

The Effects of Microtube Addition on Thermal and Hydrodynamic Behavior of Microchannel Heatsink for Nanofluid Flow*

Akram Jahanbakhshi¹, Afshin Ahmadi Nodooshan²,
Morteza Bayareh³

1. Introduction

One of the most important challenges in designing electronic systems with high processing power is their thermal management and keeping them at an allowed operating temperature to prevent damages to the equipment. The heatsink is metal equipment with high thermal conductivity such as copper and aluminum, used to cool parts that need to lose a large amount of heat flux. Studies in this field may be classified analytically, numerically, and experimentally. The main purpose of most studies have been to investigate design methods based on changing the geometry of heatsinks to achieve maximum efficiency in their thermal management.

2. Description of the model and boundary conditions

Figure 1 illustrates the geometry of the desired heatsink. In this geometry, a microtube is added between the two channels.

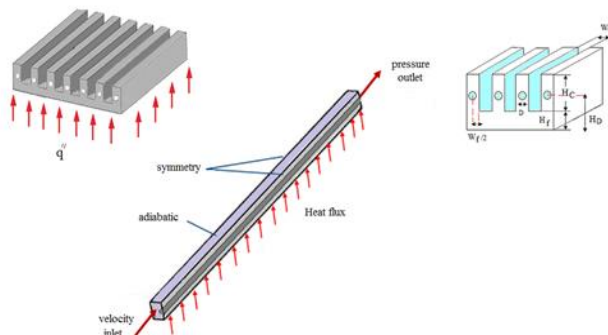


Figure 1. The problem geometry and boundary conditions

It is assumed that the heatsink is located on a CPU and only a heat flux of 50 W/cm² enters the system from the bottom surface.

3. Properties of nanofluids

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_{bf} + \phi\rho_p \quad (1)$$

$$\rho_{nf}C_{p,nf} = (1 - \phi)\rho_{bf}C_{p,bf} + \phi\rho_pC_{p,p} \quad (2)$$

$$\mu_{nf} = \mu_{bf}(1 + 2.5\phi) \quad (3)$$

$$k_{nf} = k_{bf}[0.981 + 0.00114T(^{\circ}C) + 30.661\phi(\text{vol}\%)] \quad (4)$$

4. Governing equations

$$\nabla \cdot (\rho_{nf}\vec{u}) = 0 \quad \text{Continuity equation} \quad (5)$$

$$\nabla \cdot (\rho_{nf}\vec{u}\vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu_{nf}\nabla\vec{u}) \quad \text{Momentum equation:} \quad (6)$$

$$\nabla \cdot (\rho_{nf}\vec{u}C_{p,nf}T) = \nabla \cdot (k_{nf}\nabla T) \quad \text{Energy equation for the fluid region:} \quad (7)$$

$$\nabla \cdot (k_s\nabla T) = 0 \quad \text{Energy equation for rigid part:} \quad (8)$$

The total heat transfer coefficient of the heatsink (h) and the PEC parameter are expressed as follows:

$$h = \frac{q''}{T_{CPU,Mean} - T_{in}} \quad (9)$$

$$PEC = \frac{h_{nf}/h_{bf}}{\Delta p_{nf}/\Delta p_{bf}} \quad (10)$$

Table 1. Dimensional parameters of the heatsink

Value	Parameter
10 mm	L _x
350 μm	L _y
15 mm	L _z
120 μm	W _f
80 μm	W _c
70 μm	D
100 μm	H _f
250 μm	H _c
175 μm	H _d

5. Numerical method, grid study, and validation

The grid with 6,000,000 cells is selected. By comparing the experimental results of Azizi et al. and the numerical results shown in Figure 2, one can see that the maximum error of the present study is approximately 6%.

6. Results

According to Figure 3, it is clear that the channel wall is hotter than its central part. At high Reynolds numbers, the temperature changes of the fluid along the microchannel and tube are less than those at lower Reynolds numbers. In Figure 4, the heat transfer coefficient for the two states with and without microtubes shows that the increase of nanoparticles and the addition of microtubes cause a significant increment in the overall heat transfer coefficient of the system. Figure 5 reveals that the increase in nanoparticles leads to an enhancement in system efficiency. At all nanofluid concentrations, the PEC is greater than one.

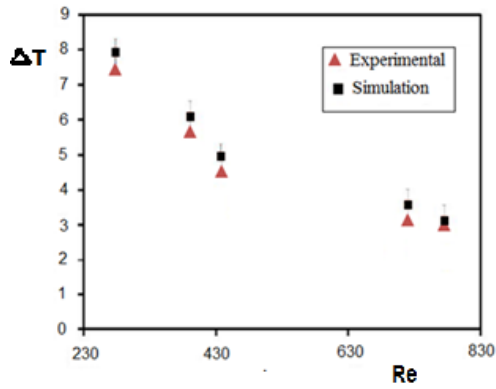


Figure 2. Validation

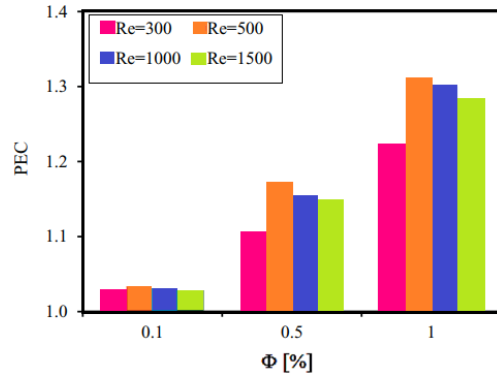


Figure 5. PEC diagram

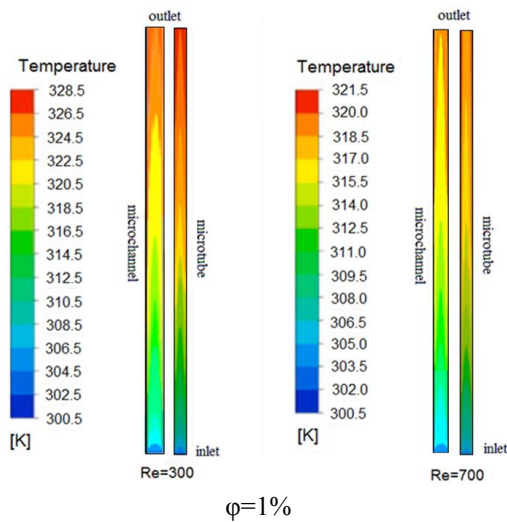


Figure 3. Temperature distribution along the microtube and microchannel

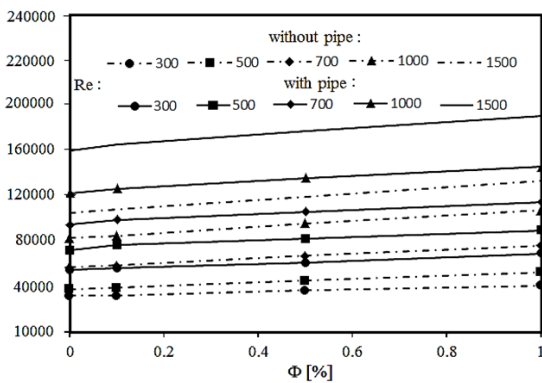


Figure 4. Comparison of overall heat transfer coefficient of heatsink

7. Conclusion

The addition of microtubes to the system improves its thermal performance. The convective heat transfer coefficient for nanofluids with a volume fraction of 1% at $Re = 300$ for a system with microtubes is approximately 50.52% higher than that for the one without microtubes. The enhancement for $Re = 1500$ is 48.87%. Moreover, the pumping power consumption of the system is significantly increased.

اثر افزودن میکرولوله بر رفتار حرارتی و هیدرودینامیکی میکروکانال چاه گرمایی برای جریان نانوسیال*

مقاله پژوهشی

مرتضی بیاره^(۳)افشین احمدی ندوشن^(۲)اکرم جهان بخشی^(۱)

چکیده در پژوهش حاضر، در یک چاه حرارتی از دو هندسه میکرولوله و میکروکانال به صورت هم‌زمان استفاده شده است و هدف، بهبود عملکرد میکروچاه حرارتی در خنک‌کاری پردازنده‌های دیجیتال است. هم‌چنین از نانوسیال نقره- (آب- اتیلن گلیکول ۵۰٪) استفاده شده است. به منظور حل معادلات موجود از نرم‌افزار آنسیس- فلونت استفاده شده است. برای حل معادله مومنتوم از روش *UPWIND* مرتبه دوم و برای کوپل میدان سرعت و فشار، روش سیمپل با شبکه فشار جابه‌جا شده به کار رفته است. نتایج به دست آمده بیان می‌کند که با افزایش رینولدز جریان به دلیل بالا بودن دبی، دمای جریان سیال در طول میکروچاه حرارتی تغییر کمتری دارد. هم‌چنین با افزایش غلظت نانوذرات و بهبود عملکرد انتقال حرارت، دمای سطح پردازنده کاهش قابل توجهی می‌یابد؛ به طوری که در رینولدز ۷۰۰ و کسر حجمی ۰/۵٪ میانگین دمای خروجی از سیستم برابر ۳۱۶/۱ درجه کلوین است و در کسر حجمی ۱٪، برابر ۳۱۹/۰۳ درجه کلوین است. هم‌چنین افزودن میکرولوله موجب افزایش قابل توجهی در ضریب حرارتی کلی سیستم می‌شود؛ به طور مثال ضریب انتقال حرارت برای جریان سیال پایه در رینولدز ۳۰۰، برای سیستم دارای میکرولوله تقریباً ۵۸/۴٪ بیشتر از حالت بدون میکرولوله است. برای رینولدزهای ۷۰۰ و ۱۵۰۰ این افزایش به ترتیب برابر ۲۳/۳٪ و ۵۰/۹٪ است. این امر بیانگر آن است که وجود میکرولوله باعث ارتقای عملکرد چاه حرارتی و بهبود دسترسی انتقال حرارت در قسمت‌های مختلف تجهیز به جریان سیال خنک‌کننده و کاهش مقاومت حرارتی نقاط دور دست پردازنده شده است و در نهایت، میزان گرمای بیشتری از سطح پردازنده جذب می‌شود.

