



## عملکرد ترموهیدرولیکی مبدل حرارتی لوله پوسته‌ای با لوله‌های پیچشی بیضوی

منصور طالبی<sup>۱\*</sup>، سینا پول تنگری<sup>۲</sup>، محمدامین برهانی<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup> دانشیار، پژوهشگاه علوم و فنون هسته‌ای، پژوهشکده رآکتور و ایمنی هسته‌ای، تهران، ایران.

<sup>۲</sup> کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، اصفهان، ایران.

<sup>۳</sup> کارشناسی ارشد، مهندسی هسته‌ای، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران.

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۰۲/۱۸؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۴/۰۸/۱۱؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۰۸/۱۸

### چکیده

یکی از انواع مبدل‌های حرارتی، مبدل لوله‌پیچشی با سطح مقطع بیضوی است. هدف این پژوهش ارزیابی تأثیرات هندسه این مبدل‌ها بر عملکرد انتقال حرارت و افت فشار با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی است. شبیه‌سازی‌ها به صورت سه‌بعدی برای نسبت قطر بیضی و سرعت سیال مختلف انجام شده است. در این شبیه‌سازی در فلوننت و با مدل اغتشاشی مدل K-ε انجام شده است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که شار حرارتی دیواره‌ها، از نسبت قطر ۱ (دایره) تا ۲، در رینولدز ۱۳۵۰ به میزان ۲۵ درصد افزایش می‌یابد. به عبارت دیگر با کشیده‌تر شدن بیضی تا نسبت قطر ۲ انتقال حرارت بهبود می‌یابد. افزایش این نسبت تا عدد ۴ تغییر چندانی در شار حرارتی ایجاد نمی‌کند. در سرعت‌های پایین، افزایش قطر تأثیر بیشتری بر افزایش انتقال حرارت دارد. همچنین با افزایش نسبت قطر از ۱ تا ۲ افت فشار نیز در رینولدز ۲۰۰۰ به میزان ۱۷ درصد افزایش می‌یابد. از این پژوهش می‌توان برای طراحی بهینه‌تر این نوع مبدل‌ها استفاده کرد.

**کلمات کلیدی:** لوله‌های پیچشی بیضوی؛ مبدل حرارتی لوله پوسته‌ای؛ شبیه‌سازی عددی؛ انتقال حرارت.

## Thermo-Hydraulic Performance of Shell-and-Tube Heat Exchangers with Twisted Oval Tubes

M. Talebi<sup>1,\*</sup>, Sina Poultangari<sup>2</sup>, M. A. Borhani<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Assoc. Prof., Reactor and Nuclear Safety Research School, Nuclear Science and Technology Research Institute, Tehran, Iran.

<sup>2</sup> MS. Mech. Eng., Islamic Azad University, Isfahan, Iran.

<sup>3</sup> MS. Nuc. Eng., Shahid Beheshti University, Tehran, Iran.

### Abstract

A twisted tube heat exchanger is a type of heat exchanger with an elliptical cross-section. This study aims to evaluate the effects of tube geometry on heat transfer performance and pressure drop. Using computational fluid dynamics (CFD), the thermohydraulic behavior of these heat exchangers was analyzed through three-dimensional modeling. Simulations were carried out for various elliptical aspect ratios and fluid velocities. The analyses were performed in ANSYS Fluent using the k-ε turbulence model.

The simulation results show that wall heat flux increases by approximately 25% at a Reynolds number of 1350 as the aspect ratio increases from 1 (circular) to 2, indicating improved heat transfer with more elongated ellipses up to that point. However, increasing the aspect ratio beyond 2 (up to 4) results in minimal changes in heat flux. At lower velocities, the impact of the aspect ratio on heat transfer becomes more pronounced. Furthermore, the pressure drop increases by about 17% at a Reynolds number of 2000 when the aspect ratio rises from 1 to 2. These findings can be applied to the design of more efficient oval tube heat exchangers.

**Keywords:** Oval Twisted tube; Shell and Tube Heat exchanger; Numerical Heat Transfer Heat transfer.

## ۱- مقدمه

مبدل‌های حرارتی یکی از مهم‌ترین تجهیزات در زمینه انرژی است. در میان طراحی‌های نوآورانه‌ای که با هدف بهبود عملکرد ایجاد شده‌اند، هندسه لوله‌های پیچشی بیضوی عملکرد حرارتی خوبی از خود نشان داده است [۲۱]. مبدل حرارتی لوله پیچشی شامل مجموعه‌ای از لوله‌ها بدون بافل<sup>۱</sup> است که توسط تسمه‌هایی که دور آن‌ها قرار می‌گیرد، محکم شده‌اند [۳ و ۴]. در سال‌های اخیر، مبدل‌های حرارتی با لوله‌های پیچشی بیضوی به دلیل توانایی بالا در افزایش نرخ انتقال حرارت، مورد توجه قابل توجهی قرار گرفته‌اند [۵]. در مطالعات تجربی، عملکرد این نوع لوله‌ها با لوله‌های دایره‌ای مقایسه شده و مشخص شده است که استفاده از هندسه بیضوی در ساختار پیچشی می‌تواند منجر به بهبود نرخ انتقال حرارت شود؛ اگرچه این بهبود معمولاً با افزایش افت فشار همراه است [۶ و ۷]. نتایج نشان داده‌اند که لوله‌های بیضوی توان بالاتری در تقویت جریان آشفته و افزایش عدد ناسلت دارند [۸].

