

# بررسی عملکرد حرارتی و هیدرودینامیکی جریان جت برخوردی نانوسیال آب- $Al_2O_3$ در چاه حرارتی صفحه-پینی

در این پژوهش، عملکرد هیدرودینامیکی و مشخصات انتقال حرارت نانوسیال آلومینا در چاه حرارتی مینیاتوری صفحه-پینی بصورت عددی و آزمایشگاهی مورد بررسی قرار گرفت. چاه حرارتی از جنس آلومینیوم با دستگاه CNC ساخته و در محفظه‌ی پلکسی‌گلاس تعبیه شد. شار حرارتی ثابت  $125 \text{ kW/m}^2$  به کف چاه حرارتی وارد گردید. محدوده عدد رینولدز بین  $156/9$  و  $519/25$  می‌باشد. چاه حرارتی به صورت سه بعدی مدل شد و با حل انتقال حرارت مماسی در آن خواص هیدرودینامیکی و انتقال حرارت مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاکی از آن است که افزایش غلظت حجمی نانوسیال آلومینا از  $0/5$  تا  $2$  درصد و افزایش عدد رینولدز باعث افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی، کاهش مقاومت حرارتی، یکنواختی دمایی کف چاه حرارتی، افزایش عدد ناسلت و افزایش توان پمپاژ نانوسیال نسبت به سیال پایه می‌شود.

مجید روشنی<sup>۱</sup>

دانشجوی کارشناسی ارشد

سیدضیالدین میری<sup>۲</sup>

دانشجوی کارشناسی ارشد

مهدی اشجعی<sup>۳</sup>

استاد

پدرام حنفی‌زاده<sup>۴</sup>

استادیار

افشین افتخاری نسب<sup>۵</sup>

دانشجوی کارشناسی ارشد

واژه‌های راهنما: جریان جت برخوردی، چاه حرارتی صفحه-پینی، نانوسیال آلومینا، مقاومت دمایی، توان پمپاژ، ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط، شار حرارتی ثابت

## ۱- مقدمه

با شتاب گرفتن رشد تکنولوژی و ورود ترانزیستورهایی در ابعاد نانو جهت ساختن ادوات الکترونیکی با ظرفیت پردازش بالا، تعدیل شار حرارتی از این ادوات، چالشی جدی پیش روی پژوهشگران گشوده است. به دلیل محدودیت در ظرفیت خنک‌کاری به روش جابجایی پژوهشگران نیازمند به کاربرد ادوات و روش‌های جدیدی برای دستیابی به این هدف می‌باشند. چاه حرارتی مینیاتوری علی‌رغم حجم و جرم کوچک و با توجه

<sup>۱</sup> نویسنده مسئول، دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران  
m\_rowshani90@ut.ac.ir

<sup>۲</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران  
zia.miry@ut.ac.ir

<sup>۳</sup> استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران  
ashjaee@ut.ac.ir

<sup>۴</sup> استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران  
hanafizadeh@ut.ac.ir

<sup>۵</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده فیزیک، دانشگاه تهران  
eftekharinasab@ut.ac.ir

به دارا بودن نسبت سطح به حجم زیاد از ادوات پر کاربرد در این زمینه می باشد. بنابراین پژوهشگران به دنبال ادواتی می گردند که دارای قابلیت خنک کاری بالاتر با ایجاد یکنواختی دما در آن ها باشد. از آن جا که آشفته بودن الگوی جریان سیال ضریب انتقال حرارت جابجایی را افزایش می دهد بنابراین به کار بردن ادوات که این امر را محقق سازد بیش از پیش مورد توجه پژوهشگران قرار گرفته است. چاه حرارتی صفحه-پینی طرح جدیدی است که با ایجاد جریان آشفته درون چاه حرارتی این امر را محقق گردانید و انتقال حرارت را به طور چشمگیری افزایش می دهد.

چن و همکاران [۱] انتقال حرارت جابجایی اجباری سه بعدی، حالت پایدار و غیر قابل تراکم آرایه های پینی را با آرایش متناوب را در یک کانال مستطیلی به صورت آزمایشگاهی و عددی به منظور تعیین ویژگی های انتقال حرارت را مورد بررسی قرار دادند. آنها عملکرد سیستم چاه حرارتی را برای پین های جامد و پین های سوراخ شده مورد مقایسه قرار دادند. نتایج آنها نشان داد که افت فشار و عدد ناسلت در طول چاه حرارتی با افزایش تعداد سوراخ و قطر آنها به ترتیب کمتر و بیشتر می شود و در تمامی تست های آنها عملکرد حرارتی برای چاه حرارتی با پین سوراخ شده بهتر از پین جامد می باشد. آنها دلیل این موضوع را به اثر سوراخ ها در شکل گیری گردابه پشت پین و کاهش هدایت حرارتی عمودی در طول پین گزارش کردند. همچنین جاسپرسون و همکاران [۲] عملکرد حرارتی و هیدرودینامیکی میکروکانال مسی و میکروکانال فینی-پینی را بررسی کردند. نتایج آنها نشان داد که مقاومت دمایی برای چاه حرارتی فینی پینی با افزایش نرخ جریان حجمی کاهش می یابد. اما برای چاه حرارتی میکروکانال این افزایش قابل توجه نمی باشد. همچنین بسیاری از محققین دیگر عملکرد حرارتی یا هیدرودینامیکی و یا هر دوی آنها را برای انواع مختلف چاه حرارتی مورد بررسی قرار دادند [۳-۱۶].

در سال های اخیر استفاده از نانو سیال به عنوان سیال خنک کننده به دلیل افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی و ایجاد یکنواختی دما و متعاقباً کاهش مقاومت دمایی بیش از پیش مورد توجه پژوهشگران قرار گرفته است. افزایش ضریب هدایت حرارتی نانوسیال با افزایش غلظت حجمی و وابستگی این خاصیت به دما حاکی از پتانسیل بالقوه کاربرد این گونه سیال در تجهیزات الکترومکانیکی می باشد. هانگ و همکاران [۱۷] عملکرد انتقال حرارت یک چاه حرارتی میکروکانال را با نانوسیالات مختلف به عددی بررسی کردند. نتایج آن ها نشان داد که بیشترین عملکرد انتقال حرارت برای نانوسیال آلومینا می باشد که ۲۱/۶ درصد بیشتر از سیال پایه می باشد. همچنین نتایج آن ها نشان داد استفاده از سیال پایه آب که دارای ویسکوزیته دینامیکی کمتری نسبت به سیال پایه اتیلن گلیکول می باشد عملکرد حرارتی بیشتری را باعث می شود. همچنین آن ها گزارش کردند که کمترین مقاومت حرارتی با تنظیم غلظت حجمی و توان مصرفی پمپ حاصل می شود که غلظت حجمی و مقاومت دمایی بهینه برای نانوسیال آلومینا را به ترتیب ۲ درصد و ۰/۰۸۴ در توان مصرفی به میزان ۵/ وات گزارش کردند. نافون و همکاران [۱۸] اثرات دمای ورودی، عدد رینولدز و شار حرارتی را بر ویژگی های انتقال حرارت جریان جت برخوردی نانوسیال آب-اکسید تیتانیوم در چاه حرارتی صفحه ای نیمه مستطیلی به صورت آزمایشگاهی بررسی کردند. نتایج نشان داد که میزان انتقال حرارت متوسط نانوسیال بیشتر از سیال پایه می باشد و افت فشار ناشی از کسر حجمی نانوذرات به صورت ملایم افزایش پیدا می کند. سلوکومار و سورش [۱۹] اثرات نانوسیال آب-اکسید مس را بر چاه

حرارتی با کانال‌های نازک تحت شار حرارتی ثابت بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که ضریب انتقال حرارت با افزایش کسر حجمی نانوذرات درون سیال پایه آب افزایش می‌یابد و توان مصرفی پمپ به میزان ۱۵/۱۱ درصد برای نانوسیال با غلظت حجمی ۲ درصد افزایش می‌یابد. ژو و همکاران [۲۰] ویژگی‌های انتقال حرارت جابجایی و افت فشار نانوسیال نقره را در چاه حرارتی میکرو-صفحه-پینی به صورت آزمایشگاهی بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که افت فشار با کسر حجمی مختلف نانوذرات درون سیال پایه اختلاف کمی دارد و به طور ملایم نسبت به سیال پایه افزایش می‌یابد. همچنین مقاومت دمایی نانوسیال کمتر از آب خالص می‌باشد که بهبود عملکرد انتقال حرارت را نتیجه می‌دهد و عملکرد انتقال حرارت با افزایش کسر حجمی بهبود می‌یابد. چو و ایستمن [۲۱] برای اولین بار در آزمایشگاه ملی آرگون (National Laboratory Argonne) نشان دادند که مخلوط ذره-سیال رقیق که نانوسیالات نامیده می‌شود، هدایت حرارتی را به میزان ۲۰ تا ۱۵۰ درصد بیشتر از سیال پایه به نمایش می‌گذارد. همچنین کورکیونه [۲۲] دو رابطه تجربی برای تعیین هدایت حرارتی موثر و ویسکوزیته دینامیکی نانوسیال بر اساس تعداد زیادی از نتایج آزمایشگاهی موجود در متون، ارائه کردند. آن‌ها دریافتند که نسبت هدایت حرارتی نانوسیال نسبت به سیال پایه با افزایش کسر حجمی نانوذرات و دما افزایش می‌یابد و با افزایش قطر ذرات کاهش می‌یابد و همچنین ویسکوزیته موثر مستقل از دما می‌باشد و با افزایش غلظت حجمی و قطر ذرات به ترتیب افزایش و کاهش می‌یابد. همچنین ژانگ و یو [۲۳]، مینتسا و همکاران [۲۴]، چون و همکاران [۲۵]، دانگ سونگ کوک و همکاران [۲۶] و ردی و راثو [۲۷]، افزایش هدایت حرارتی موثر نانوسیال با دما را گزارش کردند. همچنین مورشد و همکاران [۲۸] مدل ترکیبی بر پایه مکانیسم‌های استاتیکی و دینامیکی برای محاسبه ضریب هدایت حرارتی موثر نانوسیال‌ها مختلف از جمله نانوسیال آلومینا ارائه دادند. مدل آن‌ها شامل اثرات اندازه ذرات، نانولایه‌ها، حرکت براونی و شیمی سطح ذره است که این اثرات، مکانیزم‌های دینامیکی و استاتیکی موثر بر افزایش هدایت حرارتی نانوسیال می‌باشد. نتایج آن‌ها در مطابقت خوبی با نتایج آزمایشگاهی برای چندین نوع مختلف نانوسیال بود.

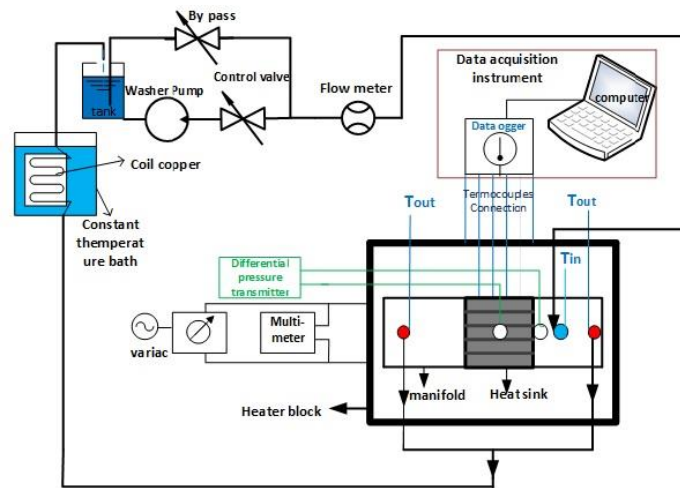
پس از بررسی مقالات گذشته این نتیجه حاصل می‌شود که تاکنون هیچ گونه مطالعه تجربی و عددی در بررسی عملکرد حرارتی و هیدرودینامیکی چاه‌های حرارتی صفحه‌ای - پینی با سه عدد پین در هر کانال با نانو سیال انجام نگرفته است و این پژوهش به عنوان اولین تلاش در جهت درک قابلیت‌های این گونه از چاه‌های حرارتی می‌باشد. در جهت نیل به این هدف بررسی عددی و آزمایشگاهی بر روی این چاه حرارتی با استفاده از نانوسیال آلومینا به عنوان سیال خنک کننده انجام گرفت. از آن جا که حرکت براونی نقش اساسی در تعیین ضریب هدایت حرارتی نانوسیال دارد بنابراین کاربرد خواص وابسته به دما در مطالعات عددی از ملزومات این پژوهش بوده و تاثیر عدد رینولدز و غلظت حجمی در ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط، عدد ناسلت متوسط، مقاومت حرارتی و توان مصرفی پمپ از دستاورد‌های این پژوهش می‌باشد.

## ۲- مواد و روش

در این قسمت به بررسی سیکل جریان، هندسه چاه حرارتی، هیتربلاک، سیستم پردازش داده و نحوه تهیه نانوسیال به طور کامل شرح داده خواهد شد.

