



Experimental Investigation of Hydro-Thermodynamics Performance of Shell and Tube Heat Exchanger Using Nanofluid, Triangular-Cut Twisted Tape and Corrugated Pipes

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Aminifar F. ¹ MSc,
Ghafouri A. ^{*1} PhD,
Falavand Jozaei A. ¹ PhD

How to cite this article

Aminifar F, Ghafouri A, Falavand Jozaei A. Experimental Investigation of Hydro-Thermodynamics Performance of Shell and Tube Heat Exchanger Using Nanofluid, Triangular-Cut Twisted Tape and Corrugated Pipes. Modares Mechanical Engineering, 2020;20(10):2593-5603.

¹Department of Mechanical Engineering, Ahvaz Branch, Islamic Azad University, Ahvaz, Iran

*Correspondence

Address: Department of Mechanical Engineering, Ahvaz Branch, Islamic Azad University, Ahvaz, Iran
Phone: -
Fax: -
a.ghafouri@iauhvaz.ac.ir

Article History

Received: June 1, 2020
Accepted: August 23, 2020
ePublished: October 21, 2020

ABSTRACT

Heat exchangers facilitate the transfer of heat between fluids with different temperatures. Compared with solids, most fluids have lower heat transfer coefficients and as a result, the use of high heat transfer coefficient solid particles as additives can increase the convective heat transfer coefficient of the fluid. In this study, the effect of the addition of nanoparticles to the base fluid (deionized water), application of triangular-cut twisted tapes as well as corrugation of shell and tube type heat exchangers pipes, is investigated on heat transfer values, friction coefficient variations as well as variations in performance evaluation criterion. The effects of addition of 0.7 and 1% magnesium-oxide nanoparticles on heat transfer coefficient improvements is investigated and the results of simultaneous application of magnesium-oxide water nanoparticles, corrugated pipes, and twisted tapes are compared. Comparisons against the basic conditions (deionized water without nanofluid, corrugated pipes or triangular-cut twisted tapes) indicate a 48% increase in thermal performance, a minuscule increase of 6.3% in friction coefficient and a 46% increase in the performance evaluation criterion as a result of the application of %0.7 magnesium-oxide water nanoparticles, use of corrugated pipes and triangular cut twisted tapes on the inner surface of shell and tube heat exchanger piping. Also, the application of 1% magnesium-oxide water nanofluid, and simultaneous use of corrugated pipes and triangular-cut twisted tapes on shell and tube heat exchanger piping inner surface results in a 72% increase in thermal performance, a minuscule increase of 6.9% in friction coefficient and a 70% increase in the performance evaluation criterion.

Keywords Nanoparticles; Nanofluid; Thermal Conductivity Coefficient; Nusselt Number; Shell and Tube Heat Exchanger

CITATION LINKS

[1] Convection heat ... [2] Introduction to heat ... [3] Anomalous increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nano-fluids containing copper ... [4] Temperature dependence of thermal conductivity enhancement for ... [5] Investigating the effect of spiral angle, nanoparticle concentration and surface expansion ... [6] A fast modeling tool for shell and tube heat exchangers based on depth-averaged ... [7] Applications of nanofluids: current and ... [8] A theoretical model for axial heat conduction effects during single-phase flow ... [9] A comparison of four numerical modeling approaches for enhanced shell-and-tube ... [10] Experimental investigation on turbulent heat transfer characteristics of molten ... [11] Experimental study on the heat transfer and flow characteristics of nanofluids in ... [12] Experimental analysis for heat transfer of nanofluid with wire coil turbulators in a ... [13] Experimental investigation of heat transfer in a tube heat exchanger with airfoil-shaped ... [14] Effect of differentially heated tubes on natural convection heat transfer in a space ... [15] Heat transfer augmentation by nano-fluids and circular fin insert in double tube heat ... [16] Effect of wired nails circular-rod inserts on tube side performance of shell and tube ... [17] Thermal optimization of shell and tube heat exchanger using porous ... [18] Analysing thermal-hydraulic performance and energy efficiency of shell-and-tube ... [19] Design optimization of a shell-and-tube heat exchanger with novel three-zonal baffle ... [20] Numerical study on heat transfer and nanofluid flow in pipes fitted with different ... [21] Computational assessment of nano-particulate (Al₂O₃/water) utilization ... [22] Experimental investigation on thermal performance and economic analysis of cosine ... [23] Fundamentals of heat and mass ... [24] Experimental studies on the convective heat transfer performance ... [25] Numerical and experimental investigation of heat transfer augmentation ... [26] New equations for heat and mass transfer in ... [27] Laminar flow forced convection ... [28] Measurement Good Practice Guide No.36: Estimating uncertainty ...

بررسی تجربی عملکرد هیدروترمودینامیکی مبدل حرارتی پوسته-لوله با استفاده از نانوسیال، نوار تابیده با شیار مثلثی و لوله‌های شیاردار

فرشاد امینی‌فر MSc

گروه مهندسی مکانیک، واحد اهواز، دانشگاه آزاد اسلامی، اهواز، ایران

اشکان غفوری PhD*

گروه مهندسی مکانیک، واحد اهواز، دانشگاه آزاد اسلامی، اهواز، ایران

علی فلاوند جوزایی PhD

گروه مهندسی مکانیک، واحد اهواز، دانشگاه آزاد اسلامی، اهواز، ایران

چکیده

مبدل‌های حرارتی باعث انتقال انرژی گرمایی بین چند سیال با دماهای متفاوت می‌شوند. بیشتر سیال‌ها ضریب هدایت حرارتی پایینی نسبت به جامدات دارند، لذا افزودن ذرات جامد با ضریب هدایت حرارتی بالا می‌تواند باعث افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی آنها شود. در این پژوهش به بررسی تأثیر افزودن نانوذرات به سیال پایه (آب دیونیزه)، قراردادن نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی و همچنین شیاردارکردن سطح بیرونی لوله‌های مبدل پوسته و لوله، بر میزان ضریب انتقال حرارت، تغییرات ضریب اصطکاک و همچنین تغییرات معیار ارزیابی عملکرد پرداخته شده است. بدین منظور، تأثیر افزودن غلظت‌های ۰/۷ و یک درصد نانوذرات اکسید منیزیم در بهبود میزان ضریب انتقال حرارت بررسی شده و نتایج استفاده همزمان از نانوسیال آب اکسید منیزیم، لوله‌های شیاردار و نوارهای مارپیچ با یکدیگر مقایسه شده است. نتایج نشان می‌دهد اگر حالت (آب دیونیزه بدون استفاده از نانوسیال، لوله‌های شیاردار و نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی) به عنوان حالت پایه و مبنای در نظر گرفته شود، در هنگام استفاده از نانوسیال آب اکسید منیزیم با غلظت ۰/۷٪، استفاده از لوله‌های شیاردار و استفاده از نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی در درون لوله‌های مبدل پوسته و لوله باعث افزایش عملکرد حرارتی به میزان ۴۸٪، افزایش ضریب اصطکاک تنها به میزان ۶/۳ و افزایش معیار ارزیابی عملکرد به میزان ۴۶٪ می‌شود. همچنین در هنگام استفاده از نانوسیال آب اکسید منیزیم با غلظت یک درصد، استفاده همزمان از لوله‌های شیاردار و نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی در درون لوله‌های مبدل پوسته و لوله باعث افزایش عملکرد حرارتی به میزان ۷۲٪، افزایش ضریب اصطکاک تنها به میزان ۶/۹ و افزایش معیار ارزیابی عملکرد به میزان ۷۰٪ شده است.

