

Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 54(1) (2022) 35-38 DOI: 10.22060/mej.2021.19808.7120

Numerical Study and Sensitivity Analysis in Tubular Heat Exchangers with Perforated Conical Rings Carrying Water-Aluminum Oxide Nanofluid

M. Mohammadi, S. M. Pesteei*

Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran

ABSTRACT: In this paper, the hydrodynamic behavior and heat transfer of a nanofluid turbulent flow in an exchanger equipped with perforated conical rings are simulated numerically. Water-based fluid and Al2O3 nanoparticles with a weight percentage of zero to 5% are considered as nanoparticles that increase heat transfer. The governing equations are solved using the computational fluid dynamics method with the help of ANSYS-Fluent software in the range of Reynolds 12000-2000. After validation of the numerical solution method with the available experimental results, the effect of geometric parameters and flow characteristics such as Reynolds number, number of rings used, number of holes used and volume fraction of nanoparticles on the heat transfer characteristics of the heat exchanger have been studied. The results show that the use of perforated conical rings has a significant effect on improving heat transfer in heat exchangers and this method can be used in practical applications. The results show that with increasing the number of conical rings, decreasing the number of holes, and increasing the weight fraction of nanoparticles, the Nusselt number and the coefficient of friction increase. Based on the results, it can be seen that the proposed loop can increase the Nusselt number by 5.3 times compared to the tube without the loop. In addition, Al₂O, nanoparticles have a favorable effect on increasing heat transfer and with increasing the volume fraction of Al₂O₃ nanoparticles from zero to 5%, Nusselt number per m = 1 and n = 3 about 92% increase in Nusselt number has been observed.

1- Introduction

One of the most widely used turbulators used in thermal applications is conical rings, which are among the most widely used tools in improving heat transfer due to their easy installation, low cost, and high efficiency. This type of ring was first used by Yakut et al. [1]. Dormus [2] investigated heat transfer and exergy losses in cut conical rings using laboratory tests. Promonagh and Emesa [3] studied the heat transfer behavior in tubes with conical rings and spiral turbulence. Using experimental tests and numerical simulations, Liu et al. [4] studied the characteristics of free heat transfer in circular tubes with conical rings. Another passive method of improving heat transfer in heat exchangers is the use of different types of nanoparticles, which has been considered by many researchers in recent years. Javaherdeh et al. [5] numerically studied the thermal and hydrodynamic behavior of the turbulent flow of non-Newtonian nanofluids in the reverse flow arrangement in a helical two-tube heat exchanger.

A review of studies shows that the heat transfer performance of conical rings is very good, but research in this area has not been completed and more studies are needed to achieve the optimal structure. Accordingly, the main purpose of the present study is to study the effect of the hole on conical rings and the effect of its geometric characteristics on thermal performance.

2- Numerical Modeling

The geometric model of a tubular heat exchanger equipped with perforated conical rings is shown in Fig. 1. Fig. 1 also shows the geometric of the perforated conical ring. The length is 1250 mm and the inner and outer diameters are 48 mm and 51 mm, respectively. The length of the conical rings is equal to 50 mm and their thickness is equal to 1.5 mm and is fixed. Numerical results are extracted for different values of the number of conical rings and different numbers of holes n equal to zero, 3, 6, and 9. Also, water fluid has been used as the base fluid and Al2O3 nanoparticles.

To numerically solve the nanofluid flow equations, the single-phase turbulent flow model k-E has been used with the help of ANSYS-Fluent software. In order to ensure temperature expansion, the initial length before the rings are placed is selected. At the inlet of the pipe, the condition of uniform temperature and velocity profile according to the temperature of 298oK is considered. The wall of the pipe is exposed to constant heat flux, and at the outlet of the pipe, Newman-type boundary conditions are selected.

3- Response Level Method

In this study, in order to sensitivity analyze and investigate the effect of four input parameters including the number of

*Corresponding author's email: sm.pesteei@urmia.ac.ir



Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

Review History:

Received: Mar. 31, 2021 Revised: Jul. 06, 2021 Accepted: Jul. 07, 2021 Available Online: Aug. 10, 2021

Keywords:

Perforated conical rings Al₂O₃ nanoparticles Numerical analysis Sensitivity analysis Heat exchanger.



Fig. 1. Pipe heat exchangers equipped with perforated conical rings

holes created, n, the number of conical rings, m, Reynolds number, Re, as well as the volume fraction of Al2O3, φ on the responses including the Nusselt number and coefficient of friction in heat exchange of pipe tubes equipped with perforated conical rings response surface methodology is used. The central composite design method for the four input variables consists of 21 experiments. After completing the numerical analysis, Nu and f are used to determine the polynomial coefficients of the model and sensitivity analysis. Design-Expert software is used for statistical analysis.

4- Results and Discussion

In this section, the effect of different parameters of perforated conical rings on heat fields and flow is studied. Fig. 2 shows the average Nusselt number and the coefficient of friction in terms of Reynolds number for different values of conical rings and holes, respectively. According to the results, it is observed that with increasing Reynolds from 2000 to 12000, the Nusselt number increases significantly in all cases. This is mainly due to the fact that in high Reynolds, the presence of conical rings causes more turbulence in the fluid flow and as a result, the turbulence of the thermal boundary layer increases heat transfer in this type of heat exchange. Also, it is observed that with increasing Reynolds, the coefficient of friction changes less, because with increasing Reynolds number, the turbulence of the flow increases, and the effect of excitation on the coefficient of friction decreases. Another factor in reducing the coefficient of friction with

increasing Reynolds number is that with increasing Reynolds number, the flow rate increases, and as a result, the average velocity of the current increases.

Fig. 3 shows the flow lines in the case of m=6 and Re=5000 and in different cases the number of holes of the conical ring. According to these results, it is observed that increasing the



Fig. 2. Mean Nusselt number in terms of Reynolds number for different values of conical rings



Fig. 3. Flow velocity lines in the middle of the provided conical rings with 3 and 6 holes

number of holes reduces the difficulties against the fluid flow and as a result, the Nusselt number and the coefficient of friction of the tubular heat exchanger with conical rings are reduced.

5- Conclusion

In the present study, using numerical simulation, the thermal performance, and sensitivity analysis in the exchange of tubular heat with conical rings were investigated. Based on the results of numerical analysis and sensitivity analysis, a summary of the important results of the present study is as follows:

- As the number of rings increases from 1 to 8, the

average Nusselt number in the Reynolds 2000 and 12000 increases by about 182% and 140%, respectively.

- The minimum increase of the average Nusselt number is obtained by using this type of turbulence per m = 1, which is about 239% more than the pipe without turbulence.

- With increasing the volume fraction of Al2O3 nanoparticles from 0 to 5%, the Nusselt number per m=1 and n=3 about 92% increase in the average Nusselt number has been observed.

- The Nusselt number of the heat exchanger increases by increasing the Reynolds number from 2000 to 5000 for aqueous and nanofluid fluids with a mass fraction of 0.5% by about 11% and 42%, respectively.

References

- K. Yakut, B. Sahin, S. Canbazoglu, Performance and flow-induced vibration characteristics for conical-ring turbulators, Applied Energy, 79(1) (2004) 65-76.
- [2] Durmuş, Heat transfer and exergy loss in cut out conical turbulators, Energy Conversion and Management, 45(5) (2004) 785-796.
- [3] P. Promvonge, S. Eiamsa-ard, Heat transfer enhancement in a tube with combined conical-nozzle inserts and swirl generator, Energy Conversion and Management, 47(18) (2006) 2867-2882.
- [4] P. Liu, N. Zheng, F. Shan, Z. Liu, W. Liu, An experimental and numerical study on the laminar heat transfer and flow characteristics of a circular tube fitted with multiple conical strips inserts, International Journal of Heat and Mass Transfer, 117 (2018) 691-709.
- [5] K. Javaherdeh, S.S. Mozafarie, z. Zare Talab, Numerical simulation of heat transfer of turbulent flow for non-Newtonian nano fluid in a coiled double pipe heat exchanger, Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, 51 (2019) 34-56.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

M. Mohammadi, S. M. Pesteei, Numerical Study and Sensitivity Analysis in Tubular Heat Exchangers with Perforated Conical Rings Carrying Water-Aluminum Oxide Nanofluid, Amirkabir J. Mech Eng., 54(1) (2022) 35-38.

DOI: 10.22060/mej.2021.19808.7120



نشريه مهندسي مكانيك اميركبير

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۴، شماره ۱، سال ۱۴۰۱، صفحات ۱۸۹ تا ۲۱۰ DOI: 10.22060/mej.2021.19808.7120



مطالعه عددی و تحلیل حساسیت در مبادله کنهای گرمایی لولهای دارای حلقههای مخروطی سوراخدار حامل نانوسیال آب- اکسید آلومینیوم

محسن محمدی، سید مهدی پستهای*

دانشكده مهندسي مكانيك، دانشگاه اروميه، اروميه، ايران.