## ۱-۲- ستاپ آزمایشگاهی

در شکل (۱) سیکل جریان و ادوات مربوط به آن طراحی و ساخته شده که در این قسمت به مطالعه آن می‌پردازیم. اجزای اصلی ستاپ آزمایشگاهی شامل یک حلقه بسته برای گردش سیال، قسمت تست چاه‌حرارتی و سیستم پردازش داده می‌باشد. سیال از درون یک مخزن به حلقه فرستاده شده و توسط دو پمپ موازی شده شوینده موتور در سیکل چرخانده می‌شود. سرعت چرخش پمپ قابل تنظیم بوده و بنابراین قابلیت ایجاد دبی‌های حجمی متفاوت را دارا می‌باشد. یک حمام دما ثابت در بالا دست جریان قرار داده شده تا دمای سیال ورودی به چاه حرارتی را کنترل نماید. نرخ جریان سیکل به وسیله یک خط برگشتی کنترل می‌گردد. برای اندازه‌گیری دبی نانوسیال از یک روتامتر استوانه‌ای با قابلیت اندازه‌گیری دبی تا ۴۰۰۰ میلی-لیتر بر دقیقه ساخته شده استفاده گردیده است. روتامتر مورد استفاده برای اندازه‌گیری دبی آب توسط شرکت آزمون متمرکزی کالیبره گشته و برای اندازه‌گیری دبی نانوسیال هر بار به وسیله استوانه مدرج کالیبره می‌گردد. استوانه مدرج دارای حجم ۱۰۰۰ و خطای اندازه‌گیری ۱۵ میلی‌لیتر می‌باشد بنابراین زمان پر شدن آن در حدود یک دقیقه می‌باشد که خطای دبی سنجی را به حداقل می‌رساند. قسمت‌های اصلی تست مدل شامل چاه‌حرارتی صفحه‌پینی، محفظه پلکسی گلاس با دیواره‌های عایق حرارتی و یک هیتر بلاک می‌باشد.



(الف)



(ب)

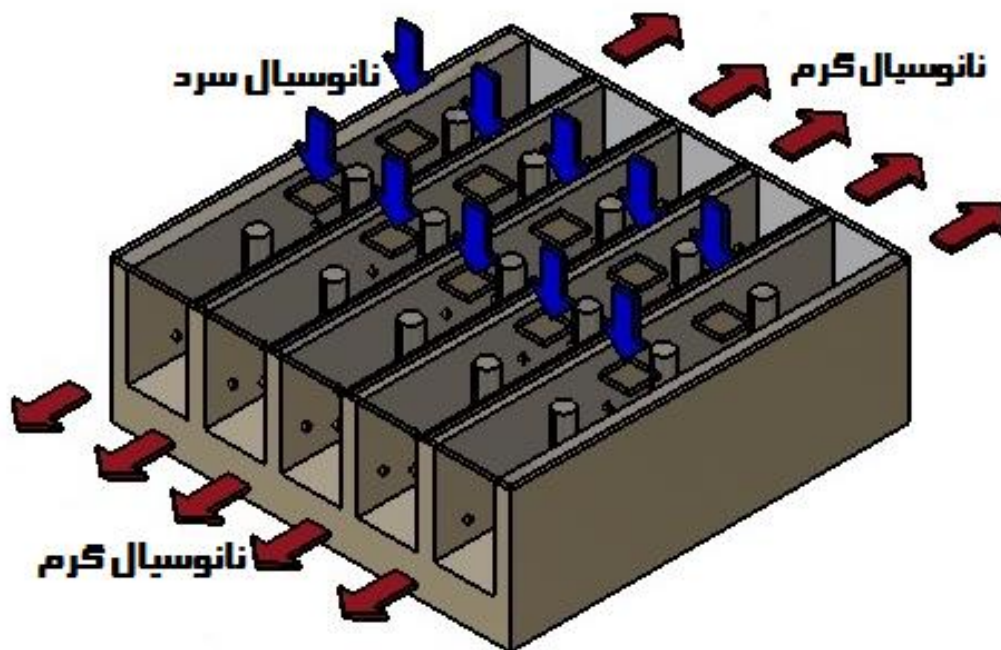
شکل ۱ - ستاپ آزمایش (الف) نمای شماتیک (ب) نمای واقعی

قسمت‌های اصلی تست مدل شامل چاه حرارتی صفحه‌پینی، محفظه پلکسی گلاس با دیواره‌های عایق حرارتی و یک هیتر بلاک می‌باشد.

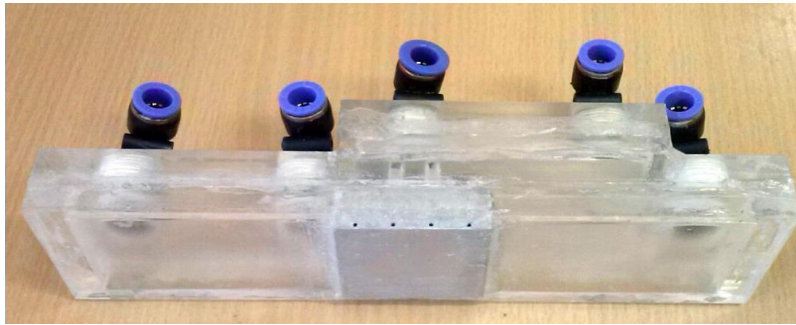
## ۲-۱-۱- هندسه چاه حرارتی

چاه حرارتی صفحه‌پینی از جنس آلومینیوم ۷۰۰۰ با استفاده از ماشین کنترل عددی (CNC) ساخته شده است. چاه حرارتی دارای ۵ کانال مستطیلی می‌باشد. ارتفاع کلی چاه حرارتی ۱۴ و عرض و طول آن ۴۲ میلی‌متر می‌باشد. ارتفاع و پهنا هر کانال به ترتیب ۱۰ و ۶ میلی‌متر می‌باشد. ضخامت پره کانال ۲ میلی‌متر می‌باشد و ضخامت گوشته تحت شار ثابت ۴ میلی‌متر و قطر هیدرولیکی کانال ۷/۵ میلی‌متر می‌باشد. درون هر کانال سه پین دایروی شکل با آرایش مستقیم قرار گرفته است که یکی از این پین‌ها در وسط کانال و دو تای دیگر در فواصل ۱۰ میلی‌متر از پین وسطی تعبیه شده‌اند. ارتفاع پین‌ها ۱۰ میلی‌متر و قطر آن‌ها ۱/۷۴ میلی‌متر می‌باشند. ده عدد اسلات جهت ورود جریان به چاه حرارتی تعبیه شده است که این اسلات‌ها به شکل مربع با ضلع ۳ میلی‌متر می‌باشند که هر اسلات در فواصل مساوی بین هر دو پین درون کانال مستطیلی قرار گرفته است. طرح شماتیک سه بعدی چاه حرارتی مینیاتوری صفحه‌پینی با جریان جت برخوردی نانوسیال در شکل (۲) نشان داده شده است.

چاه حرارتی در یک محفظه پلکسی قرار داده می‌شود و از محیط اطراف عایق می‌گردد (شکل (۳)). از آنجا که پلکسی گلاس هدایت حرارت پایینی دارد، از اثرات انتقال حرارت جانبی در طرفین محفظه تست صرفه نظر می‌گردد.



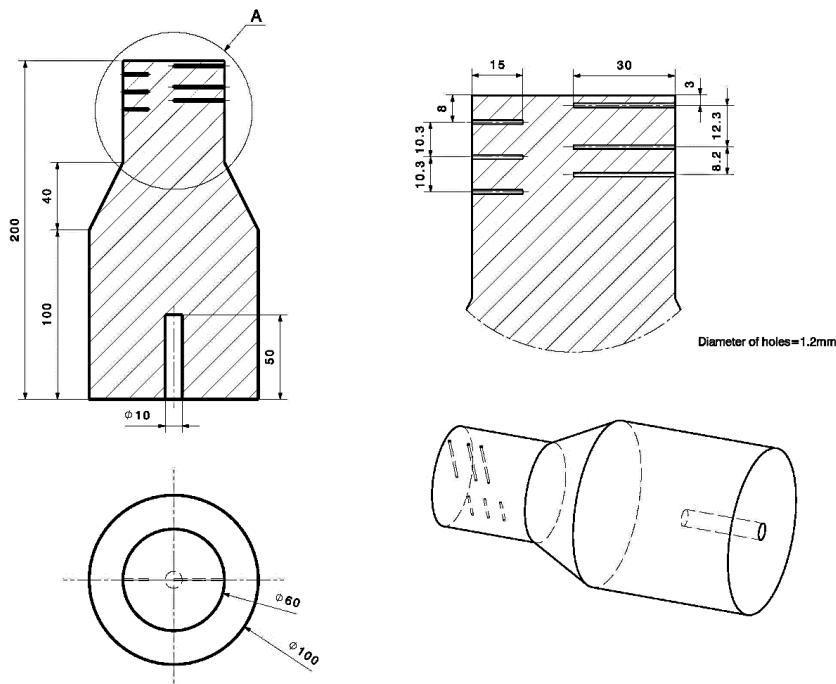
شکل ۲ - طرح شماتیک چاه حرارتی



شکل ۳- نمونه واقعی پلکسی گلاس و چاه حرارتی تعبیه شده در آن

### ۲-۱-۲- هیتر بلاک

برای طراحی و ساخت یک سطح شار ثابت به منظور مدل کردن انتقال حرارت از چیپ های الکترونیکی، از ساختاری تحت عنوان هیتر بلاک (ساخته شده از آلومینیوم ۷۰۷۵) استفاده شد که این ساختار در تزه های اگاروال [۲۹]، دترمن [۳۰]، دنگ [۳۱] و وی [۳۲] در دوره دکترا در موسسه فن آوری جرجیاتک (Georgia Institute of Technology) به دفعات مورد استفاده قرار گرفته است. در شکل (۴) طرح شماتیک هیتر بلاک مورد استفاده نمایش داده شده است. عایق سازی هیتر بلاک با قرار دادن آن در یک جعبه ساخته شده فایبر گلاس و انباشته از پشم شیشه تضمین می گردد. بنابراین سطح انتقال حرارت تنها بین هیتر بلاک و چاه حرارتی ایجاد می گردد. به منظور افزایش راندمان حرارتی یک لایه از گریس حرارتی با ضریب هدایت حرارتی بالا بین سطح هیتر بلاک و سطح زیرین چاه حرارتی قرار می گیرد.



شکل ۴- ساختار هندسی هیتر بلاک

## ۲-۲- ترموکوپل و فشارسنج

ترموکوپل های بکار رفته در این پژوهش کالیبره شده است و عدم قطعیت اندازه گیری دما توسط آنها کمتر از ۵ درصد تخمین زده می شود. چهار ترموکوپل نوع k، به فاصله ۱/۳ میلیمتر از سطح کف چاه حرارتی به منظور تعیین دمای کف چاه حرارتی جای داده شده است (مطابق شکل (۳)). هم چنین در ورودی و خروجی محفظه دو ترموکوپل نوع k به منظور اندازه گیری دمای سیال در ورودی و خروجی قرار داده شده است. شش سوراخ در استوانه هیتر بلاک ایجاد گردیده و ترموکوپل های نوع k در آن قرار داده شده است که سه تای آنها دارای عمق ۳ سانتی متر و سه تای دیگر دارای عمق ۱/۵ سانتیمتر می باشد. از این ترموکوپل ها برای تعیین شار حرارتی ایجاد شده توسط هیتر بلاک استفاده می گردد (مطابق شکل (۴)). ترموکوپل های مورد استفاده برای اندازه گیری دمای ورودی و خروجی چاه حرارتی و دمای کف چاه حرارتی به دو دیتالاگر چهار کاناله مدل 177-T4 ساخت شرکت تستو و ترموکوپل های مورد استفاده برای اندازه گیری دمای هیتر بلاک به یک دیتالاگر هشت کاناله مدل ۸۰۰ ساخت شرکت پروا متصل می شوند که دیتالاگرها توسط پورت USB بمنظور بررسی پایدار شدن نمودار دما به لپ تاپ متصل می شوند (مطابق شکل (۱ ب)). از آنجا که اندازه گیری فشار برای محاسبه توان مصرفی پمپ یکی از پارامترهای اساسی در طراحی و محاسبه کارایی چاه حرارتی می باشد بنابراین استفاده از فشارسنجی که بتواند اختلاف فشار سیال در ورودی و خروجی را محاسبه نماید از ملزومات آزمایش می باشد.

فشارسنج مورد استفاده از نوع دیفرانسیلی مدل PMD75 ساخت شرکت Endress Hauser با سنسور سیلیکونی و سرامیکی بوده و قابلیت اندازه گیری اختلاف فشار در بازه بین 3kp تا -3kp را دارا می باشد. خطای اندازه گیری این دستگاه ۰/۰۷۵ درصد می باشد.

## ۳-۲- تهیه نانوسیال

روش دو مرحله ای برای نانوذرات اکسیدی نسبت به روش یک مرحله ای مناسب تر است. در روش دو مرحله، نانوذرات اولین بار تهیه شده، و سپس به سیال پایه افزوده می شوند. روش دو مرحله ای برای تولید نانوسیال یکنواخت و پایدار با اضافه کردن نانوذرات به سیال پایه مورد استفاده قرار گرفت. نانوذره  $\gamma$ - $Al_2O_3$  کروی شکل (خریداری شده از شرکت مرک آلمان و یا خریداری شده از شرکت Plasmachem) مورد استفاده در آب مقطر به عنوان سیال پایه به منظور تولید نانوسیال آب- $Al_2O_3$  پراکنده شد. خواص ترموفیزیکی آب و نانوذره اکسید آلومینیوم در جدول (۱) و مشخصات نانوذره اکسید آلومینیوم در جدول (۲) نشان داده شده است.

