



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

محسن محمدی، سید مهدی پسته‌ای*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران.

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

خلاصه: در این مقاله، رفتار هیدرودینامیکی و انتقال حرارت جریان آشفته نانوسیال در یک مبادله کن مجهز به حلقه‌های مخروطی سوراخ‌دار به صورت 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 آنسیس - فلوئنت و در محدوده عدد رینولدز ۱۲۰۰۰-۲۰۰۰ 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 کن‌های گرمایی دارد و این روش 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 می‌یابد. بر اساس نتایج مشاهده می‌شود که حلقه مخروطی ارائه شده می‌تواند 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 درصد تا ۵ درصد، عدد ناسلت به ازای یک حلقه مخروطی دارای سه سوراخ بر روی آن در حدود ۹۲ درصد افزایش در عدد ناسلت مشاهده شده است.

۱- مقدمه

یکی از انواع توربولاتورهای پر کاربرد مورد استفاده در کاربردهای گرمایی حلقه‌های مخروطی هستند که به دلیل قابلیت نصب راحت، هزینه پائین و کارایی بالا جزو ابزارهای پر کاربرد در زمینه بهبود انتقال گرما هستند [۱۴] و [۱۵]. این نوع حلقه‌ها برای اولین بار توسط یاکوت و همکاران [۱۶] 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 [۲۱] انتقال گرما و تلفات انرژی 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 ۱۵۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ مطالعه شد. پروموتق و ایمسا [۲۲] رفتار انتقال گرما در لوله‌های دارای حلقه‌های مخروطی و آشوبگرهای مارپیچ را به صورت تجربی مطالعه

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 به صورت گسترده به کار می‌روند. بهبود انتقال گرما، ارتقای کارایی و هزینه و کاهش اندازه مبادله کن نقش حیاتی در طراحی مبادله کن‌های گرمایی ایفا می‌کند. 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 گرمایی 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 [۸-۶] و ج) استفاده از نانوسیال‌ها [۱۳-۹].

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

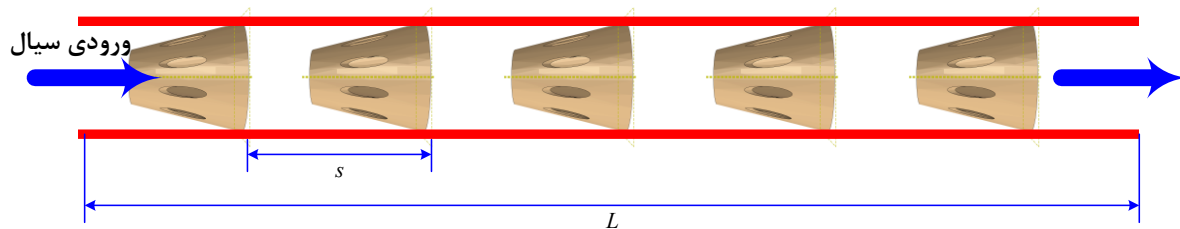


کردند. نتایج مطالعه آنها نشان می‌دهد که استفاده توأم حلقه‌های مخروطی و توربولاتورهای ماریپچ عدد ناسلت را در حدود ۴ تا ۱۰ درصد و راندمان گرمایی را در حدود ۴ تا ۸ درصد نسبت به لوله دارای حلقه‌های مخروطی بهبود می‌بخشد. در تحقیق دیگر پرومونق [۲۳] با انجام تست‌های تجربی تأثیر قطر حلقه‌های مخروطی را بر مشخصه‌های انتقال گرما مبادله کن‌های لوله‌ای بررسی کرد. نتایج مطالعه او نشان داده که استفاده از این تجهیزات عدد ناسلت را می‌تواند در حدود ۳۳۳ درصد نسبت به لوله معمولی افزایش دهد. کاراکایا و دورموش [۲۴] عملکرد حلقه‌های ماریپچ 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 آنها مشاهده می‌شود که مدل آنها باعث بهبود حدود ۲/۵۴-۷/۶۳ برابری در انتقال گرما و افزایش ۲/۴۰-۲۸/۷۴ برابری فاکتور اصطکاک می‌شود. شبا و همکاران [۲۶] نشان دادند که به ازای مقدار مشخص برای زاویه رأس مخروطی، عملکرد این نوع حلقه‌ها در حالت بهینه قرار می‌گیرد. در یکی از جدیدترین تحقیقات انجام شده، خیونگ و همکاران [۲۷] با استفاده از شبیه‌سازی سه‌بعدی عملکرد استفاده از حلقه‌های مخروطی را در مبادله کن‌های گرمایی دو لوله‌ای مطالعه کردند. آن‌ها در شبیه‌سازی عددی از روش $k-\epsilon$ استفاده نمودند و نشان دادند که استفاده از این نوع حلقه‌ها می‌تواند 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 گرمایی 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 ماریپچ 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 انحنا، ماریپچ، عدد رینولدز و درصد حجمی نانو ذرات اکسید آلومینیوم روی انتقال گرما مورد بررسی قرار گرفته است. شریفی‌اصل و همکاران [۳۵] با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی و حل عددی معادلات بقای جرم، بقای ممتوم و بقای انرژی به شبیه‌سازی عددی انتقال گرمای جابه‌جایی در جریان مغشوش غیرنیوتنی

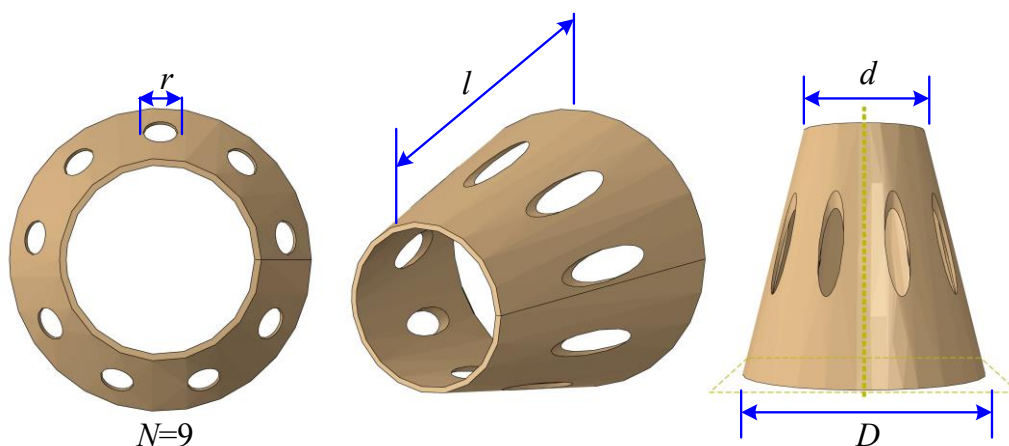
نانوسیال در یک لوله افقی مدور پرداختند. نتایج مطالعه آنها نشان می‌دهد که میزان ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی موضعی و عدد ناسلت موضعی در نانوسیال غیرنیوتنی بیش از سیال غیرنیوتنی پایه است. همچنین این ضریب با افزایش غلظت نانوذرات و عدد رینولدز افزایش می‌یابد. آلیاس و همکاران [۳۶] تأثیر استفاده از نانوسیال 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 ماریپچ 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 کارایی انتقال گرما توسط نانوسیال در حدود ۱/۱۰۵ به دست می‌آید. شیروی و همکاران [۳۹] پارامترهای اصلی تأثیرگذار بر افزایش ضریب انتقال گرما جابه‌جایی 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 می‌شود را بررسی نمودند. خسروداد و همکاران [۴۰] به بررسی آزمایشگاهی اثر نانوسیال کربوکسیل نانولوله‌های کربنی چند جداره با سیال پایه 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 می‌یابد. 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 داری-برینکمن-فرچپمر شبیه‌سازی 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 ماریپچ را به صورت عددی مطالعه کردند.

