

# افزایش بازدهی دسته لوله دایروی پره‌دار با تغییر شکل و تغییر پارامترهای هندسی در جریان آشغته

مجتبی حسینی<sup>۳</sup>  
دانشکده ریاضی

سمیرا پایان<sup>۱</sup> و فائزه ایمانی<sup>۲</sup>  
گروه مهندسی مکانیک

دانشگاه سیستان و بلوچستان

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۰۷/۱۳؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۰۲/۰۲)

## چکیده

در این مقاله، افزایش بازدهی دسته لوله‌های فشرده پره‌دار با سطح مقطع دایروی، استفاده‌شده در مبدل‌های پوسته و لوله، بررسی می‌شود. به این منظور ابتدا تغییر سطح مقطع یک ردیف از دسته لوله بدون پره با لوله بیضوی در جریان آشغته مطالعه می‌شود و تأثیر قطر و گام طولی روی بهترین عملکرد دسته لوله بررسی می‌گردد. پس از محاسبه بهترین حالت از نظر عملکرد، تأثیر اعمال پره بر بازدهی دسته لوله تغییر شکل داده‌شده بررسی می‌شود. از روش SST- k- $\omega$  برای حل جریان در این حالات استفاده می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که با تغییر شکل ردیف پنجم از دسته لوله‌ها با قطر ۰/۰۲ متر از دایروی به بیضوی، افزایش کارایی حدود ۲۱٪ است، با کاهش قطر لوله‌ها تا ۰/۰۱۵ متر و با افزایش قطر تا ۰/۰۲۴ متر و ثابت نگه‌داشتن گام طولی، به ترتیب تغییر شکل ردیف چهارم افزایش کارایی تا حدود ۳۱٪ و ردیف ششم افزایش کارایی حدود ۶٪ را به همراه دارند. در قطر ۰/۰۲ متر، کاهش گام طولی و افزایش آن به ترتیب ۳۵٪ و ۱۸٪ افزایش بازدهی را نتیجه می‌دهد. سپس می‌توان گفت که افزایش کارایی هم به قطر لوله و هم به گام طولی بستگی دارد، اما تغییرات قطر تأثیر بیشتری روی انتخاب بهترین ردیف دارد. همچنین، دسته لوله با ترکیبی از لوله‌های بیضوی و دایروی بازدهی را تا ۱۱٪ و ۱۲٪ به ترتیب برای قطر ۰/۰۲ و ۰/۰۲۴ متر افزایش می‌دهد.

**واژه‌های کلیدی:** دسته لوله‌های پره‌دار، تغییر شکل ردیف لوله‌ها، کارایی

## The Increase of Efficiency of Bundle of a Circular Finned-tubes with Change of Shape and Geometrical Parameters in Turbulent Flow

S. Payan and F. Imani

Mechanical Engineering Department

M. Hosseini

Mathematics Faculty

Sistan and Baluchestan University

(Received: 20/Jan/2019; Accepted: 12/Apr/2018)

### ABSTRACT

In this paper, the increase of efficiency of a compact bundle of finned tubes with circular cross-section used in Shell and Tube heat exchanger are studied. For this purpose, first we study the change of cross-section of one of the rows of without fin tube bundle with an elliptical tube in turbulent flow and investigate the effect of diameter and longitudinal pitch length on the performance of the bundle. Next, we investigate the effect of fins on the performance the bundle. The SST k- $\omega$  method is used for turbulence. In tubes with a diameter of 0.02 m, the efficiency increase is about 21%, when altering the fifth row. By reducing the diameter of the pipes to 0.015 m, while longitudinal step length is kept unchanged, it can be seen that the fourth row has more efficiency than the rest (about 31% with an increase in diameter of up to 0.024 m) the alternation of the sixth row boosts performance by about 6%. By decreasing and increasing longitudinal step length, the efficiency is increased by 35%, and 18%, respectively in diameter 0.02m. As a result, it can be said that increase of efficiency depends on both pipe diameter and longitudinal step length, But diameter changes has greater impact on choosing the best row. Also, mixed circular and elliptical tube bundles with circular fins increase efficiency 11% and 12% with diameter of 0.02m and 0.024m, respectively, in comparison to full circular finned-tubes bundle.

