



Experimental Investigation of the Effect of Iron Oxide Nanofluid (Fe_3O_4) and Secondary Flow Injection on the Thermal Performance in Horizontal Pipe

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Behzadipour S.¹,
Mohamad Sadeghi Azad M.B.^{1*}

How to cite this article

Behzadipour S, Mohamad Sadeghi Azad M B. Experimental Investigation of the Effect of Iron Oxide Nanofluid (Fe_3O_4) and Secondary Flow Injection on the Thermal Performance in Horizontal Pipe. Modares Mechanical Engineering. 2022; 22(12):697-714.

¹ Department of Mechanical Engineering, Urmia University of Technology, Urmia, Iran.

*Correspondence

Address: Department of Mechanical Engineering, Urmia University of Technology, Urmia, Iran.
m.sadeghiazad@uut.ac.ir

Article History

Received: March 23, 2022

Accepted: June 06, 2022

ePublished: December 13, 2022

ABSTRACT

This study has experimentally investigated the effect of Fe_3O_4 and secondary flow injection on convection heat transfer and friction coefficient on a horizontal pipe. A secondary flow was injected into the main flow to make more turbulence to five models. Water and Fe_3O_4 have been considered in the 5865 to 18800 Reynolds range and three 0.01%, 0.03%, and 0.06% volume concentrations. The length and diameter of the test tube were considered 65 cm and 1.7 cm, respectively. The diameter of secondary flow injection holes was considered 3 mm and 4.5 mm, the ratio of volumetric flow rate to total flow was considered 10% and 20%, and the distance between secondary flow injection holes was considered 4 and 2. The results show that the increase in diameter of secondary flow injection holes, the ratio of secondary flow volumetric flow rate to total flow, and the decrease of distance between secondary flow injection holes are effective on the coefficient of utilization increase. The highest utilization coefficient achieved $Q_1/Q=20\%$, $L/D=2$ in each model using water fluid in the $d=4.5$ state. In this state, the mean coefficient of utilization earned 1.256, 1.266, 1.31, 1.45, and 1.52 for the first, second, third, fourth, and fifth models in all Reynolds, respectively. The above state has the highest thermal performance in the fourth and fifth models. The mean coefficient of utilization in all Reynolds increased 0.91%, 3.97%, and 4.98% for the above state in the fourth model using Fe_3O_4 with three 0.01%, 0.03% and 0.06% volume concentrations to water fluid, respectively. Similarly, this increase achieved 1.58%, 4.56%, and 5.66% in the fifth model.

Keywords Thermal performance, Nanofluid, Secondary flow injection, experimentally

CITATION LINKS

1- Performance analysis of heat transfer... 2- Convective heat transfer and pressure drop... 3- Thermo-hydraulic study in a shell and tube heat exchanger... 4- Experimental investigation on convective heat transfer of... 5- Effect of cut twisted tape and Al_2O_3 nanofluid on heat... 6- Experimental investigation of heat transfer enhancement in... 7- Experimental heat transfer, friction factor and... 8- Experimental investigation of force convection heat... 9- Thermal performance of a counter-current double pipe heat... 10- Turbulent forced convection heat transfer and... 11- Investigating the using of $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{EG}$ nanofluids as coolants in... 12- Intensification of forced convective heat transfer using... 13- Water to Nanofluids heat transfer in concentric tube... 14- Study on concentric tube heat exchanger heat... 15- Steady Squeezing Flow of Magnetohydrodynamics Hybrid Nanofluid Flow... 16- Experimental Investigation of Convective Heat Transfer of Ferro-Nanofluid Containing... 17- Numerical Simulation of Nanofluid Heat Transfer in a Tube Equipped with... 18- Thermal conductivity enhancement dependent pH and chemical... 19- Investigation of thermal conductivity and viscosity of... 20- Experimental study of convective heat transfer of a... 21- Application of nanofluids in computer cooling... 22- A nexperimental comparison of convective heat transfer and... 23- Heat transfer and effectiveness experimentally-based analysis of... 24- Experimental study of convective heat transfer and pressure drop of TiO_2 ... 25- Heat transfer study on concentric tube heat exchanger... 26- Investigation on Convective Heat Transfer and Flow Features of... 27- A comparative study on the thermal performance of... 28- Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in... 29- Experiments to Explore the Mechanisms of Heat Transfer in... 30- Review of convective heat transfer enhancement with nanofluids.

بررسی تجربی تاثیر استفاده از نانوسیال اکسید آهن (Fe_3O_4) و تزریق جریان ثانویه بر عملکرد حرارتی در یک لوله افقی

سجاد بهزادی پور^۱، محمد باقر محمد صادقی آزاد^{۲*}

^۱ گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی ارومیه، ارومیه، ایران

چکیده

در این مقاله تاثیر استفاده از نانوسیال اکسید آهن (Fe_3O_4) با سه غلظت حجمی ۰/۱٪، ۰/۳٪ و ۰/۶٪، و تزریق جریان ثانویه بر مقدار انتقال حرارت جابجایی و ضریب اصطکاک در یک لوله افقی بصورت تجربی بررسی شده است. جریان ثانویه بمنظور ایجاد آشفتگی بیشتر به پنج مدل مختلف به جریان اصلی در محدوده رینولدز ۵۸۶۵ تا ۱۸۸۰۰ تزریق شده است. طول و قطر لوله آزمایش به ترتیب $Le=65$ و $D=1/7$ سانتی متر، قطر سوراخهای تزریق جریان ثانویه به ترتیب $d=3$ و $4/5$ میلی متر، نسبت دبی حجمی جریان ثانویه به جریان کلی ۲۰٪ و ۱۰٪ $\frac{Q_1}{Q}=10\%$ فاصله بین سوراخهای تزریق جریان ثانویه ۴ و ۲ $\frac{L}{D}=2$ در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهند که افزایش قطر سوراخهای تزریق جریان ثانویه، نسبت دبی حجمی جریان ثانویه به جریان کلی و کاهش فاصله بین سوراخهای تزریق جریان ثانویه در افزایش ضریب بهره موثر می‌باشند. با استفاده از سیال آب بالاترین ضریب بهره در حالت $d=4/5$ میلی متر، $\frac{Q_1}{Q}=20\%$ و $\frac{L}{D}=2$ در هر مدل بدست آمد. در این حالت مقدار میانگین ضریب بهره در کلیه رینولدزها برای مدل اول تا پنجم به ترتیب ۱/۲۵۶، ۱/۲۶۶، ۱/۳۱، ۱/۴۵ و ۱/۵۲ بدست آمد. حالت فوق در مدل چهارم و پنجم بالاترین عملکرد حرارتی را دارا می‌باشد. با استفاده از نانو سیال اکسید آهن با سه غلظت حجمی ۰/۱٪، ۰/۳٪ و ۰/۶٪، نسبت به سیال آب، میانگین ضریب بهره در کلیه رینولدزها برای حالت فوق در مدل چهارم به ترتیب ۰/۹۱٪، ۳/۹۷٪، ۴/۹۸٪ افزایش داشت. بصورت مشابه در مدل پنجم این افزایش به ترتیب ۱/۵۸٪، ۴/۵۶٪، ۵/۶۶٪ بدست آمد.

کلیدواژه‌ها: عملکرد حرارتی، نانو، سیال، تزریق جریان ثانویه، آزمایشگاهی

تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۰۲/۰۳

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۰۳/۱۶

*نویسنده مسئول: m.sadeghiazad@azaruniv.ac.ir

۱- مقدمه

افزایش انتقال حرارت در لوله همواره یکی از مسایل مهندسی چالش برانگیز در فناوری بوده که به آن پرداخته شده است. افزایش انتقال حرارت بیشتر در مقابل اصطکاک کمتر، پارامتری می‌باشد که می‌بایست در زمان طراحی بمنظور حفظ معیارهای ارزیابی عملکرد بالاتر بر بهینه سازی آن تاکید نمود. راگولنات و همکاران^[۱] به بررسی تاثیر یک توربولاتور سانتیفریوژ بر ضریب انتقال حرارت در یک مبدل پوسته و لوله پرداختند. نتایج این پژوهش نشان داد در دبی‌های جرمی ۰/۰۶، ۰/۰۹ و ۰/۱۲ کیلوگرم بر ثانیه افزایش بیشتر جریان سرد نسبت به جریان گرم باعث کاهش عملکرد حرارتی خواهد شد. دمیرکر و همکاران^[۲] تاثیرات نانوسیال آب-گرافن در غلظت‌های جرمی ۰/۰۲۵٪، ۰/۱٪ و ۰/۲٪ را بر انتقال حرارت جابجایی و افت فشار در یک جریان گذرا بررسی کردند. نتایج این پژوهش

نشان داد که افت فشار در محدوده انتقال، بصورت چشم‌گیری افزایش پیدا می‌کند و با افزایش غلظت حجمی، انتقال به جریان آشفته در رینولدزهای پایین‌تری رخ خواهد داد. مرزوک و همکاران^[۳] به مطالعه تجربی تاثیر استفاده از الحاقات میله‌ای متشکل از سیم، میخ و تزریق هوا در مبدل حرارتی پوسته و لوله پرداختند. نتایج این پژوهش نشان داد که در دو مدل تزریق جریان هوا، پارامترهای عملکردی بهبود یافته و در حدود ۳۰ تا ۱۴۰٪ رشد ثبت شد. همچنین تاثیر تزریق هوا بر افت فشار در حدود ۵٪ ثبت شد. سونگ و همکارانش^[۴] به بررسی تجربی انتقال حرارت جابجایی سوخت هیدروکربنی در لوله‌های دایره‌ای با استفاده از قراردادن مانع به حالت نوار پیچیده پرداختند. نتایج این پژوهش نشان داد که به ازای استفاده از موانع پیچشی دمای دیواره داخلی و ضرایب انتقال حرارت ۱۸٪ رشد خواهد نمود. همچنین در پایان، یک رابطه تجربی برای پیش بینی عدد ناسلت در لوله‌های حاوی موانع پیچشی ارائه شد. خانجانی و همکاران^[۵] به بررسی تاثیر نوار مارپیچ برش خورده و نانوسیال آلومینا بر انتقال حرارت در مبدل حرارتی دو لوله‌ای پرداختند. نتایج این پژوهش نشان داد که استفاده از نانوسیال نسبت به سیال پایه باعث افزایش انتقال حرارت خواهد شد. انتقال حرارت در رینولدز و غلظت حجمی بالاتر افزایش بیشتری داشت. همچنین استفاده از نوار مارپیچ باعث افزایش میزان انتقال حرارت و بدلیل ایجاد مقاومت و افزایش سطح تماس ضریب اصطکاک را نیز افزایش داده است. آندر و همکاران^[۶] به بررسی تجربی افزایش انتقال حرارت در مبدل حرارتی دو لوله‌ای مستقیم و U شکل با سیم‌پیچ پرداختند. در این کار تاثیر سیم پیچ هلیکوییدی (helicoidal) بر عملکرد حرارتی در دو هندسه‌ی جداره صاف و U شکل مورد بررسی قرار گرفت. نتایج این پژوهش نشان داد که استفاده از موانع باعث افزایش نرخ انتقال حرارت تا ۲۸۰٪ خواهد شد. ساندر و همکاران^[۷] مقدار انتقال حرارت جابجایی، ضریب اصطکاک و کارایی نانوسیال آب-اکسید آهن Fe_3O_4 در یک مبدل حرارتی U شکل بررسی نمودند. بمنظور افزایش انتقال حرارت از یک سیم پیچ با گام‌های ۱، ۱/۳۴ و ۱/۷۹ قطر لوله استفاده شده است. نتایج این پژوهش نشان داد که با افزایش رینولدز و طول گام‌ها، انتقال حرارت افزایش ۱۴ تا ۳۲ درصدی دارد. نظری و همکاران^[۸] به بررسی تجربی انتقال حرارت جابجایی اجباری در کانال متخلخل با تولید حرارت داخلی پرداختند. در این روش هوای خشک به عنوان سیال عامل در فرآیند خنک‌کاری دانه‌های کروی گرم شده مورد استفاده قرار گرفت. مطالعات هیدرولیکی نشان داد که با افزایش عدد رینولدز، ضریب انتقال حرارت جابجایی افزایش می‌یابد. همچنین ضریب انتقال حرارت جابجایی با افزایش قطر دانه‌ها کاهش یافته است. سرفراز و همکاران^[۹] عملکرد گرمایی یک مبدل حرارتی دو جداره در حال کار با نانوسیال آب-CNT را بررسی کردند. نتایج این پژوهش نشان داد که نانو تیوب کربن می‌تواند عملکرد گرمایی مبدل حرارتی را در مقایسه با آب تا ۴۴٪ در ماکزیمم غلظت جرمی ۰/۳ درصد افزایش دهد. وجود نانولوله‌های کربنی در داخل آب دیونیزه شده هدایت

مغناطیسی ثابت و متناوب به ترتیب به ۱۹/۷ و ۳۱٪ می‌رسد. شیخ زاده و همکاران^[17] به بررسی عددی انتقال حرارت نانوسیال در یک لوله مجهز به نوار پیچشی پرداختند. نتایج این پژوهش نشان داد که افزایش کسر حجمی نانوذرات، کاهش نسبت پیچش و افزایش عدد رینولدز منجر به افزایش انتقال حرارت می‌شود. همچنین، مشاهده شد که با حرکت به سمت پایین دست جریان، مقدار اختلاف دمای حداکثر مقاطع کاهش می‌یابد. در کار حاضر با انشعاب گرفتن از جریان اصلی لوله آزمایش و تزریق مجدد آن به جریان اصلی به شکل‌های مختلف با عنوان جریان ثانویه، سعی شده تا هدف بهینه سازی پارامترهای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک را محقق نمود. جریان ثانویه تزریق شده به لوله اصلی آزمایش، با ایجاد جریان چرخشی و تغییر توزیع سرعت به عنوان مولد گرداب عمل می‌کند. این روش منجر به اختلاط سیال و توسعه مجدد لایه‌های مرزی حرارتی و در نتیجه افزایش انتقال حرارت می‌شود. نوآوری این ایده و اجتناب از قراردادن موانع در مسیر جریان، سبب کاهش افت فشار و افزایش آشفستگی بیشتر جریان می‌شود و به دنبال آن میزان انتقال حرارت نیز افزایش پیدا خواهد کرد. هزینه کم، استفاده از جریان اصلی لوله آزمایش، طراحی آسان و انتقال حرارت بیشتر در برابر افت فشار کمتر در این روش، آن را در مقایسه با سایر تکنیک‌های افزایش انتقال حرارت جذاب تر می‌سازد.

