



## مقایسه عملکرد حرارتی کویل مارپیچ با لوله مستقیم گذرنده از مخزن استوانه‌ای شکل در حالت گذرا؛ مطالعه آزمایشگاهی

محسن نظری<sup>\*</sup>، نسیمه بابازاده‌بایی، محمدمحسن شاه‌مردان

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۲۲ دی ۱۳۹۳  
بازنگری: ۱۶ آبان ۱۳۹۴  
پذیرش: ۱۵ آذر ۱۳۹۴  
ارائه آنلاین: ۱ تیر ۱۳۹۵

### کلمات کلیدی:

انتقال حرارت جابه‌جایی  
جریان گذرا  
لوله مارپیچ  
لوله مستقیم

**چکیده:** مطالعه انتقال حرارت گذرای سیال درون یک مخزن استوانه‌ای شکل که توسط جریان در لوله گذرانده شده از آن خنک می‌شود، در محدوده عدد رینولدز ۵۰۰ تا ۵۵۰۰ به شیوه آزمایشگاهی مورد توجه قرار گرفته است. لوله گذرانده شده از مخزن به دو صورت کویل مارپیچ و لوله مستقیم مورد استفاده قرار گرفته است. سیال داخل مخزن، آب با دمای اولیه ۷۰ درجه سانتی‌گراد است که توسط آب به عنوان سیال گذرنده از لوله مرکزی با دمای ثابت ورودی ۲۷ درجه سانتی‌گراد خنک می‌شود. پس از اندازه‌گیری دمای ورودی و خروجی لوله مرکزی و دمای مخزن در هر ثانیه، عدد ناسلت و رایلی متناظر محاسبه و همزمان افت فشار در لوله نیز اندازه‌گیری می‌شود. با تکرار آزمایش، نتایج به دست آمده به وسیله روابط آماری در بازه اطمینان نمایش داده می‌شوند. برای صحت‌سنجی نتایج به دست آمده، از نتایج دیگر تحقیقات انجام شده در این زمینه استفاده شده است. نتایج نشان‌دهنده کاهش ۴۲ درصدی دمای مخزن با استفاده از لوله مارپیچ در مقایسه با لوله مستقیم هستند. اثرات همزمان انتقال حرارت و افت فشار نیز به عنوان یکی از پارامترهای مهم در بررسی نتایج مورد توجه قرار گرفته است.

### ۱- مقدمه

امروزه محدودیت استفاده از سوخت‌های فسیلی موجب شده است بهینه‌سازی مصرف انرژی بیش از پیش مورد توجه قرار گیرد. مبدل‌های حرارتی یکی از مهم‌ترین بخش‌های صنعت هستند که به طور مستقیم با مصرف انرژی ارتباط دارند. از این رو استفاده از روش‌های افزایش انتقال حرارت اهمیت ویژه‌ای می‌یابد. مبدل‌ها کاربرد گسترده‌ای در صنعت دارند که از جمله آن‌ها می‌توان به سیستم‌های بازیابی حرارتی، تبرید، صنایع غذایی، صنعت هسته‌ای، خنک کاری قطعات الکترونیکی و صنایع دارویی اشاره کرد [۱-۵].

مبدل‌های مارپیچ از جمله مبدل‌هایی هستند که با تغییر شکل هندسی انتقال گرما را بهبود می‌بخشند. در این مبدل‌ها با پیچش لوله، نیروی گریز از مرکز عامل بوجود آورنده جریان ثانویه می‌شود که در نتیجه آن ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد. از طرف دیگر افزایش افت فشار در نتیجه مارپیچ شدن لوله عامل محدودکننده‌ای برای استفاده از این مبدل‌ها است. علی [۶] انتقال حرارت جابه‌جایی طبیعی در یک کویل مارپیچ عمودی را در رژیم جریان آشفته مورد بررسی قرار داد. در این تحقیق ۱۰ کویل مورد آزمایش قرار گرفت و اثرات تغییر گام کویل و نسبت قطر کویل به قطر لوله بررسی شد. همچنین رابطه عدد ناسلت بر حسب عدد رایلی گزارش شد. پراپنجان و همکاران [۷] مبدل حرارتی مارپیچ را با مبدل لوله مستقیم مورد

مقایسه قرار دادند. همه آزمایش‌ها در رژیم آشفته انجام شد. در این مقاله با ثابت قرار گرفتن دمای اطراف لوله مارپیچ در دو دمای ۴۰ و ۵۰ درجه سانتی‌گراد، ضریب انتقال حرارت لوله مارپیچ و لوله مستقیم بررسی شد. نتایج حاکی از افزایش ضریب انتقال حرارت ۱/۱۶ و ۱/۴۳ برابر لوله مارپیچ نسبت به لوله مستقیم است. نشاط و همکاران [۸] به‌طور عددی و تجربی انتقال حرارت جابه‌جایی طبیعی و ناپایا را در اطراف کویل مارپیچ بررسی کردند. در این مطالعه چهار کویل با دو نسبت انحنا مختلف بررسی شد. آن‌ها نشان دادند عدد ناسلت در اطراف لوله مارپیچ تابعی از دبی جرمی و پارامترهای هندسی مانند طول، قطر داخلی لوله، حجم پوسته و زمان می‌باشد. علی [۹] انتقال حرارت جابه‌جایی طبیعی را در اطراف یک کویل مارپیچ به صورت آزمایشگاهی بررسی کرد. در این مقاله تغییرات تعداد دور چرخش کویل مارپیچ، نسبت قطر لوله به قطر کویل و نسبت طول مشخصه مورد بررسی قرار گرفت. دونه‌لی و همکاران [۱۰] انتقال حرارت جابه‌جایی طبیعی در سطح بیرونی یک کویل مارپیچ را مورد مطالعه قرار دادند. در این تحقیق رابطه عدد رایلی و ناسلت برای طول مشخصه متفاوت کویل بررسی شد. زین و عبادیان [۱۱] ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی طبیعی بیرونی یک کویل مارپیچ به صورت افقی و عمودی را مورد مطالعه قرار دادند. در این آزمایش با ایجاد یک جریان الکتریکی متناوب در دیواره کویل و تولید حرارت، شرایط شار ثابت فراهم شد.