کلیدواژه‌ها: نانوذرات، نانوسیال، ضریب هدایت حرارتی، عدد ناسلت، مبدل پوسته و لوله

تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۰۳/۱۲

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۰۶/۰۲

*نویسنده مسئول: a.ghafouri@iauhvaz.ac.ir

مقدمه

مبدل‌های حرارتی تجهیزاتی هستند که باعث انتقال انرژی گرمایی بین چند سیال با دماهای متفاوت می‌شوند. از مبدل حرارتی پوسته و لوله معمولاً برای مایع به مایع استفاده می‌شود. به دلیل رقابت شدید در بازارها و نیاز فراوان به جلوگیری و هدررفت انرژی و کمبود فضاهای موجود باعث شده که مصرف‌کنندگان به استفاده

از مبدل حرارتی پوسته و لوله علاقه‌مند شوند. همچنین این نوع مبدل به دلایلی همچون کارایی گرمایی بالا، سرویس و نگهداری آسان، ابعاد کوچک، توانایی بالا برای بازیافت انرژی حتی با اختلاف دمایی بسیار کم در صنایع نفت و گاز، غذایی، دارویی، ماشین‌آلات صنعتی، نظامی، تهویه و سردسازی کاربرد دارند [1، 2]. ایستمن و همکاران [3] با اضافه کردن نانوذرات اکسید مس (CuO) با درصد حجمی یک تا ۵ توانستند انتقال حرارت جابه‌جایی را تا ۲۰٪ افزایش دهند. داس و همکاران [4] در تحقیقات خود دریافتند که ضریب هدایت حرارتی نانوسیال‌ها بسیار بیشتر از سیال پایه خود بوده و به دما بستگی دارد و با افزایش دما، افزایش چشم‌گیر خواهد یافت. مولی و همکاران [5] با ساختن نمونه آزمایشگاهی دو مجرای به همراه مغشوش‌کننده‌ها با زاویه مارپیچ ۴۵/۵ و ۶۰/۶۰ و یک مدل ترکیبی با زاویه مارپیچ ۳۰/۶۰ روابطی را برای محاسبه میزان افت فشار و انتقال حرارت برای سیال آب به دست آوردند و دریافتند تغییر در زاویه مارپیچ، ساختار جریان را تغییر می‌دهد که عدد ناسلت و ضریب اصطکاک هر دو با افزایش زاویه مارپیچ افزایش می‌یابند. لیتیکاینن و همکاران [6] دو بافل شیاردار را به صورت سه‌بعدی برای تحلیل فشار و دما با نرم‌افزار فلوئنت برای آب مدل کرده و به دلیل زمان‌بر بودن شبیه‌سازی سه‌بعدی، ۳۰ هندسه مختلف را دوبعدی شبیه‌سازی کرده و نشان دادند که از شبیه‌سازی دوبعدی می‌توان جواب نسبتاً خوبی به دست آورد. آنها دریافتند هر چه قدر شیارهای بافل‌ها به یکدیگر نزدیک‌تر باشد میزان انتقال حرارت بیشتر است. وانگ و لئون [7] به بررسی انتقال حرارت نانوذرات اکسید تیتانیوم در سیال پایه آب پرداختند. آنها به این نتیجه رسیدند که استفاده از نانوسیال در مقایسه با آب موجب افزایش انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای خواهد شد. لین و کاندلیکار [8] روش‌های مختلف ممکن برای افزایش ضریب انتقال حرارت در کانال‌های میکرو و مینی را مطالعه کردند. آنها روش‌ها را به دو گروه غیرفعال و فعال تقسیم‌بندی نمودند و از میان روش‌های غیرفعال، اضافه کردن مواد افزودنی به سیال پایه برای بهبود خواص ترموفیزیکی آن را مفید و تأثیرگذار ارزیابی نمودند. یانگ و همکاران [9] به شبیه‌سازی عددی یک مبدل حرارتی پوسته و لوله به صورت سه‌بعدی و با چهار روش مدل‌سازی مختلف پرداختند و دریافتند که مدل تناوبی و مدل متخلخل می‌توانند از دقت بالایی در پیش‌بینی انتقال حرارت برخوردار باشند. هی و همکاران [10] به بررسی تجربی ویژگی‌های انتقال حرارت آشفته نمک مذاب در مبدل حرارتی پوسته و لوله پرداختند و دریافتند که انحراف ضریب انتقال حرارت همرفتی آزمایش‌شده بین نمک مذاب و آب فقط ۱۴/۱٪ است که با عدم قطعیت آزمایشگاهی ۱۲/۸٪ قابل مقایسه است. سان و همکاران [11] در یک مطالعه آزمایشگاهی برای افزایش انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی با وارد کردن نوار تابیده دوگانه V شکل درون لوله به صورت تجربی نشان دادند که وجود نوار تابیده در

آلومینا و همکاران^[21] به بررسی تأثیر نرخ جریان و استفاده از نانوسیالات متفاوت در انتقال حرارت و ویژگی‌های افت فشار پرداختند و دریافتند که استفاده از نانوسیالات موجب بهبود انتقال حرارت به میزان ۳/۸٪ می‌شود و همچنین نانوذرات موجب افزایش ضریب انتقال حرارت شده است.

با توجه به پژوهش‌های پیشین صورت گرفته، تأثیر استفاده از نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی بر ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک، بررسی تأثیر استفاده از نانوسیال آب اکسید منیزیم با غلظت‌های ۷٪ و یک درصد بر ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک، بررسی تأثیر شیاردارکردن لوله‌های مبدل بر ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک و همچنین بررسی تأثیر استفاده همزمان از نانوسیال آب اکسید منیزیم، نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی و شیاردارکردن لوله‌های مبدل بر میزان افزایش ضریب اصطکاک و ضریب انتقال حرارت، مورد مطالعه قرار می‌گیرد که این کار تاکنون انجام نشده است.

هندسه مورد مطالعه

جهت انجام آزمایش دستگاهی طراحی و ساخته شده است که نما و مدار آن در شکل ۱ قابل مشاهده است و اجزای نشان داده شده در شکل ۱ به ترتیب شماره در جدول ۱ معرفی شده‌اند. در این دستگاه آزمایشگاهی از یک مبدل پوسته و لوله که متشکل از پوسته، دو عدد درپوش و یک دسته لوله داخلی است، استفاده شده است که مشخصات آن در جدول ۲ آمده است.

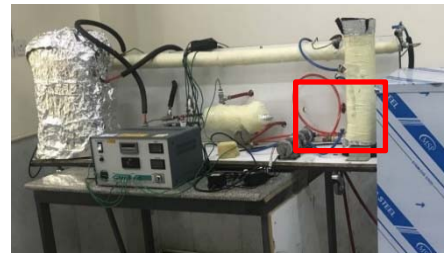
همچنین دسته لوله داخلی این مبدل متشکل است از دو صفحه از جنس آلایژ برنجی در ابتدا و انتهای آنها، دو لوله استیل برای نگهداری این سازه، ۲۶ عدد لوله مسی برای عبور سیال و شش بافل برنجی است. لازم به ذکر است که با توجه به اینکه مبدل از نوع U شکل است ۱۳ لوله جهت رفت و ۱۳ لوله جهت برگشت سیال استفاده می‌شود که با توجه به اهداف دو دسته لوله تهیه شده است که در شکل ۲ قابل مشاهده و در جدول ۳ مشخصات آنها مقایسه شده است. از نوارهای تابیده با شیار مثلثی برای افزایش آشفته‌گی جریان نانوسیال آب اکسید منیزیم استفاده شده است که در شکل ۳ نوارهای مثلثی قابل مشاهده هستند. نوار تابیده قطعه مکانیکی ثابتی است که با ایجاد اغتشاش در جریان و از بین بردن لایه مرزی ضریب انتقال حرارت را افزایش داده و از رسوب بر سطح داخلی لوله جلوگیری می‌کند و باعث طولانی شدن مسیر عبور جریان در لوله می‌شود و در نتیجه جریان مایع مدت زمان بیشتری در تماس با سطح تبادل حرارتی قرار می‌گیرد و میزان انتقال حرارت افزایش می‌یابد. استفاده از نوار تابیده موجب می‌شود تا بتوان از این مبدل در مناطقی که املاح و اصطلاحاً سختی آب بالا است، استفاده کرد. از نوارهای تابیده با شیار مثلثی به طول ۳۰ سانتی‌متر با زاویه شیار ۴۵ درجه، طول گام ۳ سانتی‌متر و ضخامت یک میلی‌متر استفاده شده است.

مبدل‌های حرارتی باعث افزایش انتقال حرارت می‌شود. آکایورک و همکاران^[12] در یک کار آزمایشگاهی با جایگذاری یک آشوبگر فنری در یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای و با استفاده از نانوسیال آب اکسید آلومینیوم (Al_2O_3) در غلظت‌های مختلف نشان دادند که میانگین عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز و کسر حجمی نانوذرات افزایش یافته است و مقدار غلظت نانوذرات بر ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی تأثیر چشم‌گیری دارد همچنین زمانی که آشوبگر فنری در مبدل حرارتی مورد استفاده قرار می‌گیرد افزایش افت فشار و همچنین افزایش ضریب انتقال گرما را به همراه دارد. گودر/تانا و اسکولونگ^[13] به صورت تجربی یک ایرفویل اصلاح شده NACA0024 را با دو زاویه ۳۰ و ۴۵ درجه را برای بهبود عملکرد انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی قرار داده و نشان دادند که انتقال حرارت، ضریب اصطکاک و معیار ارزیابی عملکرد تابعی از عدد رینولدز جریان است.