**Keywords:** Bundle of Tubes, Shape Change of Rows of Tubes, Efficiency

۱- دانشیار (نویسنده پاسخگو): s\_payan\_usb@eng.usb.ac.ir

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد: f\_imani1371@yahoo.com

۳- دانشجوی دکتری: s\_payan\_usb@yahoo.com

## فهرست علائم و اختصارات

$c_p$	ضریب گرمای ویژه ( $\text{Jkg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )
$d$	قطر لوله (mm)
$d_f$	قطر پره (mm)
$f$	ضریب اصطکاک
$h$	ضریب انتقال حرارت ( $\text{Wm}^{-2} \text{K}^{-1}$ )
$h_f$	ارتفاع پره (mm)
$k$	ضریب هدایت حرارتی سیال ( $\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$ )
$k_f$	ضریب هدایت پره آلومینیومی ( $\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$ )
$Nu = \left( \frac{hd}{K} \right)$	عدد ناسلت
$Eu = \frac{\Delta P}{\rho \cdot u_{\max}^2}$	عدد اویلر
$P$	فشار ( $\text{kgm}^{-1} \text{s}^{-2}$ )
$pr$	عدد پرانتل
$Re$	عدد رینولدز
$S$	فاصله پره‌ها (mm)
$S_t$	گام عرضی
$S_l$	گام طولی
$S_f = S + t_f$	گام پره
$T$	دما (K)
$t_f$	ضخامت پره (mm)
$u$	سرعت ( $\text{ms}^{-1}$ )
<b>علائم یونانی</b>	
$\mu$	ویسکوزیته، ( $\text{kgm}^{-1} \text{s}^{-1}$ )
$\rho$	چگالی، $\text{kg/m}^3$
<b>زیرنویس</b>	
$f$	پره
$in$	ورودی
$max$	مقدار بیشینه
$out$	خروجی
$Pre$	کار حاضر
$Ref$	مرجع
$s$	سطح

## ۱- مقدمه

مباحث مهم و پرکاربرد در بخش‌های مهم نظیر صنعت، ساختمان و ... می‌باشد. صنایع بزرگ امروزی نیازمند مبدل‌های حرارتی با قابلیت انتقال حرارت بالا و اندازه کوچک می‌باشند. برای دستیابی به این هدف، لازم است کارایی مبدل حرارتی را با به‌کارگیری روش‌های افزایش انتقال حرارت، به میزان قابل توجهی افزایش داد. انتقال حرارت به‌طور مؤثر با تغییر هندسه جریان، شرایط مرزی و یا تغییر خواص ترموفیزیکی سیال افزایش می‌یابد. روش‌های افزایش انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی به ترتیب به‌منظور کاهش اندازه و افزایش عملکرد استفاده می‌شود. می‌توان از دسته لوله‌ها برای بازیافت انرژی گاز خروجی از دودکش‌ها استفاده کرد، بسیاری از صنایع از گازهای داغ به‌عنوان سیالی که پتانسیل بازیابی حرارتی را دارد استفاده می‌کنند [۱-۳]. در صورتی که این گازها به خوبی فیلتر شوند و مشکل رسوب‌گذاری آن‌ها حل گردد، به نحو احسن می‌توان از آن‌ها در مبدل‌های حرارتی استفاده کرد. یک روش ساده برای افزایش بازدهی انرژی در فرآیندهای مختلف، بازیابی گرما از جریان گاز دودکش‌ها و آگزوزها است که برای پیش‌گرم کردن جریان گاز سرد ورودی یا دیگر چاه‌های حرارتی می‌توان از آن استفاده کرد. این فرایند باعث ذخیره ۲۵-۲۰٪ انرژی در صنایع مختلف می‌شود. با نصب فیلتر و حذف ذرات از این گازها مثلاً در هنگام استفاده در بویلرها از ایجاد ضخامت ۲ mm رسوب روی قسمت گاز داغ و کاهش ۵٪ ضریب انتقال حرارت می‌توان جلوگیری کرد. بررسی‌های زیادی راجع به جریان آشفته از روی دسته لوله‌ها با شکل‌های مختلف لوله انجام شده است. در سال ۱۹۹۷ روچا و همکاران<sup>۱</sup> [۴] به مطالعه مقایسه‌ای بین لوله‌های بیضوی و دایروی در یک مبدل که دارای یک یا دو ردیف دسته لوله و صفحه مبدل می‌باشد، پرداختند. در کار آن‌ها قطر بزرگ بیضی در جهت جریان قرار داشت و تحلیل دو بعدی انتقال حرارت صورت گرفت و نتایج عددی لوله‌های بیضوی با نتایج منتشر شده برای لوله‌های دایروی مقایسه شد. افزایش بازده نسبی تا ۱۸٪ و همچنین افزایش بهره‌وری همراه با کاهش فشار نسبی تا

امروزه انرژی نقش حیاتی را در توسعه و پیشرفت جوامع بشری ایفا می‌کند و انتقال انرژی به ویژه انتقال حرارت از