پژوهش‌هایی نیز به بررسی اثر ویژگی‌های هندسی مانند گام پیچ و طول لوله پرداخته‌اند [۹]. همچنین در مطالعات تجربی و عددی تان و همکاران [۱۰] مشخص شد که افزایش طول لوله و نسبت قطر بیضی باعث افزایش عدد ناسلت و ضریب اصطکاک می‌شود؛ بررسی‌های بویا و همکاران [۱۱ و ۱۲] نیز تأیید می‌کند که کاهش گام پیچ و استفاده از چند لوله پیچشی به‌طور قابل توجهی موجب افزایش راندمان حرارتی و ضریب اصطکاک می‌شود، به‌ویژه در شرایطی که اعداد رینولدز پایین‌تر هستند [۱۳].

جهان‌میر و همکاران [۱۴] با بهره‌گیری از شبیه‌سازی عددی، عملکرد مبدل‌های حرارتی با لوله پیچشی را در شرایط مختلف بررسی کرده‌اند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که طراحی بهینه گام پیچ می‌تواند به بهبود عملکرد حرارتی و کاهش افت فشار کمک کند. یافته‌های متعددی بر نقش کلیدی پارامترهای هندسی و ساختاری در بهینه‌سازی عملکرد حرارتی و هیدرولیکی این نوع مبدل‌ها تأکید دارند [۱۵ و ۱۶].

چنگ و همکاران [۱۷] مشخصه انتقال حرارت و جریان لوله پیچشی با اشکال مقطع مختلف در رینولدزهای ۵۰ تا ۲۰۰۰ را بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که عملکرد حرارتی لوله

پیچشی بهتر از لوله صاف است. عالم پور و همکاران [۱۸] لوله‌های بیضی با نسبت ابعاد بیضی و نسبت پیچش متفاوت را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که کاهش نسبت ابعاد بیضی منجر به افزایش  $Nu$  و  $f$  می‌شود.

آزمی و همکاران [۱۹] یک مدل عددی جریان آشفته برای نانوسیال داخل یک لوله با نوار پیچشی توسعه دادند. نتایج حاصل از تجزیه و تحلیل عددی آزمایش با نانوسیال  $SiO_2$  و آب نشان داد ضریب انتقال حرارت ۹۴ درصد افزایش در و ضریب اصطکاک ۱۶۰ درصد در رینولدز ۱۹۰۴۶ و گام ۰٫۳ افزایش می‌یابد. کارویی و همکاران [۲۰] نیز در حوزه انواع نانوسیال‌های ترکیبی بر نوارهای پیچشی در مبدل‌های لوله پوسته‌ای بررسی کردند. تانگ و همکاران [۲۱] به بررسی اثرات زاویه پیچش و گام پیچش پرداختند و متوجه شدند تأثیر کلی حاصل از انتقال و حرارت و افت فشار در مجموع تأثیر اندکی بر بهبود عملکرد کلی دارد.

یی و همکاران [۲۲] به بررسی اثر انتقال حرارت گاز  $CO_2$  در مبدل‌های بیضوی مارپیچ شدند و نشان دادند ضریب انتقال حرارت می‌تواند تا ۲۰ درصد نسب به لوله مستقیم افزایش یابد. برخی پژوهشگران نیز مبدل‌های ابداعی از هندسه‌های مختلف از لوله‌های مارپیچی را مورد ارزیابی قرار دادند از نوع نواری، نواری دندان‌های و لوله پیچشی با جهت‌های پیچش متناوب از جمله آن است [۱۵، ۲۳ و ۲۴].

در این پژوهش، عملکرد یک مبدل حرارتی لوله-پوسته‌ای با هفت لوله بیضوی پیچشی درون پوسته‌ای شش ضلعی، به کمک شبیه‌سازی عددی بررسی شده است. تمرکز اصلی بر تأثیر نسبت ابعاد مقطع بیضی (A/B) و سرعت جریان بر انتقال حرارت و افت فشار بوده و ۱۳ هندسه مختلف در ۸ سرعت تحلیل شده‌اند. یکی از بخش‌های تکمیلی این کار نسبت به کارهای انجام شده در گذشته تعدادی بالای نسبت مقاطع بیضوی و مدل‌سازی با تمامی لوله‌ها و محیط پیرامونی مربوط به مبدل است. این نتایج می‌تواند مبنایی برای طراحی مبدل‌های فشرده و کارآمد در شرایط محدودیت فضایی فراهم آورد.

