Journal Of Energy Conversion
Volume: 8, Issue: 1, 2021

نشریه علمی-تخصصی تبدیل انرژی (JEED)
دوره ۸، شماره ۱، بهار ۱۴۰۰

بررسی رفتار ترموهیدرولیکی جریان در مبدل حرارتی لوله ای با دو آشوبگر نوار پیچشی سوراخ دار همراه با نانو سیال اکسید آلومنیوم

احمد نبهانی[1*]، عباس کوثری نیا[2]

*۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک تبدیل انرژی a.nabhani@gmail.com
۲- استادیار گروه مهندسی مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد اهواز kosarineia@gmail.com

دریافت: ۱۳۹۹/۱۲/۱۷، بازنگری: ۱۴۰۰/۰۲/۲۰، پذیرش: ۱۴۰۰/۰۲/۲۸

چکیده

در این مقاله با کمک روش حل عددی رفتار ترموهیدرولیکی سیال در یک لوله مبدل حرارتی بررسی شده و هندسه بهینه همزمان دو آشوبگر نوار پیچشی سوراخ دار همراه با نانو سیال به منظور اکتساب بیشترین ضریب بهبود بهبود حرارتی ارائه شده است. تحلیل برای جریانی با محدوده عدد رینولدز ۱۰۰۰۰ تا ۳۰۰۰۰ و آشوبگر با سه گام متفاوت و چهار درصد متفاوت نانو سیال اکسید آلومنیوم در جریان، انجام گرفته است. با توجه به اثر دوگانه آشوبگر ها بر رفتار ترموهیدرولیکی سیستم، از مفهوم ضریب بهبود حرارتی که در بر دارنده همزمان اثر ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک است استفاده شده است. نتایج شبیه سازی نشان می دهد که با کاهش نسبت گام، عدد ناسلت افزایش می یابد. حداکثر مقدار افزایش عدد ناسلت در عدد رینولدز ۳۰۰۰۰ برای نسبت پیچش ۲/۵ است و حدود ۳٪ می باشد. حداقل مقدار بهبود در نسبت گام ۴ و عدد رینولدز ۱۰۰۰۰ اتفاق می افتد. ضریب عملکرد حرارتی برای تمام نسبت های پیچش مختلف، با افزایش عدد رینولدز روند کاهشی دارد و در نسبت پیچش های ۲/۵ و ۳/۲۵ و ۴ حداکثر مقدار آنها به ترتیب ۱/۷۲ و ۱/۶۴و ۱/۶۱می باشد. همچنین با افزایش درصد حجمی نانو ذرات مقدار ضریب عملکرد حرارتی افزایش می یابد.

* **عهده‌دار مکاتبات:** a.nabhani@gmail.com

کلمات کلیدی: **مبدل حرارتی، نانوسیال، آشوبگر پیچشی سوراخ دار، بهبود ضریب عملکرد حرارتی.**

۱- مقدمه

در حال حاضر، با توجه به کاهش روزافزون منابع انرژی فسیلی، انرژی به موضوعی حیاتی برای بشر تبدیل شده است. همچنین با توجه به آلودگی های زیست محیطی، مبحث طراحی سامانه های با راندمان انرژی بالا بسیار اهمیت یافته است. یکی از سامانه هایی که کاربرد گسترده ای در صنایع مختلف همچون پالایشگاه، الکترونیک، تاسیسات ساختمانی و ... دارد، مبدل های حرارتی می باشند.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.1.5.9]

دستیابی به مبدل هایی با اندازه کوچک و سبک با راندمان حرارتی بالا، همواره از موضوعات پر اهمیت در علم مکانیک شناخته شده که توجه محققان بسیاری را در سراسر دنیا به خود جلب کرده است. روش های مختلفی برای بهبود انتقال حرارت در مبدل های حرارتی ارائه شده است. از این میان، استفاده از آشوبگر ها یکی از متداول ترین و کارآترین روش ها شناخته می شود. آشوبگر ها به دو طریق باعث بهبود انتقال حرارت می شوند:

۱. افزایش سطح موثر انتقال حرارت
۲. افزایش ضریب حرارتی جابجایی با ایجاد آشفتگی در جریان و آشفته کردن زیر لایه آرام در نزدیکی دیواره

البته باید توجه داشت، آشفتگی ایجاد شده در جریان، از سوی مقابل باعث افزایش افت فشار در مبدل های حرارتی می شود که یک عامل نا مطلوب در مبدل ها به شمار میرود. از این رو طراحی و به کارگیری آشوبگرها یک مسئله دو وجهی می باشد که در زمان طراحی باید توجه ویژه ای به آن شود.

تا کنون تحقیقات آزمایشگاهی و عددی مختلفی در زمینه بهینه سازی آشوبگر های نوار های مارپیچ در مبدل های حرارتی جهت بهبود انتقال حرارت انجام گرفته است. نوار های پیچیده، مرسوم ترین آشوبگر یا مانعی است که بسیاری از محققان برای افزایش انتقال حرارت استفاده میکنند [۱]. نوارهای پیچیده کوتاه ، نوار های دندانه دار پیچ خورده، نوارهای دندانه دار دوطرفه و نوار های پیچ خورده با سیم توسط ایماسا و پروم ونگ [2] ایماسا و همکاران[۳] مورد بررسی قرارگرفته اند. آنها برروی طول های مختلف نوارهای پیچیده کار می کردند و عملکرد آنها را با نوار پیچیده ی کامل مقایسه می کردند. آنهاگزارش دادند که نوارهای پیچ خورده، بهترین نتیجه را برای انتقال گرما دارند. آنها همچنین خاطرنشان کردند که افزایش میزان دندانه ها روی نوار های پیچیده، کاهش قابل توجه افت فشار در بخش آزمون را نشان می دهد. در این مطالعه همچنین گزارش شده است که حداکثر ضریب انتقال حرارت جابجایی، در حداقل نسبت پیچش اتفاق خواهد افتاد.

سینگ و همکاران [۴]، حلقه های دایره ای با چند نوار پیچ خورده را تعبیه کردند و بهبود قابل ملاحظه ای در ضریب عملکرد حرارتی برای نسبت های پیچش کم و چهارضلعی پیچ خورده بدست آوردند. چانگ و همکاران [۵]، استفاده از نوارهای پیچیده را برای افزایش انتقال حرارت مبدل های حرارتی لوله ای گزارش داده اند. آنها حداکثر مقدار عدد ناسلت را برای نوارهای پیچیده با طول کامل در نسبت پیچش کم گزارش کردند. سینگ و همکاران [۶] رفتار Nu و f را در یک لوله مدور به حضور یک نوار پانچ شده دندانه دار مورد مطالعه قرار دادند. آنها مشاهده کردند که مقدار Nu و f به ترتیب به نسبت ۶/۹۶ و ۸/۳۴ نسبت به لوله صاف افزایش می یابد. نوار های خمیده دندانه دار توسط اسکیلونگ [۷] مورد بررسی قرار گرفتند. آنها افزایش ۱/۷۶ – ۱/۶۲ را در مقدار ضریب عملکرد حرارتی را گزارش دادند. عمرو لطیف [8] نوارهای سیمی حلقوی با سطح مقطع دایره ای و مستطیلی را مورد بررسی قرار داد و مقادیر Nu و f برای نوار های حلقوی مستطیلی نسبت به دایره ای بیشتر بودند.

