

## مطالعه عددی تاثیر لوله‌های پرده‌دار طولی در مبادله‌کن گرمایی بر انتقال گرما و الگوی جریان

علی جلایری قره‌قونلو

دانشجو کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی ارومیه، ارومیه، ایران، amirhosein.jalayeri77@gmail.com

سجادالله رضازاده\*

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی ارومیه، ارومیه، ایران، sor.mems@gmail.com

### چکیده

در این مقاله تاثیر تغییر شکل پرده‌های یک مبادله‌کن گرمایی بر انتقال گرما و الگوی جریان سیال مورد بررسی قرار گرفته شده است؛ تا بتوان با مقایسه نتایج مدل‌های مختلف بهترین مدل را جهت استفاده در اختیار کاربر قرار داد. جهت شبیه‌سازی عددی و گسسته‌سازی معادلات حاکم، از روش حجم محدود و برای کوپلینگ معادلات مربوط به میدان سرعت و فشار از الگوریتم SIMPLEC استفاده شده است. سیال ورودی به مبدل، نیوتونی، جریان سیال پایا، تراکم‌ناپذیر و با توجه به محدوده عدد رینولدز، آشفته بوده و شرط عدم لغزش روی دیواره مبدل حاکم می‌باشد. ضمناً دمای سیال ورودی 573K و دیواره مبادله‌کن گرمایی دما ثابت و برابر 353K در نظر گرفته شده است. نتایج عددی حاصل با داده‌های معتبر موجود در ادبیات فن مقایسه شده و تطابق خوبی مشاهده گردید. عدد ناسلت میانگین روی دیواره، افت فشار، دمای سیال خروجی و تغییرات سرعت در شکل‌های مختلف لوله با جزئیات برای دو دبی جرمی مختلف تحلیل شده‌اند. نتایج نشان می‌دهند که مبادله‌کن گرمایی برای تعداد فین شش و دبی جرمی  $0/04 \text{ kg/s}$  عملکرد بهتری داشته و با توجه به نتایج، عدد ناسلت و ضریب عملکرد (PI) بیشتر و افت فشار کمتری را ایجاد می‌نماید.

واژه‌های کلیدی: لوله پرده‌دار - عدد ناسلت - انتقال گرما - پره داخلی.

## Numerical study of the effect of longitudinally finned pipes on heat exchangers for heat transfer and flow pattern

A. Jalayerigharaghonlou  
S. Rezazadeh

Department of Mechanical Engineering, Urmia university of technology, Urmia, Iran  
Department of Mechanical Engineering, Urmia University of Technology, Urmia, Iran

### Abstract

In this paper, the fin profile of heat exchangers change effect on the heat transfer and fluid flow pattern has been investigated. To present the best choice, various model results are compared. For numerical simulation and discretization of governing equations, the finite volume method, and for coupling the velocity and pressure fields, the SIMPLEC method has been used. The inlet fluid to the heat exchanger is Newtonian; the fluid is steady, incompressible and according to Reynolds number range, is turbulent; the no-slip condition has been applied on the walls. Also, the inlet fluid temperature is 573K and the heat exchanger walls have a constant temperature equal to 353K. The numerical results have been compared with valid data which illustrated good agreement. The average Nusselt number on the wall, pressure drop, output temperature, and velocity variation have been analyzed in different models with more details for two mass flow rates. The results show that the heat exchanger with 6 fins and  $m=0.04 \text{ kg/s}$  has the best performance and presented the high Nusselt and PI and also low-pressure drop.

**Keywords:** Fin tube, Nusselt number, heat transfer, internal fin.

افزایش انتقال گرما حاصل می‌شود. Sadeghianjahromi و همکاران [۲] با بررسی انتقال گرما در حضور پرده‌های موجی شکل دریافتند که افزودن شکاف بر روی پرده‌های موج‌دار بر مقاومت حرارتی مبدل‌های حرارتی تاثیر داشته و باعث کاهش ۶٪ الی ۱۰٪ مقاومت گرمایی می‌شود. Modi و همکاران [۳] با استفاده از اشکال مختلفی برای پرده‌ها، مانند پرده‌های مستطیلی منحنی شکل (curved rectangular winglet)، پرده‌های سینوسی (sinusoidal wavy rectangular winglet) و پرده‌های مسطح مستطیلی (flat rectangular winglet) میزان انتقال گرما را بررسی نمودند. نتایج حاصل حاکی از افزایش عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز برای همه نمونه‌ها نسبت به مدل بدون پره بوده است. همچنین افت فشار نیز با کاهش روبرو شده است. Baba و همکاران [۴] طی پژوهشی به بررسی انتقال گرما و افت فشار نانو سیال برای یک لوله با سطح مقطع دایروی به‌مراه پرده‌های طولی داخلی پرداخته-

### ۱- مقدمه

مبادله‌کن‌های گرمایی دارای پره بطور گسترده‌ای برای افزایش انتقال گرما و افزایش بازدهی استفاده می‌شوند و روش بسیار موثر در بهبود انتقال گرما بشمار می‌روند. محققان زیادی در این زمینه سعی در دستیابی به بهترین عملکرد در مورد اینگونه مبادله‌کن‌های گرمایی داشته‌اند. حسینی و همکاران [۱] طی پژوهشی تحت عنوان مطالعه آزمایشگاهی و عددی انتقال گرما لوله‌های پرده‌دار دریافتند که استفاده از لوله با سطح مقطع بیضوی به‌مراه پرده‌های مستطیلی عملکرد مطلوب‌تری به لحاظ انتقال گرما، نسبت به لوله‌های با سطح مقطع دایروی به‌مراه پرده‌های مستطیلی داشته است. آنها همچنین دریافتند که در اعداد رینولدز پایین کاهش فاصله بین پرده‌ها باعث افزایش انتقال گرما می‌شود. در عوض در رینولدزهای بالا با افزایش فاصله بین پرده‌ها