جدول ۱- خواص ترموفیزیکی نانوذرات

خواص ترموفیزیکی	آب	اکسید آلومینیوم
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	۹۹۳	۳۰۰۰
Cp (J/kg K)	۴۱۸۳	۸۸۰
K(W/m K)	۰/۵۸۶۱	۴۲/۳۵



جدول ۲- مشخصات نانوذرات مورد استفاده در آزمایش

توضیحات	چگالی توده ای (g/cc) (Bulk Density)	درصد خلوص (%)	سطح مخصوص (m <sup>2</sup> /g)	متوسط اندازه نانوذرات (nm)	جنس ذره
فاز گاما	۳	>۹۹/۹	>۴۰	۴۰	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>

سیال پایه مورد استفاده آب مقطر و درصد حجمی نانوسیال آلومینا آماده شده ۰/۵، ۱، ۱/۵ و ۲ درصد می‌باشد. هر نمونه نانوسیال به میزان ۷۰۰ میلی‌لیتر (حداقل میزان مورد نیاز برای گردش در سیکل آزمایشگاهی) با سه بار عملیات سانیکیشن و هربار به مدت نیم ساعت با دستگاه همزن التراسونیک تهیه شد. برای محاسبه جرم مورد نیاز نانوذره اکسید آلومینیوم از روی درصد حجمی، از رابطه (۱) استفاده می‌شود:

$$\phi = \frac{V_p}{V_t} = \left( \frac{V_p}{V_p + V_b} \right) = \frac{(m_p / \rho_p)}{(m_p / \rho_p) + V_b} \quad (1)$$

در این رابطه  $\phi$  درصد حجمی،  $V_p$  حجم نانوذرات و  $V_t$  حجم کل نانوسیال،  $m_p$  جرم نانوذره و  $\rho_p$  چگالی نانوذرات می‌باشد. در فرایند انجام آزمایش برای هر درصد حجمی، نانو ذره Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> در سه مرحله به سیال پایه اضافه گردید و در دو مرحله اول به مدت ۳۰ دقیقه تحت عمل سانیکیشن قرار گرفت و در مرحله سوم کل نانوذره به سیال پایه اضافه گردید و به منظور حصول اطمینان از توزیع یکنواخت نانوذره مجدداً به مدت ۳۰ دقیقه تحت عمل سانیکیشن قرار گرفت. همان‌طور که تاومن و همکاران [۳] برای سه نانو پودر Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> و TiO<sub>2</sub> و SiO<sub>2</sub> نشان دادند که استفاده از سانیکیشن بیش از ۳۰ دقیقه با تقریب مناسبی تاثیری بر خواص نانوسیال ندارد.

عدم قطعیت در نتایج آزمایشگاهی در اثر ایجاد خطا در داده های اندازه گیری شده نظیر دما و شار حرارتی ناشی می‌گردد. عدم قطعیت ضریب انتقال حرارت جابجایی از رابطه (۲) به دست می‌آید. عدم قطعیت در اندازه گیری پژوهش حاضر در جدول (۳) ارائه گردیده است.

$$\frac{\Delta h_{avg}}{h_{avg}} = \frac{\Delta q''}{q''} + \frac{\Delta W}{W} + \frac{\Delta x_i}{x_i} - \frac{\Delta(T_w - T_m)}{T_w - T_m} - \frac{2(\Delta H_{ch} x_i + \Delta x_i H_{ch} + x_i \Delta W_{ch} + W_{ch} \Delta x_i + (i-1)[\pi(\Delta D_{hyd} H + \Delta H D_{hyd}) - 4\pi a \Delta a]}{(2H_{ch} x_i + x_i W_{ch} + (i-1)(\pi D H - 2\pi a^2)} \quad (2)$$

جدول ۳- عدم قطعیت

کمیت	عدم قطعیت
شار حرارتی، W/m <sup>2</sup>	± ۵/۳%
دما، °C	± ۰/۱ °C
ظریب انتقال حرارت، W/m <sup>2</sup> ·K	± ۴/۲%



### ۳- شبیه سازی عددی جریان نانوسیال و انتقال حرارت در چاه حرارتی

در این قسمت به شبیه سازی عددی جریان نانوسیال و انتقال حرارت آن در چاه حرارتی پرداخته می‌شود. در ادامه مدل ریاضی مورد استفاده برای محاسبه خواص ترموفیزیکی، فرضیات، معادلات حاکم، شرایط مرزی، روش عددی و بررسی حساسیت به شبکه مش و محاسبه کمیت های فیزیکی مختلف به طور کامل بررسی خواهد شد.

#### ۳-۱- مدل ریاضی برای خواص ترموفیزیکی

برای مدل سازی ویسکوزیته و هدایت حرارتی سیال پایه از مدل های وابسته به دما استفاده می‌شود. همچنین برای مدل سازی چگالی و ظرفیت گرمایی و ویسکوزیته نانو سیال از مدل های کلاسیک استفاده می‌گردد. برای مدل سازی ضریب هدایت حرارتی از مدل وابسته به دما کو و کلینسترئو [۳۳] استفاده شد. محاسبه عدد رینولدز بر اساس قطر هیدرولیکی کانال بوده و فیزیک حاکم بر مساله آشفته می باشد. چگالی موثر و ظرفیت حرارتی و ویسکوزیته نانوسیال با استفاده از مدل های کلاسیک پاک و چو [۳۴]، ژوان و روتزل [۳۵]، برینکمن [۳۶] و اینیشتین [۳۷] به صورت روابط (۳)، (۴) و (۵) بیان می شوند:

$$\rho_{nf} = (1-\varphi)\rho_{bf} + \varphi\rho_p \quad (۳)$$

$$C_{nf} = \frac{(1-\varphi)\rho_{bf}C_{bf} + \varphi\rho_pC_p}{(1-\varphi)C_{bf} + \varphi C_p} \quad (۴)$$

$$\frac{\mu_e}{\mu_{bf}} = \frac{1}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad (۵)$$

برای محاسبه ضریب هدایت حرارتی از مدل کو و کلینسترئو [۳۳] استفاده گردید که بخش استاتیکی (هامیلتون و کراسر [۳۸] و وسپ و همکاران [۳۹]) و دینامیکی آن در مدل سازی منظور گردیده است. بخش دینامیکی برای مدل سازی حرکت براونی ذرات است که تابعی از دما و غلظت حجمی می باشد و بکار گیری آن ایجاد کوپل پیچیده بین خواص سیال، مومنوم جریان سیال و انتقال حرارت ایجاد می کند.

$$k_{eff} = k_{Static} + k_{Brownian} \quad (۶)$$

$$K_{nf} = \left[ \frac{K_p + 2K_b - 2(K_b - K_p)\varphi}{K_p + 2K_b + (K_b - K_p)\varphi} \right] K_b + 5 \times 10^4 \varphi \rho_b (C_p)_b f \beta \sqrt{\frac{KT}{d_p \rho_p}} \quad (۷)$$

که تابع f ارائه شده توسط مقدمی [۴۰] تعاملات ذرات وابسته به دما و کسر حجمی را بیان می کند.

$$f = (-.8467\varphi + .0753) \times T + (237.67\varphi - 21.998) \quad (۸)$$

و کسر سیال متحرک عبوری از مرز با ضریب اصلاح  $\beta$  که وابسته به غلظت حجمی می باشد و با رابطه (۹) بیان می‌شود:

$$\beta = 0.0137 \times (100\varphi)^{-0.8229} \text{ for } \varphi < 0.01$$

$$\beta = .0017 \times (100\varphi)^{-0.0841} \text{ for } \varphi \geq 0.01 \quad (9)$$

وابستگی دمایی هدایت حرارتی سیف و همکاران [۴۱] و ویسکوزیته سیال پایه (آب) کوک و همکاران [۴۲] با روابط (۱۰) و (۱۲) بیان می‌شود:

$$k(T) = k_B (1 + \alpha_k T) \quad (10)$$

$$k_B = .6W / MK \quad \alpha_k = 4.167 \times 10^{-5} / K \quad (11)$$

و

$$\mu(T) = \mu_B \exp(T_\mu / T) \quad (12)$$

$$T_\mu = 1713K \quad \mu_B = 2.761 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2 \quad (13)$$

### ۳-۲- فرضیات

بیشتر نانوسیالات مورد استفاده در انتقال حرارت، محتوای ذرات کوچکتر از ۵۰ نانومتر می‌باشند. به دلیل ابعاد فوق العاده کوچک این ذرات می‌توانند به سادگی سیالیت پیدا نمایند و بنابراین می‌توان فرض کرد که مثل یک سیال عمل می‌کنند. بنابراین با فرض اینکه حرکت لغزشی بین ذره و فاز پیوسته قابل صرف نظر کردن باشد و تعادل حرارتی برقرار باشد، نانوسیال را می‌توان به صورت یک سیال تک فازی در نظر گرفت. خواص فیزیکی مؤثر تابعی از خواص سیال پایه، ذرات و غلظت ذره می‌باشند. نتیجه جالبی که از چنین فرضی حاصل می‌شود این است که امکان بررسی نانوسیالات مانند سیالات متداول امکان پذیر است. به این معنی که تئوری کلاسیک بسط یافته برای سیالات تک فازی مرسوم در مورد نانوسیالات هم قابل استفاده است. بنابراین تمام معادلات بقاء (جرم، انرژی و مومنتوم) مربوط به سیالات تک فازی در مورد نانوسیالات هم به کار می‌روند.

### ۳-۳- معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جرم، مومنتوم، انرژی و توربولانس (برای مدل سازی توربولانس از مدل دو معادله  $k - \varepsilon$  بهره گرفته شده است) با روابط (۱۴) تا (۲۳) به شرح زیر بیان می‌شود:

معادله پیوستگی

$$\frac{\partial(\rho_{nf} u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (14)$$

معادله مومنتوم

$$\frac{\partial(u_i \rho_{nf} u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( (\mu_{nf} + \mu_t) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (15)$$

که ویسکوزیته مغشوش  $\mu_t$  به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\mu_t = \frac{C_\mu \cdot \rho_{nf} \cdot k^2}{\varepsilon} \quad (16)$$

معادله انتقال برای k

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho_{nf} \cdot u_i \cdot k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu_{nf} + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G - \rho_{nf} \varepsilon \quad (17)$$

معادله انتقال برای ε

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho_{nf} \cdot u_i \cdot \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu_{nf} + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 G - C_2 \cdot \rho_{nf} \cdot \varepsilon) \quad (18)$$

در حالی که G نشان دهنده تولید انرژی توربولانس

$$G = -\rho_{nf} \cdot u_i \cdot u_j \frac{\partial (u_j)}{\partial x_i} \quad (19)$$

ثوابت تجربی ظاهر شده در روابط بالا

$$C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3, Pr_t = 0.85 \quad (20)$$

معادله انرژی در درنانوسیال

$$\frac{\partial \left( (\rho C_p)_{nf} \cdot u_i \cdot T_{nf} \right)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( K_{nf} + \frac{C_p \cdot \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T_{nf}}{\partial x_i} \right] + \mu_{nf} \Phi \quad (21)$$

$$\Phi = \left( \frac{\partial (\mu_{nf} \cdot u_i)}{\partial x_j} + \frac{\partial (\mu_{nf} \cdot u_j)}{\partial x_i} \right) \frac{\partial (\mu_{nf} \cdot u_i)}{\partial x_j} \quad (22)$$

معادله انرژی در چاه حرارتی

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left( K_s \frac{\partial T_s}{\partial x_i} \right) = 0 \quad (23)$$

که در آن  $\Phi$  تابع اتلاف است و بیان گر نرخ انرژی هدر رفته از طریق ویسکوزیته نانوسیال بر واحد حجم می باشد که با معادله (۲۱) نشان داده شده است. در معادلات (۱۴) تا (۲۳)،  $\vec{u}$  بیان گر بردار سرعت، P و T بیان گر فشار و دما می باشد. زیرنویس s و nf بیان گر قسمت جامد و نانوسیال می باشد.

### ۳-۴- شرایط مرزی

سیال با سرعت و دمای یکنواخت در ورودی در نظر گرفته شده است. شار حرارتی ثابت  $125 \text{ kW/m}^2$  به کف چاه حرارتی اعمال می گردد. شرط مرزی فشار ثابت به خروجی و شرط عدم لغزش به دیواره های داخلی اعمال می گردد. شرط مرزی کوپل به مرز بین جامد و مایع اعمال می گردد و دیواره های خارجی عایق در نظر گرفته می شود.