معادله‌ای و معادلات مبتنی بر RANS نتایج خوبی را با نتایج حل دو بعدی و معادلات تجربی نشان می‌دهند، اما در دسته دوم می‌توان به کار آیکویدز و همکاران [۱۲] اشاره کرد. این معادلات با نتایج تجربی سازگاری نداشته و باید از برخی مدل‌های URANS و یا LES استفاده کرد. در ادامه به شرح برخی از این پژوهش‌ها پرداخته می‌شود. در سال ۱۹۸۹ کاوامورا و همکاران [۸] به بررسی جریان در روی دسته لوله‌ها با وجود بافل‌ها پرداختند، همچنین در سال ۱۹۹۰ بازار و همکاران [۹] به بررسی جریان آزاد از روی یک استوانه پرداختند. مقایسه نتایج آن‌ها نشان داد که در چنین شرایطی منشأ گردابه‌ها دو بعدی بوده و نتایج دو بعدی عددی به خوبی با نتایج سه بعدی همخوانی دارد. در سال ۲۰۰۴ مون و همکاران [۱۰] به بررسی جریان از روی یک دسته لوله پره‌دار پرداختند نتایج عددی آن‌ها با روابط تجربی مطابقت قابل قبولی داشت. در سال ۲۰۱۴ آقایان نعمتی و مقیمی<sup>۴</sup> [۱۱] به بررسی عددی جریان در دسته لوله‌های دارای پره در مبدل‌های حرارتی با مدل‌های مختلف آشفتگی جریان پرداختند. در این مطالعه جریان آشفته از روی چهار ردیف دسته لوله دارای پره عبور داده شد و شبیه‌سازی ۹ مدل مختلف آشفتگی صورت گرفت. نتایج حاکی از آن بود که به رغم عملکرد قابل قبول تمام مدل‌ها نتایج انواع مدل‌های  $k-\varepsilon$  به نوعی متفاوت از دیگر روش‌ها است. دو روش  $k-\omega$  و SST بیشترین سازگاری را با نتایج تجربی دارند و مدل SST  $k-\omega$  برای پیش‌بینی جدایی جریان روی سطوح سازگاری خوبی دارد.

در سال ۲۰۱۴ آیکویدز و همکاران<sup>۵</sup> [۱۲] به مقایسه و ارزیابی رویکردهای مدل‌سازی جریان در دسته لوله‌ها با چیدمان خطی (مستطیلی) پرداختند. هدف اصلی آن‌ها شبیه‌سازی جریان در دسته لوله‌های بزرگ با دیواره‌های محدودکننده بود. در کار آن‌ها انتقال حرارت اطراف دسته لوله‌ها مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج با آزمایش کامل ایبا و همکارانش<sup>۶</sup> [۱۳] مقایسه شد و نتایج عددی دقت مناسبی با کار آزمایشگاهی داشت.

۲۵٪ نشان داد که شکل بیضوی دارای پتانسیل عملکرد بالاتری نسبت به شکل دایره‌ای معمولی است. در سال ۲۰۰۸ پاول و همکاران<sup>۱</sup> [۵] به بررسی تجربی و عددی جریان متقاطع آشفته در دسته لوله‌های با چیدمان مثلثی پرداختند. مشاهدات برای تنش‌های طبیعی  $Re$  حاکی از آن بود که دو معادله مبتنی به  $k$  نتایج نزدیک‌تری با آزمایش‌ها داشتند. مدل‌های مبتنی بر  $\omega$  میانگین سرعت را در ناحیه در حال توسعه و مدل‌های مبتنی بر  $\varepsilon$  نتایج را در ناحیه‌ای که جریان به صورت تناوبی است بهتر پیش‌بینی کردند. در سال ۲۰۰۹ ابراهیم و گوما<sup>۲</sup> [۶] به مطالعه عملکرد حرارتی دسته لوله بیضوی در جریان متقاطع پرداختند. در این تحقیق چهار نسبت قطری (۰/۳۳-۰/۲۵-۰/۱۵-۱) و پنج زاویه قرارگیری لوله‌های بیضوی در مقابل جریان (۰-۳۰-۶۰-۹۰-۱۲۰-۱۵۰) مورد بررسی قرار گرفت و نتایج نشان داد که بهترین عملکرد حرارتی در مبدل‌های حرارتی با لوله‌های بیضوی زمانی رخ می‌دهد که کمترین مقدار عدد رینولدز، نسبت قطری و زاویه قرارگیری در مقابل جریان وجود داشته باشد. در سال ۲۰۱۲ والمزلی و همکاران<sup>۳</sup> [۷] به‌طور عددی به بررسی نسبت انتقال حرارت به افت فشار و رسوب‌گذاری با ۱۰ سطح مقطع متفاوت پرداختند و نتایج حاصل‌شده حاکی از آن بود که سطح مقطع بیضوی دارای عملکرد حرارتی بهتری است. دسته لوله‌های سه بعدی با پره و بدون آن به دو صورت در کارهای محققان مورد مطالعه قرار گرفته است. حالتی که دسته لوله‌ها محدود نبوده و شرایط بالا و پایین و همچنین شرایط مرزی در امتداد طول لوله‌ها با دمای ثابت متقارن در نظر گرفته شده است و حالتی که دسته لوله‌ها بین دیواره‌ها، محدود بوده و تأثیر جریان محدودکننده بر جریان بین لوله‌ها بررسی شده است. از دسته اول می‌توان به کارهای کاوامورا و همکاران [۸]، بازار و همکاران [۹] و همچنین به کارهای مون و همکاران [۱۰]، نعمتی و همکاران [۱۱] اشاره کرد. همان‌طور که از نتایج آن‌ها مشخص شد به‌علت وجود شرایط مرزی، مدل‌های دو

4- Nemati and Moghimi

5- Iacovides et al.