با توجه به مطالب عنوان شده اگرچه این نوع از مبدل‌ها کاربرد زیادی در صنعت دارند اما مطالعات اندکی به بررسی انتقال حرارت جابه‌جایی طبیعی و

نویسنده عهده‌دار مکاتبات: mnazari@shahroodut.ac.ir

نیز توسط شیر خط بازگشت پمپ (قسمت ۳، شکل ۱) انجام می‌شود. دمای ورودی و خروجی جریان سیال عبوری از لوله خنک‌کار توسط دو سنسور که در ابتدا و انتهای آن قرار داده شده است اندازه‌گیری می‌شود. همچنین به منظور اندازه‌گیری دمای گذاری سیال تعداد کافی سنسور نیز در فواصل مساوی و در زوایای مختلف درون مخزن تعبیه شده است. سنسورهای مورد استفاده از نوع سنسورهای مقاومتی پی تی ۱۰۰<sup>۱</sup> ساخت شرکت جمو آلمان می‌باشند که با عدم قطعیت  $\pm 0.1$  درجه سانتی‌گراد کالیبره شده‌اند. طراحی سنسورها نیز به گونه‌ای انجام شده که دقیقاً در قسمت میانی مقطع مورد نظر قرار گرفته باشند تا حداقل خطای ممکن در اندازه‌گیری دمای متوسط سیال به وجود آید. دماهای اندازه‌گیری شده توسط دستگاه آدام ۴۰۱۵<sup>۲</sup> (قسمت ۷، شکل ۱) به مدت ۶۰۰ ثانیه از لحظه اولیه پر شدن مخزن ثبت و به واسطه مبدل سریال به پورت آدام ۴۵۶۱<sup>۳</sup> به رایانه منتقل می‌شوند. همچنین اندازه‌گیری افت فشار در طول لوله آزمایش با استفاده از دستگاه رزمونت ۳۰۵۱<sup>۴</sup> (قسمت ۶، شکل ۱) انجام می‌شود. به منظور افزایش دقت آزمایش‌ها هر آزمون سه مرتبه انجام و نتایج حاصل از آزمایشات به صورت بازه اطمینان ۹۵٪ در شکل‌ها نشان داده شده است. بیشینه درصد عدم قطعیت برای دبی، افت فشار و دما به ترتیب ۴/۵٪، ۰/۵ و ۴/۵ درصد اندازه‌گیری شده است. ماکزیمم عدم قطعیت برای عدد ناسلت ۴/۵ درصد محاسبه شده است. جدول ۱ نشان‌گر پارامترهای عدم قطعیت می‌باشد. تحلیل عدم قطعیت بر پایه روش مافیت [۱۲] است.

جدول ۱: عدم قطعیت و بازه تغییرات وسایل اندازه‌گیری

Table 1. Maximum percentage uncertainty of parameters, variables and instruments

وسایل اندازه‌گیری	بازه تغییرات	عدم قطعیت
سنسور دما	۱۰۰- تا +۱۰۰ درجه سانتی‌گراد	$\pm 0.1$ درجه سانتی‌گراد
دبی سنج	۰ تا ۶۰ میلی‌لیتر بر ثانیه	$\pm 1$ میلی‌لیتر بر ثانیه

### ۳- تحلیل داده‌ها

#### ۳-۱- فرمول‌بندی

نرخ انتقال حرارت عبوری از لوله خنک‌کار از رابطه (۱) به دست می‌آید.

$$\dot{q} = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \quad (1)$$

در این رابطه  $\dot{m}$  دبی جرمی عبوری از لوله خنک‌کار،  $C_p$  ظرفیت گرمایی ویژه،  $T_o$  و  $T_i$  به ترتیب دمای خروجی و ورودی لوله خنک‌کار است. عدد ناسلت به عنوان عددی بی‌بعد، به عنوان معیار مهمی در انتقال حرارت جابجایی مورد توجه قرار می‌گیرد [۱۳]، اولین گام در محاسبه عدد

ناپایا در اطراف کویل ماریچ (به خصوص در داخل یک مخزن بسته حاوی سیال) و مقایسه نرخ انتقال حرارت آن با لوله مستقیم پرداخته است. این تحقیق اثر بهبود انتقال حرارت و افزایش افت فشار در این نوع مبدل‌ها را به طور همزمان مورد بررسی قرار داده است. در این مقاله عملکرد کویل ماریچ عمودی و لوله مستقیم در شرایط یکسان مانند مساحت سطح بیرونی لوله خنک‌کار، جنس، طول عمودی لوله و مخزن مورد بررسی قرار می‌گیرد. اهداف این تحقیق عبارتند از:

- تاثیر هندسه لوله خنک‌کار بر انتقال حرارت جابجایی طبیعی گذرا در مخزن؛
- بررسی و مقایسه دمای مخزن در اثر استفاده از لوله ماریچ و لوله مستقیم؛
- مقایسه اثر همزمان افت فشار و انتقال حرارت در عملکرد حرارتی مخزن با استفاده از لوله ماریچ و لوله مستقیم.

#### ۲- سیستم آزمایشگاهی

هدف اصلی این تحقیق بررسی آزمایشگاهی انتقال حرارت ناپایای سیال درون یک مخزن استوانه‌ای شکل توسط لوله‌ی ماریچ گذرانده شده از مرکز آن است. لوله ماریچ مورد استفاده از جنس آلومینیوم با قطر ۱۰ میلی‌متر و ضخامت ۱ میلی‌متر، قطر کویل ۵ سانتی‌متر و گام ۸ سانتی‌متر در نظر گرفته شده است. همچنین از یک لوله آلومینیوم مستقیم با قطر ۲۰ میلی‌متر و ضخامت ۱ میلی‌متر برای مقایسه نتایج استفاده شده است. قطر لوله به گونه‌ای در نظر گرفته شده که سطح حرارتی درگیر با سیال خارجی آن با لوله ماریچ برابر باشد. قطر داخلی مخزن ۸ سانتی‌متر و طول آن ۲۴ سانتی‌متر است. به منظور عایق‌بودن، بدنه مخزن از جنس تفلون نرم با ضخامت ۱/۵ سانتی‌متر ساخته شده و اطراف آن توسط پشم شیشه به ضخامت ۳ سانتی‌متر پوشانده شده است. تصویر لوله ماریچ ساخته شده در شکل ۱- الف و شماتیک سیستم آزمایشگاهی نیز در شکل ۱- ب نمایش داده شده است.

