



بررسی آزمایشگاهی خنک کاری گذرای سیال داخل یک مخزن استوانه‌ای توسط جریان نانوسیال آب - اکسید مس

محسن نظری^{1*}، نسیمه بابازاده بایی²، محمد محسن شاه‌مردان³، مجتبی آشوری⁴

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شاهرود، شاهرود

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شاهرود، شاهرود

3- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شاهرود، شاهرود

4- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه شاهرود، شاهرود

*شاهرود، صندوق پستی 3619995161، mnazari@shahroodut.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 10 بهمن 1393

پذیرش: 23 بهمن 1393

ارائه در سایت: 16 اسفند 1393

کلید واژگان:

انتقال حرارت جابجایی

جریان گذرا

نانوسیال

در این مقاله انتقال حرارت جابجایی گذرای سیال درون یک مخزن عمودی استوانه‌ای شکل که توسط جریان نانوسیال در لوله‌ای تعبیه شده در مرکز مخزن خنک می‌شود، بصورت تجربی در محدوده رینولدز 700 تا 5500 مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به مطالعات انجام شده، انتقال حرارت جابجایی گذرای سیال در یک مخزن استوانه‌ای توسط نانوسیال به‌طور کامل بررسی نشده است و نیازمند مطالعات عمیق‌تری در این خصوص می‌باشد. در این آزمایش نانوسیال آب - اکسید مس در دو درصد حجمی 0/1 و 0/2 به‌عنوان سیال عامل خنک کار در لوله مرکزی استفاده شده است. سیال داخل مخزن، آب است که توسط جریان نانوسیال در لوله داخلی خنک می‌شود. پس از اندازه‌گیری دمای ورودی و خروجی لوله مرکزی و همچنین دمای مخزن در هر ثانیه، عدد ناسلت متوسط و رایی متناظر با هر درصد حجمی محاسبه و همزمان افت فشار در لوله نیز اندازه‌گیری می‌شود. با تکرار آزمایش، نتایج بدست آمده بوسیله روابط آماری در بازه اطمینان نمایش داده می‌شوند. صحت‌سنجی نتایج نیز با استفاده از روابط تئوری و نتایج آزمایشگاهی مورد بررسی دقیق قرار گرفته است. نتایج بدست آمده نمایانگر تطابق مناسب آزمایش با نتایج تئوری و آزمایشگاهی است. همچنین نتایج حاکی از افزایش حداکثر 20 درصدی عدد ناسلت و کاهش 15 درصدی دمای بی‌بعد مخزن در اثر استفاده از نانوسیال آب - اکسید مس با درصد حجمی 0/2 درصد است. در انتها نیز اثرات همزمان انتقال حرارت و افت فشار برای نانوسیال در نسبت‌های حجمی مختلف ارائه و مورد بحث قرار می‌گیرد.

Experimental study of transient cooling of fluid inside a closed reservoir by using CuO/water nanofluid

Mohsen Nazari*, Nasibe Babazade-baie, Mohammad Mohsen Shahmardan, Mojtaba Ashouri

Department of Mechanical Engineering, University of Shahrood, Shahrood, Iran

*P.O.B. 3619995161, Shahrood, Iran, mnazari@shahroodut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 30 January 2015
Accepted 12 February 2015
Available Online 07 March 2015

Keywords:
Convective Heat Transfer
Transient flow
Nanofluids

ABSTRACT

Transient heat transfer from a storage fluid around a central tube is experimentally investigated at a wide range of Reynolds number, i.e. $700 < Re < 5500$. The CuO/Water nanofluid in two volume fractions of 0.1 and 0.2 is employed as the coolant fluid inside the central tube. The pure water at the initial temperature of 70°C is used inside the storage tank which is cooled by the nanofluid flow. The temperature of the coolant at the inlet of the central tube is kept constant during the test. By measuring the inlet and outlet fluid temperature of the central tube and also the mean temperature of the storage tank, the averaged Nusselt number and the related Rayleigh numbers have been reported. Also, the pressure drop of nanofluids has been measured. The accuracy of the experimental results has also been validated by the presented experimental and theoretical data which show good agreement between the results. The obtained results have been reported by using the confidence interval error bars. The result shows a considerable increase in the Nusselt number (about 20 %) and decrease in the dimensionless storage tank temperature (about 15 %) by using nanofluids instead of pure water. Both heat transfer and pressure drop of nanofluid in different volume fractions have been reported and discussed.

1- مقدمه

صنایع نیروگاهی، پتروشیمی، لبنیات، آبگرمکن‌های خورشیدی [1] کاربرد دارند به مقدار حداکثر برسد. در اکثر موارد ذکر شده فوق، ما با یک مخزن سیال روبرو هستیم که می‌بایست به شیوه مناسبی خنک کاری و یا حرارت

با توجه به پایان‌پذیری منابع انرژی فسیلی، ضروری است که تا حد ممکن راندمان حرارتی تجهیزاتی نظیر مبدل‌های حرارتی و برج‌های خنک‌کن در

Please cite this article using:

M. Nazari, N. Babazade-baie, M. M. Shahmardan, M. Ashouri, Experimental study of transient cooling of fluid inside a closed reservoir by using CuO/water nanofluid, Modares Mechanical Engineering, Vol. 15, No. 6, pp. 99-106, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

داده شود. محاسبه انتقال حرارت گذرا از این مخازن بسیار حائز اهمیت است و مطالعات اندکی در این خصوص وجود دارد. به عنوان نمونه دیگر می‌توان به گرم کردن مخازن سوخت گازوییل در صنایع نفت اشاره کرد. امروزه یکی از راه‌های بهبود انتقال حرارت استفاده از ذرات ریز جامد در سیال می‌باشد. استفاده از این ذرات در ابعاد نانومتر در سیال با عنوان "نانوسیال" برای اولین بار در سال 1995 توسط چوی [2] ارائه شد.

نتایج تحقیقاتی متعددی نشان می‌دهد که در غلظت‌های پایین نانوذرات (1 تا 5 درصد حجمی) نیز، هدایت حرارتی می‌تواند تا بیش از 20% افزایش یابد. این افزایش عمدتاً به فاکتورهای نظیر: شکل ذرات، ابعاد ذرات، درصد حجمی ذرات در محلول و ویژگی‌های حرارتی نانوذرات و سیال پایه بستگی دارد. مطالعات تجربی در زمینه ضریب رسانش گرمایی نانوسیال در چند سال اخیر رشد زیادی نموده است. ژوان و لی [3] نانو سیال روغن - اکسید مس و آب - اکسید مس را در غلظت‌های 1/24 تا 1/78 مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آن‌ها افزایش 2/5 تا 7/5 درصدی را در ضریب هدایت حرارتی نشان داد. ماسودا و همکاران [4] اکسید نانوذرات آلومینا و اکسید تیتانیوم با درصد حجمی 4/3 درصد را مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند که رسانندگی گرمایی به ترتیب 32% و 11% افزایش می‌یابد.