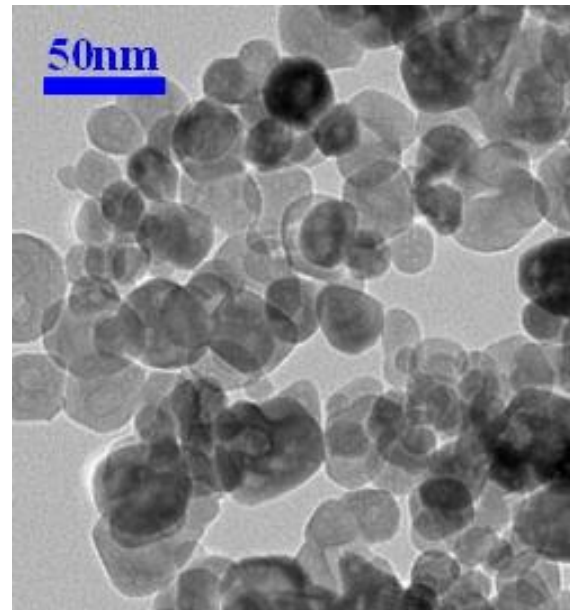
۲- آزمایش‌ها و روش‌ها

۲-۱- نانو سیال

برای تهیه نانو سیال اکسید آهن از نانو ذرات اکسید آهن Fe_3O_4 با قطر ۳۰ نانومتر، خلوص ۹۹٪ و چگالی ۵۸۱۰ کیلوگرم بر متر مکعب محصول شرکت یو-اس نانو استفاده شد. همچنین از آب مقطر بعنوان سیال پایه استفاده شد. در شکل ۱ تصویر میکروسکوپ الکترونی عبوری (TEM) نانوذرات اکسید آهن نمایش داده شده است. پراکنده سازی نانوذرات اکسید آهن در سیال پایه با استفاده از دستگاه همگن ساز نوع هیلشر اپ ۴۰۰-اس با فرکانس ۲۴ کیلو هرتز و توان ۴۰۰ وات بمدت دو ساعت انجام شد. بمنظور غلبه بر نیروی جاذبه بین نانوذرات اکسید آهن و جلوگیری از ته نشین شدن و کلوخه شدن، از ماده برجذب ستیل تری متیل آلومینیوم برومید (CTAB) بعنوان پایدار کننده با نسبت ۰/۱ به ۱ ماده برجذب به نانو ذرات اکسید آهن استفاده شده است. عملکرد ماده برجذب به گونه‌ای است که سطح آب‌گریز نانوذرات را در محلول‌های آب‌دار به سطح آب‌دوست تغییر می‌دهد. در واقع، نقش تغییر کاربری ذرات را به عهده دارد. اما باید توجه شود که اگر مقدار ماده برجذب کافی نباشد، نمی‌تواند پوشش لازم را برای به وجود آوردن دافعه الکترواستاتیک و جبران جاذبه واندروالس اعمال کند. از طرفی، اگر مقدار آن زیاد باشد، باعث کاهش ضریب هدایت حرارتی می‌شود^[18]. بعد از انجام مراحل بالا نانوسیال در یک هم زن با دور تند بمدت ۲۴ ساعت قرار داده شد. مقدار

حرارتی نانوسیالات را تا ۵۶٪ افزایش می‌دهد. اصفا و همکاران^[10] به شبیه سازی انتقال حرارت جابجایی اجباری و خواص ترموفیزیکی نانوسیال آب-اکسید منیزیم (mgo) با در نظر گرفتن قطر نانوذرات مختلف پرداختند. نانوسیال با کسر حجمی بالاتر و قطر نانوذرات کوچک‌تر منجر به عدد ناسلت بالاتر می‌شود. بزرگان و همکاران^[11] به بررسی کاربرد نانوسیالات اتیلن گلیکول-اکسید آلومینیوم در محدوده غلظت‌های حجمی ۰ تا ۷ درصد به عنوان سیال خنک کننده در مبدل حرارتی دو لوله‌ای پرداختند نتایج این پژوهش نشان داد که استفاده از نانوسیالات AF در مبدل حرارتی برخلاف افزایش بیشتر انتقال حرارت نسبت به دیگر نانوسیالات استفاده شده، سبب افزایش توان پمپاژ و بالارفتن هزینه‌ها نیز خواهد شد. سرفراز و همکاران^[12] شبیه‌سازی انتقال حرارت جابجایی اجباری با استفاده از نانوسیال‌های زیستی را در یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای بررسی کردند. نتایج نشان‌دهنده افزایش قابل توجه ضریب انتقال حرارت تا ۶۷٪ به ازای استفاده از نانو سیال غلظت حجمی ۱ درصد می‌باشد. روهیت و همکاران^[13] نانو سیال آلومینا-اتیلن گلیکول و اکسیدمس-اتیلن گلیکول را در غلظت‌های مختلف تهیه کردند. مقایسه یافته‌های تجربی و نظری نشان داد که نانوذرات پراکنده یکدست تثبیت شده در سیال پایه باعث افزایش ضریب انتقال حرارت همرفت اجباری سیال پایه در محدوده ۳ تا ۴۹ درصد می‌شود. نتایج نشان داد که ضریب انتقال حرارت مبدل حرارتی لوله متمرکز با آب عملکرد ضعیف‌تری نسبت به نانوسیالات دارد. شریرام و همکاران^[14] عملکرد انتقال حرارت مبدل حرارتی با لوله‌های هم مرکز را با استفاده از نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم بررسی کردند. نتایج این پژوهش نشان داد که در زمان استفاده از نانوسیال، میزان خنک کاری بالاتر از آب سرد می‌باشد و با تمرکز ترکیب نانوسیال، این مقدار افزایش می‌یابد. خان و همکاران^[15] به بررسی عددی تاثیر تزریق و مکش نانوسیال هیبریدی متشکل از اکسید آهن و نانو لوله‌های کربنی در سطح دیواره دو صفحه موازی تحت تاثیر میدان مغناطیسی پرداختند. نتایج این پژوهش نشان داد افزایش پارامتر میدان مغناطیسی، باعث کاهش سرعت عرضی نانوسیال هیبریدی بدلیل افزایش نیروی الکترومغناطیسی می‌شود. همچنین اصطکاک سیال با افزایش عدد اکرت (Eckert) افزایش می‌یابد و باعث تبدیل انرژی جنبشی به انرژی حرارتی و افزایش مشخصات دما می‌شود. خان و همکاران تاثیر میدان مغناطیسی متغیر بر مولفه‌های سرعت نانوسیال هیبریدی را بصورت عددی در نرم افزار متلب بررسی کردند. در کار حاضر تاثیرات شکل‌های مختلف تزریق جریان ثانویه بر انتقال حرارت و ضریب اصطکاک بصورت تجربی بررسی شده است. امیددزبانی^[16] و همکاران به بررسی تجربی تاثیر استفاده از نانوسیال حاوی نانوذرات فریت کبالت-گرافن بر انتقال حرارت در یک کانال دایروی و در رژیم جریان آرام تحت تاثیر میدان مغناطیسی متغیر پرداختند. نتایج این پژوهش نشان داد در غیاب میدان مغناطیسی و عدد رینولدز ۵۷۱، میانگین افزایش انتقال حرارت جابه‌جایی فروفلوید با غلظت ۰/۶ به ۱۵/۲٪ در مقایسه با آب خالص رسیده است، در حالی که این مقدار با اعمال میدان

نانوذرات لازم جهت تهیه محلول نانوسیال با غلظت حجمی مشخص از رابطه ۱ محاسبه می‌شود [19].



شکل ۱) تصویر میکروسکوپ الکترونی عبوری (TEM) نانوذرات اکسید آهن

$$\phi \times 100 = \left[\frac{\left(\frac{m_{Fe_3O_4}}{\rho_{Fe_3O_4}} \right)}{\left(\frac{m_{Fe_3O_4}}{\rho_{Fe_3O_4}} \right) + \left(\frac{m_{water}}{\rho_{water}} \right)} \right] \quad (1)$$

در رابطه‌ی (۱) درصد غلظت حجمی نانوسیال (ϕ) می‌باشد. چگالی ذرات اکسید آهن ($\rho_{Fe_3O_4}$) و سیال پایه آب (ρ_{water}) به ترتیب برابر ۵۸۱۰ و ۹۹۸/۵ کیلوگرم بر متر مکعب می‌باشد. جرم آب (m_{water}) در مجموعه دستگاه آزمایش ۱۵۰۰۰ گرم در نظر گرفته شده است. بدین ترتیب جرم نانوذرات برای سه غلظت حجمی ۰/۱٪، ۰/۳٪ و ۰/۶٪ با استفاده از رابطه ۱ محاسبه خواهد شد. مقدار نانوذرات اکسید آهن و ماده بر جذب لازم در جدول ۱ آورده شده است. خواص ترموفیزیکی نانوسیال اکسید آهن [7] و سیال پایه آب در جدول ۲ آورده شده است.

جدول ۱) مقدار مورد نیاز نانو ذره اکسید آهن و ماده بر جذب برای ۱۵ لیتر نانوسیال

غلظت حجمی	۰/۱٪	۰/۳٪	۰/۶٪
مقدار مورد نیاز نانوذرات اکسید آهن بر حسب گرم در ۱۵ لیتر	۸/۷۲۸	۲۶/۱۹	۵۲/۳۹
مقدار مورد نیاز ماده بر جذب بر حسب گرم در ۱۵ لیتر	۰/۸۷	۲/۶۲	۵/۲۴

۲-۲- دستگاه آزمایش

در این مقاله میزان انتقال حرارت و افت فشار در یک لوله آزمایش که به آن جریان ثانویه تزریق می‌شود، مورد بررسی قرار گرفته است. شماتیک دستگاه آزمایش در شکل ۲ نشان داده شده است.

جدول ۲) خواص ترموفیزیکی نانوسیال اکسید آهن و سیال پایه آب [7]

خواص ترموفیزیکی	دما (سانتی گراد)	غلظت حجمی (٪)	غلظت حجمی (٪/۰۱)	غلظت حجمی (٪/۰۳)	غلظت حجمی (٪/۰۶)
چگالی (Kg/m^3)	۲۰	۹۹۸/۵	۹۹۹/۱۰	۹۹۹/۷	۱۰۰۰/۹
	۴۰	۹۹۲	۹۹۲/۶۰	۹۹۳/۲۱	۹۹۴/۴۲
	۶۰	۹۸۳/۳	۹۸۳/۹۰	۹۸۴/۵۱	۹۸۵/۷۱
ضریب هدایت حرارتی ($W/m \cdot K$)	۲۰	۰/۶۰۲۴	۰/۶۰۵۵	۰/۶۰۸۷	۰/۶۱۴۹
	۴۰	۰/۶۳۱۴	۰/۶۳۶۷	۰/۶۴۲۱	۰/۶۵۲۷
	۶۰	۰/۶۵۵۳	۰/۶۵۹۸	۰/۶۶۶۶	۰/۶۸۰۲
ویسکوزیته دینامیک ($mpa \cdot s$)	۲۰	۰/۷۹	۰/۷۹۳۱	۰/۷۹۶۳	۰/۸۰۲۵
	۴۰	۰/۵۴	۰/۵۴۰۶	۰/۵۴۱۳	۰/۵۴۲۵
	۶۰	۰/۳	۰/۳۰۱۸	۰/۳۰۳۸	۰/۳۰۷۵
ظرفیت گرمایی ویژه ($J/Kg \cdot K$)	۲۰	۴۱۸۲	۴۱۸۱/۵	۴۱۸۱/۱	۴۱۸۰/۲
	۴۰	۴۱۷۸	۴۱۷۷/۵	۴۱۷۷/۱	۴۱۷۶/۲
	۶۰	۴۱۸۳	۴۱۸۲/۵	۴۱۸۲/۱	۴۱۸۱/۲
عدد بی بعد پرانتل	۲۰	۵/۴۸	۵/۴۷۳۱	۵/۴۶۶۳	۵/۴۵۲۵
	۴۰	۳/۵۷	۳/۵۴۶۸	۳/۵۲۳۸	۳/۴۷۷۵
	۶۰	۱/۹۲	۱/۹۱۲۵	۱/۹۰۵	۱/۸۹

آب و نانو سیال اکسید آهن با سه غلظت حجمی ۰/۱٪، ۰/۳٪ و ۰/۶٪ به عنوان سیال عامل در نظر گرفته شده است. در این مقاله محدوده بررسی عدد رینولدز از ۵۸۶۵ تا ۱۸۸۰۰ می‌باشد. لوله آزمایش از جنس فولاد ضد زنگ و به طول $L=70$ سانتی متر با قطر $D=17$ میلی متر در نظر گرفته شده است. در ابتدا سیال عامل توسط پمپ از تانک ذخیره به سمت شیرهای تقسیم جریان انتقال داده می‌شود. دو عدد شیر برای تنظیم جریان اصلی لوله آزمایش و تنظیم جریان ثانویه در نظر گرفته شده است. عملکرد شیرها به گونه‌ای است که بتوان سیال عامل را با کسرهای مختلف بین جریان اصلی و ثانویه تقسیم کرد.