واژه‌های کلیدی میکروکانال چاه حرارتی، میکرولوله چاه حرارتی، مدل‌سازی عددی، نانوسیال.

مقدمه

دفع گرمای بیشتری را ایجاد نماید [3]. چاه‌های گرمایی امروزه به دلیل عدم نیاز یا نیاز حداقلی به مصرف انرژی و هندسه ساده-ایی که دارند جز پر کاربردترین وسایل انتقال گرما در خنک‌کاری تجهیزات الکتریکی به شمار می‌روند. اصولاً به منظور مطالعه و تحلیل دقیق رفتار جریان سیال و مشخصه‌های انتقال حرارت در یک میکروچاه گرمایی، استفاده از شبیه‌سازی‌های عددی اجتناب‌ناپذیر است [4]. مهم‌ترین عاملی که در طراحی و تحلیل عملکرد این میکروسیستم‌ها به آن توجه می‌شود میزان توانایی خروج گرما از سامانه‌هایی با شار گرمایی بالا است [5]. در این تجهیزات سیال خنک‌کننده به طور گسترده برای جلوگیری از گرمایش بیش از حد اجزای الکترونیکی و مدارها مورد استفاده قرار می‌گیرد. میکروکانال‌ها می‌توانند با تثبیت جریان آرام در این سیستم‌های خنک‌کاری، ضرایب انتقال حرارت بالایی را نتیجه دهند [6]. امروزه با رشد و توسعه سریع تکنولوژی میکروالکترونیک، ساختارهای متنوعی از میکروکانال‌ها و مینی‌کانال‌ها ارائه شده است. مواردی از قبیل کاهش فضای در دسترس،

امروزه فناوری خنک‌سازی از طریق جریان سیالات در بسیاری از صنایع هم‌چون سامانه‌های میکروالکترومکانیکی مورد توجه محققان و مهندسان است و مدیریت گرمایی تجهیزات میکروالکترونیک بر قدرت در یک حجم کوچک، یک زمینه پژوهشی جذاب برای پژوهشگران است [1]. در واقع یکی از مهم‌ترین چالش‌های پیش‌رو در طراحی سیستم‌های الکترونیکی با توان پردازش بالا، مدیریت حرارتی و نگهداری آن‌ها در دمای مناسب کاری، برای جلوگیری از آسیب به این تجهیزات است. میکروکانال‌های چاه حرارتی یکی از کارآمدترین راه حل‌ها به منظور دفع حرارت تولیدی و خنک‌کاری این تجهیزات است [2]. چاه حرارتی یک تجهیز از جنس فلزاتی با رسانای گرمایی بالا مثل مس و آلومینیوم است که در خنک‌کاری قطعاتی که لازم است شار گرمایی زیادی از آن‌ها دفع شود، مورد استفاده قرار می‌گیرد، تا سطح تماس را با محیط اطراف افزایش داده و امکان

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۰/۱۱/۲۶ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۱/۲/۵ می‌باشد.

(۱) دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهرکرد.

(۲) نویسنده مسئول: دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهرکرد.

(۳) دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهرکرد.

حرارتی و عملکرد خنک‌کاری نانوسیال Al_2O_3 با کسر حجمی نانوذرات مختلف در میکروکانال گرماگیر، به پارامترهایی هم‌چون اینرسی سیال، مقاومت حرارتی کل، اختلاف دمای بین دیواره‌های میکروکانال و فاز سیال بستگی دارد. در این مطالعه مشخص شد که توزیع دمای دیواره کانال عملاً به اثر اینرسی حساس نیست، درحالی‌که توزیع دمای سیال و مقاومت حرارتی کل به دلیل اثر نیروی اینرسی به‌طور قابل توجهی تغییر می‌کند. ایشان بیان کردند که به‌طور کلی اثر اینرسی سیال کاهش مقاومت حرارتی کل و اختلاف دما بین دیواره کانال و فاز سیال است. بررسی جریان و انتقال حرارت آب-آلومینیوم اکسید در یک میکروکانال گرماگیر توسط دورین [14] انجام شد. در این مطالعه رژیم جریان آرام و همراه با اثر اتلاف ویسکوز در نظر گرفته شده‌است. چاه حرارتی میکروکانالی نیز دارای میکروکانال‌های مربعی با قطر هیدرولیکی $Dh=50$ میکرومتر است و شار حرارتی معادل $50 (W/cm^2)$ به آن وارد می‌شود. وی نتیجه گرفت که بر خلاف تحلیلی که بر پایه ثابت بودن عدد رینولدز انجام گرفت، انتقال حرارت، در حین عبور نانوسیال از میکروکانال گرماگیر افزایش می‌یابد. او هم‌چنین ثابت کرد که با افزایش قطر نانوذرات، روند افزایش انتقال حرارت کاهش می‌یابد. پور مهران و همکاران [15] عملکرد چاه گرمایی میکروکانالی مستطیلی متخلخل را با استفاده از نانوسیال‌های آب-مس و آب-آلومینا در حالت دوبعدی و به‌صورت عددی و تحلیلی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که با افزایش کسر حجمی نانوذرات و پارامتر نیروی اینرسی باعث افزایش عدد ناسلت می‌شود. چین و هوانگ [16] عملکرد گرمایی جریان نانوسیال‌های مختلف را در میکروکانال‌ها به‌صورت عددی و تجربی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها در مدل‌سازی‌های عددی، نانوسیال را به‌صورت تک‌فاز در نظر گرفتند و در مطالعات تجربی، پراکندگی حرارتی ناشی از حرکت تصادفی ذرات را مورد توجه قرار دادند. در این پژوهش عملکرد چاه حرارتی میکروکانال برای دو هندسه خاص، یکی با $W_{ch}=W_{fin}=100$ میکرومتر که W_{ch} عرض میکروکانال و W_{fin} عرض فین هستند و عمق میکروکانال برابر $L_{ch}=300$ میکرومتر، و هندسه دیگر با ابعاد $57 W_{ch}=W_{fin}$ میکرومتر و $L_{ch}=365$ میکرومتر، مورد بررسی قرار گرفت. به دلیل افزایش رسانایی حرارتی و اثرات پراکندگی حرارتی، مشخص شد که عملکرد این دو هندسه خاص زمانی که از نانوسیال‌ها به‌عنوان سیال خنک‌کننده استفاده می‌شود

آهنگ انتقال حرارت، اندازه چاه‌های گرمایی و بهبود کارایی (نسبت متوسط ضریب انتقال حرارت به افت فشار کلی داخل چاه گرمایی) عواملی هستند که در سال‌های اخیر پژوهش‌های زیادی را متوجه چاه‌های گرمایی کرده‌اند [7]. مطالعات و پژوهش‌های انجام گرفته در این زمینه به‌صورت تحلیلی، عددی و آزمایشگاهی (تجربی) می‌توانند دسته‌بندی شوند [8]. هدف اصلی بیشتر مطالعات انجام گرفته در این زمینه بررسی روش‌های طراحی بر مبنای تغییر هندسه چاه گرمایی برای رسیدن به حداکثر بازده در مدیریت حرارتی این تجهیزات است [9].

