

بهبود انتقال حرارت در مبدل حرارتی پوسته لوله ای با کمک لوله هایی با سطح مقطع غیر دایروی

محمد رضا صفاریان^۱
دکتری

فریور فاضلپور^۲
دانشیار

مهرداد شمس^۳
دانشیار

یکی از پرکاربردترین مبدل حرارتی، مبدل حرارتی پوسته لوله ای است. هدف از انجام این تحقیق، افزایش انتقال حرارت و کاهش افت فشار با تغییر در سطح مقطع لوله های مبدل حرارتی بود. در این پژوهش، از لوله هایی با سطح مقطع دایروی، بیضوی با زاویه حمله 0° و بیضوی با زاویه حمله 90° استفاده شد. برای Re بین 3000 تا 15000 مقدار افت فشار و ضریب انتقال حرارت را بررسی شد و سپس مدل ترکیبی شامل دو حالت: حالت اول: لوله های دایروی در مرکز پوسته و لوله های بیضوی با زاویه حمله 90° در اطراف پوسته و حالت دوم: لوله های بیضوی با زاویه حمله 90° در مرکز پوسته و لوله های دایروی در اطراف پوسته مورد مطالعه قرار گرفته شد، که نشان دهنده افزایش انتقال حرارت در لوله های بیضوی به خصوص لوله های بیضوی با زاویه حمله 90° نسبت به دایروی است درحالیکه لوله های دایروی کمترین افت فشار را داشتند. استفاده از حالت ترکیبی اول ($STHE-CT&ET90^\circ$) و حالت دوم ($STHE-ET90^\circ&CT$) اگر چه موجب افزایش انتقال حرارت به ترتیب برابر با 10% و 3% نسبت به حالت $STHE-CT$ می شود ولیکن موجب افزایش افت فشار نیز خواهد شد.

واژه های راهنما: مبدل حرارتی پوسته لوله ای، لوله های بیضوی، لوله های دایروی، انتقال حرارت، افت فشار

۱- مقدمه

از مبدل های حرارتی در صنایعی که به انتقال حرارت بین دو سیال نیاز است استفاده می شود [۱]. در واقع میتوان از آنها در هر فرایندی که شامل خنک کردن، گرم کردن، مایع کردن، جوشش یا تبخیر باشد، استفاده نمود [۲].

عملکرد و راندمان مبدل های حرارتی از طریق مقدار گرمای انتقالی با استفاده از کمترین مساحت انتقال حرارت و افت فشار اندازه گیری می شود. تعریف بهتر از راندمان، با محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی انجام می شود [۳، ۴]. یکی از مهمترین اجزاء مبدل های حرارتی بافل (تیغه) است. که از دسته لوله ها حفاظت کرده و جریان

^۱ دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران جنوب، تهران St_mr_saffarian@azad.ac.ir

^۲ نویسنده مسئول، دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران جنوب، تهران F_fazelpour@azad.ac.ir

^۳ دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران shams@kntu.ac.ir

سیال را در پوسته تنظیم می‌کند. ژانگ و همکاران^۱ [۵] نشان دادند که بافل ساده بیشترین کاربرد را در مبدل حرارتی داشته و حرکت سیال را در پوسته به صورت زیگزاگی تنظیم می‌کند. توسعه‌ی تکنولوژی نانو، ضرورت تولید نانوسیال به عنوان سیال جدید انتقال دهنده‌ی گرما را ضروری می‌کند. بسیاری از مطالعات نشان می‌دهد که نانوسیال، هدایت گرمایی را بهبود می‌دهد اگرچه، این ویژگی مطلوب با افزایش لزجت نانوسیال همراه است [۶-۱۰]. محققان دریافتند با داشتن تنها ۳،۰٪ درصد حجمی نانوذرات مس در داخل اتیلن گلیکول (به عنوان سیال پایه) هدایت گرمایی به میزان ۴۰٪ افزایش می‌یابد [۱۱]. دونگ سونگ سوک و وونگ ویسز^۲ [۱۲] نتیجه گرفتند که لزجت سیال با پایه آب به همراه نانوسیال TiO₂ در مقایسه با سیال پایه حدود ۴٪ تا ۵٪ افزایش می‌یابد.

مبدل حرارتی جریان متقاطع^۳ با آرایش لوله‌های بیضوی، سطح انتقال حرارت را در مقایسه با آرایش لوله دایره‌ای افزایش می‌دهد، ولیکن موجب افزایش افت فشار و در نتیجه منجر به افزایش برق مصرفی پمپ می‌شود. بنابراین بسیار مهم است که بهینه‌سازی بین افزایش انتقال حرارت و هزینه برق مصرفی پمپ انجام گردد [۱۳، ۱۴]. زاورسکی و همکاران^۴ [۱۵] یک بررسی مدل سازی دقیق از این نوع مبدل‌های حرارتی ارائه کردند. بنابراین، به عنوان مکمل کار آزمایشگاهی، روش‌ها و رویکردهای مختلف عددی برای ارزیابی ویژگی‌های مبدل حرارتی به طور فزاینده‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرند [۱۶-۱۸].

روچا و همکاران^۵ [۱۹] با مقایسه بین مبدل حرارتی صفحه‌ای^۶ با لوله‌های دایروی و لوله‌های بیضوی برای عدد پرانتل ثابت ۰،۷ و عدد رینولدز بین ۰ تا ۱۶۰۰ عملکرد بهتری برای افت فشار و راندمان بالاتر را نشان دادند. ماتوس و همکاران^۷ [۲۰-۲۲] با مقایسه بین لوله‌های بیضوی و دایروی با تعداد ۱۲ لوله و عدد رینولدز بین ۳۰۰ تا ۸۰۰ نشان دادند که لوله‌های بیضوی راندمان بیشتری داشته و انتقال حرارت در آن‌ها ۲۰٪ افزایش می‌یابد. ابراهیم و گوما^۸ [۱۳] نشان دادند که دسته لوله‌های بیضوی با زاویه حمله ۰° عملکرد حرارتی بیشتری دارند. بوریس و همکاران^۹ [۲۳] نشان دادند که در دسته لوله‌ها با آرایش مربعی میزان رسوب در لوله‌ها بیضوی نسبت به دایروی ۷۳٪ کاهش یافته و افزایش سطح انتقال و کاهش افت فشار را در پی دارد. نوری بروجردی و لواسانی [۲۴، ۲۵] بر روی ویژگی‌های جریان و انتقال حرارت در لوله تکی دوکی شکل مطالعه کرده‌اند. موآود^۱ [۲۶] به بررسی جابه‌جایی اجباری بر سطح خارجی لوله‌های مارپیچ به صورت آزمایشگاهی پرداخته است. در تحقیقات قبلی میزان تاثیر انتقال حرارت و افت فشار در مبدل‌های حرارتی پوسته لوله ای با لوله‌های با سطح مقطع دایروی و یا بیضوی مورد مطالعه قرار گرفته بود ولی تاکنون استفاده از دسته لوله‌ها که شامل لوله‌های بیضوی و دایروی با یکدیگر باشند بررسی نشده است و از آنجا که این نوع آرایش دسته لوله‌ها

¹ Zhang et al

² Duangthongsuk and Wongwises

³ Crossflow

⁴ Zaversky et al

⁵ Rocha et al

⁶ Plate Fine

⁷ Matos et al

⁸ Ibrahim and Goma

⁹ Bouris et al

¹ Single Cam-Shape Tube ⁰

¹ Moawed ¹

تا کنون مورد بررسی و تحقیق واقع نشده است، لذا هدف از انجام این پژوهش این است که با تغییر در سطح مقطع لوله ها و نیز تغییر در آرایش دسته لوله ها، انتقال حرارت در مبدل حرارتی پوسته لوله ای با بافل ساده را افزایش داد. برای رسیدن به این هدف، از آرایش جدید دسته لوله ها در مبدل حرارتی پوسته لوله ای استفاده شد. این آرایش جدید شامل دسته لوله های با سطح مقطع غیر دایروی و دایروی با یکدیگر و به صورت ترکیبی در مبدل حرارتی پوسته لوله ای بود.

۲- روش شناسی تحقیق

در این تحقیق برای شبیه سازی و تحلیل داده ها از نرم افزارهای محاسباتی CFD استفاده شد. برای این منظور از نرم افزار COMSOL (version 5.2) استفاده شد.

ابتدا مبدل حرارتی با آرایش دسته لوله هایی که دارای سطح مقطع مختلف بودند، بررسی شد. در این مطالعه لوله ها با سطح مقطع دایروی، بیضی با زاویه حمله 0° و بیضی با زاویه حمله 90° بررسی شد. مقدار انتقال حرارت و افت فشار را در آنها مقایسه شد. سپس با توجه به فرضیه جدید تعریف شده در این تحقیق، مبدل حرارتی با دسته لوله هایی که شامل لوله های با سطح مقطع دایروی و هم بیضوی بودند، مورد تحلیل قرار گرفت. مقدار انتقال حرارت و افت فشار در حالت های مختلف بررسی و با یکدیگر مقایسه شد. با توجه به نتایج بدست آمده بهترین حالت برای سطح مقطع و آرایش ترکیبی دسته لوله ها که موجب افزایش انتقال حرارت و کاهش افت فشار در مبدل حرارتی می شوند پیشنهاد شد.

۲-۱- شبیه سازی کامپیوتری

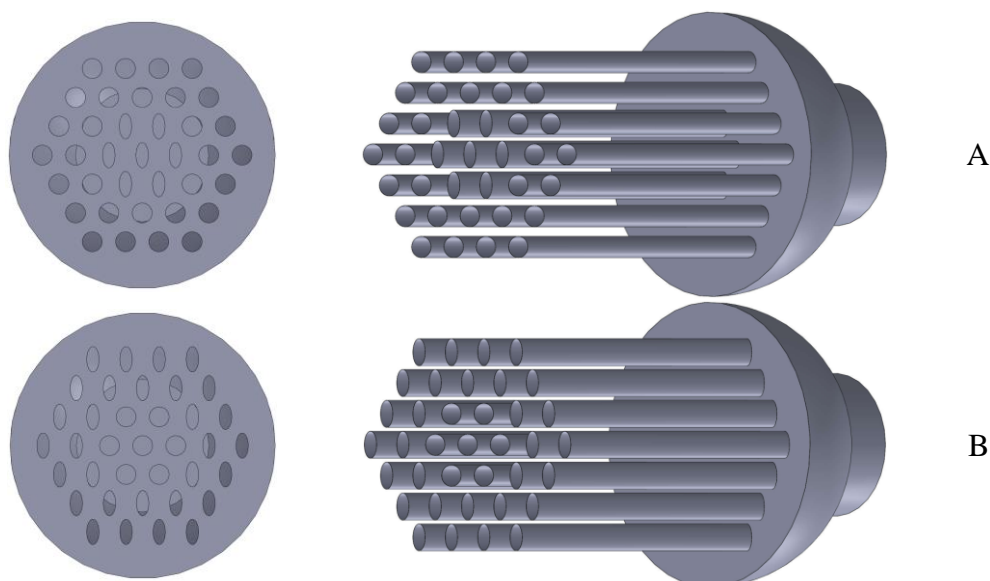
در ادامه این تحقیق شکل جدید مبدل حرارتی پوسته لوله ای با لوله های با سطح مقطع مختلف بررسی شد. ترکیب استفاده شده در این تحقیق استفاده از لوله های با سطح مقطع بیضوی با زاویه حمله 90° به همراه لوله های با سطح مقطع دایروی بود. در دو حالت، این چیدمان جدید لوله ها را بررسی شد. حالت A لوله های بیضوی با زاویه حمله 90° در مرکز و لوله های دایروی در نزدیکی پوسته^۱ و حالت B لوله های دایروی در مرکز و لوله های بیضوی با زاویه حمله 90° در نزدیکی پوسته^۲. در شکل (۱) نمایش سه بعدی رسم شده از این دو حالت در نرم افزار SolidWorksTM (version 2017) نشان داده شده است.

۲-۲- حل عددی

برای حل عددی معادلات حاکم بر انتقال حرارت و افت فشار از نرم افزار COMSOL Multiphasics (version 5.2) استفاده شد. ابتدا شکل های رسم شده در نرم افزار (version 2017) SolidWorksTM به نرم افزار COMSOL انتقال داده شد و بعد از مشخص کردن نوع سیال و جنس مبدل حرارتی، معادلات حاکم برای تحلیل انتقال حرارت و افت فشار مبدل حرارتی انتخاب و شرایط مرزی در نرم افزار اعمال شد [۲۷].