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

منظور جریان به صورت تک‌فازی در نظر گرفته شده و با تعیین مشخصات مکانیکی و فیزیکی معادل سیال، معادلات با استفاده از مدل جریان آشفتنه $k-\epsilon$ حل و نتایج استخراج می‌شود.

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 می‌شود. بر این اساس، مدل هندسی مبادله کن گرمایی 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 میلی‌متر و قطر داخلی و خارجی به ترتیب

- مطالعه تأثیر ایجاد سوراخ بر روی حلقه‌های 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 گرمایی 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 پیش‌بینی این خواص.
- این بررسی‌ها با استفاده از حل عددی معادلات بقای جرم، بقای مومنتوم و بقای انرژی به کمک نرم‌افزار آنسیس - فلونت انجام می‌شود. برای این

$$\left(-\overline{\rho u_i' u_j'}\right) = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

در این مدل، سرعت توربولانسی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^\gamma}{\varepsilon} \quad (6)$$

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

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (7)$$

و به طور مشابه، نرخ اتلاف TKE، ε ، به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^\gamma}{k} \quad (8)$$

که در آن G_k نرخ تولید TKE بوده و $\rho \varepsilon$ نشان دهنده نرخ تخریب^۱ می‌باشد و G_k با استفاده از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$G_k = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (9)$$

در معادلات توربولانسی، مقادیر $G_{1\varepsilon} = 1/14$ ، $G_\mu = 0/09$ ، $\sigma_\varepsilon = 1/3$ ، $\sigma_k = 1/0$ ، $G_{2\varepsilon} = 1/92$ برای پارامترهای مفروض انتخاب می‌شود [۴۴].

۲-۳- شرایط مرزی

به منظور اطمینان از توسعه‌یافتگی دمایی، طول اولیه $L_1 = 6D$ قبل از قرارگیری حلقه‌ها انتخاب شده است. در ورودی لوله، شرط دمایی یکنواخت ($T_i = 298 \text{ K}$) و پروفیل سرعت با توجه به $2000 \leq Re \leq 12000$ در

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 Π 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 $k-\varepsilon$ و به کمک نرم‌افزار انسیس - فلوئنت استفاده شده است. برخی از فرضیه‌هایی که برای این مسئله در نظر گرفته می‌شود 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 می‌باشد؛ (۳) خواص فیزیکی سیال مستقل از دما می‌باشد؛ (۴) شار حرارتی ثابت به سطح لوله اعمال می‌شود.

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

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u_i' u_j'}) \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\Gamma + \Gamma_t) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] \quad (3)$$

که در آن Γ و Γ_t به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr}, \quad \Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (4)$$

مدل توربولانس $k-\varepsilon$ 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]:

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 10^{-5} 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 می‌گیرند [۴۷]:

$$Re = \frac{\rho \bar{u} D}{\mu} \quad (14)$$

که در آن \bar{u} سرعت متوسط سیال بوده و D قطر هیدرولیکی می‌باشد.

$$Nu = \frac{hD}{k} = \frac{q''D}{k(T_w - T_{bulk})} \quad (15)$$

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

$$f = \frac{\gamma D}{L} \frac{\Delta P}{\rho \bar{u}^2} \quad (16)$$

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

$$\Delta P = P_{av, inlet} - P_{av, outlet} \quad (17)$$

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

$$\eta = \frac{(Nu/Nu_s)}{(f/f_s)^{1/3}} \quad (18)$$

دمای ۲۹۸ کلین 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:

$$\rho = \varphi \rho_p + (1 - \varphi) \rho_f \quad (10)$$

$$\rho C_p = \varphi (\rho C_p)_p + (1 - \varphi) (\rho C_p)_f \quad (11)$$

که در آن φ نشان دهنده کسر حجمی نانوذرات بوده و اندیس‌های f و p 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 می‌شود [۴۵]:

$$\frac{k}{k_f} = 1 + 64/7 \varphi^{1/460} M \quad (12)$$

که در آن

$$M = \left(\frac{d_f}{d_p} \right)^{1/369} \left(\frac{k_p}{k_f} \right)^{1/460} Pr^{1/9955} Re^{1/1221} \quad (13)$$

۲-۵- روش حل عددی

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^۱ گسسته‌سازی شده‌اند و برای جفت شدن متغیرهای سرعت و فشار از روش سیمپل سی استفاده شده

جدول ۱. بررسی استقلال از شبکه نتایج عددی

Table 1. Investigation of mesh independence of numerical results

تعداد المان	عدد ناسلت متوسط	ضریب اصطکاک متوسط
۱۱۰۰۰۰	۲۸/۰۳	۰/۸۰۴
۱۱۵۰۰۰	۲۷/۸۱	۰/۸۰۰
۱۲۲۰۰۰	۲۷/۴۲	۰/۷۸۴
۱۲۵۰۰۰	۲۷/۲۴	۰/۷۸۳

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

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^N b_i x_i + \sum_{i=1}^N b_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N b_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (19)$$

که در آن b_0 نشان دهنده ثابت عددی، b_i ، b_{ii} و b_{ij} به ترتیب نشان دهنده ضرایب خطی، مرتبه دوم و اثر برهمکنش پارامترهای ورودی می‌باشند. x_i و x_j به ترتیب نشان دهنده متغیرهای ورودی مستقل و y نشان 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 می‌شود. روش طراحی مرکب مرکزی برای چهار متغیر ورودی شامل ۲۱ آزمایش می‌باشد 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 می‌باشند. بعد از اتمام تحلیل‌های عددی، Nu و f به دست آمده به منظور تعیین ضرایب چند جمله‌ای مدل و آنالیز حساسیت مورد استفاده قرار می‌گیرند. به منظور بررسی آماری از نرم‌افزار دیزاین اکسپرت^۳ استفاده می‌شود.