بیشترین تاثیر ذرات نانو در خواص این سیال به ویژه در خواص انتقال حرارت جابجایی می‌باشد [5]. چان و همکاران [6] انتقال حرارت نانوذرات آلومینا (نانوذرات با خواص مختلف) را در روغن ترانسفورماتور درون یک مبدل دولوله‌ای در رژیم جریان آرام مورد مطالعه قرار دادند. پژوهش تجربی نظری و همکاران [7] بر روی مبدل خنک کار سی پی یو¹ توسط نانوسیال آلومینا - آب و نانوسیال کربنی افزایش حدود 14 درصدی بر روی ضریب انتقال حرارت جابجایی را نشان داده است. مقدم و همکاران [8] به‌طور آزمایشگاهی اثر نانوسیال آب - اکسید مس را در دبی در محدوده 1 تا 3 کیلوگرم بر دقیقه بر روی کلکتورهای خورشیدی مورد بررسی قرار دادند. نتایج بدست آمده حاکی از افزایش 21/8 درصدی راندمان در دبی 1 کیلوگرم بر دقیقه است. مطالعه نظری و همکاران [9] بر روی انتقال حرارت نانوسیال آلومینا - آب در لوله خالی با دمای دیواره ثابت حاکی از افزایش حدود 30 درصدی ناسلت برای درصد حجمی 1/5 است. پوترا و همکاران [10] جابه‌جایی طبیعی دو نانوسیال آب - اکسید آلومینیوم و آب - اکسید مس در یک استوانه افقی را به‌صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها دریافتند که عدد ناسلت در این نانوسیال‌ها با افزایش کسر حجمی نانوذرات، کاهش می‌یابد. کیهانی و همکاران [11] به بررسی انتقال حرارت جابجایی و افت فشار نانوسیال آب - آلومینا و تیتانیوم - آب در محدوده گسترده‌ای از غلظت‌های 0/1 تا 2 درصدی در سیال پایه آب درون لوله مستقیم با شار حرارتی ثابت پرداخته‌اند. نتایج آنها نشان دهنده افزایش 26 درصدی برای نانوسیال آب - آلومینا و افزایش 8 درصدی برای نانوسیال تیتانیوم - آب با غلظت 2 درصد است. همچنین نتایج بررسی آزمایشگاهی نظری و همکاران [9] بر روی استفاده از نانوسیال آلومینا - آب در محیط متخلخل نیز نمایانگر تاثیر بسیار زیاد انتقال حرارت این سیالات در محیط‌های متخلخل است. انتقال حرارت جابه‌جایی طبیعی گذرا در مخزن با استفاده از کوئل مارپیچی که در داخل آن قرار دارد توسط نشاط و همکاران [12] بررسی و دما و عدد ناسلت در مخزن با استفاده از حل عددی و تجربی با هم مقایسه شده است. گزن و رانی [13] انتقال حرارت جابه‌جایی طبیعی گذرا را بر روی یک استوانه

با توجه به مرور انجام شده و اهمیت خنک‌کاری سیال در بسیاری از مخازن، در این تحقیق به بررسی تجربی انتقال حرارت جابجایی گذرا در یک مخزن حاوی سیال و در معرض لوله خنک‌کار (حاوی جریان نانوسیال) پرداخته می‌شود. با توجه به تحقیقات انجام شده، بررسی آزمایشگاهی انتقال حرارت جابه‌جایی گذرا در اطراف یک لوله عمودی حاوی جریان نانوسیال آب - اکسید مس (که در داخل یک مخزن بسته حاوی سیال قرار گرفته باشد) تاکنون انجام نشده است و اهمیت فراوانی در صنایع نیروگاهی و پتروشیمی دارد. اگر به مطالعات انجام شده تاکنون بنگریم، در تمام موارد، لوله‌ای با شرط مرزی دما ثابت و یا شار ثابت انتخاب شده و انتقال حرارت نانوسیال در داخل لوله بررسی شده است. در هیچ یک از مقالات منتشر شده، خنک کاری یک مخزن حاوی سیال، توسط لوله حاوی نانوسیال بررسی نشده و کاربرد زیادی در صنایع نفت دارد. در این حالت با دو سیال (یکی سیال داخل مخزن و دیگری سیال داخل لوله خنک کار) مواجه هستیم و انتقال حرارت ترکیبی مد نظر است. در این تحقیق نانوسیال آب - اکسید مس با دو درصد حجمی 0/1 و 0/2 درصد و با اندازه 40 نانومتر مورد آزمایش قرار گرفته است. اهداف و نوآوری‌های این تحقیق به شرح زیر می‌باشد:

الف) بررسی تاثیر استفاده از نانوسیال در لوله مرکزی (تعبیه شده داخل مخزن) بر انتقال حرارت جابجایی گذرا از سیال داخل مخزن؛
ب) بررسی افت فشار نانوسیال نسبت به سیال پایه؛
ج) مقایسه نتایج آزمایشگاهی با روابط تئوری موجود و صحت سنجی دقیق آزمایش.

2- تهیه و تعیین نانوسیال و مشخصات آن

آماده‌سازی نانوسیالات اولین قدم در افزایش انتقال حرارت نانوسیالات محسوب می‌شود. دو روش متداول برای تولید نانوسیالات عبارتند از روش تک مرحله‌ای و روش دو مرحله‌ای. در روش دو مرحله‌ای نانو پودر تهیه شده به روش آلتراسونیک در سیال پایه پایدار می‌شود. وانگ و همکاران [15] و نظری و همکاران [9] از جمله کسانی بودند که از روش دو مرحله‌ای برای تولید نانوسیال آب - آلومینا استفاده کردند. نانوذرات دیگری همچون طلا، نقره، نانو لوله‌های کربنی و سیلیکا با این روش تولید و در سیال پایه پایدار شده‌اند. در این مقاله از روش دو مرحله‌ای برای تهیه نانوسیال استفاده شده است. بدین ترتیب که نانو پودر اکسید مس با اندازه کمتر از 40 نانومتر که توسط شرکت تحقیقات نانومتریال آمریکا آماده شده، توسط دستگاه آلتراسونیک² با قدرت 400 وات و 40 کیلوهرتز در سیال پایه (آب مقطر) به مدت 4 ساعت پایدار می‌شود. نانوسیال آماده شده با این روش، حداقل به مدت 36 ساعت بدون هیچ ته‌نشینی، کلوخه شدن، تغییر رنگ و به‌صورت کاملاً یک رنگ پایدار می‌ماند. باید توجه داشت که برای جلوگیری از تغییر

به گونه‌ای طراحی شده‌اند که دقیقاً در قسمت میانی مقطع مورد نظر قرار گرفته باشند. سنسورهای مورد استفاده از نوع سنسورهای مقاومتی پی تی 100¹ ساخت شرکت جمو آلمان می‌باشند که با دقت ± 0.1 درجه سانتی‌گراد کالیبره شده‌اند. اطلاعات سنسورها در هر ثانیه توسط دستگاه آدام 4015² ثبت و بواسطه مبدل سریال به پورت آدام 4561³ به رایانه منتقل می‌شوند. افت فشار جریان سیال نیز توسط دستگاه اختلاف فشار (ترنسmitter) مدل روزمونت 3051⁴ که به ابتدای و انتهای لوله متصل شده است اندازه‌گیری می‌شود. هر آزمایش 600 ثانیه پس از پر کردن مخزن توسط آب داغ انجام و اطلاعات آن جهت استفاده ثبت می‌شود.