¹ STHE-ET90°&CT

² STHE-CT&ET90°



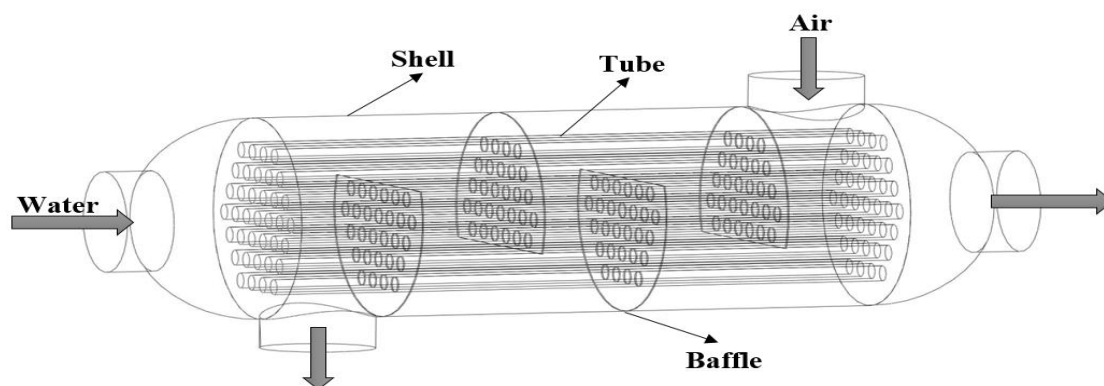
شکل ۱- شکل سه بعدی: A. STHE-ET90°&CT; B. STHE-CT&ET90°

۱-۲-۲-۲ معرفی COMSOL Multiphysics

شبيه سازي هاي رایانه‌اي به يك بخش ضروري از علوم و مهندسي تبديل شده است. محققان از زبان‌هاي برنامه نويسي پايه تا پيشرفته، در سطح بالا براي اجراي روش‌هاي مختلف شبيه سازي استفاده مي‌کنند. محيط شبيه سازي کامپيوتری، به سادگي تجربه‌اي از قوانين فيزيكي دنياي واقعي را به شكل مجازي ارائه مي‌دهد. COMSOL يك پلت فرم انعطاف پذير است که به کاربران اجازه مي‌دهد تا تمام جنبه‌هاي فيزيكي مربوط به طرح خود را مدل سازي کنند. از ويژگي‌هاي خاص آن قابليت اضافه کردن هر گونه اثر فيزيكي به مدل مي‌باشد.

۲-۲-۲-۲ شرايط مرزي

عدد رينولدز به بزرگي ۴۰۰۰ براي نرخ جرمي جريان مختلف، براي سيال هوا و آب در نظر گرفته شده است. بنابراین رژیم جريان در مبدل حرارتي، آشفته^۱ و غير قابل تراکم^۲ مي‌باشد. سيال گرم با دماي 353.15 K وارد لوله‌هاي مبدل حرارتي و سيال سرد با دماي 278.15 K وارد پوسته مبدل حرارتي مي‌شود (شکل ۲).



شکل ۲- مبدل حرارتي پوسته لوله‌اي با بافل ساده

¹ Turbulent

² Incompressible Flow

برای بررسی انتقال حرارت و افت فشار سیال گرم (آب) را با نرخ جرمی جریان مختلف:
0.38025, 0.57039, 0.76049, and 0.95061 kg/s

و سیال سرد (هوا) را با نرخ جرمی جریان مختلف:
0.0039857, 0.0059794, 0.0079740, and 0.0099697 kg/s

در نظر گرفته شد. سیال در ورودی لوله‌های مبدل حرارتی با فشار اتمسفریک وارد شد و در خروجی پوسته مبدل حرارتی با فشار اتمسفریک خارج گردید. و شرط بدون لغزش^۱ برای سطح لوله‌ها و پوسته در نظر گرفته شد. این شرایط مرزی برای حل عددی مبدل حرارتی در نرم افزار استفاده می‌شود.

از سیال آب و هوا برای بررسی ضریب انتقال حرارت و افت فشار در مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای استفاده شد (شکل (۲)). مشخصات ترمودینامیکی این سیال‌ها در جدول (۱) آمده است.

در این تحقیق از مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای با جریان متقاطع استفاده شد هوا از یک سمت وارد پوسته و آب در سمت مخالف وارد لوله‌ها شد. از آرایش^۲ دسته لوله‌های مثلثی با زاویه^۳ 30° در مبدل حرارتی با مشخصات هندسی مندرج در جدول (۲) استفاده شده بود.

از بافل ساده^۴ با بافال کات 25% استفاده شد (شکل (۳)). استفاده از این نوع بافل در صنعت و نیز در مطالعات و تحقیق‌های صورت گرفته در مورد مبدل‌های حرارتی بسیار رایج بوده است [۲۸].

جدول ۱- مشخصات ترمودینامیک سیال درون پوسته و لوله در فشار اتمسفریک

Thermos physical properties	Water	Air	Unit
Dynamic viscosity	0.0003545	0.00001754	Pa*s
Ratio of specific heat	1	1.4	1
Heat capacity	4194	1006	J/(kg*K)
Density	971.8	1.269	kg/m ³
Thermal conductivity	0.6562	0.02401	W/(m*K)

جدول ۲- مشخصات هندسی مبدل حرارتی

مشخصات	مقدار	واحد
قطر پوسته	۲۰	cm
قطر لوله	۱/۵	cm
طول پوسته / لوله	۵۰	cm
تعداد لوله‌ها	۳۷	عدد
قطر ورودی / خروجی پوسته	۱۰	cm
تعداد بافال‌ها	۴	عدد

¹ No Slip Condition

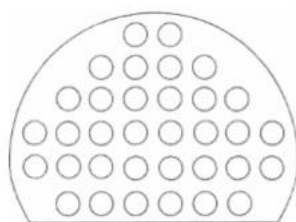
² Tube Pitch

³ Rotated Triangular

⁴ Single Segmental Baffle

⁵ 25% Baffle Cut

Segmental baffle
(≈ 25% area is cutaway)



شکل ۳- بافل ساده با بافل کات 25%

۳-۲-۲- معادلات حاکم بر نرم افزار

روش حل CFD در نرم افزار COMSOL براساس روش المان محدود^۱ [۲۹, ۳۰] است. برای حل این مسئله از معادله k-ε جریان‌های آشفته^۲ استفاده شد. نرم افزار COMSOL از معادلات ناویر استوکس^۳ [۲۷] به عنوان معادلات پایه برای حل مدل‌های سیال استفاده می‌کند.

۳-۲-۳- مدل سازی جریان‌های آشفته

۳-۲-۱- مدل آشفتگی

برای مدل سازی جریان آشفته از مدل‌های RANS استفاده شد،

$$\frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial t} + \langle U_i \rangle \frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \langle P \rangle \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho \langle u_i u_j \rangle \right\} \quad (1)$$

آخرین عبارت $-\rho \langle u_i u_j \rangle$ تنش رینولدز نامیده می‌شود که نوسانات سرعت ناشی از آشفتگی را توصیف می‌کند. این عبارت برای بستن این معادله نیاز به مدل شدن دارد. تقریب بوسینسک اجازه می‌دهد تا تنش رینولدز با استفاده از لزجت آشفته که شبیه به لزجت مولکولی است مدل سازی شود. بنابراین معادله فوق می‌شود،

$$\frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial t} + \langle U_i \rangle \frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial k}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + v_T) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

استفاده از مدل‌های RANS مستلزم دو معادله انتقال اضافی، برای انرژی جنبشی آشفتگی، k ، و نرخ اتلاف آشفتگی، ε ، یا نرخ اتلاف ویژه، ω ، برای حل معادله است. از این رو مدل $k-\omega$ ، که k (انرژی جنبشی آشفته) و ω (نرخ اتلاف ویژه) یا مدل $k-\varepsilon$ ، که k (انرژی جنبشی آشفته) و ε (نرخ اتلاف انرژی آشفته) برای حل این معادلات استفاده شده است. این مدل در حال حاضر برای استفاده صنعتی متداول است [۳۱].

¹ Finite Element Method

² The Turbulent Flow k-ε Model

³ The Navier-Stokes Equations

⁴ Specific Dissipation Rate

⁵ Turbulent Kinetic Energy

⁶ Turbulent Energy Dissipation Rate

۲-۲-۳- مدل k-ε

از مدل k-ε برای حل معادلات آشفتگی در نرم افزار COMSOL استفاده شده است. اولین متغیر انتقالی، انرژی جنبشی جریان آشفته k و دومین متغیر انتقالی، اتلاف انرژی آشفته، ε است. معادلات انتقالی مدل شده به صورت زیر می باشد،

$$\rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot \left[-pI + (\mu + \mu_T)(\nabla u + (\nabla u)^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot u)I - \frac{2}{3}\rho kI \right] + F \quad (3)$$

$$\nabla \cdot (\rho u) = 0$$

برای انرژی جنبشی جریان آشفته^۱ داریم:

$$\rho(u \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

برای اتلاف انرژی آشفته^۲،

$$\rho(u \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{e1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{e2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_p$$

برای ویسکوزیته آشفته^۳،

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

ثابت‌های استفاده شده در معادلات انرژی جنبشی آشفته، اتلاف و ویسکوزیته آشفته برابر است با:

$$C_{e1} = 1.44, C_{e2} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1 \text{ and } \sigma_\varepsilon = 1.3.$$

و تولید انرژی جنبشی آشفته به شرح زیر بیان می‌شود:

$$P_k = \mu_T \left[\nabla u : (\nabla u + (\nabla u)^T) - \frac{2}{3}(\nabla \cdot u)^2 \right] - \frac{2}{3}\rho k \nabla \cdot u \quad (7)$$

۲-۴- مش زدن

COMSOL برای مش‌زدن از مجموعه‌ای از ابزارهای آنالیز عددی پیشرفته استفاده می‌کند. این نرم افزار تجزیه و تحلیل را به همراه تطبیق مش انجام می‌دهد. ساختار پیچیده مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای^۴ باعث می‌شود که ساختار مختلف چهار بعدی^۵، هرم^۶، منشور^۷، مثلثی^۸ و چهار ضلعی^۹ در هنگام مش‌زدن در شکل ایجاد شود

¹ Turbulent Kinetic Energy

² Dissipation

³ Turbulent Viscosity

⁴ Shell and Tube Heat Exchanger (STHE)

⁵ Unstructured Tetrahedral

⁶ Pyramid

⁷ Prism

⁸ Triangular

⁹ Quadrilateral

(جدول ۳). مش زدن توسط نرم افزار COMSOL انجام شده است. براساس انتخاب نوع مشی که در نرم افزار تعریف شده است، تعداد هر المان براساس ساختار آن در مش بدست می آید.