ما و همکاران^[14] جریان همرفتی آزاد بین چندین لوله گرم و سرد متفاوت، محاصره شده در فضایی بین دو استوانه هم‌محور افقی بی‌دررو که با سه نوع مختلف از نانوسیالات پر شده را بررسی کردند و دریافتند استفاده از نانوسیال منجر به تقویت قابل توجه انتقال حرارت در حفره مورد مطالعه می‌شود. جنائول و همکاران^[15] با استفاده از باله حلقوی شکل به عنوان یک روش غیرفعال برای افزایش انتقال حرارت در مبدل حرارتی دو لوله‌ای استفاده و چهار نانوسیال مختلف برای بررسی را در نظر گرفتند و دریافتند استفاده از نانوسیالات در این روش موجب افزایش چشم‌گیر میزان انتقال حرارت می‌شود. مرزوک و همکاران^[16] تأثیر میخ‌های سیمی مدور بر روی عملکرد حرارتی مبدل پوسته و لوله را بررسی کردند و دریافتند که موجب افزایش عملکرد حرارتی می‌شود. محمدی و همکاران^[17] مبدل حرارتی پوسته و لوله را با استفاده از مغشوش‌کننده‌های متخلخل زاویه‌دار مورد بررسی قرار دادند و دریافتند که با کاهش آنها میزان انتقال حرارت کاهش پیدا می‌کند و افت فشار بیشتر در پایین مغشوش‌کننده‌های صورت می‌گیرد. لی و همکاران^[18] به روش عددی به تجزیه و تحلیل عملکرد حرارتی و هیدرولیکی و همچنین میزان بهره‌وری انرژی در مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله با جریان طولی پرداختند و مشاهده کردند عملکرد حرارتی هیدرولیک و بهره‌وری انرژی مورد بحث در این مطالعه را پشتیبانی می‌کند. بیکر و همکاران^[19] وضعیت مغشوش‌کننده‌ها و تأثیر آن در مبدل پوسته و لوله را با استفاده از ابزار دینامیک سیالات محاسباتی به صورت عددی شبیه‌سازی کردند و دریافتند که افزایش آنها باعث بهبود عملکرد حرارتی مبدل پوسته و لوله می‌شود. فریدی/خوزستانی و غفوری^[20] در مطالعه عددی خود، به بررسی انتقال حرارت و مشخصه‌های هیدرولیکی جریان برای مبدل دو لوله‌ای مجهز به دو نوار مارپیچ پرداختند و مشاهده کردند استفاده از نانوسیالات، توزیع دمای دیواره را بهبود بخشیده و باعث افزایش قابل توجه در هدایت حرارتی شده است.

جدول (۲) مشخصات مبدل پوسته و لوله (اعداد برحسب میلی‌متر هستند)

پارامتر	مقدار
قطر خارجی لوله داخلی	۶/۳۹
قطر داخلی لوله داخلی	۵/۲
قطر خارجی پوسته	۸۵/۳۷
قطر داخلی پوسته	۷۰
تعداد لوله‌های داخلی	۲ عدد



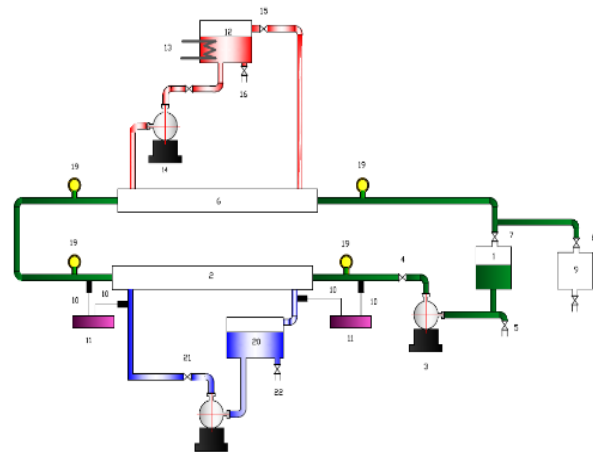
(الف)



(ب)

(الف)

شکل (۲) الف) دسته لوله ساده استفاده‌شده در مبدل پوسته و لوله، ب) دسته لوله شیاردار استفاده‌شده در مبدل پوسته و لوله



(ب)

شکل (۱) الف) راه‌اندازی، ب) مدار راه‌اندازی آزمایشگاهی

جدول (۳) مقایسه مشخصات دسته لوله‌ها در شکل ۲

پارامتر	نام دسته لوله	
	دسته لوله شکل ۲-الف	دسته لوله شکل ۲-ب
ابعاد	یکسان	یکسان
جنس لوله‌ها	مس	مس
جنس بافل	برنج	برنج
تعداد بافل	۶	۶
تعداد لوله‌ها	۲۶	۲۶
نوع لوله	شیاردار	ساده



(الف)



(ب)

شکل (۳) الف) نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی ساخته‌شده، ب) نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی طراحی‌شده

جدول (۱) وسایل موجود در مدار دستگاه آزمایش

شماره	نام وسیله
۱	مخزن نانوسیال
۲	مبدل پوسته و لوله
۳	پمپ نانوسیال
۴	شیر مسیر کنارگذر برای تنظیم دبی نانوسیال
۵	شیر تخلیه نانوسیال
۶	مبدل دو لوله‌ای
۷	شیر برای تغییر دادن مسیر نانوسیال برای دبی‌سنجی
۸	شیر مخزن دبی‌سنجی برای نانوسیال
۹	مخزن دبی‌سنجی برای نانوسیال
۱۰	ترموکوپل نوع k
۱۱	دستگاه داده‌برداری
۱۲	مخزن آب گرم
۱۳	گرم‌کن برقی
۱۴	پمپ آب گرم
۱۵	شیر برای تغییر دادن مسیر آب گرم برای دبی‌سنجی
۱۶	شیر تخلیه آب گرم
۱۷	شیر تنظیم دبی آب گرم
۱۸	شیر تخلیه مخزن
۱۹	فشارسنج مدل آتونیکس
۲۰	مخزن آب سرد
۲۱	شیر تنظیم دبی آب سرد
۲۲	شیر تخلیه مخزن آب سرد
۲۳	پمپ آب سرد

که در رابطه ۴، k بسته به نوع سیال و روابط مربوط به آن محاسبه می‌شود و h_h با استفاده از رابطه ۵ به دست می‌آید [22].

$$h_h = \frac{q_h}{|T_m + T_w|} \quad (5)$$

که در رابطه ۵، T_m میانگین دمای ورودی و خروجی سیال، q_h با استفاده از رابطه ۶ به دست آمده است [23].

$$q_h = \frac{Q_h}{A_o} \quad (6)$$

در رابطه ۶، Q_h و A_o مجهول هستند که با استفاده از رابطه‌های ۷ و ۸ و T_w در رابطه ۵ از طریق رابطه ۹ محاسبه می‌شوند [23].

$$Q_h = m_h \cdot C_{p,h} (T_{in} - T_{out}) \quad (7)$$

$$A_o = N_t (\pi D_i L_{eff}) \quad (8)$$

$$T_w = \frac{(T_{hi} - T_{ce}) - (T_{he} - T_{ci})}{\ln \left(\frac{T_{hi} - T_{ce}}{T_{he} - T_{ci}} \right)} \quad (9)$$

در رابطه ۹، T_{hi} دمای سیال ورودی به لوله‌ها، T_{he} دمای سیال خروجی از لوله‌ها، T_{ci} دمای سیال ورودی به پوسته و T_{ce} دمای سیال خروجی از پوسته هستند.

روابط حاکم بر نانوسیال (آب-اکسید منیزیم)

برای به دست آوردن ρ_{nf} نانوسیال از رابطه ۱۰ استفاده می‌شود [24].

$$\rho_{nf} = \phi \rho_{np} + (1 - \phi) \rho_f \quad (10)$$

که در رابطه ۱۰، ϕ کسر حجمی نانوسیال، ρ_{np} چگالی نانوذرات و ρ_f چگالی سیال پایه هستند.

همچنین برای به دست آوردن $C_{p,nf}$ نانوسیال از رابطه ۱۱ استفاده می‌شود [24].

$$C_{p,nf} = \frac{\phi \rho_{np} C_{p,np} + (1 - \phi) \rho_f C_{p,f}}{\rho_{nf}} \quad (11)$$

برای به دست آوردن k_{nf} برای نانوسیال از رابطه ۱۲ استفاده می‌شود که در واقع این روابط توسط همت و همکاران [24] برای نانوذرات اکسید منیزیم با پایه آب در یک آزمایش تجربی به دست آمده است.

$$\frac{k_{eff}}{k_f} = \frac{k_p + 2k_f + 2\phi(k_p - k_f)(1 + \beta)^3}{k_p + 2k_f - \phi(k_p - k_f)(1 + \beta)^3} \quad (12)$$

که این رابطه بسیار نزدیک‌تر و دارای خطای کمتر نسبت به بقیه روابط موجود برای ترکیب آب اکسید منیزیم است.