در پژوهش توکرمن و پیز [10] در سال ۱۹۸۱ مفهوم چاه حرارتی میکروکانال برای نخستین بار ارائه شد و در ادامه تحقیقات متعددی پیرامون جریان سیال و مشخصات انتقال حرارت در میکروکانال‌ها انجام گرفت؛ از آن جمله می‌توان به مقاله عزیزی و همکاران [11] اشاره کرد. در این مطالعه تجربی انتقال حرارت جابه‌جایی در یک میکروکانال گرماگیر استوانه‌ای، با استفاده از نانوسیال آب-اکسید مس بررسی شده‌است و نانوذرات مس با قطر ۲۵ نانومتر در نظر گرفته شده‌است. این چاه گرمایی شامل ۸۶ میکروکانال مستطیلی با قطر هیدرولیک ۵۶۰ میکرومتر است که در یک هندسه استوانه‌ای مونتاژ شده‌اند. تعدادی ترموکوپل نیز در امتداد میکروکانال‌ها تعبیه شده بود تا امکان اندازه‌گیری دمای محلی را فراهم کند. شارهای حرارتی بررسی شده نیز برابر ۳۵ و ۵۰ کیلووات بر متر مربع است. در نهایت عزیزی و همکاران به این نتیجه رسیدند که افزایش قابل ملاحظه‌ای از ضریب انتقال حرارت نانوسیال نسبت به سیال پایه (آب) حاصل می‌گردد. ایشان هم‌چنین بیان کردند که افزایش عدد رینولدز در یک مقدار مشخص منجر به ضعیف شدن عملکرد حرارتی می‌شود. هو و همکاران [12] به بررسی آزمایشگاهی انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم در یک میکروکانال گرماگیر و محدوده رینولدز ۲۲۶ تا ۱۶۷۶، پرداختند. هیت سینک میکروکانالی ساخته شده در این بررسی، از ۲۵ میکروکانال مستطیلی موازی به طول ۵۰ میلی‌متر با سطح مقطع عرضی ۲۸۳ میکرومتر و ارتفاع ۸۰۰ میکرومتر برای هر میکروکانال تشکیل شده‌است. ایشان نتیجه گرفتند که میانگین انتقال حرارت در میکروکانال گرماگیر با استفاده از نانوسیال در مقایسه با آب به‌طور چشم‌گیری افزایش می‌یابد. چن و همکاران [13] در مطالعه خود نشان دادند که رفتار

و ارتفاع آن ۸۰۰ میکرومتر است. این مطالعه در چهار کسر حجمی ۰، ۰،۵، ۱ و ۲ درصد، دو مقدار رینولدز ۴۰۰ و ۱۲۰۰ و سه نرخ گرمایش مختلف شامل ۶/۵۰، ۷/۶۰، و ۱/۶۹ وات انجام شده است. در نهایت نتایج ایشان نشان داد که یک شبکه آموزش دیده، می تواند به عنوان یک روش مناسب برای آزمایش های پرهزینه و وقت گیر نانوسیال در میکروکانال به کار رود. در سال ۲۰۱۱ رشیدی و همکارانش [20]، به مطالعه عددی جریان لغزشی در یک مینی کانال با طول مشخص برابر ۲H پرداختند، که توزیع سرعت در ورودی آن یک نواخت است. این مدل سازی به صورت دوبعدی و برای جریان آرام انجام گرفته است و از اثر تراکم پذیری و گرمایش ویسکوزیته صرف نظر شده است. در ادامه آن ها با استفاده از یک روش تغییراتی مناسب، میدان جریان در داخل مینی کانال را شبیه سازی کردند و نتایج به دست آمده را با نتایج حاصل از روش های عددی محققان دیگر مقایسه کردند و اعلام داشتند که مطابقت قابل قبولی در نتایج ارائه شده وجود دارد. از آن جا که شکل سطح مقطع و اندازه کانال ها می تواند تأثیر چشم گیری بر عملکرد حرارتی و هیدرودینامیکی جریان مبدل های حرارتی داشته باشد، در پژوهشی مشتاق و همکارانش [21] به بررسی شکل های مختلف سطح مقطع میکروکانال ها برای یک مبدل حرارتی شامل ۱۶ کانال، پرداختند. آن ها یک مبدل حرارتی با جریان مخالف شبیه سازی کردند و تأثیر شکل سطح مقطع و اندازه کانال را مورد ارزیابی قرار دادند. آن ها نتیجه گرفتند که سطح مقطع دایره ای در بین دیگر هندسه های مورد بررسی، بهترین عملکرد را دارد. هم چنین بیان کردند که افزایش تعداد میکروکانال ها بازدهی مبدل و افت فشار آن را افزایش می دهد. به طور کلی چاه حرارتی میکروکانالی به دلیل نسبت بالای انتقال حرارت سطح به حجم، ثابت کرده است که در دفع گرما از سیستم های صنعتی، کارآمد است [10]. اغلب دو روش برای ارتقای عملکرد میکروچاه های حرارتی استفاده می شود. در روش اول این هدف، با تغییر در هندسه این تجهیزات دنبال می شود و در روش دوم اصلاح خواص حرارتی سیال کاری مورد توجه قرار می گیرد. این پژوهش بر ارزیابی عملکرد خنک کنندگی چاه حرارتی میکروکانال در کنار میکرولوله، با مدل سازی عددی جریان و انتقال حرارت می پردازد. نوآوری این مطالعه کاربرد دو هندسه میکروکانال و میکرولوله در کنار یکدیگر در یک چاه حرارتی است که با هدف ارتقای عملکرد میکروچاه های حرارتی

بسیار بهبود یافته است. ایشان بیان کردند که علاوه بر افزایش انتقال حرارت، وجود نانوذرات در سیال به دلیل کوچک بودن اندازه ذرات و کسر حجمی کم، افت فشار اضافی چشم گیری ایجاد نمی کند. هم چنین توسط لی و همکاران [17] عملکرد خنک کاری یک میکروکانال با استفاده از نانوسیال آب/اکسید مس و کاربرد مدل های گوناگون برای هدایت گرمایی مؤثر به صورت عددی بررسی شده است. در این میکروکانال حرارتی، ابعاد عرض بالا W_t ، عرض پایین W_b و عمق کانال H به ترتیب ۵۰۰ میکرومتر، ۳۵۸/۴ و ۱۰۰ میکرومتر است. طول کانال L نیز برابر ۲۷ میلی متر است. این بررسی برای دو مقدار شار حرارتی ثابت ۴۳۱ و ۶۶۶ (W/m^2) که از ضلع پایینی اعمال می شود، صورت گرفته است. در سایر مرزها نیز شرایط آدیباتیک در نظر گرفته شده است. در مطالعه ایشان از رژیم جریان بدون لغزش در شبیه سازی های عددی استفاده شده است؛ به عنوان مثال، برای نانوسیال آب/CuO، با کسر حجمی ۱٪ و ۴٪ و ذرات CuO با قطر برابر ۲۸/۶ نانومتر، نتایج نشان می دهد که نانوسیال ها عملکرد حرارتی میکروکانال را با افزایش اندکی در قدرت پمپاژ، به طور قابل توجهی افزایش می دهند. به طور کلی عملکرد حرارتی با کسر حجمی افزایش می یابد اما، افت فشار اضافی، یا قدرت پمپاژ، تا حدودی اثرات مفید استفاده از نانوسیال ها را کاهش می دهد. قاسمی و همکاران [18] به مطالعه عددی انتقال حرارت ترکیبی برای جریان سه بعدی و آرام نانوسیال آب/ آلومینا در یک چاه گرمایی میکروکانالی با مقطع مثلثی پرداختند. در این شبیه سازی، چاه حرارتی با طول و عرض ۵۰ میلی متر و ارتفاع کل ۱۵ میکرومتر مدل سازی شده است. قطر هیدرولیک کانال مثلثی ۵/۹۵ میلی متر در نظر گرفته شده است. به منظور شبیه سازی تولید گرما در تراشه های الکترونیکی، شار حرارتی یک نواخت دیواره روی دیواره پایینی که تراشه های مولد گرما متصل شده اند، اعمال می شود. قطر نانوذرات استفاده شده نیز برابر ۲۰ نانومتر است. نتایج این مطالعه نشان داد که افزایش غلظت نانوذرات موجب افزایش ضرایب انتقال حرارت و اصطکاک می شود در حالی که مقاومت حرارتی کاهش می یابد. تفرجی و همکارانش [19]، با استفاده از شبکه عصبی مصنوعی، ضریب انتقال حرارت و عدد ناسلت جریان نانوسیال آب/TiO₂ را برای یک میکروکانال مدل سازی کردند. میکروکانال مورد نظر از ۴۰ کانال تشکیل شده است که طول هر کانال ۴ سانتی متر، عرض آن ۵۰۰ میکرومتر

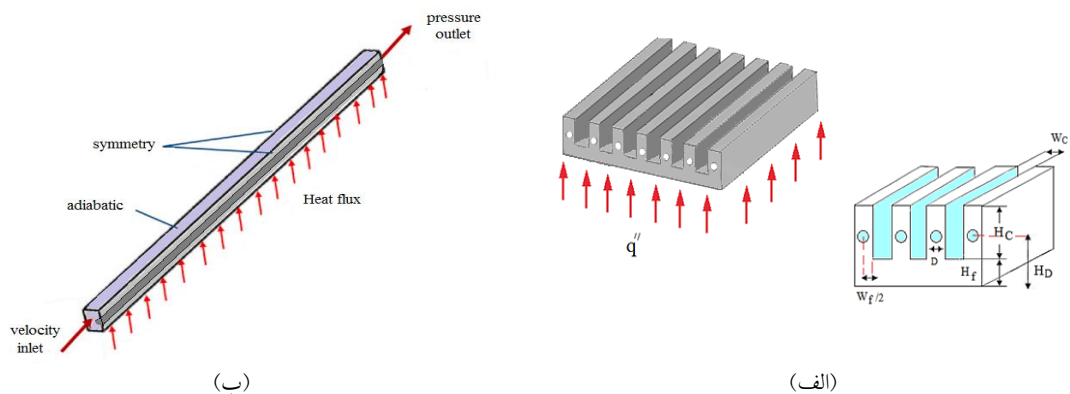
شده است.