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 مش‌بندی نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش تعداد المان‌ها و بیشتر شدن چگالی المان‌ها، خطای نتایج کاهش می‌یابد و برای ۱۱۰۰۰۰ و ۱۱۵۰۰۰۰ المان این خطا در حدود ۱۱/۶ درصد به دست می‌آید، در صورتی که این میزان خطا با افزایش تعداد المان‌ها از ۱۲۲۰۰۰۰ به ۱۲۵۰۰۰۰ به مقدار ۳/۳۲ درصد کاهش می‌یابد که مقدار مناسبی می‌باشد. بر این اساس در تحقیق حاضر، به منظور انجام صحت‌سنجی 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 آلومینوم، ϕ ، بر روی پاسخ‌های مد نظر شامل عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک متوسط در مبادله‌کن‌های گرمایی لوله‌ای مجهز به حلقه‌های مخروطی سوراخ‌دار، از روش آنالیز آماری سطح پاسخ^۱ 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 متغیر پاسخ را با چندین متغیر مستقل (مورد مطالعه) تعیین می‌کند. در این

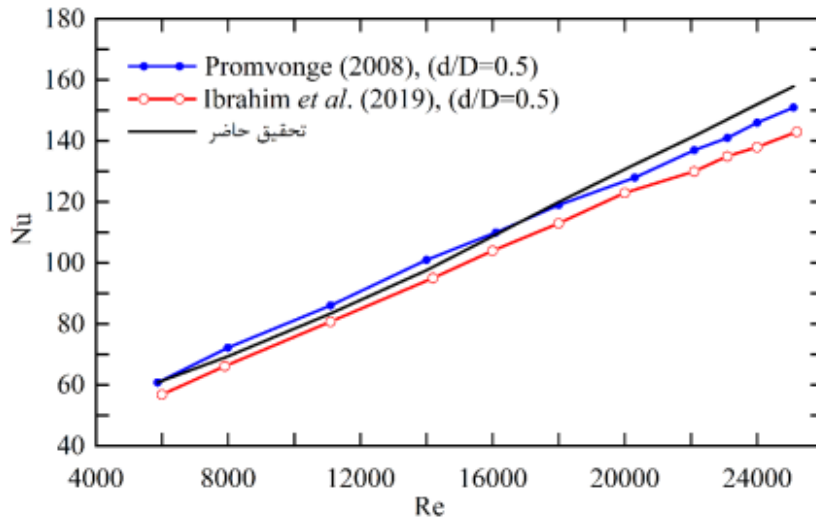
2 Central composite designs
3 Design of expert

1 Response surface methodology

جدول ۲. محدوده پارامترهای مستقل

Table 2. Range of independent parameters

نام متغیر	سطح		
	-۱	۰	۱
Re	۲۰۰۰	۷۰۰۰	۱۲۰۰۰
n	۰	۵	۱۰
m	۰	۳	۶
φ	۰	۲/۵	۵



شکل ۳. صحت‌سنجی نتایج با استفاده از مبادله کن گرمایی لوله‌ای با حلقه مخروطی بدون سوراخ

Fig. 3. Validation of results using a tube heat exchanger with a conical ring

۴- بررسی نتایج

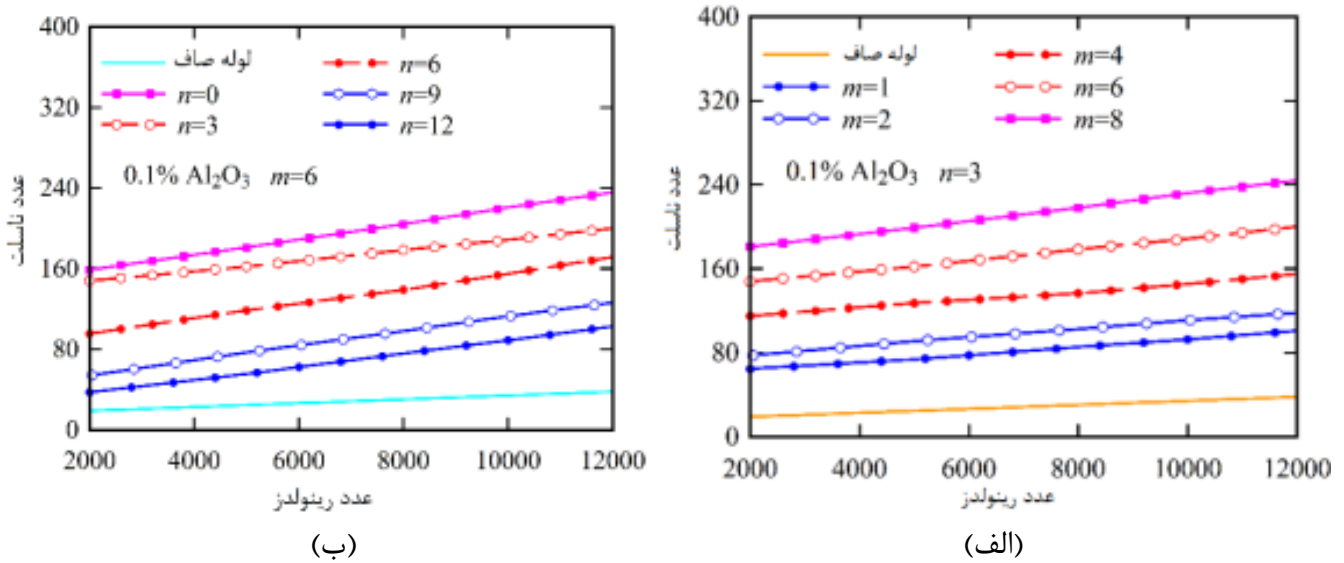
۴-۱- صحت‌سنجی نتایج

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 ۱۲۰۰۰، 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 آشفتنگی‌های لایه مرزی حرارتی سبب افزایش انتقال گرما در این نوع مبادله کن‌های گرمایی می‌شود.

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 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.

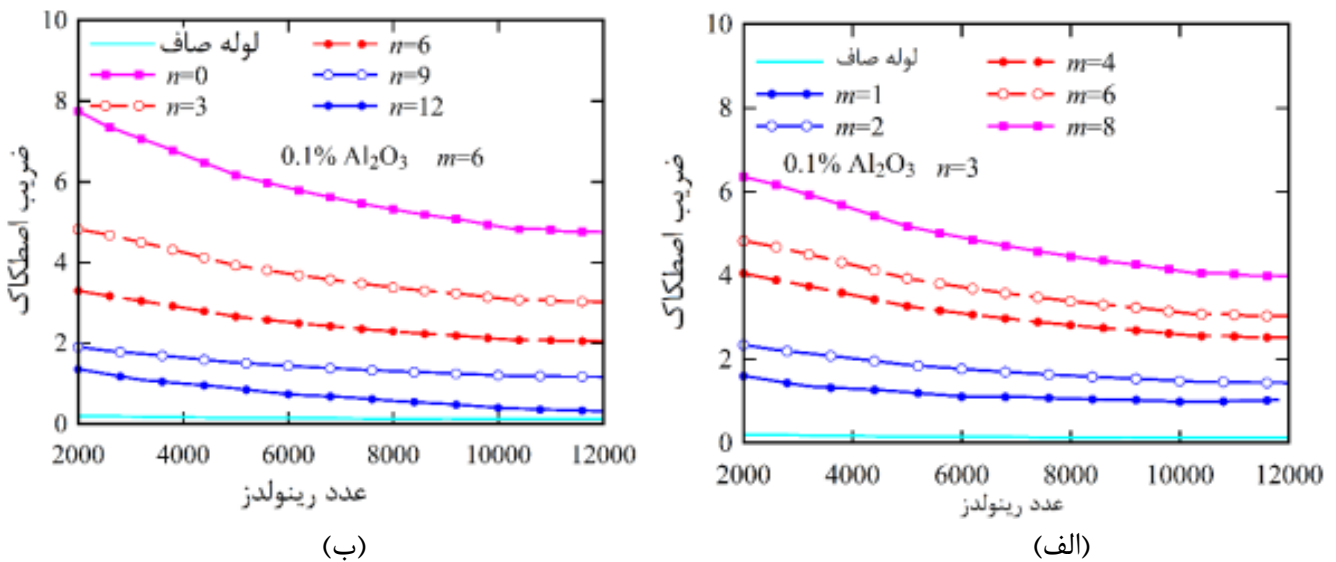
۴-۲- تأثیر پارامترهای مختلف حلقه‌های مخروطی