در لحظه شروع آزمایش آب با دمای ۷۰ درجه سانتی‌گراد به مخزن تزریق می‌شود. سپس بلافاصله سیال عامل توسط پمپ (قسمت ۱، شکل ۱) در سیستم به گردش در آمده و پس از عبور از مخزن و قبل از بازگشت مجدد، به منظور تثبیت دمای ورودی به سمت مبدل حرارتی (قسمت ۹، شکل ۱) هدایت می‌شود. مبدل حرارتی مورد استفاده از نوع پوسته و لوله می‌باشد. سیال خنک‌کار آب شهری است که در ابتدا در یک مخزن (برای تثبیت دما) قرار می‌گیرد و سپس به مبدل حرارتی پمپ می‌شود. در طی این عمل دمای ورودی سیال در لوله‌ی خنک‌کار ثابت و برابر ۲۷ درجه سانتی‌گراد باقی می‌ماند. در ابتدای هر آزمایش نرخ جریان توسط شیر کنترل دبی (قسمت ۱۰، شکل ۱) با عدم قطعیت  $\pm 0.1$  میلی‌لیتر بر ثانیه اندازه‌گیری و به دنبال آن سرعت و عدد رینولدز جریان محاسبه می‌شود. کنترل جریان

- 1 PT 100
- 2 ADAM
- 3 Rosemount
- 4 Confidence Interval

$$\frac{\dot{q}}{(T_r - T_t)} = \frac{1}{(\pi d_i L) \left[ \frac{1}{h_t} + \frac{d_i}{2K} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \left(\frac{d_i}{d_o}\right) \left(\frac{1}{h_r}\right) \right]} \quad (4)$$

در این رابطه  $T_t$  و  $T_r$  به ترتیب دمای متوسط مخزن و متوسط دمای لوله خنک‌کار هستند. در رابطه بالا برای محاسبه ضریب انتقال حرارت مخزن  $(h_r)$  نیاز به محاسبه ضریب انتقال حرارت در لوله خنک‌کار  $(h_t)$  می‌باشد. در این مقاله برای محاسبه عدد ناسلت در لوله خنک‌کار ماریچ از رابطه دروید و همکاران [۱۴] و رابطه سلیم‌پور [۱۵] که به ترتیب در روابط (۵) و (۶) آمده است استفاده شده است.

در این روابط  $Pr$  عدد پرانتل می‌باشد که از جداول خواص ترموفیزیکی

$$Nu_t = [0.65\sqrt{De} + 0.76]Pr^{0.175} \quad (5)$$

$50 < De < 2000$   
 $5 < Pr < 175$

$$Nu_t = 0.152De^{0.431}Pr^{1.06}\gamma^{-0.277} \quad (6)$$

$De < 3000$

در دمای متوسط لوله خنک‌کار به دست می‌آید. عدد دین و گام بی‌بعد به صورت روابط (۷) و (۸) تعریف می‌شوند.

$$De = Re\left(\frac{d}{d_c}\right)^{0.5} \quad (7)$$

$$\gamma = \frac{b}{\pi d_c} \quad (8)$$

در این معادلات  $d$  قطر لوله،  $d_c$  قطر کویل،  $b$  گام لوله ماریچ می‌باشد.

### ۳-۲- پارامترهای بی‌بعد

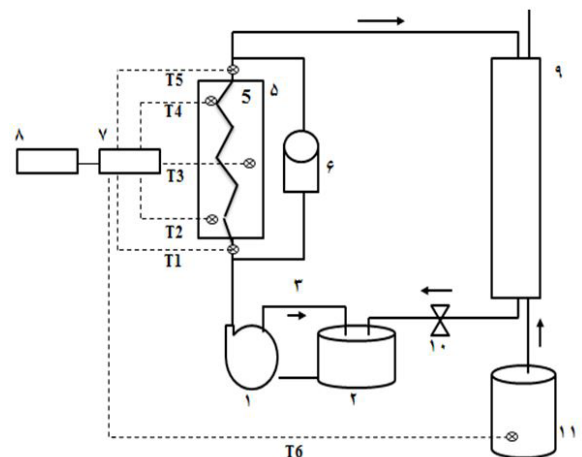
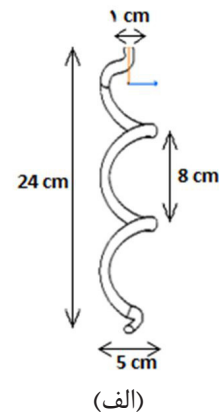
انتقال حرارت جابه‌جایی در مخزن از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است از این رو از عدد رایلی به عنوان معیاری در این قسمت انتخاب می‌شود که در رابطه (۹) نشان داده شده است.

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

در این رابطه  $Pr$  عدد پرانتل و  $Gr$  عدد گراشف می‌باشد که از رابطه (۱۰) قابل محاسبه است.

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

که در این رابطه  $L$  طول لوله،  $T_{max}$  دمای اولیه مخزن و  $\beta$  و  $\nu$  به ترتیب ثابت انبساط حجمی و لزجت سینماتیکی می‌باشند که با استفاده از متوسط دمای مخزن و دیواره داخلی از جداول خواص ترموفیزیکی به دست می‌آیند. پارامترهای بی‌بعد تعریف شده در این قسمت شامل  $\theta_r$  دمای بی‌بعد مخزن،  $\theta_o$  دمای بی‌بعد خروجی در سیال خنک‌کار،  $t^*$  زمان بی‌بعد می‌باشد که به ترتیب در روابط (۱۱) تا (۱۳) آمده است.



- |                    |                          |
|--------------------|--------------------------|
| ۱- پمپ             | ۷- دستگاه ثبت دما        |
| ۲- مخزن سیال       | ۸- کامپیوتر              |
| ۳- خط یای پس       | ۹- مبدل حرارتی           |
| ۴- مخزن            | ۱۰- واحد اندازه‌گیری دبی |
| ۵- لوله خنک‌کار    | ۱۱- لوله خنک‌کار مبدل    |
| ۶- دستگاه ثبت فشار |                          |
- منسوری تی ۱۰۰: T1..T6

(ب)

Fig. 1. a) Helical Tube dimensions b) Schematic of the experimental loop

### شکل ۱: الف) مشخصات لوله ماریچ ب) نمایش دستگاه آزمایش

ناسلت لوله مستقیم، محاسبه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی است که از رابطه (۲) به دست می‌آید.

$$h_r = \frac{\dot{q}}{A(T_r - T_w)} \quad (2)$$

در این رابطه  $T_r$  و  $T_w$  به ترتیب دمای متوسط مخزن و دمای متوسط دیواره لوله خنک‌کار می‌باشد. حال با استفاده از رابطه (۳) می‌توان عدد ناسلت در لوله مستقیم را محاسبه کرد.

$$Nu_r = \frac{h_r L}{K} \quad (3)$$

ضریب انتقال حرارت مخزن (در صورت استفاده از کویل ماریچ)  $h_t$  از رابطه (۴) محاسبه می‌شود.