اشاره شد که اصلی ترین هدف این پژوهش ارتقای عملکرد حرارتی میکروکانال چاه حرارتی با تغییر در هندسه آن است. در ادامه باتوجه به جدول (۱) پارامترهای ابعادی هندسی مسئله مبتنی بر شکل (۱- الف) ارائه شده است. فرض شده است که چاه حرارتی بر روی یک CPU قرار گرفته است و تنها از سطح زیرین آن شار حرارتی (W/cm^2) به مجموعه وارد می شود. تمامی دیواره های خارجی به جز دیواره پایینی نیز عایق در نظر گرفته شده اند. از آنجایی که معادلات ناویر- استوکس در درون دامنه محاسباتی حل خواهد شد، یک ترکیب مناسب از شرایط مرزی ورودی، خروجی، دیوار و تقارن در ناحیه محاسباتی برای ارائه شرایط فیزیکی جریان و انتقال گرما در بین کانال ها و لوله ها در نظر گرفته می شود که در شکل (۱- ب) نشان داده شده است. در ورودی جریان شرط مرزی سرعت ثابت (با مقادیر مختلف عدد رینولدز) و دمای ورودی $300/5$ کلوین و در خروجی جریان شرط صفر بودن گرادیان تمامی پارامترهای جریان به جز فشار (شرط فشار خروجی ثابت) اعمال می شود. در طرفین میکرولوله های گرمایی از شرط مرزی تقارن استفاده شده است.

به منظور خنک کاری پردازنده ها، انجام شده است. نانوسیال خنک کننده نیز در این سیستم تراکم ناپذیر است و رژیم جریان، آرام در نظر گرفته شده است، زیرا جریان میکروکانال ها، باتوجه به سرعت جریان بسیار کم، با عدد رینولدز بسیار پایین مشخص می شوند. در این مطالعه نانوسیال نقره- (آب- اتیلن گلیکول ۵٪) با غلظت های صفر تا ۱٪ در نظر گرفته شده است. در ادامه ضریب انتقال حرارت، افت فشار، متوسط دمای سطح پردازنده و پارامتر PEC به عنوان پارامترهای عملکردی برای مقایسه عملکرد نانوسیال و میکرولوله، در محدوده اعداد رینولدز 300 تا 1500 بررسی شده است. هم چنین عملکرد میکروکانال چاه حرارتی با وجود میکرولوله و بدون آن مقایسه شده است.

تشریح مدل

هندسه و شرایط مرزی. شکل (۱) هندسه میکروچاه حرارتی مورد نظر را نشان می دهد. در این هندسه بین هر دو کانال یک میکرولوله افزوده شده است. در ادامه با توجه به تقارن مسئله تنها یک نوار شامل یک کانال و دو نیم لوله از هندسه مسئله حل



شکل ۱ الف) هندسه مسئله و ب) شرایط مرزی

جدول ۱ پارامترهای ابعادی هندسه چاه حرارتی

پارامتر	مقدار
L_x	۱۰ mm
L_y	۳۵۰ μ m
L_z	۱۵ mm
W_f	۱۲۰ μ m
W_c	۸۰ μ m
D	۷۰ μ m
H_f	۱۰۰ μ m
H_c	۲۵۰ μ m
H_D	۱۷۵ μ m

خواص نانوسیال

افزایش قابل توجه انتقال حرارت در میکروکانالها باعث شده است که از آنها به عنوان تجهیزات دفع گرما در بسیاری از سیستمها هم چون میکروالکترونیکها استفاده شود. انتقال حرارت زیاد، اندازه کوچک، نیاز به حجم کم سیال خنک کننده از مهم ترین ویژگی میکروکانالها است. انتقال حرارت در میکروکانالها ممکن است به دلیل محدودیت در هدایت گرمایی آنها محدود شود. از این رو برای بهبود انتقال حرارت، افزودن نانوذره به یک سیال پایه مفید است. هم چنین با گسترش صنعت و تجهیزات الکترونیکی در مقیاسهای کوچک که نیاز به دفع شار حرارتی بالا دارند و باتوجه به لزوم بالا بودن بازده حرارتی در چاههای حرارتی، ضرورت استفاده از نانوسیال که به تعبیری سیالات هوشمند نیز نامیده می شوند، اهمیت می یابد. از این رو در مطالعه حاضر از مخلوط آب- اتیلن گلیکول ۵۰٪ به عنوان سیال پایه در کنار نانوذرات نقره استفاده شده است و محاسبات خواص مخلوط نانوسیال براساس پژوهش سرفرازی و همکارانش [22] صورت گرفته است. چگالی، ظرفیت گرمایی ویژه، لزجت و رسانش حرارت نانوسیال بر اساس درصد حجمی نانوذرات موجود در نانوسیال توسط معادلات زیر محاسبه شده است [22].

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_{bf} + \phi\rho_p \quad (1)$$

$$\rho_{nf}C_{p,nf} = (1 - \phi)\rho_{bf}C_{p,bf} + \phi\rho_pC_{p,p} \quad (2)$$

$$\mu_{nf} = \mu_{bf}(1 + 2.5\phi) \quad (3)$$

$$k_{nf} = k_{bf}[0.981 + 0.00114T(^{\circ}C) + 30.661\phi(\text{vol}\%)] \quad (4)$$

در این معادلات ρ چگالی، C_p ظرفیت گرمایی ویژه، μ لزجت، k رسانش حرارتی، T دما و ϕ کسر حجمی نانوذره هستند و زیرنویس bf به سیال پایه، p به نانوذرات و nf به نانوسیال اشاره دارند. در این مطالعه جریان در محدوده آرام قرار دارد. در جریان داخل میکروکانال به دلیل جریان سیال، انتقال وجود خواهد داشت که باعث تبادل گرما بین کانال و محیط اطراف (سیال کاری) می شود و این فرایندها توسط معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی به صورت زیر مدل شده اند [23].

معادله پیوستگی:

$$\nabla \cdot (\rho_{nf}\vec{u}) = 0 \quad (5)$$

معادله مومنتوم:

$$\nabla \cdot (\rho_{nf}\vec{u}\vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu_{nf}\nabla\vec{u}) \quad (6)$$

معادله انرژی برای ناحیه سیال:

$$\nabla \cdot (\rho_{nf}\vec{u}C_{p,nf}T) = \nabla \cdot (k_{nf}\nabla T) \quad (7)$$

معادله انرژی برای قسمت صلب:

$$\nabla \cdot (k_s\nabla T) = 0 \quad (8)$$

در معادلات بالا \vec{u} بردار سرعت و p فشار هستند. زیرنویس s نیز به خواص ناحیه جامد اشاره می کند.

ضریب انتقال حرارت کلی چاه حرارتی (h) باتوجه به این که کل عملکرد خنک کاری آن توسط فرایند جابه جایی صورت می گیرد به صورت رابطه (۹) تعریف می شود. به منظور تحلیل عملکرد کلی نانوسیال در میکروچاه حرارتی مورد نظر پارامتری تحت عنوان PEC (Performance Evaluation Criterion) به فرم ارائه شده در رابطه (۱۰) تعریف شده است که بهبود نسبی در انتقال حرارت به افت فشار را به صورت زیر نشان می دهد [23]. زیرنویس bf به سیال پایه و nf به نانوسیال اشاره دارند. متوسط دمای سطح پردازنده نیز با $T_{CPU,Mean}$ بیان شده است.

$$h = \frac{q''}{T_{CPU,Mean} - T_{in}} \quad (9)$$

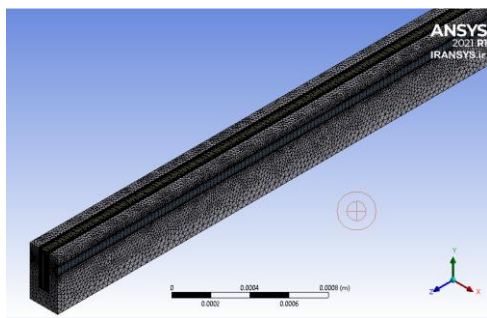
$$PEC = \frac{h_{nf}/h_{bf}}{\Delta p_{nf}/\Delta p_{bf}} \quad (10)$$

فرایند حل، استقلال نتایج از شبکه، اعتبارسنجی

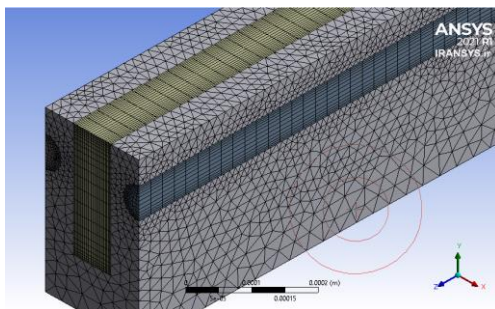
در این مقاله به منظور حل معادلات بیان شده، از متد UPWIND مرتبه دوم برای حل معادله مومنتوم و هم چنین روش سیمپل با شبکه فشار جابه جا شده برای کوپل میدان سرعت و فشار استفاده شده است. قید هم گرایی نیز مقدار 10^{-8} برای معادله انرژی و 10^{-6} برای دیگر معادلات بر اساس باقی مانده مقیاس شده تنظیم شده است. در تحقیق حاضر، برای بررسی استقلال نتایج از شبکه بندی هندسه، چندین شبکه با ابعاد مختلف (درشت و ریز) انتخاب شده و پارامتر افت فشار و اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال، به عنوان پارامترهای معیار در نظر گرفته شده اند.