خلاصه: در این مقاله، رفتار هیدرودینامیکی و انتقال حرارت جریان آشفته نانوسیال در یک مبادله کن مجهز به حلقههای مخروطی سوراخدار بهصورت عددی شبیهسازی شده است. سیال پایه آب و نانوذرات اکسید آلومینیوم با درصد وزنی صفر تا ۵ درصد به عنوان نانوذرات افزایش دهنده انتقال گرما در نظر گرفته شده است. معادلات حاکم با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی به کمک نرمافزار انسیس – فلوئنت و در محدوده عدد رینولدز ۲۰۲۰۰–۲۰۰۰ حل شده است. پس از صحتسنجی روش حل عددی با نتایج تجربی موجود، تأثیر پارامترهای هندسی و مشخصات جریان مانند عدد رینولدز، تعداد حلقههای مورد استفاده، تعداد سوراخهای مورد استفاده و کسر حجمی نانوذرات بر مشخصات انتقال گرمای مبادله کن گرمایی مطالعه شده است. نتایج نشان میدهد، استفاده از حلقههای مخروطی سوراخدار تأثیر قابل ملاحظهای بر بهبود انتقال گرما در مبادله کن گرمایی مطالعه شده است. نتایج نشان میدهد، استفاده از میتواند در کاربردهای عملی مورد استفاده قرار گیرد. نتایج نشان میدهد با افزایش تعداد حلقههای مخروطی، کاهش تعداد سوراخهای آن و بیشتر شدن کسر وزنی نانوذرات، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک افزایش میابد. بر اساس نتایج مشاهده می شود که حلقه مخروطی ارائه شدن کسر وزنی نانوذرات، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک افزایش مییابد. بر اساس نتایج مشاهده می شود که حلقه مخروطی ارائه شدن میر وزنی نانوذرات، مدد ناسلت و ضریب اصطکاک افزایش مییابد. بر اساس نتایج مشاهده می شود که حلقه مخروطی ارائه شدن کسر وزنی نانوذرات، ماد داسلت و ضریب اصطکاک افزایش مییابد. بر اساس نتایج مشاهده می شود که حلقه مخروطی ارائه شدن می تواند عدد ناسلت متوسط را ۵/۳ برابر نسبت به لوله بدون حلقه افزایش دهد. علاوه بر این، نانوذرات اکسید آلومینیوم نیز تأثیر مطلوبی بر افزایش انتقال گرما داشته و با افزایش کسر حجمی نانوذرات اکسید آلومینیوم از صفر درما و درمان می در اساس با ی می وزم درمان می در مد نام درصد به از این یک حلقه مخروطی دارای سه سوراخ بر روی آن در حدود ۹۲ درصد افزایش در عدد ناسلت مشاهده شده است.

تاریخچه داوری: دریافت: ۱۴۰۰/۰۱/۱۱ بازنگری: ۱۴۰۰/۰۴/۱۵ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۴/۱۶ ارائه آنلاین: ۱۴۰۰/۰۵/۱۹

کلمات کلیدی: حلقههای مخروطی سوراخدار نانوذرات اکسید آلومینیوم تحلیل عددی آنالیز حساسیت مبادله کن گرمایی

۱ – مقدمه

مبادله کنهای گرمایی لولهای بخش بسیار مهمی از صنایع گرمایی هستند و در صنایع مختلف از جمله نیروگاههای برق، پالایشگاهها، صنایع پتروشیمی، صنایع غذایی و دارویی، صنایع ذوب فلزات و غیره بهصورت گسترده به کار میروند. بهبود انتقال گرما، ارتقای کارایی و هزینه و کاهش اندازه مبادله کن نقشی حیاتی در طراحی مبادله کنهای گرمایی ایفا می کند. به همین منظور محققان روشهای متعددی را برای افزایش انتقال گرما پیشنهاد نمودند. در این میان، روشهای غیرفعال به دلیل سادگی اجرا و عدم نیاز به تجهیزات پیشرفته کنترلی از جایگاه مطلوبی بین تکنیکهای مختلف بهبود و ارتقای عملکرد گرمائی برخوردار است. برخی از روشهای غیرفعال بهبود انتقال گرما عبارتاند از: الف) استفاده از سطوح سوراخدار، موجدار و شیاردار [۵–۱]، ب) استفاده از توربولاتورها از قبیل نوارهای تابیده و نوارهای پیچی حلزونی [۸–8] و ج) استفاده از نانوسیالها [۳۱–۹].

یکی از انواع توربولاتورهای پرکاربرد مورد استفاده در کاربردهای گرمایی حلقههای مخروطی هستند که به دلیل قابلیت نصب راحت، هزینه پائین و کارایی بالا جزو ابزارهای پرکاربرد در زمینه بهبود انتقال گرما هستند [۱۴ و ۱۵]. این نوع حلقهها برای اولین بار توسط یاکوت و همکاران [۶۲] استفاده شد. آنها با استفاده از اصل کمینه کردن تولید آنتروپی و بر اساس قانون دوم ترمودینامیک به بررسی عملکرد هندسه ارائه شده پرداختند. یاکوت و ساهین [۱۷] به مطالعه انتقال گرما در لولههای دارای حلقههای مخروطی پرداختند. همچنین ارتعاشات القائی ناشی از سیال در این تجهیزات نیز مورد بررسی قرار گرفته شده است [۲۰–۱۸]. دورموش [۱۲] انتقال گرما و تلفات اگزرژی در حلقههای مخروطی برش داده شده را با استفاده از تستهای آزمایشگاهی بررسی نمود. در مطالعه او هوا به عنوان سیال پایه در نظر گرفته شده و عملکرد این حلقه در محدوده عدد رینولدز ۱۵۰۰ تا در نظر گرفته شده و آموبگرهای ماریچ را به صورت ترماد تا

دون مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس

^{*} نویسنده عهدهدار مکاتبات: sm.pesteei@urmia.ac.ir

کردند. نتایج مطالعه آنها نشان میدهد که استفاده توأم حلقههای مخروطی و توربولاتورهای مارپیچ عدد ناسلت را در حدود ۴ تا ۱۰ درصد و راندمان گرمایی را در حدود ۴ تا ۸ درصد نسبت به لوله دارای حلقههای مخروطی بهبود میبخشد. در تحقیق دیگر پرومونق [۲۳] با انجام تستهای تجربی تأثیر قطر حلقههای مخروطی را بر مشخصههای انتقال گرما مبادله کنهای لولهای بررسی کرد. نتایج مطالعه او نشان داده که استفاده از این تجهیزات عدد ناسلت را می تواند در حدود ۳۳۳ درصد نسبت به لوله معمولی افزایش دهد. کاراکایا و دورموش [۲۴] عملکرد حلقههای مارپیچ مخروطی بر افزایش انتقال گرمای مبادله کن را مطالعه کردند. لیو و همکاران [۲۵] با استفاده از تستهای تجربی و شبیهسازی عددی، مشخصههای انتقال حرارت آزاد در لولههای دایرهای با حلقههای مخروطی را مطالعه کردند. بر اساس نتایج مطالعه أنها مشاهده می شود که مدل أنها باعث بهبود حدود ۲/۵۴–۷/۶۳ برابری در انتقال گرما و افزایش ۲/۴۰–۲۸/۷۴ برابری فاکتور اصطکاک می شود. شبا و همکاران [۲۶] نشان دادند که به ازای مقدار مشخص برای زاویه رأس مخروطی، عملکرد این نوع حلقهها در حالت بهینه قرار می گیرد. در یکی از جدیدترین تحقیقات انجام شده، خیونگ و همکاران [۲۷] با استفاده از شبیه سازی سه بعدی عملکرد استفاده از حلقه های مخروطی را در مبادله کنهای گرمائی دو لولهای مطالعه کردند. آنها در شبیهسازی عددی از روش استفاده نمودند و نشان دادند که استفاده از این نوع حلقهها می تواند k- ϵ ضریب انتقال گرما را در حدود ۴/۶۸ درصد نسبت به لوله معمولی بهبود بخشد. ابراهیم و همکاران [۲۸] چیدمانهای مختلف حلقههای مخروطی را در مبادله کنهای گرمائی مورد مطالعه قرار دادند و تأثیر مشخصات هندسی را بر عملکرد گرمایی این تجهیزات مطالعه کردند.

یکی دیگر از روشهای غیرفعال بهبود انتقال گرما در مبادله کنهای گرمایی استفاده از انواع مختلف نانوذرات میباشد که در سالهای اخیر مورد توجه بسیاری از محققان قرار گرفته است [۳۳–۲۹]. جواهرده و همکاران [۳۴] رفتار گرمایی و هیدرودینامیکی جریان آشفته نانو سیال غیرنیوتنی در آرایش جریان مخالف در یک مبادله کن گرمایی دولولهای مارپیچ را به صورت عددی مطالعه کردند. آنها از محلول پودر کربوکسی متیل سلولز در آب همراه با نانو ذره اکسید آلومینیوم بهعنوان سیال عامل استفاده کردند. در مطالعه آنها تأثیر پارامترهای مهم مانند انحنای مارپیچ، عدد رینولدز و درصد حجمی نانو ذرات اکسید آلومینیوم روی انتقال گرما مورد بررسی قرار گرفته است. شریفی اصل و همکاران [۳۵] با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی و حل عددی معادلات بقای جرم، بقای ممنتوم و بقای انرژی به شبیه سازی عددی انتقال گرمای جابه جایی در جریان مغشوش غیرنیوتنی

نانوسیال در یک لوله افقی مدور پرداختند. نتایج مطالعه آنها نشان میدهد که میزان ضریب انتقال گرمای جابهجایی موضعی و عدد ناسلت موضعی در نانوسیال غیرنیوتنی بیش از سیال غیرنیوتنی پایه است. همچنین این ضريب با افزايش غلظت نانوذرات و عدد رينولدز افزايش مىيابد. آلياس و همکاران [۳۶] تأثیر استفاده از نانوسیال بر بهبود انتقال گرما در مبادله کنهای لولهای بیضوی شکل را به صورت عددی بررسی کردند. هی و همکاران [۳۷] با استفاده از مدلهای تک و دو فازی به مطالعه انتقال گرما در لولههای حاوی نانوسیال آب/مس و دارای توربولاتور مارپیچ پرداختند. هو و همکاران [۳۸] با انجام تستهای تجربی به مطالعه عملکرد خنککاری توسط جریان نانوسیال در محدوده عدد رینولدز ۱۶۸ تا ۲۰۳۱ در یک لوله افقی پرداختند. نتایج مطالعه آنها نشان داده است که نسبت کارآیی انتقال گرما توسط نانوسیال در حدود ۱/۱۰۵ به دست میآید. شیروی و همکاران [۳۹] پارامترهای اصلی تأثیرگذار بر افزایش ضریب انتقال گرما جابجایی نانوسیال کربن نسبت به سیال پایه آب، از جمله دبی و غلظت نانوسیال را در محدود رینولدز ۷۱۰۰ تا ۱۶۷۰۰ که حالت جریان آشفته درون لوله محسوب می شود را بررسی نمودند. خسروداد و همکاران [۴۰] به بررسی آزمایشگاهی اثر نانوسیال کربوکسیل نانولولههای کربنی چند جداره با سیال پایهٔ آب با کسر حجمی ۰/۱ درصد با اواپراتوری شیاردار در لوله حرارتی نوسانی سه بعدی با ساختاری جدید پرداختند. نتایج نشان داده است که با استفاده از این نانوسیال، مقاومت حرارتی حدود ۱۳ درصد کاهش می یابد. نمدچیان و همکاران [۴۱] انتقال گرمای جریان جابهجایی اجباری نانوسیال در یک کانال حلقوی با موانع متخلخل بر روی دیوارههای داخلی و خارجی را به صورت عددی مطالعه کردند. در مطالعه آنها نانوسیال با استفاده از مدل مخلوط دوفازی و جریان در ناحیه متخلخل بهوسیله مدل دارسی-برینکمن-فرچهیمر شبیه سازی شده است. همچنین، جریان سیال به صورت آرام، پایا، متقارن محوری و تراکمناپذیر فرض شده است. جواهرده و همکاران [۴۲] رفتار گرمایی و هیدرودینامیکی جریان آشفته نانوسیال غیرنیوتنی در آرایش جریان مخالف در یک مبدل گرمایی دولولهای مارپیچ را به صورت عددی مطالعه كردند.