ایجاد سوراخ در نوارهای پیچیده توسط نانان و همکاران [۹] مورد بررسی قرار گرفت. آنها کاهش قابل توجهی در افت فشار با نوار های پیچیده سوراخ شده گزارش کرده اند. علاوه بر این، درمقایسه با کاهش افت فشار، به علت سوراخ شدن ، مقادیر عدد ناسلت، کاهش یافته است. به طور مشابه، باویا و همکاران [۱۰] نوار های پیچیده دو طرفه سوراخ شده و نوار های پیچ خورده سه گانه را به عنوان هندسه برای افزایش انتقال حرارت معرفی کردند. آنها افزایش قابل توجهی در انتقال حرارت با افزایش تعداد نوارهای پیچیده، مشاهده کرده اند و برتر بودن نوارهای پیچ خورده سه گانه را برروی نوارهای تک و دو پیچی نشان دادند. ایماسا و پروم و ونگ [۱۱] از حلقه مخروطی با نوار های پیچ خورده با مقادیر مختلف نسبت قطر، نسبت گام و نسبت پیچ و تاب استفاده می کنند. این مطالعه نشان داد که حد اکثر عدد ناسلت برای کمترین نسبت گام خواهد بود. مقایسه عملکرد هندسه های موانع مختلف توسط کومار و همکاران [۱۲] موردمطالعه قرار گرفت و آنها اهمیت سوراخ در کنترل عامل اصطکاک را برای افزایش عملکرد کلی سیستم پیشنهاد کردند.

در مقاله های دیگر پژوهشی، کومار و همکاران [۱۳] انتقال حرارت و رفتار سیال لوله های دایره ای با سطح مانع دار، دیسک دایره ای و دیسک دایره ای سوراخ شده را به ترتیب بررسی کردند. آنها همچنین برتری تخلخل های سطح را نسبت به

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.1.5.9]

لوله صاف گزارش دادند و به جز نسبت گام و نسبت قطر، که پارامتر های مشترک برای بسیاری از مطالعات است، شاخص سوراخ روی سطح را از ۰ تا ۲۴ درصد در کار خود بررسی کردند و گزارش دادند که سوراخ در هندسه یک روش امیدوار کننده برای بهبود عملکرد کلی سیستم است. به همین ترتیب ایماسا و پروم و ونگ [۱۴] نازل مخروطی را با فضای آزاد و نازل همگرا-واگرا را به عنوان موانع در مبدل های حرارتی بررسی کردند. این مطالعه نشان داد که افت فشار بالا در طول جریان لوله، به طور پیوسته ضریب عملکرد کلی سیستم را کاهش می دهد. به روش مشابه، هندسه های دیگر نیز مانند حلقه گردابی شکل مایل توسط پروم و ونگ و همکاران [۱۵]، حلقه پیچ خورده توسط تیان پونگ و همکاران [۱۶] و حلقه مخروطی سوراخ شده توسط کونگ کایت پی بن و همکاران[۱۷] گزارش شده است. اخیرا چاملی و همکاران [۱۸] برتر بودن سوراخ ایجاد شده بر روی سطح موانع آشفته ساز را گزارش داده اند. متهانی و کومار [۱۹] اخیرا تاثیر نوارهای حلقوی پانچ شده بر عملکرد رفتار جریان ترموهیدرولیکی را در یک لوله مدور مبدل حرارتی در بازه عدد رینولدز ۴۰۰۰ تا ۳۰۰۰۰ مورد مطالعه قرار دادند. با توجه به پژوهش های مختلفی که در این حوزه با استفاده از نوار پیچ خورده به آن پرداخته شده است، بررسی رفتار یک نوع آشوبگر با استفاده از وجود سوراخ دایره ای در مرکز سطح نوار با دو نوار پیچ خورده در کنار هم همانطور که در شکل ۱ نشان داده شده است، ضروری و مفید میباشد.

همچنین استفاده کردن از نانو ذرات در سیال یکی دیگر از روش های غیر فعال برای بهبود انتقال حرارت در دستگاه های حرارتی می باشد. با توجه به اندازه نانوذرات و سطح ویژه بزرگی که دارند، وقتی که در مایعات پراکنده می شوند، خواص منحصر به فردی از قبیل ضریب هدایت گرمایی بالا، مدت زمان پایداری بیشتر و فرسایش کمتر به سیال میدهند لذا مورد توجه ویژه پژوهشگران قرار گرفته است. مطالعات تجربی و عددی نشان داده که حضور نانو ذرات در سیال پایه، موجب افزایش ضریب هدایتی و جایجایی می شود. در این مطالعه تاثیر ترکیبی از آشفته ساز همراه با نانو سیال اکسید آلومینیم – آب، با درصد حجمی یک تا چهار درصد، در لوله مبدل حرارتی مورد بررسی قرار می گیرد.

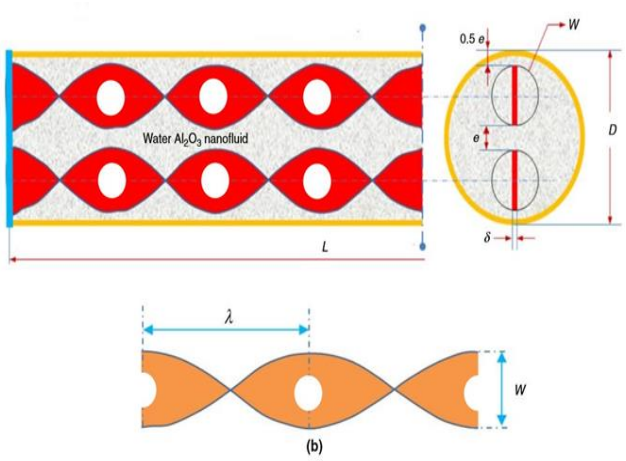
آنچه تا کنون در پژوهش های مختلف در این حوزه به آن پرداخته شده است بررسی رفتار و بهینه سازی یک نوع آشوبگر نوار پیچشی (مثلا دندانه دار، پروانه ای و برش های هندسی V شکل) بوده است و هیچ گاه مقایسه ای کلی استفاده همزمان از دو نوار پیچشی طولی سوراخ دار، انجام نپذیرفته است. در این پژوهش از دو نوار پیچشی سوراخ دار با گام های متفاوت (شکل ۱) به عنوان آشوبگر مورد استفاده قرار گرفته است. رفتار ترمو هیدرولیکی یک مبدل لوله ای که در مرجع [1و2] به کار رفته است، در اینجا به عنوان نمونه مورد توجه قرار می گیرد. عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب بهبود عملکرد حرارتی به روش حل عددی محاسبه شده و همزمان تاثیر نانو سیال اکسید آلومنیوم نیز مورد بررسی قرار می گیرد.

۲- مدل سازی و معادلات حاکم

در این مقاله مبدل لوله ای و نوار های پیچشی بدون سوراخ مرجع [۱و۲] با مشخصات هندسی قید شده در جدول ۱ و شرایط حاکم بر آن مدل سازی انتخاب شده است. دمای ورودی جریان ۲۹۰ درجه کلوین و سرعت ورودی آن در بازه اعداد رینولدز از ۱۰۰۰۰ تا ۳۰۰۰۰ انتخاب شده و طول لوله در معرض شار حرارتی w/m^2 ۲۰۰۰۰ قرار دارد. حوزه حل عددی مساله در ورودی جریان ۸ برابر قطر لوله در نظر گرفته شده است تا بتوان از ورود یک جریان یکنواخت در ورودی کانال اطمینان حاصل کرد [۲۰].