همچنین یک مسیر فرعی برگشت سیال اضافی (Bypass) به تانک ذخیره بمنظور کنترل جریان در نظر گرفته شده است. در مسیر جریان اصلی یک روتامتر نوع مادکو (MADECO) با محدوده اندازه گیری ۴ تا ۶۰ لیتر بر دقیقه و دقت ۰/۱ لیتر بر دقیقه برای اندازه گیری دبی حجمی جریان اصلی لوله آزمایش (Q0) قرار داده شده است. کالیبراسون روتامترها با استفاده از فلومتر مغناطیسی اندرس هاووزر مدل P53 انجام شده است. جریان ثانویه (Q1) از مسیر فرعی عبور می‌کند و به جریان اصلی تزریق می‌شود. یک روتامتر دیگر نیز در انتهای مسیر، بعد از جمع شدن جریان اصلی لوله آزمایش و جریان ثانویه تزریق شده به جریان اصلی لوله آزمایش قرار داده شده و جریان کلی مجموع $(Q=Q1+Q0)$ را نشان می‌دهد. با کسر مقدار دبی روتامتر اول از دبی روتامتر دوم می‌توان مقدار جریان ثانویه را محاسبه نمود. در کار حاضر نسبت دبی جریان ثانویه به دبی جریان کلی ۱۰٪ و ۲۰٪ $\left(\frac{Q1}{Q} \right) =$ در نظر گرفته شده است.

مقایسه و در محاسبات لحاظ نمود. همچنین قبل از ورودی قسمت U شکل مانومتر جیوه‌ای، دو خروجی بمنظور هواگیری جریان سیال و جلوگیری از ایجاد خطا در نظر گرفته شده است. بعد از خروج جریان اصلی و ثانویه از لوله آزمایش، سیال وارد یک مبدل حرارتی خواهد شد تا بتوان دمای سیال ورودی به لوله آزمایش را در مقدار ثابت $23/8$ درجه سانتی گراد برابر با دمای آب شهری نگه داشت. بعد از انجام آزمایش‌ها برای حالت‌های مختلف با استفاده از سیال عامل آب، مجدداً آزمایش‌ها برای حالت‌های برتر از نظر مقدار ضریب بهره با استفاده از نانوسیال اکسید آهن در سه غلظت حجمی 0.1% ، 0.3% و 0.6% انجام و نتایج مقایسه شد. برای هر یک از آزمایش‌های نانوسیال، در ابتدا دستگاه آزمایش با چرخش آب خالص در مسیر تمیز می‌شود. دستگاه آزمایش در شکل ۳ نشان داده شده است. جریان ثانویه با انشعاب گرفتن مقدار دبی حجمی 10% و 20% نسبت به جریان کلی بدست می‌آید. جریان ثانویه در محفظه آب گرم به پنج مدل مختلف به جریان اصلی لوله آزمایش تزریق می‌شود. تزریق جریان ثانویه به وسیله سوراخ‌هایی که به فاصله L از هم بر روی سطح لوله آزمایش ایجاد شده انجام می‌شود. فواصل L با استفاده از دو نسبت $2, 4 = \frac{L}{D}$ در نظر گرفته شده است.



شکل ۳) دستگاه آزمایش

در شکل ۴-الف قطر و طول لوله اصلی آزمایش و فاصله بین سوراخ‌های تزریق جریان ثانویه ثانویه برای نسبت $2 = \frac{L}{D}$ نشان داده شده است. در این نسبت تعداد سوراخ‌های تزریق جریان ثانویه ۱۷ عدد می‌باشد

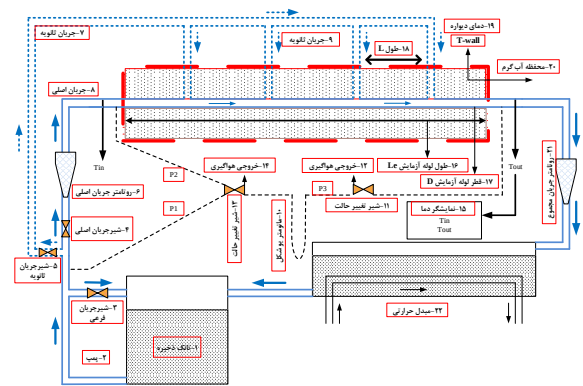


(الف)



(ب)

شکل ۴) قطر و طول لوله اصلی آزمایش و فاصله بین سوراخ‌های تزریق جریان ثانویه ثانویه برای نسبت (الف) $2 = \frac{L}{D}$ و (ب) $4 = \frac{L}{D}$



۱-تانک ذخیره ۲-پمپ ۳-شیر جریان فرعی ۴-شیر جریان اصلی ۵-شیر جریان ثانویه ۶-روتامتر جریان اصلی ۷-مسیر جریان ثانویه ۸-مسیر جریان اصلی ۹-مسیر تزریق جریان ثانویه ۱۰-مانومتر U شکل ۱۱-شیر تغییر حالت ۱۲-خروجی هواگیری ۱۳-شیر تغییر حالت ۱۴-خروجی هواگیری ۱۵-نمایشگر دما ۱۶-طول لوله آزمایش (Le) ۱۷-قطر لوله آزمایش (D) ۱۸-فاصله بین سوراخ‌های تزریق جریان ثانویه (L) ۱۹-دمای محفظه آب گرم ۲۰-محفظه آب گرم ۲۱-روتامتر جریان مجموع ۲۲-مبدل حرارتی

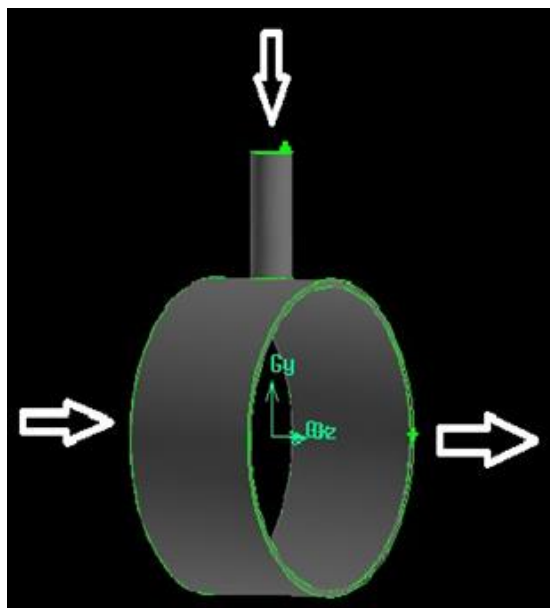
شکل ۲) شماتیک دستگاه آزمایش

با اندازه گیری دبی حجمی سیال و مشخص بودن قطر لوله آزمایش، می‌توان سرعت سیال درون لوله آزمایش و عدد رینولدز (Re) را محاسبه نمود. لوله آزمایش جریان اصلی، در محفظه آب گرم با دمای ثابت قرار دارد. بمنظور ایجاد دمای ثابت در محفظه آب گرم از یک المنت حرارتی با توان ۲۰۰۰ وات استفاده شده که باعث جوشش آب و ثابت شدن دمای آن در $95/07$ سانتی گراد می‌شود. ثابت شدن دمای محفظه آب گرم، شرط مرزی دما ثابت را در لوله آزمایش ایجاد می‌نماید. در هر مرحله مدت زمان ۳۰ دقیقه برای رسیدن دمای لوله به حالت پایداری در نظر گرفته شده است. دمای آب محفظه آب گرم همان دمای سطح لوله آزمایش (T_{wall}) می‌باشد. برای اندازه گیری دمای آب محفظه آب گرم و دمای سیال در ورودی و خروجی لوله آزمایش از سه ترموکوپل مدل (PT100) با محدوده اندازه گیری $200 - 400 +$ سانتی گراد و دقت ± 0.1 درجه سانتی گراد استفاده شده است. کالبراسیون ترموکوپل‌ها با استفاده از کالبراتور (RTD+TC) انجام شده است. برای محاسبه افت فشار در لوله از یک مانومتر U شکل جیوه‌ای با دقت ۱ میلی متر استفاده شده است. زمانی که جریان ثانویه صفر باشد، اختلاف فشار بین نقاط ورودی و خروجی لوله آزمایش (نقاط P2 و P3 شکل ۲) مهم می‌باشد. صحت سنجی دستگاه آزمایش نیز با استفاده از افت فشار در نقاط ابتدایی و انتهایی لوله اصلی آزمایش بررسی می‌شود. در این حالت با محاسبه افت فشار بین نقاط P1 و P3 طبق شکل ۲، می‌توان افت فشار مربوط به روتامتر، شیر تنظیم جریان اصلی و اتصالات مسیر جریان را بدست آورد. اختلاف فشار بین نقاط P1 و P3 زمانی که جریان ثانویه صفر می‌باشد، در محاسبات تاثیری ندارد. اما زمانی که جریان ثانویه مقداری به غیر از صفر داشته باشد، می‌توان در رینولدزهای یکسان این افت فشار را با حالت جریان ثانویه صفر

مدل چهارم جریان‌های ثانویه در جهت ساعت گرد و پاد ساعت گرد طبق مدل شکل ۹ در نظر گرفته شد. در این حالت آشفتگی بیشتر جریان نسبت به مدل دوم بوجود خواهد آمد. مدل پنجم ترکیبی از مدل سوم و چهارم و بمنظور بررسی ترکیب این دو حالت می‌باشد که در شکل ۱۰ نمایش داده شده است.



(الف)



(ب)

شکل ۱۰ مدل اول تزریق جریان ثانویه. (الف) دید به سطح مقطع لوله، (ب) دید از کنار به لوله

۳- محاسبات آزمایشی

۳-۱- عدد ناسلت

اختلاف دمای سطح دیواره لوله آزمایش و سیال درون لوله، باعث تشکیل لایه مرزی حرارتی و انتقال حرارت می‌شود. به منظور بررسی مقدار انتقال حرارت، می‌توان ضریب انتقال حرارت جابجایی و عدد بی بعد ناسلت را محاسبه نمود.

در شکل ۴-ب سوراخ‌های تزریق جریان ثانویه برای نسبت $\frac{L}{D} = 4$ نشان داده شده است. در این حالت تعداد سوراخ‌های تزریق جریان ثانویه ۸ عدد می‌باشد و سوراخ‌های مسدود با علامت ضربدر مشخص شده است. در جدول ۳ اطلاعات مربوط به تعداد و فاصله بین سوراخ‌های تزریق جریان ثانویه ارائه شده است. در شکل ۵ تزریق جریان ثانویه برای نسبت $\frac{L}{D} = 2$ با ۱۷ سوراخ تزریق جریان ثانویه نشان داده شده است.

جدول ۳ (اطلاعات مربوط به تعداد و فاصله بین سوراخ‌های تزریق جریان ثانویه)

نسبت فاصله بین سوراخ‌های تزریق جریان ثانویه به قطر لوله آزمایش ($\frac{L}{D}$)	تعداد سوراخ‌های تزریق جریان ثانویه ($\frac{L}{D}$)	فاصله بین سوراخ‌های تزریق جریان ثانویه L (سانتی متر)
۴	۲	۸
۲	۱۷	۳/۴
		۶/۸

۳-۲- مدل‌های مختلف تزریق جریان ثانویه به جریان اصلی برای ایجاد آشفتگی بیشتر در جریان اصلی لوله آزمایش

پنج مدل مختلف برای تزریق جریان ثانویه به جریان اصلی لوله آزمایش در نظر گرفته شده است.