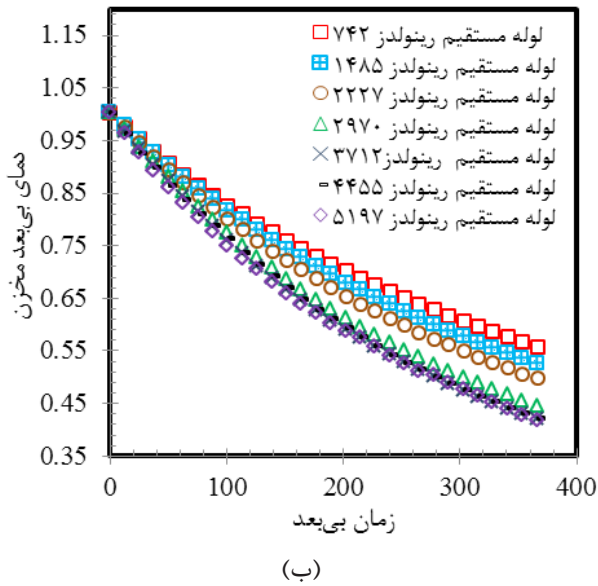
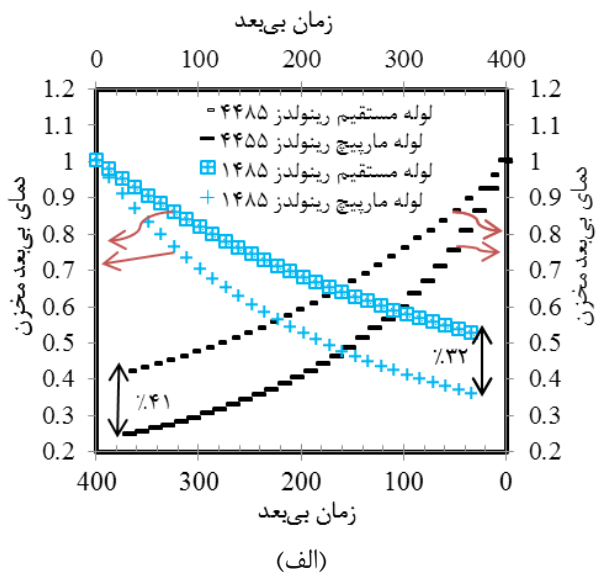


Fig. 2. Temperature of the closed reservoir for different Reynolds numbers a) helical tube, b) straight tube

شکل ۲: نمایش دمای بی بعد مخزن بر حسب زمان بی بعد در رینولدزهای مختلف (الف) مبدل لوله مارپیچ (ب) مبدل لوله مستقیم

تأثیر بسزایی روی دمای مخزن می‌گذارد، نتایج نشان‌دهنده بیشینه کاهش دمای ۴۲ درصدی مبدل لوله مارپیچ نسبت به مبدل لوله خالی در رینولدز ۵۱۹۷ است.

با گذشت زمان دمای مخزن کاهش می‌یابد از آنجایی که دمای ورودی لوله خنک‌کار ثابت است، به همین دلیل دمای خروجی لوله خنک‌کار با گذشت زمان کاهش می‌یابد. از طرفی افزایش عدد رینولدز موجب افزایش حجم جابجاشده سیال می‌شود و میزان دمای خروجی کاهش می‌یابد. شکل ۴-الف و شکل ۴-ب به ترتیب دمای بی بعد خروجی لوله مارپیچ و لوله مستقیم را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه لوله مارپیچ دمای مخزن را به میزان بیشتری کاهش می‌دهد، بنابراین دمای خروجی لوله مارپیچ نسبت



$$\theta_r = \frac{T_r - T_i}{T_{max} - T_i} \quad (11)$$

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

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

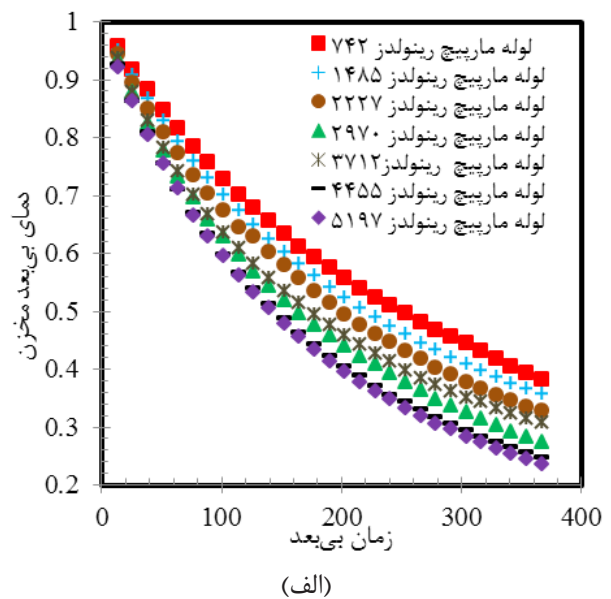
همچنین شار حرارتی بی بعد در معادله (۱۴) نشان داده شده است.

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

در این معادله منظور از  $T_i$  و  $T_{max}$  به ترتیب دمای اولیه مخزن و دمای ورودی لوله خنک‌کار و  $M$  جرم سیال در مخزن و  $\Delta t$  برابر ۶۰۰ ثانیه می‌باشد.

#### ۴- تحلیل داده‌ها

هدف اصلی این مقاله مقایسه عملکرد حرارتی لوله مارپیچ در برابر لوله مستقیم گذرنده از مخزن حاوی سیال گرم می‌باشد. دمای بی بعد سیال داخل مخزن در برابر زمان بی بعد در اعداد رینولدز مختلف، برای حالتی که لوله گذرنده از مخزن لوله مارپیچ و لوله مستقیم است به ترتیب در شکل ۲-الف و ۲-ب نشان داده شده است. همانطور که مشخص است با افزایش رینولدز، دمای مخزن کاهش بیشتری می‌یابد. برای مقایسه عملکرد لوله مارپیچ، دمای بی بعد مخزن به صورت تابعی از زمان بی بعد در دو عدد رینولدز مختلف برای حالت استفاده از لوله مارپیچ و لوله مستقیم در شکل ۳-الف نشان داده شده است. برای درک بهتر تأثیر لوله مارپیچ بر روی دمای سیال درون مخزن، دمای بی بعد مخزن تابعی از عدد رینولدز (در لحظه نهایی) به همراه رگرسیون خطی داده‌ها و میزان انحراف آن از مقادیر واقعی در شکل ۳-ب نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود استفاده از لوله مارپیچ