بررسی مطالعات انجام شده نشان میدهد که عملکرد انتقال حرارت حلقههای مخروطی بسیار مطلوب بوده، ولی همچنان تحقیقات در این زمینه به صورت کامل انجام نشده است و جهت دستیابی به ساختار بهینه نیازمند مطالعات بیشتر میباشد. بر این اساس، هدف اصلی تحقیق حاضر به صورت زیر میباشد:



شکل ۱. مبادله کنهای گرمایی لولهای مجهز به حلقههای مخروطی زاویهدار سوراخدار

Fig. 1. Tube heat exchangers equipped with perforated angular conical rings



شکل ۲. مشخصات هندسی حلقههای مخروطی زاویهدار سوراخدار ارائه شده در تحقیق حاضر

Fig. 2. Geometric characteristics of perforated angular conical rings presented in this study

 مطالعه تأثیر ایجاد سوراخ بر روی حلقه های مخروطی و اثر مشخصات هندسی آن بر روی عملکرد حرارتی،

- تأثیر تعداد سوراخهای ایجاد شده و تعداد حلقههای مخروطی بر روی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در مبادله کنهای گرمائی لولهای،

بررسی تأثیر نانوذرات اکسید آلومینیوم بر بهبود عملکرد حرارتی
 مبادله کنهای گرمایی دارای حلقههای مخروطی سوراخدار،

- مطالعه آنالیز حساسیت در مبادله کنهای گرمایی لولهای دارای حلقههای مخروطی سوراخدار با استفاده از روش پاسخ رویه سطح،

- بررسی اثرات متقابل فاکتورهای مختلف بر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک و ارائه معادلات ریاضی جهت پیش بینی این خواص.

این بررسیها با استفاده از حل عددی معادلات بقای جرم، بقای مومنتوم و بقای انرژی به کمک نرمافزار انسیس – فلوئنت انجام می شود. برای این

منظور جریان به صورت تکفازی در نظر گرفته شده و با تعیین مشخصات مکانیکی و فیزیکی معادل سیال، معادلات با استفاده از مدل جریان آشفته k-٤ حل و نتایج استخراج می شود.

۲- مدلسازی عددی ۲- ۱- مدل فیزیکی

در این تحقیق، با تغییر در ساختار حلقههای مخروطی که در مطالعات قبل مورد توجه قرار گرفته است، حلقههای مخروطی با سوراخهای ایجاد شده در سطح آن ارائه می شود. بر این اساس، مدل هندسی مبادله کن گرمائی لولهای مجهز به حلقههای مخروطی سوراخدار ارائه شده، در شکل ۱ نشان داده شده است. در شکل ۲ نیز ابعاد هندسی حلقه مخروطی سوراخدار ارائه شده است. طول لوله برابر ۱۲۵۰ میلی متر و قطر داخلی و خارجی به ترتیب

برابر ۴۸ میلیمتر و ۵۱ میلیمتر در نظر گرفته شده است. طول حلقههای مخروطی برابر ۵۰ میلیمتر و ضخامت آنها برابر ۱/۵ میلیمتر و ثابت در نظر گرفته شده است. نتایج عددی به ازای مقادیر مختلف تعداد حلقههای مخروطی و تعداد مختلف سوراخها n برابر صفر، ۳، ۶ و ۹ استخراج شده است. همچنین، سیال آب به عنوان سیال پایه استفاده شده است و نانوذرات اکسید آلومینیوم با غلظت حجمی ۰ تا ۵ درصد مورد توجه قرار گرفته است.

۲- ۲- معادلات حاکم

در تحقیق حاضر برای حل عددی معادلات جریان نانوسیال از مدل تکفازی جریان آشفته $\mathbf{E} \cdot \mathbf{k}$ و به کمک نرمافزار انسیس – فلوئنت استفاده شده است. برخی از فرضیاتی که برای این مسئله در نظر گرفته می شود عبارتاند از: (۱) مبادله کن گرمایی لولهای در شرایط حالت پایا قرار دارد؛ (۲) سیال عامل غیرقابل تراکم بوده و در مبادله کن گرمایی همواره به صورت تک فاز می باشد؛ (۳) خواص فیزیکی سیال مستقل از دما می باشد؛ (۴) شار حرارتی ثابت به سطح لوله اعمال می شود.

معادلات حاکم بر جریان و انتقال گرما در مبادله کنهای گرمایی دارای حلقه مخروطی را میتوان به صورت زیر بیان نمود [۴۳]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i \right) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_{i}} \left(\rho u_{i} u_{j} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x_{i}} + \frac{\partial}{\partial x_{i}} \left[\mu \left(\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left(-\rho \overline{u_{i}' u_{j}'} \right)$$
(Y)
$$\frac{\partial}{\partial x_{i}} \left(\rho u_{i} T \right) = \frac{\partial}{\partial x_{i}} \left[\left(\Gamma + \Gamma_{i} \right) \frac{\partial T}{\partial x_{i}} \right]$$
(Y)

که در آن
$$\Gamma$$
 و Γ_t به صورت زیر تعریف می شوند:

$$\Gamma = \frac{\mu}{\Pr}, \quad \Gamma_t = \frac{\mu_t}{\Pr_t} \tag{(f)}$$

مدل توربولانس $k-\epsilon$ به منظور مدل کردن تنشهای رینولدز به وجود آمده در رابطه (۲) در نظر گرفته میشود. بر اساس تئوری بوزینسک شارهای آشفته مجهول $\overline{\rho u'_i u'_j}$ متناسب با نرخ کرنش بوده و به صورت زیر به دست میآید [۴۴]:

$$\left(-\rho \overline{u_i' u_j'}\right) = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$$
(a)

در این مدل، سرعت توربولانسی به صورت زیر بیان می شود:

$$\mu_{t} = \rho C_{\mu} \frac{k^{\mathsf{T}}}{\varepsilon} \tag{(2)}$$

به منظور مدلسازی انرژی جنبشی توربولانسی (TKE)، k خواهیم داشت:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho k u_i \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \tag{V}$$

و به طور مشابه، نرخ اتلاف TKE، ع، به صورت زیر بیان می شود:

$$\frac{\partial}{\partial x_{i}}(\rho \varepsilon u_{i}) = \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[\left(\mu + \frac{\mu_{i}}{\sigma_{k}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_{j}} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_{k} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^{\mathsf{T}}}{k} \quad (\mathsf{A})$$

که در آن
$$G_k$$
 نرخ تولید TKE بوده و $hoarepsilon$ نشان دهنده نرخ تخریب G_k میباشد و G_k با استفاده از رابطه زیر به دست می آید:

$$G_{k} = -\rho \overline{u_{i}' u_{j}'} \frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}}$$
(9)

، $G_{1\varepsilon} = 1/14$ ، $G_{\mu} = \cdot/\cdot 9$ مقادیر ۹، مقادیر ۲۹، معادلات توربولانسی، مقادیر ۹، ۹، ۹ مرای پارامترهای $\sigma_{\varepsilon} = 1/7$ ، $\sigma_{k} = 1/\cdot G_{2\varepsilon} = 1/97$ مفروض انتخاب می شود [۴۴].

۲- ۳- شرایط مرزی

به منظور اطمینان از توسعهیافتگی دمایی، طول اولیه $D_1 = sD$ قبل از قرارگیری حلقهها انتخاب شده است. در ورودی لوله، شرط دمای یکنواخت $T_i = rqAK$) و پروفیل سرعت با توجه به ۲۰۰۰ $Re \leq 1$ در

¹ Destruction rate

دمای ۲۹۸ کلوین لحاظ شده است. جداره لوله در معرض شار حرارتی ثابت قرار دارد و در خروجی لوله شرایط مرزی از نوع نیومن با فشار خروجی برابر صفر انتخاب شده است.