<sup>۱</sup> baffle

برای شبیه‌سازی عددی معادلات دیفرانسیل حاکم بر جریان و انتقال حرارت برای سیال تراکم ناپذیر حل می‌شود. معادلات حاکم شامل معادله پیوستگی، بقای مومنتوم و بقای انرژی [۲۵ و ۲۶] است. که به ترتیب عبارت‌اند از:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \rho \frac{\partial(u_i T)}{\partial x_i} = -p \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \lambda \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

شکل ۳ یک مبدل طراحی شده با لوله‌های پیچشی بیضوی را نشان می‌دهد. برای حل از روش  $k - \epsilon$  و گزینه‌ی بهبود دیواره در نرم‌افزار فلونت استفاده شده است. از این روش برای محاسبه ویسکوزیته اغتشاشی استفاده می‌شود. روابط مربوط به این مدل در معادله ۴ تا ۶ آمده است.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (6)$$

جدول ۱ ضرایب مربوط به ثابت‌ها در روش  $k - \epsilon$  را نشان می‌دهد.

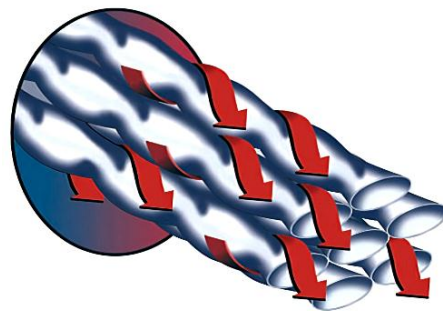
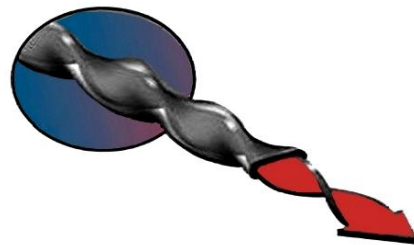
جدول ۱- ضرایب حل معادله  $k - \epsilon$

$C_{1\epsilon}$	$C_{2\epsilon}$	$C_\mu$	$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$
۱,۴۴	۱,۹۲	۰,۰۹	۱,۰	۱,۳

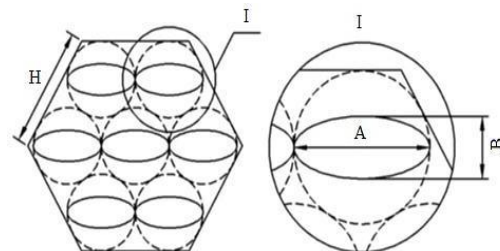
## ۲- مدل فیزیکی و معادلات حاکم

شکل ۱ نمایی از لوله‌های مبدل و همچنین الگوی چرخش جریان در داخل و اطراف لوله‌ها را نشان می‌دهد. چرخش جریان باعث اختلاط بهتر جریان می‌شود. همچنین تصویر شماتیک مبدل با مقطع بیضوی در شکل ۲ آمده است. دایره‌های خط‌چین محدوده پیچش سطح مقطع لوله است.

در بیضی قطر بزرگ با A و قطر کوچک B نمایش داده شده است. نسبت A/B یکی از پارامترهای مهم در هندسه لوله‌های بیضوی است. در کار حاضر سعی شده برای امکان مقایسه نتایج در هنگام تغییر ابعاد سطح مقطع لوله‌ها، مساحت مقطع لوله دایره‌ای ثابت بماند.

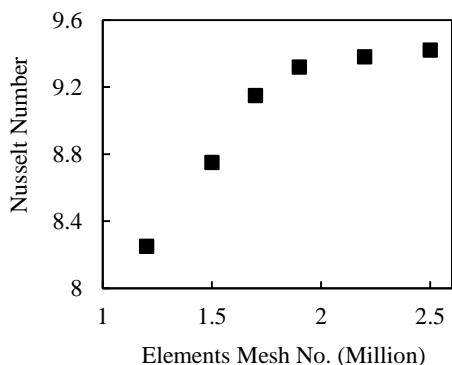


شکل ۱- الگوی جریان داخل لوله (بالا) روی لوله‌ها (پایین)



شکل ۲- شماتیک مقطع لوله‌های پیچشی

می‌شود در شبکه بالای ۲/۲ میلیون عدد ناسلت محاسبه شده تغییر نمی‌کند. محاسبات ناسلت بر مبنای مشخصات موجود در شبیه‌سازی در محیط فلونت انجام شده است.



شکل ۵ - عدد ناسلت بر حسب تعداد نقاط شبکه برای سرعت ۲/۵ m/s

برای اعتبار سنجی شبیه‌سازی، نتایج کار حاضر با کار تان و همکاران [۷] مقایسه شده است. در این مرجع فرض شده لوله‌های داخلی دارای سیال ساکن با دمای ثابت ۳۵۰ درجه سانتی‌گراد باشند. شرایط مرزی برای جریان خارجی به این قرار است. سرعت جریان ورودی ثابت و دمای سیال ورودی ۳۰۰ درجه سانتی‌گراد، فشار نسبی خروجی صفر است. دیواره بیرونی شش‌ضلعی نیز عایق فرض شده است. برای مقایسه نتایج حل عددی با مرجع [۷] اعداد ناسلت برای اعداد رینولدز مختلف ورودی در شکل ۶ آورده شده است. این شرایط شامل رینولدزهای ۲۰۰۰ تا رینولدز ۲۷۰۰۰ است همچنین شرایط دمایی مشابه توضیحات داده شده است. مقایسه نتایج اختلاف میانگین کمتر از ۳٪ را بین شبیه‌سازی این مقاله و مرجع ۷ نشان می‌دهد.