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.1.5.9]



شکل ۱ طرح هندسی اولیه نوار های تابیده شده ی پانچ شده [۱]

جدول ۱ مشخصات هندسه لوله مبدل حرارتی

طول لوله (L)	۱ متر
قطر لوله (D)	۰/۰۲ متر
عرض هر نوار (w)	۰/۰۰۹ متر
ضخامت نوار (δ)	۰/۰۰۱ متر
قطر پانچ (d_h)	۰/۰۰۶ متر

همچنین برای اینکه بتوان در خروجی یک جریان یکنواخت بدون چرخشی داشت، خروجی جریان نیز ۱۲ برابر قطر لوله لحاظ شده است[۲۰]. معادلات حاکم در مدل سازی رفتار ترموهیدرولیکی جریان سیال، معادله پیوستگی، مومنتوم و انرژی می باشد که شکل پایانی آن ها در دستگاه مختصات کارتزین عبارتند از:

معادله پیوستگی[۲۱] :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (۱)$$

معادله مومنتوم[۲۱] :

$$\frac{\partial}{\partial X_i}(\partial u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u_j}{\partial X_i} + \frac{2}{3}\times\delta_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial X_j}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial X_i}(-\rho u_i u_j) \quad (۲)$$

معادله انرژی[۲۰]:

$$\frac{\partial}{\partial X_i}\left(u_i(E\rho + P)\right) = \frac{\partial}{\partial X_i}\left[\left(\lambda + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t}\right)\frac{\partial T}{\partial X_j} + U_j(\tau_{ij})_{eff}\right] \quad (۳)$$

در معادله بالا E انرژی کامل، $(\tau_{ij})_{eff}$ انحراف تانسور تنش است که به صورت زیر بیان می شود[۱]:

$$E = C_p T - \left(\frac{p}{\rho}\right) + (u^2/2) \quad (۴)$$

$$(\tau_{ij})_{eff} = [\mu_{eff}\left(\frac{\partial u_j}{\partial X_i} + \frac{\partial u_i}{\partial X_i}\right) - \frac{2}{3}\mu_{eff}\frac{\partial u_i}{\partial X_j}\delta_{ij}] \quad (۵)$$

مدل مورد استفاده شده برای انتقال تنش برشی $k-\omega$، عبارت است از [۱]:

$$\frac{\partial}{\partial X_i}(\rho K u_i) = \frac{\partial}{\partial X_j}\left(\Gamma_k \frac{\partial K}{\partial X_j}\right) + G_k + Y_k + S_k \quad (۶)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.1.5.9]

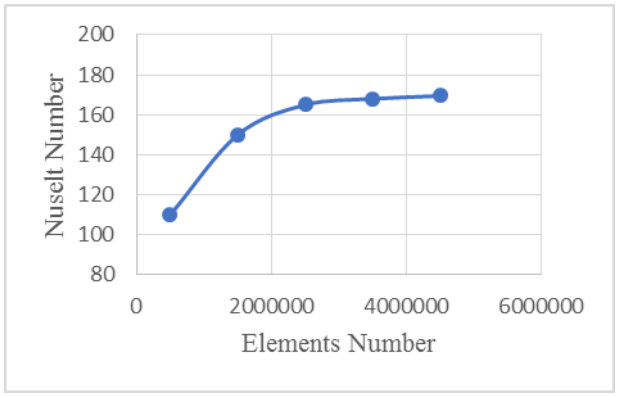
$$\frac{\partial}{\partial X_i}(\rho\omega k u_i) = \frac{\partial}{\partial X_i}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial K}{\partial X_j}\right) + G_\omega + Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (۷)$$

در معادلات بالا G_k نرخ تولید انرژی جنبشی از گرادیان سرعت متوسط، G_w نرخ تولید ω از جریان میانگین، Γ_ω و Γ_k پارامتر های موثر k و ω و Y_k و Y_ω نرخ انرژی هدر رفته از k و ω به دلیل آشفتگی می باشند.

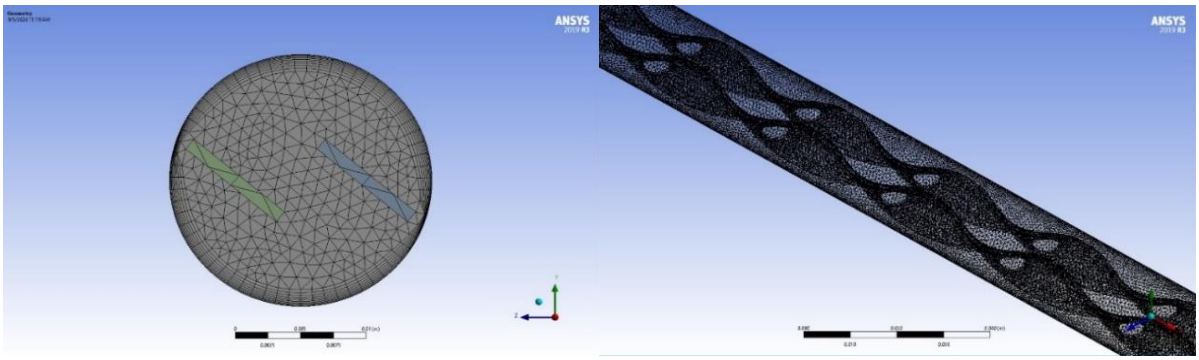
۳- حل عددی

۳-۱- شبکه محاسباتی

برای شبکه بندی هندسه مبدل حرارتی از المان های مثلثی استفاده شده است(شکل ۲). شبکه بندی با استفاده از نرم افزار Ansys Fluent انجام شده است. بررسی استقلال حل از نحوه شبکه بندی در شکل ۳ نشان داده شده است. همانطور که در شکل نشان داده شده، شبکه نهایی با تعداد ۳۵۰۰۰۰۰ سلول محاسباتی برای مساله در نظر گرفته می شود.



شکل ۲ نمودار بررسی کاهش خطا و استقلال در شبکه بندی هندسه



شکل ۳ شماتیک شبکه بندی لوله مبدل حرارتی در محیط Ansys

۳-۲- روش حل عددی

معادلات حاکم با استفاده از نرم افزار محاسبات دینامیک سیالات Ansys Fluent 2019 حل شده اند. تمام تنظیمات برای حل معادلات در الگوریتم مرتبه دوم قرار داده شد. تمام حل ها بر اساس محاسبه دامنه فشار و با روش الگوریتم سیمپل انجام شد. برای شبیه سازی جریان آشفته از مدل $K-\omega\ sst$ کمک گرفته شد.

به منظور ارزیابی رفتار ترموهیدرولیکی یک مبدل از سه پارامتر عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب بهبود انتقال حرارت استفاده می شود. عدد بدون بعد ناسلت متوسط که نمایان بهبود انتقال حرارت در طول مبدل است، به صورت رابطه زیر بیان می شود[۲۲]:

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.1.5.9]

$$Nu = {}^{hD}/_{K} \quad (۸)$$

که در آن h ضریب انتقال حرارت جابجایی محلی، D قطر لوله و k ضریب هدایتی حرارتی است. همچنین ضریب اصطکاک که بیان گر افت فشار ΔP در طول مبدل L است به شکل رابطه زیر تعریف می شود[۲۲]:

$$f = (\frac{D}{L})(\frac{۲\Delta P}{\rho U^{۲}}) \quad (۹)$$

به منظور در نظر گرفتن اثر دوگانه آشوبگر بر رفتار ترموهیدرولیکی، یعنی افزایش انتقال حرارت و در سوی مقابل افت فشار، پارامتری به نام ضریب بهبود انتقال حرارت به شکل معادله زیر معرفی می شود. هرچه ضریب بهبود حرارتی یک مبدل بالاتر باشد، مبدل حرارتی کارآتر است، به این ترتیب که مبدل حرارتی در ازای یک افت فشار مشخص، نرخ انتقال حرارت بیشتری خواهد داشت[22].

$$PEC = \frac{Nu \ \ /Nu_o}{f/f_o} \quad (۱۰)$$

۳-۳. خواص ترمو فیزیکی نانوسیال

خواص ترمو فیزیکی آب و نانو ذرات در دمای محیط مشخص میباشند (جدول۲). با توجه به روابط گفته شده در مقاله مرجع برای بدست آوردن خواص سیال تک فاز و نیوتونی در ۴ درصد حجمی مختلف از نانو ذرات اکسید آلومنیوم به قطر ۱۰۰ نانومتر از جدول زیر استفاده و نتایج را به نرم افزار معرفی شد.