۱-۲-۴- استقلال مش

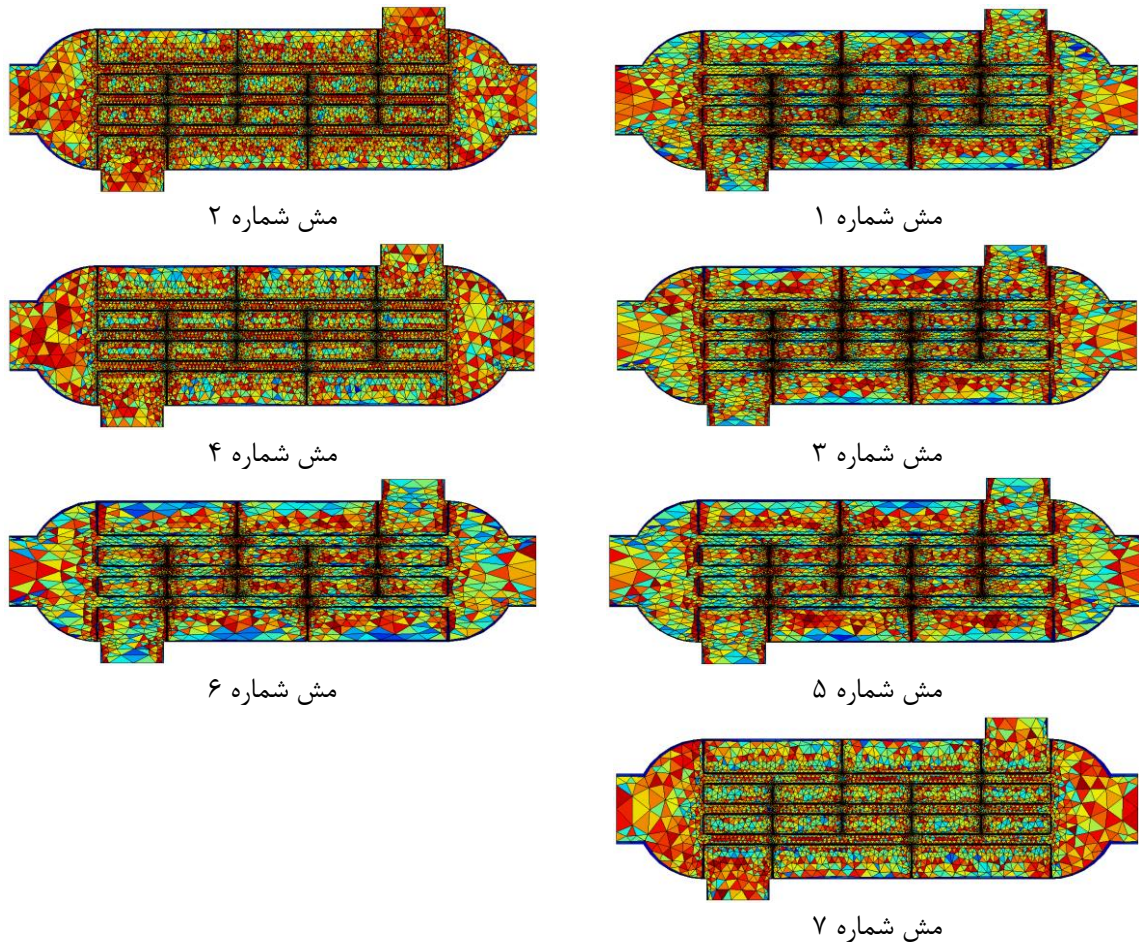
برای بررسی نوع و تعداد مش مناسب، از شبیه سازی مبدل حرارتی پوسته لوله ای با بافل کات 25% و لوله های با سطح مقطع دایروی با مدل $k-\epsilon$ و عدد رینولدز 4337 و نرخ جرمی جریان 0.38025 kg/s در نرم افزار استفاده شد. نرم افزار COMSOL به صورت اتوماتیک مقدار بهینه برای منطقه نزدیک دیواره ها^۱ را برای مش زدن اعمال می کند. برای بررسی تعداد مش مناسب هفت نوع مختلف مش با سایزهای مختلف مورد بررسی قرار گرفت (شکل ۴). تعداد کل مش زده شده در این حالت ها به ترتیب مش بزرگ تر به کوچکتر برابر است با:

1,292,741; 1,165,641; 1,140,747; 1,055,370; 989,759; 886,459 and 791,018

جدول ۳- درصد ساختارهای هندسی مختلف مش در تعداد مش های مختلف

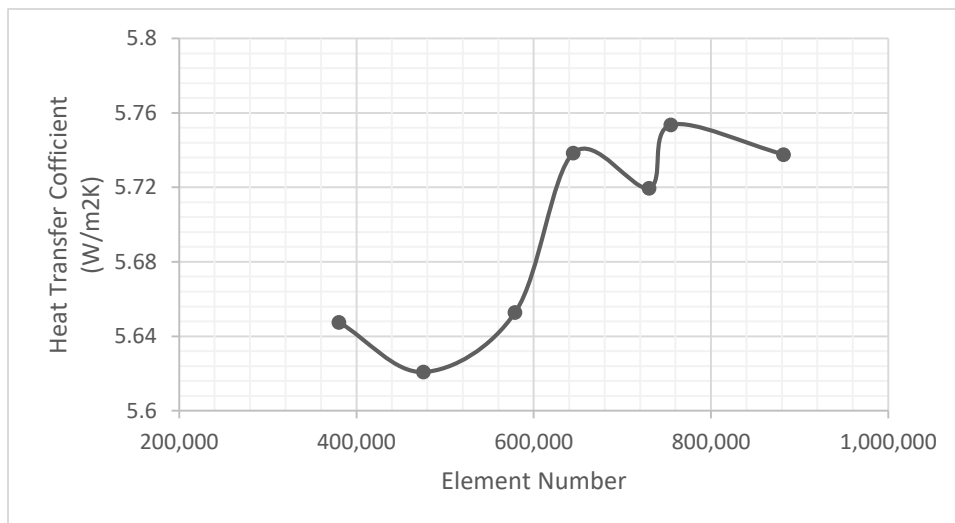
شماره	تعداد مش	Tetrahedral elements	Pyramid elements	Prism elements	Triangular elements	Quadrilateral elements	Edge elements	Minimum element quality	Average element quality
۱	۱,۲۹۲,۷۴۱	% ۶۸,۴۸	% ۰,۳۰	% ۲۱,۹۶	% ۸,۲۱	% ۰,۲۵	% ۰,۸۰	$1,021\text{E-}4$	۰,۳۱۵۵
۲	۱,۱۶۵,۶۴۱	% ۶۵,۰۲	% ۰,۳۳	% ۲۴,۶۷	% ۸,۶۰	% ۰,۳۳	% ۱,۰۵	$3,037\text{E-}4$	۰,۵۱۲۲
۳	۱,۱۴۰,۷۴۷	% ۶۴,۲۷	% ۰,۳۴	% ۲۴,۹۳	% ۹,۲۶	% ۰,۲۸	% ۰,۹۱	$2,785\text{E-}4$	۰,۲۹۸
۴	۱,۰۵۵,۳۷۰	% ۶۱,۳۷	% ۰,۳۶	% ۲۷,۲۸	% ۹,۴۷	% ۰,۳۶	% ۱,۱۵	$0,001425$	۰,۴۸۳۷
۵	۹۸۹,۷۵۹	% ۵۸,۷۵	% ۰,۳۰	% ۲۸,۰۴	% ۱۱,۷۷	% ۰,۲۷	% ۰,۸۸	$1,835\text{E-}4$	۰,۳۰۷۵
۶	۸۸۶,۴۵۹	% ۵۳,۹۴	% ۰,۳۴	% ۳۱,۵۶	% ۱۲,۸۹	% ۰,۳۰	% ۰,۹۸	$3,328\text{E-}4$	۰,۲۸۹۱
۷	۷۹۱,۰۱۸	% ۴۸,۳۵	% ۰,۳۷	% ۳۴,۱۵	% ۱۵,۵۰	% ۰,۴۰	% ۱,۲۴	$0,00229$	۰,۴۶۱۶

^۱ The Near Wall Region

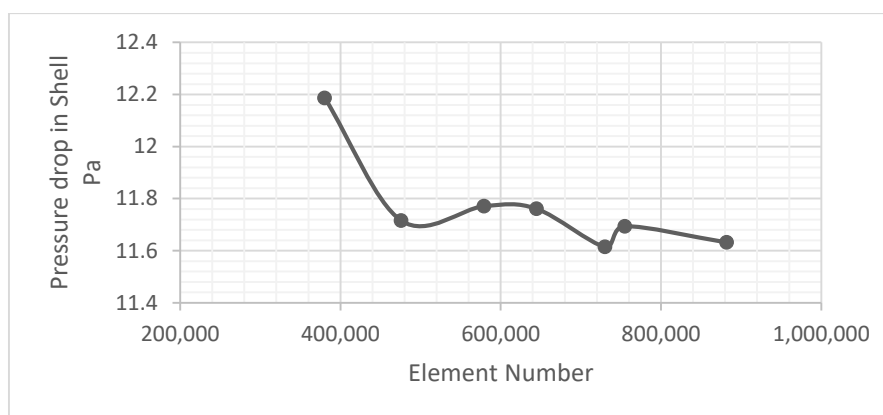


شکل ۴- نمونه مش های زده شده در نرم افزار COMSOL

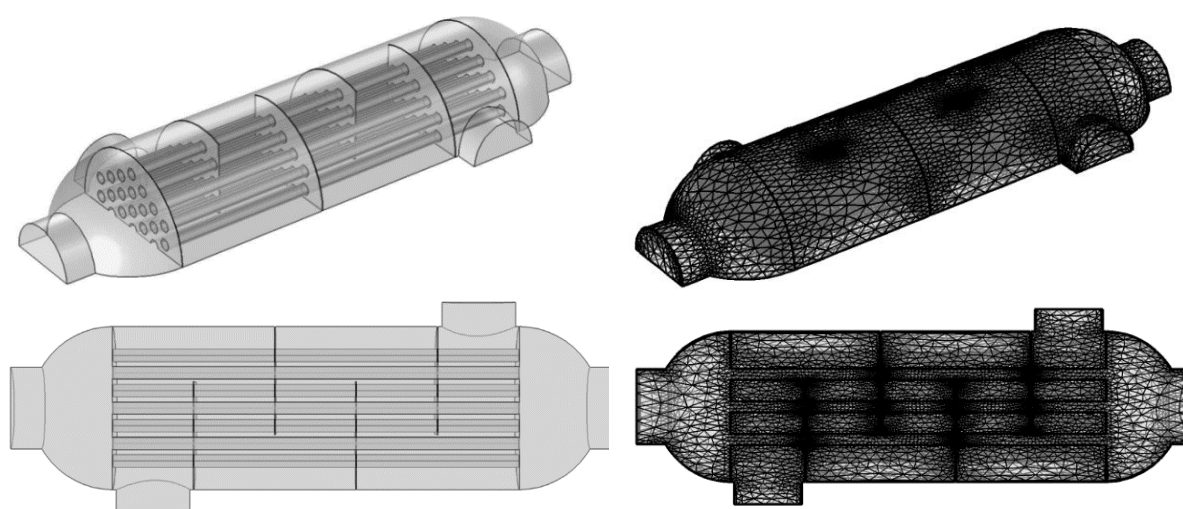
برای تمام مش های زده شده ضریب انتقال حرارت و افت فشار بدست آورده شد و باهم مقایسه شد. شکل (۵) نشان دهنده انحراف ضریب انتقال حرارت برای مش های مختلف می باشد. تفاوت آن با مقدار مش انتخابی در این تحقیق که مش شماره ۳ می باشد برابر با 1.7% است.



شکل ۵- ضریب انتقال حرارت در مش های مختلف



شکل ۶- انتقال حرارت در پوسته در مش‌های مختلف



شکل (۷) - مدل مش استفاده شده در حل محاسبات عددی مبدل حرارتی با تعداد مش 1,140,747

شکل (۶) نشان دهنده انحراف انتقال حرارت در پوسته برای مش‌های مختلف می‌باشد. اختلاف آن با مقدار مش شماره ۳ برابر با 1.3% است. نتایج نشان می‌دهد که انحراف ضریب انتقال حرارت کل و افت فشار بین مش‌ها با اندازه‌های مختلف به ترتیب کمتر از 1.7% و 1.3% است. با توجه به این که تحلیل انجام شده براساس شکل ۳ بعدی بوده و استفاده از تعداد مش بیشتر باعث افزایش زمان حل نرم افزار می‌گردد، می‌توان نتیجه گرفت که از مش 1,140,747 به بعد این تاثیر قابل چشم پوشی است. در نتیجه مش با سایز فوق برای مدل‌های محاسباتی انتخاب گردید (شکل (۷)).

۲-۵- متغیرهای تحقیق

در این تحقیق در رینولدزهای بین 3,000 تا 15,000 مقدار ضریب انتقال حرارت، افت فشار سمت پوسته و افت فشار سمت لوله برای دسته لوله‌هایی با سطح مقطع مختلف متشکل از: STHE-CT; STHE-ET0°; STHE-ET90°; STHE-CT&ET90°; STHE-ET90°&CT

بررسی شد.