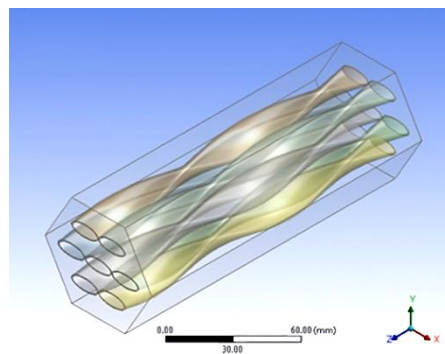
در محاسبه عدد رینولدز از رابطه (۷) استفاده شده است و به جای متغیر  $D$  از قطر هیدرولیکی استفاده می‌شود.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (7)$$

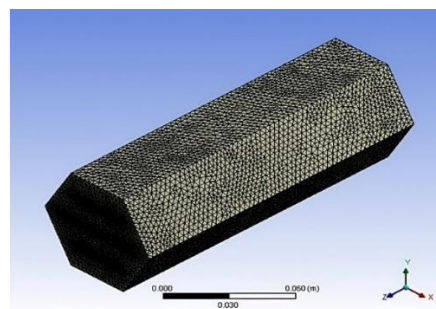
در تحلیل عددی شبکه‌بندی به‌گونه‌ای است که در داخل و روی لوله‌ها شبکه‌بندی ریزتر و با دقت بیشتر انجام شده است. شکل ۴ نمونه‌ای از شبکه‌بندی مبدل مورد بررسی را نشان می‌دهد. همچنین جدول ۲ شرایط مرزی مربوط به این شبیه‌سازی را نشان می‌دهد. این شبیه‌سازی به صورت وضعیت پایا مورد بررسی قرار گرفته است.

جدول ۲- شرایط مربوط به شبیه‌سازی

پارامتر	مقدار
دمای ورودی داخلی	۳۰۰ کلوین
دمای ورودی خارجی	۳۵۰ کلوین
نسبت قطر	۴-۱
سرعت سیال	۰/۹ - ۰/۲



شکل ۳- نمایی از مبدل با هفت لوله پیچشی



شکل ۴- نمای بیرونی از شبکه‌بندی مبدل حرارتی

برای بررسی استقلال شبکه، هندسه در شش شبکه‌بندی مختلف شبیه‌سازی شده است. همچنین میزان باقیمانده در نرم افزار مقدار  $10^{-6}$  در نظر گرفته شده است. شکل ۵ مقادیر عدد ناسلت دیواره لوله بر حسب تعداد نقاط شبکه‌بندی برای سرعت ۲/۵ m/s را نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه

کلوین و دمای ورودی سیال برای لوله خارجی ۳۰۰ کلوین در نظر گرفته شد. سرعت‌های ورودی برای هر دو سیال مشابه همدیگر و در یک جهت است.

جدول ۴- سرعت سیال و رینولدز معادل آن

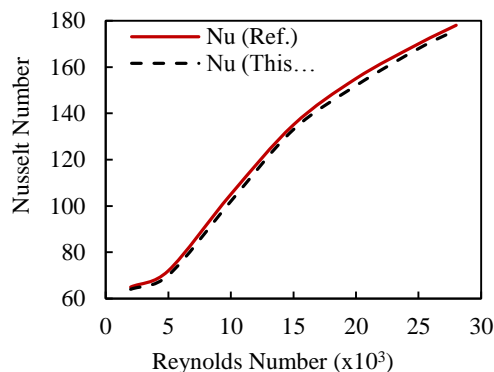
ردیف	سرعت (m/s)	رینولدز
۱	۰٫۲	۴۰۶
۲	۰٫۳	۶۷۲
۳	۰٫۴	۸۹۷
۴	۰٫۵	۱۱۲۱
۵	۰٫۶	۱۳۴۵
۶	۰٫۷	۱۵۶۹
۷	۰٫۸	۱۷۹۴
۸	۰٫۹	۲۰۱۸

### ۳- نتایج

در این بخش اطلاعات به دست آمده برای هندسه‌ها و سرعت‌های مختلف آورده شده است. سپس کانتورهای مربوطه نمایش داده شده است. در نمودارها محور افقی بیانگر هندسه‌های ۱۳ گانه‌ای است که در جدول ۳ معرفی شدند. این سطح مقطع‌ها دارای نسبت‌های مختلف هستند تا عملکرد حرارتی و هیدرولیکی سیال در درون آن‌ها سنجیده شود.

در شکل ۷ مشاهده می‌شود که در یک سرعت ثابت با افزایش نسبت ابعاد از شماره ۱ تا ۵، شار حرارتی افزایش پیدا کرده ولی از شماره ۵ تا ۱۳ تقریباً می‌توان گفت تغییر چندانی در مقدار شار حرارتی رخ نداده است. همان‌طور که مشخص است با افزایش سرعت سیال میزان انتقال حرارت افزایش می‌یابد ولی افزایش با کشیده‌تر شدن بیضی‌ها به صورت خطی نیست.