6- Aiba et al.

1- Paul et al.

2- Ibrahim and Gomaa

3- Walmsley et al.

به گام طولی و عرضی در برخی از رینولدزها، ترکیبی از لوله‌های بیضوی و دایروی بازدهی بیشتری نسبت به لوله‌های تمام بیضوی و تمام دایروی دارند. این افزایش بازدهی در رینولدزهای بالا قابل مشاهده بود. همان‌طور که مشاهده می‌شود در کار پایان و ایمانی [۱۶] مشخص شد که با تغییر هندسه لوله‌های ردیف پنجم بازدهی دسته لوله مورد نظر نسبت به دسته لوله با لوله‌های تمام دایروی افزایش می‌یابد؛ اما اثر گام و قطر لوله‌ها همچنین تأثیر پره‌دار کردن دسته لوله‌ها که در دسته لوله‌های فشرده بسیار اهمیت دارد مورد بررسی قرار نگرفت. در این پژوهش ابتدا با در نظر گرفتن ضخامت کم در جهت عمود بر سطح مقطع عرضی (در راستای طول لوله‌ها) و شرایط مرزی تقارن در آن جهت که مطابق شرایط اعمالی مراجع [۱۱-۱۰] می‌باشد، به بررسی منشأ گردابه‌ها پرداخته می‌شود. همان‌طور که انتظار می‌رفت وجود تغییر هندسه یک ردیف در منشأ ایجاد گردابه‌ها که تحت تأثیر شرایط مرزی اعمال شده به وجود می‌آیند بستگی ندارد. سپس به بررسی گام طولی و قطر در یافتن بهترین ردیف تغییر شکل لوله‌ها پرداخته می‌شود. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که با کاهش قطر و در نتیجه افزایش فاصله بین لوله‌ها، علاوه بر افزایش بازدهی نسبت به لوله‌های با قطر بزرگ‌تر، بهترین ردیف نیز تغییر کرده و به ردیف ۴ منتقل می‌شود و علاوه بر آن تفاوت بین افزایش بازدهی در ردیف‌های ۳، ۴ و ۵ ناچیز است. با افزایش فاصله بین لوله‌ها به دلیل افزایش گام طولی در یک قطر  $m/0.2$ ، مشاهده می‌شود ردیف پنجم بهترین بازده را دارد و تفاوت افزایش بازدهی در ردیف‌های ۵ و ۶ کم است، در این حالت افزایش بازده حدود ۱۸٪ است. در بررسی اثر تغییر فاصله لوله‌ها با افزایش هم‌زمان قطر و گام طولی مشاهده شد که ردیف ششم بهترین بازده را با حدود ۲۱٪ افزایش کارایی دارد. نتایج این بررسی‌ها نشان می‌دهد که در دسته لوله‌های با قطر کوچک و گام طولی کوچک تأثیر جایگذاری یک ردیف لوله با شکل متفاوت (شکل بیضوی) از اهمیت بیشتری برخوردار است.

نهایتاً با یافتن بهترین ردیف تغییر شکل دسته لوله‌ها، پره‌های استاندارد مورد استفاده در کار نعمتی و همکاران [۱۱] بر روی دسته لوله‌ها قرار داده می‌شود تا مشخص شود که اعمال پره‌ها بر روی دسته لوله تغییر شکل یافته نسبت به دسته لوله پره‌دار بدون تغییر شکل، چه تأثیری بر بازده