شرط مرزی در ورودی (سرعت ورودی)

$$u(x, H, z) = 0, v(x, H, z) = -v_{inlet}, w(x, H, z) = 0, T_f(x, H, z) = T_{inlet} \quad (24)$$

شرط مرزی در خروجی (جریان خروجی)

$$\frac{\partial u}{\partial z}(x, y, L) = 0, \frac{\partial v}{\partial z}(x, y, L) = 0, \frac{\partial w}{\partial z}(x, y, L) = 0, \frac{\partial T_f}{\partial z}(x, y, L) = 0 \quad (25)$$

تمامی دیواره های خارجی عایق شده به جز دیواره پایین در تماس با هیتر بلاک (شار ثابت)

$$q_w = K_s \frac{\partial T}{\partial y}(x, 0, z) \quad (26)$$

شرط مرزی بین مرز جامد و سیال (کوپل)

$$K_{nf} \frac{\partial T_{nf}}{\partial n} = K_s \frac{\partial T_s}{\partial n}, T_f(x, H, z) = T_s \quad (27)$$

### ۳-۵- کمیت های فیزیکی

سپس می توان کمیت های فیزیکی مانند توان پمپاژ (P.P)، عدد ناسلت (Nu)، مقاومت حرارتی ( $R_{th}$ )، یکنواختی درجه حرارت  $\Delta T_s$  را از فرمول های زیر استخراج نموده و با نتایج آزمایشگاهی مقایسه نمائیم. توان پمپاژ به صورت رابطه (۲۸) محاسبه می شود:

$$p.p = \frac{\dot{M}}{\rho} \cdot (P_{outlet} - P_{inlet}) \quad (28)$$

که  $\dot{M}$  نرخ جریان جرمی می باشد. یکنواختی درجه حرارت با کمیت رابطه (۲۹) تعریف می شود:

$$T_s = T_{w,max} - T_{w,min} \quad (29)$$

که  $T_{w,max}$  و  $T_{w,min}$  به ترتیب ماکسیمم و مینیمم دمای کف چاه حرارتی می باشند. دومین پارامتر مهم برای تعیین عملکرد حرارتی هیت سینک، مقاومت حرارتی چاه حرارتی می باشد و به صورت رابطه (۳۰) تعیین شده است:

$$R_{th} = \frac{T_{w,max} - T_{c,inlet}}{q} \quad (30)$$

که  $q$  نرخ حرارت و  $T_{c,in}$  دمای ورودی خنک کننده می باشد. ضریب انتقال حرارت جابه جایی موضعی و متوسط با فرمول (۳۱) بیان می گردد :

$$h_i = \frac{q'' \times W \times x_i}{N_{ch} \times (2H_{ch} \times x_i + W_{ch} \times x_i + (i-1)(\pi D_{hyd} H_{ch} - 2\pi a^2)) \times (T_{W_i} - T_{m_i})}$$

$$h_{avg} = \frac{\sum_{i=1}^3 \left( \frac{h_i + h_{i+1}}{2} \right) (x_{i+1} - x_i)}{\sum_{i=1}^3 (x_{i+1} - x_i)} \quad (31)$$

که در آن  $T_m$ ، دمای بالک را نشان می‌دهد و طبق رابطه (۳۲) محاسبه می‌گردد.

$$T_{m_i} = \frac{(q'' \times W \times x_i)}{\rho_{nf_i} \times Q_{nf_i} \times C_{P_{nf_i}}} + T_{in_i} \quad (32)$$

سپس عدد ناسلت Nu چاه حرارتی صفحه‌پینی به صورت رابطه (۳۳) تعریف می‌شود:

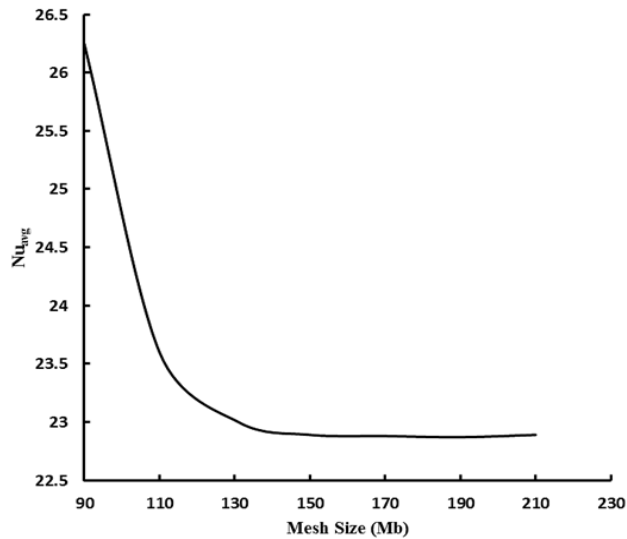
$$Nu = \frac{h \cdot D_{hyd}}{K_{nf}} \quad (33)$$

عدد رینولدز که معیاری برای مشخص شدن نوع رژیم جریان می‌باشد، با رابطه (۳۴) محاسبه می‌گردد:

$$Re = \frac{\rho_{nf} \times V \times D_{hyd}}{\mu_{nf}} \quad (34)$$

### ۳-۶- روش عددی

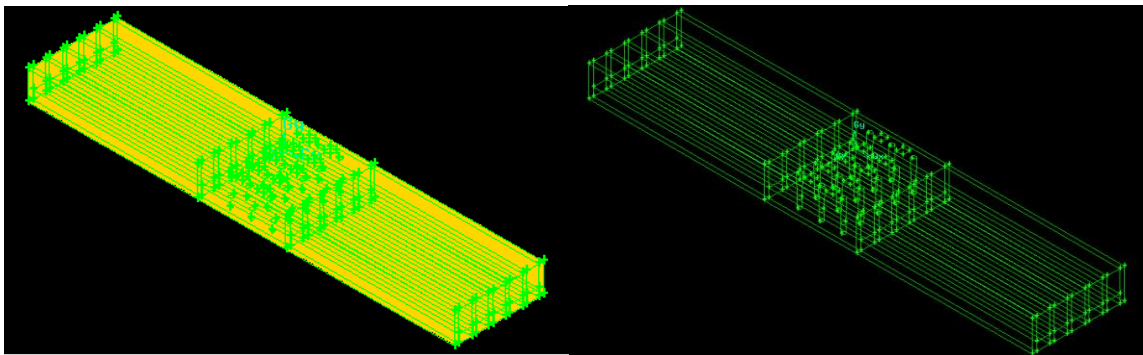
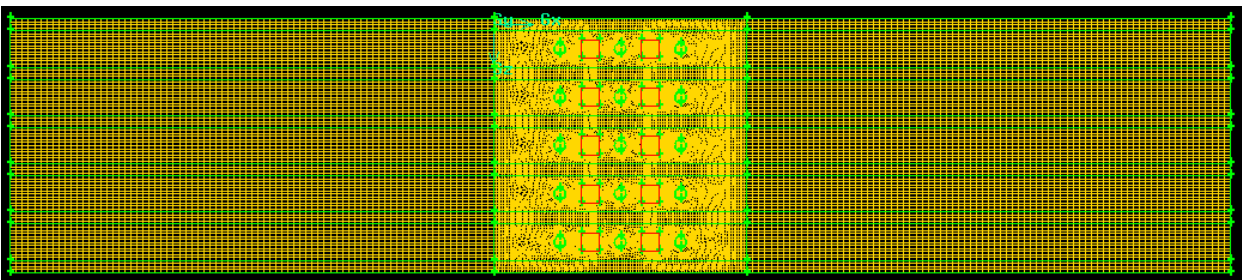
معادلات حاکم (۱۴) تا (۲۳) با شرایط مرزی (۲۴) تا (۲۷) با استفاده از روش عددی مبتنی بر حجم محدود حل شده اند و حل این معادلات با استفاده از نرم افزار فلونت انجام شده است. برای انفصال معادلات از تقریب مرتبه دو و برای برقراری ارتباط میان فشار و سرعت از الگوریتم سیمپل استفاده شده است. برای حل معادلات بقاء مومنتوم و بقاء انرژی از مدل  $k-\epsilon$  استفاده می‌کنیم. در اینجا  $k$  معرف انرژی جنبشی آشفته و  $\epsilon$  معرف نرخ پخش است. جریان سه بعدی، حالت پایدار و تکفاز فرض شده است. جهت بررسی استقلال نتایج بدست آمده از شبیه سازی عددی از شبکه مش بندی شده و تکرار حل برای همگرایی روشی اتخاذ شده است که میزان شرط همگرایی برای معادلات مومنتوم و انرژی به ترتیب  $10^{-5}$  و  $10^{-6}$  انتخاب می‌شود و سپس با تغییر حجم مش، معادلات تا زمانی حل می‌شدند که شرط همگرایی ارضا شود. در شکل (۵) عدد ناسلت متوسط جهت بررسی حساسیت به مش و شبکه مورد استفاده در شبیه سازی عددی چاه حرارتی نشان داده شده است. اندازه مش انتخاب شده در نرم افزار گمبیت بر اساس تعریف یک تابع با مقدار  $0.2$  نزدیک پین ها تا  $0.5$  نزدیک پره ها با نرخ  $1/2$  می‌باشد. شبکه‌ای با ابعاد  $147/53$  مگابایت معیار همگرایی  $10^{-5}$  همگرایی نسبی قابل قبولی ارائه می‌دهد.



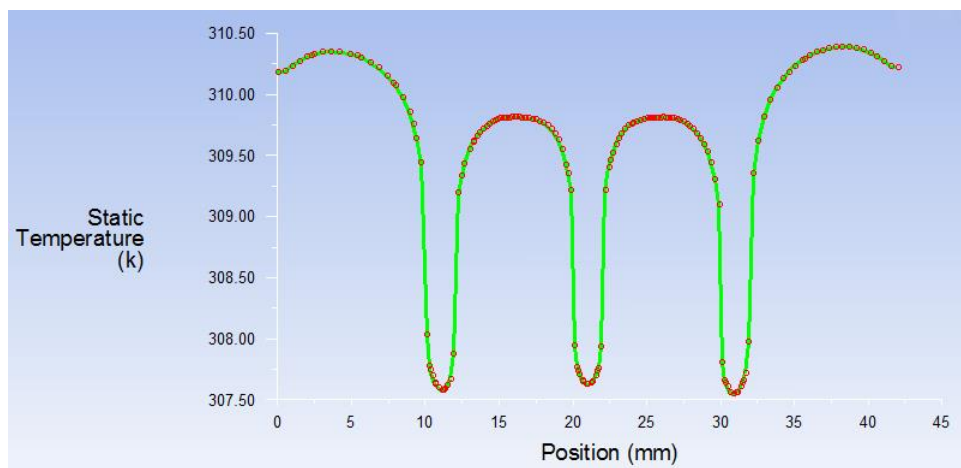
شکل ۵- روند همگرایی جواب در نرم افزار فلونت با افزایش حجم مش

با استفاده از نرم افزار گمبیت هندسه چاه حرارتی مطابق با نمونه چاه حرارتی و پلکسی گلاس آزمایشگاهی مدل سازی و شبکه بندی شد که در شکل (۶) هندسه شبکه بندی شده مشاهده می شود. اندازه مش انتخاب شده در نرم افزار گمبیت بر اساس تعریف یک تابع با مقدار  $0.2$  نزدیک پین ها تا  $0.5$  نزدیک پره ها با نرخ  $1/2$  می باشد.

همچنین در شکل (۷) پروفیل دما سطح کف چاه حرارتی برای نانوسیال ورودی آب - اکسید آلومینیوم با غلظت حجمی ۱ درصد و دبی حجمی به میزان  $3.27e-5 \text{ m}^3/s$  نسبت به راستای طولی موازی با کانال های مستطیلی چاه حرارتی مشاهده می شود.