شکل ۸ تغییرات عدد ناسلت را با توجه هندسه‌های مختلف و سرعت‌های متفاوت نشان می‌دهد. با افزایش سرعت و کشیدگی بیشتر عدد ناسلت افزایش می‌یابد. برای توجیه این موضوع باید در نظر داشت که با افزایش نسبت ابعاد، کشیدگی مقطع بیضی بیشتر شده و با پیچش بیضی سرعت سیال دچار حرکت پیچشی بیشتر در مقاطع مختلف می‌شود. کاهش سرعت سیال در کناره‌های بیضی باعث کاهش شار حرارتی می‌شود. از طرف دیگر با کشیده‌تر شده بیضی مساحت مقطع لوله بیشتر شده و سطح درگیر در انتقال حرارت بیشتر می‌شود



شکل ۶- مقایسه نمودار عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در تحلیل حاضر و مرجع [۷]

برای بررسی تأثیر تغییر هندسه لوله از دایره به بیضی، ۱۳ هندسه مختلف در نظر گرفته شده است. در جدول ۳ برای نسبت ابعاد ۱ تا ۴ با گام ۰٫۲۵ ابعاد بیضی‌ها آمده است. ستون-های a و b مربوط به بیضی داخلی و ستون‌های A و B مربوط به بیضی خارجی است. ضخامت یک میلی‌متری برای لوله‌های داخلی در نظر گرفته شده است.

جدول ۳- مشخصات مربوط به نسبت ابعاد مختلف

ردیف	نسبت ابعاد A/B	B	A	b	a
۱	۱	۱۱	۱۱	۱۰	۱۰
۲	۱٫۲۵	۹٫۹۴	۱۲٫۱۷	۸٫۹۴	۱۱٫۱۸
۳	۱٫۵	۹٫۱۵	۱۳٫۲۳	۸٫۱۵	۱۲٫۳
۴	۱٫۷۵	۸٫۵۲	۱۴٫۱۹	۷٫۵۶	۱۳٫۲۳
۵	۲	۸٫۰۲	۱۵٫۰۹	۷٫۰۷	۱۴٫۱۴
۶	۲٫۲۵	۷٫۶	۱۵٫۹۳	۶٫۶۷	۱۵
۷	۲٫۵	۷٫۲۴	۱۶٫۷۲	۶٫۳۲	۱۵٫۸۱
۸	۲٫۷۵	۶٫۹۲	۱۷٫۴۸	۶٫۰۳	۱۶٫۵۸
۹	۳	۶٫۶۵	۱۸٫۲	۵٫۷۷	۱۷٫۳۲
۱۰	۳٫۲۵	۶٫۴۱	۱۸٫۸۹	۵٫۵۵	۱۸٫۰۳
۱۱	۳٫۵	۶٫۱۹	۱۹٫۵۵	۵٫۳۵	۱۸٫۷۱
۱۲	۳٫۷۵	۵٫۹۹	۲۰٫۱۹	۵٫۱۶	۱۹٫۳۶
۱۳	۴	۵٫۸۱	۲۰٫۸۱	۵	۲۰

هر یک از هندسه‌ها در ۸ سرعت سیال مختلف بررسی شده‌اند. در جدول ۴ سرعت سیال و رینولدز معادل آن‌ها آورده شده است. دمای ورودی سیال برای لوله‌های داخلی ۳۵۰

درصد مقدار شار افزایش می‌یابد. ولی از این نسبت به بعد (تا ۴ مورد بررسی قرار گرفته) تغییر چندانی در شار حرارتی مشاهده نمی‌شود. با افزایش نسبت قطرهای بیضی کشیده‌تر شده و مساحت سطح مقطع آن بیشتر می‌شود.

با افزایش نسبت قطر، افت فشار افزایش می‌یابد. در رینولدز ۲۰۰۰ به میزان ۱۷ درصد این عدد افزایش می‌یابد. برای انتخاب بهینه با توجه به محدودیت‌های مربوط به طراحی می‌شود به تعادل بین افت فشار و حرارت دست پیدا کرد. به صورت کلی تا نسبت قطری ۲ و سرعت‌های پایین استفاده از این نوع مبدل‌ها کارایی مناسبی دارند.

#### فهرست علائم و نشانه‌ها

نماد	پارامتر
$Re$	عدد رینولدز
$\rho$	چگالی
$v$	سرعت سیال
$D$	قطر
$\mu$	ویسکوزیته
$A$	قطر بزرگ بیضی
$B$	قطر کوچک بیضی
$T$	دما (کلوین)
$Nu$	عدد ناسلت
$Pr$	عدد پرانتل