در این بخش تأثیر پارامترهای مختلف حلقه‌های مخروطی سوراخ‌دار



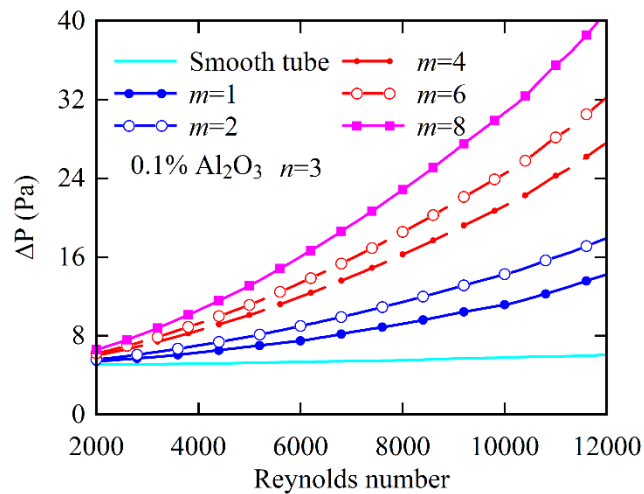
شکل ۴. عدد ناسلت متوسط محاسبه شده برحسب عدد رینولدز (الف) ازای مقادیر مختلف حلقه‌های مخروطی و (ب) تعداد مختلف سوراخ‌های حلقه‌های مخروطی

Fig. 4. Mean Nusselt number in terms of Reynolds number (a) for different values of conical rings and (b) for different number of holes in conical rings



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



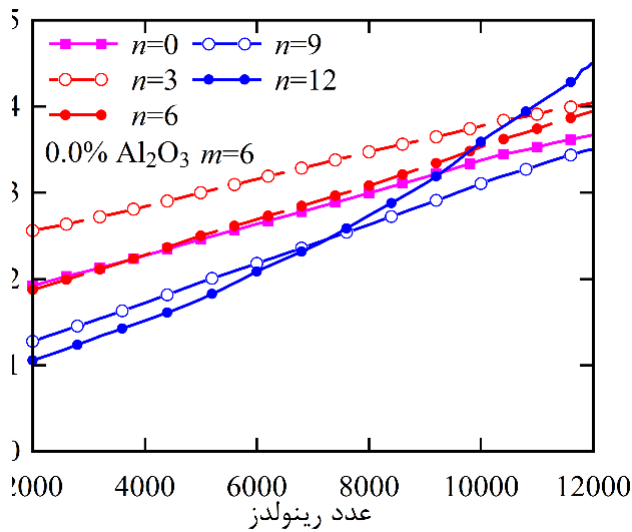
شکل ۶. مقدار پیش‌بینی شده افت فشار لوله در حضور حلقه‌های مخروطی و نانوسیال Al_2O_3

Fig. 6. Predicted value of pipe pressure drop in the presence of conical ring and Al_2O_3 nanofluid

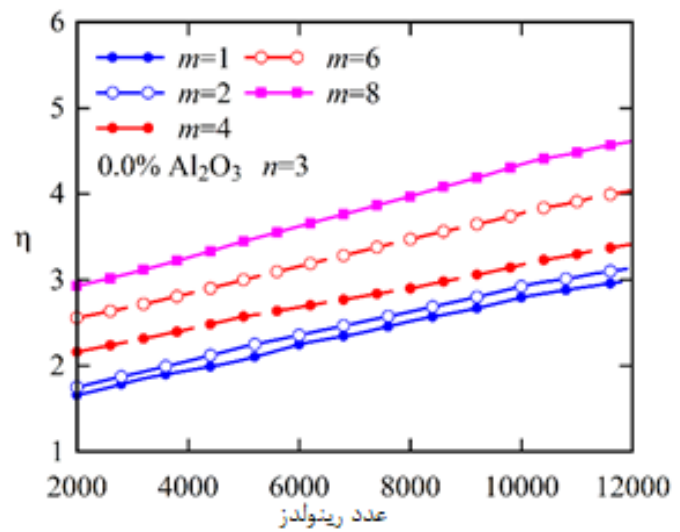
۲۰۰۰ در حدود ۵۸ درصد کاهش می‌یابد. همچنین، مشاهده می‌شود که با افزایش رینولدز، ضریب اصطکاک کمتر تغییر می‌کند، زیرا با افزایش عدد رینولدز اغتشاش جریان افزایش یافته و اثر تحریک بر ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد. البته عامل دیگر کاهش ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز این است که با بیشتر شدن عدد رینولدز دبی جریان 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 توجیه‌پذیر است.

در شکل ۶ مقدار پیش‌بینی شده افت فشار برای لوله در حضور حلقه‌های مخروطی و نانوسیال نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود افت فشار با افزایش عدد رینولدز به صورت غیرخطی افزایش می‌یابد به طوری که جریان با رینولدز بالاتر سبب افت فشار بیشتر می‌شوند. همچنین، استفاده از تعداد بیشتر حلقه‌های مخروطی نیز سبب افزایش افت فشار می‌شود. در رینولدز ۵۰۰۰ افت فشار به ازای $m=3$ و $m=4$ دارای سه سوراخ ($n=3$) به ترتیب برابر $6/9$ کیلوپاسکال و $10/7$ کیلوپاسکال به دست می‌آید که نشان دهنده افزایش حدود ۵۵ درصدی در افت فشار می‌باشد. با توجه به اینکه افزایش افت فشار نانوسیال ناشی از حرکت بی‌نظم، جابجایی و برخورد نانوذرات در سیال پایه می‌باشد، بنابراین، در رینولدزها بالا و تعداد حلقه‌های زیاد میزان افت فشار بیشترین و در رینولدزهای پایین و تعداد حلقه‌های کمتر میزان افت فشار حداقل مقدار را دارد.

نتایج نشان می‌دهد که بیشترین عدد ناسلت متوسط برای حلقه مخروطی سالم ($n=0$) به دست می‌آید. 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 می‌یابد. نتایج نشان می‌دهد 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 می‌یابد. علاوه بر این، حداقل افزایش عدد ناسلت با استفاده از این نوع حلقه‌ها به ازای $m=1$ 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 نیز صادق است. با افزایش تعداد سوراخ‌ها تأثیر حلقه‌های مخروطی بر اغتشاش جریان کاهش یافته و در نتیجه عدد ناسلت کمتر می‌شود. به عنوان نمونه به ازای $m=6$ ، با افزایش تعداد سوراخ‌ها به ۱۲، عدد ناسلت در رینولدز ۱۲۰۰۰ در حدود ۱۲۰ درصد افزایش می‌یابد. 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 می‌یابد که این امر در نتیجه اتلاف انرژی بیشتر در نزدیکی جداره‌های حلقه‌ها می‌باشد. علاوه بر این، با توجه به شکل ۵-ب مشاهده می‌شود که با افزایش تعداد سوراخ‌ها ضریب اصطکاک نسبت به حلقه‌های مخروطی سنتی ($n=0$) کاهش قابل ملاحظه‌ای می‌یابد. با افزایش تعداد سوراخ‌ها از صفر به ۳ ضریب اصطکاک در رینولدز