۲- ۴- تعیین خواص ترموفیزیکی نانوسیال

همانطور که پیداست برای حل معادلات بقا نیاز به تعیین خواص ترموفیزیکی نانوسیال از جمله چگالی، ضریب گرمایی ویژه و ضریب هدایت حرارتی است. در این مطالعه، برای تعیین چگالی و ضریب گرمایی ویژه از روابط زیر استفاده شده است:

$$\rho = \varphi \rho_p + (1 - \varphi) \rho_f \tag{1.}$$

$$\rho C_p = \varphi \left(\rho C_p\right)_p + (1 - \varphi) \left(\rho C_p\right)_f \tag{11}$$

f که در آن φ نشان دهنده کسر حجمی نانوذرات بوده و اندیسهای f و g به ترتیب نشاندهنده سیال پایه و نانوذرات هستند. برای تعیین ضریب هدایت حرارتی نانوسیال از معادله ارائه شده چون و همکاران [۴۵] استفاده شده است. در مدل آنها اثر حرکت براونی و همچنین اندازه نانوذرات در تعیین مقدار ضریب هدایت حرارتی به صورت زیر در نظر گرفته می شود [۴۵]:

$$\frac{k}{k_{f}} = 1 + \mathcal{F}\mathcal{F}/\mathcal{V}\varphi^{\cdot/\mathcal{V}\mathcal{F}}M \tag{11}$$

$$M = \left(\frac{d_f}{d_p}\right)^{1/(\gamma)} \left(\frac{k_p}{k_f}\right)^{1/(\gamma)} \operatorname{Pr}^{1/(\gamma)} \operatorname{Re}^{1/(\gamma)}$$
(17)

۲- ۵- روش حل عددی

که در آن

معادلات حاکم برای جریان و انتقال گرما در مبادله کن لولهای در سیستم مختصات کارتزین با استفاده از روش تفاضل محدود حجم کنترل با در نظر گرفتن نیروی گرانش و مشابه با مدل پتانکار [۴۶]، حل شده است. معادلات اندازه حرکت با روش بالادست مرتبه دوم⁽ گسستهسازی شدهاند و برای جفت شدن متغیرهای سرعت و فشار از روش سیمپل سی استفاده شده

است. برای معادله انرژی نیز روش بالادست مرتبه سوم^۲ به کار رفته است که در بیشتر مسائل سیالاتی دارای همگرایی و دقت قابل قبولی میباشد. طرح قانون توانی برای معادلات انرژی جنبشی آشفته و آهنگ اتلاف لحاظ شده است. معیار همگرایی برای تمامی متغیرها ^{۵-}۱۰ در نظر گرفته شده است.

به منظور ارزیابی مشخصههای حرارتی پارامترهای بیبعد عدد رینولدز، عدد ناسلت متوسط، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد حرارتی به صورت زیر مورد استفاده قرار می گیرند [۴۷]:

$$\operatorname{Re} = \frac{\rho \overline{u} D}{\mu} \tag{14}$$

که در آن \overline{u} سرعت متوسط سیال بوده و D قطر هیدرولیکی می باشد.

$$Nu = \frac{hD}{k} = \frac{q''D}{k(T_w - T_{bulk})}$$
(10)

که در آن k و h به ترتیب ضریب هدایت حرارتی و ضریب انتقال حرارت متوسط میباشند. p شار حرارتی، T_{bulk} دمای حجمی سیال داخل لوله و T_w دمای جداره میباشد.

$$f = \frac{rD}{L} \frac{\Delta P}{\rho \overline{u}^r} \tag{18}$$

که در آن ΔP افت فشار بین ناحیه ورودی و خروجی لوله میباشد و به صورت زیر به دست میآید:

$$\Delta P = P_{av,inlet} - P_{av,outlet} \tag{1Y}$$

همچنین، ضریب عملکرد حرارتی با استفاده از عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\eta = \frac{(Nu/Nu_s)}{(f/f_s)^{\nu \pi}} \tag{1A}$$

2 Third order upwind

¹ Second order upwind

جدول ۱. بررسی استقلال از شبکه نتایج عددی

ضريب اصطكاك متوسط	عدد ناسلت متوسط	تعداد المان
٠/٨٠۴	۲۸/۰۳	11
•/ \ • •	$\nabla V / \Lambda I$	110
• /VX4	21/42	177
• /VAT	TV/TF	120

Table 1. Investigation of mesh independence of numerical results

که در آن Nu_s و f_s به ترتیب عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک لوله در غیاب حلقههای مخروطی و نانوسیال میباشد.

به منظور ارزیابی استقلال از شبکه، در جدول ۱ عدد ناسلت و ضریب اصطکاک متوسط به ازای چهار حالت مختلف مش بندی نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می شود با افزایش تعداد المانها و بیشتر شدن چگالی المانها، خطای نتایج کاهش می یابد و برای ۱۱۰۰۰۰ و ۱۱۵۰۰۰ و المان این خطا در حدود ۱۱/۶ درصد به دست می آید، در صورتی که این میزان خطا با افزایش تعداد المانها از ۱۲۲۰۰۰ به ۱۲۵۰۰۰۰ به مقدار ۳/۳۲ درصد کاهش می یابد که مقدار مناسبی می باشد. بر این اساس در تحقیق حاضر، به منظور انجام صحت سنجی و همچنین استخراج سایر نتایج عددی از تعداد ۱۲۵۰۰۰۰ استفاده شده است.

۳- روش سطح پاسخ

در این تحقیق به منظور آنالیز حساسیت و بررسی تأثیر چهار پارامتر ورودی شامل تعداد سوراخهای ایجاد شده، n، تعداد حلقههای مخروطی، m، عدد رینولدز، Re، و همچنین کسر حجمی نانوذرات اکسید آلومینیوم، φ، بر روی پاسخهای مد نظر شامل عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک متوسط در مبادله کنهای گرمایی لولهای مجهز به حلقههای مخروطی سوراخدار، از روش آنالیز آماری سطح پاسخ استفاده میشود. بر اساس مطالعه دان و همکاران [۴۸]، این روش یکی از روشهای دقت بالا به منظور آنالیز حساسیت و مدلسازی مسائل چند متغیره میباشد که رابطه بین یک یا چند

تحقیق، از رویه پاسخ مرتبه دوم با در نظر گرفتن ترمهای خطی، توان دوم و حاصل ضرب آنها استفاده می شود و مدل چند جملهای آن به صورت زیر بیان می شود:

$$y = b_{i} + \sum_{i=1}^{N} b_{i} x_{i} + \sum_{i=1}^{N} b_{ii} x_{i}^{\mathsf{T}} + \sum_{i=1}^{N} \sum_{j=1}^{N} b_{ij} x_{i} x_{j} + \varepsilon \quad (19)$$

که در آن b_{ij} نشان دهنده ثابت عددی، b_{ii} b_{ii} و b_{ij} به ترتیب نشان دهنده ضرایب خطی، مرتبه دوم و اثر برهمکنش پارامترهای ورودی میباشند. x و x_i به ترتیب نشان دهنده متغیرهای ورودی مستقل و yنشان دهنده متغیر پاسخ میباشد.

به منظور برازش مدل مرتبه دوم از روش طراحی مرکب مرکزی^۲ که برای اولین بار توسط باکس و ویلسون [۴۹] ارائه شده، استفاده می شود. روش طراحی مرکب مرکزی برای چهار متغیر ورودی شامل ۲۱ آزمایش می باشد و در جدول ۲ محدوده متغیرهای مستقل ورودی نشان داده شده است. مقادیر (۱–)، (صفر) و (۱) به ترتیب نشان دهنده مقادیر حداقل، میانگین و حداکثر متغیرها می باشند. بعد از اتمام تحلیلهای عددی، Nu و f به دست آمده به منظور تعیین ضرایب چند جمله ای مدل و آنالیز حساسیت مورد استفاده قرار می گیرند. به منظور بررسی آماری از نرمافزار دیزاین اکسپرت^۳ استفاده می شود.

¹ Response surface methodology

² Central composite designs

³ Design of expert

جدول ۲. محدوده پارامترهای مستقل

Table 2. Range of independent parameters

	سطح		<u>*" - 1</u> :
- 1	•	١	ەم مىغىر –
۲۰۰۰	٧٠٠٠	17	Re
•	۵	۱.	n
•	٣	۶	т
•	۲/۵	۵	arphi



شکل ۳. صحتسنجی نتایج با استفاده از مبادله کن گرمائی لولهای با حلقه مخروطی بدون سوراخ Fig. 3. Validation of results using a tube heat exchanger with a conical ring

۴- بررسی نتایج

۴– ۱ – صحت سنجی نتایج

به منظور فراهم آوردن امکان مقایسه و صحتسنجی نتایج، نتایج برای حلقههای مخروطی بدون سوراخ استخراج شده و در شکل ۳ با نتایج تجربی پرومونق [۲۳] و نتایج حل عددی ابراهیم و همکاران [۲۸] مقایسه شده است. همانطور که مشاهده میشود نتایج تحقیق حاضر تطابق قابل قبولی با نتایج تجربی و حل عددی مرجع [۲۸] شده داشته و حداکثر خطا در حدود ۴ درصد میباشد.

۴- ۲- تأثیر پارامترهای مختلف حلقههای مخروطی

در این بخش تأثیر پارامترهای مختلف حلقههای مخروطی سوراخدار

بر میدانهای حرارتی و جریان مطالعه میشود. در استخراج نتایج این بخش کسر حجمی نانوذرات اکسید آلومینیوم برابر ۰/۱ درصد در نظر گرفته میشود. در شکلهای ۴ و ۵ به ترتیب عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز و به ازای مقادیر مختلف حلقههای مخروطی و سوراخهای آن نشان داده شده است. با توجه به نتایج مشاهده میشود که با افزایش رینولدز از مقدار ۲۰۰۰ به ۲۰۰۰، عدد ناسلت در همه حالتها افزایش قابل ملاحظهای مییابد. علت این امر اساساً به این خاطر میباشد که در رینولدزهای بالا، وجود حلقههای مخروطی باعث اغتشاش بیشتر در جریان سیال ایجاد شده و در نتیجه آن آشفتگیهای لایه مرزی حرارتی سبب افزایش انتقال گرما در این نوع مبادله کنهای گرمایی میشود.