برای به دست آوردن μ_{nf} برای نانوسیال از رابطه ۱۳ استفاده می‌شود [24].

$$\mu_{nf} = (1 + 11.61\phi + 109\phi^2) \mu_f \quad (13)$$

که در رابطه ۱۳، μ_f سیال پایه و ϕ کسر حجمی نانوذرات هستند.

روابط حاکم بر آب دیونیزه (سیال پایه)

برای به دست آوردن $C_{p,f}$ ، k_f و μ_f برای آب دیونیزه به ترتیب از روابط ۱۴ تا ۱۷ استفاده می‌شود [25]. که در این رابطه T میانگین دمای آب ورودی و خروجی به لوله‌های مبدل استفاده شده در دستگاه است.

$$C_{p,f} = 4217.629 - 3.20888 T + 0.09503 (T^2) - 0.00132 (T^3) + 9.415 \times 10^{-6} \times (T^4) - 2.5479 \times 10^{-8} \times (T^5) \quad (14)$$

$$K_f = 56112 + 0.00193 T - 2.60152749 \times 10^{-6} (T^2) - 6.08803 \times 10^{-8} (T^3) \quad (15)$$

$$\mu_f = 0.00169 - 4.25263 \times 10^{-5} T + \quad (16)$$

سیالات مورد استفاده و شرایط دمایی آنها

نانوذرات اکسید منیزیم به دلیل رسانش گرمایی بسیار بالا، نسبت سطح به حجم بالا، پایداری بهتر در مدت‌زمانی طولانی، قیمت مناسب و در دسترس بودن نانوذرات تولیدشده جهت استفاده در تولید نانوسیالات به روش دومرحله‌ای و عدم اکسیدشوندگی در مقایسه با نانوذرات فلزی مورد توجه و متناسب به اهداف هستند. جهت بررسی تأثیر استفاده از نانوذرات اکسید منیزیم بر میزان انتقال حرارت یک مرتبه از آب دیونیزه به عنوان سیال عامل و یک مرتبه از نانوسیال آب-اکسید منیزیم با غلظت‌های ۷٪ و یک درصد استفاده و نتایج با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

سیال سرد با دمای ۱۵ درجه سانتی‌گراد وارد مبدل پوسته و لوله می‌شود و همچنین پیش‌بینی می‌شود با توجه به حالات مختلف، سیال بعد از عبور از مبدل بین ۴ تا ۷ درجه سانتی‌گراد گرم‌تر شود و به دماهای بین ۱۹ تا ۲۲ درجه سانتی‌گراد برسد. همچنین سیال گرم با دمای ۳۵ درجه سانتی‌گراد وارد مبدل پوسته و لوله شده و پیش‌بینی می‌شود با توجه به حالات مختلف، سیال بعد از عبور از مبدل بین ۲/۵ تا ۸ درجه سانتی‌گراد خنک‌تر شود و دمای سیال بین ۳۲ تا ۲۷/۵ درجه سانتی‌گراد برسد.

روابط حاکم

در این بخش با توجه به دستگاه آزمایشگاهی طراحی‌شده، جریان آشفته و نانوذرات مورد استفاده، روابط حاکم بر معادلات حل مساله، مدل‌های مورد استفاده جهت محاسبه خواص ترموفیزیکی آب دیونیزه و نانوسیال به کاررفته و همچنین روابط حاکم بر معیار ارزیابی عملکرد و در نهایت روابط اعتبارسنجی مساله بیان شده است.

روابط حاکم بر معادلات حل مساله

عدد رینولدز در هر مرحله از رابطه زیر محاسبه می‌شود که ρ چگالی سیال مورد استفاده، v سرعت جریان، d قطر داخلی لوله‌های مبدل و μ گرانیوی دینامیکی سیال مورد استفاده است [22].

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (1)$$

در رابطه ۱ سرعت مطابق رابطه ۲ به دست می‌آید. چگالی و گرانیوی با توجه به نوع سیال و روابط مربوط به آن محاسبه می‌شوند [22].

$$v = \frac{Q}{\left(\frac{\pi}{4}\right) D_i^2 \rho \left(\frac{N_p}{N_t}\right)} \quad (2)$$

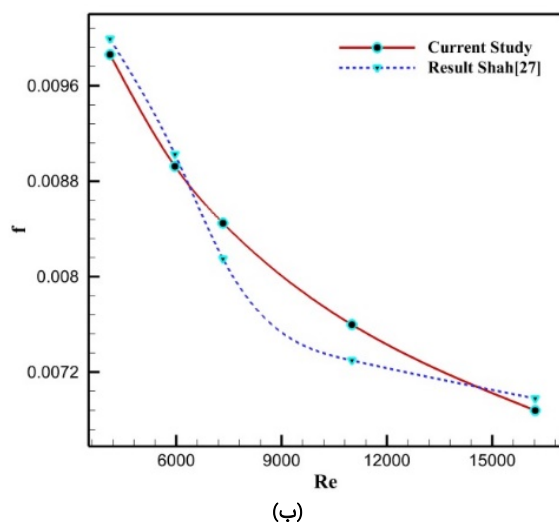
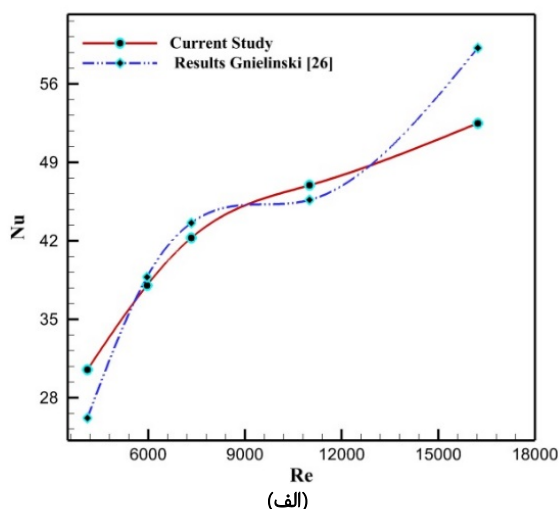
که در رابطه ۲ Q دبی سیال، D_i قطر لوله مبدل، N_p تعداد پاس‌ها و N_t تعداد لوله‌های مبدل پوسته و لوله است.

برای به دست آوردن ضریب اصطکاک f_t از رابطه ۳ زیر استفاده می‌شود [22].

$$\Delta P = \left(\frac{f_t \cdot L_{eff} \cdot N_p}{D_i} + 4 \cdot N_p \right) \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (3)$$

که در رابطه ۳ ΔP تغییرات فشار، L_{eff} طول مؤثر لوله‌ها است. همچنین برای محاسبه عدد ناسلت از رابطه ۴ استفاده می‌شود [22].

$$Nu_h = \frac{h_h D_i}{k} \quad (4)$$



نمودار ۱) منحنی اعتبارسنجی؛ الف) ناسلت برحسب رینولدز با نتایج پژوهش گنیلینسکی^[26]، ب) ضریب اصطکاک برحسب رینولدز با نتایج پژوهش شاه و لوئیس^[27]

محاسبه عدد ناسلت و ضریب اصطکاک درون دسته لوله ساده با نوارهای مارپیچ با شیر مثلثی

در این بخش به مقایسه نتایج آب و نانوسیال آب اکسید منیزیم با غلظت‌های ۷٪ و یک درصد را در حالت استفاده همزمان از دسته لوله ساده و نوارهای مارپیچ با شیر مثلثی با یکدیگر پرداخته شده است. در نمودار ۲ نتایج برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک قابل مشاهده هستند. همان طور که در نمودار ۲ مشاهده می‌شود به‌طور کلی عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز افزایش یافته است که با نگاه دقیق‌تر به نتایج نمودار می‌توان گفت زمانی که از دسته لوله ساده و نوارهای مارپیچ با شیر مثلثی استفاده می‌شود، روند کلی به این گونه است که در هنگام استفاده از نانوسیال آب اکسید منیزیم با غلظت یک درصد به‌عنوان سیال عامل، بیشترین افزایش عدد ناسلت را دارند. با انجام محاسبات می‌توان گفت که استفاده از نانوسیال آب اکسید منیزیم با غلظت ۷٪ باعث بهبود ۸ درصدی عدد ناسلت در مقایسه با آب

$$4.9255 \times 10^{-7} (T^2) - 2.09935 \times 10^{-9} (T^3) \quad (17)$$

$$\rho = 1000 \times \left[1 - \frac{(T-4)^2}{119000 + 1365 \times T - 4(T^2)} \right]$$

معیار ارزیابی عملکرد

برای بررسی همزمان افزایش انتقال حرارت و افت فشار می‌توان از معیار ارزیابی عملکرد استفاده کرد هر چه مقدار معیار ارزیابی عملکرد بیشتر بوده مطلوب‌تر است و در مواردی که از یک بالاتر بوده دارای صرفه اقتصادی است، که در رابطه ۱۸ نشان داده شده است.

$$PEC = \frac{Nu}{Nu_0} \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (18)$$

روابط اعتبارسنجی

برای اعتبارسنجی داده‌های خود، اطلاعات به‌دست‌آمده را با روابط گنیلینسکی^[26] اعتبارسنجی کرده و در صورت صحت داده‌ها بقیه داده‌ها تحلیل می‌شود که در رابطه ۱۹ رابطه عدد ناسلت گنیلینسکی مشاهده می‌شود^[26].

$$Nu = 0.012 (Re^{0.87} - 280) Pr^{0.4} \quad (19)$$

که در رابطه ۱۹، Pr عدد پرانتل است که با استفاده از رابطه ۲۰ محاسبه می‌شود^[22].