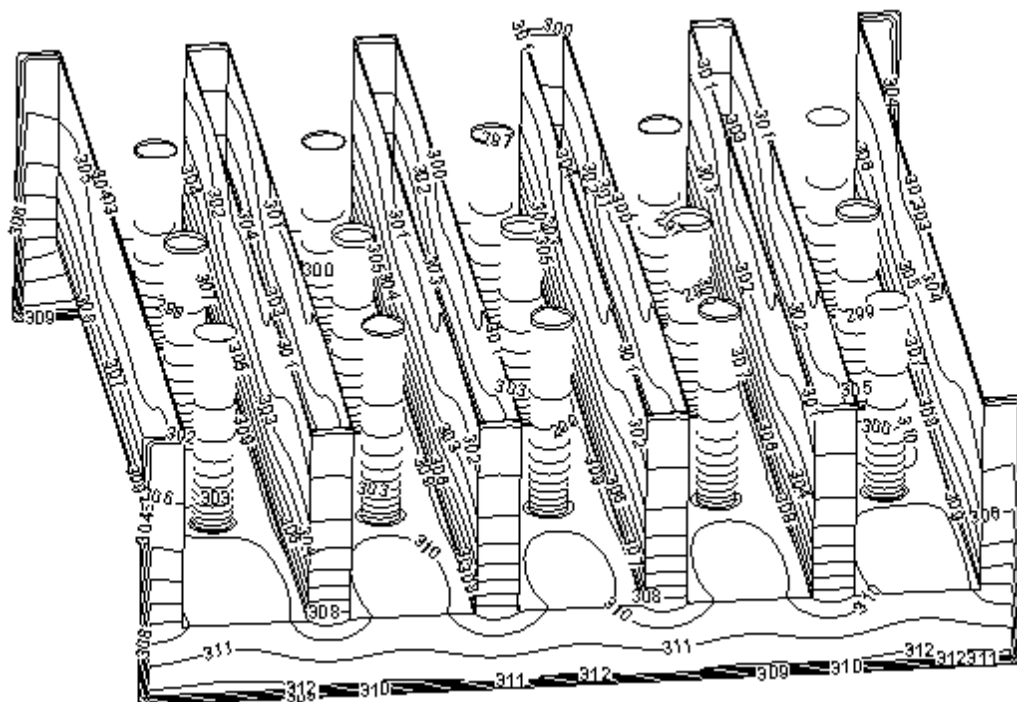


شکل ۶- هندسه شبکه بندی شده چاه حرارتی صفحه- پینی



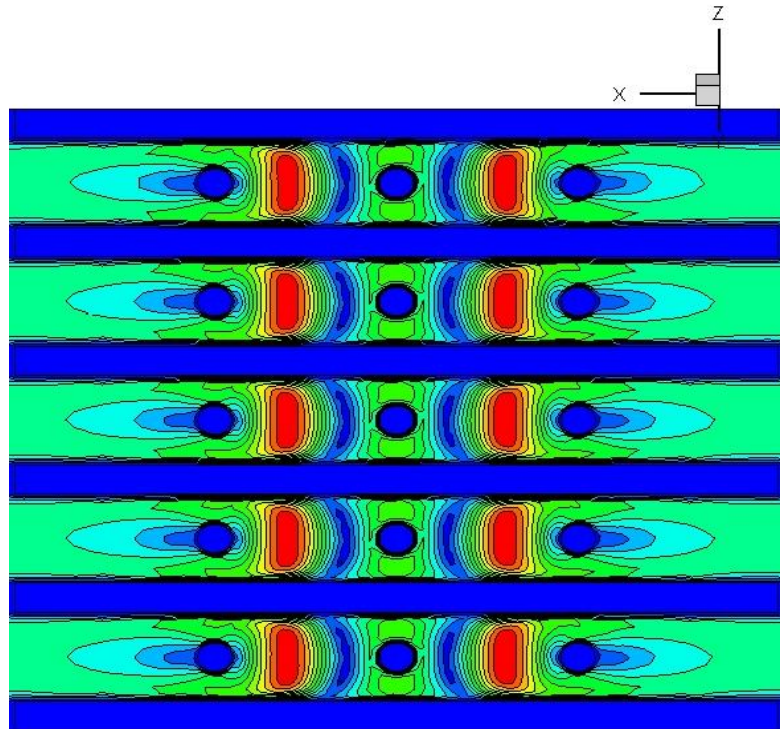
شکل ۷- تغییرات دما در وسط سطح کف چاه حرارتی در راستای طولی (موازی با کانال) در تماس با نانوسیال

همانطور که در شکل (۷) مشاهده می شود دمای سطح کف چاه حرارتی ( $y=4\text{mm}$ ) در وسط کانال میانی و محل قرارگیری پین ها در راستای طولی کانال چاه حرارتی یعنی در فواصل ۱۱، ۲۱ و ۳۱ میلیمتری، کمترین مقدار ممکن را دارند. دلیل این موضوع را می توان استفاده از پین به عنوان سطوح افزایشی درون کانال های چاه حرارتی به منظور افزایش انتقال حرارت هدایتی و متعاقبا خنک کاری بیشتر دانست. تغییرات پروفیل دما در سطح مشترک جامد/مایع چاه حرارتی در شکل (۸) نشان داده شده است. همچنین کانتور سرعت در  $y=8\text{mm}$  برای نانوسیال با غلظت حجمی ۱ درصد در عدد رینولدز  $223/56$  در شکل (۹) نشان داده شده است.



شکل ۸- کانتور دمای در سطح مشترک جامد/مایع چاه حرارتی





شکل ۹- کانتور سرعت در  $y=8\text{mm}$  و  $Re=223.56$

#### ۴- نتایج و بحث

##### ۴-۱- تاثیر غلظت حجمی نانوذرات و عدد رینولدز بر ضریب انتقال حرارت جابجایی

در شکل (۱۰) ضریب انتقال حرارت متوسط نانوسیال آلومینا برای چهار غلظت حجمی  $0/5$ ،  $1$ ،  $1/5$  و  $2$  درصد نسبت به سیال پایه بر اساس نتایج آزمایشگاهی و شبیه سازی عددی ارائه شده است. همان طور که در شکل (۱۰) مشاهده می گردد با افزایش عدد رینولدز و همچنین افزایش کسر حجمی نانوذرات درون سیال پایه ضریب انتقال حرارت جابه جایی متوسط به میزان زیادی افزایش می یابد. همچنین شیب افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی با افزایش عدد رینولدز برای نانوسیال آلومینا بر اساس نتایج آزمایشگاهی و شبیه سازی عددی حدوداً از عدد رینولدز  $159/9$  تا  $240/3$  زیاد می باشد ولی پس از آن این شیب افت می کند. دلیل این امر را می توان افزایش طول حرارتی مورد نیاز برای توسعه یافتگی حرارتی بر اثر افزایش عدد رینولدز بیان نمود. در اعداد رینولدز پایین، بخش عمده ای از کانال در ناحیه توسعه یافتگی حرارتی (و یا نزدیک به آن ناحیه) قرار داشته و لذا ضریب انتقال حرارت آن پایین می باشد، با افزایش عدد رینولدز این نقاط از چنین ناحیه ای دور شده و لذا ضریب انتقال حرارت جابجایی افزایش می یابد. یا به عبارت دیگر در چاه حرارتی برای عدد رینولدز حدوداً کمتر از  $240/3$  جریان کاملاً توسعه یافته حرارتی می باشد. هنگامی که دبی حجمی و متعاقباً عدد رینولدز افزایش می یابد، تاخیری برای نقطه توسعه یافتگی کامل حرارتی در چاه حرارتی خواهیم داشت بنابراین شیب زیادی ناشی از تغییرات زیاد لایه مرزی حرارتی به وجود می آید. بعد از گذشتن از نقطه کاملاً توسعه یافته حرارتی شیب لایه مرزی حرارتی و ضریب انتقال حرارت جابجایی ملایم می باشد زیرا جریان کاملاً توسعه یافته حرارتی نمی باشد.

چنان که از شکل (۱۰ الف) قابل مشاهده است که می توان با استفاده از نانوسیال آلومینا با غلظت حجمی دو درصد به میزان ۱۷ درصد افزایش در ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط نسبت به حالت استفاده از آب خالص بر اساس نتایج آزمایشگاهی به دست آورد. این افزایش، توان بالقوه استفاده از نانوسیال به جای سیال پایه آب در خنک کاری چیپ‌های الکترونیکی را نشان می دهد. شکل (۱۰ ب) ضریب انتقال حرارت جابجایی رو بر اساس شبیه سازی عددی نشان می دهد و مشاهده می گردد که روند کاملاً یکنواختی را مانند شکل (۱۰ الف) بر اساس نتایج آزمایشگاهی طی میکند. در شبیه سازی عددی خواص ترموفیزیکی بر اساس روابط کلاسیک و مدل های وابسته به دما توسط توابع تعریف شده توسط کاربر تعریف شدند. در مدل وابسته به دما مدل کو و کلینسترئو [۳۳] رابطه (۶) ضریب هدایت حرارتی از دو بخش استاتیکی و دینامیکی تشکیل شده است. هنگامی که تنها از بخش استاتیکی استفاده می شود که همان مدل همیلتون و کراسر [۳۸] می باشد به دلیل در نظر نگرفتن حرکت براونی نانوذرات و وابستگی دمایی باعث کاهش میزان افزایش ضریب انتقال حرارت هدایتی و در نتیجه افزایش اندک ضریب انتقال حرارت جابجایی به ازای افزایش درصد حجمی نانوسیال می شود بنابراین نمی تواند خواص مطلوب انتقال حرارت نانوسیال را به خوبی پیش بینی کند. ولی در مدل کو و کلینسترئو [۳۳]، با در نظر گرفتن ضریب هدایت حرارتی دینامیکی ناشی از حرکت براونی و در نظر گرفتن وابستگی دمایی، با افزایش غلظت نانوذرات ضریب انتقال حرارت چاه حرارتی افزایش بسیار بیشتری دارد.

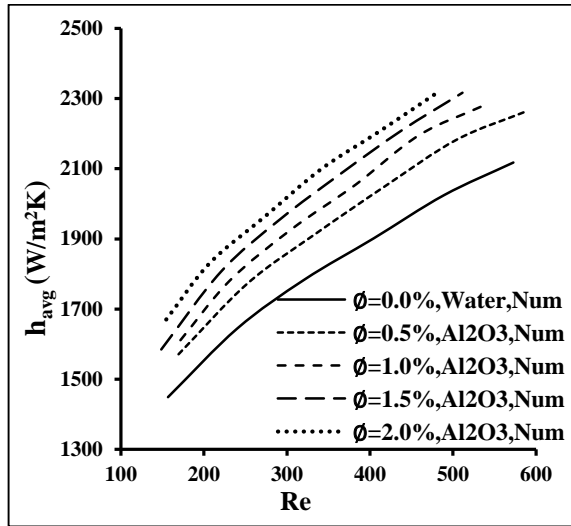
#### ۴-۲- تاثیر غلظت حجمی نانوسیال و عدد رینولدز بر روی مقاومت دمایی

با استفاده از مقاومت دمایی می توان عملکرد حرارتی و خنک کاری چاه حرارتی صفحه پینی را پیش بینی کرد. مقاومت حرارتی به صورت اختلاف بین دمای ماکسیمم کف چاه حرارتی و دمای سیال خنک کننده ورودی به ازای شار حرارتی اعمالی به کف چاه حرارتی تعریف می شود. تاثیر عدد رینولدز و غلظت حجمی نانوسیال روی مقاومت دمایی برای نانوسیال آلومینا بر اساس نتایج آزمایشگاهی و شبیه سازی عددی در شکل (۱۱) مشاهده می شود. همانطور که از شکل (۱۱) مشاهده می شود، مقاومت دمایی بر اساس نتایج آزمایشگاهی و شبیه سازی عددی با افزایش عدد رینولدز و غلظت حجمی نانوسیال کاهش می یابد. بر اساس نتایج آزمایشگاهی با استفاده از نانوسیال آلومینا در غلظت حجمی ۲ درصد، مقاومت دمایی نانوسیال به میزان ۱۹ درصد نسبت به سیال پایه کاهش می یابد که این مطلب با یکنواختی دمایی سطح کف چاه حرارتی هنگام استفاده از نانوسیال با غلظت حجمی بالاتر در تماس مستقیم است و بهبود عملکرد حرارتی را بیان می کند.

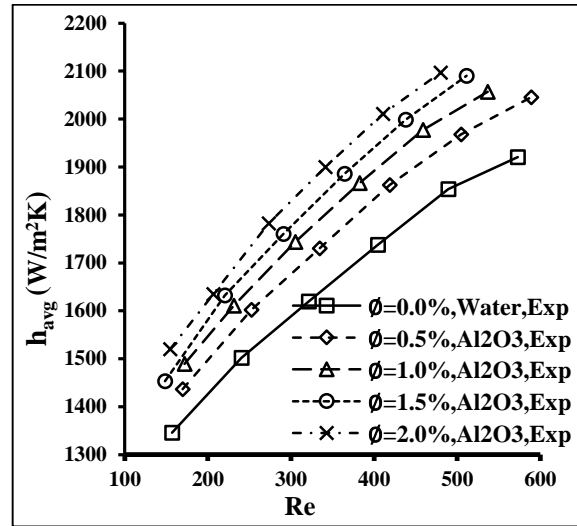
#### ۴-۳- تاثیر غلظت حجمی نانوسیال و عدد رینولدز بر روی توان مصرفی پمپ

با استفاده از توان مصرفی پمپ می توان میزان انرژی اتلافی جریان نانوسیال از چاه حرارتی را نشان داد. توان مصرفی پمپ به عنوان معیاری جهت اندازه گیری اختلاف فشار ورودی و خروجی از چاه حرارتی صفحه پینی در دبی حجمی معین بیان می شود. بر اساس نتایج آزمایشگاهی، تاثیر عدد رینولدز و غلظت حجمی نانوسیال آلومینا بر توان مصرفی پمپ در شکل (۱۲) نشان داده شده است. تاثیر کسر حجمی نانوذرات مورد استفاده

در سیال پایه بر توان مصرفی پمپ ناشی از افزایش ویسکوزیته در کسر حجمی زیاد نانوذرات، ناشی از ویسکوز شدن سیال پایه با نانوذرات افزوده به آن می باشد که ویسکوزیته بالای نانوسیال باعث افزایش افت فشار و متعاقبا افزایش توان مصرفی پمپ می گردد.