به منظور افزایش دقت آزمایشات هر تست سه مرتبه انجام و نتایج حاصل از آزمایشات بصورت بازه اطمینان 95⁵ درصد در شکل‌ها نشان داده شده است. ماکزیمم درصد عدم قطعیت برای دبی، افت فشار و دما به ترتیب 4/5، 4 و 0/5 درصد اندازه‌گیری شده است. ماکزیمم عدم قطعیت برای عدد ناسلت 4/5 درصد محاسبه شده است. اندازه‌گیری عدم قطعیت برای کمیت i در n بار تکرار آزمایش از رابطه فاین و همکاران [19] محاسبه می‌شود.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum(x_i - \bar{x})^2}{n-1}}$$

$$\sigma_E = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (5)$$

در این رابطه $\bar{x}$ میانگین حسابی داده‌ها و σ_E عدم قطعیت برای n داده می‌باشد. آنالیز عدم قطعیت بر پایه روش مافی [20] می‌باشد. جدول 1 نشان‌گر دقت وسایل اندازه‌گیری می‌باشد.

4- تحلیل داده‌ها

4-1- فرمول‌بندی

هدف از انجام این تحقیق بررسی انتقال حرارت و محاسبه ناسلت در مخزن می‌باشد. ضریب انتقال حرارت در مخزن از رابطه (6) محاسبه می‌شود.

$$h = \frac{\dot{q}}{A(T_s - T_w)} \quad (6)$$

در این رابطه $\dot{q}$ انرژی جذب شده توسط لوله با سیال خنک‌کار، A مساحت سطح خارجی لوله با سیال خنک‌کار، T_s متوسط دمای مخزن، و T_w دمای دیواره می‌باشد. همچنین $\dot{q}$ از رابطه (7) قابل محاسبه است.

$$\dot{q} = \dot{m} C_{p,eff}(T_o - T_i) \quad (7)$$

که $C_{p,eff}$ ظرفیت گرمایی ویژه برای نانوسیال، از رابطه (3) بدست آمده است و T_o و T_i به ترتیب دمای ورودی و خروجی لوله‌ی خنک‌کار می‌باشد. در نهایت برای محاسبه عدد ناسلت مخزن از رابطه (8) استفاده می‌شود.

$$Nu = \frac{hL}{K_{eff}} \quad (8)$$

در این رابطه L طول عمودی مخزن و K_{eff} و h به ترتیب ضریب رسانش موثر و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی سیال در مخزن می‌باشد.

جدول 1 دقت و بازه تغییرات وسایل اندازه‌گیری

وسایل اندازه‌گیری	بازه تغییرات	دقت
سنسور دما	100 تا +100 درجه سانتی‌گراد	± 0.1 درجه سانتی‌گراد
دبی‌سنج	0 تا 60 میلی‌لیتر بر ثانیه	± 1 میلی‌لیتر بر ثانیه

خواص حرارتی نانوسیال هیچ گونه ماده اضافی یا پایدارکننده به سیال اضافه نشده است. نانوسیال در دو درصد حجمی 0/1 و 0/2 آماده و مورد استفاده قرار گرفته است. سه پارامتر اصلی در محاسبه سرعت انتقال حرارت نانوسیالات، شامل: ویسکوزیته، هدایت حرارتی و ظرفیت گرمایی، ممکن است با پارامترهای مربوط به سیال پایه متفاوت باشند. انبشتین [16] برای محاسبه ویسکوزیته نانو سیال با غلظت کمتر از 5 درصد رابطه (1) را ارائه داده است.

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

در این رابطه ϕ درصد حجمی و μ_w ویسکوزیته سیال پایه می‌باشد. چگالی و گرمای ویژه نانوسیال در رابطه (2) و (3) نشان داده شده است که این روابط به ترتیب توسط یک و چو [17] و ژوان و روتزل [5] با داده‌های تجربی مورد بررسی قرار گرفت.

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_w + \phi\rho_{np} \quad (2)$$

$$C_{p,nf} = \frac{\phi\rho_{np}C_{p,np} + (1 - \phi)\rho_wC_{p,w}}{\rho_{nf}} \quad (3)$$

در این روابط ρ_w و ρ_{np} به ترتیب چگالی آب و نانوذرات و $C_{p,w}$ و $C_{p,np}$ به ترتیب گرمای ویژه آب و نانوذرات می‌باشد. از اولین مدل‌های ریاضی برای رسانش گرمایی سوسپانسیون‌های ماکرو، مدل ماکسول [18] می‌باشد. در این مدل که در رابطه (4) نشان داده شده است سوسپانسیون تنها تابعی از جزء حجمی ذره و رسانش گرمایی سیال و ذره می‌باشد.

$$\frac{K_{nf}}{K_w} = \frac{K_{np} + 2K_w + 2\phi(K_{np} - K_w)}{K_{np} + 2K_w - \phi(K_{np} - K_w)} \quad (4)$$

دراین معادله K_w و K_{np} به ترتیب رسانش گرمایی در نانوذرات و آب می‌باشد.

3- سیستم آزمایشگاهی

در این مقاله انتقال حرارت گذرای سیال درون مخزن استوانه‌ای شکل، حول لوله مرکزی که بصورت عمودی قرار دارد مورد بررسی قرار گرفته است. به منظور عایق بودن بدنه مخزن از جنس تفلون نرم با ضخامت 1/5 سانتی‌متر ساخته و اطراف آن توسط پشم شیشه پوشانده شده است. قطر مخزن 8 سانتی‌متر و طول آن 24 سانتی‌متر و لوله‌ی گذرانده شده از مرکز آن لوله‌ای آلومینیومی با قطر 20 میلی‌متر و ضخامت 1 میلی‌متر در نظر گرفته شده است. شماتیک سیستم مورد آزمایش در شکل 1- الف و مقطع مخزن سیال نیز در شکل 1- ب نمایش داده شده است. ابتدا آب در دمای 70 درجه سانتی‌گراد به‌عنوان سیال پر کننده مخزن به آن تزریق می‌شود. سیال عامل نیز بلافاصله در سیستم توسط پمپ در لوله مرکزی به گردش درآمده و پس از عبور از مخزن به منظور تثبیت دمای ورودی لوله به سمت مبدل حرارتی هدایت می‌شود. مبدل حرارتی از نوع لوله- پوسته‌ای است که توسط آب شهر فرایند تثبیت دمای ورودی را بر روی 27 درجه سانتی‌گراد با دقت ± 0.5 را انجام می‌دهد. در ابتدای هر آزمایش نرخ جریان توسط شیر کنترل دبی با دقت ± 0.1 میلی‌لیتر بر ثانیه اندازه‌گیری و به دنبال آن سرعت و عدد رینولدز جریان محاسبه می‌شود. با توجه به محدودیتی که پمپ برای اندازه‌گیری دبی جریان‌های مختلف ایجاد می‌کند و همچنین برای پوشش دادن رژیم آرام و درهم، عدد رینولدز در محدوده 700 تا 5500 بررسی شده است. کنترل جریان نیز توسط شیر خط بازگشت پمپ انجام می‌شود. به‌منظور اندازه‌گیری دما در مخزن سه حسگر دما در فواصل مساوی درون آن تعبیه شده است. همچنین دمای ورودی و خروجی لوله توسط دو سنسور اندازه‌گیری و ثبت می‌شوند. به‌منظور اطمینان از دقیق بودن دمای متوسط سیال کلیه سنسورها

