



بررسی آزمایشگاهی انتقال حرارت جابجایی نانوسیال آبی Al_2O_3 در میکرومبدل حرارتی

محمد سلیمی گچوئی¹، سید محسن پیغمبرزاده^{1*}، سید حسن هاشم آبادی²، علیرضا چعبی¹

1- دانشگاه آزاد اسلامی، واحد ماهشهر، دانشکده مهندسی شیمی، گروه مهندسی شیمی، ماهشهر.

2- دانشکده مهندسی شیمی، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

* ماهشهر، صندوق پستی 63519، sm.peyghambarzadeh@mhriau.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 23 مهر 1393

پذیرش: 09 آذر 1393

ارائه در سایت: 20 دی 1393

کلید واژگان:

میکروکانال

نانوسیال

انتقال حرارت جابجایی

ضریب انتقال حرارت

چکیده

در این پژوهش، انتقال حرارت جابجایی اجباری آب خالص و نانوسیال آلومینا- آب در غلظت‌های حجمی 0/5% و 1% در یک گرمادای میکروکانال به صورت تجربی بررسی گردید. این گرمادای میکروکانال، دارای 17 کانال موازی با سطح مقطع مستطیل شکل به عرض $400 \mu m$ ، ارتفاع $560 \mu m$ و طول 50mm می‌باشد. آزمایش‌ها در محدوده عدد رینولدز 600 تا 1800 و همچنین در شرایط شار حرارتی ثابت $19 W/cm^2$ صورت گرفت. مطالعات پایداری نشان داد بیشترین مدت زمان پایداری نانوسیال آلومینا - آب در $pH = 3$ و با قرار دادن مدت 3 ساعت در یک حمام ارتعاش دهنده مافوق صوت، حاصل می‌شود. تغییرات دمای سطح میکروکانال، دمای سیال در ناحیه ورودی میکروکانال، ضریب انتقال حرارت متوسط نانوسیال و آب خالص و همچنین ضریب اصطکاک آن‌ها به صورت آزمایشگاهی اندازه‌گیری شد. همچنین مقایسه بین عدد ناسلت متوسط نانوسیال با روابط موجود انتقال حرارت جابجایی انجام گردید. نتایج نشان می‌دهد انتقال حرارت با استفاده از نانوسیال نسبت به آب خالص افزایش قابل توجهی از خود نشان می‌دهد به طوری که بیشترین مقدار افزایش ضریب انتقال حرارت متوسط برای نانوسیال آلومینا- آب با غلظت 0/5% حدود 32/8% و برای نانوسیال آلومینا- آب با غلظت 1% حدود 49/7% نسبت به آب خالص است. همچنین مشخص شد با افزایش عدد رینولدز و همچنین کسر حجمی نانوذره، ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد.

Experimental investigation of convective heat transfer of Al_2O_3 /water nanofluid through the micro heat exchanger

Mohammad Salimi Gachuiee¹, Seyed Mohsen Peyghambarzadeh^{1*}, Seyed Hasan Hashemabadi², Alireza Chabi¹

1- Department of Chemical Engineering, Mahshahr Branch, Islamic Azad University, Mahshahr, Iran

2- Department of Chemical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

*P.O.B. 63519 Mahshahr, Iran, sm.peyghambarzadeh@mhriau.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 15 October 2014
Accepted 30 November 2014
Available Online 10 January 2015

Keywords:
Microchannel
Nanofluid
Convective heat transfer
Heat transfer coefficient

ABSTRACT

In this study, the forced convective heat transfer of pure water and alumina-water nanofluid with volume concentration of 0.5% and 1%, as a cooling fluid through a microchannel heat exchanger was experimentally investigated. This microchannel consists of 17 parallel channels with a rectangular cross section with $400 \mu m$ width, $560 \mu m$ height, and 50 mm length. The experiments were performed for Reynolds number in the range of 600 to 1800, and constant heat flux conditions ($19 W/cm^2$). Stability studies showed that maximum stability of alumina-water nanofluid was obtained at $pH = 3$ for 3 hours vibration in an ultrasonic bath. The variations of microchannel surface temperature, fluid temperature at the entrance region of the microchannel, average heat transfer coefficient of the nanofluid and pure water, and their friction factor were measured experimentally. Also, comparison between average Nusselt number with existing heat transfer relationships was performed. The results indicate that nanofluid shows considerable increase in the heat transfer in comparison to water, so that the maximum amount of average heat transfer coefficient for alumina-water nanofluid with 0.5% concentration is about 32.8% and for alumina-water nanofluid with 1% concentration is about 49.7% in comparison to pure water. It was also found that the heat transfer coefficient increases with increasing Reynolds number and nanoparticle volume fraction.

1- مقدمه

نانومتر، عملیات‌های سریع و حجیم با سرعت‌های بسیار بالا (چند گیگا هرتز) اتفاق می‌افتد و استفاده از موتورهای با توان و بار گرمایی بالا، اهمیت بسزایی پیدا می‌کند، استفاده از سیستم‌های خنک کننده پیشرفته و بهینه، کاری اجتناب ناپذیر است. بهینه‌سازی سیستم‌های انتقال گرمای موجود، در بیشتر مواقع به وسیله افزایش سطح آن‌ها صورت می‌گیرد که همواره باعث افزایش

سیستم‌های خنک‌کننده، یکی از مهم‌ترین دغدغه‌های صنایعی مانند میکروالکترونیک و هر جایی است که به نوعی با انتقال گرما مواجه باشند. با پیشرفت فناوری در صنایعی مانند میکروالکترونیک که در مقیاس‌های زیر صد

Please cite this article using:

M. Salimi Gachuiee, S. M. Peyghambarzadeh, S. H. Hashemabadi, A. Chabi, Experimental investigation of convective heat transfer of Al_2O_3 /water nanofluid through the micro heat exchanger, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 2, pp. 270-280, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

ارائه شده توسط آن‌ها بیانگر این است که ضریب کلی انتقال حرارت نانوسیال بیشتر از سیال پایه است و با افزایش غلظت نانوسیال از صفر تا 0/4 درصد حجمی، افزایش می‌یابد. همچنین نانوسیال ضریب کلی انتقال حرارت را تا 8% در مقایسه با سیال پایه در غلظت 0/4% افزایش می‌دهد. کریمی و قاسمی [12] انتقال حرارت جابجایی نانوسیال آلومینا-آب را در یک محفظه L شکل مورب به روش عددی بررسی کردند. نتایج آن‌ها ثابت کرد که افزایش پنج درصد حجمی نانوذرات به آب خالص می‌تواند باعث بهبود انتقال حرارت تا بیست درصد شود. شیخ‌زاده و همکاران [13] جابجایی طبیعی نانوسیال‌های مختلف داخل یک محفظه مربعی با منبع حرارتی مرکزی را به صورت عددی ارزیابی کردند. آن‌ها نشان دادند که عدد ناسلت با افزایش کسر حجمی نانوذره افزایش می‌یابد.

امروزه پیشرفت چشمگیری در تکنولوژی تولید قطعات و سیستم‌های الکترونیکی صورت گرفته است. با رشد نیاز به اطلاعات زیاد در کمترین زمان ممکن، سیستم‌های الکترونیکی با سرعت عملیاتی بالا مورد نیاز است. افزایش سرعت پردازش و حجم داده‌ها، موجب تولید شار حرارتی زیاد می‌شود و باید این حرارت به سرعت از سیستم خارج شود تا سرعت پردازش اطلاعات بالا رود. یکی از سیستم‌هایی که می‌توان از آن برای انتقال حرارت در این موارد استفاده کرد، میکروکانال‌ها هستند [14]. در مبدل‌های حرارتی دو پدیده مهم اتفاق می‌افتد. ابتدا سیال درون کانال‌های مبدل جاری شده و سپس بین سیال و دیواره کانال انتقال حرارت صورت می‌گیرد. بنابراین برای بهبود مبدل‌های حرارتی باید فرایندی که در این دو پدیده اتفاق می‌افتد، بهبود داده شود. اولاً از آنجا که نرخ انتقال حرارت به نسبت مساحت سطح به حجم بستگی دارد پس کانال‌هایی با ابعاد کوچک‌تر ضریب انتقال حرارت بهتری ایجاد می‌کنند. ثانیاً بهبود خواص سیالات انتقال حرارت (نانوسیالات) باعث افزایش ضریب انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی می‌شود. مبدل‌های میکروکانال در صنایعی مانند میکروالکترونیک، هوافضا، پزشکی، رباتیک، مخابرات و صنایع اتومبیل کاربرد دارند [15]. تاکرمین و پیس [16] نخستین بار استفاده از میکروکانال برای دفع شار حرارتی بالا را پیشنهاد کردند و آن را به عنوان وسیله‌ای برای دفع حرارت از مدارهای سیلیکونی ارائه دادند. این ایده نو منجر به طراحی‌های جدید و تحقیقات گسترده در زمینه خنک‌سازی با میکروکانال شد. آزمایش اول آن‌ها شامل طراحی و تست چاه حرارتی بود که روی سیلیکون ساخته شد. کانال‌های آن‌ها دارای عرض $50\mu m$ و عمق $300\mu m$ بود و آب بدون یون به عنوان سیال خنک کننده با دمای ورودی $71^\circ C$ و شار حرارتی $790W/cm^2$ در این آزمایش مورد استفاده قرار گرفت. لی و گرملا [17] انتقال حرارت در ده میکروکانال مستطیلی را با استفاده از آب مقطر و در محدوده رینولدز 300 تا 3500 به صورت تجربی بررسی کردند. نتایج آن‌ها ثابت کرد که ضریب انتقال حرارت با کاهش اندازه کانال‌ها در یک جریان معین افزایش می‌یابد. لی و چوی [18] از یک نانوسیال به عنوان خنک کننده در یک گرم‌زای میکروکانال استفاده کرده و نرخ افزایش خنک کاری نانوسیال را با آب و نیتروژن مایع مقایسه کردند. افزایش آشفتنگی و پراکندگی ذرات معلق، علاوه بر افزایش هدایت گرمایی سیال از دلایل افزایش انتقال حرارت است که توسط آن‌ها ارائه شد. جونگ و همکاران [19] انتقال حرارت جابجایی نانوسیال Al_2O_3 -آب را در یک میکروکانال مستطیلی در شرایط جریان آرام آزمایش کردند. آن‌ها ملاحظه کردند که ضریب انتقال حرارت برای کسر حجمی $\phi = 1/8\%$ بیش از 32% نسبت به سیال پایه افزایش یافت. انوپ و همکاران [20] انتقال حرارت