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: sor.mems@gmail.com

تاریخ دریافت: ۹۹/۰۳/۳۱

تاریخ پذیرش: ۰۰/۰۱/۱۶

اند. نتایج نشان داده که استفاده همزمان نانوسیال و فین باعث می‌شود با افزایش عدد رینولدز میزان ناسلت افزایش، ضریب اصطکاک کاهش و افت فشار نسبت به مدل پایه افزایش یابد. Kim [۵] انتقال گرما و مقاومت پارمترهای لوله‌های پرده‌دار داخلی را در شکل‌های مختلف بررسی کردند. این بررسی‌ها نشان داد که پره‌های داخلی که بترتیب دوزنقه‌ای (trapezoidal)، مستطیلی (rectangle) و دایروی (round ridge) بودند، باعث افزایش عدد ناسلت و در نتیجه انتقال گرما می‌شود. یک ساختار جدید از لوله‌های گالوانیزه با لوله داخلی توسط Wang و همکاران [۶] طراحی شد و تحت شرایط جریان آشفته و لایه‌ای مورد بررسی قرار گرفت و با حالتی که فاقد لوله داخلی باشد مقایسه شد و نتیجه حاصل حاکی از عملکرد مطلوب‌تر انتقال گرما لوله دارای هسته داخلی بود. Kursun و [۷] همکاران انتقال گرما لوله با استفاده از پره‌های طولی سینوسی را بررسی کردند. برای این پژوهش عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب بهبود انتقال گرما محاسبه شده است. شبیه‌سازی‌ها برای دامنه، طول موج پره و اعداد رینولدز گوناگون انجام شده است. بیشترین بهبود عدد ناسلت برای لوله با پره مسطح ۲۵٪ و برای لوله با پره سینوسی ۷۸٪ بدست آمده است. همچنین مشاهده شد که با افزایش عدد رینولدز برای لوله با پره مسطح ضریب بهبود انتقال گرما ثابت مانده است. در مقادیر بالای دامنه و عدد رینولدز برای لوله با فین سینوسی ضریب بهبود به زیر یک سقوط کرده است. در بازه دمایی ورودی ۳۰۰ الی ۶۰۰ کلون ضریب بهبود بین ۰/۸۵ الی ۲/۳۲ متغیر بوده است. نتیجه نهایی حاکی از تاثیر مثبت استفاده پره سینوسی بوده است. Liu و همکاران [۸] سعی کردند با استفاده از آزمایش و شبیه‌سازی عددی، ویژگی‌های جریان و انتقال گرما با پره‌های داخلی و خارجی را بررسی کنند. این هندسه از یک لوله بیرونی و داخلی که از لوله بیرونی جریان هوای سرد و از لوله درونی جریان هوای گرم عبور می‌کند تشکیل شده است. روی پوسته لوله داخلی از فین‌های حلقوی و در داخل آن از پره طولی با سطح مقطع دوزنقه استفاده شده است. ضریب انتقال گرما، اختلاف فشار و اختلاف دما در دی‌های مختلف به ازای ارتفاع‌های گوناگون حاصل شد است. حداکثر خطای حاصل محاسبات عددی برای ضریب انتقال حرارت ۶/۹٪ و برای ضریب اصطکاک ۴/۷٪ حاصل شد. در نهایت مشاهده شد که ضریب انتقال گرما و ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز، افزایش یافته است. همچنین تاثیر به سزای ارتفاع پره حلقوی بر انتقال گرما و مقاومت جریان دیده شد. Wang و همکاران [۹] اثرات پروفیل‌های مختلف برای پره‌ها در جریان آشفته و تاثیر آنها بر انتقال گرما را بررسی نموده‌اند. در این بررسی سه نوع پره S-shape، Z-shape و V-shape بکار برده شده است. عملکرد لوله‌ها تحت دبی یکسان با یکدیگر مقایسه شده است. مشخص شد لوله‌هایی که پره‌های S شکل و Z شکل داشتند نسبت به پره V شکل عملکرد دمایی مطلوب‌تری داشته‌اند. علاوه بر این، لوله با پره‌های Z شکل بهترین عملکرد را داشته است. همچنین مشاهده شد که ایجاد یک شعاع انحنا در ورودی لوله بیرونی برای فین‌های S شکل اثر قابل ملاحظه‌ای بر انتقال گرما داشته است. در انتها مشخص شد عدد ناسلت مربوط به پره‌های S شکل و Z شکل مقادیر بیشتری نسبت به پره V شکل داشته‌اند. در ضمن تحت شرایط یکسان دبی جرمی، توان پمپ و افت فشار انتقال گرما پره‌های S شکل و Z شکل بیشتر از پره V

شکل بوره است. Liu و همکاران [۱۰] با بررسی انتقال گرما و پارامترهای جریان آشفته برای یک لوله حاوی پره‌های طولی، دریافتند که افزایش تعداد پره‌ها منجر به افزایش ضریب انتقال گرما جابه‌جایی شده است. همچنین نتایج نشان داده که با افزایش تعداد پره‌ها ضریب اصطکاک با افزایش دبی کاهش داشته است. Liu و همکاران [۱۱] با بررسی عددی و آزمایشگاهی پارامترهای جریان و انتقال گرما برای یک لوله که دارای پره‌های داخلی می‌باشد، دریافتند که استفاده از پره می‌تواند ضریب انتقال گرما و ضریب اصطکاک را بترتیب ۷/۹۴ الی ۸/۶۷ و ۵/۳۹ الی ۵/۸۴ نسبت به لوله ساده افزایش دهد. Hamdeh و همکاران [۱۲] اثرات وجود پره در لوله دایروی را بر انتقال گرما و اغزرزی بررسی کرده‌اند. نتایج نشان داده که، اگر عدد رینولدز در محدوده مطالعه افزایش یابد، بازه حرارتی و تلفات اغزرزی بترتیب ۱۵/۹ و ۹/۴ درصد کاهش می‌یابد. محمدی و همکاران [۱۳] مطالعه بهبود عملکرد مبادله-کن گرمای پوسته و لوله در واحد تقطیر نفت خام را در دستور کار داشته‌اند. هدف این پژوهش مطالعه عملکرد مبادله‌کن گرمای پوسته و لوله جهت افزایش انتقال گرما می‌باشد. به همین منظور راهکارهای مختلف افزایش انتقال گرما مانند استفاده از لوله‌های پرده‌دار ارزیابی شده است. نتایج بدست آمده نشان داده که استفاده از لوله‌های پرده‌دار نسبت به روش‌های دیگر مورد استفاده در این پژوهش، نرخ انتقال گرمای بیشتری داشت است. ساجدی و همکاران [۱۴] با مطالعه رفتار گرمایی نانوسیالات و در یک مبادله‌کن گرمایی پرده‌دار در رژیم جریان لایه‌ای به این نتیجه رسیدند که استفاده همزمان از این نوع مبادله‌کن گرمایی و نانوسیال باعث افزایش ضریب انتقال گرما جابه‌جایی و افت فشار می‌شود. لذا برای تعیین ارزیابی عملکرد گرمایی نسبت این دو معیار نسبت انتقال گرما به افت فشار مقایسه شده است.