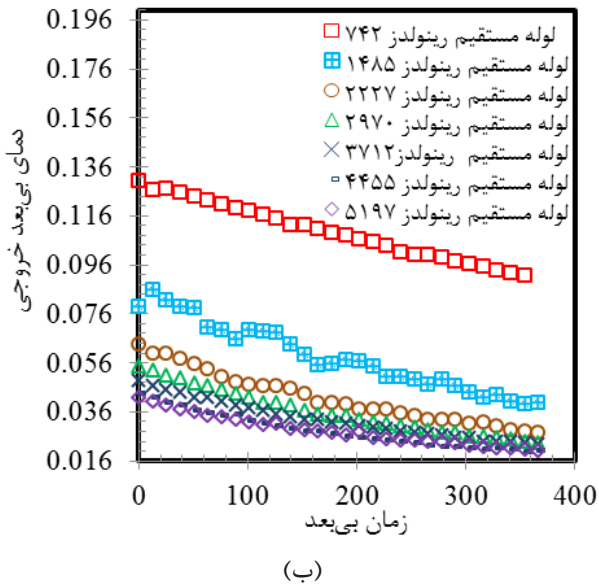
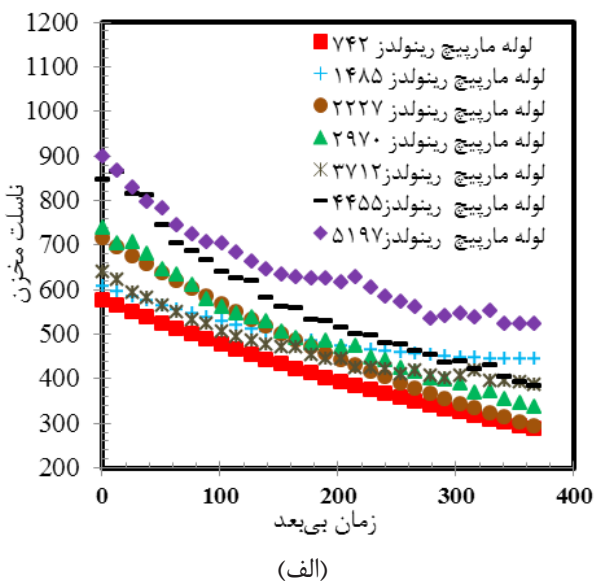


Fig. 4. Dimensionless outlet temperature of a) helical tube b) straight tube

شکل ۴: دمای بی بعد خروجی لوله خنک کار (الف) مبدل لوله مارپیچ (ب) مبدل لوله مستقیم

می توان گفت در حالت کلی، افزایش عدد رینولدز باعث افزایش عدد ناسلت می شود. با توجه به رابطه (۲) با گذشت زمان شار حرارتی لوله خنک کار به دلیل افزایش دمای خروجی کم می شود. همچنین اختلاف دمای دیواره و مخزن با ثابت بودن دمای ورودی لوله خنک کار کاهش می یابد بطوریکه در رابطه (۲) صورت و مخرج کسر با گذشت زمان کم می شود. نتایج عدد ناسلت نشان می دهد در مبدل لوله مارپیچ با گذشت زمان تغییرات شار حرارتی کمتر از تغییرات اختلاف دمای سیال مخزن و دیواره است و عکس این موضوع در مبدل با لوله مستقیم اتفاق می افتد. به همین دلیل تغییرات ناسلت در مبدل لوله مارپیچ نزولی و در مبدل لوله مستقیم یک تابع صعودی با شیب کوچک است.



(الف)

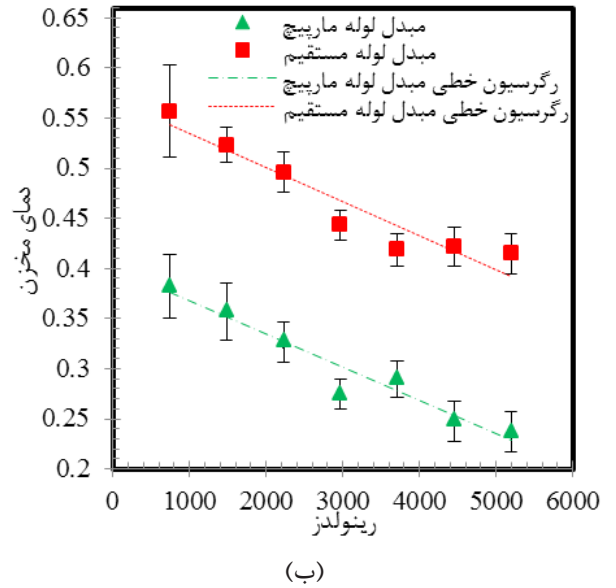
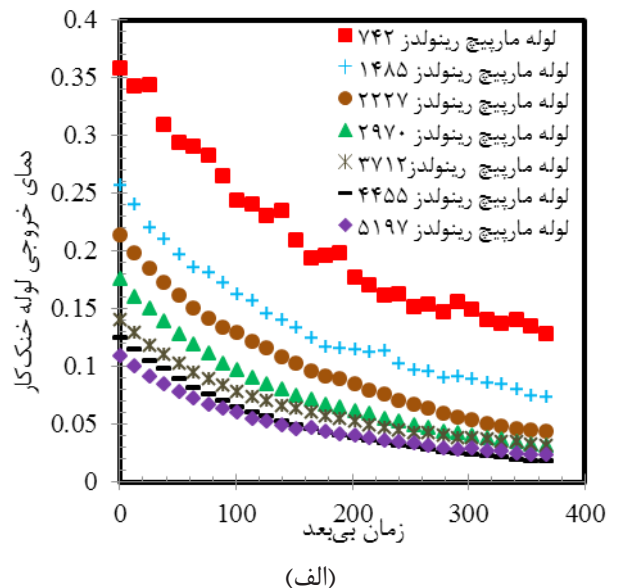


Fig. 3. Dimensionless Temperature of the closed reservoir a) in helical tube and straight tube for Reynolds numbers of 1485 and 4455; b) in different Reynolds numbers at the last moment

شکل ۳: نمایش دمای بی بعد مخزن، (الف) مبدل لوله مارپیچ و لوله مستقیم در دو رینولدز ۱۴۸۵ و ۴۴۵۵ برای همه زمان های بی بعد، (ب) در رینولدزهای مختلف در آخرین لحظه

به لوله خالی بیشتر است که نشانگر افزایش انتقال حرارت در مخزن است. همچنین این مساله دلیلی بر درستی آزمایش های انجام شده است.

عدد ناسلت سیال در سمت مخزن (سیال داخل مخزن) به عنوان یکی از مهمترین معیارهای انتقال حرارت می باشد. شکل ۵-الف و شکل ۵-ب عدد ناسلت درون مخزن را به صورت تابعی از زمان بی بعد به ترتیب به ازای استفاده از لوله مارپیچ و لوله مستقیم نشان می دهد. اگرچه با افزایش رینولدز، دمای خروجی سیال خنک کار کم می شود اما از آنجایی که دبی جرمی افزایش می یابد در نتیجه شار حرارتی و ناسلت بیشتر می شود. بنابراین



(الف)