حجم و اندازه این دستگاه‌ها می‌شود، لذا برای غلبه بر این مشکل، به نسل جدید سیالات خنک کننده نیاز است و نانوسیالات به عنوان راهکاری جدید در این زمینه مطرح شده‌اند [1]. نانوسیالات گروه جدیدی از سیالات انتقال حرارت هستند که به وسیله معلق‌سازی نانوذرات در سیالات معمولی و متداول انتقال حرارت که به عنوان سیال پایه شناخته می‌شوند، به دست می‌آیند. پراکندگی نانوذرات درون سیال می‌تواند کاملاً یا تقریباً همگن باشد [2]. متوسط اندازه ذرات استفاده شده در نانوسیالات، زیر 50 nm است. هرچند امروزه تحقیقات به این اندازه محدود نبوده و ذراتی با توزیع اندازه‌های مختلف در دامنه 1nm تا 100nm مورد مطالعه قرار می‌گیرند [3].

استمن و همکاران [4] بازده گرمایی نانوسیال اکسید مس-آب با کسر حجمی 0/9 درصد تحت شرایط جریان درهم را ارزیابی کردند. مشخص شد ضریب انتقال حرارت بیشتر از 15% نسبت به آب خالص افزایش می‌یابد. کیم و همکاران [5] اثرات نفوذ گرمایی بر انتقال حرارت جابجایی نانوسیال دوجزئی (سیال پایه یک مخلوط دوجزئی است) را به صورت تئوری بررسی کردند. آن‌ها از مشخصات نانوسیال نقره و مس در این تحقیق استفاده کردند و نشان دادند که ذرات باعث یک حرکت جابجایی بی‌نظیر در نانوسیالات دوجزئی شده و در نتیجه ضریب انتقال حرارت نانوسیال نقره از مس بیشتر می‌شود. پراکاش و جیانلیس [6] هدایت گرمایی نانوسیال Al_2O_3 -آب و اتیلن گلیکول را محاسبه کردند. نتایج نشان داد که هدایت گرمایی به تغییرات دما، اندازه نانوذره و غلظت نانوذره بستگی دارد.

ون و دینگ [7] انتقال حرارت جابجایی نانوسیال در ناحیه ورودی یک لوله و تحت شرایط جریان آرام را بررسی کردند. آزمایش آن‌ها با نانوسیال پایه آبی $\gamma-Al_2O_3$ ($\phi = 0/6 - 1/6$) و سدیم دودسیل بنزن سولفانات به عنوان پراکنده کننده¹ و تحت شرط مرزی شار حرارتی ثابت انجام شد. برای نانوسیال با $\phi = 1/6$ ضریب انتقال حرارت محلی در ناحیه ورودی ($x/D = 63$) در $Re = 1050$ ، 41 درصد و در $Re = 1600$ ، 47 درصد بیشتر از سیال پایه در همان دبی به دست آمد. پیغمبرزاده و همکاران [8] انتقال حرارت جابجایی اجباری نانوسیال آلومینا-آب را به صورت آزمایشگاهی در یک رادیاتور خودرو در پنج غلظت مختلف و محدوده عدد رینولدز 9000 تا 23000 بررسی کردند. نتایج آن‌ها ثابت کرد که افزایش دبی جریان مایع می‌تواند باعث بهبود عملکرد انتقال حرارت شود. همچنین، استفاده از نانوسیال با غلظت‌های کم می‌تواند راندمان انتقال حرارت را 45 درصد در مقایسه با آب خالص افزایش دهد. در مطالعه دیگری، پیغمبرزاده و همکاران [9] بازده انتقال حرارت جابجایی نانوسیالات آلومینا-آب و آلومینا-اتیلن گلیکول را در رادیاتور خودرو به طور تجربی مشخص کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که نانوسیالات در مقایسه با سیال پایه خود، انتقال حرارت را به وضوح افزایش می‌دهند. در بهترین شرایط، افزایش انتقال حرارت در حدود 40 درصد در مقایسه با سیالات پایه ثبت شد. در تحقیق دیگری، پیغمبرزاده و همکاران [10] ضریب کلی انتقال حرارت نانوسیالات اکسید مس² و اکسید آهن³ در سه غلظت 0/15، 0/4، و 0/65 درصد حجمی را به صورت آزمایشگاهی اندازه‌گیری کردند. آن‌ها مشاهده کردند که ضریب کلی انتقال حرارت هر دو نانوسیال در مقایسه با آب تا 9% افزایش می‌یابد. نارکی و همکاران [11] ضریب کلی انتقال حرارت نانوسیال اکسید مس-آب را به طور تجربی و تحت شرایط جریان آرام ($100 < Re < 1000$) بررسی کردند. نتایج

1- Dispersant
2- CuO
3- Fe₂O₃

جدول 1 مشخصات نانو ذره گاما اکسید آلومینیوم (آلومینا)

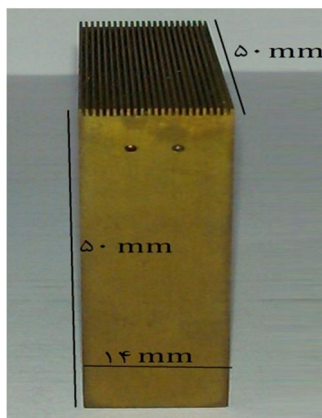
نانوذره گاما اکسید آلومینیوم (آلومینا)	
99%	خلوص
20	اندازه متوسط (nm)
کروی	شکل
سفید	رنگ
765	گرمای ویژه ($J/kg \cdot K^{-1}$)
3600	دانسیته (kgm^{-3})
36	هدایت گرمایی ($Wm^{-1}K^{-1}$)

مختلف [26,25] برای نانوسیال آلومینا-آب، $pH = 3$ مناسب‌ترین pH برای جلوگیری از رسوب و ته‌نشینی ذرات، تشخیص داده شد. همچنین نانوسیال مورد نظر به مدت 3 ساعت در یک حمام ارتعاش دهنده مافوق صوت² برای پایدارسازی قرار گرفت. مشاهده شد که نانوسیال مذکور به مدت 8 ساعت پایدار باقی می‌ماند.

2-3- تجهیزات

چاه حرارتی میکروکانال شامل 17 کانال با سطح مقطع مستطیل شکل می‌باشد که عرض و ارتفاع کانال‌ها به ترتیب $400\mu m$ و $560\mu m$ است. این چاه حرارتی دارای $50mm$ طول، $50mm$ ارتفاع و $14mm$ عرض می‌باشد. تصویر واقعی چاه حرارتی میکروکانال در شکل 1 نشان داده شده است. این میکروکانال از آلیاژی از جنس مس-بریلیم با هدایت حرارتی $210Wm^{-1}K^{-1}$ ساخته شده است که توسط روش تخلیه بار الکتریکی³ کانال‌هایی با ابعاد میکرومتر بر روی آن ایجاد شده است.