(ب)



(الف)

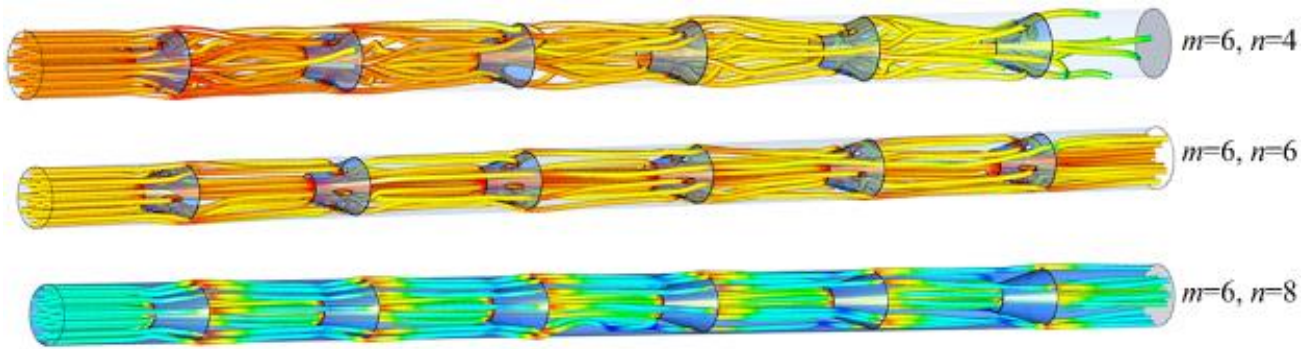
شکل ۷. ضریب عملکرد گرمائی محاسبه شده برحسب عدد رینولدز (الف) ازای مقادیر مختلف حلقه‌های مخروطی و (ب) تعداد مختلف سوراخ‌های حلقه‌های مخروطی

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

مخروطی به ازای $n = 12$ 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 ۱۲ سوراخ مطلوب می‌باشد.

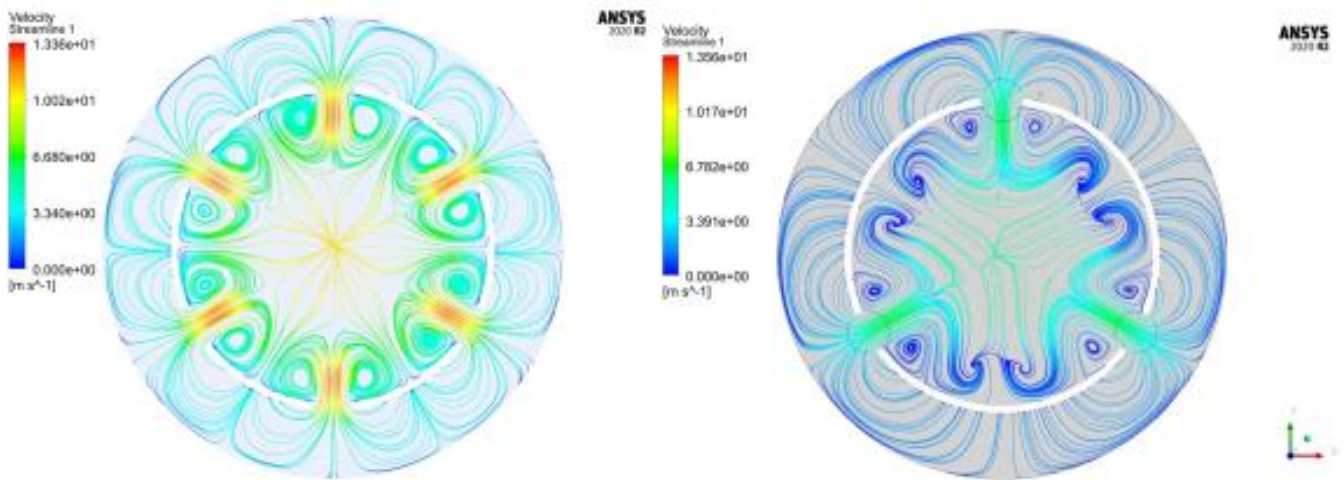
در شکل ۸ خطوط جریان در حالت $Re = 5000$ و $\epsilon = 6m$ و در حالت‌های مختلف تعداد سوراخ‌های حلقه مخروطی شکل نشان داده شده است. با توجه به این نتایج مشاهده می‌شود که افزایش تعداد سوراخ‌ها باعث کاهش موانع موجود در مقابل جریان سیال شده و در نتیجه آن عدد ناسلت و ضریب اصطکاک مبادله کن گرمائی لوله‌ای با حلقه‌های مخروطی کاهش می‌یابد. به منظور بررسی دقیق‌تر، در شکل ۹ خطوط سرعت جریان در سطح میانی حلقه‌های مخروطی ارائه شده با تعداد ۳ و ۶ سوراخ نشان داده شده است.

پس از بررسی جداگانه عدد ناسلت و ضریب اصطکاک، نوبت به بررسی اثر همزمان آن‌ها می‌رسد. در شکل ۷ 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 می‌شود که در حالت کلی پارامتر عملکرد حرارتی با بیشتر شدن عدد رینولدز افزایش می‌یابد که این مسئله به دلیل افزایش نسبت Nu/Nu_s و نیز کاهش نسبت f/f_s با نرخ بیشتر در اعداد رینولدز بالا می‌باشد. همچنین، با توجه به اینکه در حالت کلی مقدار η بزرگتر از واحد می‌باشد بنابراین عملکرد گرمائی لوله‌های دارای مخروط‌های سوراخ‌دار مطلوب می‌باشد. علاوه بر این، مشاهده می‌شود افزایش تعداد حلقه‌ها باعث بهبود عملکرد گرمائی مبادله کن گرمایی می‌شود. اما با توجه به شکل ۷ در خصوص تأثیر تعداد سوراخ‌های ایجاد شده بر روی حلقه‌های مخروطی رفتاری متفاوت مشاهده می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که در رینولدزهای پایین استفاده از حلقه‌های مخروطی به ازای $n = 3$ و $n = 12$ سوراخ به ترتیب بیشترین و کمترین عملکرد حرارتی را ایجاد می‌کنند. در مقابل با افزایش عددی رینولدز، عملکرد حرارتی حلقه‌های



شکل ۸. خطوط جریان در حالت $m=6$ و $Re=5000$ و در حالت‌های مختلف تعداد سوراخ‌های حلقه‌های مخروطی

Fig. 8. Flow lines in the case of $m=6$ and $Re = 5000$ and in different cases the number of holes of conical rings