در این بررسی نیز سعی شده تا با مقایسه سه مدل لوله پرده‌دار طولی داخلی که بترتیب دارای چهار، پنج و شش پره می‌باشند، نتایج را برای عدد ناسلت روی دیواره، افت فشار، دمای خروجی لوله و تغییرات مومنتوم در طول لوله استخراج کرده و با توجه به ضریب عملکرد مدل‌های مختلف، بهترین مدل برگزیده شود. برای مطالعه عددی موضوع حاضر، از روش حجم محدود استفاده شده و برای اعتبار بخشیدن به نتایج اعتبارسنجی با مطالعات پیشین انجام شده است. در این بررسی شرایط بصورت پایا، تراکم ناپذیر و آشفته در نظر گرفته شده است. هدف اصلی این مطالعه، مقایسه انتقال گرما ایجاد شده در رژیم جریان آشفته و در حضور پره‌های طولی می‌باشد. نوآوری صورت گرفته در این مطالعه، ترکیب آرایش جدیدی از پره‌ها و استفاده از آنها در جریان آشفته برای افزایش نرخ انتقال گرما بوده است.

## ۲- هندسه

شکل ۱ نشان می‌دهد که لوله از تعدادی پره داخلی تشکیل شده، که وظیفه آن خنک‌کاری سیال داغ ورودی لوله می‌باشد. پارامترهای هندسی مربوط، قطر داخلی ( $d_i$ ) و خارجی ( $d_o$ )، استوانه مرکزی، قطر خارجی استوانه خارجی ( $D_o$ )، ضخامت مربوط به استوانه خارجی ( $\delta$ )، زاویه بین پره‌ها ( $\theta$ )، طول پره‌ها ( $l_f$ ) و طول لوله ( $l$ ) می‌باشد. در جدول ۱ می‌توان مقادیر مربوط به این پارامترها را مشاهده نمود.

جدول ۲- مشخصات فیزیکی آلومینیوم

$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$C_p$ [J/Kg.K]	$k$ [W/m.K]
۲۷۱۹	۸۷۱	۲۰۲/۴

### ۳- معادلات

برای ساده کردن مدل، جریان داغ عبوری از داخل لوله تراکم ناپذیر و پایا فرض شد. همچنین نتایج بدست آمده از جریان، برحسب قطر هیدرولیکی ( $d_h$ ) که در واقع طول مشخصه می‌باشد بیان شده است. برای تعیین رژیم جریان با توجه به دبی‌های موجود باید محدوده عدد رینولدز بدست می‌آید که این ناحیه مطابق بازه زیر می‌باشد که نشان از آشفتگی جریان در داخل لوله دارد.

$$4702.33 < Re < 19887.4 \quad (1)$$

مدل جریان در نظر گرفته شده برای سیال با توجه به محدوده عدد رینولدز  $k - \epsilon$  realizable در نظر گرفته شده است. همچنین برای رفتار سیال در نزدیکی دیوارها حالت standard wall function تعیین شده است. الگوی حل معادلات در این مطالعه حجم محدود بوده و برای کوپل کردن معادلات سرعت و فشار از الگوریتم SIMPLEC استفاده شده است. همچنین برای گسسته‌سازی معادلات سرعت و فشار از اسکیم Second Order Upwind بهره برده شده است. دقت همگرایی معادلات برای معادلات پیوستگی، مومنوم و انرژی بترتیب برابر  $10^{-5}$ ،  $10^{-8}$  و  $10^{-12}$  بوده است.

### ۳-۱-۱ معادله پیوستگی

معادله پیوستگی که در آن  $u$ ،  $v$  و  $w$  بترتیب سرعت در راستای  $x$ ،  $y$  و  $z$  می‌باشد بصورت زیر تعریف شده است.

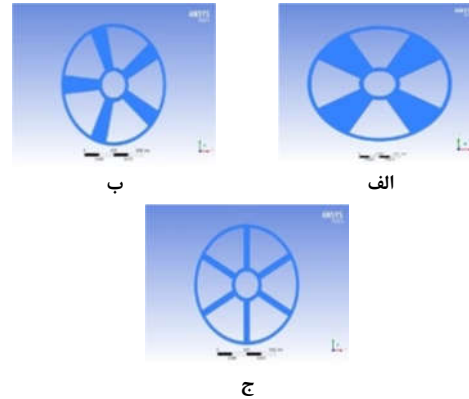
$$\text{continuity} : \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

### ۳-۱-۲ معادله مومنوم

معادلات مومنوم حاکم بر جریان مطابق رابطه ۳ و ۴ [۱۵] می‌باشد. با توجه به اینکه میزان انتقال گرما سیال در رژیم جریان آشفتگی در مقایسه با رژیم جریان لایه‌ای بدلیل بزرگتر بودن تنش برشی روی دیواره بیشتر می‌باشد و از طرفی بدلیل اینکه مطالعات زیادی در رژیم جریان لایه‌ای صورت گرفته در این مطالعه از رژیم جریان آشفتگی استفاده شده است. با توجه به اینکه مدل جریان  $k - \epsilon$  در نظر گرفته شده، به این صورت است که یک معادله برای  $k$  و یک معادله برای  $\epsilon$  حل شده است. در این روابط  $\rho_A$  چگالی هوا،  $\mu_t$  لزجت توربولانسی،  $\sigma_k$  و  $\sigma_\epsilon$  عدد پرنتل برای جریان آشفتگی،  $\epsilon$  نرخ تخریب انرژی توربولانسی،  $k$  انرژی جنبشی توربولانسی،  $C_1$  و  $C_2$  نیز اعداد ثابت تجربی هستند.