مخزن ذخیره سیال با حجم 3 لیتر، حمام دما ثابت جهت خنک‌کاری سیال خروجی از میکروکانال، پمپ دنده‌ای⁴ با دور متغیر با حداکثر هد 21 متر و ماکزیمم دبی $1/95l/min$ ، ترازوی دیجیتالی برای اندازه‌گیری دبی سیال به صورت جرمی، 5 عدد گرمکن فشنگی⁵ با طول 3cm و قطر 6 mm جهت تأمین شار حرارتی مورد نیاز که در زیر میکروکانال قرار می‌گیرند، منبع تغذیه با جریان مستقیم برای تأمین ولتاژ مورد نیاز گرمکن‌های فشنگی، 6 عدد ترموکوپل از نوع K برای اندازه‌گیری دمای دیواره در میکروکانال و همچنین اندازه‌گیری دمای سیال در ورودی و خروجی میکروکانال، فشارسنج



شکل 1 چاه حرارتی میکروکانال

جابجایی اجباری آب و نانوسیال سیلیکا را با کسر جرمی $0/2\% - 1\%$ به صورت آزمایشگاهی در یک گرمادای میکروکانال بررسی کردند. نتایج آزمایش آن‌ها نشان داد که با افزایش دبی جریان برای آب و نانوسیال، انتقال حرارت افزایش می‌یابد. سوئل و همکاران [21] بازده حرارتی میکروکانال مسی و دایره‌ای شکل را با استفاده از سه نانوسیال مختلف Al_2O_3 -آب، TiO_2 -آب و CuO -آب و با کسر حجمی در محدوده $0/5\% - 4\%$ به صورت عددی بررسی کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که بازده حرارتی با استفاده از نانوسیال CuO -آب به طور قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد، در حالی که نانوسیلالات Al_2O_3 -آب و TiO_2 -آب افزایش بازده حرارتی کمتری نشان می‌دهند. ژانگ و همکاران [22] انتقال حرارت جابجایی نانوسیال آلومینا-آب با کسر حجمی‌های $0/25\%$ ، $0/51\%$ و $0/77\%$ را در یک میکروکانال دایره‌ای به صورت آزمایشگاهی ارزیابی کردند. نتایج آن‌ها ثابت کرد که عدد ناسلت نانوسیال آلومینا-آب از عدد ناسلت آب خالص بیشتر است و این مقدار با افزایش عدد رینولدز و کسر حجمی نانوذره بیشتر می‌شود. بیشترین مقدار افزایش عدد ناسلت $10/6\%$ و مربوط به نانوسیال با غلظت $0/77\%$ بود.

افزایش شگرف انتقال حرارت در میکروکانال‌ها باعث شده که از آن‌ها به عنوان وسایل دفع گرما در تجهیزات میکروالکترونیک، هوافضا، خودروسازی و میکرورواکتورها استفاده شود. انتقال حرارت زیاد، اندازه کوچک، نیاز به مقدار کم سیال خنک کننده از ویژگی میکروکانال‌هاست. بنابراین با توجه به اهمیت میکروکانال‌ها، در این پژوهش دمای سطح میکروکانال، ضریب انتقال حرارت متوسط در میکروکانال به وسیله آب خالص و نانوسیال آلومینا-آب با کسر حجمی‌های $0/5\%$ و 1% در دهانه ورودی میکروکانال (به دلیل تأثیر ناحیه ورودی بر انتقال حرارت) و همچنین ضریب اصطکاک آن‌ها به صورت آزمایشگاهی اندازه‌گیری می‌شود.

شایان ذکر است مطالعه آزمایشگاهی انتقال حرارت در میکرومبدل‌های حرارتی به واسطه اندازه کوچک آن‌ها از پیچیدگی خاصی برخوردار است. لذا بیشتر مطالعات انجام شده در این حوزه، به تحلیل‌های عددی این مسأله می‌پردازد. به علاوه در این پژوهش، طراحی میکرومبدل به گونه‌ای انجام شده است که وضعیت انتقال حرارت در ناحیه در حال توسعه در ورودی میکروکانال‌ها با دقت بیشتری مورد مطالعه قرار داده شود. مطالعات آزمایشگاهی گذشته بیشتر به اندازه‌گیری دماهای ورودی و خروجی از میکرومبدل پرداخته بودند و تغییرات دما در طول مبدل را مورد بررسی قرار نداده بودند [24,23].

2- بخش تجربی

2-1- مواد مورد نیاز

در این تحقیق، آب بدون یون به عنوان سیال پایه استفاده شد. نانوذره گاما اکسید آلومینیوم (آلومینا) با خلوص بالای 99 درصد از شرکت تحقیقاتی نانومواد¹ خریداری شد که مشخصات آن در جدول 1 ذکر شده است.

2-2- تهیه نانوسیال و پایدارسازی

نانوسیال مورد استفاده در این آزمایش با کسر حجمی $0/5$ و 1 درصد به وسیله معلق کردن مقدار مشخصی از نانوذرات آلومینا با قطر متوسط $20 nm$ در آب بدون یون تهیه شد. با توجه به مطالعات صورت گرفته در مراجع

2- Model:dk203 h, Bandelin, Germany
3- Wire Electrical Discharge Machine
4- Gear Pump
5- Cartridge Heater

1- US Research Nanomaterials, Inc.

4-2- نحوه انجام آزمایش

ابتدا مخزن ذخیره را از سیال خنک کننده پر کرده، سپس آزمایش با روشن کردن پمپ و گرمکن و در شرایط شار حرارتی ثابت شروع می‌شود. سیال در دمای ثابت $24/5^{\circ}C$ به وسیله یک پمپ دنده‌ای از مخزن ذخیره به داخل میکروکانال‌ها فرستاده شده و گرمای میکروکانال را جذب می‌کند و قبل از اینکه به مخزن ذخیره بازگردد، وارد یک حمام دما ثابت حاوی آب و یخ شده و حرارت خود را تا دمای اولیه $24/5^{\circ}C$ از دست می‌دهد. برای تنظیم دمای آب قبل از ورود به حمام دما ثابت از یک مسیر کنارگذر² استفاده شد. فشار سیال در قسمت ورودی و خروجی و دمای دیواره میکروکانال توسط نمایشگرهای دیجیتالی نمایش داده می‌شود. برای اندازه‌گیری دبی جرمی از یک ترازوی دیجیتالی در مسیر جریان برگشتی استفاده شد. هر آزمایش تقریباً پس از گذشت یک ساعت پایا می‌شد. شکل کلی سیستم آزمایشگاهی در شکل 5 قابل مشاهده است.

3- محاسبه ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک در میکروکانال

گرمای جذب شده توسط سیال، q ، با یک موازنه انرژی به دست می‌آید:

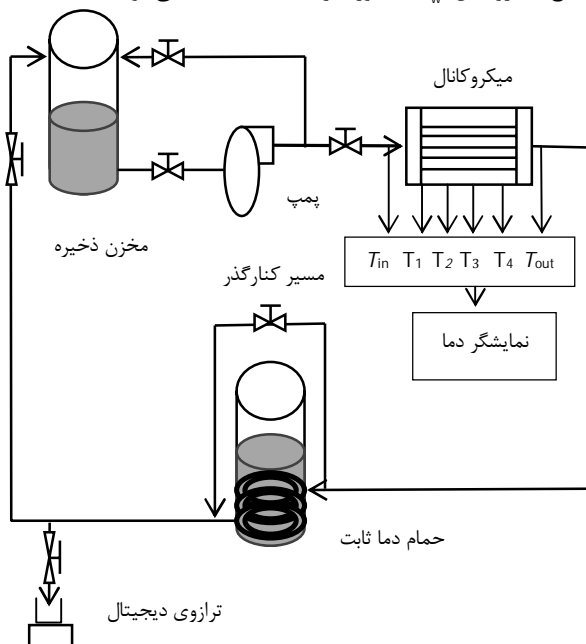
$$q = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (1)$$

در رابطه (1) T_{in} و T_{out} ، c_p ، \dot{m} به ترتیب دبی جرمی، گرمای ویژه، دمای خروجی و دمای ورودی سیال هستند.

شار حرارتی که از طریق سطح مقطع میکروکانال به صورت هدایت منتقل می‌شود از رابطه (2) به دست می‌آید (چون کل میکروکانال عایق شده می‌توان انتقال حرارت از سطوح جانبی را ناچیز فرض کرد):

$$q''_{cond} = \frac{q}{A_{cond}} = \frac{q}{(14 \times 10^{-3}) \times (50 \times 10^{-3})} \quad (2)$$

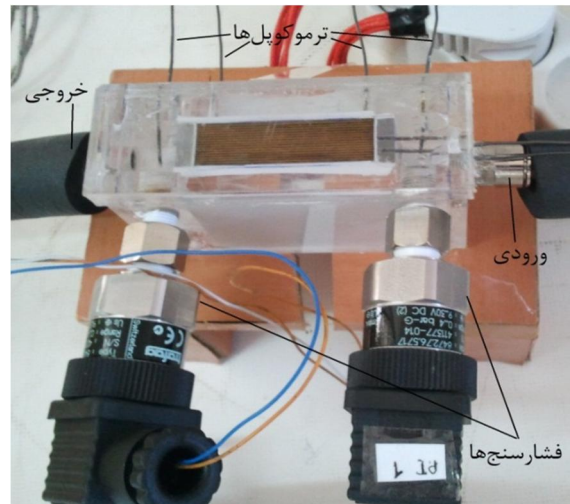
در رابطه (2) A_{cond} سطح مقطع کف کل میکروکانال است. از آنجا که ترموکوپل‌های دیواره دقیقاً در فصل مشترک سطح و سیال قرار ندارند، دمای سطح میکروکانال، T_w به صورت رابطه (3) محاسبه می‌شود:



شکل 5 شکل کلی سیستم آزمایشگاهی مورد استفاده در این تحقیق

دیجیتال جهت اندازه‌گیری فشار سیال در ورودی و خروجی میکروکانال و دو نمایشگر دیجیتالی یکی جهت مشاهده فشار و دیگری برای مشاهده دما دیگر تجهیزاتی هستند که در این سامانه آزمایشگاهی مورد استفاده قرار می‌گیرند. شکل 2 تصویر واقعی از میکروکانال درون محفظه‌ای عایق از جنس پلکسی‌گلاس¹، ترموکوپل‌ها و فشارسنج‌های دیجیتالی را نشان می‌دهد. همچنین شکل 3 محل قرارگیری گرمکن‌های فشنگی در زیر میکروکانال برای تولید شار حرارتی ثابت را نشان می‌دهد.