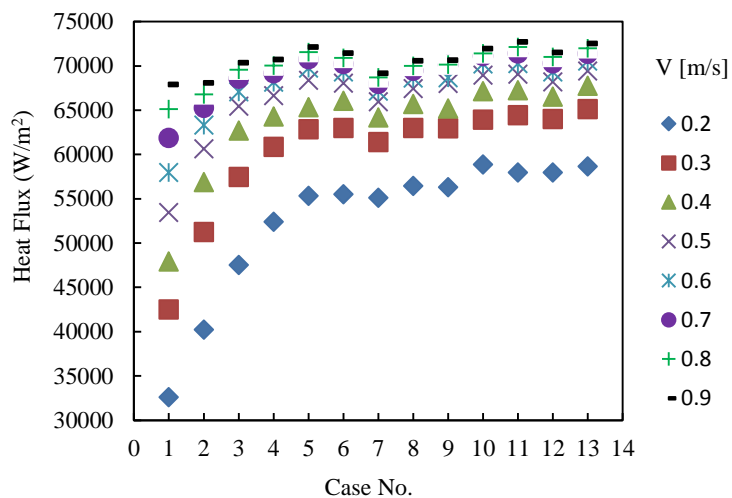
که این موضوع باعث افزایش شار حرارتی می‌گردد. بنابراین در این مسئله دو پارامتر در تقابل با یکدیگر قرار دارند. در نسبت‌های قطر بیشتر از ۲ کشیدگی بیضی به حدی می‌رسد که جریان اغتشاش قبلی را از دست داده است. نمودار اختلاف فشار سیال داخلی و خارجی به ترتیب در شکل ۹ و شکل ۱۰ دیده می‌شوند. میزان افت فشار داخلی از مقدار افت فشار خارجی قابل توجه است. همچنین با افزایش سرعت و کشیدگی این افت فشار بیشتر می‌شود. این مقدار در سرعت ۰/۵ متر بر ثانیه بیش از ۱۰۰ درصد اضافه می‌شود. همچنین با افزایش سرعت سیال به میزان قابل توجهی این عدد افزایش پیدا می‌کند و اختلاف بین هندسه‌های مختلف در افت فشار بیشتر نمایان می‌شود.

همان‌گونه که دیده می‌شود اختلاف فشار سیال داخلی و خارجی در یک نسبت ابعاد خاص با افزایش سرعت یک روند صعودی دارد که کاملاً بدیهی است. برای رینولدزهای بالاتر اختلاف افت فشار در بیضی‌ها با نسبت قطر بزرگ مشهودتر می‌شود. شکل ۱۱ کانتور دمایی و فشار را برای نسبت قطر ۳/۵ و سرعت ۰/۹ متر بر ثانیه نشان می‌دهد. در سمت راست کانتور فشار پیمانه‌ای را نشان می‌دهد که میزان فشار ورودی در ابتدا بالاتر در حدود ۲۹ پاسکال برای هر لوله است. در سمت چپ نیز کانتور دمایی است که رنگ قرمز دمای بالاتر در حدود ۳۵۰ کلوین را نشان می‌دهد که با ادامه مسیر دمای آن کاهش می‌یابد تا دمای ۳۲۱ کلوین برسد.

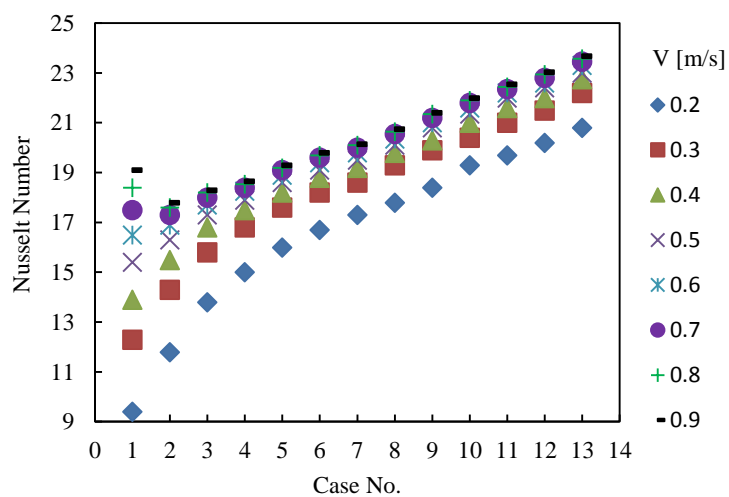
#### ۴- نتیجه‌گیری

در این مقاله انتقال حرارت در یک مبدل چندلوله‌ای با لوله‌های بیضی‌شکل مورد بررسی قرار گرفت. هدف از تحلیل، بررسی تأثیر هندسه مقطع لوله‌های بیضی‌شکل بود. برای مقایسه بهتر، ابتدا برای حالت دایره‌ای تحلیل انجام شده و سپس با تغییر نسبت قطر بزرگ به قطر کوچک بیضی (که با نماد  $A/B$  مشخص شده است) برای ۱۳ حالت دیگر تحلیل صورت گرفته است. برای هر تحلیل نیز سرعت‌های مختلفی برای سیال منظور شده است.