**Momentum (k - ε Model):**

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u v) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \rho k \right] \quad (3)$$



شکل ۱- سطح مقطع مدل‌ها

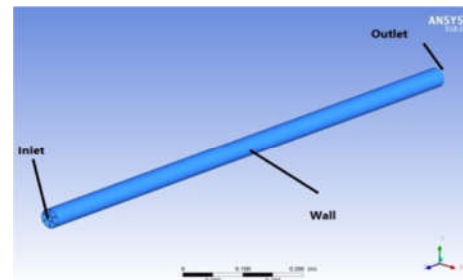
(الف) چهار پره (ب) پنج پره (ج) شش پره

جدول ۱- مقادیر پارامترهای هندسی

L (mm)	...
$l_f$ (mm)	۱۲
$\phi$	۶۰
$d_i$ (mm)	۴
$d_o$ (mm)	۵
$D_o$ (mm)	۱۸
$\delta$ (mm)	۲

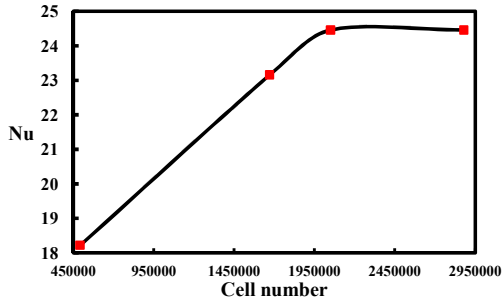
### ۳-۲ مدل فیزیکی و روش حل عددی

هدف این مطالعه بررسی بهبود انتقال گرما توسط پرها می‌باشد. لوله پرده‌دار بهمراه شرایط مرزی در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲- کانال سه بعدی پرده‌دار بهمراه شرایط مرزی

سیال مورد نظر برای شبیه‌سازی در این پژوهش هوای داغ و همچنین دمای دیواره بیرونی لوله بصورت دما ثابت در نظر گرفته شده است. جریان در ورودی لوله بصورت توسعه یافته در نظر گرفته نشده و سیال در طول لوله به توسعه یافتگی کامل می‌رسد. جنس لوله آلومینیوم در نظر گرفته شده است. از آنجایی که دمای گاز ورودی به لوله 573K و از طرفی نقطه ذوب آلومینیوم چیزی حدود 934K می‌باشد، لوله دچار مشکل خاصی در این دمای کاری نمی‌شود. مشخصات فیزیکی آلومینیوم در جدول ۲ آورده شده است.

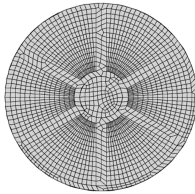


شکل ۳- تغییرات عدد ناسلت برحسب تعداد سلول

با مقایسه مقادیر عدد ناسلت و دمای خروجی بدست آمده در شبیه-سازی انجام شده با مقادیر موجود جهت اعتبار سنجی مشاهده شد که درصد خطای قابل قبولی بدست آمد. این مقایسه و مقادیر بدست آمده در جدول ۴ آورده شده است

جدول ۴- عدد ناسلت و دمای خروجی فرایند اعتبار سنجی و خطای محاسبات

	Nu	T <sub>outlet</sub> (K)
Validation	۲۵	۴۹۰
Present work	۲۴/۴۶۰۸	۴۵۵/۱۳
Error	%۲	%۷



شکل ۴- کیفیت شبکه بندی ایجاد شده برای شبکه بندی نوع سوم

#### ۶- مشخصات پارامترها

میزان گرمای انتقال یافته مطابق رابطه ۶ که در آن  $C_p$  گرمای ویژه در فشار ثابت است تعریف شده.

$$Q = C_p m (T_{in} - T_{out}) \quad (6)$$

ناسلت نیز مطابق رابطه ۹ بدست می آید که در آن  $h$  ضریب انتقال گرما جابجایی،  $d_e$  قطر هیدرولیکی لوله و  $k$  رسانایی گرمایی می باشد.

$$\bar{h} = q'' \frac{\ln \left( \frac{T_w - T_{m,in}}{T_w - T_{m,out}} \right)}{T_{m,out} - T_{m,in}} \quad (7)$$

$$de = \frac{4A_{in}}{P_{wet}} \quad (8)$$

$$Nu = \frac{hd_e}{k} \quad (9)$$

عدد رینولدز، افت فشار و ضریب اصطکاک نیز بصورت روابط ۱۰ الی ۱۲ تعریف شده که  $U_m$  سرعت متوسط،  $\rho$  چگالی و  $\mu$  لزجت می باشد.

$$Re = \frac{\rho U_m d_e}{\mu} \quad (10)$$

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} \quad (11)$$

$$f = \frac{2de\Delta P}{\rho L U_m^2} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vv) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial x} \right] \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial y} \right] + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \rho k \right] \end{aligned} \quad (4)$$

#### ۳-۲ معادله انرژی

در معادله ۵ [۱۵] که بیانگر معادله انرژی می باشد، پارامترهای  $T$ ،  $Pr$  و  $St$  برترتیب مربوط به عدد پرتل، دما و جمله چشمه می باشند.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho uT) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vT) = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] \end{aligned} \quad (5)$$

#### ۴- شرایط مرزی

برای بررسی مدل ها و انجام شبیه سازی ها شرایط مرزی حاکم بر مسأله بصورت جداگانه توضیح داده شده است.

**الف) شرط مرزی ورودی:** به صورت Mass Flow Inlet فرض شده و دمای ورودی  $T = 573K$  در نظر گرفته شده است. همچنین مسئله برای دو دبی  $0.02 \text{ kg/s}$  و  $0.04 \text{ kg/s}$  حل شده است.

**ب) شرط مرزی خروجی:** در خروجی نیز شرط مرزی Pressure outlet با فشار نسبی صفر در نظر گرفته شده است.

**ج) شرط مرزی دیواره:** در دیواره شرط مرزی دما ثابت با دمای  $T = 353K$  و شرط عدم لغزش حاکم است.

#### ۵- استقلال مش و اعتبار سنجی

معادلات حاکم بر مسئله با استفاده از روش حجم محدود حل شده و معادلات سرعت و فشار توسط الگوریتم SIMPLEC به یکدیگر کوپل شده اند. برای گسسته سازی معادلات مومنتوم و انرژی برترتیب از اسکیم های Quick و Second order upwind استفاده شده است. برای تعیین شبکه بندی مناسب برای مدل، مطالعه شبکه توسط نرم افزار Gambit [۱۶] انجام شده است. جهت انجام این کار برای  $\dot{m} = 0.04 \text{ kg/s}$  و تعداد پره  $N=6$  که در حقیقت بحرانی ترین حالت می باشد، چهار نوع شبکه ایجاد شده است. اطلاعات مربوط به این چهار نوع شبکه در جدول ۳ آورده شده است.