۲-۶- بررسی قابلیت اطمینان و اعتبار نتایج

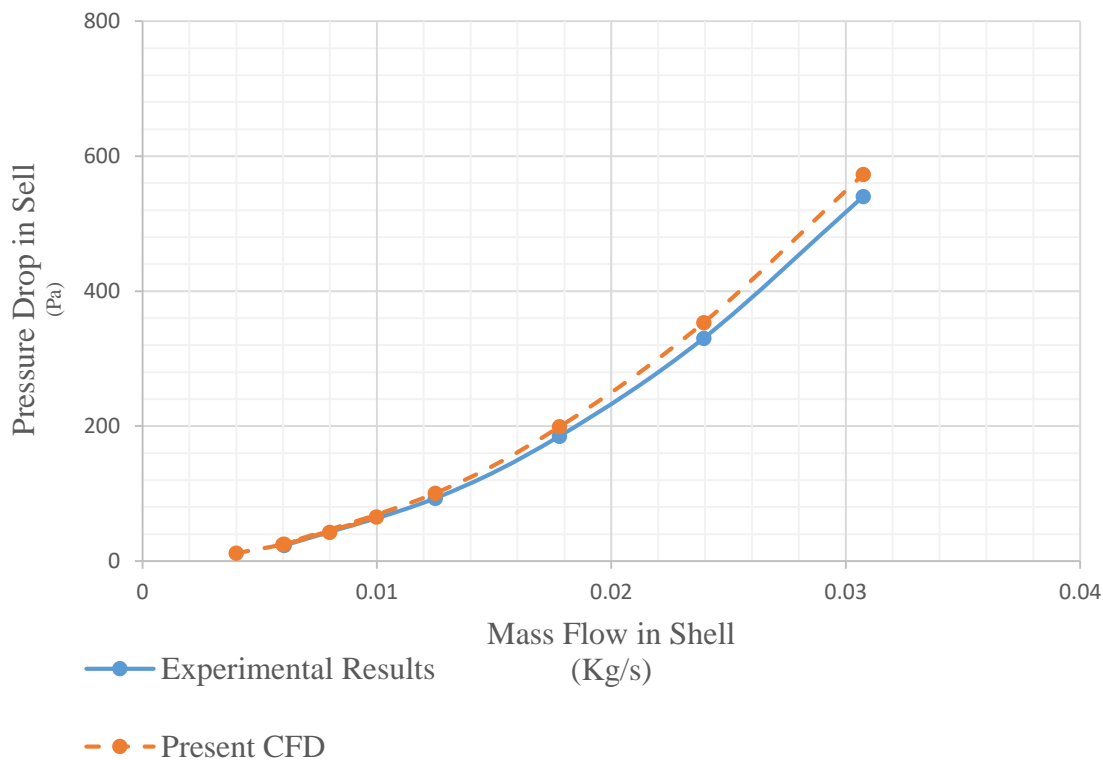
برای بررسی قابلیت اطمینان حل CFD به کمک نرم افزار، نتیجه بدست آمده با نتیجه آزمایشگاهی مقایسه شد. برای دو مدل جدید ارائه شده در این تحقیق، مطالعه آزمایشگاهی وجود نداشته لذا برای حالت متداول مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای با بافل ساده و بافل کات 25% که بسیار مورد بررسی و مطالعه قرار گرفته است، مقایسه نتایج انجام شد.

مقایسه نتایج بدست آمده از نرم افزار با نتایج آزمایشگاهی معکول و همکاران^[۳۲] نشان دهنده اختلاف بسیار کم 5-8% بود (شکل ۸). چنانچه در تمامی مبدل‌های حرارتی مطالعه شده در این تحقیق کلیه المان‌ها مانند نوع سیال، معادلات حاکم، بافل، نوع جریان و... یکسان در نظر گرفته شده و فقط شکل سطح مقطع لوله‌ها تغییر کرده پس می‌توان گفت که نتایج برای حالت‌های جدید مورد مطالعه در این تحقیق دارای اعتبار مناسبی می‌باشند.

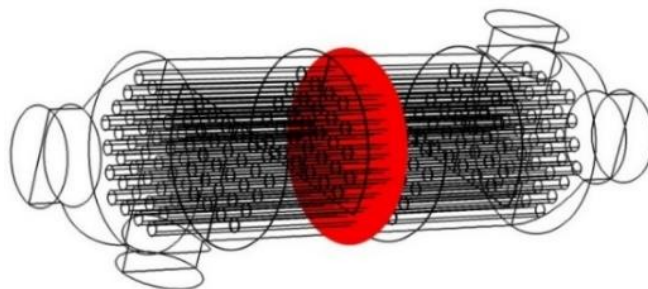
۳- تجزیه و تحلیل یافته‌های تحقیق

برای پنج حالت مورد بررسی در این تحقیق ضریب انتقال حرارت، افت فشار در سمت پوسته و افت فشار در سمت لوله مورد مطالعه قرار گرفت.

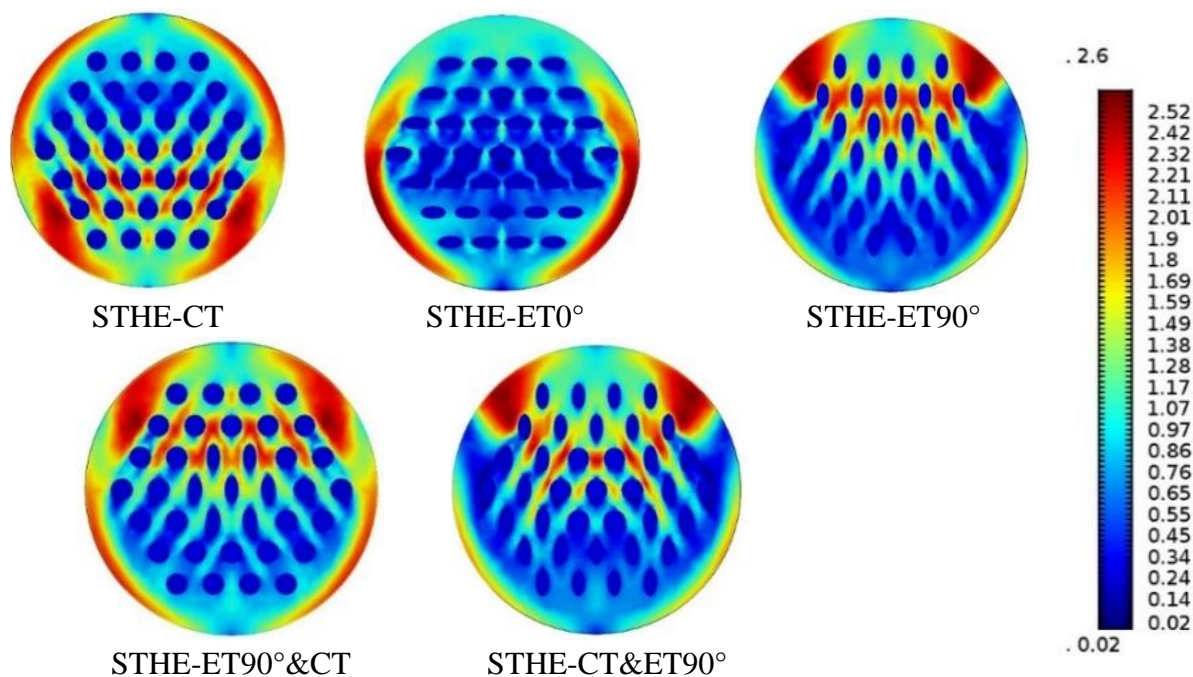
کانتور سرعت را برای سطح مقطع انتخابی (شکل ۹) برای تمامی حالات مورد مطالعه در این تحقیق در عدد رینولدز ۸۰۰۰ بدست آمد ((شکل ۱۰)).



شکل ۸- مقایسه نتایج بدست آمده از مدل نرم افزار و تجربی [۳۲]



شکل ۹- سطح مقطع انتخابی برای رسم کانتور سرعت



شکل ۱۰- کانتور سرعت در سطح مقطع مبدل حرارتی پوسته لوله ای برای حالات

STHE-CT, STHE-ET0°, STHE-ET90°, STHE-ET90°&CT و STHE-CT&ET90°

تغییرات کانتور سرعت در اطراف دسته لوله ها در هر پنج حالت مختلف مورد مطالعه در این تحقیق قابل مشاهده است. نوع سطح مقطع و آرایش دسته لوله ها بر سرعت حرکت سیال تاثیر مستقیم گذاشته و موجب تغییر در میزان انتقال حرارت در مبدل حرارتی شده است.

۳-۱- ضریب انتقال حرارت

ضریب انتقال حرارت کلی براساس نرخ جریان و دمای سیال ورودی و خروجی با کمک فرمول ۸ بدست آمده است [۳۲, ۳۳].

$$U = \frac{Q}{A\Delta T_m} \quad (8)$$

که Q نشان دهنده میانگین شار گرمایی بین سیال سرد و گرم می باشد، که از فرمول ۹ بدست آمده است.

¹ Average Heat Flux

$$Q = \frac{(Q_c + Q_h)}{2}$$

$$Q_c = m_c C_{pc} (T_{co} - T_{ci}) \quad (9)$$

$$Q_h = m_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho})$$

ΔT_m اختلاف دمای لگاریتمی^۱ برای جریان سرد و گرم می باشد. اختلاف دمای لگاریتمی برای مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای با جریان غیر همسو و یک راه‌آز فرمول ۱۰ بدست آمده است.

$$\Delta T_m = \frac{(t_2 - t_1)(\sqrt{1 + R^2})}{\ln \frac{[2 - P(1 + R - \sqrt{1 + R^2})]}{[2 - P(1 + R + \sqrt{1 + R^2})]}} \quad (10)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad \text{و} \quad P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

A سطح انتقال حرارت در سمت لوله نیز توسط فرمول ۱۱ بدست آمده است.

$$A = (\pi d_o L_t) N \quad (11)$$

ضریب انتقال حرارت برای مبدل حرارت پوسته لوله‌ای از فرمول ۱۲ بدست آمده است [۱۴].

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{d_i \ln(d_o/d_i)}{2k_1} + \frac{d_i}{d_o} \frac{1}{h_o} \quad (12)$$

۲-۳- تحلیل نتایج ضریب انتقال حرارت

در شکل‌های ۱۱ الی ۱۵ تغییرات دما در سمت پوسته و در شکل‌های ۱۶ الی ۲۰ تغییرات دما در سمت لوله برای مبدلهای حرارتی بررسی شده در این تحقیق رسم شده است. می‌توان به وضوح تغییرات دما به دلیل انتقال حرارت از سیال درون لوله به سیال درون پوسته را مشاهده نمود. شدت این تغییرات در مبدلهای حرارتی با لوله‌های بیضوی بیشتر از مبدل حرارتی با لوله‌های دایروی بود.

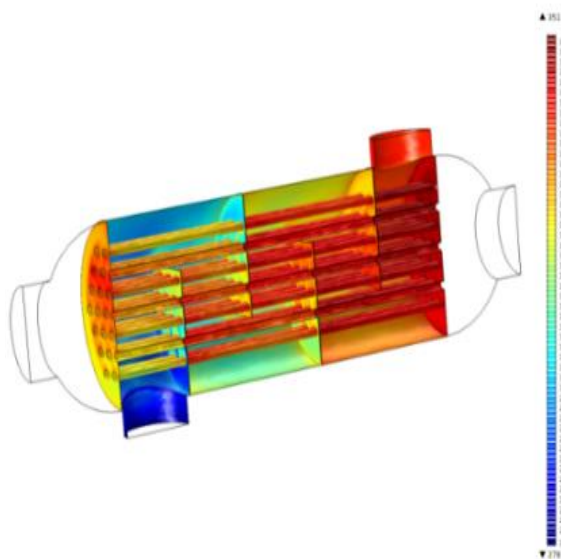
بیشترین ضریب انتقال حرارت کلی به ترتیب برای چیدمان های $STHE-CT$ و $STHE-ET90^\circ$ و کمترین ضریب انتقال حرارت کلی به ترتیب برای چیدمان های $STHE-ET0^\circ$ و $STHE-CT$ بدست آمد. این نشان دهنده افزایش انتقال حرارت در مبدلهای حرارتی دارای لوله‌های با سطح مقطع بیضوی با زاویه حمله 90° نسبت به لوله‌های بیضوی با زاویه حمله 0° و لوله‌های با سطح مقطعه دایروی بود.