جدول ۲ خواص ترموفیزیکی آب خالص و اکسید آلومنیوم

ماده	چگالی	لزجت	ظرفیت گرمایی	هدایت حرارتی
آب خالص	۹۹۷/۱	۸۹۱ * ۱۰$^{-۶}$	۴۱۷۹	**۰/۶۱۳**
اکسید آلومنیوم	۳۹۷۰	-	۷۶۵	**۴۰**

روابط تجربی مورد نیاز برای بدست آوردن خواص در درصد های مختلف حجمی از مقاله مرجع استخراج شده و به ترتیب مورد محاسبه قرار گرفته شد و نتایج آن به نرم افزار معرفی شد.

چگالی[۱]:

$$\rho_{nf} = (1-\varphi)\rho_{bf} + \varphi\rho_{np} \quad (۱۱)$$

ظرفیت گرمایی[۱]:

$$(C_p)_{nf} = (1-\varphi)(C_p)_{bf} + \varphi(C_p)_{nf} \quad (۱۲)$$

لزجت[۱]:

$$\mu_{nf} = \mu_f / (1-\varphi)^{2.5} \quad (۱۳)$$

هدایت گرمایی[۱]:

$$\frac{K_{nf}}{K_f} = \frac{K_{np} + 2K_f + 2\varphi(K_{np} - K_F)}{K_{np} + 2K_f + \varphi(K_{np} - K_F)} \quad (۱۴)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

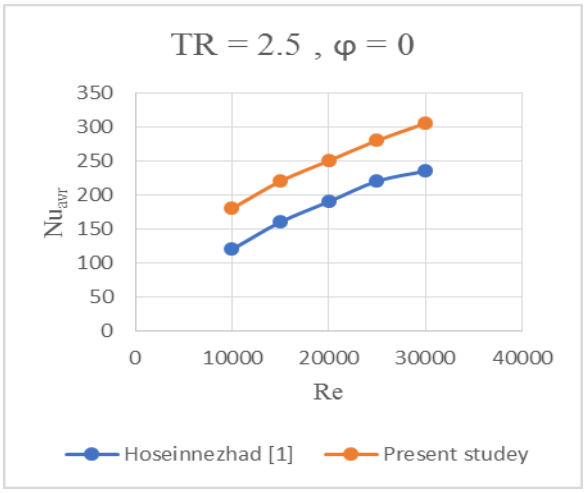
[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.1.5.9]

۴- تحلیل نتایج

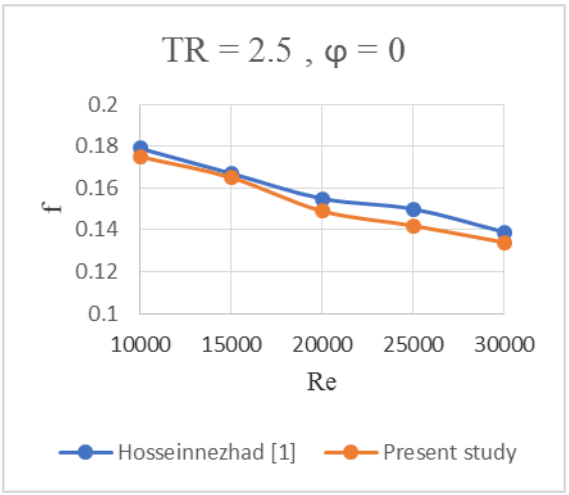
۴-۱. اعتبار سنجی نتایج

در شکل های ۴ و ۵ عدد ناسلت و ضریب اصطکاک برای پژوهش حاضر با نتایج عددی حسین نژاد [۱] اعتبار سنجی شده است. حسینی نژاد و همکارانش [۱] به صورت عددی جریان سیال و انتقال حرارت نانوسیال آب و اکسید آلومنیوم را در محدوده عدد رینولدز ۱۰۰۰۰ – ۳۰۰۰۰ مطالعه و بررسی کردند. آنها تاثیر استفاده از دو نوار پیچیده شده با نسبت پیچش ۲/۵ و ۳/۲۵ و ۴ را مطالعه کردند. در پژوهش حاضر با بررسی پارامتر های عددی متوسط ناسلت و ضریب اصطکاک در محدوده های مختلف عدد رینولدز، می توان مشاهده نمود که فرضیات در نظر گرفته شده، روش حل عددی و روش تلاطم انتخاب شده دارای دقت قابل قبولی می باشند.

لازم به ذکر است، با توجه به نمودار اعتبار سنجی این درصد خطا برای عدد ناسلت (حدود ۲۵ درصد) می تواند به علت این باشد که در اعتبار سنجی از نوار های پیچشی پانچ شده استفاده شده است. این نوارها سبب اختلاط بیشتر و بهتر جریان و در نتیجه افزایش عدد ناسلت را به همراه خواهند داشت. همچنین درصد خطا در ضریب اصطکاک در شکل ۵ حدود ۳ درصد می باشد.



شکل۴ مقایسه نتایج اعداد ناسلت با رشد عدد رینولدز در تحقیق حاضر و پژوهش حسین نژاد [۱]



شکل۵ مقایسه نتایج ضریب اصطکاک با رشد عدد رینولدز تحقیق حاضر و پژوهش حسین نژاد [۱]

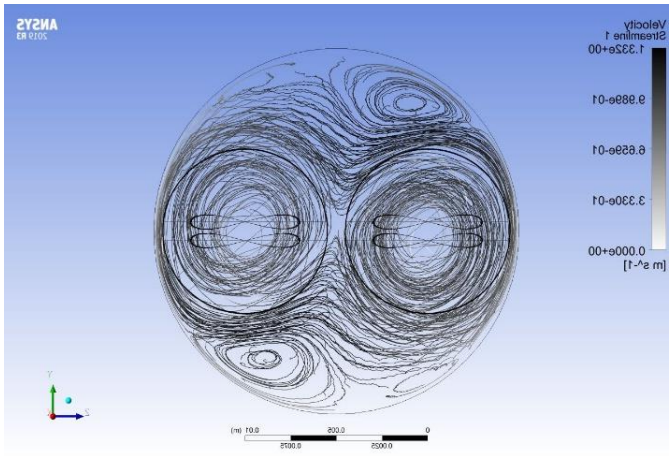
۴-۲. توزیع سرعت و خطوط جریان در مسیر لوله مبدل حرارتی

با توجه به وجود دو نوار در داخل لوله ، دو جریان چرخشی تولید می شود و جریان سیال را تحت تاثیر قرار می دهد و سبب اختلاط بهتر جریان می شود. بنابراین نرخ رشد انتقال حرارت (عدد ناسلت) را بهبود می دهد، همانطور که در شکل ۴ نشان داده شد. این مشاهده همچنین توسط نتایج بدست آمده نیز تایید شده است که نوار های پانچ شده (سوراخ شده) دارای مقادیر عدد ناسلت بیشتری از نوار های بدون پانچ می باشند[23]. همچنین هرچه عدد رینولدز افزایش یابد، این تفاوت محسوس تر می باشد.

