات نسبت بیشینه اختلاف دمای کف چاه‌گرمایی برحسب سرعت ورودی سیال خنک‌کننده برای آرایش‌های مختلف

دارد. با توجه به نتایج به‌دست‌آمده در شرایط کاری یکسان از نظر معیار شایستگی بهترین عملکرد به ترتیب مربوط به آرایش‌های A, B, C و D است. در جدول 6 مقادیر اثربخشی کنترل دما، ϵ_{T_w} ، برای چهار آرایش مختلف ورود و خروج جریان ارائه شده است. اثربخشی کنترل دمای بیش از صفر نشان‌دهنده عملکرد بهتر محیط متخلخل نسبت به محیط غیرمتخلخل در کنترل حداکثر دمای یک دیوار مورد نظر است. از آن‌جایی که حداکثر دما برای همه آرایش‌ها در کف چاه‌گرمایی اتفاق می‌افتد، هرچه اثربخشی کنترل دما بزرگ‌تر باشد چاه‌گرمایی متخلخل عملکرد بهتری در خنک‌کاری خواهد داشت. هونگ و همکاران [17] نشان دادند استفاده از آرایش ساندویچی برای محیط متخلخل عملکرد چاه‌گرمایی را در کنترل حداکثر دمای دیوارها تا حدود 60 درصد بهبود بخشید. نتایج تحقیق حاضر نشان می‌دهد در همه

جدول 5 معیار شایستگی برای آرایش‌های مختلف در سرعت‌های ورودی متفاوت

	D	C	B	A	Inlet velocity (ms ⁻¹)
	0.643	0.537	1.088	1.097	0.3
	0.643	0.541	1.089	1.119	0.35
	0.643	0.545	1.093	1.133	0.4
	0.641	0.547	1.101	1.153	0.45

در شکل 13 تغییرات مقاومت حرارتی برحسب سرعت سیال ورودی به چاه‌گرمایی متخلخل رسم شده است. بیشینه مقاومت حرارتی به ترتیب برای آرایش‌های A و B, D, C است و با افزایش سرعت ورودی برای همه آرایش‌ها مقاومت حرارتی کاهش یافته است. افزایش سرعت سبب افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی می‌شود و در نتیجه انتقال حرارت افزایش یافته و باعث کاهش بیشینه دمای جامد می‌شود. به این دلیل اختلاف بین دمای ورودی و بیشینه دمای جامد کاهش می‌یابد و در نتیجه مقاومت حرارتی کاهش می‌یابد. مقاومت حرارتی از دو قسمت مقاومت هدایتی و مقاومت جابه‌جایی تشکیل می‌شود. مقاومت هدایتی وابسته به افت فشار و قدرت ورودی نیست، ولی مطابق با یافته‌های چای و همکاران [36] و چین و چن [24] با افزایش افت فشار ناشی از افزایش سرعت و به دلیل افزایش ضریب انتقال حرارت مقاومت جابه‌جایی کاهش می‌یابد. در بین چاه‌های گرمایی مطالعه شده چاه‌گرمایی نوع A از نظر مقاومت حرارتی دارای بهترین عملکرد است، در حالی که چاه‌گرمایی نوع C بدترین عملکرد را دارد.

تغییرات نسبت بیشینه دمای کف چاه به شار حرارتی، θ ، با سرعت برای چاه‌گرمایی متخلخل در شکل 14 نشان داده شده است. با افزایش سرعت ورودی سیال سیال خنک‌کننده به چاه‌گرمایی θ کاهش می‌یابد، زیرا افزایش سرعت نرخ انتقال حرارت را از طریق افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی افزایش داده و سبب کاهش دمای کف و همچنین توزیع یکنواخت‌تر آن می‌شود. چاه‌گرمایی نوع A دارای θ کمتری است و به عبارتی کف آن توزیع دمای یکنواخت‌تری دارد و چاه‌گرمایی نوع C از این نظر عملکرد ضعیف‌تری نسبت به سایر آرایش‌ها دارد.