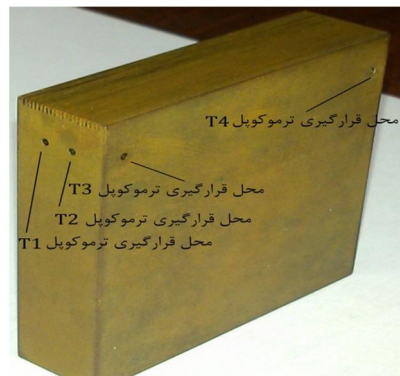
شکل 4 محل قرارگیری ترموکوپل‌ها در میکروکانال را نشان می‌دهد. ترموکوپل‌های 1 و 2 به ترتیب در فاصله 0/8mm و 1/5mm و ترموکوپل‌های 3 و 4 به ترتیب در فاصله 3mm و 47mm از ابتدای کانال‌ها قرار دارند.



شکل 2 تصویر واقعی از میکروکانال درون عایقی از پلکسی‌گلاس، ترموکوپل‌ها و فشارسنج‌های دیجیتالی



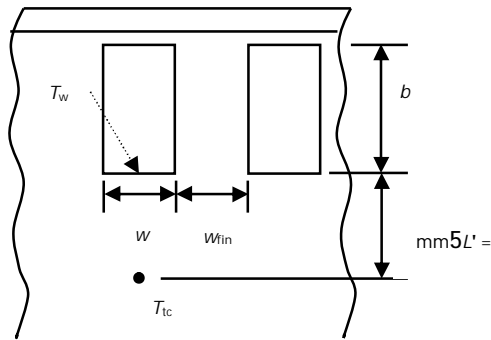
شکل 3 محل قرارگیری گرمکن‌های فشنگی در زیر میکروکانال



شکل 4 محل قرارگیری ترموکوپل‌ها در میکروکانال

2- Bypass

1- Plexiglass



شکل 6 سطح مقطع میکروکانال

ورودی، ΔP_{c2} ، افت فشار انقباض ناگهانی از فضای کم عمق به میکروکانال در ورودی، ΔP_{ch} افت فشار در طول میکروکانال و ΔP_{e2} ، افت فشار انبساط ناگهانی از میکروکانال به فضای کم عمق در خروجی، ΔP_{e1} ، افت فشار انبساط ناگهانی از فضای کم عمق به فضای عمیق در خروجی است که در شکل 7 جزئیات آن مشاهده می‌شود. برای محاسبه هر کدام از افت‌های فرعی از روابط (14-18) استفاده شده است [28]:

$$\Delta P_{c1} = \frac{1}{2} \rho (u_{p2,in}^2 - u_{p1,in}^2) + \frac{K_{c1}}{2} \rho u_{p2,in}^2 \quad (14)$$

$$\Delta P_{c2} = \frac{1}{2} \rho (u_{in}^2 - u_{p2,in}^2) + \frac{K_{c2}}{2} \rho u_{in}^2 \quad (15)$$

$$\Delta P_{e2} = \frac{1}{2} \rho (u_{p2,out}^2 - u_{out}^2) + \frac{K_{e2}}{2} \rho u_{out}^2 \quad (16)$$

$$\Delta P_{e1} = \frac{1}{2} \rho (u_{p1,out}^2 - u_{p2,out}^2) + \frac{K_{e1}}{2} \rho u_{p2,out}^2 \quad (17)$$

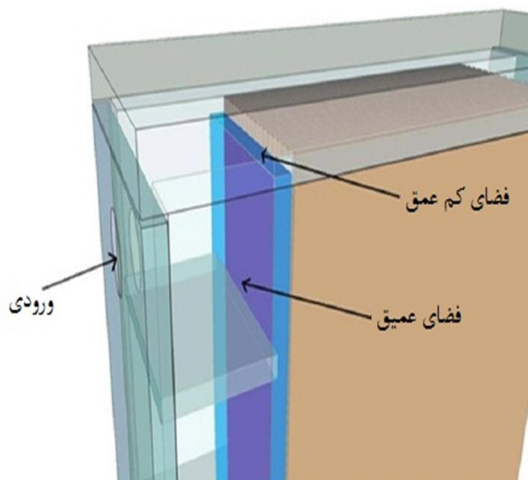
$$\Delta P_{ch} = \Delta P_{Total} - (\Delta P_{c1} + \Delta P_{c2} + \Delta P_{e1} + \Delta P_{e2}) \quad (18)$$

K_{c1} و K_{c2} ضریب افت انقباض ناگهانی و K_{e1} و K_{e2} ضریب افت انبساط ناگهانی هستند که از مرجع [29] به دست می‌آیند.

افت فشار در کانالی با قطر هیدرولیکی D_h و با فاصله x از ابتدای کانال از روابط (19,20) به دست می‌آید [29]:

$$\Delta P_{ch} = \frac{2(f_{app} Re) \mu u_m x}{D_h^2} \quad (19)$$

$$f_{app} Re = \frac{\Delta P_{ch} D_h^2}{2 \mu u_m x} \quad (20)$$



شکل 7 ورودی میکروکانال

$$T_w = T_{tc} - \frac{q''_{Cond} \times L'}{K_s} \quad (3)$$

T_{tc} دمایی است که ترموکوپل نشان می‌دهد و L' فاصله کف میکروکانال تا ترموکوپل است که در شکل 6 مشاهده می‌شود.

گرمای منتقل شده در واحد سطح، بر اثر جابجایی توسط سیال از رابطه (4) بدست می‌آید:

$$q''_{Conv} = \frac{q}{A_{Conv} \times N} = \frac{q}{(2\eta_{fin} b + w)L \times N} \quad (4)$$

که A_{conv} سطح یک کانال (که در آن انتقال حرارت جابجایی توسط سیال صورت می‌گیرد)، b ارتفاع کانال، w عرض کانال، L طول میکروکانال و N تعداد کانال‌هاست. η_{fin} بازده پره است و چون بالای چاه حرارتی عایق می‌باشد برابر است با [27]:

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(mb)}{mb} \quad (5)$$

$$m = \sqrt{2 \frac{h}{K_s w_{fin}}} \quad (6)$$

که h ، K_s و w_{fin} به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال، هدایت گرمایی میکروکانال و عرض فین هستند.

$$q''_{Conv} \times (2\eta_{fin} b + w)x \times N = \dot{m} c_p (T_{bx} - T_{in}) \quad (7)$$

بنابراین T_{bx} ، دمای بالک سیال نیز از رابطه (8) به دست می‌آید:

$$T_{bx} = T_{in} + \frac{q''_{Conv} \times (2\eta_{fin} b + w)x \times N}{\dot{m} c_p} \quad (8)$$

x فاصله از ابتدای کانال است و h_x ضریب انتقال حرارت موضعی نیز برابر است با:

$$h_x = \frac{q''_{Conv}}{T_{w,x} - T_{b,x}} = \frac{q}{(2\eta_{fin} b + w)L \times N \times (T_{w,x} - T_{b,x})} \quad (9)$$

و ضریب انتقال حرارت متوسط از رابطه (10) برابر است با:

$$h_{av} = \frac{\int_{x1}^{x2} h dx}{\int_{x1}^{x2} dx} \quad (10)$$

با فرض $\eta_{fin} = 1$ ضریب انتقال حرارت از رابطه (9) محاسبه می‌شود. حال ضریب انتقال حرارت به دست آمده را در رابطه (6) و سپس (5) قرار داده تا راندمان فین محاسبه شود. راندمان فین به دست آمده را در رابطه (4) قرار داده و مجدداً ضریب انتقال حرارت جدید محاسبه می‌شود و در نهایت با سه بار تکرار محاسبات ضریب انتقال حرارت، مقدار ثابتی به دست می‌آید.

عدد ناسلت هم از رابطه (11) به دست می‌آید:

$$Nu = \frac{h D_h}{K_f} \quad (11)$$

که h ، K_f و D_h به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال، هدایت گرمایی سیال و قطر هیدرولیکی هستند. قطر هیدرولیکی هم با توجه به شکل 6 از رابطه (12) محاسبه می‌شود:

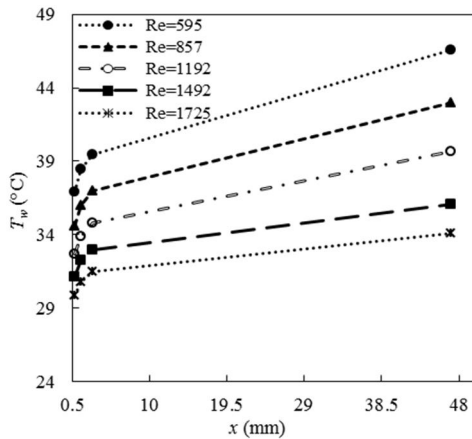
$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4b \times w}{2(b+w)} \quad (12)$$

افت فشار کل نیز از رابطه (13) به دست می‌آید [28]:

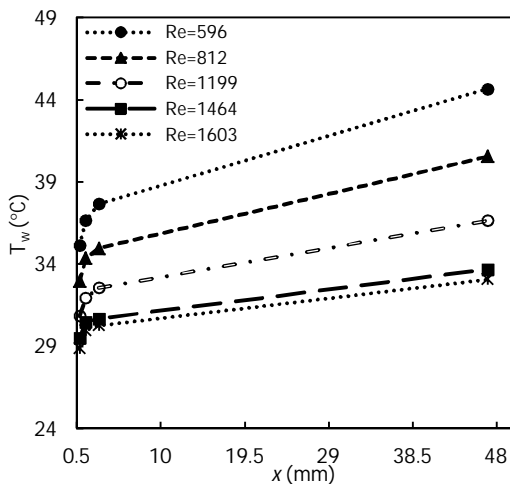
$$\Delta P_{Total} = \Delta P_{c1} + \Delta P_{c2} + \Delta P_{ch} + \Delta P_{e1} + \Delta P_{e2} \quad (13)$$

ΔP_{c1} ، افت فشار انقباض ناگهانی از فضای عمیق به فضای کم عمق در

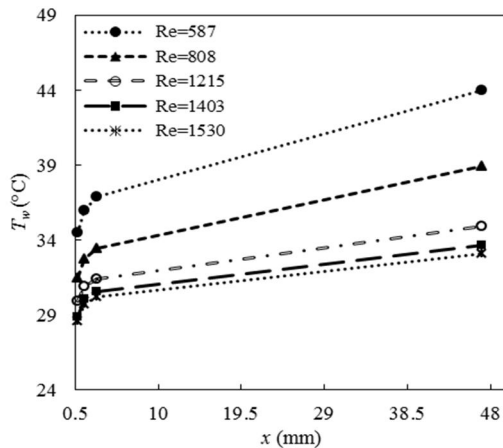
رود، دمای سطح میکروکانال افزایش می‌یابد. تغییرات دمای سطح در دهانه ورودی میکروکانال غیرخطی و پس از آن تقریباً خطی است که علت آن تأثیر ناحیه ورودی است [19]. به علاوه با مقایسه سه شکل 8 و 9 و 10 این نکته قابل مشاهده است که با افزایش نانوذرات به سیال پایه، دمای دیواره خنک‌تر می‌شود. این مسأله اهمیت خنک‌سازی با نانوسیال در مقایسه با آب را نشان می‌دهد.



شکل 8 تغییرات دمای سطح میکروکانال برای آب در طول میکروکانال و در اعداد رینولدز مختلف



شکل 9 تغییرات دمای سطح میکروکانال برای نانوسیال آلومینای 0.5% در طول میکروکانال و در اعداد رینولدز مختلف



شکل 10 تغییرات دمای سطح میکروکانال برای نانوسیال آلومینای 1% در طول میکروکانال و در اعداد رینولدز مختلف

f_{app} ضریب اصطکاک ظاهری¹ است که هم اثر ناحیه در حال توسعه و هم ناحیه کاملاً توسعه یافته را در نظر می‌گیرد، زیرا در خیلی از کاربردهای عملی طول کانال در ناحیه‌ی در حال توسعه می‌باشد.

4- محاسبه خواص فیزیکی نانوسیال

یکی از معروف‌ترین و پایه‌ای‌ترین روابط هدایت حرارتی مخلوط‌ها رابطه (21) است که توسط همیلتن و کراسر [30] بیان شد و محققان زیادی از آن استفاده کرده‌اند:

$$k_{nf} = \frac{k_p + (n-1)k_f - \varphi(n-1)(k_f - k_p)}{k_p + (n-1)k_f + \varphi(k_f - k_p)} k_f \quad (21)$$

در رابطه (20)، n ضریب شکل می‌باشد و برابر است با $n=3/\psi$ و ψ ضریب کرویت ذره است. برای ذرات کروی $\psi=1$ و $n=3$ و برای ذرات استوانه‌ای $n=6$ می‌باشد. جهت محاسبه ویسکوزیته نانوسیال آلومینا-آب از رابطه (21) استفاده شد [31]:

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 2.5\varphi + 6.2\varphi^2 + \dots) \quad (22)$$

از قانون مخلوط‌ها که تمامی محققان جهت استفاده از آن برای محاسبه چگالی نانوسیالات اجماع نظر دارند، برای محاسبه دانسیته نانوسیال استفاده شد [32]:

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_p \quad (23)$$

گرمای ویژه نیز از رابطه (24) به دست می‌آید [33]:

$$C_{p,nf} = \frac{(1 - \varphi)(\rho C_p)_f + \varphi(\rho C_p)_p}{\rho_{nf}} \quad (24)$$

5- تحلیل خطا

تحلیل خطا در این آزمایش به وسیله روش موافات [34] انجام شده است. در این آزمایش دقت ترموکوپل $\pm 0.2^\circ C$ و دقت فشارسنج دیجیتال $\pm 0.5\%$ خطای عدد رینولدز، ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک در جدول 2 قابل مشاهده است.

6- نتایج و بحث

6-1- دمای سطح میکروکانال

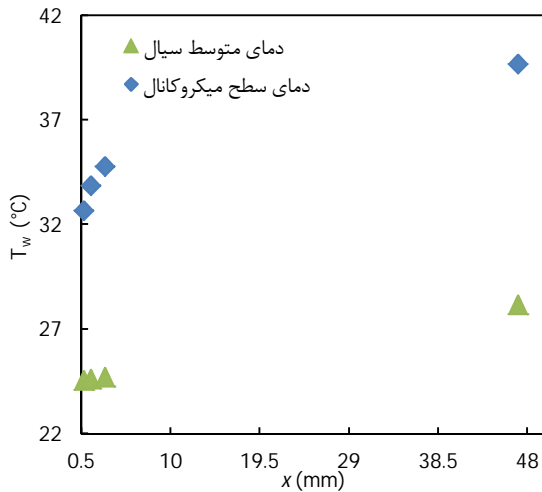
شکل‌های 8 تا 10 تغییرات دمای سطح میکروکانال را به ترتیب برای آب خالص، نانوسیال آلومینای 0.5% و نانوسیال آلومینای 1% برحسب طول میکروکانال و در اعداد رینولدز مختلف نشان می‌دهد. در اعداد رینولدز بالا، جنبش و برهم‌کنش بین نانوذرات و مجرای دیواره باعث افزایش انتقال حرارت شده [35] و این افزایش انتقال حرارت باعث کاهش دمای سطح میکروکانال می‌شود که در شکل‌های 8 تا 10 مشهود است. همچنین در یک عدد رینولدز و غلظت ثابت هر چه که از ابتدای کانال به سمت انتهای آن پیش

جدول 2 خطای پارامترهای اندازه‌گیری شده

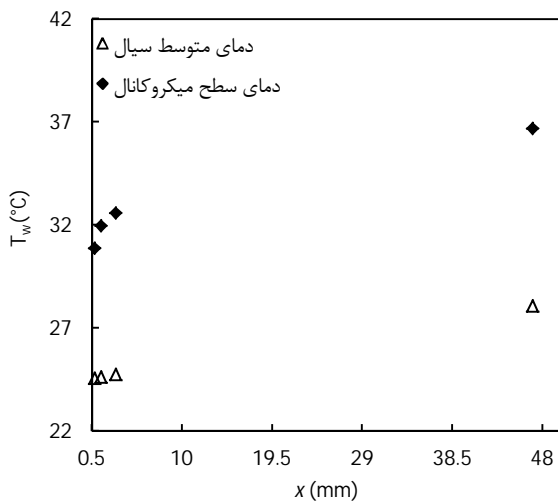
پارامتر	بیشترین خطا
عدد رینولدز	6/5%
ضریب انتقال حرارت	15/5%
عدد ناسلت	16%
ضریب اصطکاک	7%

1- Fanning

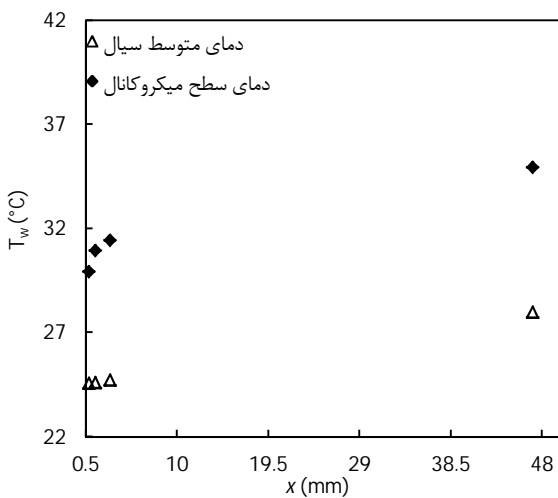
شکل‌های 11 و 12 تغییرات دمای سطح میکروکانال را برای آب خالص، نانوسیال آلومینای 0/5% و نانوسیال آلومینای 1% برحسب طول میکروکانال و در دو عدد رینولدز به عنوان نمونه نشان می‌دهد. در اینجا نیز مشاهده می‌شود که دمای سطح میکروکانال افزایش می‌یابد و همچنین استفاده از نانوسیال باعث افزایش ضریب انتقال حرارت شده و در نتیجه دمای سطح کاهش می‌یابد. استفاده از نانوسیال، علاوه بر افزایش هدایت گرمایی باعث افزایش عوامل دیگری مانند حرکت براونی¹ و مهاجرت ذره شده [35] که باعث بهبود انتقال حرارت می‌شود و در نهایت دمای سطح کاهش می‌یابد.