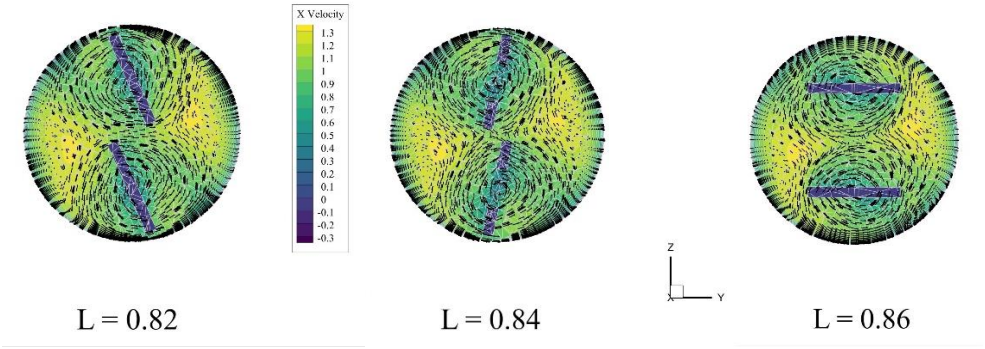
در شکل های ۶ و ۷ جریان های چرخشی ایجاد شده در چند مقطع لوله در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰ نشان داده شده است. در این عدد رینولدز می توان مشاهده نمود که با افزایش طول در جهت جریان، امکان وجود جریان چرخشی بین نوارها، افزایش میابد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.1.5.9]



شکل ۶ خطوط جریان در راستای لوله مبدل حرارتی در مقطع ۵/



شکل ۷ توزیع سرعت و خطوط جریان در سطح مقطع طول ۰/۸۲ و ۰/۸۴ و ۰/۸۶

۴-۳. تاثیر گام های مختلف در انتقال حرارت

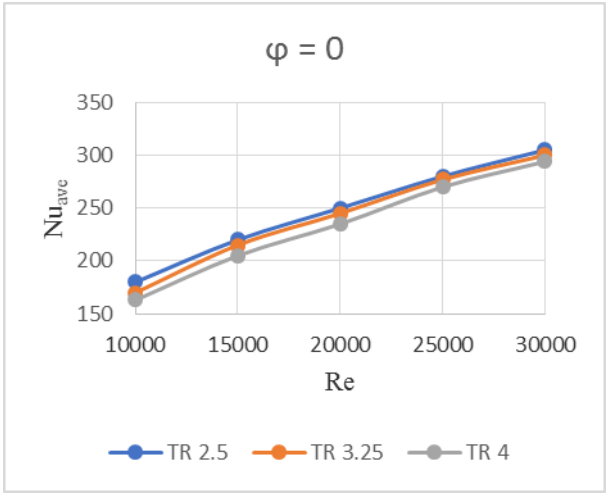
شکل ۸ رابطه بین عدد ناسلت و عدد رینولدز در لوله مبدل حرارتی به همراه دو نوار تابیده شده و پانچ (سوراخ) شده برای نسبت گام های مختلف را نشان می دهد. از شکل ۸ مشاهده می شود که عدد ناسلت، با افزایش عدد رینولدز (سرعت) برای تمام گام ها افزایش می یابد. این افزایش عدد ناسلت را می توان به دلیل افزایش شدت تلاطم در اثر افزایش عدد رینولدز که سبب بزرگی ضریب انتقال حرارت می شود، توجیح نمود.

همچنین می توان مشاهده نمود که با کاهش نسبت گام، عدد متوسط ناسلت بهبود می یابد. دلیل این رفتار را میتوان به دلیل بهبود و شدت چرخش جریان در گام کوچک دانست که به سبب تحت تاثیر گذاشتن بیشتر لایه مرزی در امتداد مسیر جریان می شود(یعنی اینکه با شدت گرفتن مسیر جریان در امتداد نوار با نسبت گام کوچکتر نسبت به دیگر گامها، از رشد سریع لایه مرزی جلوگیری می شود.). بنابراین گرما بهتر می تواند در لایه مرزی نازک انتقال یابد. به معنی دیگر مدت انتقال حرارت بین سیال عامل و دیواره لوله افزایش می یابد و این نتایج با نتایج بدست آمده در تحقیقات حسین نژاد[۱] و ایماسا و همکاران [۲] همخوانی بسیار نزدیکی دارد.

همچنین میتوان از نمودار شکل ۴ مشاهده نمود که عدد ناسلت برای نوار های پانچ شده نسبت به نوار های ساده افزایش می یابد. این افزایش می تواند به دلیل این باشد که در حقیقت نوار های پانچ شده با ایجاد جریان چرخشی یا جریان ثانویه سبب می شود که جریان سیال، مسیر بیشتری را در داخل لوله طی کند و سبب شدت اختلاط بیشتر سیال شود.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.1.5.9]

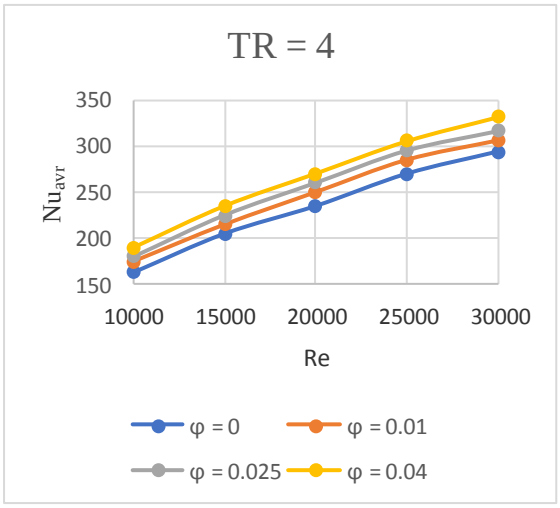


شکل ۸ مقایسه اعداد ناسلت با افزایش عدد رینولدز در گام های مختلف

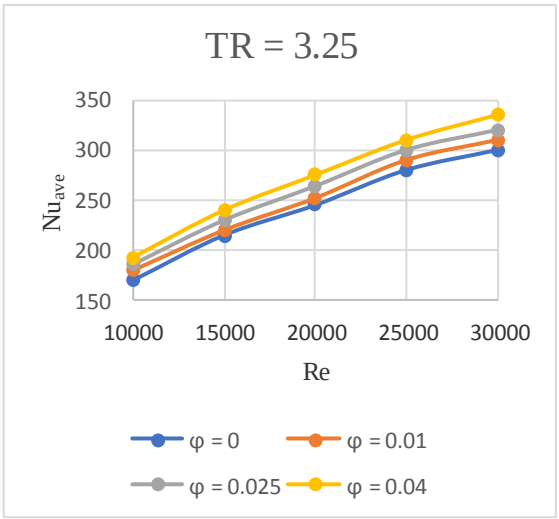
در کل تفاوت در جریان دو نوار پیچیده با پانچ و یا بدون آن، با نسبت گام ۲/۵ خیلی تاثیر گذار می باشد و با افزایش عدد رینولدز، به طور کامل مشخص می باشد. به طور کلی با کاهش نسبت گام در رینولدز های بالا تاثیر زیادی روی تغیرات عدد ناسلت دارد.

۴-۴. تاثیر درصد حجمی نانو ذرات مختلف بر انتقال حرارت

در این قسمت اضافه کردن نانو ذرات اکسید آلومنیوم (Al_2O_3) به سیال پایه آب (H_2O) بر روی انتقال حرارت در سیال تک فاز نیوتونی مورد بررسی قرار میگیرد. در این تحقیق نانو ذرات با چهار درصد حجمی ۰ و ۱ و ۲/۵ و ۴ درصد در نظر گرفته شده است. با توجه به پژوهش های انجام شده قبلی لازم است اشاره کرد که اضافه کردن نانوذرات به سیال پایه، سبب افزایش و بهبود ضریب هدایت گرمایی می شود که در نتیجه افزایش نرخ انتقال حرارت را به دنبال خواهد داشت.