2-6- مقایسه عملکرد محیط متخلخل و محیط غیرمتخلخل

استفاده از محیط متخلخل یک اثر مثبت از نظر افزایش انتقال حرارت و یک اثر منفی از نظر افزایش افت فشار دارد. جهت مقایسه عملکرد محیط متخلخل در مقایسه با محیط غیرمتخلخل در انتقال حرارت جابه‌جایی نسبت به افزایش توان پمپاژ مورد نیاز مقادیر معیار شایستگی برای چهار آرایش مختلف محاسبه و در جدول 5 ارائه شده است. در تمام آرایش‌ها به جز آرایش D با افزایش سرعت ورودی به چاه‌گرمایی معیار شایستگی مقدار اندکی افزایش یافته است. آرایش D از نظر معیار شایستگی عملکرد ثابتی را از خود نشان می‌دهد و به ازای همه سرعت‌ها نسبت به آرایش C عملکرد بهتری

افزایش یافت. از این نظر آرایش D عملکرد تقریباً ثابتی از خود نشان داد و در مجموع از نظر معیار شایستگی به ترتیب آرایش A، B، D و C بهترین عملکرد را نشان دادند.

4. اثربخشی کنترل دما که بیانگر کاهش بیشینه دمای کف چاه‌گرمایی متخلخل است، در همه آرایش‌ها با افزایش سرعت ورودی سیال افزایش یافت؛ بنابراین عملکرد بهتر چاه‌گرمایی متخلخل برای کنترل دمای تراشه الکترونیکی در سرعت‌های بالاتر قابل دستیابی است.

5. چاه‌گرمایی متخلخل با آرایش D نسبت به چاه غیرمتخلخل بهترین عملکرد را در کنترل بیشترین دمای تراشه الکترونیکی نشان داد، به طوری که بین 15.8%-24.5% در جلوگیری از افزایش بیشینه دمای تراشه مؤثر بود.

8- فهرست علائم

A	سطح مقطع میکروکانال (m^2)
c	گرمای ویژه ($Jkg^{-1}K^{-1}$)
C_{R_1}	ضریب مقاومت خطی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
C_{R_2}	ضریب مقاومت درجه دوم (kgm^{-4})
D_h	قطر هیدرولیکی میکروکانال (m)
dp	قطر اجزای کروی تشکیل دهنده ماده متخلخل (m)
FOM	معیار شایستگی
H	ارتفاع (m)
h	ضریب جابه‌جایی حرارتی ($Wm^{-2}K^{-1}$)
Kn	عدد نادسن
K_p	نفوذپذیری ماده متخلخل (m^2)
k	رسانایی ($Wm^{-1}K^{-1}$)
\dot{m}	دبی جرمی (kgs^{-1})
Nu	عدد ناسلت
PP	قدرت پمپاژ موردنیاز (W)
P	فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
p	محیط تر شده (m)
Q	حرارت جذب شده (W)
q	شار حرارتی (Wm^{-2})
R_{th}	مقاومت حرارتی (KW^{-1})
Re	عدد رینولدز
T	دما (K)
u	مؤلفه سرعت در راستای x (ms^{-1})
v	مؤلفه سرعت در راستای y (ms^{-1})
w	مؤلفه سرعت در راستای z (ms^{-1})
x, y, z	مؤلفه‌های مختصاتی
علائم یونانی	
μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
θ	نسبت بیشینه اختلاف دمای کف چاه‌گرمایی به شارحرارتی (Km^2W^{-1})
ε	تخلخل
ε_{T_w}	اثربخشی کنترل دما
زیرنویس‌ها	
avg	مقدار متوسط
b	کف چاه‌گرمایی
ch	کانال
e	مؤثر
f	سیال

جدول 6 اثربخشی کنترل دما برای آرایش‌های مختلف در سرعت‌های ورودی متفاوت

Table 6 Temperature control effectiveness for various arrangements in terms of coolant inlet velocity

D	C	B	A	Inlet velocity (ms^{-1})
0.158	0.129	0.113	0.123	0.3
0.191	0.159	0.147	0.157	0.35
0.220	0.184	0.179	0.190	0.4
0.245	0.206	0.208	0.219	0.45