شکل ۱۱ تزریق جریان ثانویه برای نسبت $\frac{L}{D} = 2$ با تعداد ۱۷ عدد سوراخ تزریق جریان ثانویه

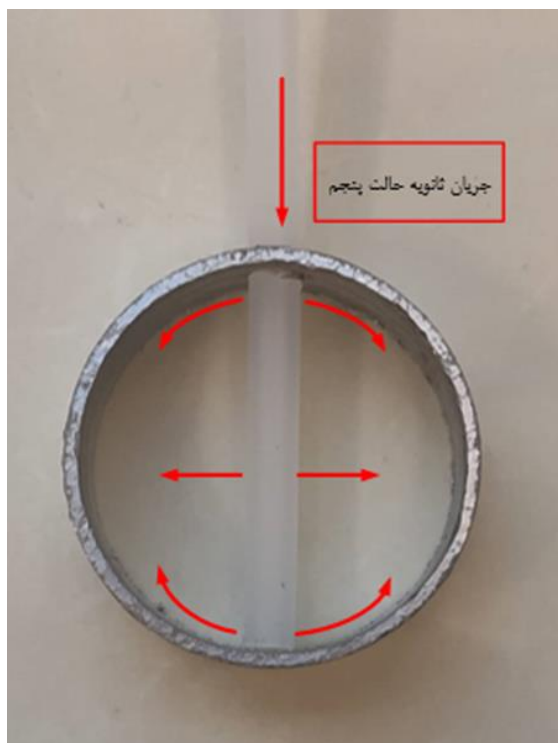
در شکل ۶-الف مدل اول تزریق جریان ثانویه به حالت عمود بر جریان اصلی لوله آزمایش نشان داده شده است. در شکل ۶-ب دید از کنار لوله نشان داده شده است. در شکل ۶-الف جریان ثانویه از طریق سوراخ‌های تزریق جریان ثانویه به جریان اصلی تزریق می‌شود که در کار حاضر ۳ و $d=4/5$ میلی متر در نظر گرفته شده است. با توجه به اینکه گرداب‌های طولی در جریان، آشفتگی بیشتری ایجاد می‌کنند، مدل دوم در شکل ۷ به گونه‌ای طراحی شده که باعث ایجاد الگوی گرداب طولی در مسیر جریان اصلی لوله آزمایش شود. برای ایجاد این نوع گردابه، جریان ثانویه در جهت تتای (θ) مختصات استوانه‌ای و به صورت مماس بر سطح لوله جریان اصلی به جریان اولیه تزریق می‌شود. با توجه به شکل ظاهری مدل دوم، انتظار می‌رود که این نوع تزریق جریان، تاثیر مثبتی در ایجاد گردابه‌های طولی داشته باشد و لایه مرزی تشکیل شده بر روی سطح لوله را جارو کند. همچنین باعث تغییر پروفیل سرعت شود. در مدل سوم در شکل ۸ جریان ثانویه بصورت متقارن به جریان اصلی تزریق می‌شود. بمنظور تقویت بیشتر گرداب طولی مدل دوم و تغییر پروفیل سرعت جریان اصلی لوله آزمایش، در



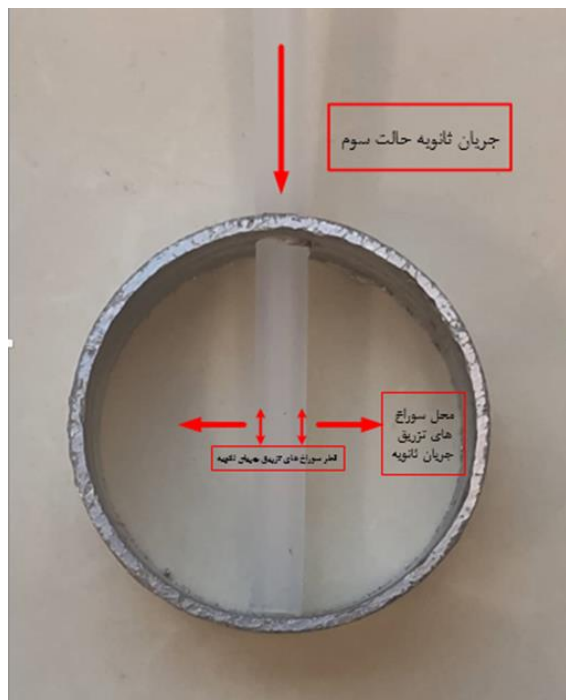
شکل ۹) مدل چهارم تزریق جریان ثانویه



شکل ۷) مدل دوم تزریق جریان ثانویه



شکل ۱۰) مدل پنجم تزریق جریان ثانویه



شکل ۸) مدل سوم تزریق جریان ثانویه

دمای میانگین لگاریتمی (LMTD = Long Mean Temperature Difference)، اختلاف میانگین دمای دیواره و دمای مرکز سیال بین ورودی و خروجی لوله آزمایش می‌باشد. برای محاسبه

$$h = \frac{q}{A \Delta T_b} \quad (2)$$

در رابطه فوق q مقدار انتقال حرارت بین دیواره لوله و سیال درون لوله می‌باشد. A مقدار سطح دیواره لوله آزمایش و ΔT_b اختلاف

اختلاف دمای میانگین لگاریتمی به ترتیب از روابط (۳) و (۴) استفاده شده است [20].

$$\Delta T_b = \ln \frac{T_w - T_{in}}{T_w - T_{out}} \quad (3)$$

$$A = \pi \times D \times Le \quad (4)$$

در رابطه (۳) T_w دمای دیواره لوله می باشد و با توجه به این که شرط مرزی دما ثابت در نظر گرفته شده و در هر آزمایش زمان لازم برای پایداری در نظر گرفته شده، T_w همان دمای آب گرم محفظه دما ثابت می باشد. T_{in} و T_{out} به ترتیب دماهای سیال در ورودی و خروجی لوله هستند. در رابطه (۴) D و Le به ترتیب قطر و طول لوله آزمایش می باشند. مقدار حرارت مبادله شده بین لوله آزمایش و حوضچه آب گرم از رابطه (۵) بدست می آید [21].

$$q = \dot{m} c_{p,eff} (T_{out} - T_{in}) \quad (5)$$

در رابطه فوق $\dot{m}$ دبی جرمی جریان لوله آزمایش می باشد. دبی جرمی جریان توسط روتامتر اندازه گیری می شود. $c_{p,eff}$ ظرفیت گرمایی ویژه متوسط نانوسیال می باشد و با استفاده از رابطه (۶) محاسبه می شود [21].

$$c_{p,eff} = \frac{(1 - \phi_n)(\rho c)_b + \phi_n(\rho c)_n}{(1 - \phi_n)(\rho)_b + \phi_n(\rho)_n} \quad (6)$$

در رابطه (۶) درصد غلظت حجمی نانوسیال (ϕ) و اندیس های n و b به ترتیب مربوط به نانوذرات و سیال پایه می باشند. با استفاده از نتایج روابط (۳)، (۴)، (۵) و (۶) و جایگذاری در رابطه (۲)، ضریب انتقال حرارت جابجایی بدست می آید. همچنین عدد ناسلت با استفاده از رابطه (۷) محاسبه می شود.

$$Nu = \frac{hD}{K_{eff}} \quad (7)$$

در رابطه فوق h ضریب انتقال حرارت جابجایی، D قطر لوله آزمایش و K_{eff} ضریب هدایت حرارتی نانوسیال می باشد [19].

۳-۲- ضریب اصطکاک

ضریب اصطکاک طبق رابطه (۸) با استفاده از اختلاف فشار در مانومتر U شکل محاسبه می شود [22].

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{Le}{D} \times \left(\frac{\rho v^2}{2} \right)} \quad (8)$$

در رابطه بالا v سرعت سیال، ρ چگالی سیال عامل و ΔP اختلاف فشار ستون جیوه در مانومتر U شکل می باشد.

۳-۳- تحلیل عدم قطعیت

عدم قطعیت به معنای تردید در خصوص مقدار نتایج اندازه گیری می باشد. عدم قطعیت اندازه گیری، بیانگر اطلاعاتی درباره کیفیت اندازه گیری می باشد. عدم قطعیت آزمایش ها در فرآیند انتقال حرارت اساساً مربوط به دقت وسایل اندازه گیری، خطای محاسبات و خطاهای آزمایش می باشد. عدم قطعیت نتایج آزمایشگاهی با اندازه گیری انحراف پارامترها شامل دما، دبی حجمی و افت فشار

تعیین خواهد شد. برای تعیین عدم قطعیت مربوط به تخمین عدد رینولدز، عدد پرانتل، نرخ انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت جابجایی لوله آزمایش، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک از روابط (۹) الی (۳۲) استفاده خواهد شد [23]. محدوده، دقت و عدم قطعیت تجهیزات آزمایشگاهی و خواص ترموفیزیکی در جدول (۴) نشان داده شده است. همچنین عدم قطعیت مقادیر بر اساس روابط تئوری در جدول (۵) آورده شده است.

جدول ۴) محدوده، دقت و عدم قطعیت تجهیزات آزمایشگاهی و خواص ترموفیزیکی

نام تجهیزات	مدل	تعداد پارامتر	محدوده اندازه گیری	محدوده واحد	دقت	محدوده کار	عدم قطعیت %
ترموکوپل	PT100	۳	دما	۲۰۰- تا ۴۰۰+	درجه سانتی گراد	۲۳/۸ تا ۹۵/۰۷	۰/۰۱۱
روتامتر	روتامتر	۲	دبی حجمی	۴ تا ۶۰	لیتر بر دقیقه	۴/۲ تا ۱۷/۰۴	۰/۵۸۶
مانومتر	U شکل	۱	اختلاف فشار	۰ تا ۳۷۰	میلی متر	۲ تا ۹۸	۱/۰۲
خواص ترموفیزیکی	-	-	-	-	-	-	۱
ابعاد	-	-	-	-	-	-	۱

جدول ۵) عدم قطعیت مقادیر

پارامتر	نماد	عدم قطعیت %
عدد بی بعد رینولدز	Re	۰/۲۰۰۵
عدد بی بعد پرانتل	Pr	۰/۱۷۳۲
مقدار انتقال حرارت جابجایی	q	۰/۱۱۷۴۶
اختلاف دمای لگاریتمی	ΔT_b	۰/۴۰۹۳
ضریب انتقال حرارت جابجایی	h	۰/۶۰۱۷
عدد بی بعد ناسلت	Nu	۰/۷۸۸۴
اختلاف فشار	ΔP	۰/۱۷۵۰
ضریب اصطکاک	f	۰/۴۹۴۹

$$Re = \left(\frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \right) \quad (9)$$

$$\frac{U_{Re}}{Re} = \sqrt{\left(\frac{U_{\dot{m}}}{\dot{m}} \times 100 \right)^2 + \left(\frac{U_D}{D} \times 100 \right)^2 + \left(\frac{U_{\mu}}{\mu} \times 100 \right)^2} \quad (10)$$

$$\frac{U_{Re}}{Re} = \sqrt{\left(\frac{0.1}{17.04} \times 100 \right)^2 + (0.1)^2 + (0.1)^2} = 0.2005\% \quad (11)$$

$$Pr = \left(\frac{\mu C_p}{K} \right) \quad (12)$$

$$\frac{U_{\Delta P}}{\Delta P} = \sqrt{\left(\frac{U_{\rho}}{\rho} \times 100\right)^2 + \left(\frac{U_g}{g} \times 100\right)^2 + \left(\frac{U_{\Delta h}}{\Delta h} \times 100\right)^2} \quad (28)$$

$$\frac{U_{\Delta P}}{\Delta P} = \sqrt{(0.1)^2 + (0.1)^2 + \left(\frac{1}{98} \times 100\right)^2} = 0.1750\% \quad (29)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{L_i}{D_i} \times \left(\frac{\rho v^2}{2}\right)} \quad (30)$$

$$\frac{U_f}{f} = \sqrt{\left(\frac{U_{\Delta P}}{\Delta P} \times 100\right)^2 + \left(\frac{U_L}{L} \times 100\right)^2 + \left(\frac{U_D}{D} \times 100\right)^2 + \left(\frac{U_{\rho}}{\rho} \times 100\right)^2 + \left(\frac{2U_v}{v} \times 100\right)^2} \quad (31)$$

$$\frac{U_f}{f} = \sqrt{\frac{(0.1750)^2 + (0.1)^2 + (0.1)^2 + (0.1)^2 + (2 \times 0.1)^2}{(2 \times 0.1)^2}} = 0.4949\% \quad (32)$$

۴- بحث و نتایج

۴-۱- صحت سنجی نتایج

عملکرد دستگاه آزمایش، آزمایش در لوله جریان اصلی بدون تزریق جریان ثانویه در اندازه قطر ۱/۷ سانتی متر برای محدوده رینولدز ۵۸۶۵ تا ۱۸۸۰۰ در شرایط مرزی دما ثابت انجام شد. بمنظور صحت سنجی نتایج بدست آمده و اطمینان از عملکرد صحیح دستگاه آزمایش، مقدار ناسلت تجربی کار حاضر با روابط مراجع معتبر مقایسه شد. یکی از روابط معتبر انتقال حرارت در لوله، رابطه گنیلینسکی (۳۳) می باشد که در محدوده $(5 \times 10^4 < \text{Re} < 10^6)$ و $(0.7 < \text{Pr} < 160)$ معتبر می باشد [24].

$$Nu_D = \frac{\frac{f}{8}(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{\frac{f}{8}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.11} \left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \quad (33)$$

در رابطه فوق f ضریب دارسی می باشد و از رابطه (۳۴) محاسبه می شود.

$$f = \frac{1}{(1.82 \log_{10} Re - 1.64)^2} \quad (34)$$

عدد بی بعد رینولدز از رابطه (۳۵) محاسبه می شود.

$$Re = \frac{V \times D}{\nu} \quad (35)$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2} \quad (36)$$