همان‌طور که دیده شد کارهای زیادی برای بررسی جریان آشفته بر روی دسته لوله‌ها انجام شده است، اما کارهای کمی در مورد تغییر هندسه یک یا چند ردیف از لوله‌ها برای بهبود عملکرد دسته لوله‌ها انجام شده است. از این میان می‌توان به کارهای زیر اشاره کرد. در سال ۲۰۱۲ موریدو و همکاران [۱۴] یک دسته لوله شامل ترکیبی از لوله‌های دایروی با قطر مختلف در جریان عرضی را مورد مطالعه قرار دادند. هدف آن‌ها کاهش اثر رسوب‌گذاری گازها در دسته لوله مورد نظر بود به طوری که یک افت فشار و انتقال حرارت مناسبی نیز در این نوع جدید از دسته لوله‌های پیشنهادی انجام گیرد. نتایج به دست آمده نشان داد که تا ۳۰٪ می‌توان رسوب‌گذاری را نسبت به دسته لوله‌ها با قطر لوله یکسان کاهش داد بدون اینکه تأثیر زیادی بر افت فشار و انتقال حرارت به وجود آید. در سال ۲۰۱۵ موریدو و همکاران [۱۵] به صورت آزمایشگاهی به بررسی پارامترهای هندسی در دسته لوله‌هایی با قطر لوله‌های متفاوت پرداختند. در این تحقیق آن‌ها دریافتند که با یک گام طولی و عرضی مشخص و نسبت قطر  $0.5$  بین دو ردیف متوالی از لوله‌های با سایز متفاوت می‌توان به ۴۰٪ انتقال حرارت بیشتر نسبت به دسته لوله‌های با قطر یکسان بدون تغییر محسوس در افت فشار دست یافت. در کار آن‌ها آرایش مستطیلی دسته لوله‌ها مورد بررسی قرار گرفت. همان‌طور که مشاهده می‌شود تا به حال به تأثیر وجود یک ردیف لوله با شکل متفاوت به منظور بهبود عملکرد دسته لوله‌ها پرداخته نشده است. اولین بار در سال ۲۰۱۶ این تحقیق توسط پایان و ایمانی [۱۶] انجام شد کار آن‌ها در دو بعد بود، آن‌ها دو شکل متفاوت سطح مقطع را برای جایگذاری در بین دسته لوله‌های دایروی در نظر گرفتند و به این نتیجه رسیدند که با تغییر شکل یک ردیف از لوله‌ها با سطح مقطع بیضوی، می‌توان به افزایش بازدهی دسته لوله‌های دایروی در همان جریان دست یافت. در سال ۲۰۱۸ موهانتی و همکاران [۱۷] به بررسی استفاده ترکیبی از لوله‌های بیضوی و دایروی در یک دسته لوله پرداختند. آن‌ها یک دسته لوله با ۵ ردیف لوله در سه ستون را مورد بررسی قرار دادند. در این مقاله ۷ مورد برای هر نوع از چیدمان‌های مستطیلی و مثلثی لوله‌ها در نظر گرفته شد. رژیم جریان آرام بود و نتایج برای اعداد رینولدز ۲۰۰ تا ۲۰۰۰ به دست آمد. نتایج به دست آمده نشان داد که بسته

به‌طوری که باعث افزایش بازدهی نسبت به دسته لوله‌های تمام دایروی گردد.

### ۳- معادلات حاکم و شرایط مرزی

معادلات حاکم بر جریان، معادلات ناویر استوکس هستند که به روش حجم محدود حل شده‌اند. مدل آشفته استفاده شده SST k- $\omega$  است که با توجه به مطالعات مرجع [۱۱]، مدل‌های مبتنی بر k و  $\omega$  با شرایط مرزی در نظر گرفته شده در این مقاله نتایج خوبی به‌دست می‌دهند. معادلات ساده شده با فرض‌های جریان دائم، آشفته، سه‌بعدی و تراکم‌ناپذیر به‌صورت زیر می‌باشد:

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i) = 0 \quad (1)$$

معادله مومنتوم:

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{u'_i u'_j}) \quad (2)$$

در معادله (۲) عبارت  $(-\overline{u'_i u'_j})$  تنش رینولدز می‌باشد و از رابطه (۳) به‌دست می‌آید.

$$-\overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (3)$$

معادله انرژی:

$$\rho c_p \overline{u'_i} \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho c_p \overline{u'_i T'} \right) \quad (4)$$

در معادله (۴) عبارت  $\rho c_p \overline{u'_i T'}$  سرعت جریان گرمایی مغشوش می‌باشد و از رابطه (۵) به‌دست می‌آید.

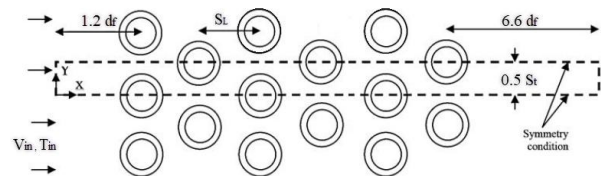
$$\rho c_p \overline{u'_i T'} = -\lambda_t \frac{\partial T}{\partial x_i} = -c_p \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (5)$$

جریان سیال به‌صورت یکنواخت و موازی محور x با سرعت ۱۰ m/s و با دمای K ۳۵۰ وارد دامنه محاسباتی می‌شود. سطح لوله‌ها دارای شرط مرزی دما ثابت K ۳۰۰ می‌باشد. در این مسئله انتقال حرارت جابه‌جایی در فضای بیرونی لوله‌ها صورت می‌پذیرد. با توجه به شرایط تقارن مرزها، شار حرارتی در این مرزها و مؤلفه سرعت عمود بر این مرزها، صفر می‌باشد. به‌عبارت دیگر گرادیان دمایی و گرادیان

دسته لوله‌ها دارد. نتایج حاصل از بررسی‌ها نشان‌دهنده افزایش بازدهی دسته لوله‌های پره‌دار تغییر شکل یافته نسبت به دسته لوله‌های پره‌دار تمام دایروی است. این افزایش راندمان تقریباً برای هر دو مورد قابل پره‌گذاری‌های استاندارد، ۱۱٪ است.