شکل 13 تغییرات دمای سطح میکروکانال و دمای متوسط آب در طول میکروکانال و در عدد رینولدز 1192

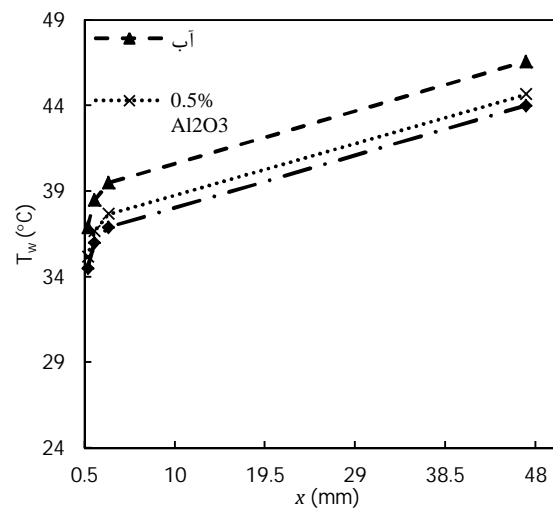


شکل 14 تغییرات دمای سطح میکروکانال و دمای متوسط نانوسیال آلومینای 0/5% در طول میکروکانال و در عدد رینولدز 1199

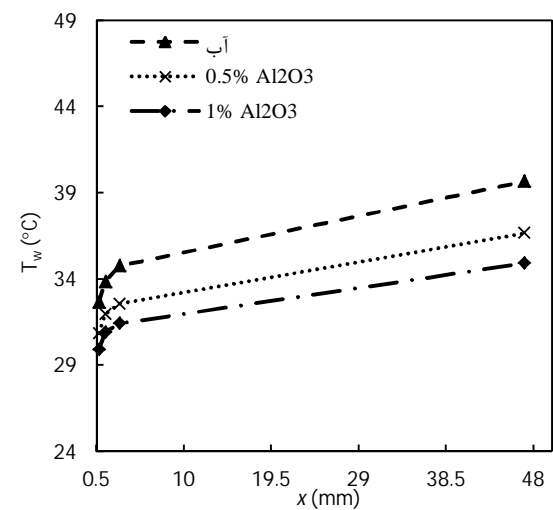


شکل 15 تغییرات دمای سطح میکروکانال و دمای متوسط نانوسیال آلومینای 1% در میکروکانال و در عدد رینولدز 1215

شکل‌های 13 تا 15 نیز تغییرات دمای سطح میکروکانال و دمای متوسط آب، نانوسیال آلومینای 0/5% و نانوسیال آلومینای 1% برحسب طول میکروکانال در اعداد رینولدز نزدیک به هم را نشان می‌دهد. با توجه به رابطه (8) مشاهده می‌شود که در یک دبی جرمی و شار گرمایی ثابت، با حرکت به سمت انتهای کانال دمای سیال به صورت خطی افزایش می‌یابد. اختلاف دمای سطح میکروکانال و دمای متوسط سیال به دلیل بزرگ بودن ضریب انتقال حرارت موضعی در ورودی، کم است. این اختلاف دما با حرکت به



شکل 11 تغییرات دمای سطح میکروکانال برای آب و نانوسیال با غلظت‌های مختلف در طول میکروکانال و در عدد رینولدز 595



شکل 12 تغییرات دمای سطح میکروکانال برای آب و نانوسیال با غلظت‌های مختلف در طول میکروکانال و در عدد رینولدز 1192

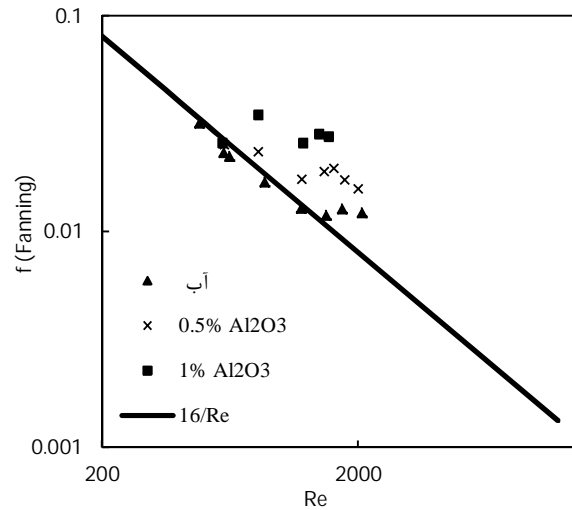
2-6- ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط

ذکر شد، افت فشار و در نتیجه ضریب اصطکاک نانوسیال بیشتر از آب خالص است. رسوب نانوذرات نیز از دیگر عوامل افزایش افت فشار بیشتر نانوسیال نسبت به آب خالص است [37]. جدول 3 مقدار افزایش افت فشار برای آب و نانوسیال را در اعداد رینولدز مختلف نشان می‌دهد. در اینجا نیز مشاهده می‌شود که چون ویسکوزیته نانوسیال از آب خالص بیشتر است، در یک عدد رینولدز ثابت افت فشار نانوسیال بیشتر می‌شود. همچنین با توجه به رابطه (19) با افزایش عدد رینولدز برای یک سیال مشخص، افت فشار افزایش می‌یابد.

جدول 3 مقدار افزایش افت فشار برای آب و نانوسیال را در اعداد رینولدز مختلف نشان می‌دهد. در اینجا نیز مشاهده می‌شود که چون ویسکوزیته نانوسیال از آب خالص بیشتر است، در یک عدد رینولدز ثابت، افت فشار نانوسیال بیشتر می‌شود. همچنین با توجه به رابطه (19)، با افزایش عدد رینولدز برای یک سیال مشخص، افت فشار افزایش می‌یابد.

4-6- مقایسه نتایج آزمایشگاهی با روابط موجود انتقال حرارت جابجایی

شکل‌های 18 تا 20 مقایسه بین عدد ناسلت متوسط به دست آمده از داده‌های آزمایشگاهی به ترتیب برای آب، آلومینای 0/5% و آلومینای 1% با روابط تجربی پیشنهاد شده برای محاسبه عدد ناسلت را نشان می‌دهد. در شکل 18 مشاهده می‌شود که برای سیال آب، رابطه سیدر-تیت [38]، نتایج تئوری لی [39] و رابطه ژانگ [22] به ترتیب دارای متوسط خطای مطلق 11/7%، 12/7% و 15/8% هستند. (خطا عبارتست از قدر مطلق نسبت اختلاف داده آزمایشگاهی با رابطه تئوری به داده آزمایشگاهی). رابطه سیدر-تیت برای



شکل 17 تأثیر عدد رینولدز بر ضریب اصطکاک نانوسیال آلومینا-آب با کسر حجمی مختلف و همچنین آب خالص

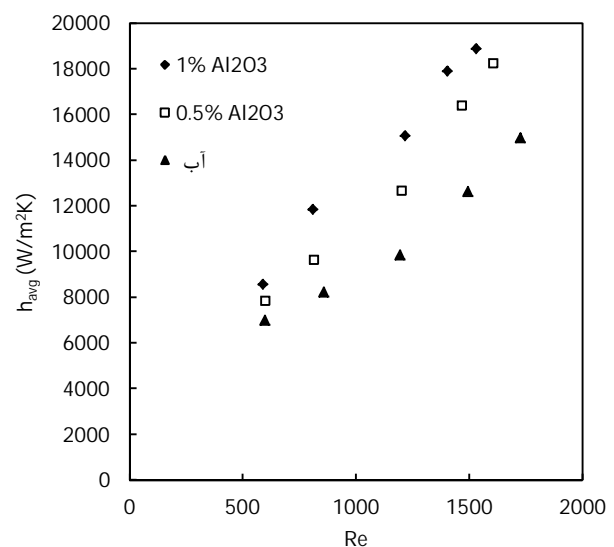
جدول 3 مقدار افزایش افت فشار آب و نانوسیال

عدد رینولدز	افت فشار آب (Pa)	افت فشار نانوسیال آلومینای 0/5% (Pa)	افت فشار نانوسیال آلومینای 1% (Pa)
600	5500	6000	6300
800	8000	11000	16000
1200	14000	19000	28500
1400	19000	30000	42000

شکل 16 ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط نانوسیال آلومینا - آب با کسرهای حجمی 0/5%، 1% و آب خالص را بر حسب عدد رینولدز نشان می‌دهد. در این آزمایش کمترین مقدار طول ناحیه ورودی هیدرودینامیکی $L_h = 0.05 Re D_p$ و کمترین مقدار طول ناحیه ورودی گرمایی $L_t = 0.1 Re D_p Pr$ در عدد رینولدز 586 است [29]. بنابراین با توجه به اینکه طول میکروکانال 50mm می‌باشد پس جریان توسعه نیافته است و ضریب انتقال حرارت در جریان آرام توسعه نیافته تابع اعداد رینولدز و پراوتل و در نانوسیالات تابع کسر حجمی نانوذره نیز می‌باشد [36]. در اینجا مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز و استفاده از نانوسیال، ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد. علاوه بر افزایش قابل ملاحظه هدایت حرارتی، از عوامل عمده افزایش انتقال حرارت توسط نانوسیالات می‌توان به افزایش آشفستگی گردابه‌ها، کوچک شدن ضخامت لایه مرزی، پراکندگی یا اختلاط معکوس¹ نانوذرات معلق اشاره کرد [36]. از دیگر مکانیسم‌هایی که باعث افزایش انتقال حرارت در نانوسیالات می‌شوند عبارتند از حرکت براونی، تشکیل لایه مایع در سطح مشترک ذره-مایع، (یک لایه مایع شبه جامد در فصل مشترک بین مایع و نانوذرات وجود دارد که به دلیل نیروی بین مولکولی قوی بین اتم‌های مایع و جامد به وجود می‌آید)، ماهیت انتقال حرارت در نانوذرات (از هر ذره به ذرات مجاور یا حرکت فونون² در نانوذرات) [15]. بیشترین مقدار افزایش ضریب انتقال حرارت متوسط برای نانوسیال آلومینا-آب با غلظت 0/5% حدود 32/8% و برای نانوسیال آلومینا-آب با غلظت 1% حدود 49/7% نسبت به آب خالص می‌باشد.