جدول ۲ نتایج تحلیل استقلال شبکه

تعداد شبکه ($\times 10^5$)	ΔT [K]
۱۰	۲/۵
۱۴	۳/۱
۲۰	۳/۴
۴۰	۳/۶
۶۰	۳/۸
۸۰	۳/۸
۱۰۰	۳/۸

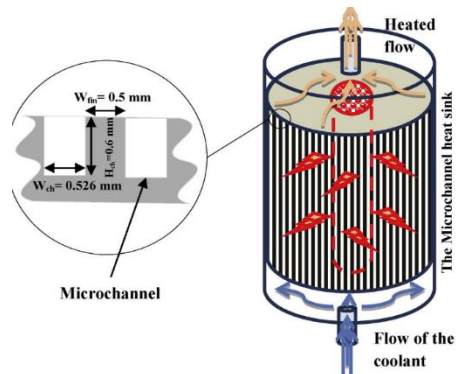


الف) نمای کلی شبکه محاسباتی



ب) نمای بزرگ شده از شبکه محاسباتی

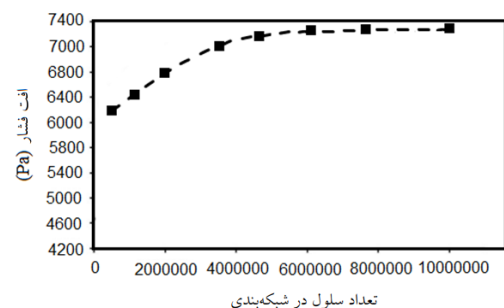
شکل ۳ نمایی از شبکه محاسباتی استفاده شده



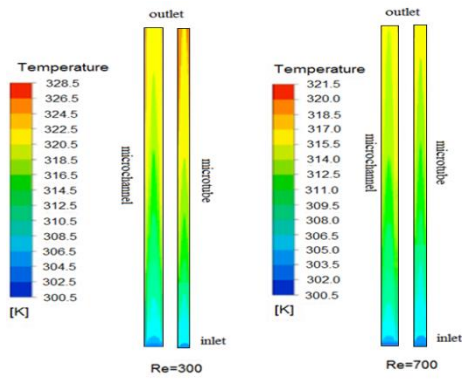
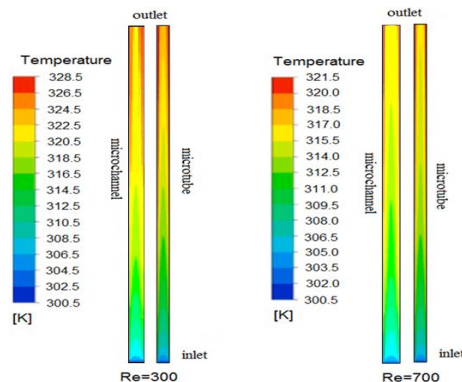
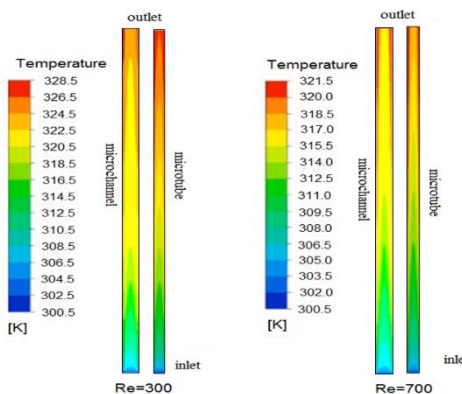
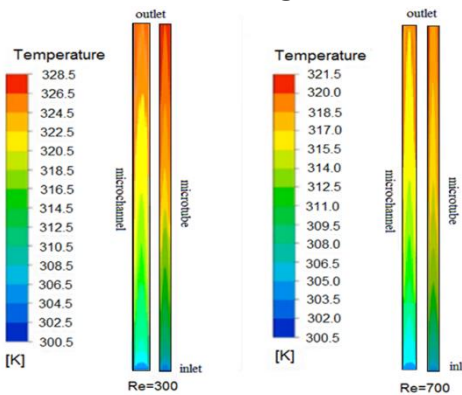
شکل ۴ هندسه مرجع [11]

شکل (۲) افت فشار در طول کانال را برحسب تعداد سلول‌های شبکه‌بندی، نشان می‌دهد. در جدول (۲) نیز نتایج تحلیل استقلال شبکه‌بندی، براساس اختلاف دمای سیال خنک‌کننده در ورودی و خروجی (ΔT) ارائه شده‌است. در این بخش، عدد رینولدز برابر ۷۰۰ و سیال نیز نانوسیال ۰/۱٪ است. همان‌طور که مشخص است با ریز شدن شبکه، نتایج به یک مقدار معین هم‌گرا می‌شوند. مطابق با این نتایج، برای شبکه‌بندی کمتر از ۸۰۰۰۰ سلول نتایج کاملاً وابسته به تعداد شبکه است، اما برای تعداد بیشتر از ۶۰۰۰۰۰ سلول، نتیجه تقریباً ثابت است و لذا سرانجام شبکه با تعداد ۶۰۰۰۰۰ سلول انتخاب شد. به‌منظور گسسته‌سازی میدان حل در روی سطح، شبکه به‌صورت شبکه بی‌سازمان و در درون حجم میکروکانال و لوله شبکه به‌صورت شبکه با سازمان استفاده شده‌است. شکل (۳) نمای کلی و نمای بزرگ شده از شبکه محاسباتی برای هندسه مسئله را نشان می‌دهد.

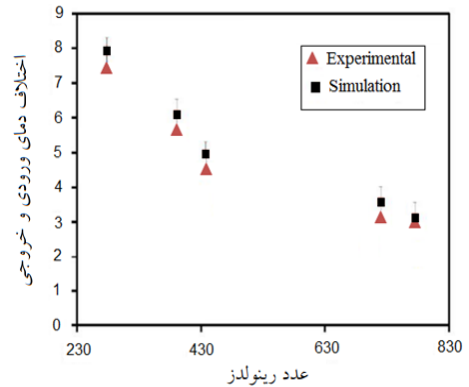
به‌منظور بررسی صحت داده‌های حاصل از شبیه‌سازی حاضر، نتایج حاصل با نتایج کار تجربی عزیز و همکاران [11] مقایسه شد. برای این منظور شار حرارتی ثابت ۵۰ کیلو وات بر متر مربع اعمال شد و برای اعداد رینولدز متفاوت، داده‌های مربوط به دمای ورودی و خروجی میکروکانال برای سیال خالص (آب) استخراج شد. در شکل (۴) هندسه کار عزیز، و در نمودار شکل (۵) اختلاف دمای ورودی و خروجی به‌دست آمده از میکروکانال برای اعداد رینولدز مختلف و شار حرارتی $50 \text{ (Kw/m}^2\text{)}$ طبق اطلاعات مرجع [11] ارائه شده‌است. باتوجه به این نمودار مشاهده می‌شود که نتایج آزمایشگاهی این مرجع و شبیه‌سازی حاضر، رفتار مشابهی دارند و حداکثر خطا در مطالعه حاضر تقریباً برابر ۶ درصد است.