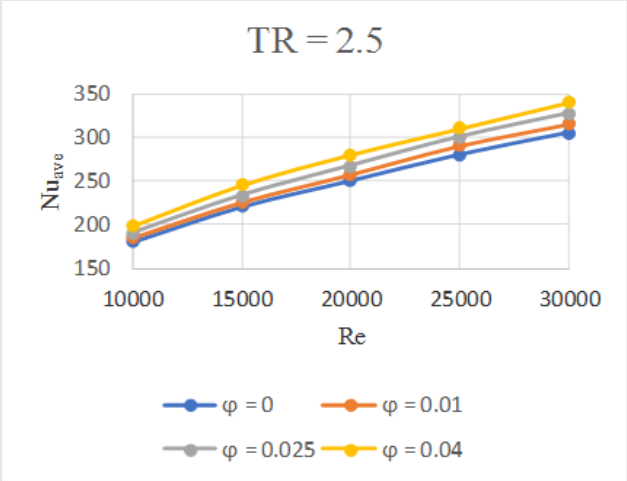
شکل ۹ مقایسه عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز در نسبت پیچ ۴ برای درصد های مختلف حجمی نانو ذرات



شکل ۱۰ مقایسه عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدر در نسبت پیچ ۳/۲۵ برای درصد های مختلف حجمی نانو ذرات

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.1.5.9]

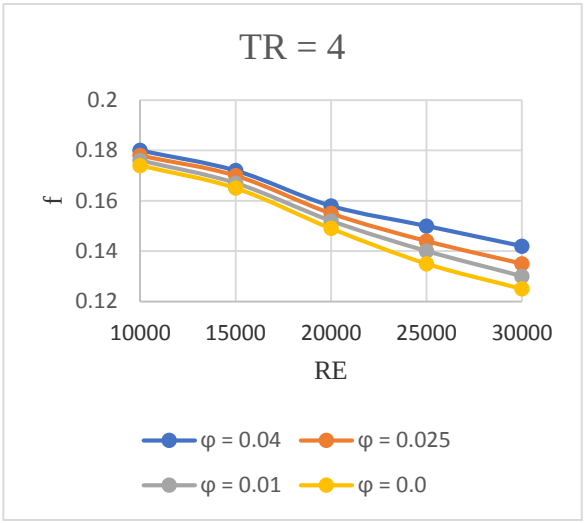


شکل ۱۱ مقایسه عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز در نسبت پیچ ۲/۵ برای درصد های مختلف حجمی نانو ذرات

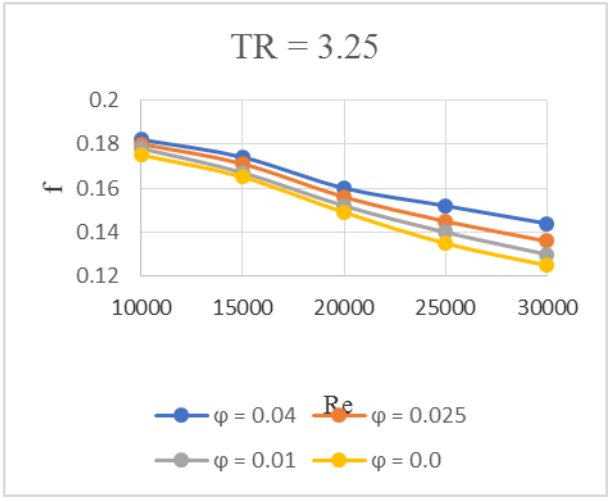
شکل های ۹ و ۱۰ و ۱۱ تغیرات عدد ناسلت با عدد رینولدز برای چهار درصد حجمی مخلتف ذرات نانو، با نسبت گام های متفاوت را نشان می دهند. همانطور که قابل مشاهده می باشد بهبود عدد ناسلت تحت تاثیر افزایش درصد حجمی نانو ذرات مشهود می باشد. بیانگر این موضوع می باشد که با افزایش درصد حجمی نانو ذرات، ضریب هدایتی انتقال حرارت افزایش و در بهبود انتقال حرارت تاثیر قابل توجهی دارد. همچنین می توان مشاهده نمود که این افزایش عدد متوسط ناسلت در مقدار پایین نسبت گام مشهود تر است.

۴-۵. ضریب اصطکاک یا افت فشار

مقدار ضریب اصطکاک برای هر دستگاه انتقال حرارت یک پارامتر بسیار مهم برای عملکرد حرارتی است. شکل های ۱۲ و ۱۳ و ۱۴ تغیرات اصطکاک و عدد رینولدز را برای نسبت های پیچش ۲/۵ و ۳/۲۵ و ۴ و درصد های مختلف حجمی نانوذرات نشان می دهد.



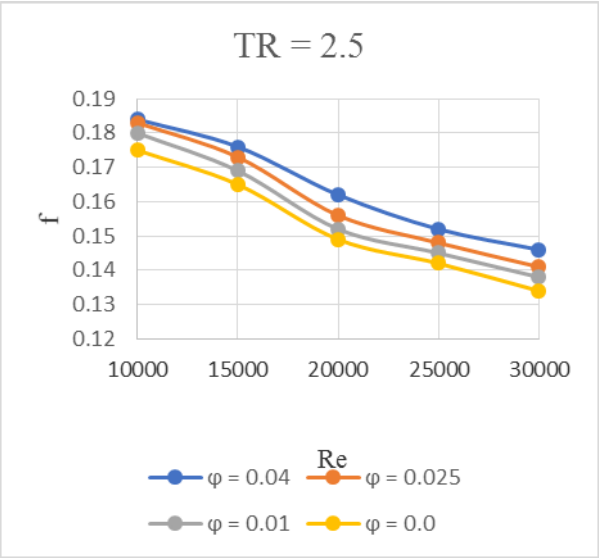
شکل ۱۲ مقایسه ضرایب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز در نسبت پیچش ۴ برای درصد های مختلف حجمی نانو ذرات



شکل ۱۳ مقایسه ضرایب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز در نسبت پیچش ۳/۲۵ برای درصد های مختلف حجمی نانو ذرات

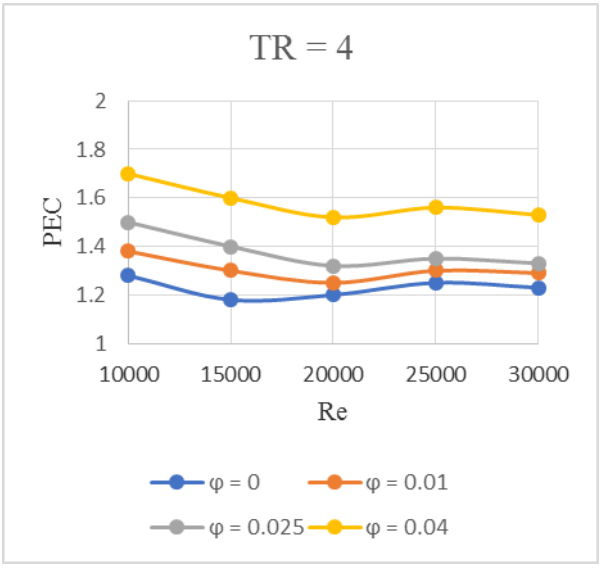
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.1.5.9]

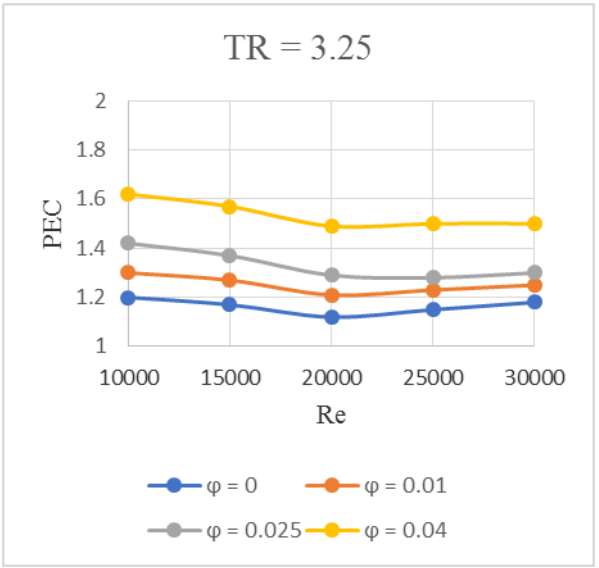


شکل ۱۴ مقایسه ضرایب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز در نسبت پیچش ۲/۵ برای درصد های مختلف حجمی نانو ذرات

همانطور که مشاهده می شود با افزایش عدد رینولدز، ضریب اصطکاک کاهش می یابد که دلیل اصلی آن افزایش سرعت جریان می باشد. نتایج نشان می دهد که در نسبت پیچش ۲/۵، ضریب اصطکاک نسبت به گام های دیگر افزایش داشته و حد اکثر افت فشار در این گام اتفاق می افتد. همچنین از نمودار شکل های ذیل مشاهده می شود که با افزایش درصد حجمی نانوذرات، ضریب اصطکاک نیز افزایش یافته و در مقدار ۴ درصد حجمی، حد اکثر ضریب اصطکاک حاصل خواهد شد.