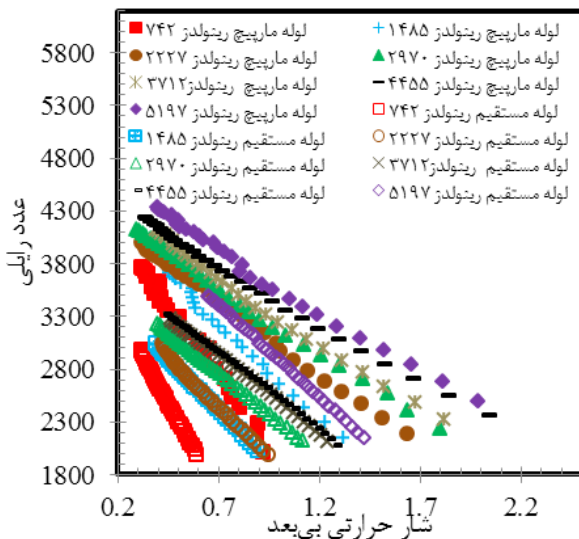


Fig. 6. Rayleigh numbers as a function of dimensionless heat flux

شکل ۶: نمایش عدد رایلی در محاسب شار حرارتی بی بعد در هر لحظه

جدول ۲: درصد کاهش دمای مخزن به منظور سنجش سرعت خنک کاری

Table 2. Rapid Cooling in different Reynolds numbers

زمان بی بعد	رینولدز ۷۴۲	رینولدز ۵۱۹۷
۱۱۴	۱۳٪	۲۲٪
۲۴۰	۲۳٪	۳۵٪
۳۶۶	۳۱٪	۴۹٪

افزایش سرعت خنک کاری با گذشت زمان است.

برای اطمینان از نتایج به دست آمده، از روابط تئوری موجود برای محاسبه ناسلت مخزن استفاده و مقادیر آن با داده‌های این تحقیق مقایسه شده است. به این دلیل از رابطه  $LMTD$  استفاده شده است. این رابطه را می‌توان به صورت زیر تعریف کرد:

$$\frac{1}{h_r A} = \frac{-1}{m C_{p,eff} \ln \left( \frac{(T_r - T_o)}{(T_r - T_i)} \right)} + \frac{1}{h_t A} \quad (16)$$

که در آن  $h_r$  ضریب انتقال حرارت جابجایی آزاد سیال درون مخزن و  $h_t$  ضریب جابجایی اجباری سیال عبوری از لوله مرکزی است. برای محاسبه ضریب جابجایی داخلی لوله از نتایج تحقیق آزمایشگاهی انجام شده توسط نظری و همکاران [۱۶] استفاده شده است. این محققین عدد ناسلت جریان یک لوله دما ثابت را بر حسب عدد رینولدز جریان گزارش نموده‌اند. پس از محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی مخزن توسط رابطه (۱۶)، می‌توان عدد ناسلت سیال درون مخزن را محاسبه کرد. مقایسه نتایج به دست آمده از تحقیق آزمایشگاهی انجام شده در این مقاله و نتایج به دست آمده از رابطه  $LMTD$  برای عدد رینولدز ۵۱۹۷ در شکل ۷ نشان داده شده است. نتایج به دست آمده خطای حداکثر ۲۹ درصدی نسبت به نتایج روابط ارائه شده را

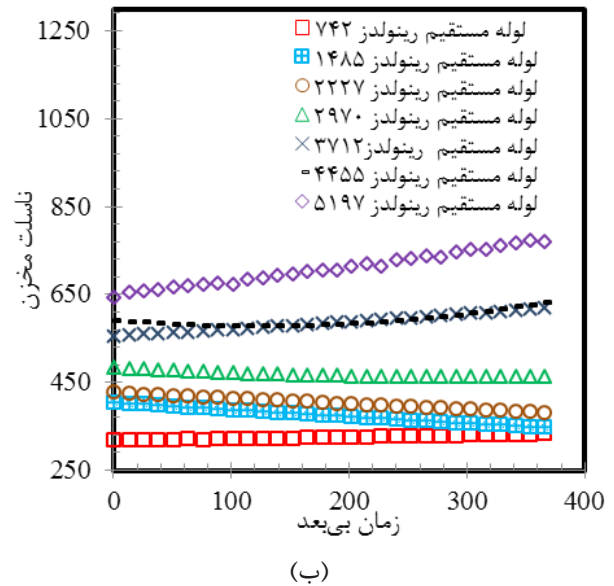


Fig. 5. Nusselt numbers in closed reservoir for a) helical tube b) straight tube

شکل ۵: ناسلت مخزن الف) مبدل لوله مارپیچ ب) مبدل لوله مستقیم

از آنجایی که جابه‌جایی طبیعی تنها راه انتقال حرارت در مخزن سیال است، به همین دلیل بررسی عدد رایلی در مخزن اهمیت ویژه‌ای می‌یابد. شکل ۶ عدد رایلی را بر حسب شار حرارتی بی بعد برای مبدل لوله مارپیچ و لوله مستقیم نشان می‌دهد. عدد رایلی تابعی از اختلاف دمای بین دمای اولیه مخزن و دیواره در هر لحظه است. با گذشت زمان دمای دیواره کاهش یافته که این موضوع سبب افزایش اختلاف دمای اولیه مخزن و دیواره و در نتیجه افزایش عدد رایلی می‌شود. همچنین با گذشت زمان به دلیل کاهش اختلاف دمای ورودی و خروجی لوله (نمودار ۶) میزان انتقال حرارت کاهش می‌یابد در نتیجه با افزایش رایلی، میزان انتقال حرارت کم می‌شود. باید توجه داشت که در این نمودار، با تعداد آزمون‌های متعدد، پارامتر زمان به عنوان یک پارامتر مهم (مساله ناپایا) به نوعی حذف شده است و عدد رایلی در مقابل شار حرارتی (که هر دو تابع زمان هستند) ترسیم شده است. گفتنی است که در لوله مستقیم، پس از کنترل تمام پارامترهای اندازه‌گیری شده و به کمک رگرسیون غیرخطی، رابطه‌ای از شار حرارتی بدون بعد (نمایش داده شده در شکل ۶) بر حسب عدد رایلی و عدد رینولدز برای آب خالص استخراج شده است که در تمام محدوده داده‌برداری، دارای حداکثر خطای ۱۹ درصد (در مقایسه با داده‌های اندازه‌گیری شده) می‌باشد. رابطه به صورت زیر قابل بیان است:

$$\dot{q}^* = [-0.0004 Ra + 1.81] Re^{0.023} \quad (15)$$

$$1400 < Re < 5200$$

$$2000 < Ra < 3500$$

در بسیاری از فرایندهای صنعتی سرعت خنک کاری اهمیت ویژه‌ای دارد. در جدول ۲ درصد کاهش دمای مخزن در مبدل لوله مارپیچ نسبت به مبدل لوله خالی در دو رینولدز ۷۴۲ و ۵۱۹۷ نشان داده شده است. نتایج نشانگر