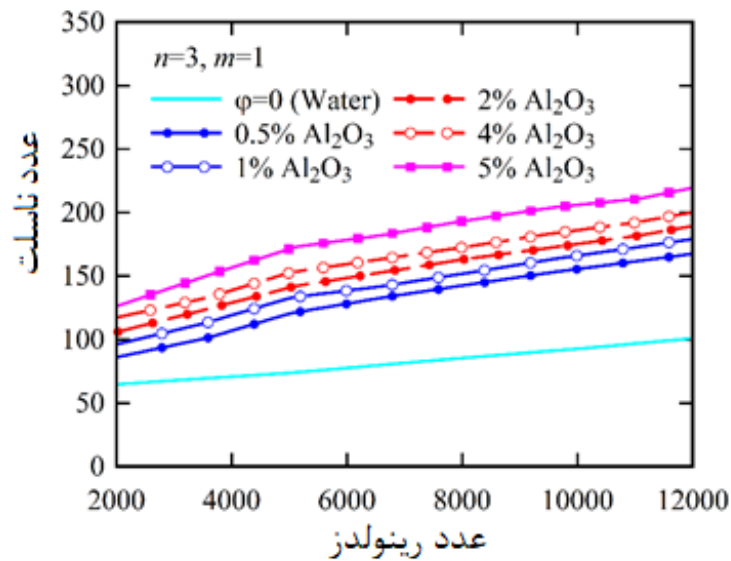
شکل ۹. خطوط سرعت جریان در سطح میانی حلقه‌های مخروطی ارائه شده با تعداد ۳ و ۶ سوراخ

Fig. 9. Flow velocity lines in the middle of the presented conical rings with 3 and 6 holes

آلومینیوم از صفر درصد تا ۵ درصد، عدد ناسلت به ازای $m=1$ و $n=3$ 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 می‌یابد. این روند را می‌توان این‌گونه 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

۴-۳- تأثیر مشخصات نانوذرات اکسید آلومینیوم

متداول‌ترین 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 می‌گردد و در نتیجه ضریب انتقال گرما و عدد ناسلت افزایش می‌یابد که با توجه به شکل ۱۰ با افزایش کسر حجمی نانوذرات اکسید



شکل ۱۰. تأثیر کسر حجمی نانوذرات اکسید آلومینیوم بر عدد ناسلت متوسط مبادله کن‌های 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

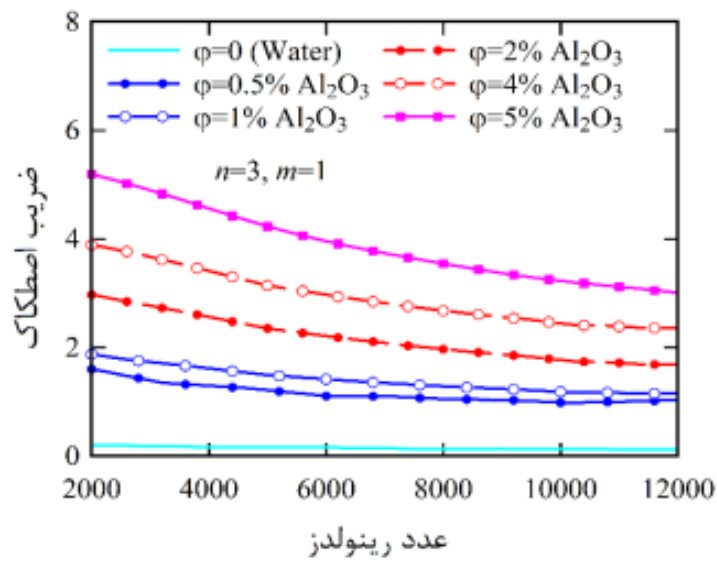
و $m=1$ نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد با افزایش عدد رینولدز ضریب اصطکاک برای آب خالص و نانوسیال کاهش می‌یابد. افزودن نانوذرات به سیال پایه سبب افزایش لزجت و در پی آن افزایش مقدار افت فشار است به طوری که با زیاد شدن غلظت حجمی نانوسیال ضریب اصطکاک افزایش پیدا می‌کند که با توجه به نتایج تا $1/7$ برابر 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 $0/2$ درصد باعث افزایش ۲۸ درصدی عدد ناسلت میانگین در حالت $n=3$ و $m=1$ می‌شود. در مقابل، در غیاب نانوسیال، استفاده از ۴ عدد حلقه مخروطی باعث افزایش ۸۴ درصدی عدد ناسلت نسبت به حالت $m=1$ 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.

این امر در نتیجه افزایش حرکات نامنظم مولکول‌های نانوذرات و تأثیر آن در پخش انرژی موجب بیشتر شدن ضریب انتقال گرمایی 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.

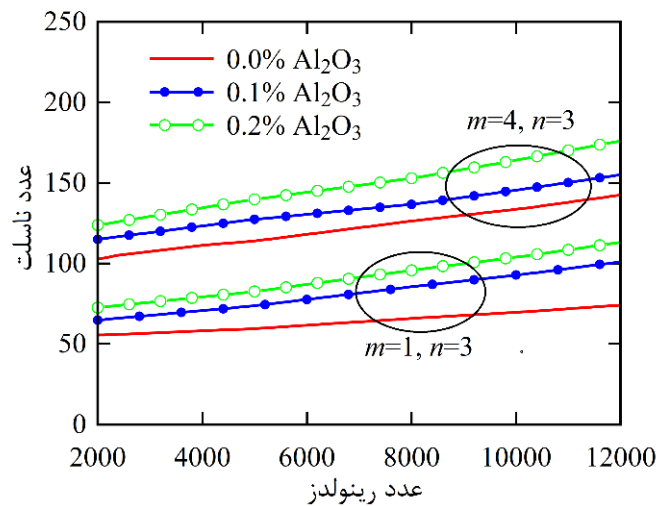
همچنین، تأثیر مثبت حرکت بروانی را می‌توان علت دیگر افزایش عدد ناسلت نانوسیال دانست. حرکات بی‌نظم و تصادفی نانوذرات درون سیال سبب می‌شود که توسعه لایه مرزی گرمایی به تأخیر افتاده و این امر منجر به افزایش ضریب انتقال گرمایی جابجایی و عدد ناسلت خواهد شد. علاوه بر این، مشاهده می‌شود که نسبت افزایش ضریب انتقال 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 ۵۰۰۰ برای سیال آب و نانوسیال با کسر جرمی $0/5$ درصد به ترتیب حدود 11% و 42% افزایش می‌یابد.

شکل ۱۱، تغییرات ضریب اصطکاک متوسط را بر حسب عدد رینولدز برای آب و نانوسیال اکسید آلومینیوم و در غلظت‌های وزنی مختلف برای مبادله کن‌های گرمایی لوله‌ای دارای حلقه‌های مخروطی و به ازای $n=3$



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

Fig. 11. Effect of volume fraction of Al_2O_3 nanoparticles on the average friction coefficient of a heat exchanger with a perforated conical ring



شکل ۱۲. تغییرات عدد ناسلت متوسط بر حسب عدد رینولدز و به ازای مقادیر مختلف کسر حجمی نانوذرات Al_2O_3

Fig. 12. Changes in the mean Nusselt number in terms of Reynolds number for different volume fraction of Al_2O_3 nanoparticles