جدول ۳- اطلاعات شبکه بندی های فرایند استقلال شبکه

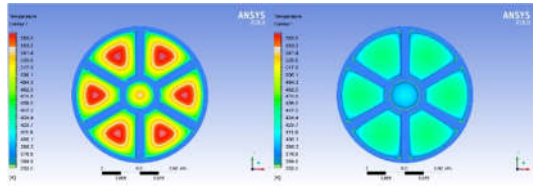
Mesh	Cell	Nu	Error
۱	۴۹۲۳۱۲	۱۸/۲۲۰	%۲۷
۲	۱۶۷۱۸۸۸	۲۳/۱۶۰۸	%۷
۳	۲۰۵۱۳۲۶	۲۴/۴۶۰۱	%۲
۴	۲۸۷۹۷۲۵	۲۴/۴۶۱۲	%۲

با حل تمامی چهار نوع شبکه بندی و بدست آوردن عدد ناسلت میانگین برای هر کدام از آنها و با توجه به شکل ۳ که تغییرات عدد ناسلت بر حسب تعداد گره می باشد، مشخص می شود که در شبکه نوع سه، عدد ناسلت ثابت و مستقل از شبکه شده است.

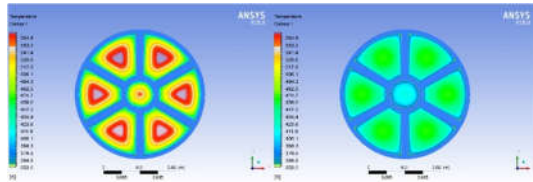
## ۷- نتایج

### ۱-۷ نتایج دمایی

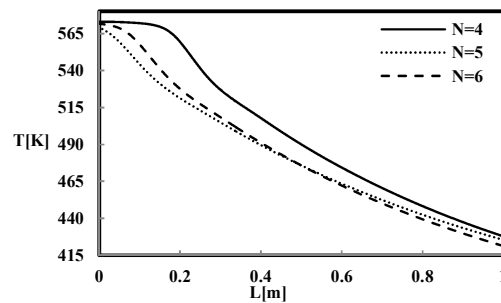
برای بررسی عملکرد دمایی لوله در دو دبی و در فواصل مشخص کانتورها و نمودارهای دما برای سه مدل چهار، پنج و شش پره مورد بررسی قرار داده شد. همچنین با بررسی نمودارهای مربوط به این مدل‌ها در دبی‌های معین و مقایسه آنها در حالت یکسان، عملکرد مطلوب‌تر نمونه شش پره در کاهش دمای سیال از ورودی تا خروجی نسبت به دو مدل دیگر نشان داده شد. با توجه به کانتورها که در شکل‌های ۵ الی ۱۰ آمده نیز می‌توان تاثیر افزایش تعداد پره‌ها را مشاهده کرد. همان‌طور انتظار می‌رفت با افزایش تعداد پره سطح انتقال گرما افزایش یافته و دما در خروجی کاهش پیدا کرده است.



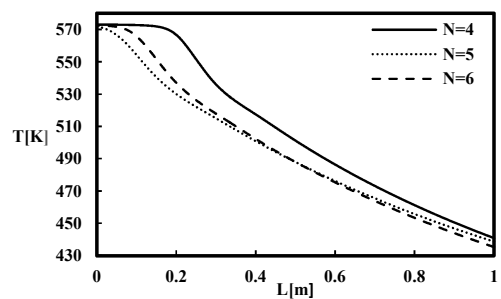
شکل ۹- کانتور دمایی مدل شش پره در دبی  $0.02 \text{ kg/s}$  برای  $x=0.2\text{m}$  و  $x=1\text{m}$  (بترتیب از چپ به راست)



شکل ۱۰- کانتور دمایی مدل شش پره در دبی  $0.04 \text{ kg/s}$  برای  $x=0.2\text{m}$  و  $x=1\text{m}$  (بترتیب از چپ به راست)



شکل ۱۱- تغییرات دما طول لوله در دبی  $0.02 \text{ kg/s}$  برای سه مدل چهار، پنج و شش پره

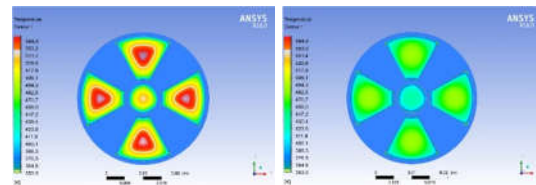


شکل ۱۲- تغییرات دما در طول لوله در دبی  $0.04 \text{ kg/s}$  برای سه مدل چهار، پنج و شش پره

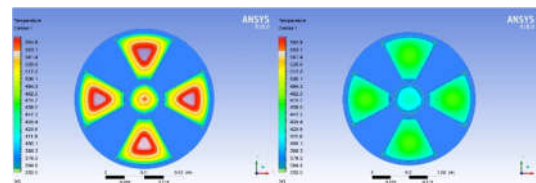
در جدول ۵ نیز مقادیر متوسط دمای خروجی گزارش شده، که نشان دهنده تایید عملکرد مطلوب‌تر نمونه شش پره می‌باشد.

جدول ۵- مقادیر متوسط دمای خروجی برحسب کلین برای دبی‌های مختلف

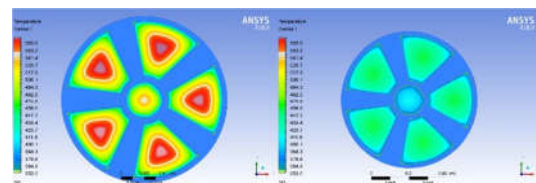
N	$\dot{m} [kg/s] = 0.02$	$\dot{m} [kg/s] = 0.04$
۴	۴۱۲/۳۳	۴۲۴/۰۸
۵	۴۱۰/۴۰	۴۲۲/۲۵
۶	۴۰۷/۳۸	۴۱۷/۰۶



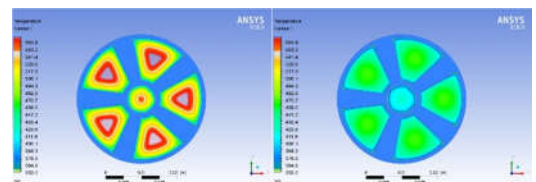
شکل ۵- کانتور دمایی مدل چهارپره در دبی  $0.02 \text{ kg/s}$  برای  $x=0.2\text{m}$  و  $x=1\text{m}$  (بترتیب از چپ به راست)