آرایش‌ها و برای سرعت‌های ورودی از 0.3 تا 0.45 متر بر ثانیه اثربخشی کنترل دما همواره مثبت است و در همه آرایش‌ها با افزایش سرعت ورودی اثربخشی کنترل دما افزایش می‌یابد. در نتیجه علی‌رغم افزایش افت فشار عملکرد چاه‌گرمایی میکروکانالی متخلخل نسبت به چاه‌گرمایی غیرمتخلخل در کاهش حداکثر دمای تراشه الکترونیکی در سرعت‌های بالاتر تضعیف نمی‌شود بلکه بهبود می‌یابد. محل قرارگیری ورود و خروج جریان سبب تفاوت در افت فشار چاه‌گرمایی و به تبع آن تفاوت در جزئیات میدان‌های سرعت و دما می‌شود و همان‌طور که در بخش 1-6 بیان شد این تفاوت‌ها عملکرد چاه‌گرمایی را تحت تأثیر قرار می‌دهند. بهترین عملکرد در میان چهار آرایش بررسی شده متخلخل مربوط به آرایش D است، که بین 15.8% تا 24.5% در جلوگیری از افزایش حداکثر دمای تراشه مؤثر واقع شده است. ضعیف‌ترین عملکرد نیز به آرایش B اختصاص دارد که بین 11.3% تا 20.8% در کنترل دمای تراشه اثر مثبت داشته است.

7- نتیجه‌گیری

اثر آرایش‌های مختلف ورود و خروج جریان بر عملکرد چاه‌گرمایی میکروکانالی متخلخل در خنک‌کاری تراشه الکترونیکی بررسی شد. معادلات حاکم به روش حجم محدود و با استفاده از الگوریتم سیمپل حل شده و شبیه‌سازی‌ها برای محیط غیرمتخلخل و متخلخل، با تخلخل 0.88 و برای قطر 0.001 میلی‌متر اجزای کروی تشکیل‌دهنده ماده متخلخل برای سرعت‌های ورودی در بازه 0.3-0.45 متر بر ثانیه برای چهار آرایش مختلف انجام شد. در تمام شبیه‌سازی‌ها از آب با خواص متغیر با دما به‌عنوان سیال خنک‌کننده استفاده شد و شارحرارتی ثابت 150 کیلووات بر مترمربع در کف چاه‌گرمایی اعمال شد. نتایج عددی نشان داد که:

- وجود دانه‌ها در محیط متخلخل سبب جلوگیری از ایجاد گردابه‌ها در نواحی پخش‌کننده و جمع‌کننده چاه می‌شود. مطالعه افت فشار از ورودی به پخش‌کننده تا خروجی از جمع‌کننده برای آرایش‌های مختلف وابستگی آن را به جهت ورودی و خروجی و طول مسیر جریان در این نواحی نشان داد، همچنین مشخص شد که سرعت و دمای متوسط در میکروکانال‌ها وابسته به طول مسیر عبور سیال در همین نواحی و اثر دیواره‌های جانبی است.
- با افزایش سرعت ورودی سیال به چاه‌گرمایی در همه آرایش‌ها عدد ناسلت متوسط افزایش، اما مقاومت حرارتی و نسبت بیشینه اختلاف دمای کف چاه‌گرمایی به شار حرارتی کاهش یافت. با این وجود نرخ افزایش عدد ناسلت متوسط با افزایش سرعت ورودی برای آرایش C و D نسبت به آرایش A و B بسیار کندتر است. در مجموع بهترین عملکرد از لحاظ انتقال حرارت، مقاومت حرارتی و توزیع دمای یکنواخت‌تر در کف چاه به ترتیب مربوط به آرایش‌های A، B و A است.
- معیار شایستگی که اثر مثبت محیط متخلخل در افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی را با اثر منفی آن در افزایش قدرت پمپاژ مورد نیاز مقایسه می‌نماید، برای همه آرایش‌ها به جز آرایش D با افزایش سرعت ورودی

[16] F. Wang, J. Tan, Z. Wang, Heat transfer analysis of porous media receiver with different transport and thermophysical models using mixture as feeding gas, *Energy Conversion and Management*, Vol. 83, pp. 159-166, 2014.