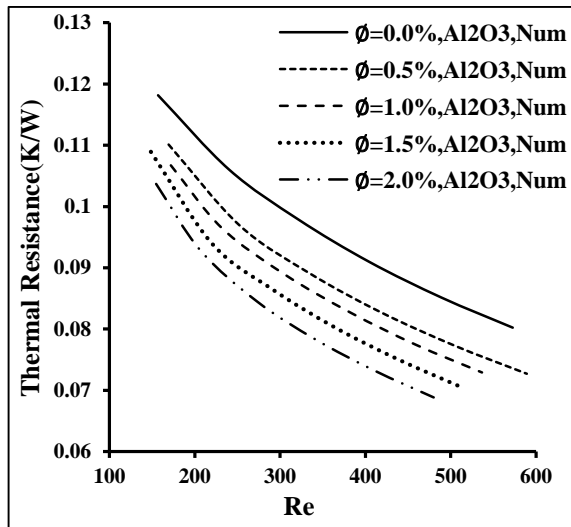


(ب)

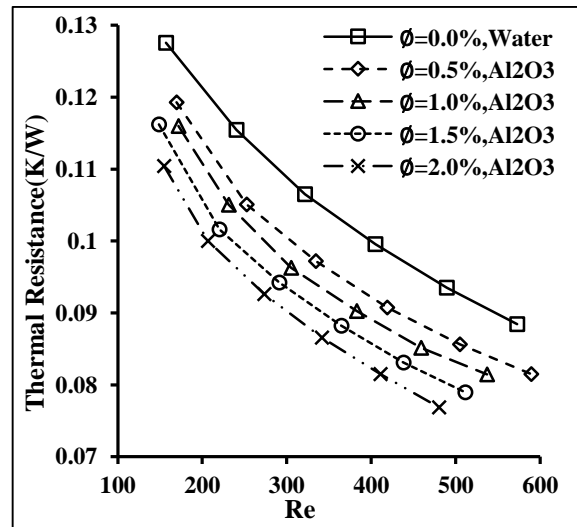


(الف)

شکل ۱۰- تاثیر کسر حجمی بر روی ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط نانوسیال آلومینا (الف) آزمایشگاهی (ب) عددی

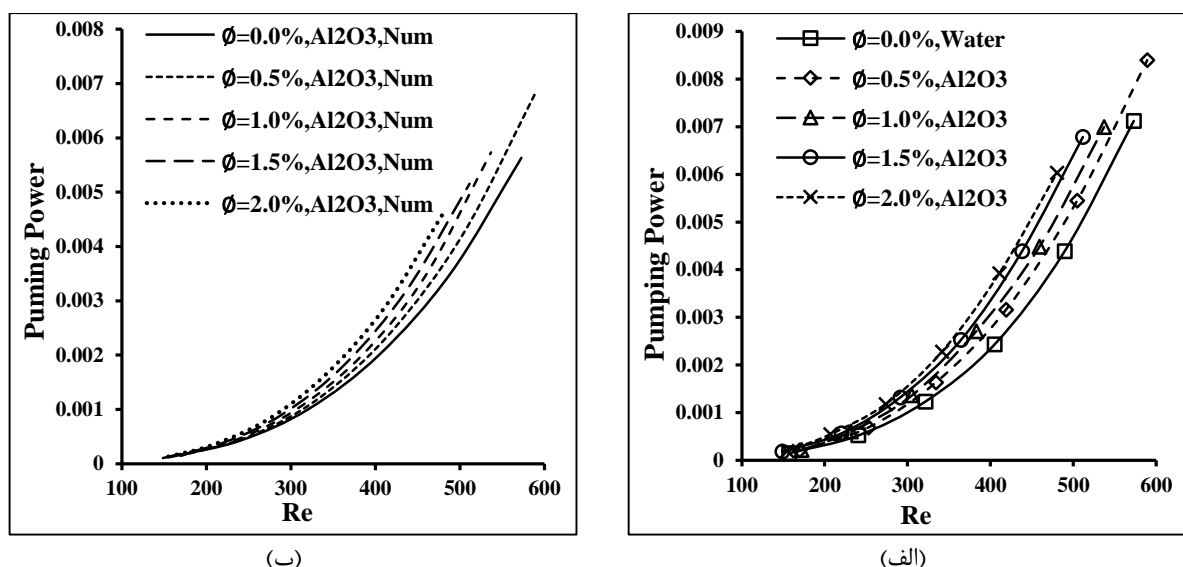


(ب)



(الف)

شکل ۱۱- تاثیر کسر حجمی بر روی مقاومت دمایی نانوسیال آلومینا (الف) آزمایشگاهی (ب) عددی



شکل ۱۲- تاثیر کسر حجمی بر روی توان مصرفی پمپ نانوسیال آلومینا (الف) آزمایشگاهی (ب) عددی

همانطور که در شکل (۱۲) مشاهده می‌شود با افزایش غلظت حجمی نانوسیال توان مصرفی پمپ بر اساس نتایج آزمایشگاهی و شبیه‌سازی عددی افزایش می‌یابد. افزایش توان مصرفی پمپ در دبی حجمی کم و معاقبا عدد رینولدز پایین، کم می‌باشد و با افزایش عدد رینولدز میزان افزایش توان پمپاژ قابل توجه می‌باشد و نمودار با شیبی افزایشی، افزایش می‌یابد.

بر اساس نتایج آزمایشگاهی با استفاده از نانوسیال آلومینا، توان مصرفی پمپ به میزان ۱۶ درصد نسبت به سیال پایه افزایش می‌یابد. از آنجا که اختلاف فشار با ویسکوزیته نانوسیال رابطه مستقیم دارد با افزایش غلظت حجمی نانوسیال توان مصرفی پمپ افزایش می‌یابد.

#### ۴-۴- تغییرات مقاومت دمایی با توان مصرفی پمپ نانوسیال

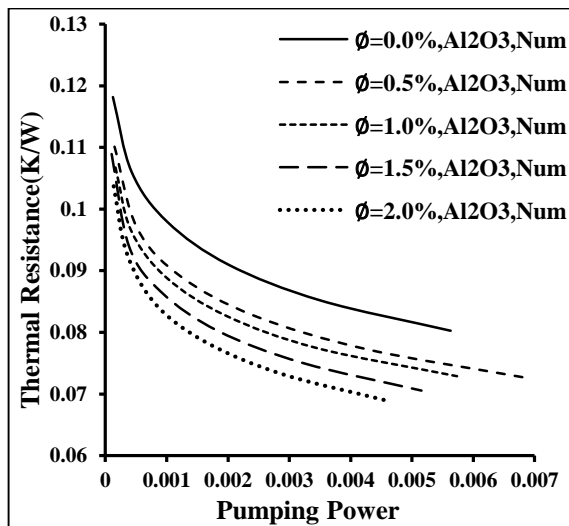
در شکل (۱۳) تغییرات مقاومت دمایی با توان مصرفی پمپ برای غلظت حجمی مختلف نانوسیال آلومینا بر اساس نتایج آزمایشگاهی و شبیه‌سازی عددی نشان داده شده است. از شکل (۱۳) قابل مشاهده است که روند نمودار مقاومت دمایی برای نانوسیال و آب مشابه می‌باشد و مقاومت دمایی نانوسیال در هر یک از چهار غلظت حجمی ۰/۵، ۱، ۱/۵ و ۲ درصد همواره کمتر از مقاومت دمایی آب در یک توان مصرفی پمپ ثابت می‌باشد که با افزایش غلظت حجمی نانوسیال بیشتر قابل مشاهده می‌باشد. مقاومت دمایی نسبت به توان مصرفی پمپ در غلظت حجمی کمتر نانوسیال تناسب و نزدیکی بیشتری به سیال پایه دارد که این موضوع اهمیت استفاده از نانوسیال با غلظت حجمی بیشتر در بهبود عملکرد حرارتی را بیان می‌کند.

مطابق شکل (۱۳) مقاومت دمایی با افزایش توان مصرفی پمپ در دبی حجمی کم و متعاقبا عدد رینولدز پایین بسیار سریع کاهش می‌یابد و سپس با افزایش دبی حجمی و عدد رینولدز شیب نمودار روند ملایم تری را طی می‌کند. دلیل این موضوع این هست که سرعت نانوسیال به سرعت با افزایش توان مصرفی پمپ افزایش یافته و باعث بهبود عملکرد خنک‌کاری و افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی چاه حرارتی می‌شود. همچنین درصد افزایش غلظت حجمی نانو ذرات نیز باعث افزایش عملکرد انتقال حرارت می‌شود اما

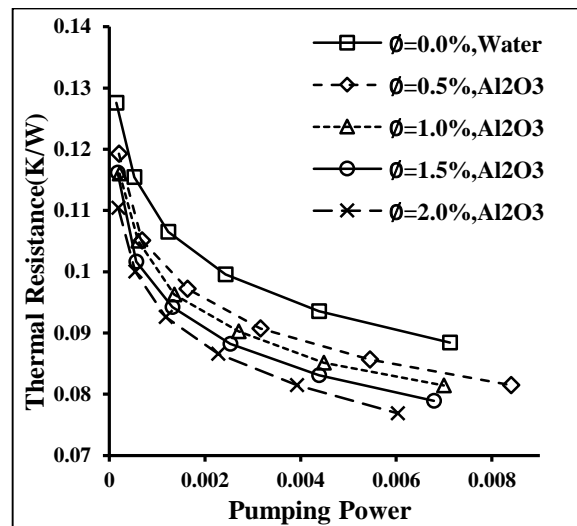
افزایش ویسکوزیته نانوسیال ناشی از افزایش کسر حجمی نانوذرات مورد استفاده در سیال پایه باعث افزایش افت فشار و متعاقبا افزایش توان مصرفی پمپ می گردد که مانع از تقویت انتقال حرارت متاثر از نانوسیال می شود. با مقایسه بین افزایش فشار و انتقال حرارت می توان نشان داد که افزایش ضریب انتقال حرارت و متعاقبا افزایش عملکرد حرارتی بیشتر از افزایش افت فشار و متعاقبا توان مصرفی پمپ می باشد. بنابراین نانوسیال می تواند جهت خنک کاری تجهیزات الکترونیکی مورد استفاده قرار بگیرد.

#### ۴-۵- تاثیر غلظت حجمی نانوسیال و عدد رینولدز بر روی عدد ناسلت

عدد بی بعد ناسلت بیان گر پتانسیل انتقال حرارت جابه جایی سیال به انتقال حرارت هدایتی آن می باشد. تاثیر عدد رینولدز و کسر حجمی نانوذره اکسید آلومینیوم در سیال پایه آب بر روی عدد ناسلت بر اساس نتایج آزمایشگاهی و شبیه سازی عددی در شکل (۱۴) قابل مشاهده می باشد.

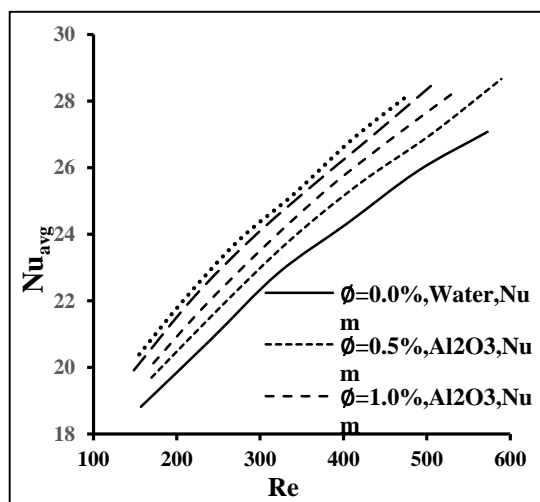


(ب)

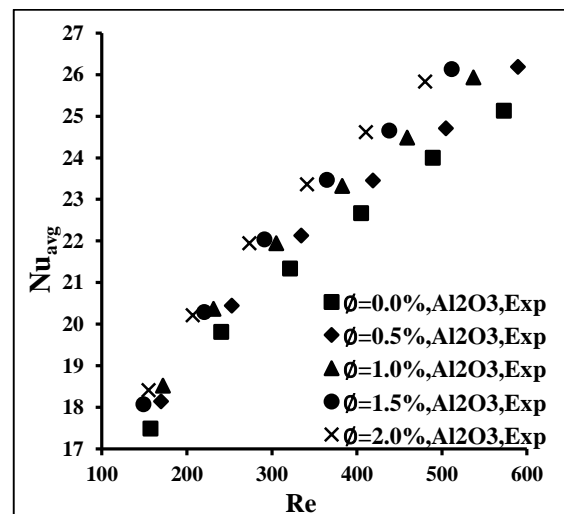


(الف)

شکل ۱۳- تغییرات مقاومت دمایی نانوسیال آلومینا با توان مصرفی پمپ (الف) آزمایشگاهی (ب) عددی



(ب)



(الف)

شکل ۱۴- تاثیر کسر حجمی بر روی عدد ناسلت متوسط نانوسیال آلومینا (الف) آزمایشگاهی (ب) عددی

براساس نتایج آزمایشگاهی از شکل (۱۴الف) قابل مشاهده است که افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط و افزایش ضریب هدایت حرارتی به ازای افزایش غلظت حجمی و کاهش ضریب هدایت حرارتی وابسته به دما در طول چاه حرارتی به دلیل کاهش دمای کف چاه حرارتی در طول چاه حرارتی به گونه ای است که با افزایش عدد رینولدز و غلظت حجمی نانوسیال عدد ناسلت افزایش می یابد.