1- PT100

2- ADAM4015

3- ADAM4561

4- Rosemount 3051

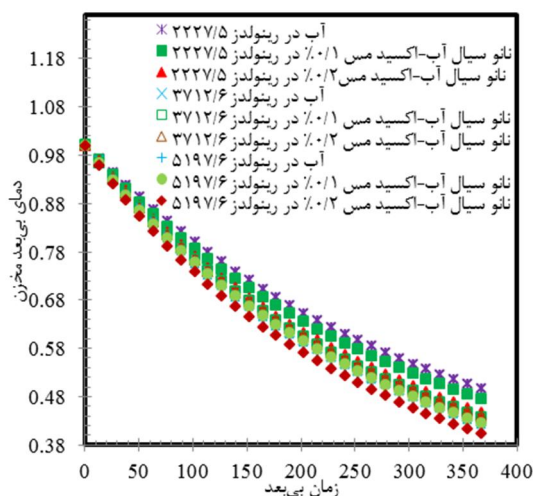
5- Confidence Interval

$$\dot{q}^* = \frac{\dot{q}}{MC_p(T_{\max} - T_i)/\Delta t} \quad (14)$$

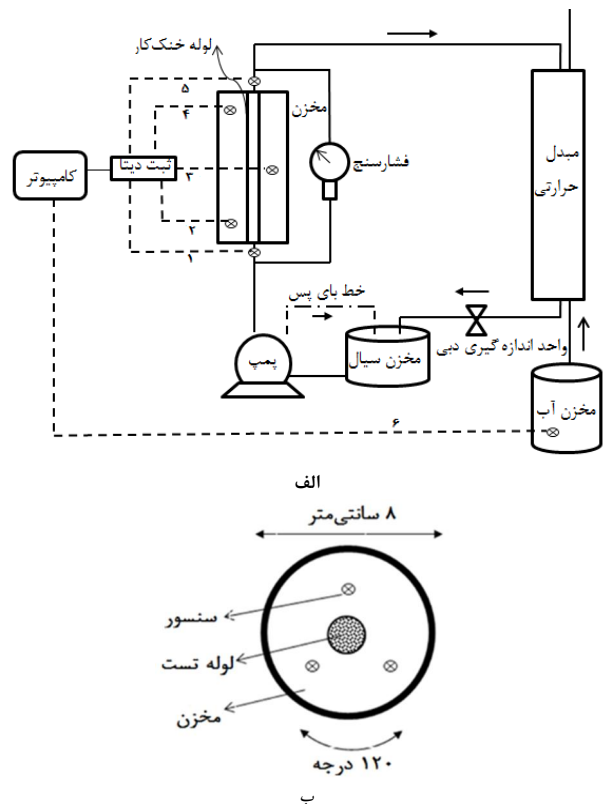
در این معادله منظور از $T_{\max}$ و T_i به ترتیب دمای اولیه مخزن و دمای ورودی لوله خنک کار M ، جرم سیال در مخزن و Δt بازه زمانی انجام آزمایش برابر 600 ثانیه می‌باشد.

3-4- نتایج

در این مقاله انتقال حرارت گذرای سیال درون یک مخزن که توسط لوله عمودی حاوی جریان نانوسیال آب-اکسید مس با دو درصد حجمی 0/1 و 0/2 خنک می‌شود مورد بررسی قرار گرفته است. شکل 2 متوسط دمای بی‌بعد مخزن را برحسب تابعی از زمان بی‌بعد در رینولدزهای مختلف نشان می‌دهد. متوسط دمای بی‌بعد مخزن در لحظه آخر نیز بصورت تابعی از عدد رینولدز به همراه رگرسیون خطی داده‌ها و حداکثر میزان انحراف از آن در شکل 3 نشان داده شده است. خنک کاری مخزن حاوی سیال یکی از اهداف مهم این تحقیق است. نتایج بدست آمده نمایانگر پایین آمدن دمای مخزن در زمان‌های مختلف با افزایش عدد رینولدز و همچنین با استفاده از نانوسیال با غلظت حجمی بالاتر است. حداکثر کاهش متوسط دمای بی‌بعد مخزن به میزان 15 درصد برای نانوسیال 0/2 درصد (حجمی) در عدد رینولدز 1485/5 می‌باشد. عدد ناسلت متوسط در سمت داخل مخزن نیز بصورت تابعی از زمان بی‌بعد در شکل 4 نمایش داده شده که بیانگر افزایش قابل ملاحظه انتقال حرارت در اثر استفاده از جریان نانوسیال در لوله مرکزی است. با توجه به این دو نمودار در مجموع می‌توان نتیجه گیری نمود که افزایش عدد رینولدز به دلیل افزایش حجم جابه‌جا شده سیال درون لوله (جمله جابجایی) و همچنین اضافه شدن نانوسیال به سیستم نیز به دلیل ماهیت فلزی ذرات (با ضریب هدایت حرارتی قابل ملاحظه)، ظرفیت انتقال حرارت سیال را افزایش می‌دهد که نتیجه آن کاهش بیشتر دمای مخزن و به تبع آن افزایش انتقال حرارت سیال درون مخزن است. با افزایش عدد رینولدز به دلیل این که سیال خنک کار فرصت کمتری برای انتقال حرارت دارد، دمای خروجی لوله کاهش می‌یابد این در حالی است در یک رینولدز مشخص، استفاده از نانوسیال سبب افزایش میزان انتقال حرارت (انرژی حرارتی جذب شده از سیال داخل مخزن) و در نتیجه افزایش دمای خروجی می‌شود. نتایج حاصل از دمای خروجی بی‌بعد سیستم برحسب زمان بی‌بعد برای اعداد رینولدز مختلف در شکل (5) نشان داده شده است.