شکل ۴. عدد ناسلت متوسط محاسبه شده برحسب عدد رینولدز (الف) ازای مقادیر مختلف حلقههای مخروطی و (ب) تعداد مختلف سوراخهای حلقههای مخروطی





شکل ۵. ضریب اصطکاک متوسط محاسبه شده برحسب عدد رینولدز (الف) ازای مقادیر مختلف حلقههای مخروطی و (ب) تعداد مختلف سوراخهای حلقههای مخروطی

Fig. 5. Mean friction coefficient in terms of Reynolds number (a) for different values of conical rings and (b) for different number of holes in conical rings



شکل ۶. مقدار پیش بینی شده افت فشار لوله در حضور حلقههای مخروطی و نانوسیال Al₂O₃

Fig. 6. Predicted value of pipe pressure drop in the presence of conical ring and Al₂O₃ nanofluid

نتايج نشان مىدهد كه بيشترين عدد ناسلت متوسط براى حلقه مخروطي سالم (n=۰) به دست می آید. علاوه بر این، پراکندگی جریان سیال و رفتار جت مانند سیال در خروجی حلقههای مخروطی شکل باعث اغتشاش بیشتر جریان سیال داخل لوله شده و در نتیجه ضریب انتقال حرارت در این نوع مبادله کنهای گرمایی افزایش قابل ملاحظهای می ابد. نتایج نشان می دهد با افزایش تعداد حلقهها از ۱ به ۸، عدد ناسلت در رینولدزهای ۲۰۰۰ و ۱۲۰۰۰ به ترتیب در حدود ۱۸۲ درصد و ۱۴۰ درصد افزایش می یابد. علاوه بر این، حداقل افزایش عدد ناست با استفاده از این نوع حلقهها به ازای m=۱ به دست میآید که در حدود ۲۳۹ درصد نسبت به لوله بدون حلقه بیشتر میباشد. عکس چنین نتیجهای در مورد تعداد سوراخهای موجود بر روی این حلقهها نيز صادق است. با افزايش تعداد سوراخها تأثير حلقههاي مخروطي بر اغتشاش جریان کاهش یافته و در نتیجه عدد ناسلت کمتر می شود. به عنوان نمونه به ازای F=8، با افزایش تعداد سوراخها به ۱۲، عدد ناسلت در رینولدز ۱۲۰۰۰ در حدود ۱۲۰ درصد افزایش می یابد. در شکل ۵ تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز نشان داده شده است. نتایج نشان میدهد به ازای تعداد ثابت سوراخها با افزایش تعداد حلقههای مخروطی مورد استفاده ضریب اصطکاک افزایش می یابد که این امر در نتیجه اتلاف انرژی بیشتر در نزدیکی جدارههای حلقهها میباشد. علاوه بر این، با توجه به شکل ۵-ب مشاهده می شود که با افزایش تعداد سوراخ ها ضریب اصطکاک نسبت به حلقه های مخروطی سنتی $(n=\cdot)$ کاهش قابل ملاحظه ای می یابد. با افزایش تعداد سوراخها از صفر به ۳ ضریب اصطکاک در رینولدز

۲۰۰۰ در حدود ۵۸ درصد کاهش مییابد. همچنین، مشاهده می شود که با افزایش رینولدز، ضریب اصطکاک کمتر تغییر می کند، زیرا با افزایش عدد رینولدز اغتشاش جریان افزایش یافته و اثر تحریک بر ضریب اصطکاک کاهش مییابد. البته عامل دیگر کاهش ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز این است که با بیشتر شدن عدد رینولدز دبی جریان و در نتیجه آن سرعت متوسط جریان افزایش مییابد و با توجه به اینکه ضریب اصطکاک با مجذور سرعت رابطه عکس دارد، لذا کاهش ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز توجیه پذیر است.

در شکل ۶ مقدار پیش بینی شده افت فشار برای لوله در حضور حلقههای مخروطی و نانوسیال نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می شود افت فشار با افزایش عدد رینولدز به صورت غیرخطی افزایش می یابد به طوری که جریان با رینولدز بالاتر سبب افت فشار بیشتر می شوند. همچنین، استفاده از تعداد بیشتر حلقههای مخروطی نیز سبب افزایش افت فشار می شود. در رینولدز ۵۰۰۰ افت فشار به ازای m = m و f = m دارای سه سوراخ (m = n) به ترتیب برابر ۶/۹ کیلوپاسکال و ۱۰/۷ کیلوپاسکال به دست می آید که نشان دهنده افزایش حدود ۵۵ درصدی در افت فشار می باشد. با توجه به اینکه افزایش افت فشار نانوسیال ناشی از حرکت بی نظم، جابجایی و برخورد نانوذرات در سیال پایه می باشد، بنابراین، در رینولدزها بالا و تعداد حلقههای زیاد میزان افت فشار مقدار مقدار را دارد.



Fig. 7. Thermal performance coefficient in terms of Reynolds number (a) for different values of conical rings and (b) for different number of holes in conical rings

یس از بررسی جداگانه عدد ناسلت و ضریب اصطکاک، نوبت به بررسی η) اثر همزمان آنها می سد. در شکل ۲ معیار ارزیابی عملکرد حرارتی η) مبادله کن لولهای بر حسب عددی رینولدز به ازای مقادیر مختلف تعداد حلقههای مخروطی و سوراخهای ایجاد شده بر روی آن و به ازای صفر درصد اکسید آلومینیوم نشان داده شده است. بر اساس تعریف ارائه شده برای عملکرد حرارتی مبادله کنهای گرمایی و با توجه به شکل ۷ مشاهده می شود که در حالت کلی یارامتر عملکرد حرارتی با بیشتر شدن عدد رینولدز افزایش مي يابد كه اين مسئله به دليل افزايش نسبت Nu/Nu و نيز كاهش نسبت با نرخ بیشتر در اعداد رینولدز بالا میباشد. همچنین، با توجه به f/f_s اينكه در حالت كلى مقدار η بزرگتر از واحد مىباشد بنابراين عملكردگرمائى لوله های دارای مخروط های سوراخ دار مطلوب می باشد. علاوه بر این، مشاهده می شود افزایش تعداد حلقه ها باعث بهبود عملکرد گرمائی مبادله کن گرمایی می شود. اما با توجه به شکل ۷ب در خصوص تأثیر تعداد سوراخهای ایجاد شده بر روی حلقههای مخروطی رفتاری متفاوت مشاهده می شود. نتایج نشان میدهد که در رینولدزهای پایین استفاده از حلقههای مخروطی به ازای n = n و n = 17 سوراخ به ترتیب بیشترین و کمترین عملکرد حرارتی را n = nایجاد می کنند. در مقابل با افزایش عددی رینولدز، عملکرد حرارتی حلقههای

مخروطی به ازای n = n سوراخ بهبود پیدا کرده و در رینولدزهای بیشتر از ۱۰۵۰۰ این نوع حلقه مخروطی بهترین عملکرد حرارتی را نشان میدهد. با توجه به اینکه هر چه مقدار پارامتر عملکرد گرمائی بیشتر باشد، در اینصورت عملکرد مبادله کن گرمائی مطلوب خواهد بود و در مواردی که از یک بالاتر باشد دارای صرفه اقتصادی میباشد، بنابراین میتوان گفت که استفاده از حلقههای مخروطی ارائه شده همواره دارای صرفه اقتصادی هستند و در رینولدزهای کمتر از ۱۰۵۰۰ حلقه مخروطی دارای سه سوراخ مطلوبتر بوده و در رینولدزهای بیشتر از این عدد حلقه مخروطی دارای ۲ سوراخ مطلوب میباشد.

در شکل ۸ خطوط جریان در حالت ۶۳۳ و ۵۰۰۰Re و در حالتهای مختلف تعداد سوراخهای حلقه مخروطی شکل نشان داده شده است. با توجه به این نتایج مشاهده میشود که افزایش تعداد سوراخها باعث کاهش موانع موجود در مقابل جریان سیال شده و در نتیجه آن عدد ناسلت و ضریب اصطکاک مبادله کن گرمائی لولهای با حلقههای مخروطی کاهش مییابد. به منظور بررسی دقیق تر، در شکل ۹ خطوط سرعت جریان در سطح میانی حلقههای مخروطی ارائه شده با تعداد ۳ و ۶ سوراخ نشان داده شده است.



شکل ۸. خطوط جریان در حالت m=۶ و e=۵۰۰۰ و در حالتهای مختلف تعداد سوراخهای حلقههای مخروطی





شکل ۹. خطوط سرعت جریان در سطح میانی حلقههای مخروطی ارائه شده با تعداد ۳ و ۶ سوراخ Fig. 9. Flow velocity lines in the middle of the presented conical rings with 3 and 6 holes

۴- ۳- تأثير مشخصات نانوذرات اكسيد آلومينيوم

متداول ترین راه برای مقایسه نتایج انتقال گرمای نانوسیال با سیال پایه، مقایسه بر پایه عدد رینولدز است. با توجه به مطالعات گذشته در مقایسه بر پایه عدد رینولدز، ضریب انتقال گرمای نانوسیالها بیشتر از سیال پایه است. نتایج نشان میدهد که حضور نانوذرات منجر به افزایش ضریب هدایت گرمایی سیال می گردد و در نتیجه ضریب انتقال گرما و عدد ناسلت افزایش مییابد که با توجه به شکل ۱۰ با افزایش کسر حجمی نانوذرات اکسید

آلومینیوم از صفر درصد تا ۵ درصد، عدد ناسلت به ازای ۱=m و m=۳ در حدود ۹۲ درصد افزایش در عدد ناسلت مشاهده شده است. نتایج نشان میدهد در این مبادله کنهای گرمایی به ازای رینولدزهای بیشتر از ۵۰۰۰ تأثیر نانوذرات بر نرخ افزایش عدد ناسلت با بیشتر شدن عدد رینولدز کاهش می یابد. این روند را میتوان این گونه توجیه نمود که محدود عدد رینولدز تحت بررسی، انتقال گرمای جابجایی غالب بوده و حرکات تصادفی نانوذرات و اغتشاشات به وجود آمده باعث برهم زدن و اختلاط لایه مرزی شده و



شکل ۱۰. تأثیر کسر حجمی نانوذرات اکسید آلومینیوم بر عدد ناسلت متوسط مبادله کن های گرمایی لولهای با حلقه مخروطی سوراخدار Fig. 10. The effect of volume fraction of Al2O3 nanoparticles on the average Nusselt number of heat exchangers with perforated conical ring

این امر در نتیجه افزایش حرکات نامنظم مولکولهای نانوذرات و تأثیر آن در پخش انرژی موجب بیشتر شدن ضریب انتقال گرمای جابجایی میشود. به ازای رینولدزهای بیشتر از ۵۰۰۰ در نتیجه کاهش تأثیر حرکات نامنظم مولکولهای نانوذرات، نرخ رشد عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز کاهش مییابد.