شکل ۶- کانتور دمایی مدل چهارپره در دبی  $0.04 \text{ kg/s}$  برای  $x=0.2\text{m}$  و  $x=1\text{m}$  (بترتیب از چپ به راست)



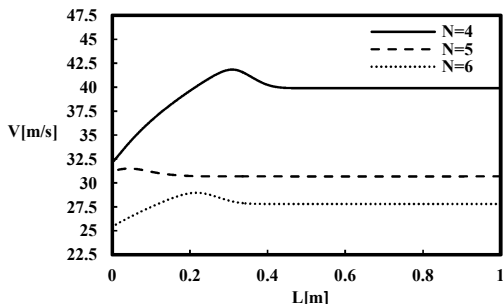
شکل ۷- کانتور دمایی مدل پنج پره در دبی  $0.02 \text{ kg/s}$  برای  $x=0.2\text{m}$  و  $x=1\text{m}$  (بترتیب از چپ به راست)



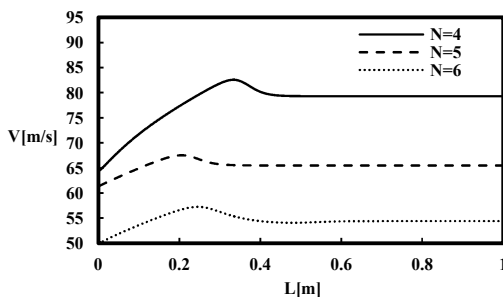
شکل ۸- کانتور دمایی مدل پنج پره در دبی  $0.04 \text{ kg/s}$  برای  $x=0.2\text{m}$  و  $x=1\text{m}$  (بترتیب از چپ به راست)

## ۷-۲ نتایج افت فشار

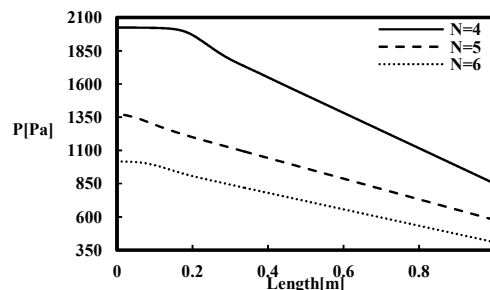
در این قسمت همانند تحلیل دمایی به مقایسه نمودارهای افت فشار پرداخته شده است. هدف از این مقایسه پی بردن به اختلاف فشار بین ورودی و خروجی لوله می‌باشد. هدف، تعیین مدلی می‌باشد که افت فشار کمتری داشته باشد تا مدل در معرض استهلاک و تنش کمتری قرار بگیرد. در جدول ۶ و شکل‌های ۱۳ و ۱۴ زیر مشخص شده که هرچه تعداد پره‌ها در یک دبی معین افزایش می‌یابد افت فشار کاهش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که در یک نمونه ثابت با افزایش دبی این اختلاف فشار افزایش می‌یابد.



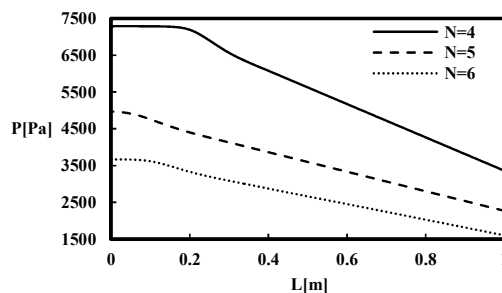
شکل ۱۵- تغییرات سرعت در طول لوله در دبی  $0.02 \text{ kg/s}$  برای سه مدل چهار، پنج و شش پره



شکل ۱۶- تغییرات سرعت در طول لوله در دبی  $0.04 \text{ kg/s}$  برای سه مدل چهار، پنج و شش پره



شکل ۱۳- تغییرات افت فشار در طول لوله در دبی  $0.02 \text{ kg/s}$  برای سه مدل چهار، پنج و شش پره



شکل ۱۴- تغییرات افت فشار در طول لوله در دبی  $0.04 \text{ kg/s}$  برای سه مدل چهار، پنج و شش پره

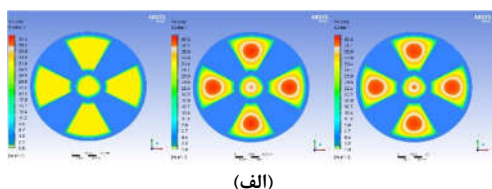
جدول ۶- مقادیر اختلاف فشار ورودی و خروجی در دبی‌های مختلف

N	$\dot{m} [\text{kg/s}] = 0.02$	$\dot{m} [\text{kg/s}] = 0.04$
۴	۱۵۲۴/۹۷	۵۶۴۷/۳۷
۵	۱۰۳۹/۵۸	۳۸۴۲/۳۲
۶	۷۵۷/۶۱	۲۷۹۵/۳۲

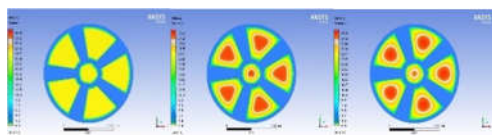
## ۷-۳ تغییرات مومنتوم برای مدل‌های مختلف

در این قسمت بررسی توسعه یافتگی جریان و کانتورهای سرعت برای مدل‌های مختلف می‌باشد تا بتوان تاثیر افزایش تعداد پره را بر تغییرات سرعت درک نمود. با توجه به اینکه افزایش ضخامت لایه مرزی و توسعه یافتگی جریان، عاملی مزاحم برای انتقال گرما می‌باشد افزایش تعداد پره در مدل‌های مختلف باعث به تاخیر افتادن روند توسعه یافتگی جریان و افزایش ضخامت لایه مرزی شده است. به همین خاطر میزان

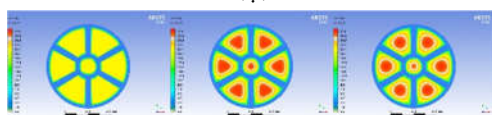
انتقال گرما در مدل شش پره نسبت به دو مدل دیگر بیشتر بوده است. در شکل ۱۵ و ۱۶ می‌توان روند توسعه یافتگی جریان را در طول لوله مشاهده نمود. همچنین در شکل‌های ۱۷ و ۱۸ نیز کانتورهای سرعت این روند را در مقاطع مختلف نشان می‌دهند.