شکل ۲ بررسی افت فشار در طول کانال برحسب تعداد سلول در شبکه‌بندی هندسه

الف) $\phi=0\%$ ب) $\phi=0.1\%$ ج) $\phi=0.5\%$ د) $\phi=1\%$

شکل ۶ توزیع دما در طول میکرولوله و میکروکانال



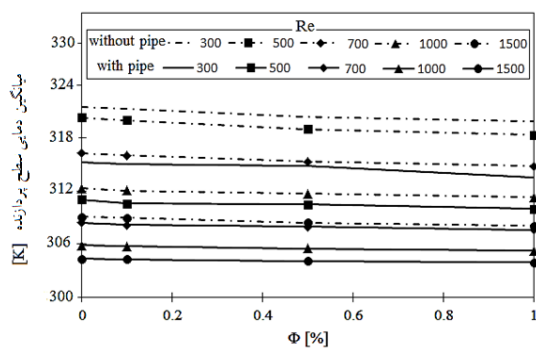
شکل ۵ مقایسه نتایج شبیه سازی حاضر با نتایج آزمایشگاهی

مرجع [11]

تحلیل نتایج

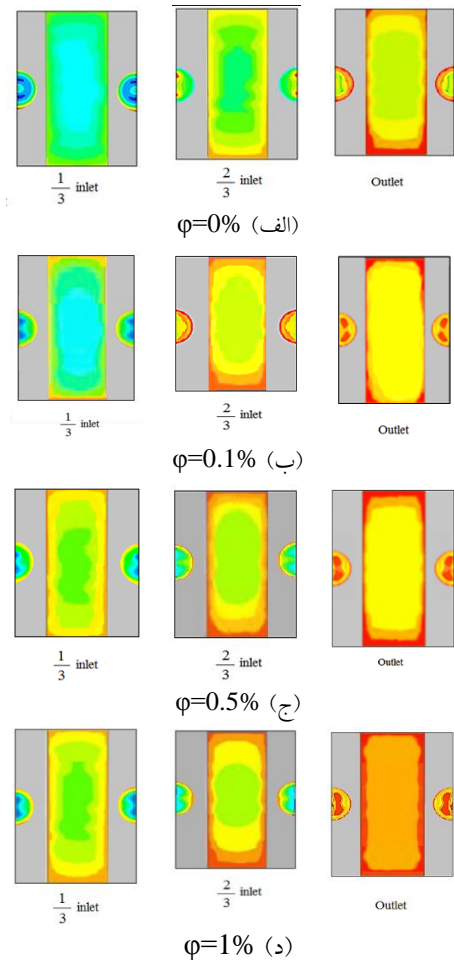
در شکل های (۶ و ۷) به منظور بررسی فیزیک جریان داخلی میکروچاه گرمایی، کانتر دما در دامنه محاسباتی کانال و لوله، برای کسر حجمی و رینولدزهای متفاوت، ارائه شده است. بدیهی است که جریان سیال خنک ورودی، در امتداد مجراها و در معرض شار حرارتی، گرم تر می شود و باتوجه به شکل (۷) در تمامی حالت ها دیواره جریان داغ تر از قسمت مرکزی آن است. مشخص است که برای رینولدز ۷۰۰ در مقایسه با رینولدز ۳۰۰ تغییرات دمایی سیال در طول میکروکانال و لوله، کمتر است که علت آن را می توان بالا بودن سرعت جریان و قوی تر بودن قدرت جابه جایی جریان در راستای خود نسبت به قدرت پخش رسانش حرارتی در مسیر عمود بر جریان دانست. به طور کلی در رینولدزهای کوچک تر به دلیل پایین تر بودن قدرت جابه جایی جریان، پخش حرارتی در مسیر عمود بر جریان، بهتر اتفاق می افتد. و افزایش غلظت نانوذرات این پدیده را سرعت می بخشد. از طرفی در رینولدزهای بزرگ تر به دلیل بالا بودن دبی، دمای جریان در طول مجراها تغییر کمتری دارد و در نتیجه توزیع دمای یکنواخت تری را خصوصاً در نیمه انتهایی مجراها نشان می دهد؛ به طور مثال در رینولدز ۷۰۰ با کسر حجمی ۱٪، میانگین دمای خروجی از میکروکانال و میکرولوله تقریباً برابر ۳۱۹ درجه کلوین است و در رینولدز برابر ۳۰۰ برابر ۳۲۷/۲ درجه است و برای کسر حجمی ۵٪ این مقادیر به ترتیب برابر ۳۱۶/۱ و ۳۲۵/۶ درجه کلوین است، که در حالت بدون میکرولوله برای رینولدز ۷۰۰ با کسر حجمی ۱٪، دمای خروجی سیال برابر با ۳۱۶/۵ و در رینولدز ۳۰۰ برابر ۳۲۲/۳ درجه کلوین است.

روند کاهش دمای متوسط سطح را در اثر افزایش نانوذرات نشان می‌دهد. مشخص است که عملکرد نانوذرات در رینولدزهای پایین بهتر است و افزودن غلظت نانوذرات در رینولدزهای پایین‌تر موجب شده که دمای سطح پردازنده تغییر بیشتری داشته باشد. از سوی دیگر افزودن شدن میکرولوله دارای عملکرد بسیار قوی‌تری است. به طور کلی در این سیستم خنک-سازی شامل میکرولوله و میکروکانال، جریان نانوسیال از طریق میکروکانال و میکرولوله‌های تعبیه شده عبور می‌کند و در یک حجم کوچک توانایی خنک‌کاری بالایی دارد.



شکل ۸ میانگین دمای سطح پردازنده برای دو حالت چاه حرارتی دارای میکرولوله و بدون میکرولوله

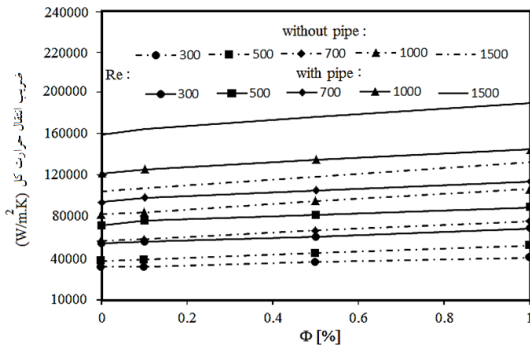
در نمودار شکل (۹) مشاهده می‌شود که ضریب انتقال حرارت نانوسیال آب اتیلن گلیکول ۵۰٪ از سیال خالص بیشتر است به این صورت که میزان افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای کسر حجمی ۱٪، ۵٪، ۱۰٪، ۱۲٪، ۱۴٪، ۱۶٪، ۱۸٪، ۲۰٪، ۲۲٪، ۲۴٪، ۲۶٪، ۲۸٪، ۳۰٪، ۳۲٪، ۳۴٪، ۳۶٪، ۳۸٪، ۴۰٪، ۴۲٪، ۴۴٪، ۴۶٪، ۴۸٪، ۵۰٪ است. علت آن که نانوسیال بهترین عملکرد را از خود نشان می‌دهد این است که ضریب هدایت حرارتی و ظرفیت گرمایی ویژه دو عامل اصلی در تعیین قابلیت انتقال حرارت نانوسیال است که باعث افزایش قابلیت حمل حرارت نسبت به سیال پایه می‌گردد. همچنین با افزایش عدد رینولدز یا به عبارتی دیگر، با افزایش نرخ دبی جریان عبوری از میکروکانال می‌توان ضریب انتقال حرارت را افزایش داد و گرمای بیشتری از سطح پردازنده دفع کرد. ضریب انتقال حرارت در اعداد رینولدز مختلف و مقادیر مختلف نانوذرات برای دو حالت دارای میکرولوله و بدون آن در شکل (۱۰) مقایسه شده است. خطوط خط‌چین مربوط به



شکل ۷ توزیع دما در مقاطع عرضی میکرولوله و میکروکانال برای رینولدز ۳۰۰

بنابراین وجود میکرولوله به دلیل بهبود دسترسی انتقال حرارت در قسمت‌های مختلف تجهیز به جریان سیال خنک-کننده و کاهش مقاومت حرارتی نقاط دور دست پردازنده، باعث شده است که میزان گرمای بیشتری از سطح پردازنده جذب گردد. همچنین در میکرولوله به دلیل کوچک‌تر بودن سطح مقطع جریان، انتقال حرارت در راستای عمودی بسیار قوی‌تر عمل کرده است و در نتیجه تغییرات دمایی بسیار بیشتری مشاهده می‌شود.

اثر افزایش نانوذرات و میکرولوله را می‌توان براساس میانگین دمایی سطح پردازنده نیز بررسی کرد. با افزایش غلظت نانوذرات و بهبود عملکرد انتقال حرارت در سیستم دمای سطح پردازنده نیز کاهش می‌یابد. زیرا نیاز به گرادیان دمایی کمتری برای انتقال حرارت تولید شده در پردازنده به سیال جاری وجود دارد. این نتیجه در نمودار شکل (۸) ارائه شده است. این شکل



شکل ۱۰ مقایسه ضریب انتقال حرارت کلی چاه حرارتی برای دو هندسه دارای میکرولوله و بدون میکرولوله

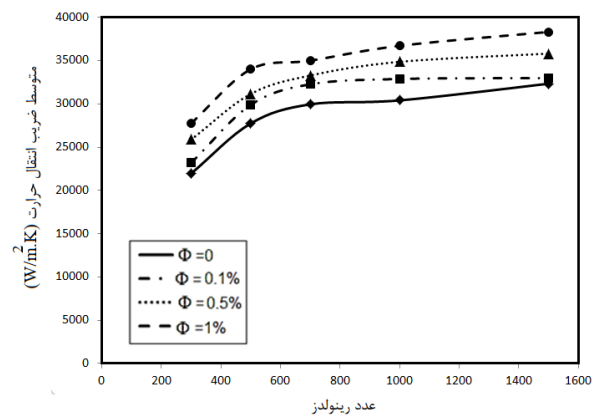
جدول ۳ درصد افزایش ضریب انتقال حرارت کلی سیستم دارای میکرولوله

رینولدز	سیال پایه	$\Phi=1\%$
۳۰۰	۵۸٪/۴	۵۰٪/۵
۵۰۰	۷۲٪/۵	۶۸٪/۷
۷۰۰	۶۳٪/۳	۵۷٪/۳
۱۰۰۰	۵۰٪/۱	۴۵٪
۱۵۰۰	۵۰٪/۹	۴۸٪/۹

در بررسی عملکرد میکروچاه‌های حرارتی باید به افت فشار نیز توجه داشت. زیرا افت فشار جریان در یک کانال باعث می‌شود که توان بالاتری برای پمپ کردن سیال جاری در مجاری مورد نیاز باشد. به‌طور کلی لازمه کارایی بهینه یک مبدل حرارتی وجود افت فشار کم و نرخ انتقال حرارت بالا است. در شکل (۱۱) مقایسه میزان افت فشار کلی میکروچاه حرارتی در رینولدزهای مختلف و بعد از افزودن میکرولوله ارائه شده است.