در رابطه فوق ν ویسکوزیته سینماتیک سیال می باشد. همچنین سرعت متوسط سیال درون لوله را نشان می دهد. با توجه به اینکه دبی حجمی سیال توسط روتامتر بر حسب لیتر بر دقیقه

$$\frac{U_{Pr}}{Pr} = \sqrt{\left(\frac{U_{C_p}}{C_p} \times 100\right)^2 + \left(\frac{U_{\mu}}{\mu} \times 100\right)^2 + \left(\frac{U_K}{K} \times 100\right)^2} \quad (13)$$

$$\frac{U_{Pr}}{Pr} = \sqrt{(0.1)^2 + (0.1)^2 + (0.1)^2} = 0.1732\% \quad (14)$$

$$q = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (15)$$

$$\frac{U_q}{q} = \sqrt{\left(\frac{U_{\dot{m}}}{\dot{m}} \times 100\right)^2 + \left(\frac{U_{C_p}}{C_p} \times 100\right)^2 + \left(\frac{U_{(T_{out}-T_{in})}}{(T_{out} - T_{in})} \times 100\right)^2} \quad (16)$$

$$\frac{U_q}{q} = \sqrt{\frac{\left(\frac{0.1}{17.04} \times 100\right)^2 + (0.1)^2 + \left(\frac{0.1}{95.07 - 23.8} \times 100\right)^2}{\left(\frac{0.1}{95.07 - 23.8} \times 100\right)^2}} = 0.1746\% \quad (17)$$

$$\Delta T_b = \ln \frac{T_w - T_{in}}{T_w - T_{out}} \quad (18)$$

$$\frac{U_{\Delta T_b}}{\Delta T_b} = \sqrt{\left(\frac{U_{T_w}}{T_w} \times 100\right)^2 + \left(\frac{U_{T_{in}}}{T_{in}} \times 100\right)^2 + \left(\frac{U_{T_{out}}}{T_{out}} \times 100\right)^2} \quad (19)$$

$$\frac{U_{\Delta T_b}}{\Delta T_b} = \sqrt{\frac{\left(\frac{0.1}{95.07} \times 100\right)^2 + \left(\frac{0.1}{23.8} \times 100\right)^2 + \left(\frac{0.1}{25} \times 100\right)^2}{\left(\frac{0.1}{25} \times 100\right)^2}} = 0.4093\% \quad (20)$$

$$h = \frac{q}{A \Delta T_b} \quad (21)$$

$$\frac{U_h}{h} = \sqrt{\left(\frac{U_q}{q} \times 100\right)^2 + \left(\frac{U_A}{A} \times 100\right)^2 + \left(\frac{U_{\Delta T_b}}{\Delta T_b} \times 100\right)^2} \quad (22)$$

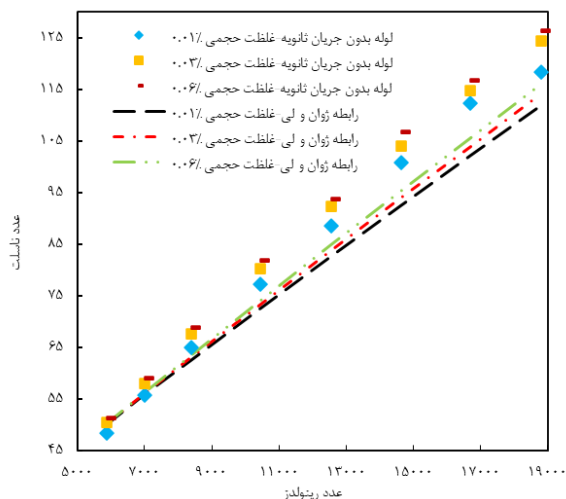
$$\frac{U_h}{h} = \sqrt{(0.1746)^2 + (0.1)^2 + (0.4093)^2} = 0.6017\% \quad (23)$$

$$Nu = \frac{h \times D}{K} \quad (24)$$

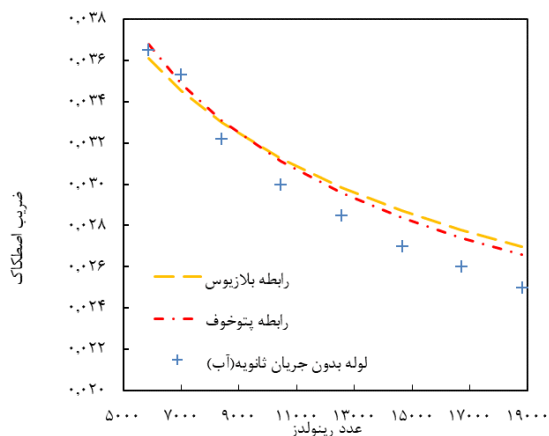
$$\frac{U_{Nu}}{Nu} = \sqrt{\left(\frac{U_h}{h} \times 100\right)^2 + \left(\frac{U_D}{D} \times 100\right)^2 + \left(\frac{U_K}{K} \times 100\right)^2} \quad (25)$$

$$\frac{U_{Nu}}{Nu} = \sqrt{(0.6017)^2 + (0.1)^2 + (0.1)^2} = 0.7884\% \quad (26)$$

$$\Delta P = \rho g \Delta h \quad (27)$$



شکل ۱۲) مقایسه نتایج تجربی و روابط تئوری عدد ناسلت نانوسیال اکسید آهن با سه غلظت حجمی ۰/۱٪، ۰/۳٪ و ۰/۶٪ در لوله بدون تزریق جریان ثانویه با قطر ۱/۷ سانتی متر ضریب اصطکاک تجربی براساس رابطه (۸) محاسبه می‌شود. بمنظور صحت سنجی افت فشار سیستم می‌توان ضریب اصطکاک تجربی را با ضریب اصطکاک روابط معتبر مقایسه کرد. در رابطه (۳۹) ضریب اصطکاک بلازیوس ارایه شده است. این رابطه برای سیال تک فاز در محدوده ($10^5 < \text{Re} < 3000$) معتبر می‌باشد [27]. همچنین رابطه ضریب اصطکاک پتوخوف (۴۰) برای محدوده ($10^6 < \text{Re} < 3000$) معتبر می‌باشد [7]. نتایج در شکل شماره (۱۳) نشان داده شده است.



شکل ۱۳) مقایسه نتایج تجربی و روابط تئوری ضریب اصطکاک سیال پایه آب در لوله بدون تزریق جریان ثانویه

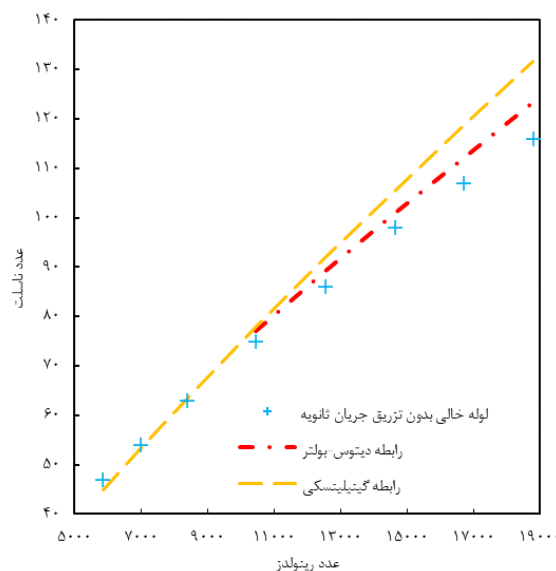
میانگین اختلاف ضریب اصطکاک در لوله بدون تزریق جریان ثانویه با سیال آب نسبت به رابطه بلازیوس (۳۹) و رابطه پتوخوف (۴۰) به ترتیب برابر ۳/۴۵٪ و ۳/۱۴٪ می‌باشد. مقدار اختلاف نتایج تجربی نسبت به روابط تئوری با مقادیر فوق قابل قبول می‌باشد.

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad (39)$$

اندازگیری می‌شود. با استفاده از رابطه (۳۶) می‌توان سرعت متوسط سیال درون لوله را محاسبه نمود. رابطه‌ی دیگر برای مقایسه نتایج تجربی عدد ناسلت با روابط تئوری، رابطه دیتوس-بولتر (۳۷) می‌باشد که برای محدوده ($10000 < \text{Re}$) و (پرانتل $0.5 < \text{Pr} < 200$) در حالت گرمایش معتبر می‌باشد [25].

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (37)$$

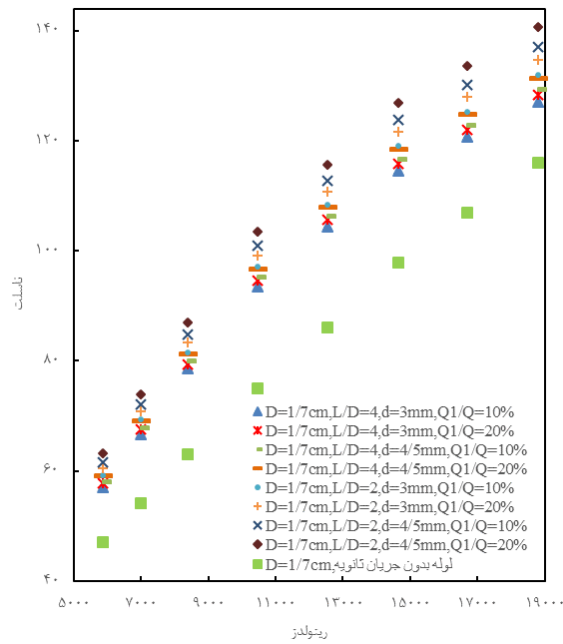
میانگین اختلاف عدد ناسلت تجربی در لوله بدون تزریق جریان ثانویه با سیال آب، نسبت به رابطه گنیلینسکی (۳۳) و رابطه دیتوس-بولتر (۳۷) به ترتیب برابر ۴٪ و ۴/۲٪ می‌باشد. اتلاف حرارتی و خطای دستگاه‌های آزمایش و نحوه‌ی انجام آزمایش، همه مواردی هستند که باعث ایجاد خطا در محاسبات می‌شوند. با توجه به مقادیر بدست آمده، اختلاف نتایج تجربی نسبت به روابط تئوری قابل قبول می‌باشد. این موضوع نشان دهنده عملکرد صحیح دستگاه آزمایش می‌باشد. نتایج در شکل ۱۱ نشان داده شده است.



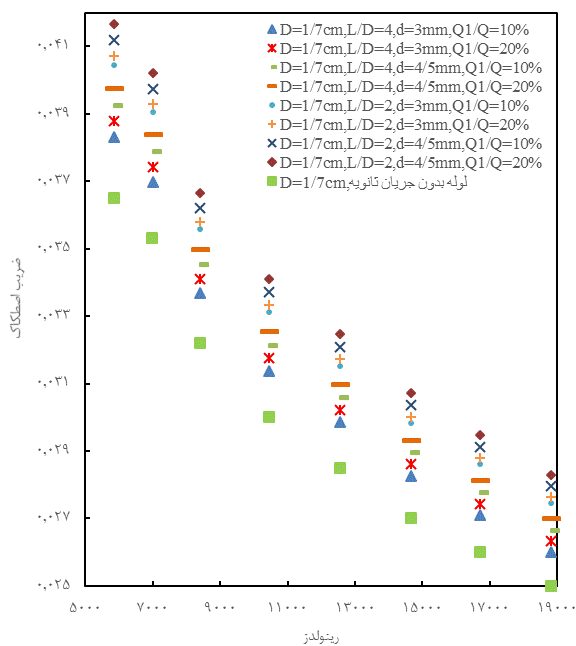
شکل ۱۱) مقایسه نتایج تجربی و روابط تئوری عدد ناسلت آب در لوله بدون تزریق جریان ثانویه

همچنین بمنظور صحت سنجی عملکرد صحیح دستگاه آزمایش به هنگام استفاده از نانوسیال اکسید آهن به عنوان سیال عامل، می‌توان عدد ناسلت تجربی بدست آمده را با رابطه ژوان و لی (۳۸) مقایسه نمود [26]. نتایج در شکل شماره (۱۲) مقایسه شده است. میانگین اختلاف عدد ناسلت تجربی در لوله بدون تزریق جریان ثانویه با استفاده از نانو سیال اکسید آهن در سه غلظت حجمی ۰/۱٪، ۰/۳٪ و ۰/۶٪ نسبت به رابطه ژوان و لی (۳۸) به ترتیب برابر ۴/۸٪، ۷/۶٪ و ۸/۳٪ می‌باشد.

$$Nu_{nf} = 0.0059 (+7.6286 Pe_d^{0.6886} Re_{nf}^{0.9238} Pr_{nf}^{0.4}) \quad (38)$$



(الف)



(ب)

شکل ۱۵) مدل دوم تزریق جریان ثانویه با استفاده از سیال آب (الف) عدد ناسلت و (ب) ضریب اصطکاک

با توجه به نتایج مشخص است که تزریق جریان در این مدل تاثیر بیشتری بر آشفتگی می‌گذارد. ضریب اصطکاک مدل سوم در شکل ۱۶-ب نشان داده شده است. بیشترین میزان افزایش ضریب اصطکاک در این مدل در حالت $\frac{Q_1}{Q} = 20\%$ ، $d=4/5$ میلی متر، $\frac{L}{D} = 2$ و در رینولدز 5865 مقدار $16/8\%$ می‌باشد. در حالت فوق که بیشترین تغییرات ناسلت را نیز در بر دارد، مقدار افزایش میانگین ضریب اصطکاک نسبت به لوله بدون تزریق جریان ثانویه $11/1\%$ می‌باشد

اصطکاک در رینولدزهای مختلف حالت $\frac{Q_1}{Q} = 10\%$ ، $d=3$ میلی متر، $\frac{L}{D} = 4$ مدل اول نسبت به لوله خالی $3/64\%$ می‌باشد. در حالت $\frac{Q_1}{Q} = 20\%$ ، $d=4/5$ میلی متر، $\frac{L}{D} = 2$ این عدد $10/72\%$ می‌باشد. میانگین تغییرات ضریب اصطکاک کلیه‌ی حالت‌های مدل اول نسبت به لوله بدون تزریق جریان ثانویه برابر $7/22\%$ می‌باشد.