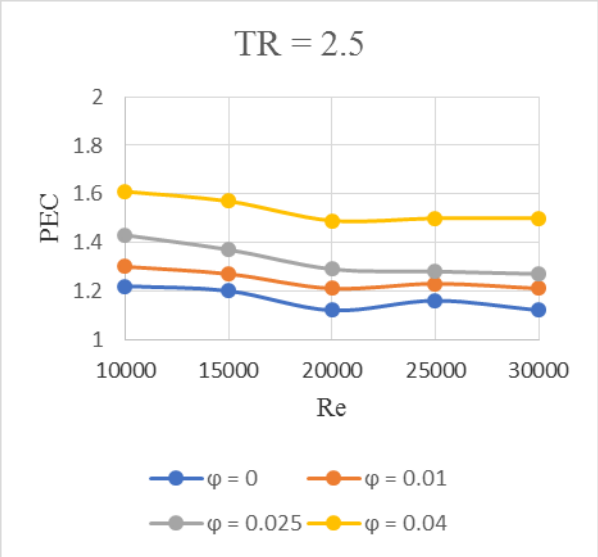
شکل ۱۵ مقایسه ضریب عملکرد حرارتی با افزایش عدد رینولدز در نسبت پیچش ۴



شکل ۱۶ مقایسه ضریب عملکرد حرارتی با افزایش عدد رینولدز در نسبت پیچش ۳/۲۵

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

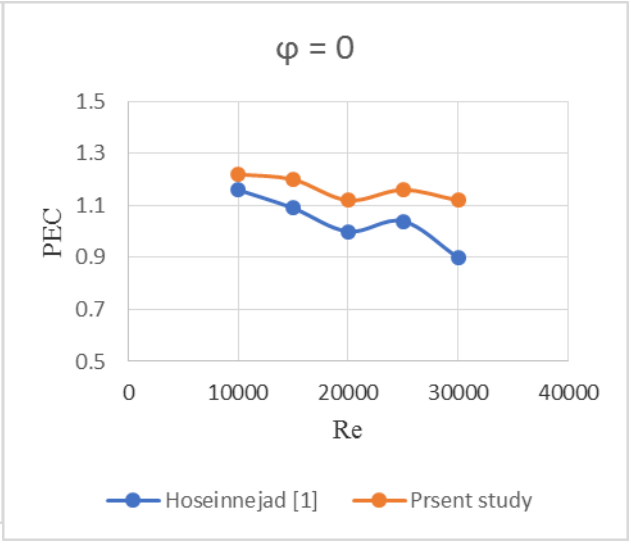
[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.1.5.9]



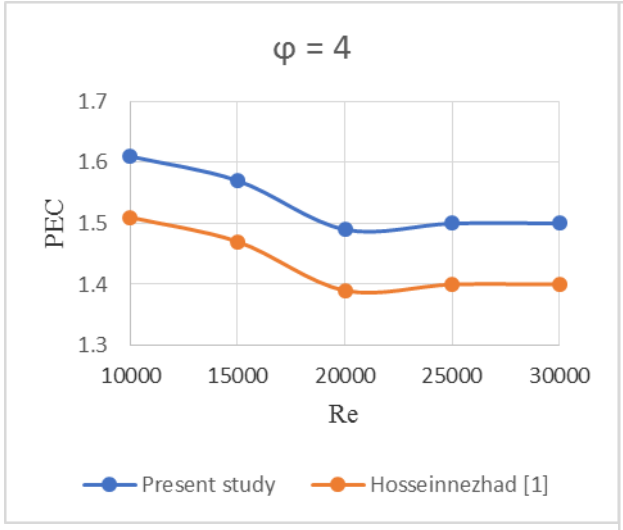
شکل ۱۷ مقایسه ضریب عملکرد حرارتی با افزایش عدد رینولدز در نسبت پیچش ۲/۵

۴-۶. معیار ارزیابی عملکرد حرارتی (PEC)

شکل های ۱۵ و ۱۶ و ۱۷ رابطه بین عدد رینولدز و بهبود عملکرد انتقال حرارت را نشان می دهد. همانطور که انتظار میرفت، ضرایب عملکرد برای تمام نسبت پیچش ها، با افزایش عدد رینولدز، رفتار کاهشی دارد. به این مفهوم اشاره دارد که وسایل بهبود انتقال دهنده حرارت (اغتشاشگر ها)، وسایل مناسبی جهت صرفه جویی انرژی در اعداد رینولدز پایین می باشند. همچنین با بررسی شکل های ذیل برای درصد های مختلف نانوذرات، مشاهده می شود که با افزایش درصد حجمی نانوذرات مقدار عملکرد حرارتی بهبود می یابد.



شکل ۱۸ مقایسه ضریب عملکرد حرارتی نتایج پژوهش حاضر با حسینی نژاد در درصد حجمی صفر نانو ذرات



شکل ۱۹ مقایسه ضریب عملکرد حرارتی نتایج پژوهش حاضر با حسینی نژاد در درصد حجمی چهار نانو ذرات

شکل های ۱۸ و ۱۹ مقایسه بهبود PEC را برای نسبت پیچش ۲/۵ نوار های پیچشی پانچ شده و نوار های بدون پانچ برای ۴ درصد حجمی نانو ذرات و سیال پایه را نشان می دهند. مشاهده می شود که بهبود PEC با نانوسیال ۴ درصد

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.1.5.9]

حجمی برای نوار های پانچ شده نسبت به نوار های بدون پانچ حدود ۱۵ درصد می باشد. در صورتی که برای سیال پایه در شرایط یکسان این مقدار حدود ۹ درصد است. همچنین با بررسی رفتار شکل های ۱۸ و ۱۹ با این پیکره هندسی، استفاده از نوار های پیچشی برای تغیر رفتارانتقال حرارت و ضریب اصطکاک در عدد رینولدز نزدیک به ۱۰۰۰۰ دارای رفتار مناسب و بهینه می باشند. بنا بر این برای شکل های هندسی مورد مطالعه قرارگرفته، نوار های پیچشی برای اعداد رینولدز در حدود ۲۰۰۰۰ و بالاتر، به دلیل تغییرات کم در ضریب عملکرد حرارتی باید کمتر استفاده شوند و در صورت لزوم، استفاده از نوار های پیچشی پانچ شده پیشنهاد می گردد.

نتیجه گیری

در تحقیق حاضر اثر غلظت نانو ذرات نانو اکسید آلومنیوم در جریان متلاطم درون لوله مبدل حرارتی همراه با نوار پیچ خورده پانچ شده با سه نسبت گام متفاوت بر روی انتقال حرارت مورد بررسی قرار گرفته است. برای مطالعه عددی جریان متلاطم، از مدل آشفتگی $K-\omega\ sst$ استفاده شده است. در این مطالعه عددی جریان متلاطم نانوسیال آب و اکسید آلومنیوم در چهار درصد حجمی ۰ و ۱ و ۲/۲۵ و ۴ درصد در محدوده عدد رینولدز ۱۰۰۰۰-۳۰۰۰۰ مورد مطالعه قرار گرفت.