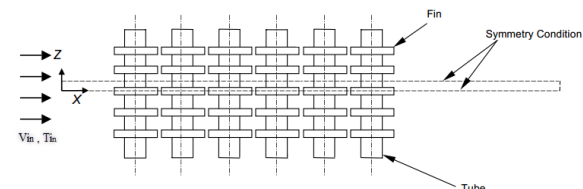
### ۲- تعریف مسئله

دسته لوله‌ای پره‌دار از جنس آلومینیوم با ۶ ردیف لوله که غالباً در مبدل‌های حرارتی فشرده استفاده می‌شود مطابق شکل ۱ در نظر گرفته شده است.

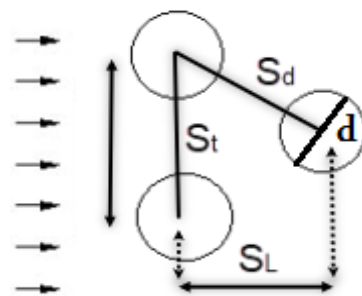


شکل (۱): هندسه دسته لوله دایروی پره‌دار

شکل ۲ نمای سه بعدی از هندسه مورد نظر می‌باشد. چیدمان لوله‌ها مثلثی بوده و گام عرضی  $S_t$ ، گام طولی  $S_L$  و قطر لوله‌ها در شکل ۳ نمایش داده شده است. جریان هوای کاملاً آشفته با سرعت ۱۰ m/s و دمای K ۳۵۰ از روی آن می‌گذرد.



شکل (۲): نمای سه بعد هندسه.



شکل (۳): مشخصات هندسی دسته لوله دایروی.

هدف تغییر شکل یک ردیف از این لوله‌های دایروی با لوله‌های بیضوی با همان قطر هیدرولیکی و مساحت است،

حل، جهت کاهش میزان  $\gamma^+$  به کمتر از عدد ۵ شبکه اصلاح می‌گردید. جدول ۲ نتایج استقلال شبکه را نمایش می‌دهد.



شکل (۴): نمایی از مش مورد استفاده برای نرم‌افزار،

الف- نمای روبه رو، ب- نمای بغل

جدول (۲): نتایج استقلال شبکه

ردیف	تعداد المان‌ها در $10^5$	$\overline{Nu}$	f
۱	۱/۵	۱۲۲/۰۱۸	۰/۳۴۶
۲	۳	۱۲۲/۱۹۸	۰/۳۴۷
۳	۴/۵	۱۲۲/۷۵۸	۰/۳۴۸
۴	۶	۱۲۲/۶۸۶	۰/۳۴۹
۵	۷/۵	۱۲۲/۷۵۲	۰/۳۵
۶	۹	۱۲۲/۷۷۸	۰/۳۵
۷	۱۰/۵	۱۲۲/۸۴۵	۰/۳۵
۸	۱۲	۱۲۳/۱۱۳	۰/۳۵
۹	۱۳/۵	۱۲۳/۱۳۰	۰/۳۵

همان‌طور که در جدول ۲ مشاهده می‌شود، می‌توان شبکه ۸ را با تعداد المان  $1200000$  به‌عنوان مش اصلی انتخاب کرد.

پس از انتخاب شبکه مناسب، اعتبارسنجی کار عددی با نتایج تجربی در جدول‌های ۳ و ۴ خلاصه می‌شود.

جدول (۳): درصد خطای نسبی عدد ناسلت متوسط کار

حاضر و مراجع معتبر جهت اعتبارسنجی

مرجع	$Nu_{Ref}$	$Nu_{Pre}$ 2D	$Nu_{Pre}$ 3D	خطا % 2D	خطا % 3D
[۱۸، ۱۹]	۱۳۸/۷۲	۱۲۰/۵۶	۱۲۳/۱۱	۱۳/۰۹	۱۱/۲۵
[۲۰]	۱۳۹/۸۸			۱۳/۸۱	۱۱/۹۸

مؤلفه‌های سرعت در صفحات متقارن صفر می‌باشد. خواص ترموفیزیکی هوا و آلومینیوم در جدول ۱ داده شده است.

جدول (۱): خواص ترموفیزیکی هوا و آلومینیوم.

	$\rho$	$\mu$	$C_p$	K
سیال (هوا)	۰/۹۹۵	$2.082 \times 10^{-5}$	۱۰۰۹	۰/۰۳
آلومینیوم	۲۷۱۹	-	۸۷۱	۲۰۲/۴

#### ۴- اعتبارسنجی و استقلال شبکه

در این بخش به بررسی اعتبارسنجی دو دسته لوله پره‌دار و بدون پره پرداخته می‌شود.