شکل 2 نمودار مقایسه دمای بی‌بعد مخزن برحسب زمان بی‌بعد در رینولدزهای مختلف



شکل 1 الف) طرحواره سیستم آزمایشگاهی ب) مقطعی از مخزن سیال

4-2- پارامترهای بی‌بعد

انتقال حرارت جابجایی طبیعی در مخزن از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است از این رو از عدد رایلی به عنوان معیار مناسبی در این قسمت استفاده می‌شود که در رابطه (9) نشان داده شده است:

$$Ra = GrPr \quad (9)$$

که در این رابطه Pr عدد پرانتل و Gr عدد گرافش می‌باشد که از رابطه (10) قابل محاسبه است.

$$Gr = \frac{g\beta(T_{\max} - T_w)L^3}{\nu^2} \quad (10)$$

که در این رابطه L طول لوله، $T_{\max}$ دمای اولیه مخزن می‌باشد. β و ν به ترتیب ثابت انبساط حجمی و ویسکوزیته سینماتیکی می‌باشد که با استفاده از متوسط دمای مخزن و دیواره داخلی از جداول بدست می‌آید. پارامترهای بی‌بعد تعریف شده در این قسمت شامل θ_s متوسط دمای بی‌بعد مخزن، θ_o دمای بی‌بعد خروجی در سیال خنک کار، t^* زمان بی‌بعد می‌باشد که به ترتیب در روابط (11) تا (13) آمده است.

$$\theta_s = \frac{T_s - T_i}{T_{\max} - T_i} \quad (11)$$

$$\theta_o = \frac{T_o - T_i}{T_{\max} - T_i} \quad (12)$$

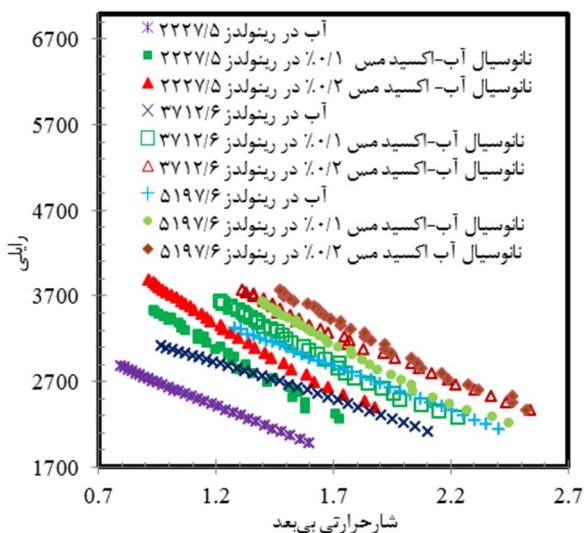
$$t^* = \frac{4t\theta}{D^2} \quad (13)$$

در این روابط $T_{\max}$ ، T_i و T_o به ترتیب دمای اولیه مخزن، دمای ورودی لوله‌ی خنک کار و دمای خروجی لوله‌ی خنک کار و D قطر مخزن می‌باشد. همچنین شار حرارتی مبادله شده بین سیال داخل مخزن و سیال خنک کار به صورت بی‌بعد در معادله (14) نشان داده شده است.

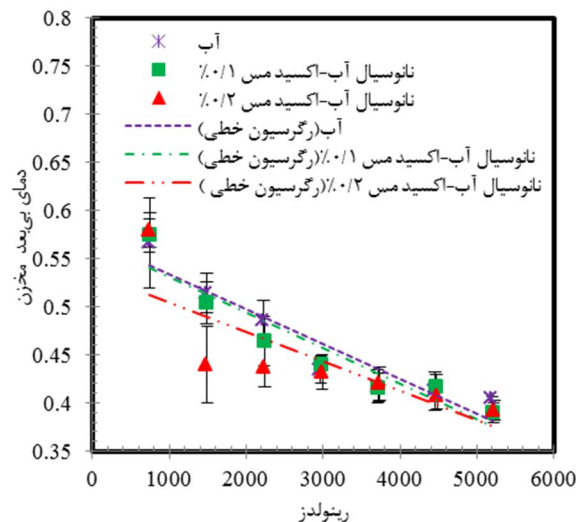
بررسی عدد رایلی نیز به‌عنوان یکی از پارامترهای مهم در انتقال حرارت جابجایی طبیعی در این مقاله مورد توجه قرار گرفته است. تغییرات عدد رایلی بر شار حرارتی بی‌بعد در شکل 6 نمایش داده شده است. عدد رایلی تابعی از اختلاف دمای بین دمای مخزن (در لحظه شروع آزمایش) و دیواره در هر لحظه است. با گذشت زمان دمای دیواره کاهش یافته که با ثابت در نظر گرفتن دمای مخزن منجر به افزایش عدد رایلی می‌شود. همچنین با گذشت زمان به دلیل کاهش اختلاف دمای ورودی و خروجی لوله (نمودار 6) میزان انتقال حرارت کاهش می‌یابد در نتیجه با افزایش رایلی، میزان انتقال حرارت کم می‌شود. همان‌طور که از شکل مشخص است با اضافه کردن نانوسیال عدد رایلی افزایش می‌یابد. می‌بایست توجه شود که در این نمودار، با تعداد تست های متعدد، پارامتر زمان به عنوان یک پارامتر مهم (مساله ناپایا) به نوعی حذف شده است و عدد رایلی در مقابل شار حرارتی (که هر دو تابع زمان هستند) ترسیم شده است. سوسپانسیون نانوذرات می‌تواند ویسکوزیته و ضریب هدایت حرارتی سیالات پایه را تغییر دهد. از طرفی حرکت نانوذرات منجر به شتاب یافتن فرایند انتقال انرژی می‌شود. 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 می‌شود. محققان عواملی همچون وجود حرکت بروانی نانوذرات، خواص ترموفیزیکی و مکانیزم انتشار نانوذرات را به عنوان فاکتورهای افزایش انتقال حرارت در سوسپانسیون نانوسیال معرفی می‌کنند [22,21]. بررسی افت فشار سیستم نیز به‌عنوان یکی از پارامترهای مهم در مصرف انرژی مد نظر قرار داده شده است. افزایش افت فشار نانوسیال نسبت به سیال پایه، در نتایج آزمایش با در نظر گرفتن اثر چسبندگی و دانسیته نانوسیال قابل توجیه است. شکل 7 نشان دهنده هر دو اثر انتقال حرارت و افت فشار در لوله است. همان‌طور که مشاهده می‌شود بازده کلی سیستم در محدوده رینولدزهای 2500 تا 5000 نتیجه بهتری را نشان می‌دهد. به عبارت دیگر افزایش انتقال حرارت بر افزایش افت فشار در رینولدزهای بالا غلبه دارد.