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K} \quad (20)$$

همچنین از رابطه ۲۱ رابطه شاه و لوئیس^[27] برای ضریب اصطکاک استفاده می‌شود.

$$f_t Re = \frac{3.44}{(x^+)^{1/2}} + \frac{1.25}{(4x^+)^{1/2}} + 16 - \frac{3.44}{(x^+)^{1/2}} \quad (21)$$

$$x^+ = \left(\frac{x}{D} \right) Re \quad (22)$$

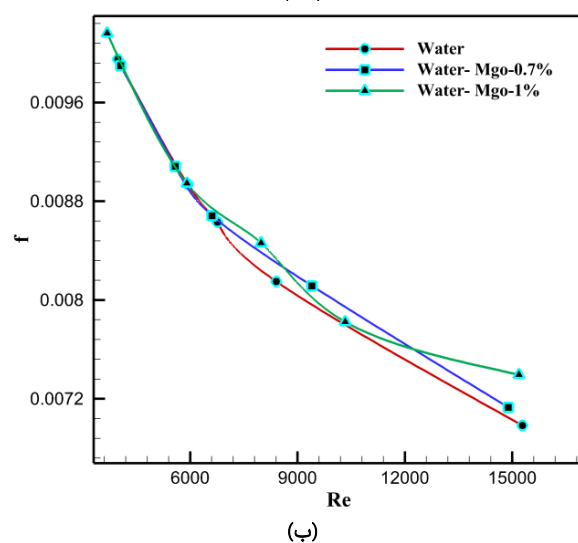
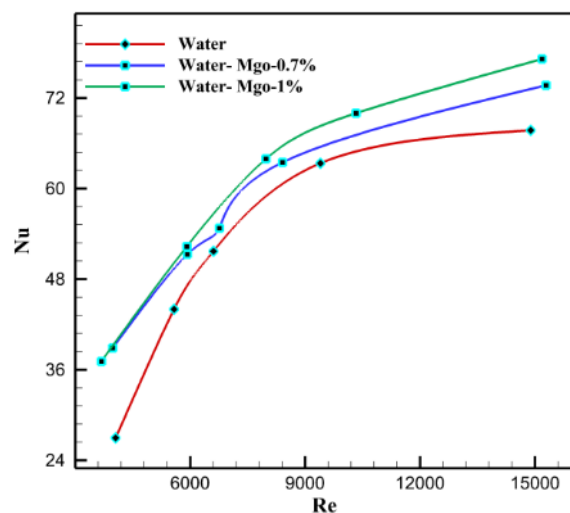
که x نقطه ورودی منطقه هیدرودینامیکی بوده و اکنون با داشتن روابط فوق می‌توان شروع به انجام محاسبات و تحلیل داده نمود.

نتایج

اعتبارسنجی نتایج آزمایشگاهی به‌دست‌آمده با نتایج تجربی

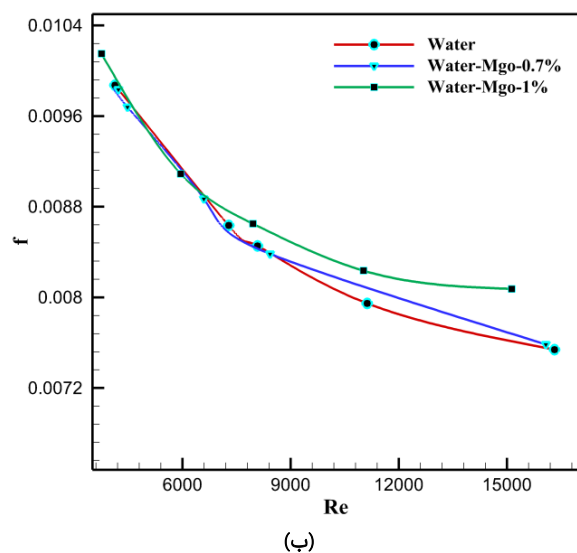
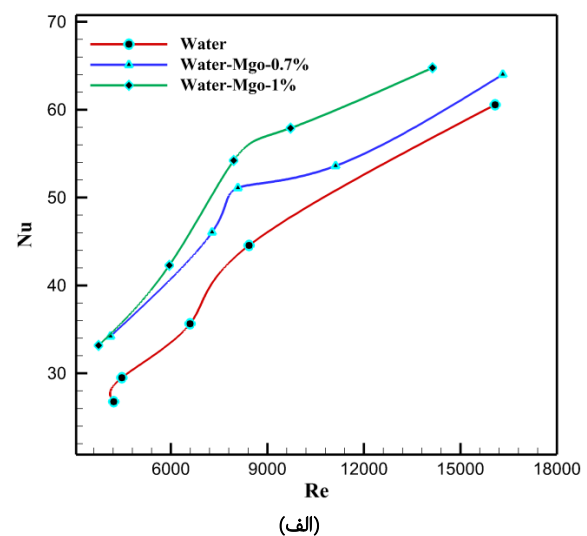
به‌منظور تعیین صحت نتایج حاصل‌شده باید مقایسه‌ای با نتایج پژوهش‌ها و مطالعات مورد اطمینان پیشین صورت گیرد. برای اعتبارسنجی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک به‌دست‌آمده، نتایج با عدد ناسلت و ضریب اصطکاک به‌دست‌آمده از پژوهش‌های گنیلینسکی^[26] و شاه و لوئیس^[27] اعتبارسنجی شده است که نتیجه آن بسیار شبیه و نزدیک به هم بوده است که در نمودار ۱ قابل مشاهده است. همان طور که در نمودار ۱ مشاهده می‌شود نتایج به‌دست‌آمده با نتایج به‌دست‌آمده پژوهش‌های گنیلینسکی^[26] و شاه و لوئیس^[27] بسیار نزدیک به هم بوده، به شکلی که نمودار عدد ناسلت دارای حداکثر ۱/۶۵٪ خطا و نمودار ضریب اصطکاک دارای حداکثر ۱/۴۸٪ خطا بوده که نشان از مقدار پایین خطا و صحت داده ثبت‌شده در آزمایشگاه و اعتبار کار انجام‌شده دارد.

است. در نمودار ۳، منحنی‌های ناسلت و ضریب اصطکاک قابل مشاهده هستند. همان طور که در نمودار ۳ مشاهده می‌شود به‌طور کلی عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز افزایش یافته است. با انجام محاسبات می‌توان گفت که استفاده از نانوسیال آب اکسید منیزیم با غلظت ۰/۷٪ باعث بهبود ۳/۶ درصدی عدد ناسلت در مقایسه با آب دیونیزه شده و نانوسیال آب اکسید منیزیم با غلظت یک درصد باعث بهبود ۹ درصدی عدد ناسلت در مقایسه با آب دیونیزه شده است. همچنین با توجه به این که در هر سه حالت هیچ تغییری درون لوله ایجاد نشده و دارای شرایط یکسان بوده‌اند میزان ضریب اصطکاک هر سه حالت بسیار به هم نزدیک بوده است به‌گونه‌ای که در هنگام استفاده از نانوسیال آب اکسید منیزیم با غلظت ۰/۷٪ باعث افزایش ۱/۳ درصدی ضریب اصطکاک و همچنین در زمان استفاده از نانوسیال اکسید منیزیم با غلظت یک درصد باعث افزایش ۱/۸۵ درصدی ضریب اصطکاک شده است.