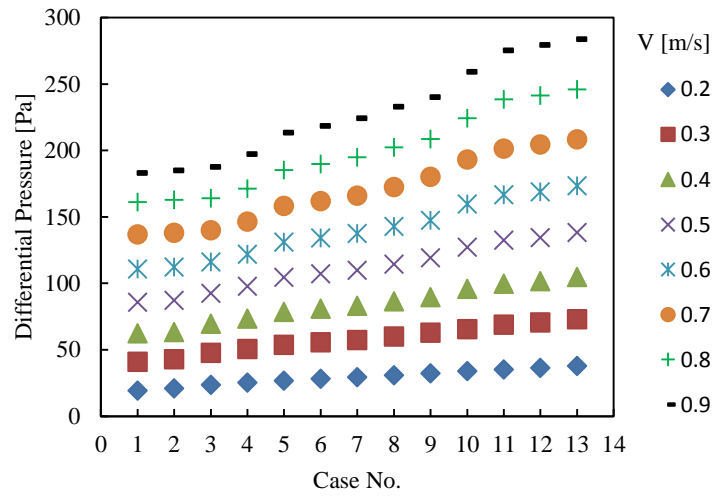
پس از تحلیل مشخص شد که شار حرارتی گذرنده از دیواره‌های لوله از نسبت ۱ (یعنی دایره) تا ۲ روند افزایشی دارد. یا به عبارت دیگر با کشیده‌تر شدن بیضی تا نسبت ۲ انتقال حرارت بهتر می‌شود. در رینولدز ۱۳۵۰ به میزان ۲۵



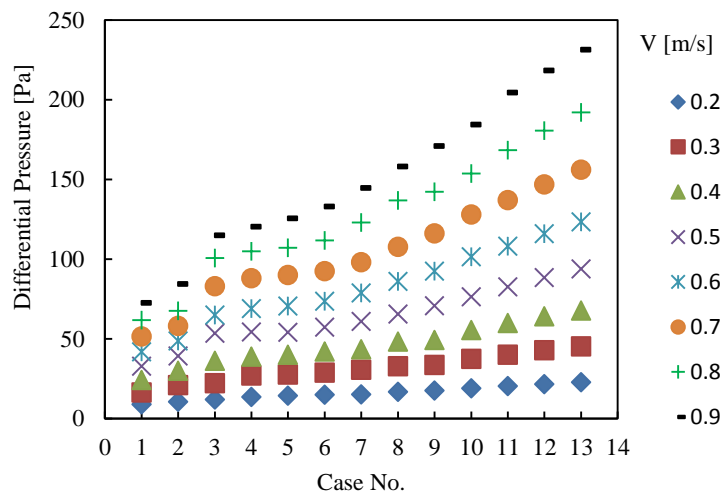
شکل ۷- مقایسه شار حرارتی در نسبت قطر و سرعت سیال مختلف



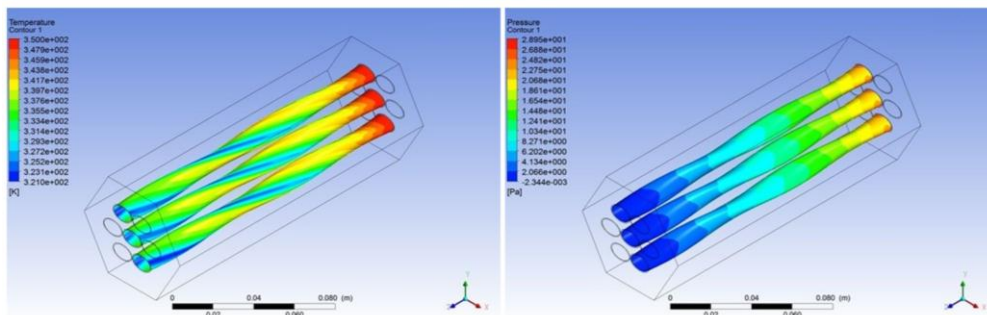
شکل ۸- مقایسه عدد ناسلت در نسبت قطر و سرعت سیال مختلف



شکل ۹- اختلاف فشار سیال داخلی در نسبت قطر و سرعت سیال مختلف



شکل ۱۰- اختلاف فشار سیال خارجی در نسبت قطر و سرعت سیال مختلف



شکل ۱۱- کانتور دما (چپ) و کانتور فشار (راست) برای نسبت قطر ۳/۵ و سرعت سال ۰٫۹ متر بر ثانیه