همچنین، تأثیر مثبت حرکت بروانی را میتوان علت دیگر افزایش عدد ناسلت نانوسیال دانست. حرکات بینظم و تصادفی نانوذرات درون سیال سبب میشود که توسعه لایه مرزی گرمائی به تأخیر افتاده و این امر منجر به افزایش ضریب انتقال گرمای جابجایی و عدد ناسلت خواهد شد. علاوه بر این، مشاهده میشود که نسبت افزایش ضریب انتقال گرما برای نانوسیال با افزایش عدد رینولدز افزایش مییابد. به عنوان مثال مشاهده میشود که عدد ناسلت مبدل حرارتی با افزایش عدد رینولدز از ۲۰۰۰ به ۲۰۰۰ برای سیال آب و نانوسیال با کسر جرمی ۰/۵ درصد به ترتیب حدود ۱۱٪ و ۴۲٪ افزایش مییابد.

شکل ۱۱، تغییرات ضریب اصطکاک متوسط را برحسب عدد رینولدز برای آب و نانوسیال اکسید آلومینیوم و در غلظتهای وزنی مختلف برای مبادله کنهای گرمایی لولهای دارای حلقههای مخروطی و به ازای ۳=۳

و ۱=m نشان میدهد. نتایج نشان میدهد با افزایش عدد رینولدز ضریب اصطکاک برای آب خالص و نانوسیال کاهش مییابد. افزودن نانوذرات به سیال پایه سبب افزایش لزجت و در پی آن افزایش مقدار افت فشار است به طوری که با زیاد شدن غلظت حجمی نانوسیال ضریب اصطکاک افزایش پیدا میکند که با توجه به نتایج تا ۱/۷ برابر افزایش در ضریب اصطکاک مشاهده شده است.

به منظور بررسی تأثیر حلقههای مخروطی سوراخدار در مقایسه با اثر نانو سیال در بهبود انتقال گرما، در شکل ۱۲ تغییرات عدد ناسلت متوسط بر حسب عدد رینولدز و به ازای مقادیر مختلف کسر حجمی نانوذرات اکسید آلومینیوم نشان داده شده است. با توجه به نتایج مشاهده میشود در رینولدز ۲۰۰۰، افزایش نانوذرات از صفر درصد به ۰/۲ درصد باعث افزایش ۸۸ درصدی عدد ناسلت میانگین در حالت ۳=n و ۱=m میشود. در مقابل، در غیاب نانوسیال، استفاده از ۴ عدد حلقه مخروطی باعث افزایش ۸۴ درصدی عدد ناسلت نسبت به حالت ۱=m میشود. بر این اساس میتوان نتیجه گرفت که استفاده از حلقههای مخروطی تأثیر قابل ملاحظهای بر افزایش عدد ناسلت میانگین دارد و اثر آن بیشتر از استفاده از نانوذرات اکسید آلومینیوم میباشد.



شکل ۱۱. تأثیر کسر حجمی نانوذرات اکسید آلومینیوم بر ضریب اصطکاک متوسط مبادله کن گرمائی لولهای با حلقه مخروطی سوراخدار





شکل ۱۲. تغییرات عدد ناسلت متوسط بر حسب عدد رینولدز و به ازای مقادیر مختلف کسر حجمی نانوذرات Al₂O₃

Fig. 12. Changes in the mean Nusselt number in terms of Reynolds number for different volume fraction of Al₂O₃ nanoparticles

جدول ۳. ماتریس طراحی آزمایشات به همراه مقادیر خروجی برای هر ۲۱ شبیهسازی

شماره آزمایش	Re	т	n	φ (%)	Nu	f
١	17	٩	١٢	۵	۱۸۹/۸	۴/۷
٢	٧٠٠٠	۴	۶	۲/۵	148	r/r
٣	۲۰۰۰	٩	١٢	•	۵۸/۳	۵/۴
۴	۲۰۰۰	•	•	•	19/14	۰/۱۵
۵	17	•	•	۵	54	۰/۳۲
۶	۲۰۰۰	٩	•	۵	178	۶/۷
٧	17	٩	•	•	777	۴/۵
٨	γ	۴	۶	•	۲۲۰/۳	Υ/Λ
٩	۲۰۰۰	٢	•	•	٧ • /٧	۲/۶
۱.	17	•	•	•	۳۸	• / • A
11	17	۴	٣	•	۱۶۸/۵	۲/۵
١٢	17	۶	٣	۵	242/1	٣/۴
١٣	17	۴	•	•	١٧٨	Υ/Λ
14	۲۰۰۰	٩	۶	۵	108	٣/٢
۱۵	17	۶	•	۵	۲۵۵/۸	٣/۵
18	γ	۴	•	•	140	٣/۴
١٢	۲۰۰۰	۶	٣	•	۱۳۷/۸	۴/۸
١٨	γ	٢	٣	۵	٩٧/٣	۲/۱
١٩	γ	۶	١٢	۲/۵	۸۳/۴	٣/٧
۲.	۲۰۰۰	۶	۶	۵	171/4	۴/۹
۲۱	17	٩	•	۸	٣•۴/١	۸/۳

Table 3. Experimental design matrix with output values for each of the 21 simulations

۵- آنالیز حساسیت

در این بخش با استفاده از روش سطح پاسخ که جزئیات آن در بخش ۳ ارائه شد، به بررسی میزان سهم پارامترهای مختلف بر متغیرهای پاسخ پرداخته میشود. در جدول ۳ ماتریس طراحی آزمایشات به همراه مقادیر خروجی برای هر ۲۱ حالت شبیهسازی آورده شده است. با توجه به نتایج به دست آمده از تحلیل دادههای جدول ۳، نتایج حاصل از آنالیز واریانس^۲ در جدول ۴ آمده است. آنالیز واریانس میزان تأثیر پارامترهای ورودی و برهم کنشهای آنها بر روی پاسخ خروجی و معادله رگرسیون را مشخص مینماید و در تحلیل و مدلسازی آزمایشها نقش به سزایی دارد. همانطور که مشاهده میشود مقدار پی^۲ در آنالیز رگرسیون کمتر از ۲۰۰۵ میباشد و R^2 در حدود ۲۶/۶۵ میباشد، که نشان دهنده معنادار و صحیح بودن مدل

با توجه به قابلیت اطمینان ۹۵ درصد در آزمایشهای مهندسی، مقدار پی کمتر از ۲۰/۵ به منظور تعیین اثر مؤلفههای مدل در نظر گرفته می شود. مقدار مجموع مربعات خطای مدل منطبق شده بر دادهها میزان دقت نوع معادله رگرسیون حاکم بر مدل را مشخص نموده و در مبحث طراحی آزمایشها از اهمیت بسزایی برخوردار است. هر چه این مقدار در مدلهای قابل انطباق بر دادهها کمتر باشد مدل مربوطه دارای خطای پیشبینی کمتری است و در این تحقیق کمترین عدد این مؤلفه برای مدل رگرسیون مرتبه دوم کامل به دست آمد. بر این اساس، معادله رگرسیون خطی مرتبه دوم حاکم بر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک به صورت معادله زیر به دست می آید:

¹ Anova

² P-Value

جدول ۴. تحلیل واریانس عدد ناسلت و ضریب اصطکاک متوسط برحسب ترمهای مؤثر در انتقال گرمای مبادله کن گرمائی

مقدار پی	مقدار اف	میانگین مربعات MS	جمع مربعات SS	درجه آزادی DF	ترمها
< •/•••	21/1	۱۱۸۰۶	1181	١٠	مدل
۰/۰۰۵۸	۱۰/۶	4480	4668	١	Re
•/••٩٣	۳/ ۰	4022	40.4	١	m
•/۴۹۳۵	۰/۵۰۵۱	774	22.	١	n
•/•८٩•	٣/۵۵	1408	100.	١	φ
•/•٢•١	•/١٣۴۵	۵۶/۳	۶.	١	Re-m
•/•۴١١	•/٩٩٩٣	438	438	١	Re-n
•/•9•۴	۳/۵۱	1074	1074	١	Re- φ
•/••*9	۲/۳ (۵۷۶۹	۵۷۶۹	١	m-n
۰/۰۴۰۵	•/٣٣١٩	1 • 1	1 • 1	١	<i>m</i> - φ
•/•٣٩٢	۲/۵۸	١١٢٨	١١٢٨	١	n- 0

 Table 4. Analysis of variance of Nusselt number and average coefficient of friction in terms of effective terms in heat transfer performance of heat exchanger

باقیماندههای به دست آمده از مدل دارای توزیع نرمال میباشند، که در نتیجه شرط نرمال بودن توزیع باقیماندهها پذیرفته شده و به تبع آن معادله رگرسیون ارائه شده با دقت مناسبی مقادیر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک را برحسب پارامترهای ورودی تحت بررسی در اختیار می گذارد.

بر اساس معادلات به دست آمده از اثر فاکتورهای مختلف بر مشخصات انتقال حرارت مبادله کنهای گرمایی لولهای، امکان پیش بینی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک برای مقادیر بررسی نشده در محدوده سطح تغییرات فاکتورها وجود دارد. از این قابلیت میتوان برای بهینهسازی و همچنین تعیین شرایط مناسب طراحی حلقههای مخروطی سوراخدار استفاده نمود.