نتایج شبیه سازی نشان می دهد که با کاهش نسبت گام، عدد ناسلت افزایش می یابد. حداکثر مقدار افزایش عدد ناسلت در عدد رینولدز ۳۰۰۰۰ برای نسبت پیچش ۲/۵ است و حدود ۳٪ می باشد. حداقل مقدار بهبو در نسبت گام ۴ و عدد رینولدز ۱۰۰۰۰ اتفاق می افتد. ضریب عملکرد حرارتی PEC برای تمام نسبت های پیچش مختلف، با افزایش عدد رینولدز روند کاهشی دارد و در نسبت پیچش های ۲/۵ و ۳/۲۵ و ۴ حداکثر مقدار آنها به ترتیب ۱/۷۲ و ۱/۶۴ و ۱/۶۱ می باشد. همچنین با افزایش درصد حجمی نانو ذرات مقدار ضریب عملکرد حرارتی افزایش می یابد.

جدول ضرایب و نماد ها

نسبت قطر	DR
نسبت گام	PR
نسبت پیچش	TR
ضریب عملکرد حرارتی	PEC
قطر لوله	D (m)
قطر پانچ	d_h (m)
طول لوله	L (m)
عرض نوار	W (m)
ضخامت نوار	Ϭ (m)
درصد حجمی نانو ذرات	ϕ
عدد رینولدز	Re
ضریب هدایت گرمایی	K (w/m.k)
چگالی	ρ (kg/m^3)
لزجت	μ (Pa.s)
سرعت	u (m/s)
انرژی	E (J)
نانو سیال	nf
سیال پایه	bf
نانو ذره	np

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.1.5.9]

Nu_{ave}	عدد ناسلت متوسط
Nu_o	عدد ناسلت پایه
f	ضریب اصطکاک
C_p (j/Kg.k)	ظرفیت گرمایی
T (K)	دما

فهرست منابع

[1] Rahim Hossein nezhad, O. Akbari, M. Biglari, Numerical study of turbulent nanofluid heat transfer in a tubular heat exchanger with twin twisted-tape inserts, Article in Journal of Thermal Analysis and Calorimetry · December 2017

[2] Eiamsa-ard, S. and P. Promvonge, Influence of Double-sided Delta-wing Tape Insert with Alternate-axes on Flow and Heat Transfer Characteristics in a Heat Exchanger Tube. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2011. 19(3): p. 410-423.

[3] Eiamsa-ard, S., et al., Influence of combined non-uniform wire coil and twisted tape inserts on thermal performance characteristics. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010. 37(7): p. 850-856.

[4] Singh, V., et al., Heat transfer and fluid flow characteristics of heat exchanger tube with multiple twisted tapes and solid rings inserts. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 2016. 102: p. 156-168.

[5] Chang, S.W., T.L. Yang, and J.S. Liou, Heat transfer and pressure drop in tube with broken twisted tape insert. Experimental Thermal and Fluid Science, 2007. 32(2): p. 489-501.

[6] Sing suri AR. Kumar A. Maithani R (2017) Effect of square wings in multiple square perforted twisted tapes on fluid flow and heat transfer of heat exchanger tube. Case stud Ther Eng. 10:28-43.

[7] Skullong S. Promvonge P. Thianpong C et al (2018) thermal performance of heat exchanger tube insterted with curved-winglet tapes. Appl Therm Eng 129:1197-1211.

[8] Omara MA., Abdelatief MA. (2018) Experimental study of heat transfer and friction factor inside elliptic tube fixed with helical coils. Appl Ther Eng. 134. 407. 4418.

[9] Nanan, K., et al., Investigation of heat transfer enhancement by perforated helical twisted-tapes. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2014. 52: p. 106-112.

[10] Bhuiya ,M.M.K., et al., Performance assessment in a heat exchanger tube fitted with double counter twisted tape inserts. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2014. 50: p. 25-33

[11] Promvonge, P. and S. Eiamsa-ard, Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2007. 34(7): p. 849-859.

[12] Kumar, A., M. Kumar, and S. Chamoli, Comparative study for thermal-hydraulic performance of circular tube with inserts. Alexandria Engineering Journal, 2016. 55(1): p. 343-349.

[13] Kumar, A., S. Chamoli, and M. Kumar, Experimental investigation on thermal performance and fluid flow characteristics in heat exchanger tube with solid hollow circular disk inserts. Applied Thermal Engineering, 2016. 100: p. 227-236.

[14] Eiamsa-ard, S. and P. Promvonge, Experimental investigation of heat transfer and friction characteristics in a circular tube fitted with V-nozzle turbulators. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2006. 33(5): p. 591-600.

[15] Promvonge, P., et al., Thermal formance enhancement in a heat exchanger tube fitted with inclined vortex rings. Applied Thermal Engineering, 2014. 62(1): p. 285-2.۹۲

[16] Thianpong, C., et al., Thermal performance evaluation of heat exchangers fitted with twisted-ring turbulators.International Communications in Heat and Mass Transfer, 2012. 39(6): p. 861-868.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.1.5.9]

[17] Kongkaitpaiboon, V., K. Nanan, and 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, 2010. 37(5): p. 560-567.
[18] Chamoli, S., R. Lu, and P. Yu, Thermal characteristic of a turbulent flow through a circular tube fitted with perforated vortex generator inserts. Applied Thermal Engineering, 2017. 121: p. 1117-1134.
[19] Maithani, R., Kumar. A,. Effect of helical hydrodinamic performance in heat exchanger circular tube, Heat and Mass Tansfer 56, pages 507–519 (2020).
[20] C. Han, j. S, Park, Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators, international journal of Heat and Mass Transfer, vol. 31, No. 1,pp. 183-195,1//,1988.
[21] Sh. You, W. Zheng, A Grey-Box Dynamic Model of Plate Heat Exchangers Used in an Urban Heating System, 2017, Energies 10(9):1398
[22] White, Frank M. Fluid mechanics / Frank M. White. —7th ed. p. cm.
[23] Thianpong, c., Eimasa-ard, P., Eimasa-ard, S., Heat transfer and thermal performance of heat exchanger tube fitted with perforated twisted tapes, Heat mass transfer (2012) 47,881-892

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.1.5.9]

چکیده انگلیسی:

Investigation of Thermo-Hydraulic Behavior of Flow in a Heat Exchanger Pipe using Double Perforated Twisted Tapes and Al2O3 Nano-fluid

Ahmad Nabhani[*1], Abbas Kosarineia[2]

1- M.Sc. student, Department of mechanical Engineering, Ahvaz branch, Islamic Azad University, Ahvaz, Iran

2- Asst. Prof., Department of mechanical Engineering, Ahvaz branch, Islamic Azad University, Ahvaz, Iran

Received: May 2021, Accepted: May 2021

Abstract

In this paper, Thermo-hydraulic behavior of flow in a heat exchanger pipe is investigated numerically and optimum geometry for the double perforated twisted tape turbulators and nano-fluid which produces the maximum thermal enhancement factor is determined. The analysis has been carried out for a flow range of Re= 10000 – 30000 and three different pitches with four different volume concentration of Al2O3 nano-fluid. Due to the twofold effect of turbulators on thermo-hydraulic behavior, thermal enhancement factor concepts are employed, which stands for both heat transfer rate and friction factor. Results show that maximum increase in Nu occurs at Re= 30000 and pitch ratio of 2.5 which is around 3% and the least increase occurs for pitch ratio of 4 at Re = 10000. The thermal enhancement factor decreases with increase of Re for all different pitch ratio and it is maximum value for pitch ration of 2.5, 3.25 and 4 are 1.72, 1.64 and 1.61 respectively. Also, thermal performance factor in creases with the increase of volume concentration of nanoparticles.

Key words: Heat transfer enhancement - Heat exchanger - Nanofluid - Perforated twisted tapes.

*corresponding author: **a.nabhani94@gmail.com**

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.1.5.9]