ضریب انتقال حرارت کلی برای $STHE-CT$ به ترتیب 30% و 10% نسبت به $STHE-ET0^\circ$ و $STHE-CT$ افزایش یافت. همچنین ضریب انتقال حرارت کلی برای $STHE-ET90^\circ$ به ترتیب 26% و 6%

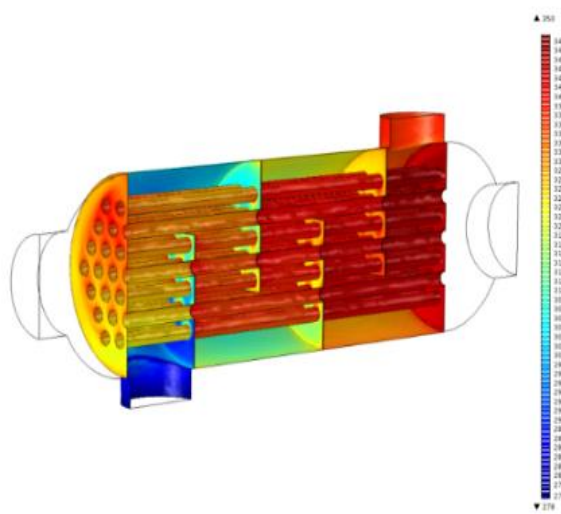
¹ Logarithm Mean Temperature Difference

² One Shell Pass

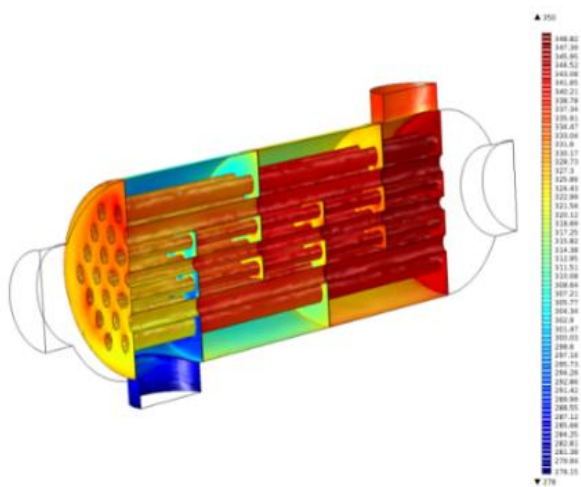
نسبت به $STHE-ET0^\circ$ و $STHE-CT$ افزایش یافت. در نتیجه استفاده از حالت ترکیبی $STHE-CT\&ET90^\circ$ نسبت به حالت $STHE-ET90^\circ$ تنها ۵٪ افزایش انتقال حرارت را در پی داشت. ضریب انتقال حرارت کلی برای $STHE-ET90^\circ\&CT$ ۸٪ نسبت به $STHE-CT\&ET90^\circ$ کاهش یافت. ولیکن ۲۴٪ نسبت به $STHE-ET0^\circ$ افزایش یافت. در نتیجه استفاده از حالت ترکیبی $STHE-ET90^\circ\&CT$ نسبت به حالت $STHE-CT$ تنها ۳٪ افزایش انتقال حرارت را در پی داشت. همچنین از دو نتیجه گیری اخیر می توان نتیجه گرفت که تاثیر لوله ها در نزدیکی پوسته بر انتقال حرارت بسیار بیشتر از لوله های واقع در مرکز پوسته است. ضریب کلی انتقال حرارت در تمامی حالات مورد مطالعه در این تحقیق در شکل (۲۱) با یکدیگر مقایسه شدند.



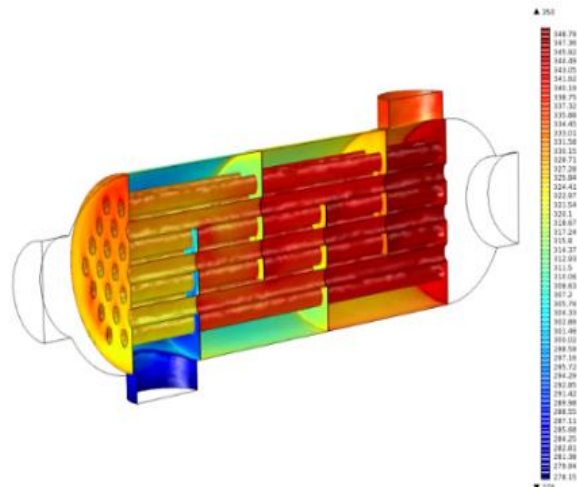
شکل ۱۲- تغییرات دما در سمت پوسته در مبدل حرارتی $STHE-ET0^\circ$



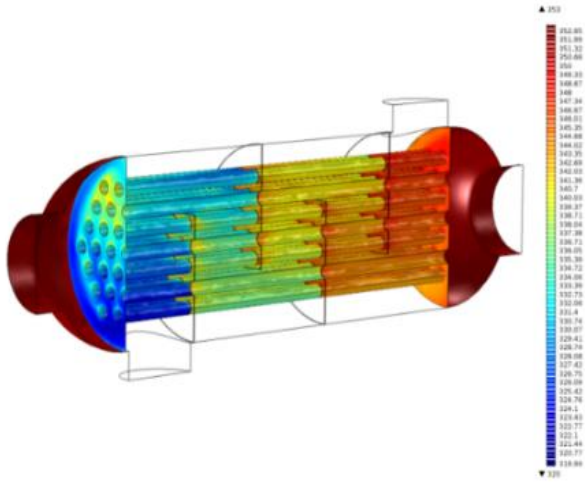
شکل ۱۱- تغییرات دما در سمت پوسته در مبدل حرارتی $STHE-CT$



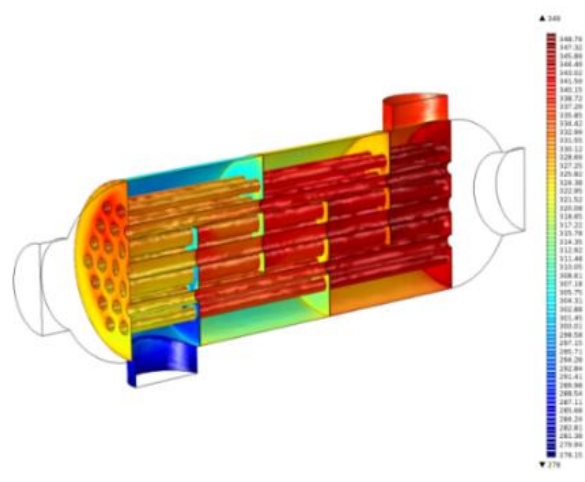
شکل ۱۴- تغییرات دما در سمت پوسته در مبدل حرارتی $STHE-CT\&ET90^\circ$



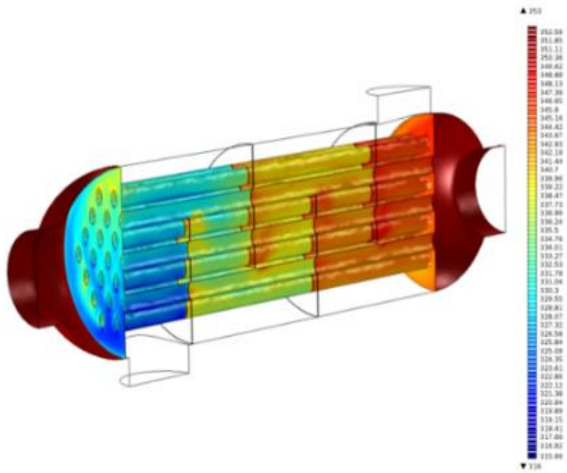
شکل ۱۳- تغییرات دما در سمت پوسته در مبدل حرارتی $STHE-ET90^\circ$



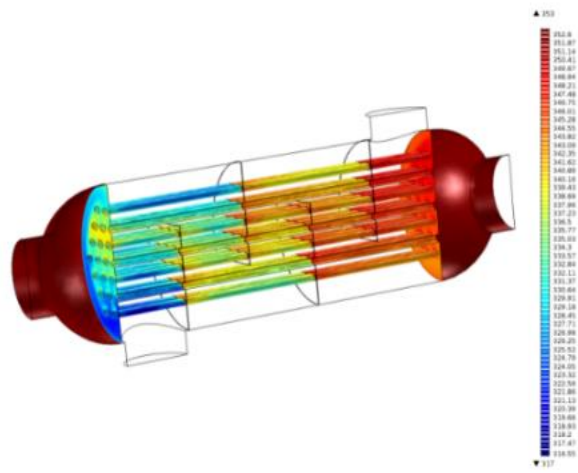
شکل ۱۶- تغییرات دما در سمت لوله در مبدل حرارتی STHE-CT



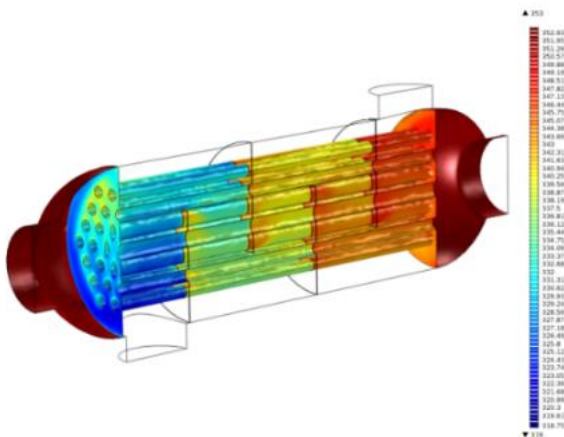
شکل ۱۵- تغییرات دما در سمت پوسته در مبدل حرارتی STHE-ET90°&CT



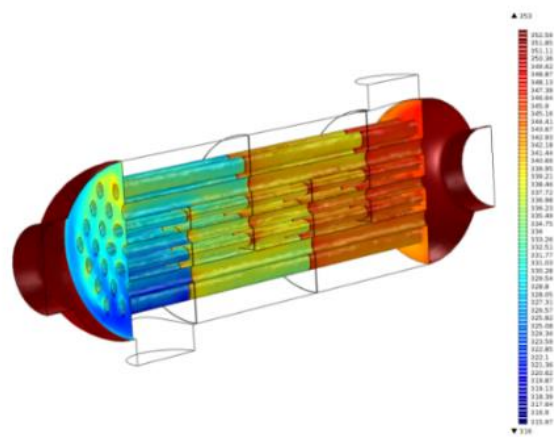
شکل ۱۸- تغییرات دما در سمت لوله در مبدل حرارتی STHE-ET90°



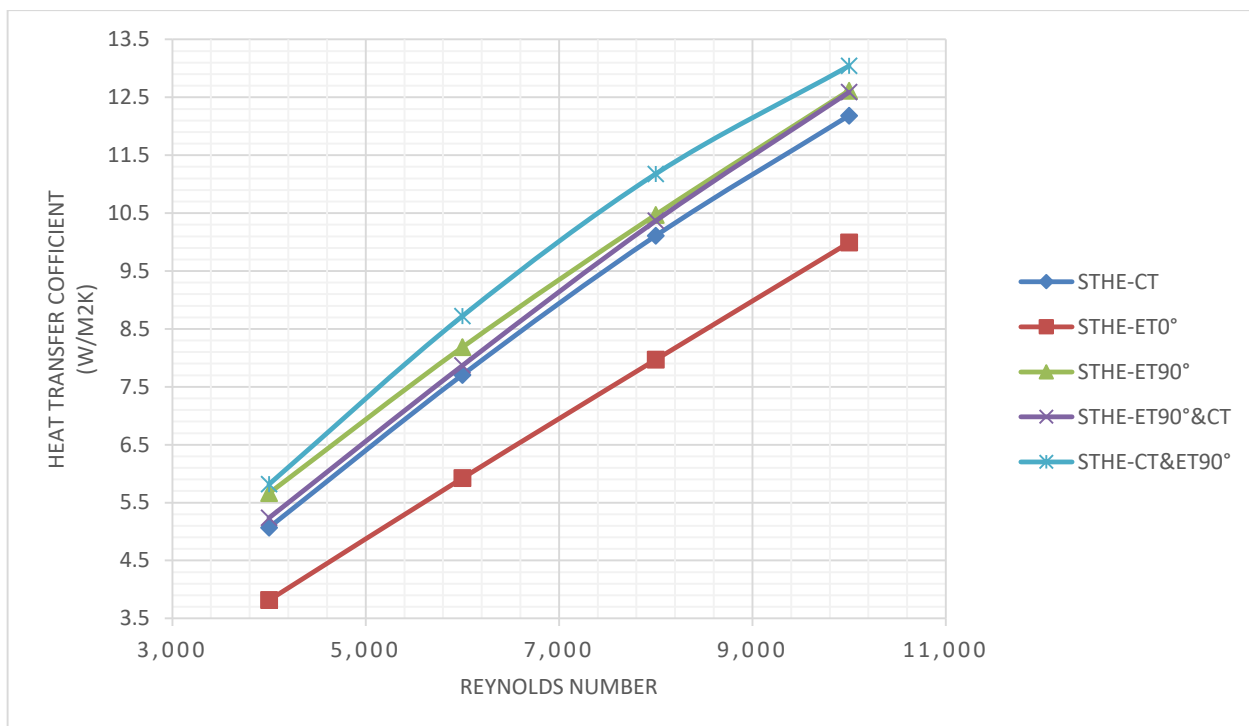
شکل ۱۷- تغییرات دما در سمت لوله در مبدل حرارتی STHE-ET0°



شکل ۲۰- تغییرات دما در سمت لوله در مبدل حرارتی STHE-ET90°&CT



شکل ۱۹- تغییرات دما در سمت لوله در مبدل حرارتی STHE-CT&ET90°



شکل ۲۱- ضریب کلی انتقال حرارت در لوله های STHE-CT، STHE-ET90°، STHE-ET0°، STHE-CT و STHE-CT&ET90° و ET90°&CT

۳-۳- افت فشار در سمت پوسته

افت فشار در سمت پوسته با کمک فرمول ۱۳ بدست آمده است [۴، ۱۴].

$$\Delta P = f \frac{D_s}{D_e} (N_b + 1) \frac{1}{2} \rho V^2$$

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \ln Re_s)$$

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{\sqrt{3} P_t^2}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}} Re_s = \frac{\rho u_m D_e}{\mu} \quad (13)$$

۳-۳-۱- تحلیل نتایج افت فشار در سمت پوسته

در شکل‌های ۲۲ الی ۲۶ تغییرات فشار در سمت پوسته از زمان ورود تا زمان خروج از مبدل حرارتی در تمام حالات مبدل حرارتی مورد مطالعه در این تحقیق نمایش داده شده است.