اثرات متقابل فاکتورهای مختلف بر روی عدد ناسلت در شکل ۱۴ به صورت منحنیهای کانتور دوبعدی نشان داده شده است. نواحی قرمز رنگ، حد بالای عدد ناسلت (حدود ۲۸۰) و آبی رنگ حد پایین عدد ناسلت (حدود ۲۰) را نشان میدهد. از آنجایی که افزایش تعداد سوراخها باعث کاهش آشفتگی جریان میشود، بنابراین عدد ناسلت کاهش مییابد که این نتیجه با توجه به شکل ۱۴الف به وضوح قابل ملاحظه است. با توجه به این نتایج مشاهده میشود، با بیشتر شدن غلظت نانوسیال، عدد ناسلت افزایش مییابد که به دلیل افزایش هدایت گرمائی سیال دارای درصد وزنی بالاتر نانوذرات نسبت به سیال دارای درصد وزنیهای کمتر نانوذرات میباشد.

$$Nu = \operatorname{VTF}/\Lambda \mathcal{F} + \operatorname{T} \cdot /\operatorname{T} \Lambda \operatorname{Re} + \operatorname{FF}/\Lambda \mathcal{F} m - (\Upsilon \cdot)$$
$$\Lambda/\operatorname{Q} \Lambda n + \operatorname{VF}/\operatorname{T} \mathcal{F} \varphi + \operatorname{F}/\operatorname{F} \operatorname{Q} \operatorname{Re} \times m$$
$$-\operatorname{VT}/\operatorname{V} \Lambda \operatorname{Re} \times n + \operatorname{V} \operatorname{Q} / \operatorname{T} \cdot \operatorname{Re} \times \varphi - :$$
$$\operatorname{F} \operatorname{Q} / \operatorname{T} \cdot m \times n + \operatorname{F}/\operatorname{T} \mathcal{F} m \times \varphi + \operatorname{T} \operatorname{F}/\operatorname{F} \cdot n \times \varphi$$

$$f = r/r - \cdot/s \cdot iq \operatorname{Re} + r/irm -$$

$$\cdot/ifqfn + \cdot/rv \cdot \Delta \varphi - \cdot/svs \wedge \operatorname{Re} \times m$$

$$- \cdot/irvr \operatorname{Re} \times n + \cdot/rfr i \operatorname{Re} \times \varphi -$$

$$\cdot/\Lambda r iq m \times n + \cdot/\cdot \lambda \Delta r m \times \varphi + \cdot/\Delta qvs \cdot n \times \varphi$$

$$(ri)$$

همانطور که از روابط (۱۵) و (۱۶) دیده می شود جملات شامل تعداد سوراخهای حلقه مخروطی، n، دارای ضریب منفی هستند که نشان دهنده تأثیر نامطلوب این پارامتر بر عدد ناسلت و تأثیر مطلوب آن بر ضریب اصطکاک می باشد و در نتیجه با افزایش، n، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک کاهش می یابد. با توجه به نتایج نشان داده شده در شکل ۱۳ که رابطه بین مقادیر پیش بینی شده و مقادیر واقعی را نشان می دهد، مشاهده می شود که



شکل ۱۳. نمودار احتمال نرمال باقیماندههای مدل رگرسیون (الف) عدد ناسلت و (ب) ضریب اصطکاک

Fig. 13. Normal probability diagram of the residuals of regression model (a) Nusselt number and (b) friction coefficient

> به منظور تعیین مشخصات بهینه جهت دستیابی به حداکثر مقدار عدد ناسلت، از روش بهینه سازی چند متغیره استفاده گردید. بر اساس، بررسی های انجام شده شرایط بهینه برای دستیابی به بیشترین عدد ناسلت به ازای انجام شده شرایط بهینه برای دستیابی و به بیشترین عدد ناسلت مالت عدد ۱۲۰۰۰ و مریب اصطکاک برابر ۳۶/۳۴ به دست آمد.

8- نتيجه گيري

در تحقیق حاضر با استفاده از شبیهسازی عددی به بررسی عملکرد گرمائی و آنالیز حساسیت در مبادله کنهای گرمایی لولهای دارای حلقههای مخروطی پرداخته شد. به منظور بهبود مشخصات گرمائی، تأثیر وجود سوراخ بر روی این نوع آشوبگرها در حضور نانوذرات اکسید-آلومینیوم برای اولین بار مورد مطالعه قرار گرفت. تأثیر چهار پارامتر مؤثر شامل تعداد حلقهها، تعداد سوراخهای ایجاد شده، عدد رینولدز و کسر وزنی نانوذرات بر روی دو پاسخ عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک متوسط با استفاده از روش طراحی آزمایشات بر مبنای روش سطح پاسخ بررسی شد. در نهایت، بر اساس روش

اصطکاک به صورت منحنیهای برهم کنش به دست آمد و معادلات ریاضی جهت پیشبینی این خواص ارائه گردید.

بر اساس نتایج تحلیلهای عددی و آنالیز حساسیت، خلاصهای از نتایج مهم تحقیق حاضر به صورت زیر میباشد:

 با افزایش تعداد حلقهها از ۱ به ۸، عدد ناسلت متوسط در رینولدزهای ۲۰۰۰ و ۱۲۰۰۰ به ترتیب در حدود ۱۸۲ درصد و ۱۴۰ درصد افزایش مییابد.

حداقل افزایش عدد ناسلت متوسط با استفاده از این نوع آشوبگرها
 به ازای ۱=m به دست میآید که در حدود ۲۳۹ درصد نسبت به لوله بدون
 آشوبگر بیشتر میباشد.

 با افزایش تعداد سوراخها مقاومت حرارتی سیال کاهش یافته و در نتیجه عدد ناسلت کمتر میشود. به عنوان نمونه به ازای ۶=m با افزایش تعداد سوراخها به ۱۲ عدد ناسلت در رینولدز ۱۲۰۰۰ در حدود ۱۲۰ درصد افزایش مییابد. افزایش تعداد سوراخها باعث کاهش موانع موجود در مقابل جریان سیال شده و در نتیجه آن عدد ناسلت و ضریب اصطکاک مبادله کن گرمائی لولهای با حلقههای مخروطی کاهش مییابد.



شکل ۱۴. اثر پارامترهای مختلف بر عدد ناسلت (الف) عدد رینولدز-تعداد سوراخ، (ب) عدد رینولدز-تعداد حلقه مخروطی، (ج) تعداد حلقه مخروطی-تعداد سوراخ، (د) عدد رینولدز-کسر حجمی نانوذرات، (ه) تعداد حلقه مخروطی- کسر حجمی نانوذرات و (و) تعداد سوراخ- کسر حجمی نانوذرات

Fig. 14. Effect of different parameters on Nusselt number (a) Reynolds number-number of holes, (b) Reynolds number-number of conical rings, (c) number of conical rings-number of holes, (d) Reynolds number-volume fraction of nanoparticles, (e)) Number of conical rings - volume fraction of nanoparticles and (and) number of holes - volume fraction of nanoparticles

of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 43 (2021) 45-67.

- [4] J. Siddiqui, S. Lahane, A. Gadekar, V. Lokawar, Experimental and Computational Evaluation of Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics in Rectangular Channel with Helix Grooved Profile Pin Fins, in: Advances in Energy Research, Vol. 1 ,Springer, 2020, pp. 729-741.
- [5] A. Nouri-Borujerdi, M. Nakhchi, Heat transfer enhancement in annular flow with outer grooved cylinder and rotating inner cylinder: review and experiments, Applied Thermal Engineering, 120 (2017) 257-268.
- [6] S.R. Chaurasia, R. Sarviya, Thermal performance analysis of CuO/water nanofluid flow in a pipe with single and double strip helical screw tape, Applied Thermal Engineering, 166 (2020) 114-131.
- [7] S.R. Chaurasia, R. Sarviya, Comparative thermal performance analysis with entropy generation on helical screw insert in tube with number of strips with nanofluid at laminar flow regime, International Communications in Heat and Mass Transfer, 122 (2021) 105-128.
- [8] S.R. Chaurasia, R. Sarviya, Experimental analysis on thermal and friction factor characteristics of fluid flow in tube with novel double strip helical screw tape, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 234(6) (2020) 874-886.
- [9] P. Vahidi Pashaki, M. Pouya, V.A. Maleki, High-speed cryogenic machining of the carbon nanotube reinforced nanocomposites: Finite element analysis and simulation, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 232(11) (2018) 1927-1936.
- [10] M. Rezaee, V.A. Maleki, An analytical solution for vibration analysis of carbon nanotube conveying viscose fluid embedded in visco-elastic medium, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 229 (2015) 650-667.
- [11] H.M. Ali, In tube convection heat transfer enhancement: SiO2 aqua based nanofluids, Journal of Molecular

 با افزایش کسر حجمی نانوذرات اکسید آلومینیوم از صفر درصد تا ۵ درصد، عدد ناسلت به ازای ۱=m و ۳=n در حدود ۹۲ درصد افزایش در عدد ناسلت متوسط مشاهده شده است.

 نتایج نشان میدهد با افزایش عدد رینولدز ضریب اصطکاک برای آب خالص و نانوسیال کاهش می یابد. افزودن نانوذرات به سیال پایه سبب افزایش لزجت و در پی آن افزایش مقدار افت فشار است به طوری که با زیاد شدن غلظت حجمی نانوسیال ضریب اصطکاک افزایش پیدا می کند که با توجه به نتایج تا ۸ درصد افزایش در ضریب اصطکاک مشاهده شده است.

عدد ناسلت مبدل حرارتی با افزایش عدد رینولدز از ۲۰۰۰ به
 ۵۰۰۰ برای سیال آب و نانوسیال با کسر جرمی ۰/۵ درصد به ترتیب حدود
 ۱۱٪ و ۴۲٪ افزایش مییابد.

• بررسیهای انجام شده شرایط بهینه برای دستیابی به بیشترین عدد ناسلت متوسط به ازای p = 0% = n = 7، m = 9 = 17.0% بوده و در این حالت عدد ناسلت برابر ۳۲۱/۳۴ و ضریب اصطکاک برابر ۳/۵۶ به دست آمد.

تأییدیه اخلاقی: نویسندگان تعهد مینمایند که این مقاله در زمان ارسال برای این نشریه، در هیچ نشریه ایرانی یا غیر ایرانی در حال بررسی نبوده و ارسال نخواهد شد.

تعارض منافع: مقاله حاضر هیچ گونه تعارض منافع با سازمان یا اشخاص حقیقی و حقوقی ندارد.