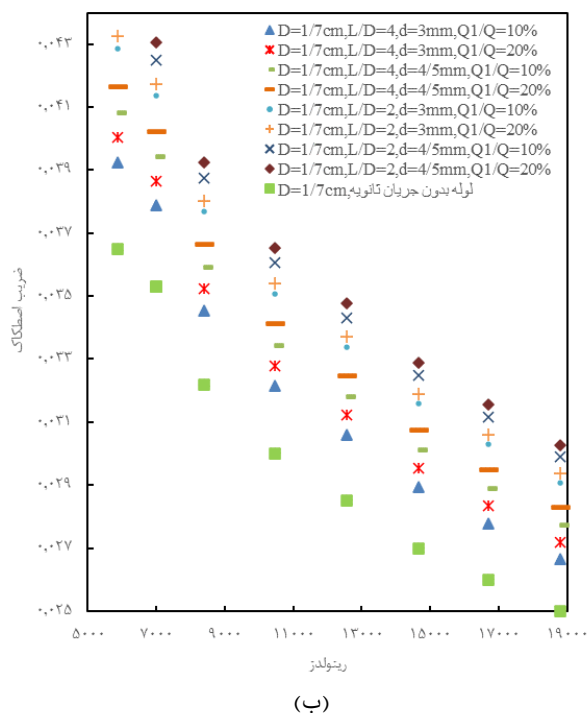
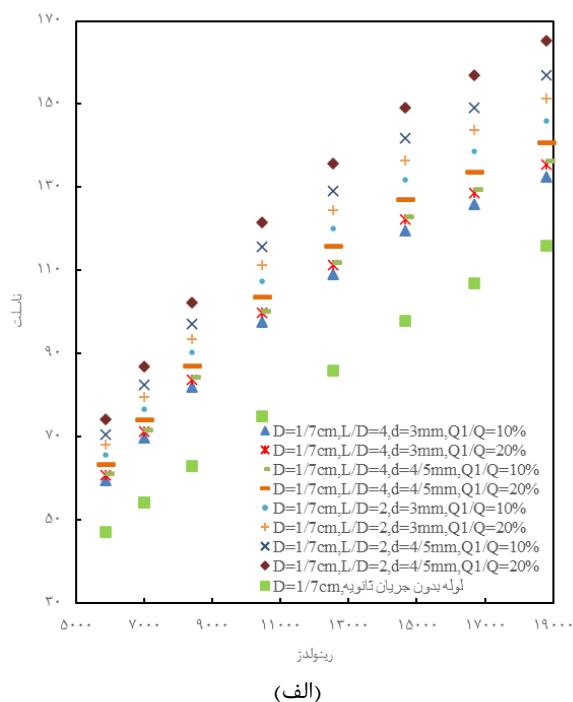
۴-۲-۲- تحلیل مدل دوم با استفاده از سیال پایه آب

در شکل ۱۵-الف عدد ناسلت مدل دوم تزریق جریان ثانویه نشان داده شده است. در مدل دوم بیشترین مقدار افزایش عدد ناسلت در حالت $\frac{Q_1}{Q} = 20\%$ ، $d=4/5$ میلی متر، $\frac{L}{D} = 2$ می‌باشد. بیشترین میزان افزایش عدد ناسلت در این حالت برای رینولدز 5865 نسبت به لوله بدون تزریق جریان ثانویه مقدار $24/4\%$ محاسبه شد. همچنین میانگین افزایش عدد ناسلت در کلیه رینولدزها $32/15\%$ بدست آمد. میانگین افزایش عدد ناسلت در کلیه‌ی حالت‌های مدل دوم نسبت به مدل اول و لوله بدون تزریق جریان ثانویه بترتیب برابر $1/57\%$ و $24/58\%$ می‌باشد. در مدل دوم با توجه به شکل تزریق جریان ثانویه و ایجاد آشفتگی بیشتر، میزان رشد عدد ناسلت در مدل دوم نسبت به مدل اول بیشتر می‌باشد. در شکل ۱۵-ب ضریب اصطکاک مدل دوم تزریق جریان ثانویه آورده شده است. بیشترین میزان افزایش ضریب اصطکاک در این مدل در حالت $\frac{Q_1}{Q} = 20\%$ ، $d=4/5$ میلی متر، $\frac{L}{D} = 2$ و در رینولدز 5865 مقدار $14/13\%$ گزارش شد. در حالت فوق که بیشترین تغییرات ناسلت را نیز در بر دارد، مقدار افزایش میانگین ضریب اصطکاک نسبت به لوله بدون تزریق جریان ثانویه مقدار $13/7\%$ می‌باشد. میانگین افزایش ضریب اصطکاک در کلیه‌ی حالت‌های مدل دوم نسبت به مدل اول و لوله بدون تزریق جریان ثانویه بترتیب برابر $1/84\%$ و $9/2\%$ می‌باشد. در این مدل ضریب اصطکاک نسبت به مدل اول بیشتر می‌باشد. تعداد بیشتر سوراخ‌های تزریق جریان ثانویه و قرار گرفتن لوله تزریق جریان ثانویه در مسیر جریان اصلی دلیل این موضوع می‌باشد.

۴-۲-۳- تحلیل مدل سوم با استفاده از سیال پایه آب

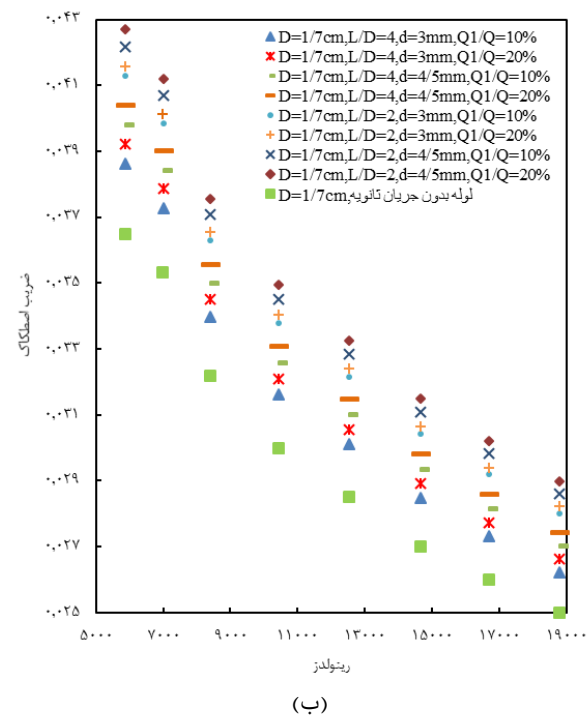
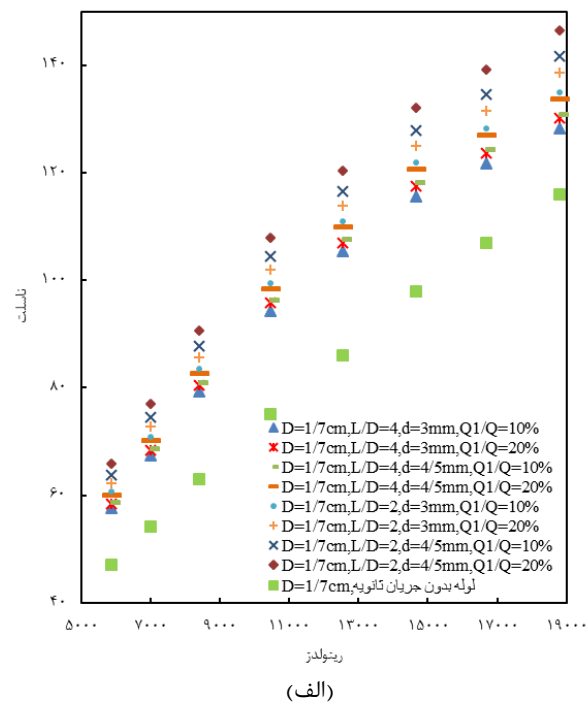
در شکل ۱۶-الف عدد ناسلت برای کلیه‌ی حالت‌های مدل سوم نشان داده شده است. در این مدل بیشترین میزان افزایش عدد ناسلت در حالت $\frac{Q_1}{Q} = 20\%$ ، $d=4/5$ میلی متر، $\frac{L}{D} = 2$ اتفاق می‌افتد. در این حالت میانگین افزایش عدد ناسلت در کلیه رینولدزها نسبت به لوله بدون تزریق جریان ثانویه مقدار $37/7\%$ بدست آمد. میانگین افزایش عدد ناسلت در کلیه‌ی حالت‌های مدل سوم نسبت به مدل دوم و اول و لوله بدون تزریق جریان ثانویه بصورت میانگین به ترتیب برابر $2/28\%$ ، $3/9\%$ و $27/42\%$ می‌باشد. مدل سوم و مدل دوم، هر کدام دو سوراخ تزریق جریان ثانویه دارند، اما در مدل سوم تزریقات به مرکز جریان اصلی انجام می‌شود.

میزان افزایش میانگین عدد ناسلت در حالت $\frac{Q1}{Q} = 20\%$, $\frac{Q1}{Q} = 4/5$, $d=4/5$ میلی متر، $\frac{L}{D} = 2$ مدل چهارم در شکل ۱۷-الف نسبت به لوله بدون تزریق جریان ثانویه مقدار $55/3\%$ می باشد.



شکل ۱۷) مدل چهارم تزریق جریان ثانویه با استفاده از سیال آب. الف) عدد ناسلت و ب) ضریب اصطکاک

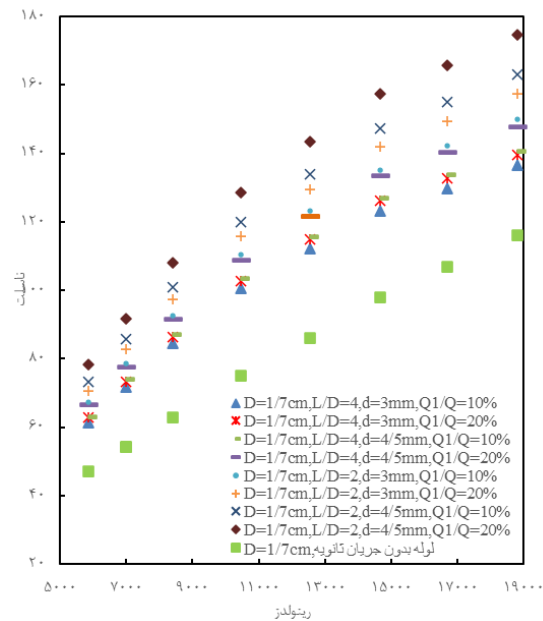
میانگین افزایش عدد ناسلت در کلیه حالت های مدل چهارم نسبت به مدل سوم، دوم، اول و لوله بدون تزریق جریان ثانویه به ترتیب $35/7\%$ ، $8/9\%$ ، $54/11\%$ و $82/36\%$ می باشد. در مدل چهارم جریان ثانویه نسبت به مدل دوم تقویت شده است. افزایش $9/8$



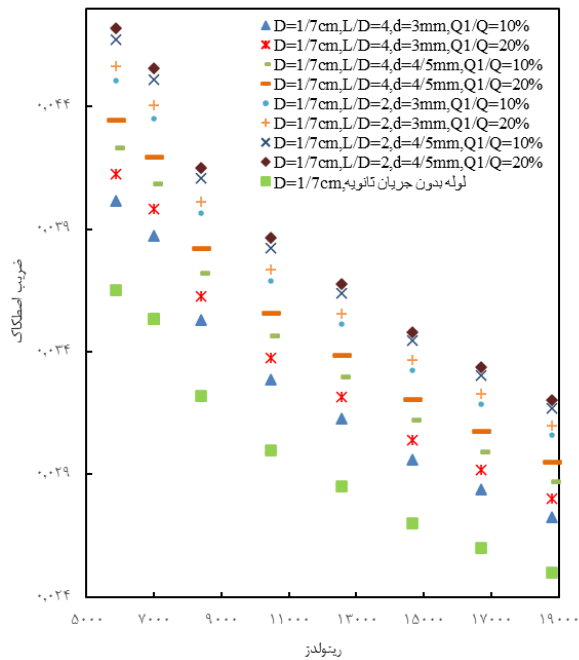
شکل ۱۶) مدل سوم تزریق جریان ثانویه با استفاده از سیال آب. الف) عدد ناسلت و ب) ضریب اصطکاک

میانگین تغییرات ضریب اصطکاک در کلیه حالت های مدل سوم نسبت به مدل دوم و اول و لوله بدون تزریق جریان ثانویه به ترتیب برابر $1/27\%$ ، $65/3\%$ و $14/11\%$ می باشد. ضریب اصطکاک در مدل سوم نسبت به مدل دوم بیشتر می باشد. در مدل سوم تزریق جریان ثانویه به مرکز لوله تاثیر بیشتری نسبت به مدل دوم بر ضریب اصطکاک می گذارد.