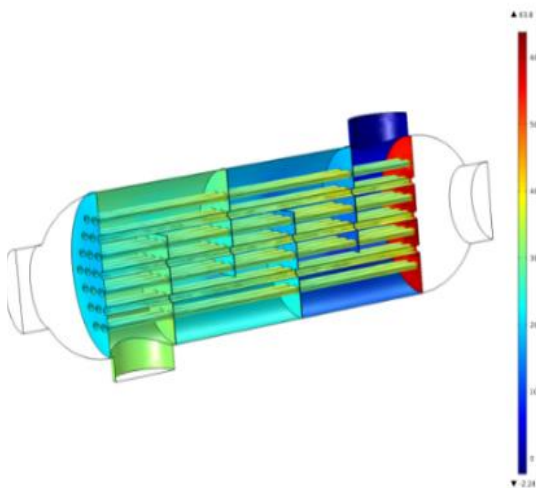
در STHE-CT کمترین افت فشار و در STHE-CT&ET90° بیشترین افت فشار در سمت پوسته را مشاهده شد. افت فشار در سمت پوسته در STHE-ET0° و STHE-ET90° به ترتیب 57% و 70% نسبت به حالت STHE-CT افزایش یافته است، که نشان دهنده افزایش افت فشار در سمت پوسته برای حالت لوله‌های با سطح مقطع بیضوی نسبت به دایروی می‌باشد.

در حالت ترکیبی $STHE-ET90^\circ \& CT$ نسبت به حالت $STHE-CT$ افزایش 67% افت فشار در سمت پوسته رخ داد که نشان دهنده تاثیر نوع سطح مقطع لوله‌ها در مرکز پوسته بر افت فشار سمت پوسته می باشد، به طوری که به دلیل وجود لوله‌ها با سطح مقطع بیضوی با زاویه حمله 90° در مرکز پوسته موجب شده که افت فشار ناشی از آن نیز بسیار به حالت $STHE-ET90^\circ$ نزدیک باشد.

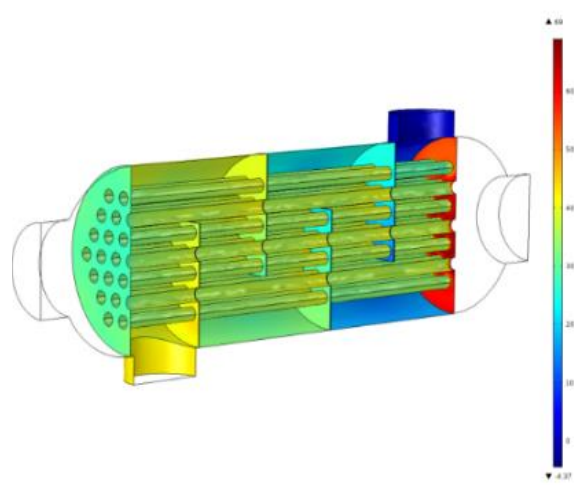
در حالت ترکیبی $STHE-CT \& ET90^\circ$ افت فشار سمت پوسته نسبت به حالت $STHE-CT$ 80% افزایش یافته که نشان دهنده این است که نوع سطح مقطع لوله‌ها در نزدیکی پوسته بر افت فشار سمت پوسته بسیار موثر می باشد.

از دو نتیجه گیری فوق می توان نتیجه گرفت که نوع سطح مقطع لوله‌ها و مکان قرار گیری آن‌ها در پوسته چه در مرکز و چه در سمت پوسته، بسیار بر میزان افت فشار سمت پوسته موثر است.

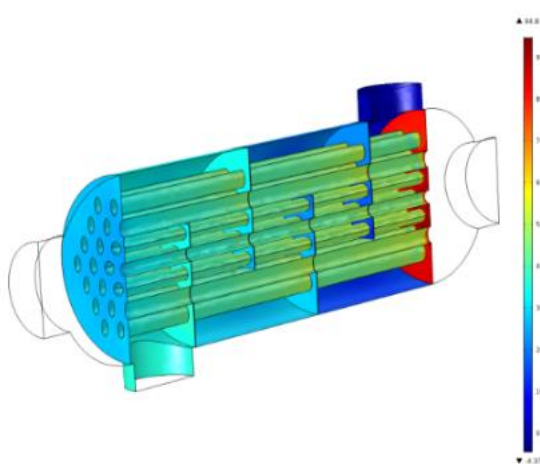
افت فشار در پوسته برای تمام حالات مقایسه شده در این تحقیق در شکل (۲۷) با یکدیگر مقایسه شده اند.



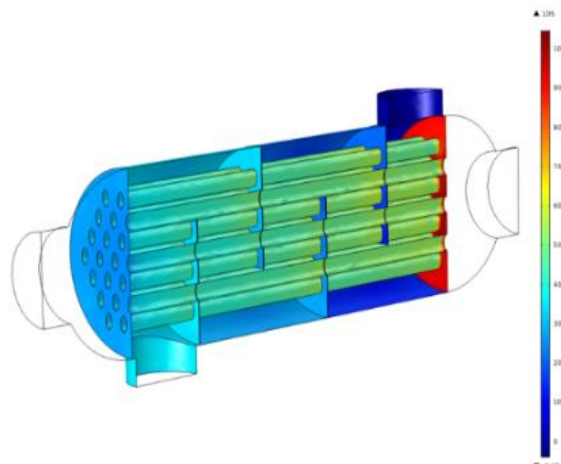
شکل ۲۳- تغییرات فشار در سمت پوسته در مبدل حرارتی $STHE-ET0^\circ$



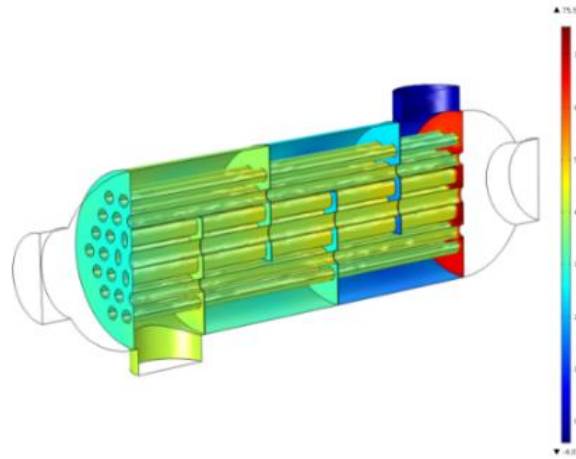
شکل ۲۲- تغییرات فشار در سمت پوسته در مبدل حرارتی $STHE-CT$



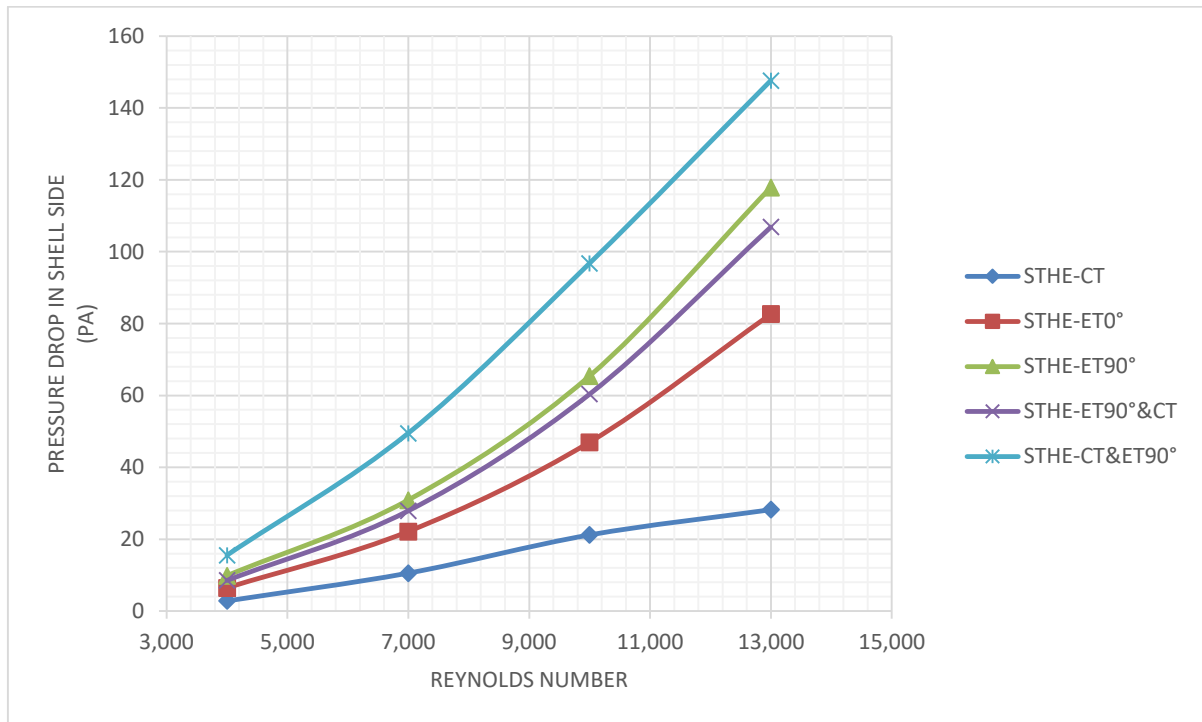
شکل ۲۵- تغییرات فشار در سمت پوسته در مبدل حرارتی $STHE-CT \& ET90^\circ$



شکل ۲۴- تغییرات فشار در سمت پوسته در مبدل حرارتی $STHE-ET90^\circ$



شکل ۲۶- تغییرات فشار در سمت پوسته در مبدل حرارتی STHE-ET90°&CT



شکل ۲۷- افت فشار در پوسته در STHE-CT, STHE-ET0°, STHE-ET90°, STHE-ET90°&CT و STHE-CT&ET90°

۳-۴- افت فشار در سمت لوله

افت فشار در سمت لوله را میتوان با کمک فرمول ۱۴ بدست آمده است [۳۴].

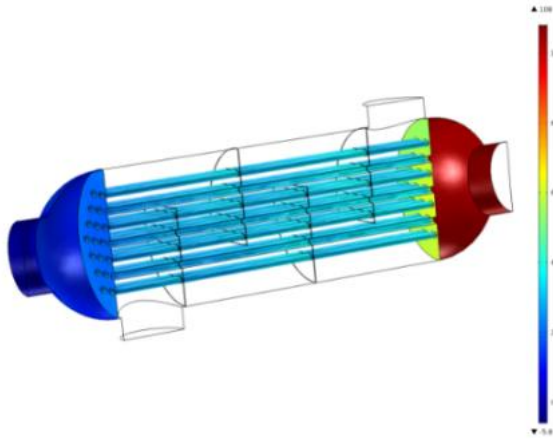
$$\Delta P = 4 \left[\frac{f L_t}{d_i} + 1 \right] N_p \frac{1}{2} \rho V^2$$

$$f = (1.58 \ln Re_D - 3.28)^{-2} \tag{14}$$

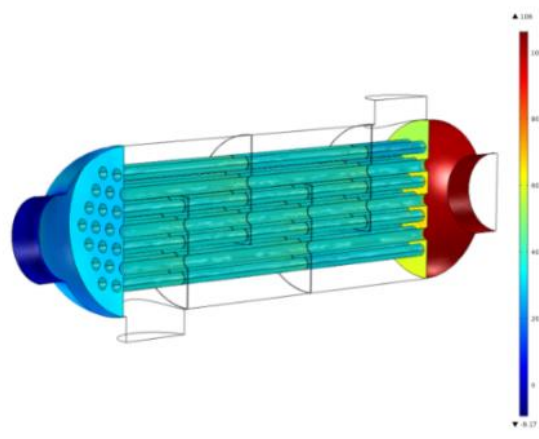
$$Re_D = \frac{\rho u_m d_i}{\mu}$$

۳-۴-۱- تحلیل نتایج افت فشار در سمت لوله

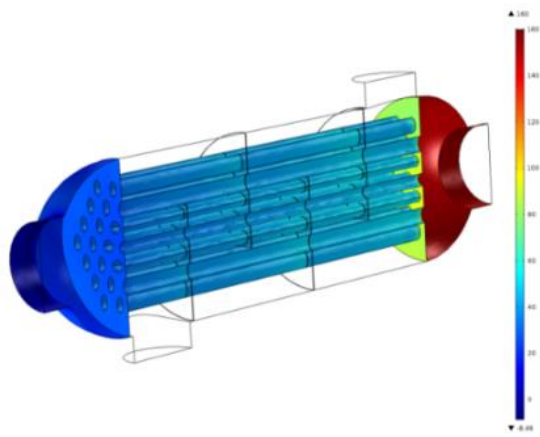
در شکل‌های ۲۸ الی ۳۲ تغییرات فشار در سمت لوله از زمان ورود تا زمان خروج از مبدل حرارتی در تمام حالات مبدل حرارتی مورد مطالعه در این تحقیق نمایش داده شده است.