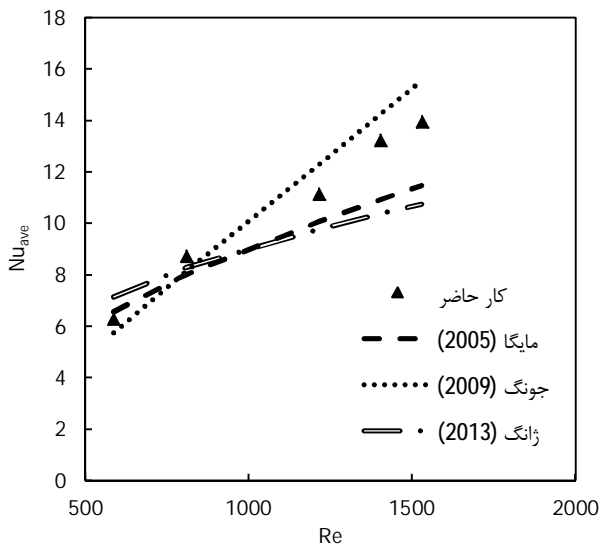
3-6- ضریب اصطکاک

شکل 17 نمودار ضریب اصطکاک نانوسیال آلومینا-آب با غلظت‌های مختلف و آب خالص را که از رابطه (18) به دست آمده بر حسب عدد رینولدز نشان می‌دهد. همان‌طور که در این شکل ملاحظه می‌شود نتایج آب خالص مطابقت خوبی با رابطه شناخته شده $16/Re$ برای جریان آرام دارد. به دلیل اینکه ویسکوزیته نانوسیال از آب خالص بیشتر است (که در رابطه (20)



شکل 16 تأثیر عدد رینولدز بر ضریب انتقال حرارت متوسط نانوسیال آلومینا-آب

1- Backmixing
2- Phonon Movement



شکل 20 مقایسه عدد ناسلت متوسط آزمایشگاهی به دست آمده برای آلومینای 1% با روابط انتقال حرارت جابجایی

از مهم‌ترین عوامل ناسازگاری بین روابط پیشنهاد شده انتقال حرارت با داده‌های آزمایشگاهی می‌توان به تأثیر ناحیه ورودی (به علت طول نسبتاً کوتاه میکروکانال‌ها، تأثیر ناحیه ورودی نمی‌تواند ناچیز باشد. تأثیر ناحیه ورودی در اعداد رینولدز بالا بیشتر قابل توجه است)، خطا در اندازه‌گیری آزمایش‌ها از جمله خطا در اندازه‌گیری ابعاد کانال و دمای سطح اشاره کرد [29].

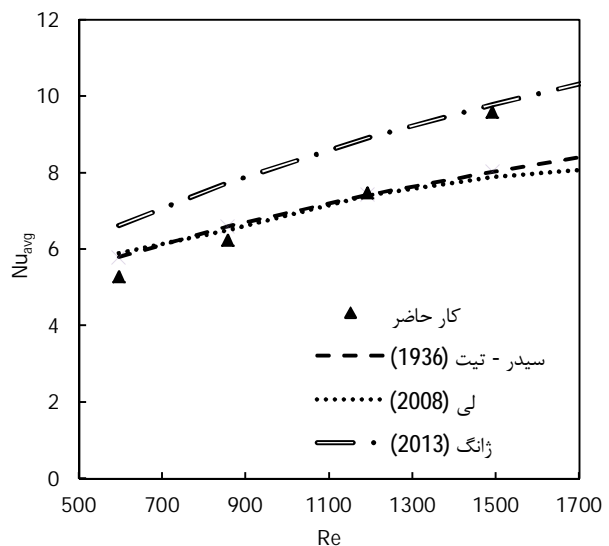
7- نتیجه‌گیری

در این مقاله بازده حرارتی آب و نانوسیال آلومینا - آب در یک گرمادای میکروکانال، به صورت آزمایشگاهی بررسی شد و مشخص شد که میکروکانال‌ها در مقایسه با تبادل کننده‌های معمولی دفع گرما دارای ضریب انتقال حرارت خیلی زیاد، اندازه بسیار کوچک و نیاز به مقدار کم سیال خنک کننده هستند. افزایش غلظت نانوذره در سیال و عدد رینولدز باعث کاهش دمای سطح میکروکانال می‌شود و در یک عدد رینولدز و غلظت ثابت هر چه که از ابتدای کانال به سمت انتهای آن پیش رود، دمای سطح دیواره کانال به دلیل کاهش ضریب انتقال حرارت موضعی در طول میکروکانال افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش عدد رینولدز و کسر حجمی نانوذره ضریب انتقال حرارت متوسط افزایش می‌یابد. بیشترین مقدار افزایش ضریب انتقال حرارت متوسط برای نانوسیال آلومینا-آب با غلظت 0/5% حدود 32/8% و برای نانوسیال آلومینا-آب با غلظت 1% حدود 49/7% نسبت به آب خالص است. با توجه به اینکه ویسکوزیته نانوسیال از آب خالص بیشتر است، افت فشار و در نتیجه ضریب اصطکاک نانوسیال بیشتر از آب خالص می‌باشد. همچنین عدد ناسلت متوسط نانوسیال با روابط تجربی و نتایج تئوری مقایسه شد. برای سیال آب رابطه سیدر-تیت [38]، نتایج تئوری لی [39] و رابطه ژانگ [22] به ترتیب دارای متوسط خطای مطلق 11/7%، 12/7% و 15/8%، برای نانوسیال آلومینای 0/5% روابط مایگا [40]، جونگ [19] و ژانگ [22] به ترتیب با متوسط خطای مطلق 10/6%، 11/8% و 14% و برای نانوسیال آلومینای 1% روابط جونگ [19]، مایگا [40] و ژانگ [22] به ترتیب با متوسط خطای مطلق 9%، 11/4% و 15% انطباق خوبی با داده‌های آزمایشگاهی داشتند.

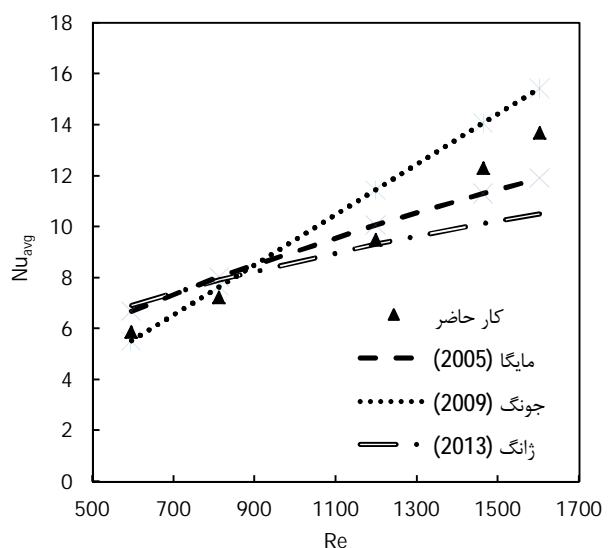
محاسبه عدد ناسلت داخل لوله، نتایج تئوری لی مربوط به عدد ناسلت درون میکروکانال و رابطه ژانگ [22] که هم برای محاسبه عدد ناسلت نانوسیال آلومینا-آب و هم برای محاسبه عدد ناسلت آب خالص در میکروکانال و تحت شرایط جریان آرام ارائه شده است.

در شکل 19 مشاهده می‌شود که برای نانوسیال آلومینای 0/5% روابط مایگا [40]، جونگ [19] و ژانگ [22] به ترتیب با متوسط خطای مطلق 10/6%، 11/8% و 14% نتایج آزمایشگاهی با روابط موجود مقایسه شده است. رابطه مایگا [40] برای محاسبه عدد ناسلت نانوسیال آلومینا-آب داخل لوله و تحت شرایط جریان آرام و روابط جونگ [19] و ژانگ [22] نیز برای تخمین عدد ناسلت نانوسیال آلومینا-آب در میکروکانال و تحت شرایط جریان آرام هستند.

از شکل 20 نیز می‌توان دریافت که برای نانوسیال آلومینای 1% روابط جونگ [19]، مایگا [40] و ژانگ [22] به ترتیب با متوسط خطای مطلق 11/4%، 9% و 15% انطباق خوبی با داده‌های آزمایشگاهی دارند.