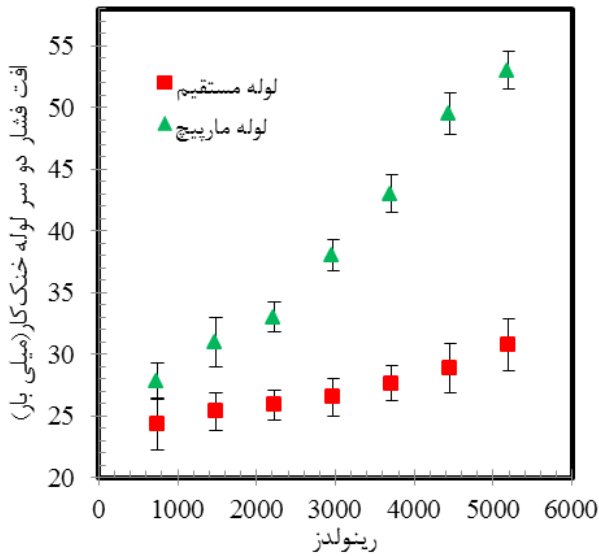


Fig. 8. Comparing pressure drop in straight and helical tubes

شکل ۸: مقایسه افت فشار در دو سر لوله خنک کار در لوله مارپیچ و لوله مستقیم

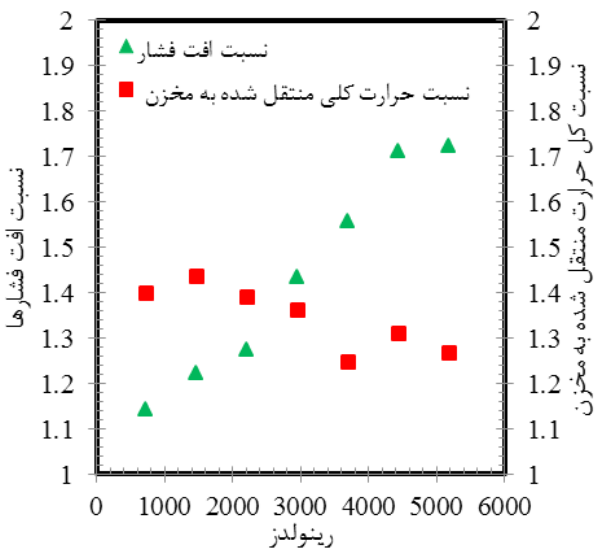


Fig. 9. Effect of heat flux and pressure drop in helical and straight tubes

شکل ۹: نمایش تاثیر همزمان نسبت کل حرارت منتقل شده به مخزن و نسبت افت فشار لوله مارپیچ به لوله مستقیم

### ۵- نتیجه گیری

یکی از مسائل مهم مورد توجه محققان، بهبود سیستم‌های انتقال حرارت و یافتن راه‌کارهای جدید در راستای ارتقای عملکرد حرارتی آنهاست. این روش‌های جدید بخصوص در صنایعی مانند پتروشیمی، لبنی و سیستم‌های خورشیدی که دارای ماهیت ناپایا هستند در حال تحقیق و توسعه هستند. در این مقاله استفاده از کویل مارپیچ بعنوان لوله خنک‌کار در یک مخزن استوانه‌ای حاوی سیال که انتقال حرارت در آن به صورت ناپایا انجام می‌شود مورد بررسی قرار گرفته و نتایج آن با حالتی که از لوله مستقیم برای

نشان می‌دهد. باید دقت شود که ماهیت مساله حاضر ناپایا است و اختلاف مشاهده شده می‌تواند در اثر استفاده از نتایج انتقال حرارت جابجایی مرجع [۱۶] در رابطه (۱۶) و یا نوسانات غیرقابل تشخیص در شرایط محیطی (مانند دمای اندازه گیری شده) باشد.

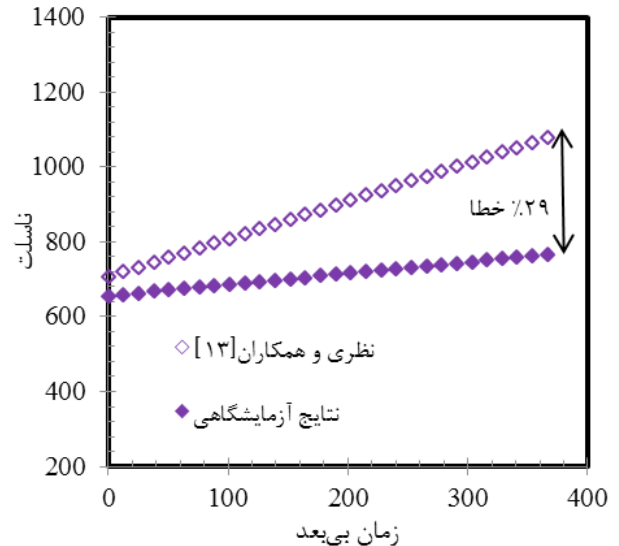


Fig. 7. Comparing experimental results for the Nusselt numbers in the closed reservoir with Nazari et al.[13]

شکل ۷: مقایسه نسلت مخزن از نتایج آزمایشگاهی در مدل لوله مستقیم و نتایج تجربی نظری و همکاران [۱۳]

اگرچه نتایج حاکی از افزایش قابل توجه انتقال حرارت در مدل لوله مارپیچ نسبت به مدل لوله مستقیم می‌باشد اما افت فشار به عنوان عامل محدودکننده برای استفاده از مدل لوله مارپیچ باید بررسی شود. شکل ۸ نشان‌دهنده افت فشار در لوله خنک‌کار است. نتایج حاکی از افزایش افت فشار مدل لوله مارپیچ نسبت به لوله مستقیم می‌باشد. همچنین این اختلاف با افزایش رینولدز جریان افزایش می‌یابد. بررسی همزمان بهبود حرارتی سیستم (نسبت حرارت کلی مخزن در لوله مارپیچ به لوله خالی) و افزایش افت فشار (نسبت افت فشار در لوله مارپیچ به لوله خالی) به عنوان معیاری از مصرف انرژی می‌تواند دید مناسب‌تری نسبت به استفاده از مدل مارپیچ ارائه دهد. شکل ۹ نشان‌دهنده هر دو اثر انتقال حرارت و افت فشار در لوله است. انتقال حرارت کلی در مخزن از رابطه (۱۷) تعیین می‌شود.

$$Q = MC_p(T_{max} - T_{end}) \quad (17)$$

در این رابطه  $T_{max}$  و  $T_{end}$  به ترتیب دمای نهایی و اولیه مخزن می‌باشند. در این شکل نسبت انتقال حرارت کلی در مخزن لوله مارپیچ به انتقال حرارت مدل لوله مستقیم و نسبت افت فشار مدل لوله مارپیچ به مدل لوله مستقیم برحسب عدد رینولدز بررسی شده است. با مقایسه نسبت بهبود انتقال حرارت و نسبت افت فشار نتیجه می‌گیریم که برای رینولدزهای کمتر از ۳۰۰۰ استفاده از مدل لوله مارپیچ انتخاب بهتری می‌باشد.