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

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

شماره آزمایش	Re	m	n	ϕ (%)	Nu	f
۱	۱۲۰۰۰	۹	۱۲	۵	۱۸۹/۸	۴/۷
۲	۷۰۰۰	۴	۶	۲/۵	۱۴۶	۳/۲
۳	۲۰۰۰	۹	۱۲	۰	۵۸/۳	۵/۴
۴	۲۰۰۰	۰	۰	۰	۱۹/۴	۰/۱۵
۵	۱۲۰۰۰	۰	۰	۵	۶۴	۰/۳۲
۶	۲۰۰۰	۹	۰	۵	۱۷۶	۶/۷
۷	۱۲۰۰۰	۹	۰	۰	۲۷۳	۴/۵
۸	۷۰۰۰	۴	۶	۰	۱۲۰/۳	۲/۸
۹	۲۰۰۰	۲	۰	۰	۷۰/۷	۲/۶
۱۰	۱۲۰۰۰	۰	۰	۰	۳۸	۰/۰۸
۱۱	۱۲۰۰۰	۴	۳	۰	۱۶۸/۵	۲/۵
۱۲	۱۲۰۰۰	۶	۳	۵	۲۴۳/۱	۳/۴
۱۳	۱۲۰۰۰	۴	۰	۰	۱۷۸	۲/۸
۱۴	۲۰۰۰	۹	۶	۵	۱۵۶	۳/۲
۱۵	۱۲۰۰۰	۶	۰	۵	۲۵۵/۸	۳/۵
۱۶	۷۰۰۰	۴	۰	۰	۱۴۵	۳/۴
۱۷	۲۰۰۰	۶	۳	۰	۱۳۷/۸	۴/۸
۱۸	۷۰۰۰	۲	۳	۵	۹۷/۳	۲/۱
۱۹	۷۰۰۰	۶	۱۲	۲/۵	۸۳/۴	۳/۷
۲۰	۲۰۰۰	۶	۶	۵	۱۲۱/۴	۴/۹
۲۱	۱۲۰۰۰	۹	۰	۵	۳۰۴/۱	۵/۳

۵- آنالیز حساسیت

با توجه به قابلیت اطمینان ۹۵ درصد در آزمایش‌های مهندسی، مقدار پی کمتر از ۰/۰۵ به منظور تعیین اثر مؤلفه‌های مدل در نظر گرفته می‌شود. 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 می‌آید:

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^۱ در جدول ۴ آمده است. آنالیز واریانس میزان تأثیر پارامترهای ورودی و برهم‌کنش‌های آنها بر روی پاسخ خروجی و معادله رگرسیون را مشخص می‌نماید و در تحلیل و مدل‌سازی آزمایش‌ها نقش به‌سزایی دارد. همانطور که مشاهده می‌شود مقدار پی^۲ در آنالیز رگرسیون کمتر از ۰/۰۵ می‌باشد و R^2 در حدود ۹۶/۶۵ می‌باشد، که نشان دهنده معنادار و صحیح بودن مدل می‌باشد.

- 1 Anova
- 2 P-Value

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

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

مقدار پی	مقدار اف	میانگین مربعات <i>MS</i>	جمع مربعات <i>SS</i>	درجه آزادی <i>DF</i>	ترم‌ها
< ۰/۰۰۰۱	۲۷/۰۱	۱۱۸۰۶	۱۱۸۱۰۰	۱۰	مدل
۰/۰۰۵۸	۱۰/۶	۴۴۶۵	۴۴۶۸	۱	<i>Re</i>
۰/۰۰۹۳	۱۰/۳	۴۵۳۲	۴۵۰۳	۱	<i>m</i>
۰/۴۹۳۵	۰/۵۰۵۱	۲۲۴	۲۲۰	۱	<i>n</i>
۰/۰۸۹۰	۳/۵۵	۱۴۵۶	۱۵۵۰	۱	φ
۰/۰۲۰۱	۰/۱۳۴۵	۵۶/۳	۶۰	۱	<i>Re-m</i>
۰/۰۴۱۱	۰/۹۹۹۳	۴۳۶	۴۳۶	۱	<i>Re-n</i>
۰/۰۹۰۴	۳/۵۱	۱۵۳۴	۱۵۳۴	۱	<i>Re-φ</i>
۰/۰۰۴۶	۱۳/۲	۵۷۶۹	۵۷۶۹	۱	<i>m-n</i>
۰/۰۴۰۵	۰/۲۳۱۹	۱۰۱	۱۰۱	۱	<i>m-φ</i>
۰/۰۳۹۲	۲/۵۸	۱۱۲۸	۱۱۲۸	۱	<i>n-φ</i>

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 می‌گذارد.

بر اساس معادلات به دست آمده از اثر فاکتورهای مختلف بر مشخصات انتقال حرارت مبادله کن‌های گرمایی لوله‌ای، امکان پیش‌بینی 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 ۴۰) را نشان می‌دهد. از آنجایی که افزایش تعداد سوراخ‌ها باعث کاهش آشفته‌گی جریان می‌شود، بنابراین عدد ناسلت کاهش می‌یابد که این نتیجه با توجه به شکل ۱۴ الف 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 گرمایی سیال دارای درصد وزنی بالاتر نانوذرات نسبت به سیال دارای درصد وزنی‌های کمتر نانوذرات می‌باشد.

$$Nu = 134/86 + 30/38 Re + 44/86 m - 8/98 n + 16/26 \varphi + 4/69 Re \times m - 12/78 Re \times n + 19/30 Re \times \varphi -$$

$$69/31 m \times n + 4/26 m \times \varphi + 24/40 n \times \varphi$$

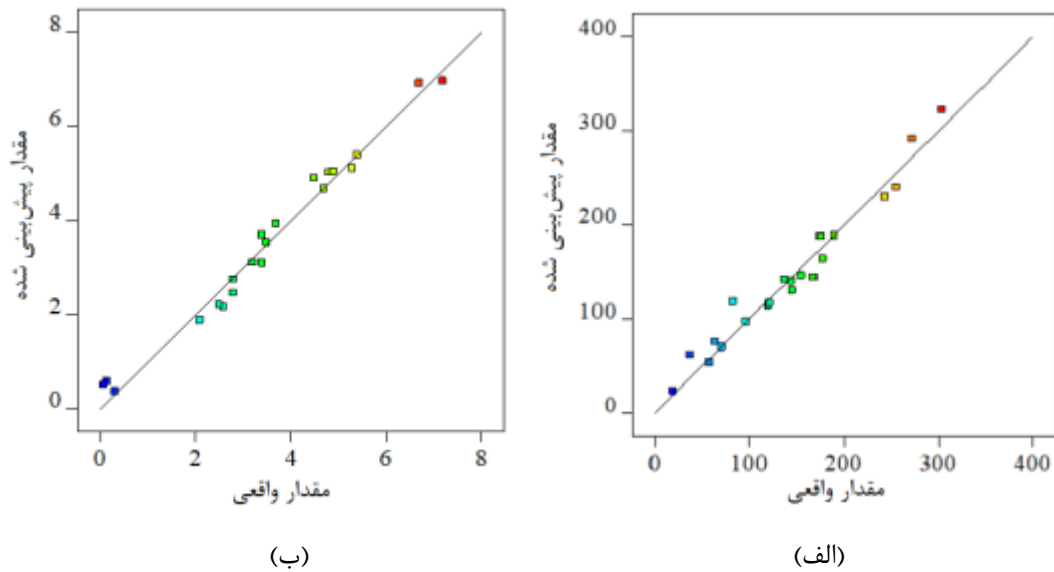
$$f = 3/3 - 0/16019 Re + 2/13 m -$$

$$0/1494 n + 0/3705 \varphi - 0/16768 Re \times m$$

$$- 0/1273 Re \times n + 0/2221 Re \times \varphi -$$

$$0/8319 m \times n + 0/10852 m \times \varphi + 0/5976 n \times \varphi$$

همانطور که از روابط (۱۵) و (۱۶) دیده می‌شود جملات شامل تعداد سوراخ‌های حلقه مخروطی، π ، دارای ضریب منفی هستند که نشان دهنده تأثیر نامطلوب این پارامتر بر عدد ناسلت و تأثیر مطلوب آن بر ضریب اصطکاک می‌باشد و در نتیجه با افزایش، π عدد ناسلت و ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد. با توجه به نتایج نشان داده شده در شکل ۱۳ که رابطه بین مقادیر پیش‌بینی شده و مقادیر واقعی را نشان می‌دهد، مشاهده می‌شود 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

اصطکاک به صورت منحنی‌های برهم‌کنش 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.