##### ۴-۱- دسته لوله بدون پره

قطر لوله‌ها ۲۰ mm بوده و جریان هوا کاملاً آشفته با سرعت ۱۰ m/s و دمای ۳۵۰ K از روی ۶ ردیف از دسته لوله‌ها با دمای ۳۰۰ K می‌گذرد. گام عرضی و گام طولی به ترتیب ۴۰ و ۲۰ mm می‌باشند. در بخش اعتبارسنجی، مقدار  $Nu$  متوسط به‌دست‌آمده از نرم‌افزار با مقادیر به‌دست‌آمده از روابط تجربی زوکاسکاس<sup>۱</sup> [۱۸ و ۱۹]، کیز و لاندون<sup>۲</sup> [۲۰] در دسته لوله بدون پره و مقدار ضریب اصطکاک  $f$ ، از رابطه کولبورن<sup>۳</sup> [۲۱] و نتایج تجربی زوکاسکاس [۱۸ و ۱۹] و کیز و لاندون [۲۰] برای دسته لوله بدون پره مقایسه می‌شود. رابطه ضریب اصطکاک کولبورن به شکل زیر داده شده است:

$$f = \frac{Nu}{8 Re_{D,max} Pr} Pr^{1/3} \quad (۶)$$

نتایج اعتبارسنجی و استقلال مش برای سرعت ورودی ۱۰ m/s و عدد رینولدز  $23086/68$  در دسته لوله بدون پره محاسبه شده است. در بخش استقلال شبکه دسته لوله بدون پره، شبکه‌بندی، از مش پایه ۱۵۰۰۰۰ شروع شده و برای اطمینان از شبکه انتخابی تعداد گره‌ها طی چند مرحله با ضریب ۲ افزایش یافت تا زمانی که بعد از آن تغییری در نتایج پیدا نشود. نحوه‌ی شبکه‌بندی در شکل ۴ نشان داده شده است. در فضای بین لوله‌ها و عمق دامنه محاسباتی از شبکه ساختار یافته استفاده شده است. در هر شبکه حین

1- Zukauskas et al.

2- Kays et al.

3- Colburn

شبکه با تعداد ۱۸۰۰۰۰۰۰ المان برای حل مناسب تشخیص داده شده است. در بخش اعتبارسنجی، مقدار ناسلت متوسط به‌دست‌آمده از نرم‌افزار با مقادیر به‌دست‌آمده از روابط (۶) و (۷) ارائه‌شده توسط مرجع اطلس حرارتی VDI [۲۲] و اشمیت [۲۳] برای دسته لوله پره‌دار در جدول ۵ مقایسه می‌شود. همچنین برای اعتبارسنجی عدد اوپلر از رابطه تجربی (۸) ارائه‌شده توسط وارد و یانگ [۲۴] در دسته لوله با پره استفاده می‌شود. نتایج این بررسی در جدول ۶ قابل مشاهده است.

$$Nu = CRe^{0.625}Pr^{1/3} \left[ \frac{A}{A_f} \right]^{-0.375} \quad (6)$$

For staggered: C=0.45

For in-line: C=0.3

$$Nu = CRe^{0.6}Pr^{1/3} \left( \frac{A}{A_t} \right)^{-0.15}$$

$$n \geq 4 \begin{cases} \text{For staggered: } C=0.38 \\ \text{For in-line: } C=0.22 \end{cases} \quad (7)$$

n=1, For in-line: C=0.2

n=2, For staggered: C=0.33

n=3, For staggered: C=0.36

$$Eu = 0.256Re^{-0.264} \left( \frac{\delta}{d_f} \right)^{-0.377} \left( \frac{s}{d} \right)^{-0.396} \left( \frac{SL}{d} \right)^n \quad (8)$$

**جدول (۵):** درصد خطای نسبی عدد ناسلت متوسط کار

حاضر و مراجع معتبر جهت اعتبارسنجی

مرجع	Nu <sub>Ref</sub>	Nu <sub>Pre</sub>	% خطا
[۲۲]	۱۲۴/۶۴	۱۳۸/۹۹	۱۱/۵۱
[۲۳]	۱۲۱/۰۱		۱۴/۸۶

**جدول (۶):** درصد خطای نسبی عدد اوپلر کار حاضر و

مرجع معتبر جهت اعتبارسنجی

مرجع	Eu <sub>Ref</sub>	Eu <sub>Pre</sub>	% خطا
[۲۴]	۱/۴۷	۱/۷۰	۱۵/۶

**جدول (۴):** درصد خطای نسبی ضریب اصطکاک کار

حاضر و مراجع معتبر جهت اعتبارسنجی.

مرجع	f <sub>Ref</sub>	f <sub>Pre</sub> 2D	f <sub>Pre</sub> 3D	% خطا 2D	% خطا 3D
[۱۸، ۱۹]	۰/۳۰	۰/۲۶	۰/۳۵	۱۳/۳۳	۱۶/۶۶
[۲۰]	۰/۲۹			۱۰/۳۴	۲۰/۶۸
[۲۱]	۰/۳۲			۱۸/۷۵	۹/۲۷

همان‌طور که مشخص است، درصد خطا بین ناسلت با مراجع [۱۸-۱۹]، ۱۱/۲٪ و با مرجع [۲۰]، ۱۱/۹٪ است. همچنین خطای ضریب اصطکاک با مراجع [۱۸-۱۹]، ۱۶٪ و با رابطه کولبورن کمتر از ۹/۵٪ می‌باشد. با مقایسه نتایج نرم‌افزار با نتایج تجربی مشخص شد که خطاهای به‌دست‌آمده در بازه قابل قبولی قرار دارد. در دسته لوله‌های بدون پره درصد خطای نسبی برای عدد ناسلت متوسط و افت فشار (ضریب اصطکاک) به ترتیب ۱۵٪ و ۲۵٪ طبق مراجع [۱۸-۱۹] قابل قبول است که در کار حاضر بیشترین درصد خطا از ۱۳٪ برای ناسلت و از ۱۶٪ برای ضریب اصطکاک تجاوز نکرده است.