۴-۲-۴- تحلیل مدل چهارم با استفاده از سیال پایه آب



(الف)



(ب)

شکل ۱۸) مدل پنجم تزریق جریان ثانویه با استفاده از سیال آب (الف) عدد ناسلت و (ب) ضریب اصطکاک

با توجه به متفاوت بودن مقدار عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در هر حالت، از پارامتر ضریب بهره در رابطه (۴۱) برای مقایسه یکسان عملکرد حرارتی حالت‌های مختلف استفاده شد [28].

$$PEC = \frac{(Nu/Nu_a)}{(f/f_a)^{1/3}} \quad (41)$$

در رابطه فوق Nu و f عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در لوله با تزریق جریان ثانویه می‌باشند. همچنین اندیس a مربوط به حالت لوله بدون تزریق جریان ثانویه می‌باشد. با تحلیل نتایج عدد ناسلت و

درصدی عدد ناسلت نسبت به مدل دوم این نتیجه را نشان می‌دهد. ضریب اصطکاک مدل چهارم در شکل ۱۷-ب نشان داده شده است. بیشترین میزان افزایش ضریب اصطکاک در این مدل، در حالت $\frac{Q_1}{Q_2} = 20\%$ ، $d=4/5$ میلی متر، و $\frac{L}{D} = 2$ در رینولدز ۵۸۶۵ برابر ۲۲/۲۱٪ می‌باشد. در حالت فوق که بیشترین تغییرات ناسلت را نیز در بر دارد، مقدار افزایش میانگین ضریب اصطکاک نسبت به لوله بدون تزریق جریان ثانویه برابر ۲۱/۷۵٪ می‌باشد. میانگین تغییرات ضریب اصطکاک کلیه حالت‌ها در مدل چهارم نسبت به مدل سوم، دوم، اول و لوله بدون تزریق جریان ثانویه به ترتیب برابر ۳۱/۳۱٪، ۵/۱۵٪، ۷/۰۸٪ و ۱۴/۸۲٪ می‌باشد. در مدل چهارم تعداد ورودی‌های جریان ثانویه نسبت به مدل دوم دو برابر می‌شود. در این مدل ضریب اصطکاک نسبت به مدل دوم افزایش دارد. اما میزان افزایش عدد ناسلت از ضریب اصطکاک بیشتر می‌باشد. بنابراین مدل چهارم نسبت به مدل دوم عملکرد حرارتی بالاتری دارد.

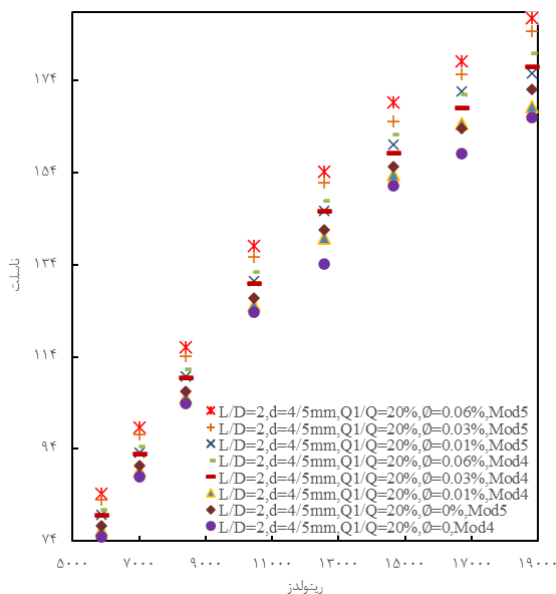
۴-۲-۵- تحلیل مدل پنجم با استفاده از سیال پایه آب

در حالت $\frac{Q_1}{Q_2} = 20\%$ ، $d=4/5$ میلی متر، $\frac{L}{D} = 2$ مدل پنجم در شکل ۱۸-الف، میزان افزایش عدد ناسلت برابر ۶۱/۸۸٪ می‌باشد. میانگین افزایش عدد ناسلت در کلیه‌ی حالت‌های مدل پنجم نسبت به مدل چهارم، سوم، دوم، اول و لوله بدون تزریق جریان ثانویه به ترتیب ۲/۱۹٪، ۹/۷٪، ۱۲/۲۱٪، ۱۳/۹۷٪ و ۳۹/۷۹٪ می‌باشد. در مدل پنجم عدد ناسلت از مدل‌های دیگر بیشتر می‌باشد. ضریب اصطکاک مدل پنجم در شکل ۱۸-ب نشان داده شده است. بیشترین میزان افزایش ضریب اصطکاک در این مدل در حالت $\frac{Q_1}{Q_2} = 20\%$ ، $d=4/5$ میلی متر، و $\frac{L}{D} = 2$ در رینولدز ۵۸۶۵ برابر ۲۹/۲۸٪ می‌باشد. در حالت فوق بیشترین تغییرات عدد ناسلت اتفاق می‌افتد. مقدار افزایش میانگین ضریب اصطکاک نسبت به لوله بدون تزریق جریان ثانویه برابر ۲۸/۸٪ می‌باشد. میانگین تغییرات ضریب اصطکاک کلیه حالت‌ها در مدل پنجم نسبت به مدل چهارم، سوم، دوم، اول و لوله بدون تزریق جریان ثانویه به ترتیب برابر ۱۲/۱۷٪، ۱۵/۸۹٪، ۱۷/۹۵٪، ۲۰/۱۲٪ و ۲۸/۸٪ می‌باشد. در این مدل افزایش ضریب اصطکاک از بقیه مدل‌ها بیشتر می‌باشد.

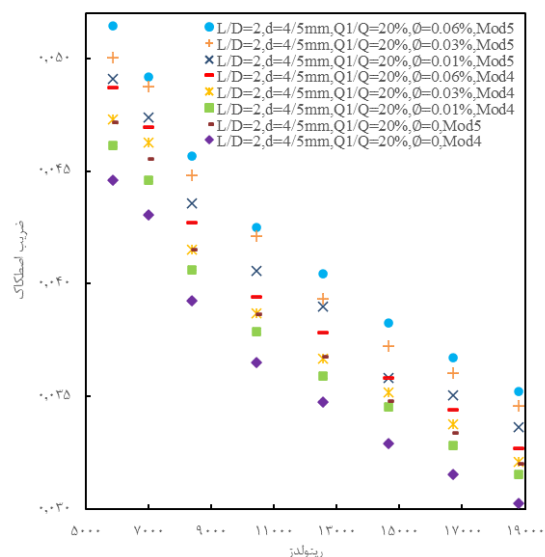
۴-۲-۶- تحلیل مدل‌ها با استفاده از پارامتر ضریب بهره

متغیرهای کار حاضر، قطر سوراخ تزریق جریان ثانویه (d)، نسبت جریان ثانویه به جریان اصلی لوله آزمایش (Q_1/Q_2)، پنج مدل تزریق جریان ثانویه، فاصله بین سوراخ‌های تزریق جریان ثانویه (L) و محدوده رینولدز ۵۸۶۵ تا ۱۸۸۰۰ می‌باشد. این متغیرها باعث ایجاد ۴۰ حالت می‌شوند که در محدوده رینولدز ۵۸۶۵ تا ۱۸۸۰۰ بررسی شدند.

حالت‌ها با استفاده از نانوسیال و سیال عامل آب نشان داده شده است.



(الف)



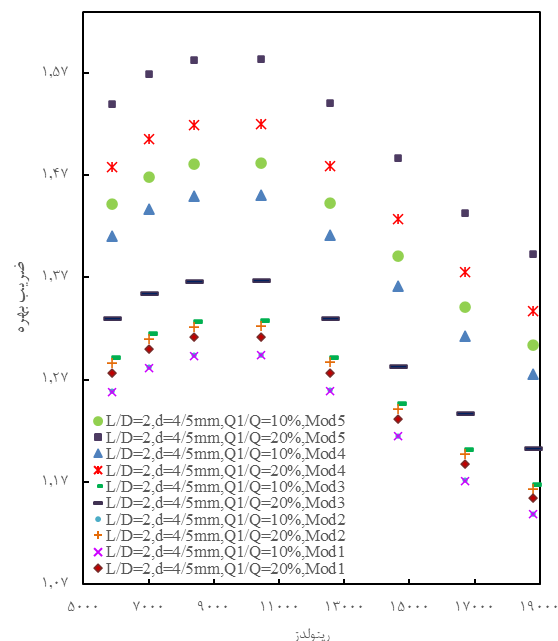
(ب)

شکل ۲۰ حالت $d=4/5$ میلی متر، $Q_1/Q=20\%$ مدل چهارم و پنجم تزریق جریان ثانویه آب و نانوسیال Fe_3O_4 با سه غلظت حجمی ۰/۰۱٪، ۰/۰۳٪ و ۰/۰۶٪. (الف) عدد ناسلت و (ب) ضریب اصطکاک

استفاده از نانوسیال اکسید آهن با سه غلظت حجمی ۰/۰۱٪، ۰/۰۳٪ و ۰/۰۶٪ در مدل چهارم حالت فوق به ترتیب باعث افزایش $2/29\%$ ، $6/19\%$ و $8/04\%$ در میانگین عدد ناسلت شد. در مدل پنجم حالت فوق این تغییرات به ترتیب $3/15\%$ ، $7/08\%$ و $8/90\%$ ثبت شد. این تغییرات نشان می‌دهد که استفاده از نانوسیال و افزایش غلظت حجمی در افزایش میزان انتقال حرارت تأثیر مثبت داشته است. سوسپانسیون نانو ذرات می‌تواند ویسکوزیته و ضریب هدایت حرارتی سیالات پایه را تغییر دهد. از طرفی حرکت نانو ذرات منجر به شتاب یافتن فرآیند انتقال انرژی می‌شود.

ضریب اصطکاک و استفاده در رابطه (۴۱)، در شکل ۱۹ مشخص شد که ضریب بهره با افزایش عدد رینولدز در ابتدا افزایشی و سپس کاهشی خواهد بود. بنابراین ضریب بهره در رینولدزهای کمتر، مقدار بیشتری دارد. همچنین نتایج نشان داد که افزایش دبی جریان ثانویه، افزایش قطر سوراخ تزریق جریان ثانویه و کاهش فاصله بین سوراخ‌های تزریق جریان ثانویه همگی در افزایش ضریب بهره تأثیر مثبت دارند. بنابراین بالاترین ضریب بهره در هر مدل در حالت $d=4/5$ میلی متر، $2 = L/D$ با دو دبی جریان ثانویه ۱۰٪ و ۲۰٪ بدست می‌آید. در شکل ۱۹ ضریب بهره برای دو حالت برتر در هر مدل نمایش داده شده است.

در حالت $d=4/5$ میلی متر، $2 = L/D$ با دبی جریان ثانویه ۲۰٪، میانگین ضریب بهره در کلیه رینولدزها برای مدل اول، دوم، سوم، چهارم و پنجم به ترتیب مقادیر ۱/۲۵۶، ۱/۲۶۶، ۱/۳۱، ۱/۴۵ و ۱/۵۲ بدست آمد. بصورت مشابه با دبی جریان ثانویه ۱۰٪ نتایج به ترتیب ۱/۲۳۸، ۱/۲۳۹، ۱/۲۷۱، ۱/۳۸۸ و ۱/۴۱۹ بدست آمد. بنابراین دو مدل ۴ و ۵ با دبی جریان ثانویه ۲۰٪ بالاترین عملکرد حرارتی را از نظر مقدار ضریب بهره دارند. آزمایش‌ها برای این دو حالت برتر با استفاده از نانوسیال اکسید آهن در سه غلظت حجمی انجام شد.



شکل ۱۹ ضریب بهره دو حالت برتر پنج مدل مختلف تزریق جریان ثانویه با استفاده از سیال آب

۴-۲-۷-تحلیل حالت‌های برتر با استفاده از نانوسیال اکسید آهن

حالت $d=4/5$ میلی متر، $2 = L/D$ از مدل چهارم و پنجم به عنوان حالت‌های برتر آزمایش با استفاده از سیال آب بر حسب مقدار ضریب بهره مشخص شدند. این دو حالت جهت تست دستگاه با استفاده از نانوسیال اکسید آهن انتخاب شدند. در شکل ۲۰-الف و ب به ترتیب عدد ناسلت و ضریب اصطکاک برای این

۵- نتیجه گیری

در کار حاضر تاثیر استفاده از نانوسیال اکسید آهن (Fe_3O_4) با سه غلظت حجمی ۰/۱٪، ۰/۳٪ و ۰/۶٪، و تزریق جریان ثانویه بر مقدار انتقال حرارت جابجایی و ضریب اصطکاک در یک لوله افقی بصورت تجربی بررسی شده است. جریان ثانویه بمنظور ایجاد آشفتگی بیشتر و افزایش میزان انتقال حرارت به پنج مدل مختلف به جریان اصلی تزریق شد. نتایج این پژوهش نشان داد که:

۱- با افزایش مقدار رینولدز، عدد ناسلت افزایش و ضریب اصطکاک کاهش می یابد.

۲- افزایش قطر سوراخ های تزریق جریان ثانویه (d)، نسبت دبی حجمی جریان ثانویه به جریان کلی (Q1/Q) و کاهش فاصله بین سوراخ های تزریق جریان ثانویه (L) در افزایش ضریب بهره موثر می باشند.

۳- در رینولدزهای پایین تر (۵۸۶۵ الی ۱۱۰۰۰)، مقدار تغییرات عدد ناسلت و ضریب بهره بیشتر می باشد و رینولدزهای پایین تر نقاط مناسبی برای طراحی می باشند.