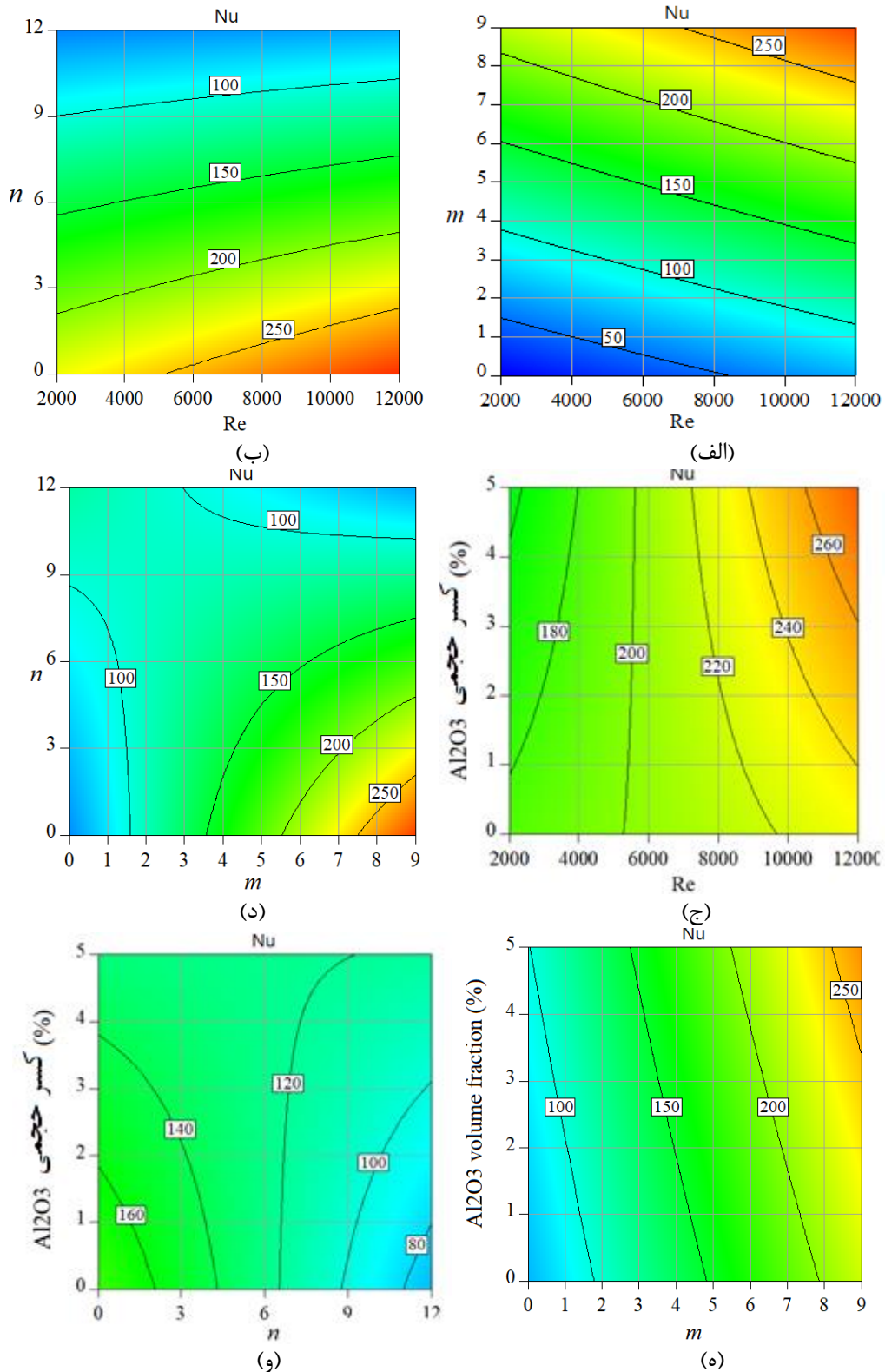
- حداقل افزایش عدد ناسلت متوسط با استفاده از این نوع آشوبگرها به ازای $m=1$ به دست می‌آید که در حدود ۲۳۹ درصد نسبت به لوله بدون آشوبگر بیشتر می‌باشد.

- با افزایش تعداد سوراخ‌ها مقاومت حرارتی سیال کاهش یافته و در نتیجه عدد ناسلت کمتر می‌شود. به عنوان نمونه به ازای $m=6$ ، 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 گرمایی لوله‌ای با حلقه‌های مخروطی کاهش می‌یابد.

به منظور تعیین مشخصات بهینه جهت دستیابی به حداکثر مقدار عدد ناسلت، از روش بهینه‌سازی چند متغیره استفاده گردید. بر اساس، بررسی‌های انجام شده شرایط بهینه برای دستیابی به بیشترین عدد ناسلت به ازای $Re=12000$ ، $m=9$ ، $n=2$ و ϕ برابر ۵ درصد بوده و در این حالت عدد ناسلت برابر $321/34$ و ضریب اصطکاک برابر $3/56$ به دست آمد.

۶- نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر با استفاده از شبیه‌سازی عددی به بررسی عملکرد گرمایی و آنالیز حساسیت در مبادله کن‌های گرمایی لوله‌ای دارای حلقه‌های مخروطی پرداخته شد. به منظور بهبود مشخصات گرمایی، 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 تحلیل داده‌ها اثرات متقابل فاکتورهای مختلف بر عدد ناسلت و ضریب



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. Gaddekar, 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 viscous 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 $m=1$ و $n=3$ 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 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 به 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 $Re=12000$ ، $m=9$ ، $n=2$ و $\phi=5\%$ بوده و در این حالت عدد ناسلت برابر $321/34$ و ضریب اصطکاک برابر $3/56$ 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 هیچ‌گونه تعارض منافع با سازمان یا اشخاص حقیقی و حقوقی ندارد.

منابع

- [1] 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 ZrO₂ nanofluids, *Journal*

- conical turbulators, *Energy Conversion and Management*, 45(5) (2004) 785-796.
- [22] P. Promvong, 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. Promvong, 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. Khazae, S. Gharekhani, 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 conical-rings, *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. Rezaee, 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 fardadi, 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 fardadi, 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 turbulent 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. Pesteej, 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.

DOI: 10.22060/mej.2021.19808.7120