بر اساس نتایج آزمایشگاهی با استفاده از نانوسیال آلومینا، عدد ناسلت به میزان  $6/2$  درصد نسبت به سیال پایه افزایش می یابد. بعد از شبیه سازی عددی و استخراج نتایج عددی مشاهده شد که عدد بی بعد ناسلت که بیانگر پتانسیل انتقال حرارت جابه جایی سیال به انتقال حرارت هدایتی آن می باشد با افزایش درصد حجمی کاهش می یابد. این کاهش ناشی از کمتر بودن طول توسعه یافتگی نانوسیال و سریعتر رسیدن عدد بی بعد ناسلت به میزان توسعه یافتگی می باشد. زیرا هنگام استفاده از مدل ارائه شده مدل کو و کلینسترئو [۳۳] رابطه (۶)، برای محاسبه عدد ناسلت متوسط، ضریب انتقال حرارت نانوسیال و ویسکوزیته نانوسیال بیشتر از آب و ظرفیت حرارتی نانوسیال کمتر از آب محاسبه می شود. لذا به ازای یک دبی حجمی ثابت، عدد رینولدز جریان درون کانال به ازای استفاده از نانوسیال کمتر از آب بوده و عدد پرانتل نانوسیال نیز کمتر باشد. مطلب ارائه شده در بالا مزیت های استفاده از نانوسیال را به چالش می کشد. چنین مسئله ای در پژوهش های ارائه شده بسیاری از پژوهشگران مانند مایگا و همکاران [۴۳] و مدل لی و کلینسترئو [۴۴] مشاهده می شود. توسط لی و کلینسترئو [۴۴] پیشنهادی ارائه شد که در تعریف عدد ناسلت از ضریب هدایت حرارتی سیال پایه استفاده شود. شکل ۸ (ب) تغییرات عدد ناسلت اصلاح شده متوسط به دست آمده از مدل وابسته به دما نسبت به عدد رینولدز را به ازای درصد حجمی مختلف نانوسیال آلومینا بر اساس نتایج حاصل از شبیه سازی عددی را نشان می دهد. مطابق انتظار، استفاده از مدل وابسته به دما، بایستی باعث افزایش بیشتری در عدد ناسلت متوسط شود که با استفاده از تعریف ارائه شده لی و کلینسترئو [۴۴] استفاده از ضریب هدایت حرارتی سیال پایه در تعریف عدد ناسلت، تأثیر استفاده از نانوسیال را در افزایش عدد ناسلت متوسط در شکل (۱۴ب) قابل مشاهده است.

میزان خطای بین نتایج آزمایشگاهی و شبیه سازی عددی برای کمیت های فیزیکی ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط، مقاومت دمایی، توان مصرفی پمپ و عدد ناسلت متوسط برای نانوسیال آلومینا با غلظت حجمی  $1/5$ ،  $1$ ،  $2$  و  $3$  درصد و آب خالص در جدول (۴) ارائه شده است.

همانطور که از جدول (۴) مشاهده می گردد بیشترین میزان خطا بین نتایج آزمایشگاهی و نتایج حاصل از شبیه سازی عددی برای کمیت فیزیکی توان مصرفی پمپ گزارش شده است که عدم توانایی مدل استفاده شده برای شبیه سازی ویسکوزیته نانوسیال در تمامی دماهای کاری، فرض تکفاز، همگن بودن و نیوتنی بودن نانوسیال، در نظر گرفته نشدن صافی و زبری سطح چاه حرارتی، نیوتنی بودن مدل به کار برده شده توربولانسی برای محاسبه ویسکوزیته توربولانس برای سیال و عدم پیش بینی افزایش ویسکوزیته سیال غیرنیوتنی، خواندن چشمی درجات استوانه مدرج و روتامتر برای اندازه گیری دبی و ایجاد خطای زیاد به دلیل غیر شفاف بودن نانوسیال، دقت دستگاه اندازه گیری اختلاف فشار در اندازه گیری تجربی و حساسیت بالای آن به محل قرار گیری نسبت به چاه حرارتی از مهمترین علت بروز خطا بین نتایج آزمایشگاهی و نتایج شبیه سازی عددی برای کمیت فیزیکی توان مصرفی پمپ می باشند.

**جدول ۴- میزان خطای نتایج آزمایشگاهی و شبیه‌سازی عددی برای کمیت‌های فیزیکی مختلف (بر حسب درصد)**

درصد حجمی	عدد رینولدز	ضریب انتقال حرارت متوسط	مقاومت دمایی	توان پمپاژ	عدد ناسلت متوسط
آب خالص	۱۵۶/۹۰۲۷	۷/۰۹۶۷۷۱	۷/۹۷۲۹۶۳	۲۲/۱۴۲۱۹	۷/۰۵۴۳۳۲
	۲۴۰/۳۳۵۱	۸/۶۷۴۱۰۴	۹/۰۳۷۱۳	۲۲/۳۸۷۹۲	۴/۸۴۵۷۶۴
	۳۲۱/۲۷۶۹	۹/۲۱۴۶۹۴	۹/۷۸۷۸۸۸	۲۲/۰۲۹۲۲	۶/۵۱۵۷۵
	۴۰۴/۷۰۹۳	۸/۶۰۴۱۸۱	۹/۴۴۶۲۲۷	۲۰/۹۹۷۱۳	۶/۸۲۸۷۶
	۴۸۹/۳۸۷	۸/۴۰۵۵۲۲	۹/۸۵۵۹۵۱	۲۴/۸۶۰۱۵	۷/۳۳۹۰۰۱
	۵۷۲/۸۱۹۴	۹/۲۸۸۳۴۸	۱۰/۲۱۷۴۶	۲۶/۴۴۳۷۳	۷/۱۶۵۵۹
۵٪ درصد	۱۶۹/۵۸۹۵	۸/۵۳۳۳۱۲	۸/۳۳۳۲۱۳	۳۸/۰۴۴۰۵	۷/۸۷۴۸۵
	۲۵۲/۵۷۸۷	۹/۶۰۲۹۲۸	۸/۴۳۸۶۹۴	۳۲/۷۵۴۳۲	۶/۲۸۱۴۹۴
	۳۳۴/۳۱۷۸	۹/۶۰۷۴۷۳	۹/۱۰۱۴۲۶	۳۳/۸۹۶۲۹	۶/۹۶۷۶۰۴
	۴۱۸/۷۶۸۱	۹/۱۹۸۸۶۳	۹/۷۵۳۶۲۱	۲۹/۹۶۹۶۱	۸/۰۶۱۹۹۲
	۵۰۴/۶۷۱۵	۹/۸۶۷۹۲۴	۱۰/۸۵۷۷۵	۲۷/۹۵۶۳۴	۸/۴۴۴۳۸
	۵۸۹/۲۵۹۴	۹/۶۸۵۱۵۲	۱۲/۱۱۳۵۶	۲۲/۹۶۴۰۸	۸/۶۰۸۶۶۳
۱٪ درصد	۱۷۱/۹۴۴۴	۷/۵۷۶۲۹۲	۸/۶۹۹۱۴۸	۲۹/۷۴۶۸۴	۷/۹۵۸۳۳۳
	۲۳۱/۳۶۸	۹/۵۷۲۲۰۷	۸/۸۲۴۵۱۳	۴۳/۵۴۱۰۶	۶/۵۰۸۰۱۳
	۳۰۵/۰۴۶	۹/۴۸۲۸۷۱	۸/۲۲۵۷۴۱	۳۷/۵۲۷	۷/۱۰۱۱۵۳
	۳۸۲/۶۷۶۳	۹/۱۴۱۹۵۱	۹/۱۵۹۳۳۲	۳۷/۰۹۱۴۵	۸/۱۵۸۰۲۶
	۴۵۹/۰۶۱۱	۹/۹۲۰۴۸۳	۹/۹۵۰۲۶۷	۲۹/۷۱۷۹۵	۸/۹۴۳۷۲
	۵۳۶/۸۵۰۹	۹/۷۸۳۲۹۵	۱۱/۷۱۱۰۱	۲۱/۹۳۵۰۳	۸/۴۷۱۹۷
۱/۵٪ درصد	۱۴۸/۶۳۶۴	۸/۲۷۳۳۸۵	۶/۶۸۴۳۹۳	۶۹/۲۶۵۲۶	۹/۲۱۶۷۴۳
	۲۲۰/۴۱۲۸	۹/۶۳۳۳۶۹	۸/۲۰۹۹۱۱	۴۴/۸۲۲۸۹	۸/۱۸۱۴۷۶
	۲۹۱/۱۵۵۴	۹/۹۴۴۹۸۵	۸/۹۸۱۹۶۷	۴۳/۰۱۳۱۹	۷/۷۴۳۳۰۲
	۳۶۴/۵۱۲۱	۹/۵۴۲۵۸۶	۹/۹۴۱۷۸۹	۳۷/۴۴۳۳۲	۷/۹۳۶۰۳۳
	۴۳۷/۹۳۹	۹/۴۹۷۵۱۲	۱۰/۷۳۳۵۶	۳۶/۳۳۷۸۱	۸/۷۶۳۳۲۹
	۵۱۱/۴۳۰۲	۹/۷۶۸۶۵۶	۱۱/۸۷۵۷۵	۳۱/۶۵۷۷	۸/۶۱۱۷۶۱
۲٪ درصد	۱۵۴/۶۹۵۱	۸/۹۶۶۷۸	۶/۴۹۰۰۸۸	۴۱/۹۱۴۵۷	۹/۶۷۰۸۸
	۲۰۶/۷۶۵	۱۰/۶۵۵۳۴	۷/۷۴۵۶۴۱	۵۵/۵۳۳۰۹	۸/۰۳۵۳۴۱
	۲۷۳/۴۴۱۴	۹/۲۱۸۵۲۳	۹/۶۳۳۸۹۶	۴۲/۶۳۴۰۵	۷/۷۹۰۷۵۲
	۳۴۱/۳۵۲۲	۹/۴۷۳۱۱۸	۱۰/۵۴۳۳۸	۳۸/۱۴۰۶۳	۷/۳۸۱۶۳۵
	۴۱۰/۶۷۲۳	۸/۷۹۳۵۲۸	۱۱/۲۸۸۲۹	۳۶/۴۳۷۸۴	۸/۳۳۲۸۳۶
	۴۸۰/۰۴۱۹	۹/۴۳۲۳۹۴	۱۱/۶۴۰۲۹	۳۰/۷۴۳۹۸	۸/۴۷۰۳۴۶

### ۵- جمع بندی

در این پژوهش عملکرد حرارتی و هیدرودینامیکی جریان جت برخوردی نانوسیال آب- اکسید آلومینیوم درون چاه حرارتی صفحه-پینی با کانال‌های مستطیلی و پین‌های با سطح مقطع دایروی به صورت



آزمایشگاهی و عددی مورد بررسی قرار گرفت. نانو سیال آلومینا در غلظت ۰/۵، ۱، ۱/۵ و ۲ درصد تهیه شده است و در هر یک از موارد عملکرد آنها نسبت به سیال پایه آب سنجیده می‌شود. هدف بررسی میزان افزایش ضریب انتقال حرارت متوسط، مقاومت دمایی، توان مصرفی پمپ و عدد ناسلت متوسط نانو سیال در مقایسه با سیال پایه بر اساس نتایج آزمایشگاهی و شبیه سازی عددی می باشد. در مبحث نتایج بدست آمده از داده های آزمایشگاهی در جریان آرام، دمای نقاط مختلف مجموعه چاه حرارتی با استفاده از ترموکوپل های تعبیه شده در چاه حرارتی مورد بررسی، اندازه گیری شد و سپس با استفاده از این داده های آزمایشگاهی، ضریب انتقال حرارت متوسط چاه حرارتی محاسبه گردید. اگرچه اندازه گیری های آزمایشگاهی حکایت از افزایش توان مصرفی پمپ به میزان ۱۶ درصد در غلظت حجمی ۲ درصد نانوسیال آلومینا دارد بنابراین افزایش ضریب انتقال حرارت به میزان ۱۸ درصد و افزایش عدد ناسلت به میزان ۶/۲ درصد و کاهش مقاومت دمایی به میزان ۱۹ درصد برای نانوسیال، پتانسیل استفاده از نانوسیال در تعدیل انتقال حرارت با شار حرارتی بالا را بیش از پیش بر ما آشکار می سازد.

در مبحث نتایج بدست آمده از شبیه سازی عددی، خواص نانوسیال به صورت تابعی از دما توسط مدل ارائه شده در نظر گرفته شد. از نرم افزار فلوئنت و گمبیت و قابلیت های این دو نرم افزار شامل توابع نوشته شده توسط کاربر و فایل های ژورنال در شبیه سازی عددی بر اساس مدل خواص وابسته به دما استفاده شد. نهایتاً، میزان خطای نتایج به دست آمده از روش های عددی و داده های آزمایشگاهی گزارش شد و مشخص گردید که علیرغم افزایش قابل توجه ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال با افزودن نانوذره اکسید آلومینیوم، توان مصرفی پمپ آن نیز افزایش می یابد که بایستی در مسائل طراحی مدنظر قرار گیرد. علاوه بر این، نتایج عددی به دست آمده مشخص نمود که با توجه به همخوانی بالای داده های آزمایشگاهی با داده های به دست آمده حاصل از مدلسازی بر اساس مدلی که خواص نانوسیال را به صورت وابسته به دما در نظر می گرفت، پارامترهایی از قبیل حرکت براونی و وابستگی ضریب انتقال حرارت هدایتی نانوسیال به دما نقش اساسی در افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی نانوسیال دارند و نمی توان از آنها صرفه نظر نمود. به طور کلی مجموعه بررسی های صورت گرفته در این پژوهش نشان داد که در صورت انتخاب یک چاه حرارتی با هندسه مناسب، استفاده از سیال عامل نانوسیال می تواند باعث افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط مجموعه به میزان قابل قبول و کاهش مقاومت دمایی و ایجاد یکنواختی دمایی سطح کف چاه حرارتی شود.