علایم یونانی	
ثابت ضریب انبساط حجمی (1/K)	$B$
گام بی بعد	$\Gamma$
افت فشار (mbar)	$\Delta P$
چگالی ( $\text{kgm}^{-3}$ )	$\rho$
لزجت سینماتیکی ( $\text{m}^2\text{s}^{-1}$ )	$\nu$
زیر نویس ها	
کوئل مارپیچ	$c$
آخرین لحظه	$End$
ورودی	$I$
بیشترین مقدار	$Max$
خروجی	$O$
مخزن	$R$
لوله مستقیم	$S$
لوله	$T$
دیواره	$W$

### منابع

- [1] L. Janssen, C. Hoogendoorn, Laminar convective heat transfer in helical coiled tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 21(9) (1978) 1197-1206.
- [2] F. Kozo, A. Yoshiyuki, Laminar heat transfer in a helically coiled tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 31(2) (1988) 387-396.
- [3] M. Abdalla, A four-region, moving-boundary model of a once-through, helical-coil steam generator, *Annals of Nuclear Energy*, 21(9) (1994) 541-562.
- [4] M. Nazari, M. Karami, M. Ashouri, Comparing the thermal performance of water, Ethylene Glycol, Alumina and CNT nanofluids in CPU cooling: Experimental study, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 57 (2014) 371-377.
- [5] J. Jayakumar, S. Mahajani, J. Mandal, P. Vijayan, R. Bhoi, Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers, *Chemical engineering research and design*, 86(3) (2008) 221-232.
- [6] M.E. Ali, Experimental investigation of natural convection from vertical helical coiled tubes, *International journal of heat and mass transfer*, 37(4) (1994) 665-671.
- [7] D. Prabhanjan, G. Raghavan, T. Rennie, Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger, *International*

خنک کاری استفاده می شود مقایسه شده است. به منظور مقایسه بهتر سطح حرارتی، لوله مارپیچ به گونه ای طراحی شده تا با سطح حرارتی لوله مستقیم برابر باشد. تاثیر استفاده از لوله مارپیچ بر روی انتقال حرارت و از طرفی افت فشار در ازای لوله مستقیم مدنظر قرار گرفته است. با تکرار آزمایش ها، نتایج به دست آمده به همراه بازه اطمینان ارائه شده و برای اعتبار سنجی، نتایج لوله خالی با روابط تئوری متداول در ادبیات مساله مقایسه شده اند. نتایج بهبود قابل ملاحظه انتقال حرارت در ازای استفاده از لوله مارپیچ به جای لوله مستقیم را نشان می دهد. تا جایی که کاهش حداکثر ۴۲ درصدی دمایی مخزن مبدل لوله مارپیچ با رینولدز ۵۱۹۷ و گام ۸ سانتی متر، طول عمودی ۲۴ سانتی متر و قطر لوله و قطر کوئل، ۱ و ۵ سانتی متر نسبت به لوله مستقیم مشاهده شده است. همچنین سرعت خنک کاری مبدل لوله مارپیچ نسبت به لوله خالی در زمان بی بعد مختلف در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته شده است. پژوهش حاضر، از جمله معدود مقالات در خصوص بررسی تجربی این گونه مبدل ها در حالت گذرا و همچنین استفاده لوله مارپیچ به عنوان لوله خنک کار است که نوآوری این کار پژوهشی به حساب می آید.

### فهرست علائم

$A$	مساحت سطح ( $\text{m}^2$ )
$B$	گام بی بعد
$C_p$	ظرفیت گرمایی ویژه حرارتی ( $\text{kJ/kgK}$ )
$D$	قطر لوله خنک کار (m)
$D$	قطر مخزن (m)
$De$	عدد بی بعد دین
$Gr$	عدد گرافش
$H$	ضریب انتقال حرارت جابه جایی ( $\text{W/mK}$ )
$L$	طول عمودی مخزن (m)
$\dot{m}$	نرخ جرمی جریان ( $\text{kg/s}$ )
$M$	جرم سیال داخل مخزن (Kg)
$Nu$	عدد ناسلت
$Pr$	عدد پرانتل
$\dot{q}$	شار حرارتی ( $\text{W/s}$ )
$Q$	حرارت کلی (W)
$Ra$	عدد رایلی
$Re$	عدد رینولدز
$T$	دما (K)
$U$	سرعت ( $\text{m/s}$ )



- results, *Experimental thermal and fluid science*, 1(1) (1988) 3-17.
- [13] M. Nazari, M. Ashouri, m.H. Kayhani, Experimental Investigation of Forced Convection of Nanofluids in a Horizontal Tube Filled with Porous medium, *Modares Mechanical Engineering*, 14(7) (2014) 109-116.
- [14] A.N. Dravid, K. Smith, E. Merrill, P. Brian, Effect of secondary fluid motion on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes, *AIChE Journal*, 17(5) (1971) 1114-1122.
- [15] M. Salimpour, Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers, *Experimental thermal and fluid science*, 33(2) (2009) 203-207.
- [16] M. Nazari, M. Ashouri, M.H. Kayhani, A. Tamayol, Experimental study of convective heat transfer of a nanofluid through a pipe filled with metal foam, *International Journal of Thermal Sciences*, 88(0) (2015) 33-39.
- Communications in Heat and Mass Transfer*, 29(2) (2002) 185-191.
- [8] E. Neshat, S. Hossainpour, F. Bahiraee, Experimental and numerical study on unsteady natural convection heat transfer in helically coiled tube heat exchangers, *Heat and Mass Transfer*, 50(6) (2014) 877-885.
- [9] M.E. Ali, Free convection heat transfer from the outer surface of vertically oriented helical coils in glycerol-water solution, *Heat and mass transfer*, 40(8) (2004) 615-620.
- [10] D.G. Prabhanjan, T.J. Rennie, G. Vijaya Raghavan, Natural convection heat transfer from helical coiled tubes, *International Journal of Thermal Sciences*, 43(4) (2004) 359-365.
- [11] R. Xin, M. Ebadian, Natural convection heat transfer from helicoidal pipes, *Journal of thermophysics and heat transfer*, 10(2) (1996) 297-302.
- [12] R.J. Moffat, Describing the uncertainties in experimental

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

M. Nazari, N. Babazadeh Baie, M.M. Shahmardan, "Comparison Between Thermal Performance of Coiled Tube and Straight Tube Inserted in a Cylindrical Reservoir in the Transient Convection Heat Transfer; Experimental Study"

*Amirkabir J. Mech. Eng.*, 49(3) (2017) 557-566.

DOI: 10.22060/mej.2016.666