- direction twisted oval tubes with inserts. *Int J Therm Sci* 210: 109661.
- [14] Jahanmir GS, Farhadi F (2012) Twisted bundle heat exchangers performance evaluation by CFD (CJ12/5054). *Int Commun Heat Mass Transf* 39(10): 1654–1660.
- [15] Song K, Tian Z, Wu X, Zhang Q, Zhang K, Gu B (2025) Thermal characteristics of a double-tube heat exchanger with different twist directions of the inner oval tube. *Int J Therm Sci* 208: 109481.
- [16] Tian Z, Song K, Sun K, Hou Q, Luo C, Tagawa T (2024) Numerical investigation of thermal characteristics of double-tube heat exchangers with alternate twist direction and different phase angles of the inner oval tube. *Appl Therm Eng* 255: 123979.
- [17] Cheng J, Qian Z, Wang Q, Fei C, Huang W (2019) Numerical study of heat transfer and flow characteristic of twisted tube with different cross section shapes. *Heat Mass Transf* 55(3): 3.
- [18] Alempour SM, Abbasian Arani AA, Najafizadeh MM (2020) Numerical investigation of nanofluid flow characteristics and heat transfer inside a twisted tube with elliptic cross section. *J Therm Anal Calorim* 140(3): 3.
- [19] Azmi WH, Sharma KV, Sarma PK, Mamat R, Anuar S, Sundar LS (2014) Numerical validation of experimental heat transfer coefficient with SiO<sub>2</sub> nanofluid flowing in a tube with twisted tape inserts. *Appl Therm Eng* 73(1): 296–306.
- [20] Karouei SHH, Jasim DJ, Fares MN, Sabri LS, Al-Shati AS (2024) Numerical investigation of the simultaneous effect of twisted tape and nanofluid hybrid in shell and spiral tube heat exchanger with a special design. *Case Stud Therm Eng* 64: 105397.
- [21] Tang S, Ding L, Wu X, Zhou J, Wang L, Yu Y (2024) Numerical investigation of thermal-hydraulic characteristics in cross-flow heat exchangers with different twisted oval tubes. *Case Stud Therm Eng* 54: 104063.
- [22] Yi Z, Meng Q, Lin C (2025) Numerical study of supercritical CO<sub>2</sub> heat transfer characteristics in twisted oval tubes. *Heat Mass Transf* 61(1): 8.
- [23] Eiamsa-ard S, Maruyama N, Hirota M, Skullong S, Promthaisong P (2023) Heat transfer mechanism in ribbed twisted-oval tubes. *Int J Therm Sci* 193: 108532.
- [24] Yu C, Cui Y, Zhang H, Gao B, Zeng M, Han L (2022) Comparative study on turbulent flow characteristics and heat transfer mechanism of a twisted oval tube with different twisted tapes. *Int J Therm Sci* 174: 107455.
- [25] Borhani MA, Shirani AS, Talebi M, Mokhtari J (2023) Comparative investigation of nanofluid heat transfer in vertical annular channel with cosine heat
- ۴-مراجع
- [1] Azizi AS, Jahanian O, Ajarostaghi SSM, Arıcı M (2024) Employing uniform and non-uniform inner twisted elliptical tubes in a double-pipe heat exchanger. *Int J Heat Fluid Flow* 107: 109384.
- [2] Song K, Tian Z, Wu X, Zhang Q, Zhang K, Gu B (2025) Thermal characteristics of a double-tube heat exchanger with different twist directions of the inner oval tube. *Int J Therm Sci* 208: 109481.
- [3] Wang W, Yu C, Lv X, Yang Y, Zhang H (2024) Effect of ultrasonic on thermo-hydraulic characteristics of shell and tube heat exchangers with twisted tape. *Case Stud Therm Eng* 60: 104706.
- [4] Azizi AS, Mousavi SM, Vafai K, Darzi AAR (2025) Comprehensive review of heat transfer and fluid flow characteristics of elliptical/oval twisted tubes. *Int J Heat Fluid Flow* 112: 109639.
- [5] Crespo-Quintanilla JA, García-Castillo JL, Minchaca-Mojica JI, Picón-Núñez M (2024) Enhancing heat exchanger performance with combined twisted tubes and twisted tapes: Design and retrofit strategies. *Therm Sci Eng Prog* 54: 102817.
- [6] Tang X, Dai X, Zhu D (2015) Experimental and numerical investigation of convective heat transfer and fluid flow in twisted spiral tube. *Int J Heat Mass Transf* 90: 523–541.
- [7] Tan X, Zhu D, Zhou G, Yang L (2013) 3D numerical simulation on the shell side heat transfer and pressure drop performances of twisted oval tube heat exchanger. *Int J Heat Mass Transf* 65: 244–253.
- [8] Tan X, Zhu D, Zhou G, Zeng L (2012) Experimental and numerical study of convective heat transfer and fluid flow in twisted oval tubes. *Int J Heat Mass Transf* 55(17–18): 17–18.
- [9] Yang S, Zhang L, Xu H (2011) Experimental study on convective heat transfer and flow resistance characteristics of water flow in twisted elliptical tubes. *Appl Therm Eng* 31(14–15): 2981–2991.
- [10] Tan X, Zhu D, Zhou G, Zeng L (2013) Heat transfer and pressure drop performance of twisted oval tube heat exchanger. *Appl Therm Eng* 50(1): 374–383.
- [11] Bhuiya MMK, Chowdhury MSU, Saha M, Islam MT (2013) Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts. *Int Commun Heat Mass Transf* 46: 49–57.
- [12] Bhuiya MMK, Sayem ASM, Islam M, Chowdhury MSU, Shahabuddin M (2014) Performance assessment in a heat exchanger tube fitted with double counter twisted tape inserts. *Int Commun Heat Mass Transf* 50: 25–33.
- [13] Ding L, et al. (2025) Analysis of heat transfer characteristics and optimization of variable-

[26] Talebi M, Adollahi R, Borhani MA. Numerical study of thermo hydraulic effect of wire wrap spacer with different pitch in hexagonal fuel assembly. J Solid Fluid Mech 12(6): 205–217.

flux by experimental and numerical methods. J Solid Fluid Mech 13(4): 147–158.