4-4- صحت سنجی نتایج بدست آمده

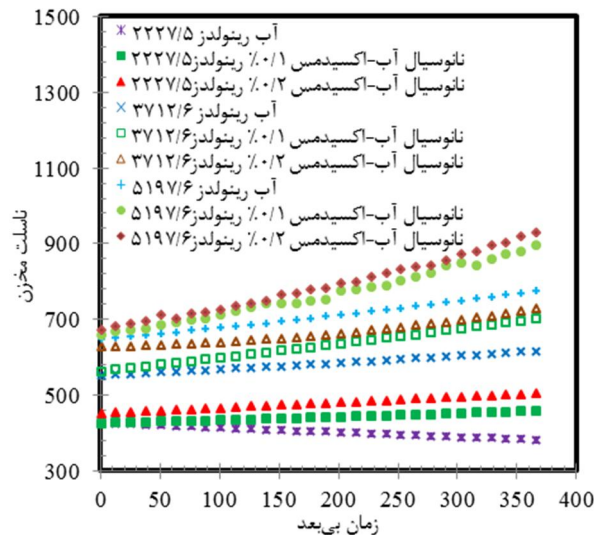
به منظور صحت‌سنجی نتایج بدست آمده از سه روش استفاده شده است. روش اول استفاده از حل عددی با نرم‌افزار تجاری می‌باشد. معادلات حاکم با



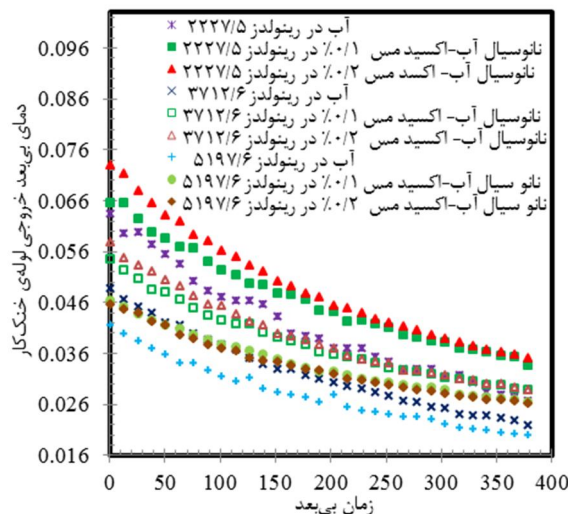
شکل 6 نمودار رایلی برحسب شار حرارتی بی‌بعد در رینولدزهای متفاوت



شکل 3 مقایسه دمای بی‌بعد مخزن در نانوسیال و آب در آخرین لحظه بطوریکه بیشترین انحراف نقاط از رگرسیون خطی انجام شده برای آب 12 %، نانوسیال آب-اکسید مس 0/1 %، 8 % و برای نانوسیال آب-اکسید مس 0/2 %، 13 % محاسبه شده است.



شکل 4 نمودار عدد ناسلت برحسب زمان بی‌بعد در رینولدزهای مختلف



شکل 5 مقایسه دمای بی‌بعد خروجی سیال خنک‌کار بر حسب زمان بی‌بعد در رینولدزهای مختلف

می‌باشد. برای محاسبه h_t نیز از دو روش استفاده شده است. اولین روش استفاده از رابطه ملکی و سارو [23] است که به صورت رابطه (16) تعریف شده است:

$$Nu_s = (1 + \frac{a}{(L/D)^b}) Nu_{FD} \quad (16)$$

در این رابطه a و b در معادله (17) تعریف شده است.

$$a = 23.99 Re^{-0.23}$$

$$b = -2.08 \times 10^{-6} Re + 0.815 \quad (17)$$

همچنین ناسلت در جریان توسعه یافته توسط گنیلنسکی [24] نیز بصورت معادله (18) تعریف می‌شود:

$$Nu_{FD} = \frac{(f/8)Pr(Re - 1000)}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (18)$$

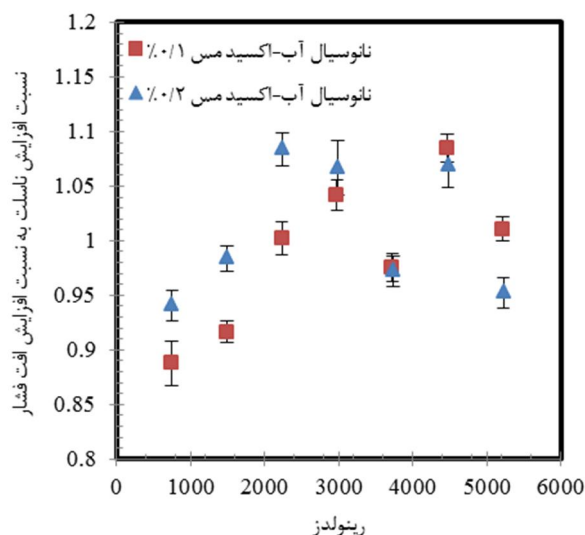
ضریب اصطحکاک f توسط پتاکاف [25] در معادله (19) نشان داده شده است.

$$f = (0.79 \ln(Ra - 1.64))^{-2} \quad (19)$$

روش دیگر استفاده از نتایج تجربی بدست آمده در پژوهش نظری و همکاران [26] است. نتایج حاصل از مقایسه عدد ناسلت آزمایشگاهی بدست آمده و عدد ناسلت بدست آمده با روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی با هر سه راه‌کار گفته شده برای عدد رینولدز 5197/6 در شکل 9 نشان داده شده است. نتایج بدست آمده نمایانگر خطای قابل قبول نسبت به روابط مقایسه شده در پژوهش موجود است. حداکثر خطای بدست آمده از مقایسه نتایج تجربی و به کار گرفتن اختلاف دمای متوسط لگاریتمی با رابطه جابجایی اجباری ملکی و سارو [23] حدود 22% است. این در حالی است که نتایج بدست آمده حداکثر 29% خطا را نسبت به روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی که در آن از نتایج انتقال حرارت جابجایی نظری و همکاران [26] استفاده شده را نشان می‌دهد. همچنین حداکثر خطا در شبیه‌سازی عددی 17% محاسبه شده است و روند تغییرات نتایج حاصل از روش‌های عددی و تجربی نیز قابل قبول است. باید دقت شود که ماهیت مساله حاضر ناپایا است و در مقایسه انجام شده با روابط نظری و همکاران [26]، و همچنین رابطه ملکی و سارو [23] فرض شده است که دمای جداره مخزن در هر لحظه ثابت است و در هر لحظه می‌توان از رابطه جابه‌جایی ملکی و سارو و یا نظری و همکاران در لوله مرکزی خنک‌کار استفاده نمود. این فرض می‌تواند مقداری موجب افزایش خطا شود که البته اختلاف مشاهده شده مورد قبول است. همچنین از آنجایی که در شبیه‌سازی عددی، دقیقاً دستگاه آزمایش (با اندازه ذکر شده و به صورت واقعی) مدل شده است با گذشت زمان افزایشی بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی عددی مشاهده نمی‌شود. برای صحت‌سنجی نتایج بدست آمده از افت فشار دو سر لوله مرکزی نیز استفاده شد و نتایج آن برای سیال آب با نتیجه رابطه بلازیوس مقایسه شده است. معادله (20) افت فشار ناشی از رابطه بلازیوس و ضریب اصطکاک متناظر با آن را نشان می‌دهد. شکل 10 نمایانگر افت فشار جریان در دو سر لوله مرکزی است. حداکثر مقدار انحراف این مقادیر از رابطه بلازیوس 22 درصد است، که نمایانگر خطای قابل قبول در اندازه‌گیری افت فشار است. از آنجایی که علاوه بر افت اصطکاک، افت در اتصالات هم وجود دارد، این عامل سبب بروز خطای اندازه‌گیری و رابطه بلازیوس شده است.