(الف)

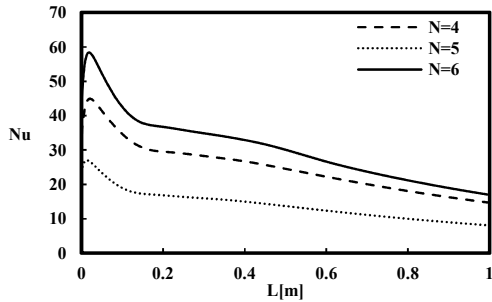


(ب)



(ج)

شکل ۱۷- کانتور سرعت مدل چهار، پنج و شش پره در دبی  $0.02 \text{ kg/s}$  برای  $x=0\text{m}$ ،  $x=0.4\text{m}$  و  $x=0.6\text{m}$  (بترتیب از چپ به راست)



شکل ۲۰- تغییرات عدد ناسلت روی دیواره برای سه مدل چهار، پنج و شش پره در دبی  $0.04 \text{ kg/s}$

جدول ۷- مقادیر متوسط عدد ناسلت دیواره در دبی‌های مختلف

N	$\dot{m}[\text{kg/s}] = 0.02$	$\dot{m}[\text{kg/s}] = 0.04$
۴	۶/۵۴	۱۲/۱۰۵
۵	۹/۵۶	۱۷/۶۷۷
۶	۱۴/۲۲۶	۲۶/۱۰۱

### ۸- ضریب عملکرد

برای تشخیص این که، بهترین نمونه برای بکارگیری در مصارف گوناگون کدام مدل می‌باشد به محاسبه ضریب عملکرد سیستم (PI) پرداخته شده است. برای بدست آوردن ضریب عملکرد، نمونه‌ها با نمونه بدون پره مقایسه شده و نتایج آن مطابق رابطه ۱۲ در جدول ۹ وارد شده است.

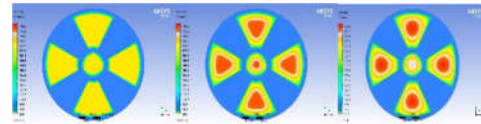
$$PI = \frac{Nu_m}{Nu_0} \left( \frac{f_m}{f_0} \right)^{1/3} \quad (12)$$

در این رابطه ضریب عملکرد،  $Nu_m$  عدد ناسلت مدل پره‌دار،  $Nu_0$  عدد ناسلت مدل بدون پره (مدل پایه)،  $f_m$  ضریب اصطکاک مدل پره‌دار و  $f_0$  ضریب اصطکاک مدل پایه می‌باشد. در جدول ۸ مقادیر مربوط به ضریب عملکرد برای دو دبی در نمونه‌های مختلف آورده شده است.

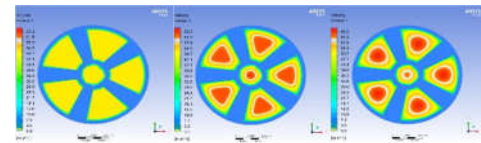
جدول ۸- مقادیر مربوط به ضریب عملکرد سیستم در دبی‌های مختلف

N	$\dot{m}[\text{kg/s}] = 0.02$	$\dot{m}[\text{kg/s}] = 0.04$
۴	۱/۱۱	۱/۳۲
۵	۱/۲۶	۱/۴۴
۶	۱/۸۶	۲/۱

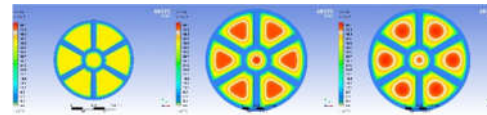
همان‌طور که مشاهده می‌شود بهترین ضریب عملکرد مربوط به نمونه شش پره در دبی  $\dot{m} = 0.04 \text{ kg/s}$  می‌باشد. یعنی با استفاده از مدل شش پره و در دبی بالا علی‌رغم افزایش افت فشار میزان افزایش نرخ انتقال حرارت در مقایسه با مدل پایه به گونه‌ای بوده که تاثیر بسزایی داشته است.



(الف)



(ب)

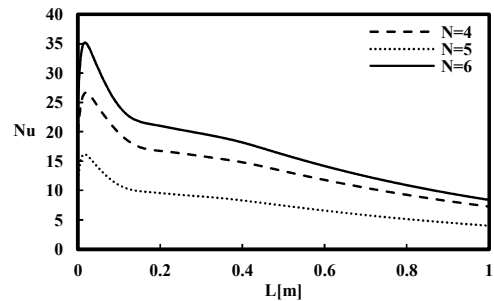


(ج)

شکل ۱۸- کانتور سرعت مدل چهار، پنج و شش پره در دبی  $0.04 \text{ kg/s}$  برای  $x=0\text{m}$ ،  $x=0.4\text{m}$  و  $x=0.6\text{m}$  (بترتیب از چپ به راست)

### ۳-۷ نتایج تغییرات عدد ناسلت دیواره

یکی دیگر از پارامترهای اساسی بر تعیین بهبود عملکرد مدل عدد ناسلت می‌باشد. در شکل‌های ۱۹ و ۲۰ می‌توان مشاهده نمود که افزایش تعداد پره‌ها باعث افزایش عدد ناسلت در یک دبی ثابت شده است. دلیل افزایش عدد ناسلت برای مدل شش پره در مقایسه با مدل‌های دیگر افزایش بیشتر مساحت سطح تبادل گرما و تاخیر در روند تشکیل لایه مرزی می‌باشد. به همین ترتیب بدلیل بزرگتر بودن مساحت سطح تبادل گرما در مدل پنج پره در مقایسه با مدل چهار پره تغییرات محلی عدد ناسلت و همچنین مقدار میانگین آن بیشتر بوده است. در جدول ۷ نیز مقادیر متوسط عدد ناسلت برای هر مدل آورده شده است.