شکل 18 مقایسه عدد ناسلت متوسط آزمایشگاهی به دست آمده برای آب با روابط انتقال حرارت جابجایی



شکل 19 مقایسه عدد ناسلت متوسط آزمایشگاهی به دست آمده برای آلومینای 0/5% با روابط انتقال حرارت جابجایی

فهرست علائم	
نانوسیال	nf
مساحت	A (m ²)
خروجی	out
ارتفاع کانال	b (m)
نانوذره	p
گرمای ویژه در فشار ثابت	C _p (Jkg ⁻¹ K ⁻¹)
فضای عمیق	p1
قطر هیدرولیکی	D _h (m)
فضای کم عمق	p2
ضریب اصطکاک ظاهری	f _{app}
جامد	S
ضریب انتقال حرارت	h (Wm ⁻² K ⁻¹)
ترموکوپل	tc
ضریب انتقال حرارت محلی	h _x (Wm ⁻² K ⁻¹)
سطح	w
هدایت گرمایی	k (Wm ⁻¹ K ⁻¹)
محلی	x

9- مراجع

[1] <http://www.sahandsi.ir>, 2013

[2] S. U. S. Choi, J. Eastman, *Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles*, Argonne National Lab., IL (United States), pp. 1995.

[3] P. Keblinski, J. A. Eastman, D. G. Cahill, Nanofluids for thermal transport, *Materials Today*, Vol. 8, No. 6, pp. 36-44, 2005.

[4] J. Eastman, U. Choi, S. Li, G. Soysz, L. Thompson, R. DiMelfi, Novel thermal properties of nanostructured materials, *Journal of Metastable and Nanocrystalline Materials*, Vol. 2, pp. 629-634, 1999.

[5] J. Kim, Y. T. Kang, C. K. Choi, Soret and Dufour effects on convective instabilities in binary nanofluids for absorption application, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 30, No. 2, pp. 323-328, 2007.

[6] M. Prakash, E. Giannelis, Mechanism of heat transport in nanofluids, *Journal of Computer-aided Materials Design*, Vol. 14, No. 1, pp. 109-117, 2007.

[7] D. Wen, Y. Ding, Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, No. 24, pp. 5181-5188, 2004.

[8] S. M. Peyghambarzadeh, S. H. Hashemabadi, M. S. Jamnani, S. M. Hoseini, Improving the cooling performance of automobile radiator with Al₂O₃/water nanofluid, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 10, pp. 1833-1838, 2011.

[9] S. M. Peyghambarzadeh, S. H. Hashemabadi, S. M. Hoseini, M. Seifi Jamnani, Experimental study of heat transfer enhancement using water/ethylene glycol based nanofluids as a new coolant for car radiators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 9, pp. 1283-1290, 2011.

[10] S. M. Peyghambarzadeh, S. H. Hashemabadi, M. Naraki, Y. Vermahmoudi, Experimental study of overall heat transfer coefficient in the application of dilute nanofluids in the car radiator, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 52, No. 1, pp. 8-16, 2013.

[11] M. Naraki, S. M. Peyghambarzadeh, S. H. Hashemabadi, Y. Vermahmoudi, Parametric study of overall heat transfer coefficient of CuO/water nanofluids in a car radiator, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 66, No. 0, pp. 82-90, 2013.

[12] S. Karimi, B. Ghasemi, Water-Alumina natural convection heat transfer in an inclined L shape cavity, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, No. 2, pp. 133-144, 2012. (In Persian)

[13] G. A. Sheikhzadeh, H. Ehteram, A. Aghaei, Numerical study of natural convection in a nanofluid filled enclosure with central heat source and presenting correlations for Nusselt number, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, No. 10, pp. 62-74, 2014. (In Persian)

[14] W. Qu, I. Mudawar, Analysis of three-dimensional heat transfer in micro-channel heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, No. 19, pp. 3973-3985, 2002.

[15] H. Mohammed, G. Bhaskaran, N. Shuaib, R. Saidur, Heat transfer and fluid flow characteristics in microchannels heat exchanger using nanofluids: a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, No. 3, pp. 1502-1512, 2011.

[16] S. V. Garimella, C. B. Sobhan, Transport in microchannels -a critical review, Vol. 13, No. 13, pp. 1-50, 2003.

[17] P. S. Lee, S. V. Garimella, D. Liu, Investigation of heat transfer in rectangular microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, No. 9, pp. 1688-1704, 2005.

[18] S. Lee, S. U. S. Choi, *Application of metallic nanoparticle suspensions in advanced cooling systems*, 1996.

[19] J. Y. Jung, H. S. Oh, H. Y. Kwak, Forced convective heat transfer of nanofluids in microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, No. 1, pp. 466-472, 2009.

[20] K. Anoop, R. Sadr, J. Yu, S. Kang, S. Jeon, D. Banerjee, Experimental study

ضریب افت انقباض ناگهانی	,K _{c1} K _{c2}
ضریب افت انبساط ناگهانی	,K _{e1} K _{e2}
طول میکروکانال	L (m)
طول ورودی هیدرودینامیکی	L _h (m)
طول ورودی گرمایی	L _t (m)
دبی جرمی	ṁ (kgs ⁻¹)
تعداد کانال‌ها	N
افت فشار کل	ΔP _{Total} (bar)
افت فشار در طول میکروکانال	ΔP _{ch} (bar)
افت فشار انقباض ناگهانی	ΔP _{c2} , ΔP _{c1} (bar)
افت فشار انبساط ناگهانی	ΔP _{e2} , ΔP _{e1} (bar)
شار حرارتی	q'' (Wm ⁻²)
دما	T (°C)
عرض کانال	w (m)
عرض فین	w _{fin} (m)
فاصله از ابتدای کانال	x (m)

نماد یونانی

بازده پره	η _{fin}
ویسکوزیته دینامیکی	μ (kgm ⁻¹ s ⁻¹)
دانسیته	ρ (kgm ⁻³)
کسر حجمی	φ

اعداد بدون بعد

عدد ناسلت	Nu = hd/k
عدد رینولدز	Re = ρud/μ
عدد پرانتل	/k μPr = C _p

زیرنویس‌ها

توده	b
سیال پایه	f
ورودی	in
میانگین	m

- [30] R. Hamilton, O. Crosser, Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems, *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, Vol. 1, No. 3, pp. 187-191, 1962.
- [31] G. Batchelor, The effect of Brownian motion on the bulk stress in a suspension of spherical particles, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 83, No. 01, pp. 97-117, 1977.
- [32] Y. Xuan, W. Roetzel, Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, No. 19, pp. 3701-3707, 2000.
- [33] B. C. Pak, Y. I. Cho, Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Experimental Heat Transfer*, Vol. 11, No. 2, pp. 151-170, 1998.
- [34] R. J. Moffat, Describing the uncertainties in experimental results, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, No. 1, pp. 3-17, 1988.
- [35] T. H. Nassan, S. Z. Heris, S. Noie, A comparison of experimental heat transfer characteristics for Al_2O_3 /water and CuO /water nanofluids in square cross-section duct, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, No. 7, pp. 924-928, 2010.
- [36] Y. Xuan, Q. Li, Investigation on convective heat transfer and flow features of nanofluids, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 125, pp. 151, 2003.
- [37] R. Chein, J. Chuang, Experimental microchannel heat sink performance studies using nanofluids, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 46, No. 1, pp. 57-66, 2007.
- [38] E. N. Sieder, G. E. Tate, Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes, *Industrial & Engineering Chemistry*, Vol. 28, No. 12, pp. 1429-1435, 1936.
- [39] J. Li, C. Kleinstreuer, Thermal performance of nanofluid flow in microchannels, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 29, No. 4, pp. 1221-1232, 2008.
- [40] S. E. B. Maiga, S. J. Palm, C. T. Nguyen, G. Roy, N. Galanis, Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 26, No. 4, pp. 530-546, 2005.
- of forced convective heat transfer of nanofluids in a microchannel, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 9, pp. 1325-1330, 2012.
- [21] M. R. Sohel, R. Saidur, M. F. M. Sabri, M. Kamalisarvestani, M. M. Elias, A. Ijam, Investigating the heat transfer performance and thermophysical properties of nanofluids in a circular micro-channel, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, No. 0, pp. 75-81, 2013.
- [22] H. Zhang, S. Shao, H. Xu, C. Tian, Heat transfer and flow features of Al_2O_3 -water nanofluids flowing through a circular microchannel – Experimental results and correlations, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 61, No. 2, pp. 86-92, 2013.
- [23] S. A. Fazeli, S. M. Hosseini Hashemi, H. Zirakzadeh, M. Ashjaee, Experimental and numerical investigation of heat transfer in a miniature heat sink utilizing silica nanofluid, *Superlattices and Microstructures*, Vol. 51, No. 2, pp. 247-264, 2012.
- [24] M. Kalteh, A. Abbassi, M. Saffar-Avval, A. Frijns, A. Darhuber, J. Harting, Experimental and numerical investigation of nanofluid forced convection inside a wide microchannel heat sink, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 36, pp. 260-268, 2012.
- [25] C. J. Ho, L. Wei, Z. Li, An experimental investigation of forced convective cooling performance of a microchannel heat sink with Al_2O_3 /water nanofluid, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 2, pp. 96-103, 2010.
- [26] D. Liu, L. Yu, Single-phase thermal transport of nanofluids in a minichannel, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 133, pp. 031009, 2011.
- [27] J. Lee, I. Mudawar, Assessment of the effectiveness of nanofluids for single-phase and two-phase heat transfer in micro-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, No. 3, pp. 452-463, 2007.
- [28] W. Qu, I. Mudawar, Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, No. 12, pp. 2549-2565, 2002.
- [29] S. G. Kandlikar, *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*: Elsevier Science & Tech, 2006.