نمودار ۳ (الف) منحنی ناسلت برحسب رینولدز در حالت استفاده از دسته لوله شیاردار، (ب) منحنی ضریب اصطکاک برحسب رینولدز در حالت استفاده از دسته لوله شیاردار

دیونیزه شده و همچنین در هنگام استفاده از نانوسیال آب اکسید منیزیم با غلظت یک درصد باعث بهبود ۱۲ درصدی عدد ناسلت در مقایسه با آب دیونیزه شده است. همچنین با توجه به اینکه در هر سه حالت از نوارهای مارپیچ با شیر مثلثی استفاده شده است میزان ضریب اصطکاک هر سه حالت بسیار به هم نزدیک بوده است به‌گونه‌ای که در هنگام استفاده از نانوسیال آب اکسید منیزیم با غلظت ۰/۷٪ باعث افزایش ۲/۱ درصدی ضریب اصطکاک و همچنین در زمان استفاده از نانوسیال آب اکسید منیزیم با غلظت یک درصد باعث افزایش ۲/۹ درصدی ضریب اصطکاک شده است.

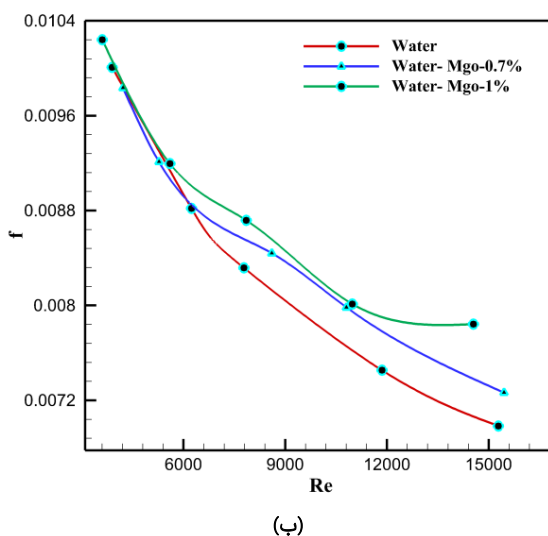
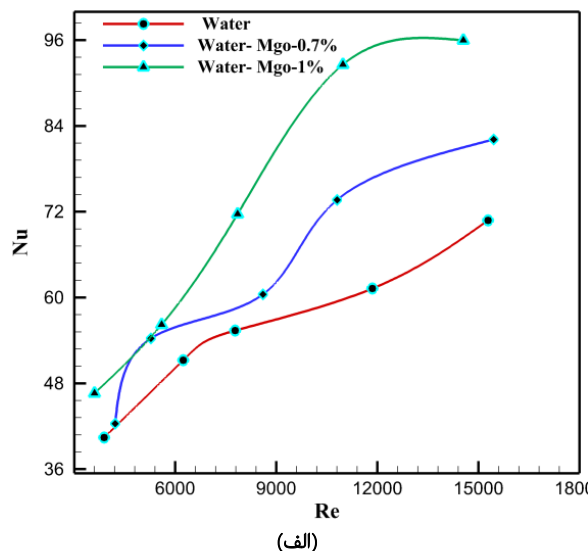


نمودار ۲ (الف) منحنی ناسلت برحسب رینولدز در حالت استفاده از دسته لوله ساده به همراه نوارهای مارپیچ با شیر مثلثی، (ب) منحنی ضریب

محاسبه عدد ناسلت و ضریب اصطکاک درون دسته لوله شیاردار در این بخش به مقایسه نتایج آب و نانوسیال آب اکسید منیزیم با غلظت‌های ۰/۷ و یک درصد را در دسته لوله شیاردار و بدون استفاده از نوارهای مارپیچ با شیر مثلثی با یکدیگر پرداخته شده

محاسبه عدد ناسلت و ضریب اصطکاک درون دسته لوله شیاردار با نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی

در این بخش به مقایسه نتایج آب و نانوسیال آب-اکسید منیزیم با غلظت‌های ۷/۰٪ و یک درصد، در دسته لوله شیاردار و استفاده از نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی با یکدیگر پرداخته شده است. در نمودار ۴، منحنی‌های عدد ناسلت و ضریب اصطکاک قابل مشاهده هستند.



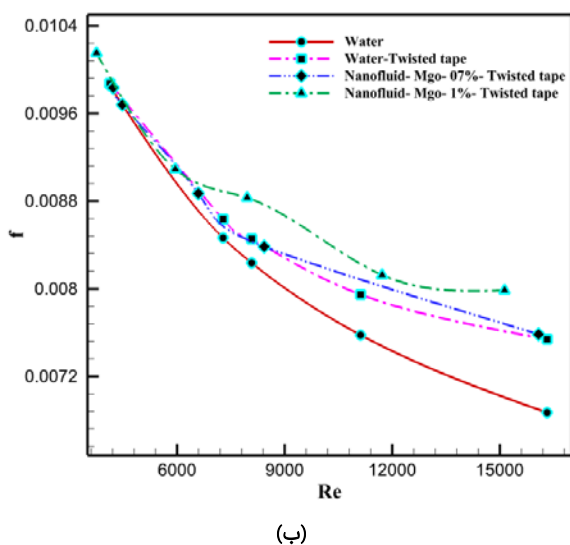
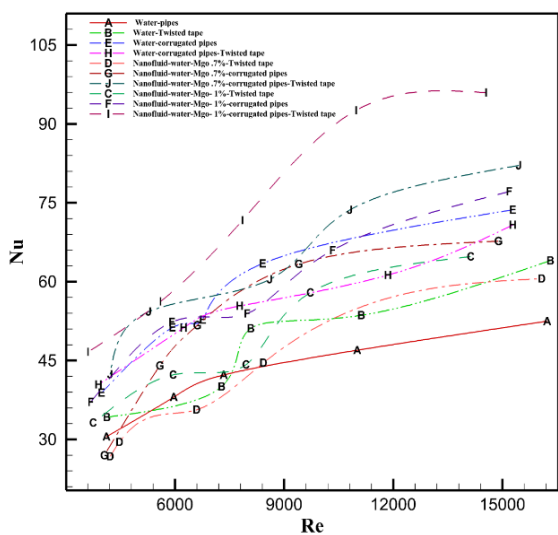
نمودار ۴ (الف) منحنی ناسلت برحسب رینولدز در حالت استفاده از دسته لوله شیاردار به همراه نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی، (ب) منحنی ضریب اصطکاک برحسب رینولدز در حالت استفاده از دسته لوله شیاردار به همراه نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی

همان طور که مشاهده می‌شود به‌طور کلی عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز افزایش یافته است که با نگاه دقیق‌تر و با انجام محاسبات می‌توان گفت که استفاده از نانوسیال آب اکسید منیزیم با غلظت ۷/۰٪ باعث بهبود ۲۰ درصدی عدد ناسلت در مقایسه با آب دیونیزه شده و استفاده از نانوسیال آب-اکسید منیزیم با غلظت یک درصد باعث بهبود ۳۰ درصدی عدد ناسلت در مقایسه با

آب دیونیزه شده است. همچنین با توجه به اینکه در هر سه حالت از نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی استفاده شده است میزان ضریب اصطکاک هر سه حالت بسیار به هم نزدیک بوده است، به‌گونه‌ای که در هنگام استفاده از نانوسیال آب-اکسید منیزیم با غلظت ۷/۰٪ باعث افزایش ۲/۳ درصدی افزایش ضریب اصطکاک و همچنین در زمان استفاده از نانوسیال آب-اکسید منیزیم با غلظت یک درصد باعث ۲/۸۵ درصدی افزایش ضریب اصطکاک شده است.

ارزیابی نتایج تجربی حاصل به صورت مقایسه‌ای

در این بخش تمام منحنی‌های عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در شرایط مختلف در نمودار ۵ به نمایش گذاشته شده است و تمام نتایج با یکدیگر مقایسه و ارزیابی شده‌اند که شرح نتایج به صورت مقایسه‌ای بر مبنای میزان افزایش عدد ناسلت در جدول ۴ آورده شده است.

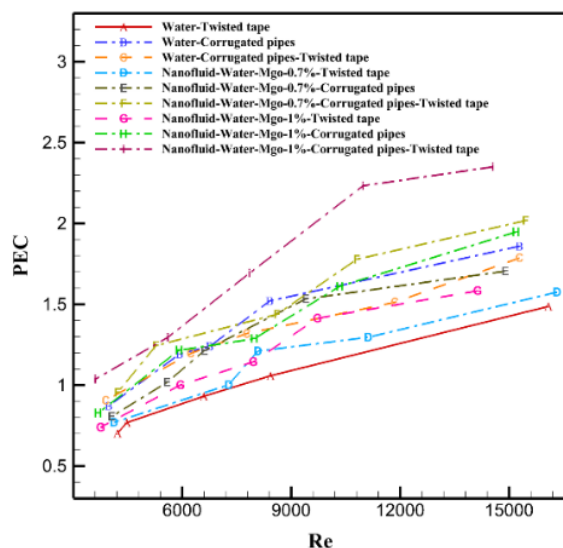


نمودار ۵ (الف) منحنی ناسلت برحسب رینولدز برای ارزیابی نتایج حاصل در همه حالت‌ها، (ب) منحنی ضریب اصطکاک برحسب رینولدز برای ارزیابی نتایج حاصل در همه حالت‌ها

افزایش دمای سطح به میزان ۱۹٪، استفاده نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی موجب افزایش دمای سطح به میزان ۸٪ و شیاردارکردن سطح بیرونی لوله‌های مبدل موجب بهبود ۹ درصدی دمای سطح و تبادل بهتر با سیال سرد درون پوسته شده است.