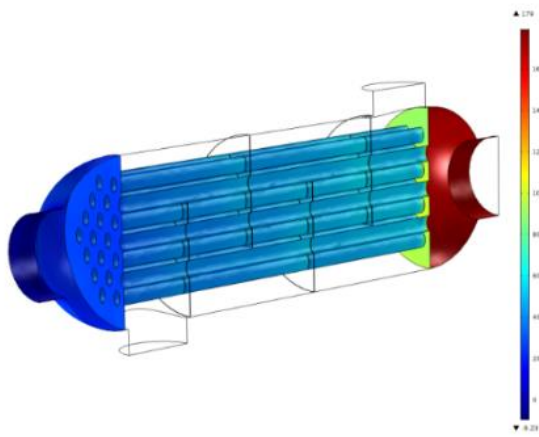
شکل ۲۹- تغییرات فشار در سمت لوله در مبدل حرارتی STHE-ET0°



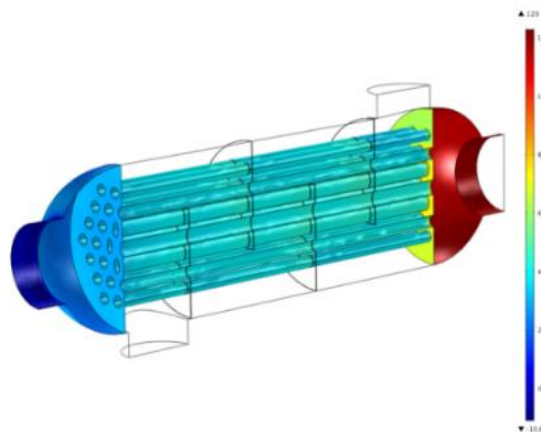
شکل ۲۸- تغییرات فشار در سمت لوله در مبدل حرارتی STHE-CT



شکل ۳۱- تغییرات فشار در سمت لوله در مبدل حرارتی STHE-CT&ET90°

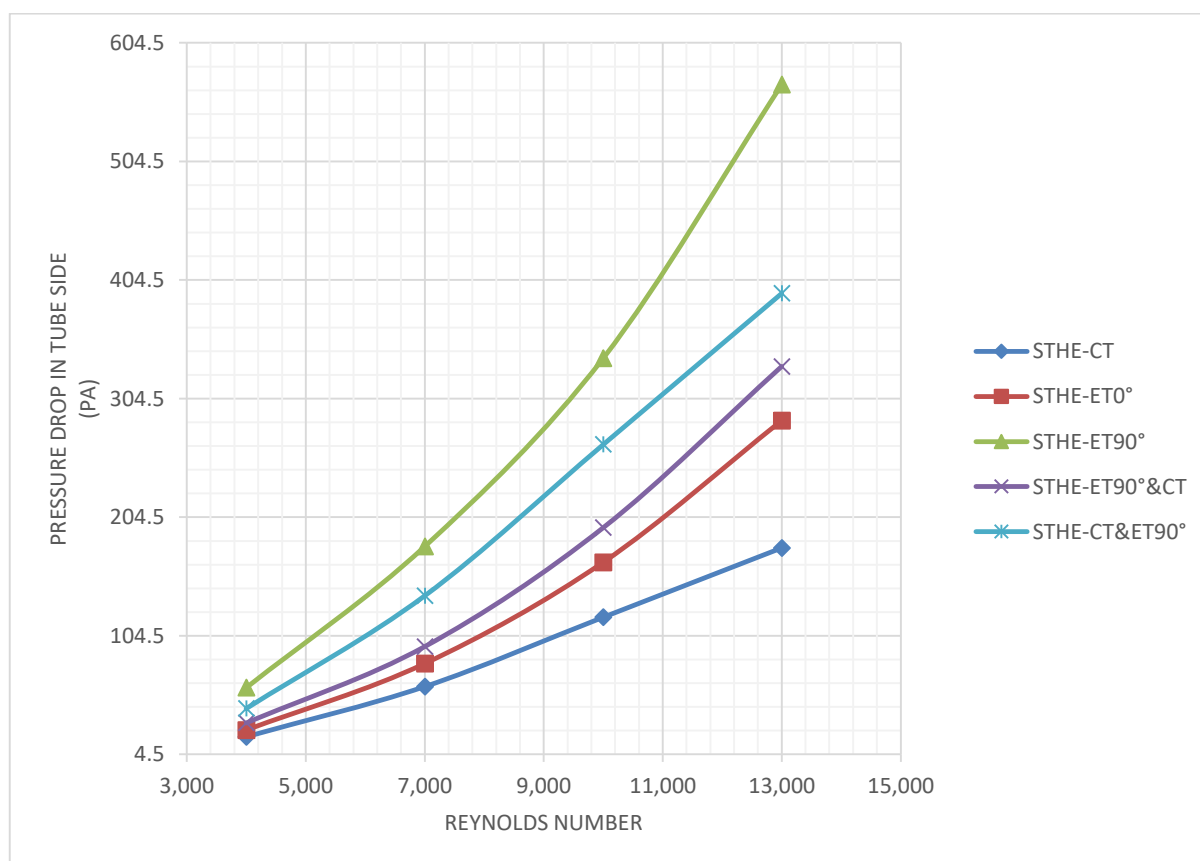


شکل ۳۰- تغییرات فشار در سمت لوله در مبدل حرارتی STHE-ET90°



شکل ۳۲- تغییرات فشار در سمت لوله در مبدل حرارتی STHE-ET90°&CT

کمترین افت فشار در سمت لوله را در STHE-CT و بیشترین آن در STHE-ET90° مشاهده شد. مقدار افت فشار در STHE-ET0° نسبت به STHE-CT به میزان 28% افزایش یافت. در حالت ترکیبی STHE-ET90°&CT و STHE-CT&ET90° به ترتیب مقدار افت فشار سمت لوله 40% و 55% نسبت به STHE-CT افزایش یافت، که در مقایسه با حالت STHE-ET90° که افت فشار سمت پوسته 67% بیشتر از STHE-CT بود، کمتر افزایش پیدا کرد که به دلیل استفاده ترکیبی از دو نوع سطح مقطع لوله بود. در نتیجه میزان افت فشار در سمت لوله به ترتیب در لوله‌های با سطح مقطع دایروی، بیضوی با زاویه حمله 0° و بیضوی با زاویه حمله 90° افزایش یافت. افت فشار در لوله‌های مبدل حرارتی پوسته لوله ای در تمامی حالات مورد مطالعه در این تحقیق در شکل (۳۳) آمده است.

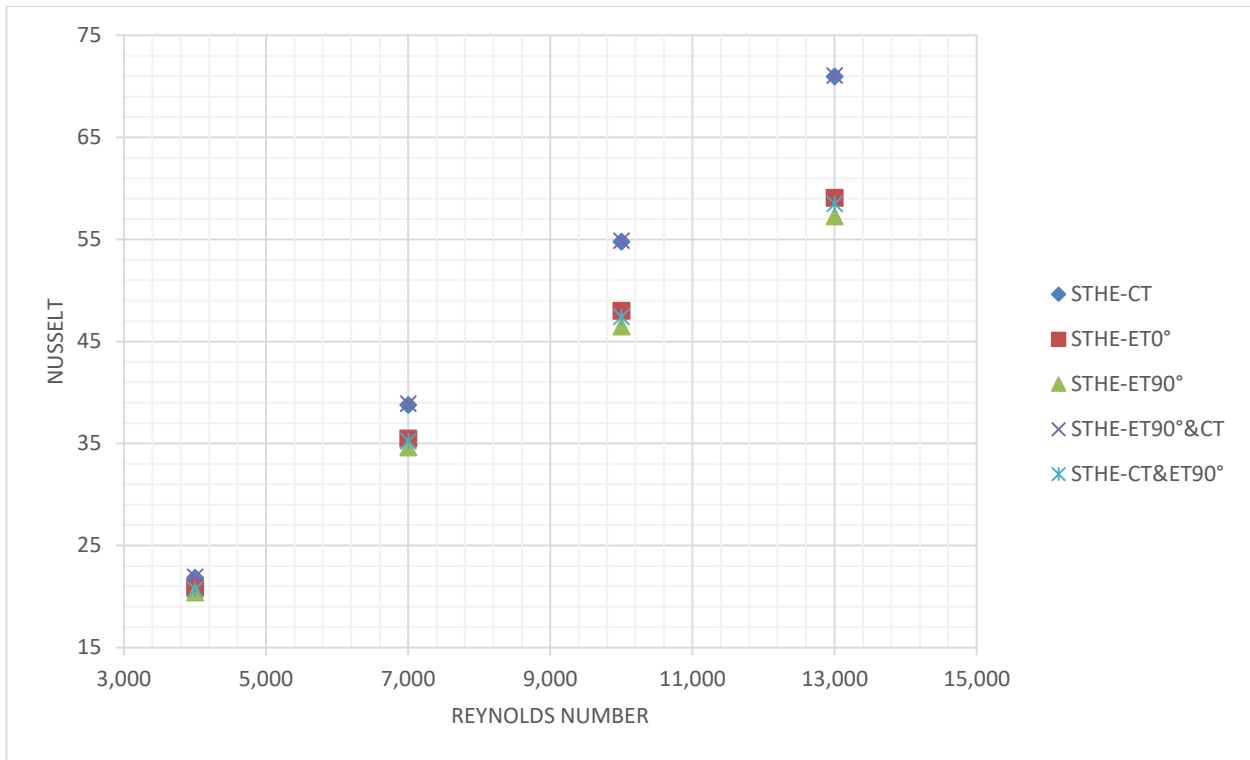


شکل ۳۳- افت فشار در لوله در STHE-CT، STHE-ET0°، STHE-ET90°، STHE-ET90°&CT و STHE-CT&ET90°

۳-۵- عدد ناسلت

با استفاده از رابطه (۱۵) و نتایج بدست آمده از شبیه سازی، عدد ناسلت را برای تمامی حالات مطالعه شده در این تحقیق بدست آورده شد. نمودار تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در شکل (۳۴) رسم شده است.