۴- با استفاده از سیال آب بالاترین ضریب بهره در حالت $\frac{Q1}{Q} = 20\%$ ، $d = 4/5$ میلی متر، $\frac{L}{D} = 2$ در هر مدل بدست آمد. در این حالت مقدار میانگین ضریب بهره در کلیه رینولدزها برای مدل اول، دوم، سوم، چهارم و پنجم بترتیب مقادیر ۱/۲۵۶، ۱/۳۱، ۱/۴۵ و ۱/۵۲ بدست آمد. حالت فوق در مدل چهارم و پنجم بالاترین عملکرد حرارتی را دارا می باشند.

۵- با استفاده از نانو سیال اکسید آهن با سه غلظت حجمی ۰/۱٪، ۰/۳٪ و ۰/۶٪ نسبت به سیال آب، میانگین ضریب بهره در کلیه رینولدزها برای حالت $\frac{Q1}{Q} = 20\%$ ، $d = 4/5$ میلی متر، $\frac{L}{D} = 2$ در مدل چهارم بترتیب ۰/۹۱٪، ۰/۹۷٪، ۰/۹۸٪ افزایش داشت. بصورت مشابه در مدل پنجم این افزایش به ترتیب ۱/۵۸٪، ۰/۵۶٪، ۰/۶۶٪ بدست آمد.

۶- عملکرد حرارتی از مدل اول تا پنجم بترتیب صعودی می باشد.

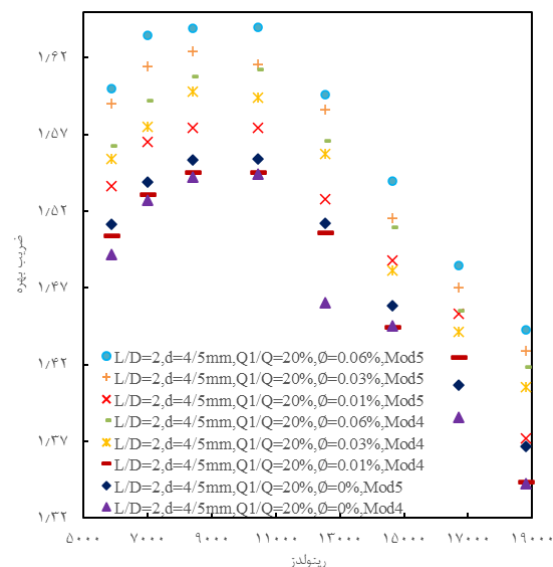
۷- با افزایش غلظت حجمی نانوسیال، مقدار عدد ناسلت و ضریب اصطکاک افزایش می یابد. اما ضریب اصطکاک با عدد ناسلت جبران می شود و باعث می شود که ضریب بهره مقداری بالاتر از یک بدست آید.

تشکر و قدردانی: نویسندگان از جناب آقای مهندس محمدرضا فکری بدلیل همکاری در انجام طرح تشکر می نمایند.

تاییدیه اخلاقی: محتویات علمی این مقاله حاصل پژوهش نویسندگان است و در هیچ نشریه ایرانی و غیر ایرانی منتشر نشده است.

تعارض منافع: تمامی مطالب مذکور توسط نویسندگان انجام شده و هیچ فرد یا نهادی در تهیه آن نقش نداشته است.

همچنین نفوذ و پراکندگی ذرات نانو بخصوص ذرات نانوسیالات فلزی در کنار دیواره منجر به افزایش سریع انتقال حرارت از دیواره به توده سیال و در نتیجه افزایش انتقال حرارت نانوسیال نسبت به سیال پایه می شود. عواملی همچون وجود حرکت بروانی نانوذرات، خواص ترموفیزیکی و مکانیزم انتشار نانوذرات را می توان به عنوان فاکتورهای افزایش انتقال حرارت در سوسپانسیون نانوسیال معرفی کرد [29,30]. میزان افزایش میانگین ضریب اصطکاک به ازای استفاده از نانوسیال اکسید آهن با سه غلظت حجمی ۰/۱٪، ۰/۳٪ و ۰/۶٪ در مدل پنجم حالت فوق به ترتیب باعث افزایش ۳/۷۹٪، ۶/۳۵٪، ۸/۷۶٪ در مقدار ضریب اصطکاک شد. در مدل پنجم حالت فوق این تغییرات به ترتیب ۴/۵۹٪، ۷/۴۴٪، ۹/۵۵٪ ثبت شد. دلیل این موضوع ویسکوزیته بالاتر نانوسیال نسبت به آب می باشد که تاثیر مستقیم بر ضریب اصطکاک دارد. در شکل ۲۱ ضریب بهره برای حالت های برتر مدل چهارم و پنجم با استفاده از نانوسیال و سیال عامل آب نشان داده شده است. میزان افزایش میانگین ضریب بهره به ازای استفاده از نانوسیال اکسید آهن با سه غلظت حجمی ۰/۱٪، ۰/۳٪ و ۰/۶٪ در مدل چهارم حالت فوق به ترتیب باعث افزایش ۳/۹۷٪، ۴/۹۸٪ شد. در مدل پنجم حالت فوق این تغییرات به ترتیب ۴/۹۸٪، ۵/۵۶٪، ۵/۶۶٪ ثبت شد. بنابراین می توان نتیجه گرفت که استفاده از نانوسیال در دو حالت فوق اگرچه باعث افزایش ضریب اصطکاک شده، اما افزایش انتقال حرارت این مقدار افت فشار را جبران کرده است. در نتیجه ضریب بهره رشد داشته است. نانوسیال باعث بهبود عملکرد حرارتی شده است.



شکل ۲۱) ضریب بهره در حالت $\frac{Q1}{Q} = 20\%$ ، $d = 4/5$ میلی متر، $\frac{L}{D} = 2$ از مدل چهارم و پنجم تزریق جریان ثانویه آب و نانوسیال Fe_3O_4 با سه غلظت حجمی ۰/۱٪، ۰/۳٪ و ۰/۶٪

- 11- Bozorgan N, Panahizadeh F, Bozorgan N, Investigating the using of Al₂O₃/EG nanofluids as coolants in a double-tube heat exchanger. *Modares Mechanical Engineering*. 2011;11(3):75-84.[Persian]
- 12- Sarafraz M. M, Hormozi F, Intensification of forced convective heat transfer using biological nanofluid in a double-pipe heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2015;66:279-89.
- 13- Khedkar R. S, Sonawane S. S, Wasewar K. L, Water to Nanofluids heat transfer in concentric tube heat exchanger: Experimental study. *Procedia Engineering*. 2013;51:318-23.
- 14- Sonawane S. S, Khedkar R. S, Wasewar K. L, Study on concentric tube heat exchanger heat transfer performance using Al₂O₃ – water based nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2013;49:60-8.
- 15- Khan M. S, Mei S, Shabnam, Shah N. A, Chung J. D, Khan A, Shah S. A. Steady Squeezing Flow of Magnetohydrodynamics Hybrid Nanofluid Flow Comprising Carbon Nanotube-Ferrous Oxide/Water with Suction/Injection Effect. *Nanomaterials*. 2022;12(4):660.
- 16- Omiddezyani S, Khazaee I, Gharehkhani S, Ashjaee M, Shemirani F, Zandian V. Experimental Investigation of Convective Heat Transfer of Ferro-Nanofluid Containing Graphene in a Circular Tube under Magnetic Field. *Modares Mechanical Engineering*. 2019;19(8):1929-41.[Persian]
- 17- Sheikhzadeh G. H, Nazifard M, Maddahian R, Kazemi Kh. Numerical Simulation of Nanofluid Heat Transfer in a Tube Equipped with Twisted Tape Using the Eulerian-Lagrangian Two-Phase Model. *Modares Mechanical Engineering*. 2019;19(1):53-62.[Persian]
- 18- Li X. F, Zhu D. S, Wang X. J, Wang N, Gao J. W, Li H. Thermal conductivity enhancement dependent pH and chemical surfactant for Cu-H₂O nanofluids. *Thermochimica Acta*. 2008;469:98-103.
- 19- Sundar L. S, Singh M. K, Sousa A. C. M. Investigation of thermal conductivity and viscosity of Fe₃O₄ nanofluid for heat transfer applications. *Int Commun Heat Mass Transfer*. 2013;44:7-14.
- 20- Nazari M, Ashouri M, Kayhani M. H, Tamayol A. Experimental study of convective heat transfer of a nanofluid through a pipe filled with metal foam. *International Journal of Thermal Sciences*. 2015;88:33-9.
- 21- Rafati R, Hamidi A. A, Shariati Niaser M. Application of nanofluids in computer cooling systems (heat transfer performance of nanofluids). *Applied Thermal Engineering*. 2012 March;45-46:9-14.
- 22- Azaria A, Derakhshandeh M. A nexperimental comparison of convective heat transfer and friction factor of Al₂O₃ nanofluids in a tube with and without butterfly tube inserts. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*. 2015;52:31-9.
- 23- Syam Sundar L, Ravi Kumar N. T, Mulat Addis B, Bhramara P, Singh M. K, Sousa A. C. M. Heat transfer and effectiveness experimentally-based analysis of wire coil with core-rod inserted in Fe₃O₄/water nanofluid flow in a double pipe U-bend heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019 January;134:405-419.

سهم نویسندگان: سجاد بهزادی پور (نویسنده اول)، پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۵۰٪)؛ محمد باقر محمد صادقی آزاد (نویسنده دوم)، پژوهشگر کمکی/نگارنده بحث (۵۰٪)..
منابع مالی: تمامی منابع مالی این تحقیق توسط نویسندگان مقاله تأمین شده است.

منابع

- 1- Raghulnath D, Saravanan K, Lakshmanan P, Ranjith Kuma M, Hariharan K. B. Performance analysis of heat transfer parameters in shell and tube heat exchanger with circumferential turbulator, *Materialstoday proceedings*. 2021;37(2):3721-24.
- 2- Kır D, Ertürk H. Convective heat transfer and pressure drop characteristics of grapheme water nanofluids in transitional flow. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2021;121:105092.
- 3- Marzouk S. A, Abou Al-Sood M. M, Fakharany M. K, El-Said E. M. S. Thermo-hydraulic study in a shell and tube heat exchanger using rod inserts consisting of wire-nails with air injection: Experimental study. *International Journal of Thermal Sciences*. 2021;161:106742.
- 4- Feng S, Cheng X, Bi Q, Pan H, Liu Z. Experimental investigation on convective heat transfer of hydrocarbon fuel in circular tubes with twisted-tape inserts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020;146:118817.
- 5- Khanjani S, Tavakoli A, Jalali Vahid D, Nazari M, Effect of cut twisted tape and Al₂O₃ nanofluid on heat transfer of double tube heat exchanger, *Modares Mechanical Engineering*, 2015;15(11):181-90.[Persian]
- 6- Andrzejczy R, Muszynski T, Kozak P. Experimental investigation of heat transfer enhancement in straight and Ubend double-pipe heat exchanger with wire insert. *Chemical Engineering & Processing: Process Intensification*. 2019;136:177-90.
- 7- Syam Sundar L, Bhramara P, Ravi Kumar N. T, Singh M. K, Sousa A. C. M. Experimental heat transfer, friction factor and effectiveness analysis of Fe₃O₄ nanofluid flow in a horizontal plain tube with return bend and wire coil inserts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017;109:440-53.
- 8- Nazari M, Jalali Vahid D, Khanjani S. Experimental investigation of force convection heat transfer in porous channel with internal heat generation, *Modares Mechanical Engineering*. 2014;15(1):203-10.[Persian]
- 9- Sarafraz M. M, Hormozi F, Nikkhah V, Thermal performance of a counter-current double pipe heat exchanger working with COOH-CNT/water nanofluids. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2016;78:41-49.
- 10- Esfe M. H, Saedodin S, Turbulent forced convection heat transfer and thermophysical properties of Mgo-water nanofluid with consideration of different nanoparticles diameter, an empirical study. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2015;119(2):1205-13.

- 24-Kayhani M. H, Soltanzadeh H, Heyhat M. M, Nazari M, Kowsary F. Experimental study of convective heat transfer and pressure drop of TiO₂/water nanofluid. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2012 January;39:456-62.
- 25- Rohit S. K, Shriram S. S, Kailas L.W, Heat transfer study on concentric tube heat exchanger using TiO₂-water based nanofluid. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2014 October;57:163-9.
- 26- Xuan Y, Li Q. Investigation on Convective Heat Transfer and Flow Features of Nanofluids, Journal of Heat Transfer. 2003;125:151-55.
- 27- Sneha P, Subrahmanyam T, Naidu S.V. A comparative study on the thermal performance of water in a circular tube with twisted tapes, perforated twisted tapes and perforated twisted tapes with alternate axis. International Journal of Thermal Sciences. 2019;136:530-8.
- 28- Webb R.L, Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1981;24:715-26.
- 29- Chandrasekar M, Suresh S. Experiments to Explore the Mechanisms of Heat Transfer in Nanocrystalline Alumina/Water Nanofluid under Laminar and Turbulent Flow Conditions. Experimental Heat Transfer. 2011;24(3):234-56.
- 30- Kakac S, Pramuanjaroenkij A. Review of convective heat transfer enhancement with nanofluids. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2009;52(13-14):3187-96.