منابع

- W.-X. Chu, C.-A. Tsai, B.-H. Lee, K.-Y. Cheng, C.-C. Wang, Experimental investigation on heat transfer enhancement with twisted tape having various V-cut configurations, Applied Thermal Engineering, 172 (2020) 34-56.
- [2] M. Outokesh, S.S.M. Ajarostaghi, A. Bozorgzadeh, K. Sedighi, Numerical evaluation of the effect of utilizing twisted tape with curved profile as a turbulator on heat transfer enhancement in a pipe, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 140(3) (2020) 1537-1553.
- [3] S.S. Gajghate, S. Barathula, E.M. Cardoso, B.B. Saha, S. Bhaumik, Effect of staggered V-shaped and rectangular grooves copper surfaces on pool boiling heat transfer enhancement using ZrO 2 nanofluids, Journal

conical turbulators, Energy Conversion and Management, 45(5) (2004) 785-796.

- [22] P. Promvonge, S. Eiamsa-ard, Heat transfer enhancement in a tube with combined conical-nozzle inserts and swirl generator, Energy Conversion and Management, 47(18) (2006) 2867-2882.
- [23] P. Promvonge, Heat transfer behaviors in round tube with conical ring inserts, Energy Conversion and Management, 49(1) (2008) 8-15.
- [24] H. Karakaya, A. Durmuş, Heat transfer and exergy loss in conical spring turbulators, International Journal of Heat and Mass Transfer, 60 (2013) 756-762.
- [25] P. Liu, N. Zheng, F. Shan, Z. Liu, W. Liu, An experimental and numerical study on the laminar heat transfer and flow characteristics of a circular tube fitted with multiple conical strips inserts, International Journal of Heat and Mass Transfer, 117 (2018) 691-709.
- [26] A. Sheeba, R. Akhil, M.J. Prakash, Heat transfer and flow characteristics of a conical coil heat exchanger, International Journal of Refrigeration, 110 (2020) 268-276.
- [27] Q. Xiong, M. Izadi, S. Shehzad, H.A. Mohammed, 3D Numerical Study of Conical and Fusiform Turbulators for Heat Transfer Improvement in a Double-Pipe Heat Exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer, 170 (2021) 56-78.
- [28] M.M. Ibrahim, M.A. Essa, N.H. Mostafa, A computational study of heat transfer analysis for a circular tube with conical ring turbulators, International Journal of Thermal Sciences, 137 (2019) 138-160.
- [29] G.A. Sheikhzadeh, M. Nazififard, R. Maddahian, K. Kazemi, Numerical Simulation of Nanofluid Heat Transfer in a Tube Equipped with Twisted Tape Using the Eulerian-Lagrangian Two-Phase Model, Modares Mechanical Engineering, 19(1) (2019) 53-62.
- [30] S. Omiddezyani, I. Khazaee, S. Gharehkhani, M. Ashjaee, F. Shemirani, V. Zandian, Experimental Investigation of Convective Heat Transfer of Ferro-Nanofluid Containing Graphene in a Circular Tube under Magnetic Field ,Modares Mechanical Engineering, 19(8)

Liquids, 308 (2020) 113-131.

- [12] M. Benkhedda, T. Boufendi, T. Tayebi, A.J. Chamkha, Convective heat transfer performance of hybrid nanofluid in a horizontal pipe considering nanoparticles shapes effect, Journal of Thermal analysis and Calorimetry, 140(1) (2020) 411-425.
- [13] N.S. Bondareva, N.S. Gibanov, M.A. Sheremet, Computational study of heat transfer inside different PCMs enhanced by Al2O3 nanoparticles in a copper heat sink at high heat loads, Nanomaterials, 10(2) (2020) 28-34.
- [14] M. Nakhchi, J. Esfahani, Numerical investigation of different geometrical parameters of perforated conical rings on flow structure and heat transfer in heat exchangers, Applied Thermal Engineering, 156 (2019) 494-505.
- [15] V. Kongkaitpaiboon, K. Nanan, S. Eiamsa-Ard, Experimental investigation of heat transfer and turbulent flow friction in a tube fitted with perforated conicalrings, International Communications in Heat and Mass Transfer, 37(5) (2010) 560-567.
- [16] K. Yakut, B. Sahin, S. Canbazoglu, Performance and flow-induced vibration characteristics for conical-ring turbulators, Applied Energy, 79(1) (2004) 65-76.
- [17] K. Yakut, B. Sahin, Flow-induced vibration analysis of conical rings used for heat transfer enhancement in heat exchangers, Applied Energy, 78(3) (2004) 273-288.
- [18] M. Rezace, V. Arab Maleki, Vibration Analysis of Fluid Conveying Viscoelastic Pipes Rested on Non-Uniform Winkler Elastic Foundation, Modares Mechanical Engineering, 16(12) (2017) 87-94.
- [19] M. Rezaee, V. Arab Maleki, Vibration analysis of a cracked pipe conveying fluid, Modares Mechanical Engineering, 12(1) (2012) 66-76.
- [20] G. Eslami, V.A. Maleki, M. Rezaee, Effect of open crack on vibration behavior of a fluid-conveying pipe embedded in a visco-elastic medium, Latin American Journal of Solids and Structures, 13(1) (2016) 136-154.
- [21] A. Durmuş, Heat transfer and exergy loss in cut out

M. Bozorgmehrian, An Experimental Investigation on the Convective Heat Transfer Coefficient and Nusselt Number in Water/Carbon Nanofluid, Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, 53(1) (2021) 15-35.

- [40] m. Khosrodad, H. Goshayeshi, A. Alizadeh Jajarm, H. mohseni fadardi, k. Bashirnezhad, Experimental investigation on MWCNTs-COOH Nano fluid on 3D oscillating heat pipe, Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, 53(Issue 5 (Special Issue)) (2021) 19-29.
- [41] H. Namadchian, I. Zahmatkesh, S.M.A. Alavi, Numerical simulation of nanofluid flow in an annulus with porous baffles based on combination of Darcy-Brinkman-Forchheimer model and two-phase mixture model, Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, 53(Issue 3 (Special Issue)) (2021) 13-23.
- [42] K. Javaherdeh, S.S. Mozafarie, z. Zare Talab, Numerical Simulation of Heat Transfer Turbulent Flow for Non-Newtonian Nanofluid in a Double Pipe Helical Heat Exchanger, Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, 53(1) (2021) 16-32.
- [43] R. Lotfi, Y. Saboohi, A. Rashidi, Numerical study of forced convective heat transfer of nanofluids: comparison of different approaches, International Communications in Heat and Mass Transfer, 37 (2010) 78-89.
- [44] W. Jones, B.E. Launder, The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence, International journal of heat and mass transfer, 15(2) (1972) 301-314.
- [45] C.H. Chon, K.D. Kihm, S.P. Lee, S.U. Choi, Empirical correlation finding the role of temperature and particle size for nanofluid (Al2O3) thermal conductivity enhancement, Applied Physics Letters, 87(15) (2005) 153-167.
- [46] S. Patankar, Numerical heat transfer and fluid flow, Taylor & Francis, 2018.
- [47] H.A. Mohammed, I.A.A .Abuobeida, H.B. Vuthaluru, S. Liu, Two-phase forced convection of nanofluids flow in circular tubes using convergent and divergent conical rings inserts, International Communications in Heat and Mass Transfer, 101 (2019) 10-20.

(2019) 1929-1941.

- [31] M. Dastmalchi, A. Arefmanesh, G.A. Sheikhzadeh, Experimental study of fluid flow and heat transfer of Al2O3-water nanofluid in helically coiled micro-finned tubes, Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, 52(2) (2020) 141-150.
- [32] J. Amani, A.A. Abbasian Arani, Experimental study on heat transfer and pressure drop of TiO2-water nanofluid, Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, 46(1) (2014) 79-88.
- [33] M. Khosrodad, H. Goshayeshi, A. Alizadeh Jajarm, H. mohseni fadardi, k. Bashirnezhad, Experimental investigation on MWCNTs-COOH Nano fluid on 3D oscillating heat pipe, Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, 55 (2020) 45-67.
- [34] K. Javaherdeh, S.S. Mozafarie, Z. Zare Talab, Numerical simulation of heat transfer of turbulent flow for non-Newtonian nano fluid in a coiled double pipe heat exchanger, Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, 53 (2020) 34-56.
- [35] m. sharifi Asl, d. toghraie, A. Azimian, Numerical simulation of convective heat transfer in a turbulant non-Newtonian nanofluid flow through a horizontal circular tube, Journal of Modeling in Engineering, 16(53) (2018) 113-120.
- [36] H. Alias, A.H. Rasheed, S.D. Salman, Enhancement of Nanofluid Heat Transfer in Elliptical Pipe and Helical Micro Tube Heat Exchanger ,Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences, 66(1) (2020) 53-63.
- [37] W. He, D. Toghraie, A. Lotfipour, F. Pourfattah, A. Karimipour, M. Afrand, Effect of twisted-tape inserts and nanofluid on flow field and heat transfer characteristics in a tube, International Communications in Heat and Mass Transfer, 110 (2020) 56-76.
- [38] C. Ho, C.-Y. Cheng, T.-F. Yang, S. Rashidi, W.-M. Yan, Experimental study on cooling performance of nanofluid flow in a horizontal circular tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, 169 (2021) 12-34.
- [39] A.H. Shiravi, M. Shafiee, H. Bostani, M. Firoozzadeh,

- [49] G.E. Box, K.B. Wilson, On the experimental attainment of optimum conditions, Journal of the royal statistical society: Series b (Methodological), 13(1) (1951) 1-38.
- [48] A. Dean, D. Voss, D. Draguljić, Design and analysis of experiments, Springer, 1999.

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم M. Mohammadi, S. M. Pesteei , Numerical Study and Sensitivity Analysis in Tubular Heat Exchangers with Perforated Conical Rings Carrying Water-Aluminum Oxide Nanofluid, Amirkabir J. Mech Eng., 54(1) (2022) 189-210.





بی موجعه محمد ا