[17] A. Jamarani, M. Maerefat, M. E. Nimvari, Numerical study of heat transfer in double-tube heat exchanger filled with porous material in a turbulent fluid flow, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 3, pp. 173-184, 2016. (in Persian فارسی)

[18] A. Jamarani, M. Maerefat, M. E. Nimvari, Numerical investigation of nanofluid's effect on heat transfer in a pipe partially filled with porous material in a turbulent fluid flow, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 6, pp. 255-258, 2016. (in Persian فارسی)

[19] T.-C. Hung, Y.-X. Huang, W.-M. Yan, Thermal performance analysis of porous-microchannel heat sinks with different configuration designs, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 66, pp. 235-243, 2013.

[20] H. Wu, P. Cheng, Friction factors in smooth trapezoidal silicon microchannels with different aspect ratios, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, No. 14, pp. 2519-2525, 2003.

[21] H. Niazmand, M. Renksizbulut, E. Saedi, Developing slip-flow and heat transfer in trapezoidal microchannels, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, No. 25, pp. 6126-6135, 2008.

[22] B. Fani, M. Kalteh, A. Abbassi, Investigating the effect of Brownian motion and viscous dissipation on the nanofluid heat transfer in a trapezoidal microchannel heat sink, *Advanced Powder Technology*, Vol. 26, No. 1, pp. 83-90, 2015.

[23] V. Duryodhan, A. Singh, S. Singh, A. Agrawal, Convective heat transfer in diverging and converging microchannels, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 80, pp. 424-438, 2015.

[24] R. Chein, J. Chen, Numerical study of the inlet/outlet arrangement effect on microchannel heat sink performance, *Thermal Sciences*, Vol. 48, No. 8, pp. 1627-1638, 2009.

[25] V. Leela Vinodhan, K.S. Rajan, Computational analysis of new microchannel heat sink configurations, *Energy Conversion and Management*, Vol. 86, pp. 595-604, 2014.

[26] S. Vanapalli, H. J. M. Ter Brake, H. V. Jansen, J. F. Burger, H. J. Holland, T. T. Veenstra, M. C. Elwenspoek, Pressure drop of laminar gas flows in a microchannel containing various pillar matrices, *Micromechanics and Microengineering*, Vol. 17, No. 7, pp. 1381, 2007.

[27] M. Nazari, M. Ashouri, M.H. Kayhani, Experimental investigation of forced convection of nanofluids in a horizontal tube filled with porous medium, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 7, pp. 109-116, 2014. (in Persian فارسی)

[28] J. Li, G. Peterson, Geometric optimization of a micro heat sink with liquid flow, *Components and Packaging Technologies, IEEE Transactions on*, Vol. 29, No. 1, pp. 145-154, 2006.

[29] C. Nonino, S. Del Giudice, S. Savino, Temperature-dependent viscosity and viscous dissipation effects in microchannel flows with uniform wall heat flux, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 31, No. 8, pp. 682-691, 2010.

[30] B. Alazmi, K. Vafai, Constant wall heat flux boundary conditions in porous media under local thermal non-equilibrium conditions, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, No. 15, pp. 3071-3087, 2002.

[31] S. Ergun, Fluid flow through packed columns, *Chemical Engineering Progress*, Vol. 48, pp. 89-94, 1952.

[32] M. Mahmoodi, S. Mazrouei Sebdani, Natural convection in a square cavity containing a nanofluid and an adiabatic square block at the center, *Superlattices and Microstructures*, Vol. 52, No. 2, pp. 261-275, 2012.

[33] A. Nouri-Borujerdi, M. Nazari, Analysis of Non-Thermal Equilibrium in Porous Media, *9th International and 13th Annual Mechanical Engineering Conference*, Isfahan, Iran, May, 2005.

[34] T.-C. Hung, Y.-X. Huang, W.-M. Yan, Thermal performance of porous microchannel heat sink: Effects of enlarging channel outlet, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 86-92, 2013.