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (15)$$



شکل ۳۴- تغییرات عدد Nu بر حسب عدد Re در مبدل های حرارتی STHE-CT، STHE-ET0°، STHE-ET90°، STHE-CT&ET90° و STHE-ET90°&CT

۴- بحث و نتیجه گیری

در مقایسه انجام شده (جدول ۴) برای ضریب انتقال حرارت کلی و افت فشار در سمت پوسته و لوله در مبدل حرارتی پوسته لوله ای با بافل ساده با بافل کات 25% با تغییر در نوع سطح مقطع لوله ها و نیز معرفی نوع جدید دسته لوله ها که متشکل از لوله ها با سطح مقطع دایروی و سطح مقطع بیضوی با زاویه حمله 90° نتایج زیر بدست آمد:

جدول ۴- مقایسه نتایج بدست آمده

انواع مبدل حرارتی مطالعه شده	درصد افزایش ضریب انتقال حرارت کلی در مقایسه با مبدل STHE-CT	درصد افزایش افت فشار در سمت لوله در مقایسه با مبدل STHE-CT	درصد افزایش افت فشار در سمت پوسته در مقایسه با مبدل STHE-CT
STHE-ET90°	٪ ۶	٪ ۶۷	٪ ۷۰
STHE-CT&ET90°	٪ ۱۰	٪ ۵۵	٪ ۸۰
STHE-ET90°&CT	٪ ۳	٪ ۴۰	٪ ۶۷

۱. بیشترین ضریب انتقال حرارت کلی به ترتیب برای چیدمان های $STHE-CT\&ET90^\circ$ و $STHE-ET90^\circ$ بدست آمد که نشان دهنده افزایش انتقال حرارت در مبدل های حرارتی دارای لوله های با سطح مقطع بیضوی با زاویه حمله 90° است.
۲. کمترین افت فشار در سمت پوسته در $STHE-CT$ و بیشترین افت فشار در سمت پوسته در $STHE-CT\&ET90^\circ$ بدست آمد که نشان می دهد، تغییر سطح مقطع لوله ها از دایروی به بیضوی موجب افزایش افت فشار سمت پوسته شده است.
۳. کمترین افت فشار در سمت لوله را در $STHE-CT$ و بیشترین آن را در $STHE-ET90^\circ$ مشاهده شد که نشان دهنده افزایش افت فشار سمت لوله در لوله های با سطح مقطع بیضوی می باشد.
۴. افت فشار در سمت پوسته و لوله در لوله های با سطح مقطع بیضوی با زاویه حمله 90° و 0° بیشتر از لوله های با سطح مقطع دایروی می باشد.
۵. موقعیت قرار گیری لوله ها در نزدیکی پوسته بر میزان تغییرات ضریب انتقال حرارت کلی بسیار بیشتر از لوله های واقع در مرکز پوسته می باشد.
۶. نوع سطح مقطع لوله ها و مکان قرار گیری آن ها در پوسته چه در مرکز و چه در سمت پوسته بسیار بر میزان افت فشار سمت پوسته موثر است.
۷. استفاده از حالت ترکیبی $STHE-CT\&ET90^\circ$ و $STHE-ET90^\circ\&CT$ اگر چه موجب افزایش انتقال حرارت به ترتیب برابر با 10% و 3% نسبت به حالت $STHE-CT$ می شود ولیکن موجب افزایش افت فشار در سمت پوسته به ترتیب برابر با 80% و 67% و در سمت لوله برابر با 55% و 40% نسبت به حالت $STHE-CT$ می گردد.

مراجع

- [1] Kapale, U.C., and Chand, S., "Modeling for Shell-side Pressure Drop for Liquid Flow in Shell-and-tube Heat Exchanger", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, No. 3-4, pp. 601-610, (2006).
- [2] Thulukkanam, K., "Heat Exchanger Design Handbook", 2nd Edition, CRC Press, London, pp. 125, (2013).
- [3] Gay, B., Mackley, N., and Jenkins, J., "Shell-side Heat Transfer in Baffled Cylindrical Shell-and-tube Exchangers—An Electrochemical Mass-transfer Modelling Technique", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 19, No. 9, pp. 995-1002, (1976).
- [4] Gaddis, E.S., and Gnielinski, V., "Pressure Drop on the Shell Side of Shell-and-tube Heat Exchangers with Segmental Baffles", Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, Vol. 36, No. 2, pp. 149-159, (1997).
- [5] Zhang, J.-F., Li, B., Huang, W.-J., Lei, Y.-G., He, Y.-L., and Tao, W.-Q., "Experimental Performance Comparison of Shell-side Heat Transfer for Shell-and-tube Heat Exchangers with Middle-overlapped Helical Baffles and Segmental Baffles", Chemical Engineering Science, Vol. 64, No. 8, pp. 1643-1653, (2009).

- [6] Ghadimi, A., Saidur, R., and Metselaar, H., "A Review of Nanofluid Stability Properties and Characterization in Stationary Conditions", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, No. 17-18, pp. 4051-4068, (2011).
- [7] Khanafer, K., and Vafai, K., "A Critical Synthesis of Thermophysical Characteristics of Nanofluids", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, No. 19-20, pp. 4410-4428, (2011).
- [8] Mintsu, H.A., Roy, G., Nguyen, C.T., and Doucet, D., "New Temperature Dependent Thermal Conductivity Data for Water-based Nanofluids", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, No. 2, pp. 363-371, (2009).
- [9] Murshed, S., Leong, K., and Yang, C., "Thermophysical and Electrokinetic Properties of Nanofluids—A Critical Review", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 17-18, pp. 2109-2125, (2008).
- [10] Yu, W., Xie, H., Wang, X., and Wang, X., "Significant Thermal Conductivity Enhancement for Nanofluids Containing Graphene Nanosheets", *Physics Letters A*, Vol. 375, No. 10, pp. 1323-1328, (2011).
- [11] Eastman, J.A., Choi, S., Li, S., Yu, W., and Thompson, L., "Anomalous Increased Effective Thermal Conductivities of Ethylene Glycol-based Nanofluids Containing Copper Nanoparticles", *Applied Physics Letters*, Vol. 78, No. 6, pp. 718-720, (2001).
- [12] Duangthongsuk, W., and Wongwises, S., "Measurement of Temperature-dependent Thermal Conductivity and Viscosity of Tio₂-water Nanofluids", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 33, No. 4, pp. 706-714, (2009).
- [13] Ibrahim, T.A., and Gomaa, A., "Thermal Performance Criteria of Elliptic Tube Bundle in Crossflow", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, No. 11, pp. 2148-2158, (2009).
- [14] He, Z., Fang, X., Zhang, Z., and Gao, X., "Numerical Investigation on Performance Comparison of Non-newtonian Fluid Flow in Vertical Heat Exchangers Combined Helical Baffle with Elliptic and Circular Tubes", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 100, pp. 84-97, (2016).
- [15] Zaversky, F., Sánchez, M., and Astrain, D., "Object-oriented Modeling for the Transient Response Simulation of Multi-pass Shell-and-tube Heat Exchangers as Applied in Active Indirect Thermal Energy Storage Systems for Concentrated Solar Power", *Energy*, Vol. 65, pp. 647-664, (2014).
- [16] Horvat, A., Leskovic, M., and Mavko, B., "Comparison of Heat Transfer Conditions in Tube Bundle Cross-flow for Different Tube Shapes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, No. 5-6, pp. 1027-1038, (2006).
- [17] Bonilla, J., de la Calle, A., Rodríguez-García, M.M., Roca, L., and Valenzuela, L., "Study on Shell-and-tube Heat Exchanger Models with Different Degree of Complexity for Process Simulation and Control Design", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 124, pp. 1425-1440, (2017).

- [18] Skoglund, T., Årzén, K.-E., and Dejmek, P., "Dynamic Object-oriented Heat Exchanger Models for Simulation of Fluid Property Transitions", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, No. 13-14, pp. 2291-2303, (2006).
- [19] Rocha, L., Saboya, F., and Vargas, J., "A Comparative Study of Elliptical and Circular Sections in One-and Two-row Tubes and Plate Fin Heat Exchangers", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 18, No. 2, pp. 247-252, (1997).
- [20] Matos, R., Vargas, J., Laursen, T., and Saboya, F., "Optimization Study and Heat Transfer Comparison of Staggered Circular and Elliptic Tubes in Forced Convection", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, No. 20, pp. 3953-3961, (2001).
- [21] Matos, R., Laursen, T., Vargas, J., and Bejan, A., "Three-dimensional Optimization of Staggered Finned Circular and Elliptic Tubes in Forced Convection", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 43, No. 5, pp. 477-487, (2004).
- [22] Matos, R., Vargas, J., Laursen, T., and Bejan, A., "Optimally Staggered Finned Circular and Elliptic Tubes in Forced Convection", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, No. 6-7, pp. 1347-1359, (2004).
- [23] Bouris, D., Papadakis, G., and Bergeles, G., "Numerical Evaluation of Alternate Tube Configurations for Particle Deposition Rate Reduction in Heat Exchanger Tube Bundles", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 22, No. 5, pp. 525-536, (2001).
- [24] Nouri-Borujerdi, A., and Lavasani, A.M., "Pressure Loss and Heat Transfer Characterization of a Cam-shaped Cylinder at Different Orientations", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 130, No. 12, pp. 124503, (2008).
- [25] Nouri-Borujerdi, A., and Lavasani, A., "Experimental Study of Forced Convection Heat Transfer from a Cam Shaped Tube in Cross Flows", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, No. 13-14, pp. 2605-2611, (2007).
- [26] Moawed, M., "Experimental Study of Forced Convection from Helical Coiled Tubes with Different Parameters", *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 2, pp. 1150-1156, (2011).
- [27] Multiphysics, C., "*Comsol Multiphysics User's Guide (Version 4.3 A)*", COMSOL AB, Stockholm, pp. 39-40, (2012).
- [28] Costa, A.L., and Queiroz, E.M., "Design Optimization of Shell-and-tube Heat Exchangers", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 14-15, pp. 1798-1805, (2008).
- [29] Pepper, D.W., and Heinrich, J.C., "*The Finite Element Method: Basic Concepts and Applications*", 3rd Edition, Taylor and Francis, Boca Raton, pp. 130-146, (2005).
- [30] Zimmerman, W.B., "*Multiphysics Modeling with Finite Element Methods*", World Scientific Publishing Company, England, pp. 150-176, (2006).
- [31] Lun Cen, Z., Gang Zhao, J., and Xian Shen, B., "A Comparative Study of Omega RSM and RNG K-epsilon Model for the Numerical Simulation of a Hydrocyclone", *Iranian*

Journal of Chemistry and Chemical Engineering (IJCCE), Vol. 33, No. 3, pp. 53-61, (2014).

- [32] El Maakoul, A., Laknizi, A., Saadeddine, S., El Metouia, M., Zaite, A., Meziane, M., Abdellah, A.B., "Numerical Comparison of Shell-side Performance for Shell and Tube Heat Exchangers with Trefoil-hole, Helical and Segmental Baffles", Applied Thermal Engineering, Vol. 109, pp. 175-185, (2016).
- [33] Azar, R.T., Khalilarya, S., and Jafarmadar, S., "Tube Bundle Replacement for Segmental and Helical Shell and Tube Heat Exchangers: Experimental Test and Economic Analysis", Applied Thermal Engineering, Vol. 62, No. 2, pp. 622-632, (2014).
- [34] Kakac, S., Liu, H., and Pramuanjaroenkij, A., "Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design", 3rd edition, CRC press, Florida, pp. 45-78, (2012).

فهرست نمادهای انگلیسی

A : سطح انتقال حرارت

C_{pc} : گرمای ویژه در فشار ثابت در جریان سرد

C_{ph} : گرمای ویژه در فشار ثابت در جریان سرد

D_s : قطر پوسته

D_e : قطر معادل برای پیچ مثلثی

d_o : قطر خارجی لوله

d_i : قطر داخلی لوله

h_i : ضریب انتقال حرارت برای لوله

h_o : ضریب انتقال حرارت برای پوسته

I : ماتریس

k : انرژی جنبشی آشفتگی

k_1 : ضریب هدایت حرارتی لوله

L_t : طول لوله

m_c : نرخ جرمی جریان در سیال سرد

m_h : نرخ جرمی جریان در سیال گرم

N : تعداد لوله ها

N_b : تعداد بافل

N_p : تعداد پس

p : فشار

P_t : پیچ لوله ها

ΔP : افت فشار

Q : میانگین شار گرمایی

T : تانسور تنش

t : زمان

ΔT_m : اختلاف دمای لگاریتمی

t_1 : دمای سیال ورودی سمت لوله

t_2 : دمای سیال خروجی سمت لوله

T_1 : دمای سیال ورودی سمت پوسته

T_2 : دمای سیال خروجی سمت پوسته

U : سرعت جریان

U_i : بردار سرعت جریان

u_m : سرعت سیال

V : میانگین سرعت جریان

x_i : بردار موقعیت

ϑ : ویسکوزیته سینماتیک

ϑ_T : ویسکوزیته گردابه ای

ρ : چگالی سیال

μ : ویسکوزیته دینامیکی

∇ : عملگر Del

f : ضریب اصطحاک

Abstract

One of the most common used heat exchangers is the shell & tube heat exchanger. It has many usages in the oil and gas, petrochemical and pharmaceutical industries. The heat exchanger is the best which has the highest heat transfer rate with the lowest energy consumption. In this research, we want to increase heat transfer and reduce pressure drop by changing the cross section of tubes. We used tubes with different cross section; circular, ellipse with 0° attack angle and ellipse with 90° attack angle. We study pressure drop and heat transfer coefficient for Re between 3000 to 15000. Then two combined models are examined. Case 1: Circular tubes in the center of the shell and elliptical tubes with 90° attack angle around the shell, case 2: Elliptical tubes with 90° attack angle in the center of the shell and circular tubes around the shell. Which indicates an increase in heat transfer in elliptical tubes, especially elliptical tubes with 90° attack angle compared to the circular, while circular tubes have the lowest pressure drop. However, the heat transfer in the case 1 (STHE-CT&ET 90°) and the case 2 (STHE-ET 90° &CT) increase by 10% and 3% compared to the STHE-CT respectively, it caused increasing the pressure drop.