$$\Delta P = f_r \left(\frac{L}{d} \right) \left(\frac{\rho v^2}{2} \right) \quad (20)$$

$$f_r = 0.316 Re^{-0.25}$$



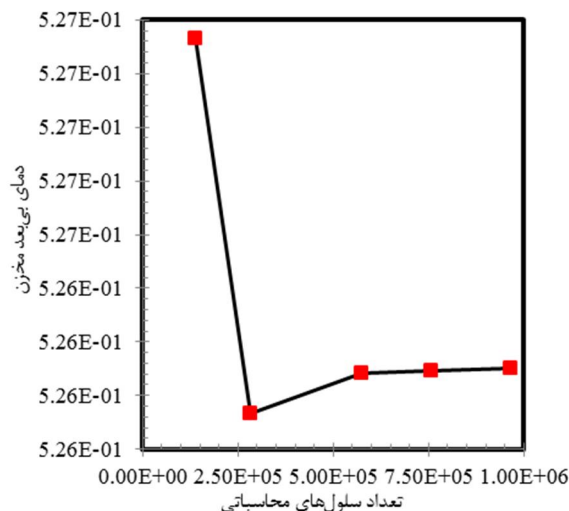
شکل 7 نسبت افزایش ناسلت نانوسیال به ناسلت آب بر روی نسبت افزایش افت فشار نانوسیال به افت فشار آب در رینولدزهای مختلف

روش حجم محدود گسسته‌سازی شده و سپس با استفاده از الگوریتم سیمپل حل شده است. مدل $k-\epsilon$ برای حالت جریان آشفته بکار گرفته شده است. در این حل از باقی‌مانده 10^{-6} برای معادله انرژی و 10^{-4} برای معادله پیوستگی و مدل آشفتگی استفاده شد. استقلال نتایج از شبکه‌بندی یکی از مراحل مهم در حل عددی می‌باشد. شکل 8 نشان دهنده استقلال از شبکه‌بندی دمای بی‌بعد مخزن است. در نهایت تعداد 570000 نود برای هندسه سه‌بعدی (منطبق با اندازه واقعی در تست تجربی) در این مبدل حرارتی در نظر گرفته می‌شود.

روش دوم صحت‌سنجی، عدد ناسلت بدست آمده از نتایج آزمایش با نتایج تئوری موجود مقایسه می‌شود. رابطه ارائه شده جهت محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال داخل مخزن رابطه اختلاف دمای متوسط لگاریتمی است که در نتیجه آن منجر به محاسبه عدد ناسلت سیال مخزن می‌شود. این رابطه را می‌توان به صورت رابطه (15) تعریف کرد:

$$\frac{1}{h_s A} = \frac{-1}{\dot{m} C_{p,eff} \ln((T_s - T_o)/(T_s - T_i))} + \frac{1}{h_t A} \quad (15)$$

که در این رابطه h_t و h_s ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری سیال عبوری از لوله مرکزی و سیال درون مخزن و A سطح تماس دیواره لوله خنک‌کار



شکل 8 مطالعه استقلال از شبکه‌بندی برای دمای بی‌بعد مخزن

استفاده از نانوسیال آب - اکسید مس با درصد حجمی 0/2 درصد مشاهده شده است. نوآوری مهم این پژوهش، بررسی تجربی انتقال حرارت جابه‌جایی گذرا در یک مخزن استوانه‌ای شکل، توسط نانوسیال می‌باشد.

6- فهرست علائم

A	مساحت سطح (m^2)
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه حرارتی (kJ/kgK)
d	قطر لوله خنک‌کار (m)
D	قطر مخزن (m)
f_r	ضریب اصطکاک
Gr	عدد گراشف
h	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (W/mK)
L	طول عمودی مخزن (m)
$\dot{m}$	نرخ جرمی جریان (kg/s)
Nu	عدد ناسلت
Pr	عدد پرانتل
$\dot{q}$	شار حرارتی (W)
Ra	عدد رابلی
T	دما (K)
u	سرعت (m/s)

علائم یونانی

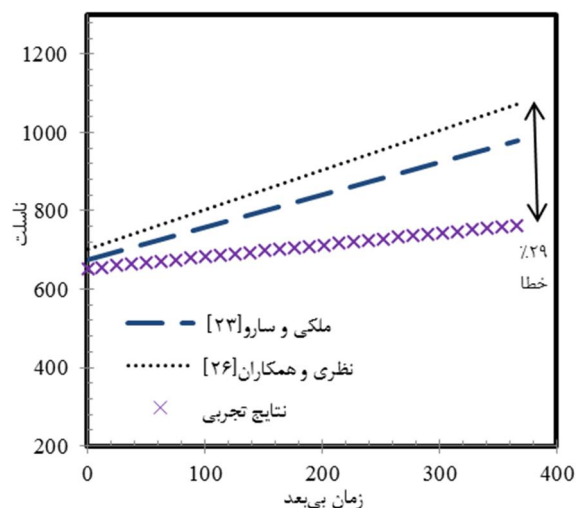
β	ثابت ضریب انبساط حجمی ($1/K$)
ΔP	افت فشار ($mbar$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
ν	لزجت سینماتیکی (m^2s^{-1})
ϕ	درصد حجمی

زیر نویس‌ها

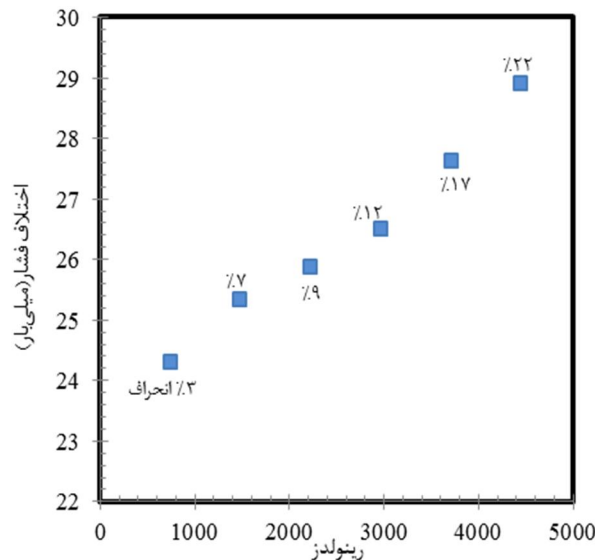
eff	موثر
FD	توسعه یافته
i	ورودی
max	بیشترین مقدار
nf	نانوسیال
np	نانوذرات
o	خروجی
s	مخزن
t	لوله
w	دیواره

7- مراجع

- [1] M.Sodha, S.Shukla, V.Ranjan, G. Tiwari, Transient analysis of closed loop solar water heating system, Energy conversion and management, Vol.22, No.2, PP.155-164,1982
- [2] S. Chol, Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, ASME-Publications-Fed, Vol. 231, pp. 99-106, 1995.
- [3] Y. Xuan, Q. Li, Heat transfer enhancement of nanofluids, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 21, No. 1, pp. 58-64, 2000.
- [4] H. Masuda, A. Ebata, K. Teramae, N. Hishinuma, Alteration of thermal conductivity and viscosity of liquid by dispersing ultra-fine particles, Netsu Bussei, Vol. 7, No. 4, pp. 227-233, 1993.
- [5] Y. Xuan, W. Roetzel, Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, No.