[35] R. J. Phillips, Microchannel Heat Sinks, *The Lincoln Laboratory Journal*, Vol. 1, No. 1, pp. 31-48, 1988.

[36] L. Chai, G. Xia, M. Zhou, J. Li, J. Qi, Optimum thermal design of interrupted microchannel heat sink with rectangular ribs in the transverse microchambers, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 51, No. 1, pp. 880-889, 2013.

چاه گرمایی	hs
ورودی	in
مقدار متوسط	m
حداکثر	max
حداقل	min
غیرمتخلخل	np
خروجی	out
متخلخل	p
جامد	s
دیوار	w

9- مراجع

[1] O. Pourmehran, M. Rahimi-Gorji, M. Hatami, S. A. R. Sahebi, G. Domairry, Numerical optimization of microchannel heat sink (MCHS) performance cooled by KKL based nanofluids in saturated porous medium, *the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, Vol. 55, pp. 49-68, 2015.

[2] M. Hatami, D. Ganji, Thermal and flow analysis of microchannel heat sink (MCHS) cooled by Cu-water nanofluid using porous media approach and least square method, *Energy Conversion and management*, Vol. 78, pp. 347-358, 2014.

[3] T.-H. Tsai, R. Chein, Performance analysis of nanofluid-cooled microchannel heat sinks, *Heat and Fluid Flow*, Vol. 28, No. 5, pp. 1013-1026, 2007.

[4] M. K. Alkam, M. Al-Nimr, M. O. Hamdan, Enhancing heat transfer in parallel-plate channels by using porous inserts, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, No. 5, pp. 931-938, 2001.

[5] M. K. Alkam, M. A. Al-Nimr, M. O. Hamdan, On forced convection in channels partially filled with porous substrates, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, pp. 337-342, 2002.

[6] M. Hajipour, A. Molaei Dehkordi, Transient behavior of fluid flow and heat transfer in vertical channels partially filled with porous medium: Effects of inertial term and viscous dissipation, *Energy Conversion and Management*, Vol. 61, pp. 1-7, 2012.

[7] H. W. Wu, I.-H. Lin, M.-L. Cheng, Heat transfer with natural convection of varying viscosity fluids inside porous media between vertically eccentric annuli, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 94, pp. 145-155, 2016.

[8] K. Yang, K. Vafai, Analysis of temperature gradient bifurcation in porous media—an exact solution, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, No. 19-20, pp. 4316-4325, 2010.

[9] Y. Mahmoudi, Constant wall heat flux boundary condition in micro-channels filled with a porous medium with internal heat generation under local thermal non-equilibrium condition, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 85, pp. 524-542, 2015.

[10] Y. Mahmoudi, Effect of thermal radiation on temperature differential in a porous medium under local thermal non-equilibrium condition, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 76, pp. 105-121, 2014.

[11] P. A. K. Lam, K. A. Prakash, A numerical investigation of heat transfer and entropy generation during jet impingement cooling of protruding heat sources without and with porous medium, *Energy Conversion and Management*, Vol. 89, pp. 626-643, 2015.

[12] T. W. Ting, Y. M. Hung, N. Guo, Entropy generation of viscous dissipative nanofluid convection in asymmetrically heated porous microchannels with solid-phase heat generation, *Energy Conversion and Management*, Vol. 105, pp. 731-745, 2015.

[13] M. Nazari, D. J. Vahid, S. Khanjani, Experimental investigation of force convection heat transfer in porous channel with internal heat generation, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 1, pp. 203-210, 2015. (in Persian فارسی)

[14] B. Wang, Y. Hong, X. Hou, Z. Xu, P. Wang, X. Fang, X. Ruan, Numerical configuration design and investigation of heat transfer enhancement in pipes filled with gradient porous materials, *Energy Conversion and Management*, Vol. 105, pp. 206-215, 2015.

[15] M. Tajik Jamal-Abad, S. Saedodin, M. Aminy, Heat transfer in concentrated solar air-heaters filled with a porous medium with radiation effects: A perturbation solution, *Renewable Energy*, Vol. 91, pp. 147-154, 2016.