بررسی معیار ارزیابی عملکرد برای حالات تجربی مطالعه‌شده

در این بخش به منظور ارزیابی عملکرد حرارتی نسبت به عملکرد هیدرولیکی نتایج با استفاده از رابطه ۱۸ برای معیار ارزیابی عملکرد محاسبه شده که در نمودار ۶ به تصویر کشیده شده است. با توجه به اینکه همگی منحنی‌های موجود در نمودار ۶ صعودی و از یک بیشتر بوده‌اند همگی صرفه اقتصادی داشته و می‌توان اشاره کرد که بهترین عملکرد در شرایط استفاده از نانوسیال با غلظت یک درصد و استفاده همزمان از دسته لوله شیاردار و نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی بوده که معیار ارزیابی عملکرد به میزان ۷۰٪ نسبت به حالت پایه افزایش یافته است.



نمودار ۶) منحنی ارزیابی عملکرد برحسب رینولدز برای تمام حالت‌های مطالعه‌شده

عدم قطعیت در مطالعه تجربی حاضر

عدم قطعیت به صورت مثبت و منفی یک مقدار، یعنی فاصله‌ای در اطراف نتیجه اندازه‌گیری‌شده، بیان می‌شود. عدم قطعیت یک جزیی غیرقابل اجتناب در اندازه‌گیری است و زمانی بسیار مهم می‌شود که نتایج اندازه‌گیری نزدیک حدود مشخصه باشد. به طور خلاصه می‌توان مفهوم عدم قطعیت را این گونه بیان نمود که میزانی از خطای احتمالی تخمین زده شده در مقدار یک اندازه و همچنین تخمینی از گستره‌ای از مقادیر که مقدار واقعی اندازه در آن گستره قرار دارد.

عدم قطعیت را می‌توان به شکل نسبی و از رابطه ۲۳ استخراج نمود [28]:

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left[\frac{u(x_i)}{|x_i|} \right]^2} \quad (23)$$

جدول ۴) نتایج مقایسه‌ای عدد ناسلت در تمام حالات بر مبنای حالت الگو (آب دیونیزه در دسته لوله ساده) (اعداد برحسب درصد هستند)

نماد	حالت	میزان افزایش عدد ناسلت
B	آب در دسته لوله ساده به همراه نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی	۱۳
D	نانوسیال با غلظت ۷٪ در دسته لوله ساده به همراه نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی	۱۷
E	آب در دسته لوله شیاردار	۲۰
C	نانوسیال با غلظت یک درصد در دسته لوله ساده به همراه نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی	۲۱
G	نانوسیال ۷٪ در دسته لوله شیاردار	۲۴
H	آب در دسته لوله شیاردار به همراه نوار مارپیچ با شیار مثلثی	۳۲
F	نانوسیال با غلظت یک درصد در دسته لوله شیاردار	۳۷
J	نانوسیال با غلظت ۷٪ در دسته لوله شیاردار به همراه نوار مارپیچ با شیار مثلثی	۴۸
I	نانوسیال با غلظت یک درصد در دسته لوله شیاردار به همراه نوار مارپیچ با شیار مثلثی	۷۲

همچنین با توجه به حساس بودن نتایج ضریب اصطکاک به تغییرات درون لوله حالات فوق برای ضریب اصطکاک به چهار نمودار تقلیل پیدا می‌شود؛ که اگر آب دیونیزه در دسته لوله ساده را به عنوان حالت پایه قرار گیرد نسبت ضریب اصطکاک در تمام شرایط را به شرح ذیل است:

۱- در شرایط آب دیونیزه به همراه نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی:

۵٪/۸ افزایش ضریب اصطکاک

۲- در شرایط نانو ۷٪ به همراه نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی:

۶٪/۳ افزایش ضریب اصطکاک

۳- در شرایط نانو یک درصد به همراه نوارهای مارپیچ با شیار

مثلثی: ۶٪/۹ افزایش ضریب اصطکاک

بررسی تأثیر نانوسیال و نوارهای مارپیچ بر دمای سیال گذرنده از مبدل

استفاده از نانوذرات موجب بهبود ۵۸ درصدی اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال شده است (به عبارتی نانوذرات استفاده شده باعث افزایش راندمان خنک‌کنندگی مبدل به میزان ۵۸٪ شده‌اند). همچنین استفاده از نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی موجب بهبود ۱۳ درصدی اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال شده است (به عبارتی نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی استفاده شده باعث افزایش راندمان خنک‌کنندگی مبدل به میزان ۱۳٪ شده‌اند). همچنین استفاده از نانوسیال با کسر حجمی ۷٪ موجب افزایش دمای سطح به میزان ۱۱٪ (به مفهوم انتقال حرارت بهتر از نانوسیال درون لوله ها به سمت دیواره و جریان سرد درون پوسته)، استفاده از نانوسیال با کسر حجمی یک درصد موجب

همچنین استفاده از نانوسیال آب اکسید منیزیم با غلظت یک درصد در لوله شیاردار با نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی باعث بهبود ۷۰ درصدی معیار ارزیابی عملکرد نسبت آب دیونیزه در دسته لوله ساده شده است.

۶- مقادیر تجربی به دست آمده در آزمایشگاه مطابقت کافی با مقادیر روابط تجربی نظیر گنیلینسکی [26] و همچنین شاه و لوئیس [27] دارد که موجب اعتباربخشیدن به پژوهش حاضر می‌شود.

۷- بیشترین میزان عدم قطعیت در این آزمایش به میزان ۷٪ بوده که قابل قبول است.

تشکر و قدردانی: موردی از طرف نویسندگان بیان نشد.

تأییدیه اخلاقی: موردی از طرف نویسندگان بیان نشد.

تعارض منافع: موردی از طرف نویسندگان بیان نشد.

سهم نویسندگان: فرشاد امینی‌فر (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۳۴٪)، اشکان غفوری (نویسنده دوم)، روش‌شناس/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۳۳٪)، علی فلاوند جوزایی (نویسنده سوم)، روش‌شناس/پژوهشگر کمکی/تحلیلگر آماری (۳۳٪).

منابع مالی: موردی از طرف نویسندگان بیان نشد.

فهرست علائم

d	قطر (m)
μ_{nf}	گرانروی پویا نانو ($\text{kg}\cdot\text{ms}^{-1}$)
ν_{nf}	گرانروی ایستا نانو (m^2s^{-1})
ρ_{nf}	چگالی نانو ($\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
K_{nf}	ضریب هدایت حرارتی نانو ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$)
f	ضریب اصطکاک
h	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\text{K}^{-1}$)
k	ضریب هدایت حرارتی ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$)
L	طول (m)
$\dot{m}$	دبی جرمی ($\text{Kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
Nu	عدد ناسلت
PEC	معیار ارزیابی عملکرد
P_r	عدد پرانتل
q	نرخ انتقال حرارت (W/k^2)
R_e	عدد رینولدز
T	دما ($^{\circ}\text{C}$)
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
w	عدم قطعیت
ΔP	اختلاف فشار (kPa)
Tm, i	ورودی لوله ($^{\circ}\text{C}$)
Tm, o	خروجی لوله ($^{\circ}\text{C}$)
ΔT_m	اختلاف دمای لوله ($^{\circ}\text{C}$)
ΔT_s	اختلاف دمای پوسته ($^{\circ}\text{C}$)
علائم یونانی	
μ	گرانروی پویا ($\text{kg}\cdot\text{ms}^{-1}$)
ν	گرانروی ایستا (m^2s^{-1})
ρ	چگالی ($\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
c	سیال سرد
f	سیال پایه

که $u_c(y)$ عدم قطعیت استاندارد از یک مقدار y و عدم قطعیت پارامترهای مستقل $X_1 + X_2 + X_3 + \dots + X_n$ که عدم قطعیت به آنها وابسته است. همچنین $\frac{u(x_i)}{|x_i|}$ عدم قطعیت پارامترهای بیان شده به شکل انحراف استاندارد نسبی بوده که می‌توان عدم قطعیت پارامترهای اندازه‌گیری شده از رابطه ۲۳ را در جدول ۵ مشاهده نمود.