## مراجع

- [1] Chin, S.B., Foo, J. J., Lai, Y. L., and Yong, T. K. K., "Forced Convective Heat Transfer Enhancement with Perforated Pin Fins", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 1447-1458, (2013).
- [2] Jasperson, B.A., Jeon, Y., Turner, K.T., Pfefferkorn, F.E., and Qu, W., "Comparison of Micro-pin-fin and Microchannel Heat Sinks Considering Thermal-hydraulic Performance and Manufacturability", *Components and Packaging Technologies, IEEE Transactions on*, Vol. 33, pp. 148-160, (2010).
- [3] Ryu, H.C., Kim, D., and Kim, S.J., "Experimental Analysis of Shrouded Pin Fin Heat Sinks for Electronic Equipment Cooling", in *Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, 2002. ITherm 2002. The Eighth Intersociety Conference on*, pp. 261-266, San Diego, California, USA, (2002).
- [4] Jung, H.H., and Maveety, J.G., "Pin-fin Heat Sink Modeling and Characterization", in *Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 2000. Sixteenth Annual IEEE*, pp. 260-265, San Jose, CA, USA, (2000).
- [5] Rizzi, M., Canino, M., Hu, K., Jones, S., Travkin, V., and Catton, I., "Experimental Investigation of Pin Fin Heat Sink Effectiveness", *Proceedings of ASME NHTC*, Vol. 1, pp. 10-12, Anaheim, CA, USA, (2001).
- [6] Kosar, A., and Peles, Y., "TCPT-2006-096. R2: Micro Scale Pin Fin Heat Sinks—Parametric Performance Evaluation Study", *Components and Packaging Technologies, IEEE Transactions on*, Vol. 30, pp. 855-865, (2007).
- [7] Ho, A. M.S., Qu, W., and Pfefferkorn, F., "Pressure Drop and Heat Transfer in a Single-Phase Micro-pin-fin Heat Sink", in *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, (2006).
- [8] Sahiti, N., Lemouedda, A., Stojkovic, D., Durst, F., and Franz, E., "Performance Comparison of Pin Fin Induct Flow Arrays with Various Pin Cross-sections", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 1176-1192, (2006).
- [9] Yakut, K., Alemdaroglu, N., Kotcioglu, I., and Celik, C., "Experimental Investigation of Thermal Resistance of a Heat Sink with Hexagonal Fins", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, No. 17, pp. 2262-2271, (2006).
- [10] Naphon, P., and Khonseur, O., "Study on the Convective Heat Transfer and Pressure Drop in the Micro-channel Heat Sink", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, No. 1, pp. 39-44, (2009).
- [11] Naphon, P., Klangchart, S., and Wongwises, S., "Numerical Investigation on the Heat Transfer and Flow in the Mini-fin Heat Sink for CPU", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, No. 8, pp. 834-840, (2009).

- [12] Jeng, T. M., Tzeng, S. C., and Liao, H. R., "Flow Visualizations and Heat Transfer Measurements for a Rotating Pin-fin Heat Sink with a Circular Impinging Jet", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, No.7, pp. 2119-2131, (2009).
- [13] Yang, Y. T., and Peng, H. S., "Investigation of Planted Pin Fins for Heat Transfer Enhancement in Plate Fin Heat Sink", *Microelectronics Reliability*, Vol. 49, No. 2, 163-169, (2009).
- [14] Khan, W. A., Culham, J. R., and Yovanovich, M. M., "The Role of Fin Geometry in Heat Sink Performance", *Journal of Electronic Packaging*, Vol. 128, No. 4, pp. 324-330, (2006).
- [15] Sivasankaran, H., Asirvatham, G., Bose, J., and Albert, B., "Experimental Analysis of Parallel Plate and Crosscut Pin Fin Heat Sinks for Electronic Cooling Applications", *Thermal Science*, Vol. 14, No. 1, pp. 147-156, (2010).
- [16] Mital, M., "Analytical Analysis of Heat Transfer and Pumping Power of Laminar Nanofluid Developing Flow in Microchannels", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 50, No. 1, pp. 429-436, (2012).
- [17] Hung, T. C., Yan, W. M., Wang, X. D., and Chang, C. Y., "Heat Transfer Enhancement in Microchannel Heat Sinks using Nanofluids", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, No.9, pp. 2559-2570, (2012).
- [18] Naphon, P., and Nakharintr, L., "Heat Transfer of Nanofluids in the Mini-rectangular Fin Heat Sinks", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 25-31, (2012).
- [19] Selvakumar, P., and Suresh, S., "Convective Performance of CuO/Water Nanofluid in an Electronic Heat Sink", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 40, pp. 57-63, (2012).
- [20] Zhou, M., Xia, G., Chai, L., Li, J., and Zhou, L., "Analysis of Flow and Heat Transfer Characteristics of Micro-pin Fin Heat Sink using Silver Nanofluids", *Science China Technological Sciences*, Vol. 55, No. 1, pp. 155-162, (2012).
- [21] Choi, S. U., and Eastman, J. A., "Enhancing Thermal Conductivity of Fluids with Nanoparticles (No. ANL/MSD/CP--84938; CONF-951135--29)", Argonne National Lab., IL (United States), (1995).
- [22] Corcione, M., "Empirical Correlating Equations for Predicting the Effective Thermal Conductivity and Dynamic Viscosity of Nanofluids", *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 1, pp. 789-793, (2011).
- [23] Jung, J. Y., and Yoo, J. Y., "Thermal Conductivity Enhancement of Nanofluids in Conjunction with Electrical Double Layer (EDL)", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, No. 1, pp. 525-528, (2009).

- [24] Mintsu, H. A., Roy, G., Nguyen, C. T., and Doucet, D., "New Temperature Dependent Thermal Conductivity Data for Water-based Nanofluids", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, No. 2, pp. 363-371, (2009).
- [25] Chon, C. H., Kihm, K. D., Lee, S. P., and Choi, S. U., "Empirical Correlation Finding the Role of Temperature and Particle Size for Nanofluid ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) Thermal Conductivity Enhancement", *Applied Physics Letters*, Vol. 87, No. 15, pp. 153107-153107, (2005).
- [26] Duangthongsuk, W., and Wongwises, S., "Measurement of Temperature-dependent Thermal Conductivity and Viscosity of  $\text{TiO}_2$ -water Nanofluids", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 33, No. 4, pp. 706-714, (2009).
- [27] Reddy, M., and Rao, V.V., "Experimental Studies on Thermal Conductivity of Blends of Ethylene Glycol- water Based  $\text{TiO}_2$  Nanofluids", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 31-36, (2013).
- [28] Murshed, S. M. S., Leong, K. C., and Yang, C., "A Combined Model for the Effective Thermal Conductivity of Nanofluids", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 11, pp. 2477-2483, (2009).
- [29] Agarwal, A., "Heat Transfer and Pressure Drop During Condensation of Refrigerants in Microchannels", Ph.D. Dissertation, Georgia Institute of Technology, Mechanical Engineering, (2006).
- [30] Determan, M., "Thermally Activated Miniaturized Cooling System", Ph.D. Dissertation, Georgia Institute of Technology, Mechanical Engineering, (2008).
- [31] Dang, B., "Integrated Input/output Interconnection and Packaging for GSI", Ph.D. Dissertation, Georgia Institute of Technology, Electrical and Computer Engineering, (2006).
- [32] Wei, X., "Stacked Microchannel Heat Sinks for Liquid Cooling of Microelectronics devices", Ph.D. Dissertation, Georgia Institute of Technology, Mechanical Engineering, (2004).
- [33] Koo, J., and Kleinstreuer, C., "A New Thermal Conductivity Model for Nanofluids", *Journal of Nanoparticle Research*, Vol. 6, No. 6, pp. 577-588, (2004).
- [34] Pak, B. C., and Cho, Y. I., "Hydrodynamic and Heat Transfer Study of Dispersed Fluids With Submicron Metallic Oxide Particles", *Experimental Heat Transfer an International Journal*, Vol. 11, No. 2, pp. 151-170, (1998).
- [35] Xuan, Y., and Roetzel, W., "Conceptions for Heat Transfer Correlation of Nanofluids", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, No. 19, pp. 3701-3707, (2000).
- [36] Brinkman, H. C., "The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions", *The Journal of Chemical Physics*, Vol. 20, pp. 571-571, (1952).

- [37] Einstein, A., "A New Determination of Molecular Dimensions", *Ann. Phys*, Vol. 19, No. 2, pp. 289-306, (1906).
- [38] Hamilton, R. L., and Crosser, O. K., "Thermal Conductivity of Heterogeneous Two-Component Systems", *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals*, Vol.1, No. 3, pp. 187-191, (1962).
- [39] Wasp, E. J., Kenny, J. P., and Gandhi, R. L., "*Solid-liquid Slurry Pipeline Transportation, Series on Bulk Material Handling*", Trans. Tech. Publications, USA, (1977).
- [۴۰] م. مقدمی، م. ر. دهکردی، "بررسی عددی ضرایب انتقال حرارت و افت فشار برای نانوسیالات مختلف در جریان های آرام و درهم"، پایان نامه‌ی کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه تهران، (۱۳۸۷).
- [41] Seyf, H. R., and Feizbakhshi, M., "Computational Analysis of Nanofluid Effects on Convective Heat Transfer Enhancement of Micro-pin-fin Heat Sinks", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 58, pp. 168-179, (2012).
- [42] Kwak, H. S., Kim, H., Hyun, J. M., and Song, T. H., "Thermal Control of Electroosmotic Flow in a Microchannel through Temperature-dependent Properties", *Journal of Colloid and Interface Science*, Vol. 335, No. 1, pp. 123-129, (2009).
- [43] Maga, S. E. B., Nguyen, C. T., Galanis, N., and Roy, G., "Heat Transfer Behaviours of Nanofluids in a Uniformly Heated Tube", *Superlattices and Microstructures*, Vol. 35, No. 3, pp. 543-557, (2004).
- [44] Li, J., and Kleinstreuer, C., "Thermal Performance of Nanofluid Flow in Microchannels", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 29, No. 4, pp. 1221-1232, (2008).

### فهرست نمادهای انگلیسی

$a$	: محور بیضی (شعاع کوچک بیضی)
$C$	: ظرفیت گرمایی ویژه ( $J/kg.K$ )
$d$	: قطر نانوذرات ( $m$ )
$D$	: قطر پین ( $m$ )، فاصله ترموکوپل ( $m$ )
$h$	: ضریب انتقال حرارت $W/m^2 K$
$H$	: ارتفاع چاه حرارتی
$I$	: جریان (A)
$k$	: ضریب هدایت حرارتی ( $W/m.K$ )
$L$	: عمق چاه حرارتی ( $m$ )
$m$	: جرم

$n$	: ضریب شکل تجربی
$N$	: تعداد
$Nu$	: عدد ناسلت
$p$	: فشار ( $Pa$ )
$Pr$	: عدد پرانتل
$q''$	: شار حرارتی ( $W/m^2$ )
$Q$	: انتقال حرارت ( $W$ )
$Re$	: عدد رینولدز
$T$	: دما ( $K$ )
$u$	: سرعت ( $m/s$ )
$v$	: سرعت ( $m/s$ )
$V$	: ولتاژ ( $V$ )؛ حجم؛ سرعت
$W$	: عرض چاه حرارتی
$x, y, z$	: محور مختصات ( $m$ )

### نمادهای یونانی

$\beta$	: نسبت ضخامت نانولایه به شعاع ذره اصلی
$K$	: ثابت بولتزمن، نسبت ضریب انتقال حرارت جامد به مایع
$\mu$	: ویسکوزیته ( $Pa.s$ )
$\nu$	: ویسکوزیته سینماتیکی
$\varphi$	: غلظت حجمی
$\rho$	: چگالی ( $kg/m^3$ )
$\Sigma$	: مجموع

### زیرنویس ها

$avg$	: متوسط
$b$	: سیال پایه، بالک (توده)
$Brownian$	: مربوط به حرکت براونی
$Ch$	: کانال
$eff$	: موثر
$f$	: فاز مایع
$inlet$	: ورودی

مربوط به نانوسیال	: $nf$
خروجی	: $outlet$
ذره	: $p$
در جهت شعاعی	: $r$
فاز جامد	: $s$
مربوط به حالت استاتیک	: $static$



**Abstract**

In this study, hydrodynamic performance and heat transfer properties of  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{water}$  nanofluids in plate pin- fin heat sink is investigated both experimentally and numerically. The Aluminum heat sink was made by CNC machine and placed in a plexiglass container. The heat flux of  $125 \text{ kW/m}^2$  was applied to the bottom of the heat sink. The Reynolds number ranged between 156.9 and 589.25. The heat sink was modeled as 3D and by solving conjugate heat transfer equations, hydrodynamic and heat transfer properties was investigated in the heat sink. The results showed that increasing of volume concentration of  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{water}$  nanofluids from 0.5 to 2% and Reynolds number causes: increasing of the convective heat transfer coefficient and Nusselt number, thermal resistance reduction, thermal uniformity of the heat sink base plate and increasing of pumping power nanofluids respect to base fluid.