شکل 9 مقایسه عدد ناسلت بدست آمده از کار آزمایشگاهی و کارهای گذشته



شکل 10 نمودار صحت سنجی افت فشار در رینولدزهای مختلف با رابطه بلازیوس و گزارش انحراف داده‌ها

5- نتیجه‌گیری

استفاده از روش‌های جدید برای مبدل‌های انتقال حرارت در صنایعی نظیر پتروشیمی، نیروگاهی و لبنی در سال‌های اخیر مورد توجه بسیاری قرار گرفته است. استفاده از نانوسیالات با خواص حرارتی مناسب از روش‌هایی هستند که بطور ویژه تحقیقات روی آن‌ها در حال انجام است. در این تحقیق سعی شده است تا به روش آزمایشگاهی انتقال حرارت گذرای سیال داخل مخزن عمودی که توسط جریان در لوله مرکزی خنک می‌شود بررسی شود. سیال مورد استفاده برای خنک‌کاری مخزن نانوسیال آب - اکسید مس با دو درصد حجمی مختلف می‌باشد. تاثیر غلظت نانوسیال بر انتقال حرارت در سیال داخل مخزن و همچنین بر افت فشار دو سر لوله مرکزی مورد مطالعه قرار گرفته است. با تکرار آزمایشات، نتایج بدست آمده به همراه بازه اطمینان ارائه شده و برای اعتبارسنجی، نتایج لوله خالی با روابط تئوری متداول در ادبیات مساله مقایسه شده‌اند. نتایج بدست آمده حاکی از بهبود قابل توجهی استفاده از نانوسیالات در مقایسه با سیال پایه در این مبدل‌ها در حالت گذرا است. به‌عنوان نمونه کاهش 15% متوسط دمای بی‌بعد سیال داخل مخزن در اثر

- [16] A. Einstein, Investigations on the Theory of the Brownian Movement: Courier Dover Publications, 1956.
- [17] B. C. Pak, Y. I. Cho, Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Experimental Heat Transfer an International Journal*, Vol. 11, No. 2, pp. 151-170, 1998.
- [18] J. C. Maxwell, *A Treatise on Electricity and Magnetism*: Clarendon Press, 1873.
- [19] S. J.Kline, F.McClintock, Describing uncertainties in single-sample experiments, *Mechanical engineering*, Vol. 75, No.1, pp.3-8, 1953
- [20] R. J. Moffat, Describing the uncertainties in experimental results, *Experimental thermal and fluid science*, Vol. 1, No. 1, pp. 3-17, 1988.
- [21] M. Chandrasekar, S. Suresh, Experiments to Explore the Mechanisms of Heat Transfer in Nanocrystalline Alumina/Water Nanofluid under Laminar and Turbulent Flow Conditions, *Experimental Heat Transfer*, Vol. 24, No. 3, pp. 234-256, 2011.
- [22] S. Kakaç, A. Pramuanjaroenkij, Review of convective heat transfer enhancement with nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, No. 13, pp. 3187-3196, 2009.
- [23] M. Molki, E. Sparrow, An empirical correlation for the average heat transfer coefficient in circular tubes, *Journal of heat transfer*, Vol. 108, No. 2, pp. 482-484, 1986.
- [24] V. Gnielinski, New equations for heat and mass-transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp. 359-368, 1976.
- [25] B. Petukhov, Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties, *Advances in heat transfer*, Vol. 6, No. 503, pp. 503-564, 1970.
- [26] M. Nazari, M. Ashouri, M. H. Kayhani, A. Tamayol, Experimental study of convective heat transfer of a nanofluid through a pipe filled with metal foam, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 88, No. 0, pp. 33-39, 2015.
- 19, pp. 3701-3707, 2000.
- [6] B.-H. Chun, H. U. Kang, S. H. Kim, Effect of alumina nanoparticles in the fluid on heat transfer in double-pipe heat exchanger system, *Korean Journal of Chemical Engineering*, Vol. 25, No. 5, pp. 966-971, 2008.
- [7] M. Nazari, M. Ashouri, M. H. Kayhani, Experimental Study of Convective Heat Transfer of aNanofluid through a Pipe Filled with Metal foam, *In. J of Thermal science*, Vol. 57, pp. 371-377, 2014.
- [8] A. J. Moghadam, M. Farzane-Gord, M. Sajadi, M. Hoseyn-Zadeh, Effects of CuO/water nanofluid on the efficiency of a flat-plate solar collector, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 58, No. 0, pp. 9-14, 2014.
- [9] M. Nazari, M. Ashouri, m. H. Kayhani, Experimental Investigation of Forced Convection of Nanofluids in a Horizontal Tube Filled with Porous medium, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 7, pp. 109-116, 2014.
- [10] N. Putra, W. Roetzel, S. K. Das, Natural convection of nano-fluids, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 8-9, pp. 775-784, 2003.
- [11] M. Kayhani, H. Soltanzadeh, M. Heyhat, M. Nazari, F. Kowsary, Experimental study of convective heat transfer and pressure drop of TiO_2 /water nanofluid, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 3, pp. 456-462, 2012.
- [12] E. Neshat, S. Hossainpour, F. Bahirae, Experimental and numerical study on unsteady natural convection heat transfer in helically coiled tube heat exchangers, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, No. 6, pp. 877-885, 2014.
- [13] P. Ganesan, H. Rani, Transient natural convection flow over vertical cylinder with variable surface temperatures, *Forschung im Ingenieurwesen*, Vol. 66, No. 1, pp. 11-16, 2000.
- [14] J. Fernández-Seara, F. J. Uhía, J. Alberto Dopazo, Experimental transient natural convection heat transfer from a vertical cylindrical tank, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 11, pp. 1915-1922, 2011.
- [15] X.Wang, X. Xu, S. U. S. Choi, Thermal conductivity of nanoparticle-fluid mixture, *Journal of thermophysics and heat transfer*, Vol. 13, No. 4, pp. 474-480, 1999.