جدول ۵) عدم قطعیت آزمایش

پارامتر	مقدار
اختلاف دما ($^{\circ}\text{C}$)	± 0.4
فشار (KPa)	± 6.2
دبی (Lit/s)	± 0.7
عدد ناسلت	± 2.4
ضریب اصطکاک	± 2.7
ضریب عملکرد	± 7.0

نتیجه‌گیری

از یک مبدل حرارتی پوسته و لوله تحت شرایط مختلف از قبیل استفاده از دسته لوله ساده، استفاده همزمان از دسته لوله ساده با نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی، استفاده از دسته لوله شیاردار و استفاده همزمان از دسته لوله شیاردار با نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی استفاده شده است که این چهار حالت و شرایط بیان شده برای سیال‌های آب، نانوسیال آب- اکسید منیزیم با غلظت ۷٪ و یک درصد در رینولدزهای بین ۳۵۰۰ تا ۱۶۰۰۰ بر روی دستگاه آزمایشگاهی که بدین منظور ساخته شده، انجام شده است. در ادامه به برخی نتایج کلیدی به دست آمده اشاره می‌شود که به شرح زیر است:

۱- استفاده از نانوذرات اکسید منیزیم با کسر حجمی ۷٪ و یک درصد در سیال پایه باعث بهبود ضریب هدایت حرارتی سیالات می‌شود که این امر موجب انتقال حرارت بیشتر شده است.

۲- استفاده از نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی باعث بهبود و افزایش عملکرد حرارتی مبدل به میزان ۱۲٪ و همچنین موجب افزایش ضریب اصطکاک به میزان ۲/۹٪ نسبت به آب دیونیزه در همین شرایط می‌شود.

۳- استفاده از لوله‌های شیاردار باعث بهبود و افزایش عملکرد حرارتی مبدل به میزان ۹٪ و افزایش ۱/۸۵٪ ضریب اصطکاک نسبت به آب دیونیزه در همان شرایط می‌شود.

۴- استفاده همزمان از نوارهای مارپیچ با شیارهای مثلثی، لوله‌های شیاردار و نانوسیال با کسر حجمی یک درصد باعث افزایش و بهبود چشم‌گیر میزان عملکرد حرارتی مبدل به میزان ۳۰٪ و همچنین افزایش ضریب اصطکاک به میزان ۲/۸۵٪ نسبت به آب دیونیزه در همان شرایط می‌شود.

۵- استفاده از نانوسیال آب- اکسید منیزیم با غلظت ۷٪ در لوله شیاردار با نوارهای مارپیچ با شیار مثلثی باعث بهبود ۴۶ درصدی معیار ارزیابی عملکرد نسبت آب دیونیزه در دسته لوله ساده شده و

using nano-fluid. International Journal of Mechanical Sciences. 2019;163:105148.

15- Gnanavel C, Saravanan R, Chandrasekaran M. Heat transfer augmentation by nano-fluids and circular fin insert in double tube heat exchanger—a numerical exploration. Materials Today Proceedings. 2019;21:934-939.

16- Marzouk SA, Abou Al-Sood MM, El-Said EMS, El-Fakharany MK. Effect of wired nails circular-rod inserts on tube side performance of shell and tube heat exchanger: Experimental study. Applied Thermal Engineering. 2020;167:114696.

17- Mohammadi MH, Abbasi HR, Yavarinasab A, Pourrahmani H. Thermal optimization of shell and tube heat exchanger using porous baffles. Applied Thermal Engineering. 2020;170:115005.

18- Li N, Chen J, Cheng T, Klemes JJ, Varbanov PS, Wang Q, et al. Analysing thermal-hydraulic performance and energy efficiency of shell-and-tube heat exchangers with longitudinal flow based on experiment and numerical simulation. Energy. 2020;202:117757.

19- Bicer N, Engin T, Yasar H, Buyukkaya E, Aydin A, Topuz A. Design optimization of a shell-and-tube heat exchanger with novel three-zonal baffle by using CFD and taguchi method. International Journal of Thermal Sciences. 2020;155:106417.

20- Faridi Khouzestani R, Ghafouri A. Numerical study on heat transfer and nanofluid flow in pipes fitted with different dimpled spiral center plate, SN Applied Sciences. 2020;298(2):1-19.

21- Awais M, Saad M, Ayaz H, Ehsan MM, Bhuiyan AA. Computational assessment of nano-particulate (Al_2O_3 /water) utilization for enhancement of heat transfer with varying straight section lengths in a serpentine tube heat exchanger. Thermal Science and Engineering Progress. 2020 March:100521.

22- Milani Shirvan K, Mamourian M, Abolfazli Esfahani J. Experimental investigation on thermal performance and economic analysis of cosine wave tube structure in a shell and tube heat exchanger. Energy Conversion and Management. 2018;175:86-98.

23- Bergman TL, Incropera FP, DeWitt DP, Lavine AS. Fundamentals of heat and mass transfer. Hoboken: Wiley & Sons; 2011.

24- Hemmat M, Saedodin S, Mahmoodi M. Experimental studies on the convective heat transfer performance and thermophysical properties of Mgo-water nanofluid under turbulent flow. Experimental Thermal and Fluid Science. 2014;52:68-78.

25- Rao PS, Kumar KVK. Numerical and experimental investigation of heat transfer augmentation in double pipe heat exchanger with helical and twisted tape inserts. Materials Science. 2014;4(9):180-189.

26- Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. International Chemistry Engineering. 1976;16(2):359-368.

27- Shah RK, Louis A. Laminar flow forced convection in ducts. Cambridge: Academic Press; 1978.

28- Birch K. Measurement Good Practice Guide No.36: Estimating uncertainty in testing (An intermediate guide to estimating and reporting uncertainty of measurement in testing) [Internet]. New York: Crown Publishing Group; 2003 [Unknown Cited]. Available from: <https://www.dit.ie/media/physics/documents/GPG36.pdf>.

H سیال گرم

n توان عدد پرانتل در رابطه‌ی دیموس- بولتر

nf نانوسیال

P نانوذره

w دیوار لوله داخلی

منابع

1- Bejan A. Convection heat transfer. Hoboken: Wiley & Sons; 2013.

2- Bergman TL, Lavine AS, Incropera FP, DeWitt DP. Introduction to heat transfer. Hoboken: Wiley & Sons; 2011.

3- Eastman JA, Choi SUS, Li S, Yu W, Thompson LJ. Anomalous increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nano-fluids containing copper nano-particles. Applied Physics Letters. 2001;78(6):718-720.

4- Das SK, Putra N, Thiesen P, Roetzel W. Temperature dependence of thermal conductivity enhancement for nanofluids. Journal of Heat Transfer. 2003;125(4):567-574.

5- Mouley K, Hazarika A, Vucinic G. Investigating the effect of spiral angle, nanoparticle concentration and surface expansion coefficient on baffle thermohydraulic performance. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2009;52:1132-1137.

6- Lyytikainen M, Hamalainen T, Hamalainen J. A fast modeling tool for shell and tube heat exchangers based on depth-averaged equations. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2009;52:172-189.

7- Wong KV, Leon OD. Applications of nanofluids: current and future. Advances in Mechanical Engineering. 2010;2010:519659.

8- Lin TY, Kandlikar GA. A theoretical model for axial heat conduction effects during single-phase flow in microchannels. Journal of Heat Transfer. 2012;134(2):020902.

9- Yang J, Ma L, Bock J, Jacobi AM, Liu W. A comparison of four numerical modeling approaches for enhanced shell-and-tube heat exchangers with experimental validation. Applied Thermal Engineering. 2014;65(1-2):369-383.

10- He YL, Zheng ZJ, Du BC, Wang K, Qiu Y. Experimental investigation on turbulent heat transfer characteristics of molten salt in a shell-and-tube heat exchanger. Applied Thermal Engineering. 2016;108:1206-1213.

11- Sun B, Yang A, Yang D. Experimental study on the heat transfer and flow characteristics of nanofluids in the built-in twisted belt external thread tubes. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2017;107:712-722.

12- Akyurek EF, Gelis K, Sahin B, Manay E. Experimental analysis for heat transfer of nanofluid with wire coil turbulators in a concentric tube heat exchanger. Results in Physics. 2018;9:376-389.

13- Gururatana S, Skullong S. Experimental investigation of heat transfer in a tube heat exchanger with airfoil-shaped insert. Case Studies in Thermal Engineering. 2019;14:100462.

14- Ma Y, Jamiatia M, Aghaei A, Sepehrirad M, Dezfulizadeh A, Afrand M. Effect of differentially heated tubes on natural convection heat transfer in a space between two adiabatic horizontal concentric cylinders