به‌طور کلی اضافه کردن یک نانوذره به سیال پایه باعث افزایش ویسکوزیته آن می‌شود. افزایش ویسکوزیته، افت فشار جریان سیال را به‌دنبال خواهد داشت. هرچه کسر حجمی نانوذره در سیال افزایش پیدا کند میزان ویسکوزیته و به‌دنبال آن افت فشار نیز بیشتر می‌شود. از طرفی با افزایش سرعت سیال نیز افت فشار افزایش پیدا می‌کند که در شکل (۱۱) مشخص است. از این نمودار می‌توان نتیجه گرفت که با زیاد شدن کسر حجمی نانوذرات، افت فشار افزایش می‌یابد. همچنین با زیاد شدن عدد رینولدز نیز افت فشار افزایش پیدا کرده است؛ به‌طور

حالت فاقد میکرولوله و خطوط ممتد مربوط به حالت دارای میکرولوله هستند. این تصویر نشان می‌دهد که افزایش نانوذرات و بالا بردن غلظت نانوسیال در تمامی حالات موجب افزایش ضریب انتقال حرارت می‌گردد. از سوی دیگر هر چه مقدار رینولدز جریان درون سیستم بالاتر باشد اثر افزایش غلظت نانوذرات نیز بیشتر است. مقایسه دو حالت دارای میکرولوله و حالت فاقد آن نشان می‌دهد که افزودن میکرولوله موجب افزایش قابل توجهی در ضریب انتقال حرارت کلی سیستم می‌شود، به‌طوری‌که ضریب جابه‌جایی جریان برای سیال پایه دارای رینولدز ۳۰۰، در سیستم دارای میکرولوله تقریباً ۵۸٪ بیشتر از حالت بدون میکرولوله است و یا در رینولدز ۱۵۰۰ برای سیال پایه این افزایش تقریباً برابر ۵۰٪ است، زیرا وجود میکرولوله در کنار کانال موجب می‌شود تبادل حرارت میان بدنه و سیال افزایش یابد و از سوی دیگر مجزا بودن مسیر میکروکانال و لوله و ایجاد اختلاط دمایی بیشتر در جریان سیال، موجب می‌شود که دمای سیال در طول دیواره مسیر کمتر افزایش یابد و اختلاف حرارت بین سیال و جامد حفظ شود که این خود موجب افزایش نرخ انتقال حرارت می‌گردد و با افزایش کسر حجمی ذرات نانو نیز افزایش می‌یابد. در جدول ۳ درصد افزایش ضریب انتقال حرارت کلی سیستم برای حالت دارای میکرولوله نسبت به حالت بدون آن، برای کمترین و بیشترین درصد کسر حجمی بررسی شده در این پژوهش ارائه شده است.



شکل ۹ تغییرات ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای مجموعه چاه گرمایی روی دیواره تحت شار حرارتی برحسب عدد رینولدز و کسر حجمی نانوذرات

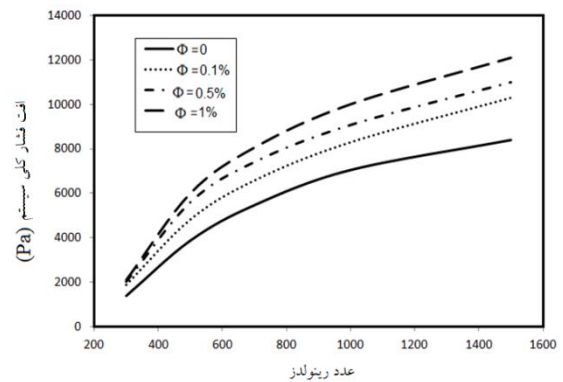
بیشتر به انرژی، برای به جریان در آوردن سیال خنک‌کننده می‌گردد. از این رو باید در بررسی راندمان عملکرد تأثیر افزایش انتقال حرارت و افت فشار به صورت هم‌زمان مورد توجه قرار گیرد.

همان‌طور که مشخص است، همه غلظت‌های نانوسیال آب/اتیلن گلیکول ۵۰٪-، دارای مقدار PEC بزرگ‌تر از ۱ هستند که با افزایش غلظت ذرات نانو نیز افزایش می‌یابد و اشاره به برتری نانوسیال در مقایسه با سیال خالص دارد. نتایج نشان می‌دهد که PEC با افزایش کسر نانوافزودنی افزایش می‌یابد، اما در تمامی غلظت‌ها، افزایش عدد رینولدز در ابتدا منجر به افزایش و سپس کاهش PEC می‌شود. حداکثر PEC برابر ۱/۳ است که در رینولدز برابر ۵۰۰ و کسر حجمی ۱٪ رخ می‌دهد. همچنین حداقل PEC برابر ۱/۰۱ است و برای رینولدز ۱۵۰۰ و کسر حجمی ۰/۱٪ است. اما به‌طور کلی افزودن نانوسیال باعث ارتقای عملکرد حرارتی سیستم شده است.

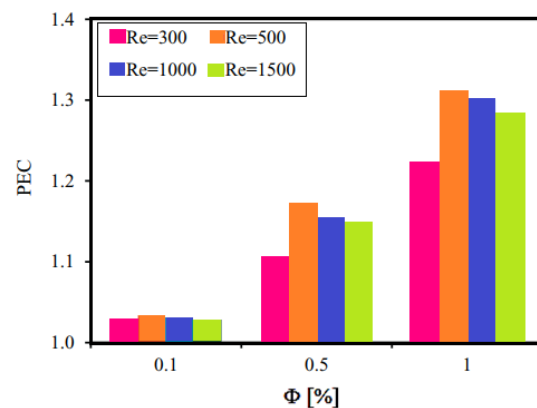
نتیجه‌گیری کلی

باتوجه به حساسیت عملکرد قطعات الکترونیکی به افزایش دما، طراحی گرمایی مناسب این تجهیزات، برای دفع شار حرارتی بالا، مورد نیاز است و از آن جایی که سیستم‌های مورد استفاده روزبه‌روز در حال کوچک شدن در مقیاسشان هستند، محققان در حوزه‌های مختلف را به تحلیل جریان سیال در مینی و میکروکانال‌ها علاقه‌مند کرده است. میکروکانال‌های چاه گرمایی به دلیل دارا بودن ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بالا و دفع شار حرارتی بالا در حجم کوچک، به‌عنوان یکی از جدی‌ترین گزینه‌های خنک‌کاری تجهیزات الکترونیکی پرمصرف، مطرح می‌شوند. در پژوهش حاضر، چاه حرارتی میکروکانالی شامل تعدادی میکروکانال موازی است که برای کنترل دما بر روی یک منبع گرم مانند CPU کامپیوتر قرار گرفته است. جریان درون کانال‌ها آرام، دائمی و سیال تراکم‌ناپذیر است. در این مطالعه به بررسی اثر مثبت افزودن میکرولوله به یک هیت سینک دارای میکروکانال و نیز اثر استفاده از نانوسیال زیستی نقره- (آب-اتیلن گلیکول ۵۰٪) در غلظت‌های مختلف پرداخته شد. مشاهده شد که افزودن میکرولوله به سیستم، عملکرد حرارتی آن را بسیار بهبود می‌بخشد به طوری که که ضریب

مثال درصد افزایش افت فشار در نانوسیال برای درصدهای نانوذره ۱/۰٪، ۵/۰٪، ۰/۱٪ و ۱٪ در رینولدز برابر ۱۵۰۰ به ترتیب ۱۱/۰۹، ۲۳/۴، و ۳۵/۶ درصد است. نتایج نشان می‌دهد که این افزایش افت فشار در رینولدزهای مختلف تقریباً نسبت یکسانی دارد. برای مقایسه کلی بین بهبود عملکرد حرارتی و هزینه پمپاژ افزوده شده به سیستم پارامتر PEC تعریف شده است که با مینا قرار دادن یک حالت، اثر تأثیرات حرارتی و هیدرولیکی را به صورت هم‌زمان در نظر می‌گیرد. در این جا با تعریف حالت سیال پایه به‌عنوان حالت مینا، در شکل (۱۲) حالات مختلف با یکدیگر مقایسه شده‌اند. این نمودار نشان می‌دهد که افزودن شدن نانو سیال به سیستم در حالت‌های مختلف اثر یکسانی ندارد.