شکل ۱۹- تغییرات عدد ناسلت روی دیواره برای سه مدل چهار، پنج و شش پره در دبی  $0.02 \text{ kg/s}$



## ۹- نتیجه گیری

با بررسی مدل‌ها به لحاظ افت فشار، تغییرات مومنوم در طول لوله، تغییرات عدد ناسلت بر روی دیواره و همچنین دمای خروجی لوله باید به این سؤال پاسخ داد کدام حالت بهترین مدل بوده و برتری آن نسبت به مدل پایه چیست؟ با توجه به کاربرد اینگونه لوله‌ها که در مبادله‌کن‌های حرارتی به کار می‌روند هدف اصلی این است که بیشترین انتقال گرما را ایجاد کرده و تا حد امکان، دمای خروجی گاز پایین آورده شود، تا حداکثر انرژی مورد بهره برداری قرار گرفته شود. همچنین با بررسی اختلاف فشار ورودی و خروجی تلاش شد، تا این اختلاف فشار مانع از آسیب به لوله و کاهش توان مصرفی کمپرسور شود. حال برای پاسخ به سؤال باید با توجه به اعداد موجود در جداول و همچنین نکات مطرح شده بالا بهترین مدل را انتخاب نمود. یکی از پارامترهای مهم، عدد ناسلت می‌باشد که میزان انتقال گرما را تعیین می‌کند. با توجه به اعداد موجود بیشترین مقدار برای مدل شش پره با دبی  $\dot{m} = 0.04 \text{ Kg/s}$  می‌باشد. در مقایسه دمای خروجی لوله‌ها نیز کمترین دما مربوط به مدل شش پره با دبی  $\dot{m} = 0.02 \text{ Kg/s}$  می‌باشد. این در حالی است که این نمونه در مقایسه با همین مدل تحت دبی  $\dot{m} = 0.04 \text{ Kg/s}$  تنها هفت درجه سلسیوس خنک تر است. در حالی که اختلاف عدد ناسلت زیادی با یکدیگر دارند و مدل شش پره تحت دبی  $\dot{m} = 0.04 \text{ Kg/s}$  انتقال گرما بیشتری فراهم می‌کند. پس می‌توان این نتیجه را گرفت که مدل شش پره تحت دبی  $\dot{m} = 0.04 \text{ Kg/s}$  بهترین مدل می‌باشد. برای صحت گذاشتن بر این موضوع می‌توان به جدول ۹ استناد کرد، که در آن مقادیر مربوط به ضریب عملکرد هر مدل آورده شده است. با توجه به این مقادیر می‌توان دریافت که مدل شش پره در دبی  $\dot{m} = 0.04 \text{ Kg/s}$  عملکرد مطلوب‌تری داشته است. برای مطالعات آینده پیشنهاد می‌شود که از دو روش فعال و غیرفعال بصورت همزمان برای افزایش ضریب عملکرد و انتقال گرما استفاده شود. در همین راستا می‌توان با استفاده از پره و نانوسیال که خواص موثر را افزایش می‌دهد استفاده کرد.

## ۱۰- مراجع

- tubes. In *Journal of heat transfer*, Kumi City, Korea, 1993.
- [6] Wang, Q.-W., et al., Investigation of turbulent flow and heat transfer in periodic wavy channel of internally finned tube with blocked core tube. *Journal of heat transfer*, Xi'an, China, 2008.
- [7] Kuşun, B., Thermal performance assessment of internal longitudinal fins with sinusoidal lateral surfaces in parabolic trough receiver tubes. In *Renewable energy*, Amasya, Turkey, 2019.
- [8] Liu, L., et al., Flow and heat transfer characteristics of finned tube with internal and external fins in air cooler for waste heat recovery of gas-fired boiler system. In *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, Nanjing, China, 2013.
- [9] Wang, Q.-W., M. Lin, and M. Zeng., Effect of lateral fin profiles on turbulent flow and heat transfer performance of internally finned tubes. In *Applied Thermal Engineering*, Xi'an, China, 2009.
- [10] Liu, L., X. Ling, and H. Peng., Complex turbulent flow and heat transfer characteristics of tubes with internal longitudinal plate-rectangle fins in EGR cooler. In *Applied thermal engineering*, Nanjing, China, 2013.
- [11] Liu, L., et al., Experimental and numerical investigation on flow and heat transfer characteristics of a multi-waves internally spiral finned tube. In *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Changzhou, China, 2021.
- [12] Abu-Hamdeh, N.H. and A. Alimoradi., Investigation of the effect of the finned coiled wire insert on the heat transfer intensification of circular tube. In *Energy and exergy analysis. Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, Jeddah, Saudi Arabia, 2021.
- [۱۳] محمدی ر، قاسمی ا. و صفی‌خانی ح، بهبود عملکرد مبادله‌کن گرمای پوسته و لوله در واحد تقطیر نفت خام شرکت پالایش نفت امام خمینی(ره) شازند. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د.۴۹، ش.۴، ص.۲۳۹-۲۴۸، ۱۳۹۸.
- [۱۴] ساجدی ر. و جعفری م، بررسی تجربی معیارهای مختلف قضاوت گرمایی نانوسیالات در رژیم جریان لایه‌ای در مبادله‌کن گرمایی پره‌دار. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د.۴۷، ش.۳، ص.۱۲۷-۱۱۹، ۱۳۹۵.
- [15] Lee, H.-H., Finite element simulations with ANSYS Workbench 18. 2018: SDC publications.
- [16] McKelvey, R.D., A.M. McLennan, and T.L. Turocy, *Gambit: Software tools for game theory*. 2006.
- [1] Hashem-ol-Hosseini, A., M.A. Ghazani, and M.D. Emami., Experimental study and numerical simulation of thermal hydraulic characteristics of a finned oval tube at different fin configurations. In *International Journal of Thermal Sciences*, Isfahan, Iran, 2020.
- [2] Sadeghianjahromi, A., et al., Heat transfer enhancement of wavy fin-and-tube heat exchangers via innovative compound designs. In *International Journal of Thermal Sciences*, Hsinchu, Taiwan, 2020.
- [3] Modi, A.J. and M.K. Rathod., Comparative study of heat transfer enhancement and pressure drop for fin-and-circular tube compact heat exchangers with sinusoidal wavy and elliptical curved rectangular winglet vortex generator. In *International Journal of Heat and Mass Transfer*, India, 2019.
- [4] Baba, M.S., A.S.R. Raju, and M.B. Rao., Heat transfer enhancement and pressure drop of Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub>-water nanofluid in a double tube counter flow heat exchanger with internal longitudinal fins. *Case studies in thermal engineering*, Hyderabad, Telangana, India, 2018.
- [5] Kim, N.-H. and R. Webb., Analytic prediction of the friction and heat transfer for turbulent flow in axial internal fin