شکل ۱۱ مقایسه میزان افت فشار کلی سیستم در رینولدز و غلظت‌های مختلف



شکل ۱۲ نمودار PEC

افزودن نانوذرات به سیال پایه از یک سو باعث افزایش انتقال حرارت می‌شود و از سوی دیگر سبب افزایش افت فشار و نیاز

فاصله میکروکانال از کف	H_f	جابه‌جایی جریان برای نانوسیال با کسر حجمی ۱٪ در رینولدز
ضریب انتقال حرارت کلی چاه حرارتی	h	۳۰۰، برای سیستم دارای میکرولوله تقریباً ۵۲/۵۰٪ بیشتر از
طول میکروچاه حرارتی در راستای X	L_x	حالت بدون میکرولوله است و برای رینولدز ۱۵۰۰ در همین
طول میکروچاه حرارتی در راستای Y	L_y	شرایط این افزایش برابر ۸۷/۴۸٪ است اما در مقابل به‌طور قابل
طول میکروچاه حرارتی در راستای Z	L_z	توجهی توان پمپاژ مصرفی سیستم را افزایش می‌دهد. از دیگر
فشار	p	نتایج به‌دست آمده از این پژوهش می‌توان به اثر افزایش انتقال
معیار ارزیابی عملکرد	PEC	حرارت با افزوده شدن غلظت نانوسیال اشاره کرد هم‌چنین
دما	T	حضور میکرولوله باعث کاهش چشم‌گیر دمای متوسط سطح
بیشینه دمای سطح پردازنده	$T_{CPU,Max}$	پردازنده می‌شود و افزایش نانوذرات افزایش کارایی سیستم را
متوسط دمای سطح پردازنده	$T_{CPU,Mean}$	به دنبال دارد زیرا همه غلظت‌های نانوسیال آب اتیلن گلیکول
کمینه دمای سطح پردازنده	$T_{CPU,min}$	۵۰٪- نقره، دارای مقدار $PEC > 1$ هستند.
عرض میکروکانال	W_c	
بردار سرعت	\vec{u}	واژه نامه
رسانش حرارتی	k	CPU پردازنده
نمادهای یونانی		Heat sink چاه گرمایی
چگالی	ρ	Heat transfer coefficient ضریب انتقال حرارت
لزجت	μ	Micro channel میکروکانال
کسر حجمی نانوذره	ϕ	Micro tube میکرولوله
		Nano fluid نانو سیال
زیر نویس		particles Nano نانوذرات
بدنه چاه حرارتی	s	
سیال پایه	bf	فهرست نمادها
نانوسیال	nf	ظرفیت گرمایی ویژه C_p
		قطر میکرولوله D
		فاصله میکرولوله از کف H_D
		طول میکروکانال H_C

مراجع

1. Sohel, M. R., Saidur, R., Sabri M. F., Kamalisarvestani, M., Elias, M. M., Ijam, A., "Investigating the Heat Transfer Performance and Thermophysical Properties of Nanofluids in a Circular Micro-Channel", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, Pp. 75-81, (2013).
2. Kim, S. M., Mudawar, I., "Review of Databases and Predictive Methods for Heat Transfer in Condensing and Boiling Mini/Micro-Channel Flows", *International Journal of Heat and Mass Transfer.*, Vol. 77, Pp. 627-652, (2014).
3. Dehghan, M., Mahmoudi, Y., Valipour, M. S, Saedodin, S., "Combined Conduction-Convection-Radiation Heat Transfer of Slip Flow inside a Micro-Channel Filled with a Porous Material", *Transport in Porous Media*, Vol. 108,

- Pp. 413-436, (2015).
4. Keepaiboon, C., Wongwises, S., "Two-Phase Flow Patterns and Heat Transfer Characteristics of R134a Refrigerant during Flow Boiling in a Single Rectangular Micro-Channel", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 66, Pp. 36- 45, (2015).
 5. Gamrat, G., Favre-Marinet, M., Asendrych, D., "Conduction and Entrance Effects on Laminar Liquid Flow and Heat Transfer in Rectangular Microchannels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, No. 14, Pp. 2943-2954, (2005).
 6. Bar-Cohen, A., "Gen-3 Thermal Management Technology: Role of Microchannels and Nanostructures in an Embedded Cooling Paradigm", *Journal of Nanotechnology in Engineering and Medicine*, Vol. 4, No. 2: 020907 (3 pages), (2013).
 7. Colgan, E. G., Furman, B., Gaynes, M., Graham, W.S., LaBianca, N.C., Magerlein, J.H., Polastre, R.J., Rothwell, M.B., Bezama, R.J., Choudhary, R., Marston, K.C., "A Practical Implementation of Silicon Microchannel Coolers for High Power Chips", *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies.*, Vol. 30, No. 2, Pp. 218-225, (2007).
 8. Lee, J., Mudawar, I., "Low-Temperature Two-Phase Microchannel Cooling for High-Heat-Flux Thermal Management of Defense Electronics", *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies.* Vol. 32, No. 2, Pp. 453-465, (2009).
 9. Solovitz, S.A., Stevanovic, L.D., Beaupre, R.A., "Micro-Channel Thermal Management of High Power Devices", *In Twenty-First Annual IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition. APEC'06*, Mar 19 (2006).
 10. Tuckerman, D.B., Pease, R.F., "High-Performance Heat Sinking for VLSI", *IEEE Electron Device Letters.* Vol. 2, No. 5, Pp. 126-129., (1981).
 11. Azizi, Z., Alamdari, A., Malayeri, M.R., "Convective Heat Transfer of Cu–Water Nanofluid in a Cylindrical Microchannel Heat Sink", *Energy Conversion and Management*, Vol. 101, Pp. 515-524, (2015).
 12. Ho, C.J., Wei, L.C., Li, Z.W., "An Experimental Investigation of Forced Convective Cooling Performance of a Microchannel Heat Sink with Al₂O₃/Water Nanofluid", *Applied Thermal Engineering.* Vol. 30, No. 2-3, Pp. 96-103, (2010).
 13. Chen, C.H., Ding, C.Y., "Study on the Thermal Behavior and Cooling Performance of a Nanofluid-Cooled Microchannel Heat Sink", *International Journal of Thermal Sciences.* Vol. 50, No. 3, Pp. 378-384., (2011).
 14. Lelea, D., "The Performance Evaluation of Al₂O₃/Water Nanofluid Flow and Heat Transfer in Microchannel Heat Sink", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, No. 17-18, Pp. 3891-3899, (2011).
 15. Pourmehran, O., Rahimi-Gorji, M., Hatami, M., Sahebi, S.A., Domairry, G., "Numerical Optimization of Microchannel Heat Sink (MCHS) Performance Cooled by KKL Based Nanofluids in Saturated Porous Medium", *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, Vol. 55, Pp. 49-68, (2015).
 16. Chein, R., Huang, G., "Analysis of Microchannel Heat Sink Performance Using Nanofluids", *Applied Thermal Engineering.* Vol. 25, No.17-18, Pp. 3104-3114, (2005).
 17. Li, J., Kleinstreuer, C., "Thermal Performance of Nanofluid Flow in Microchannels", *International Journal of Heat*

- and Fluid Flow*, Vol. 29, No. 4, Pp. 1221-1232, (2008).
18. Ghasemi, S.E., Ranjbar, A.A., Hosseini, M.J., "Thermal and Hydrodynamic Characteristics of Water-Based Suspensions of Al₂O₃ Nanoparticles in a Novel Minichannel Heat Sink", *Journal of Molecular Liquids*, Vol. 230, Pp. 550-556., (2017).
 19. Tafarroj, M.M., Mahian, O., Kasaeian, A., Sakamatapan, K., Dalkilic, A.S., Wongwises, S., "Artificial Neural Network Modeling of Nanofluid Flow in a Microchannel Heat Sink Using Experimental Data", *International Communications in Heat and Mass Transfer*. Vol. 86, Pp. 25-31., (2017).
 20. Rashidi, M.M., Ganji, D.D., Shahmohamadi, H., "Variational Iteration Method for Two-Dimensional Steady Slip Flow in Micro-Channels", *Archive of Applied Mechanics*, Vol. 81, No. 11, Pp. 1597-1605, (2011).
 21. Hasan, M.I., Rageb, A.A., Yaghoubi, M., Homayoni, H., "Influence of Channel Geometry on the Performance of a Counter Flow Microchannel Heat Exchanger", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, No. 8, Pp. 1607-1618, (2009).
 22. Sarafraz, M.M., Hormozi, F.J., "Intensification of Forced Convection Heat Transfer Using Biological Nanofluid in a Double-Pipe Heat Exchanger", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 66, Pp. 279-289, (2015).
 23. Al-Rashed, A.A., Shahsavar, A., Rasooli, O., Moghimi, M.A., Karimipour, A., Tran, M.D., "Numerical Assessment into the Hydrothermal and Entropy Generation Characteristics of Biological Water-Silver Nano-Fluid in a Wavy Walled Microchannel Heat Sink", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 104, Pp. 118-126, (2019).