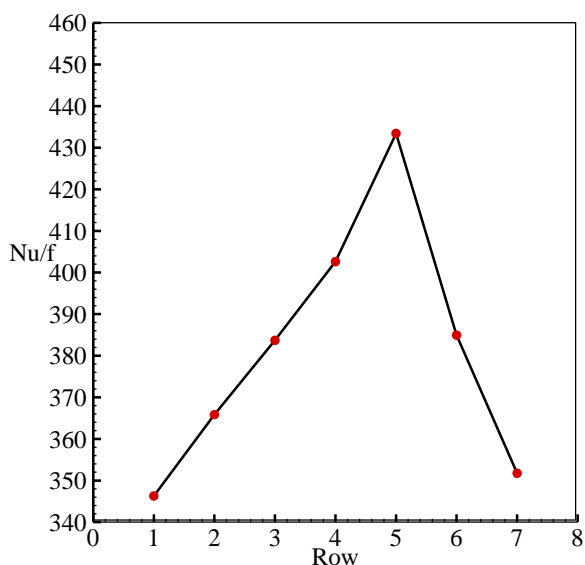
#### ۲-۴- دسته لوله با پره

در تمامی روابط تجربی از یک مبدل حرارتی با لوله‌های دایروی پره‌دار که آرایش لوله‌ها در حالت مثلثی بود استفاده شده است. از پره مرجع [۱۱] در کار حاضر استفاده شده است، دامنه فیزیکی که برای این قسمت از مسئله مورد استفاده قرار گرفته است دسته لوله‌ای متشکل از ۶ ردیف لوله پره‌دار حلقوی است که با آرایش مثلثی مطابق شکل ۱ در کنار یکدیگر قرار گرفته‌اند، قطر لوله ۲۴ mm، قطر پره ۳۴ mm، گام طولی لوله ۳۵ mm، گام عرضی لوله ۴۰ mm، فاصله بین پره‌ها ۲ mm و ضخامت پره ۰/۵ mm می‌باشد. دمای لوله‌ها و پایه پره‌ها ثابت و برابر ۳۰۰ K، دمای سیال ورودی ۳۵۰ K و سرعت ورودی سیال ۱۰ m/s در نظر گرفته شده است. سیال با چگالی ρ، ویسکوزیته μ، ضریب هدایت حرارتی k، ثابت در نظر گرفته شده و به محاسبه عدد ناسلت متوسط و عدد اوپلر پرداخته می‌شود. برای این بخش نیز استقلال شبکه مجزا انجام شده است و در نهایت

**جدول (۷):** مقدار ضریب انتقال حرارت، افت فشار، نسبت ضریب انتقال حرارت به افت فشار و میزان افزایش بازدهی در جایگذاری لوله بیضوی در دسته لوله‌ای با قطر ۲۰ mm

ردیف جایگذاری	$h$	$\Delta p$	$\frac{h}{\Delta p}$	% افزایش کارایی
۱	۱۷۸/۱۷۱	۶۲۶/۴۴	۰/۲۸	-
۲	۱۷۶/۱۴۶	۵۸۷/۲۰	۰/۳۰	۳/۴۵
۳	۱۷۴/۹۶۹	۵۵۶/۰۲	۰/۳۱	۶/۹۰
۴	۱۷۶/۳۴۶	۵۳۲/۷۵	۰/۳۳	۱۳/۷۹
۵	۱۷۹/۴۴۰	۵۰۴/۶۹	۰/۳۵	۲۰/۶۹
۶	۱۸۳/۰۴۶	۵۷۹/۱۳	۰/۳۲	۱۰/۳۴
۷	۱۸۴/۶۶۹	۶۴۱/۳۳	۰/۲۹	۰/۰

ردیف ۷ در شکل ۵ حالتی است که تمام لوله‌ها دایروی باشند. نتایج شکل ۵ هم نشان‌دهنده این است که ردیف پنجم بیشترین کارایی را دارد.



**شکل (۵):** نسبت عدد ناسلت به ضریب اصطکاک در جایگذاری لوله بیضوی در دسته لوله‌ای با قطر ۲۰ mm

همان‌طور که مشخص است درصد خطا در هیچ یک از موارد حتی از ۱۶٪ نیز تجاوز نمی‌کند در صورتی که طبق مرجع [۲۲] نتایج تا خطای ۲۵٪ نیز قابل قبول است.

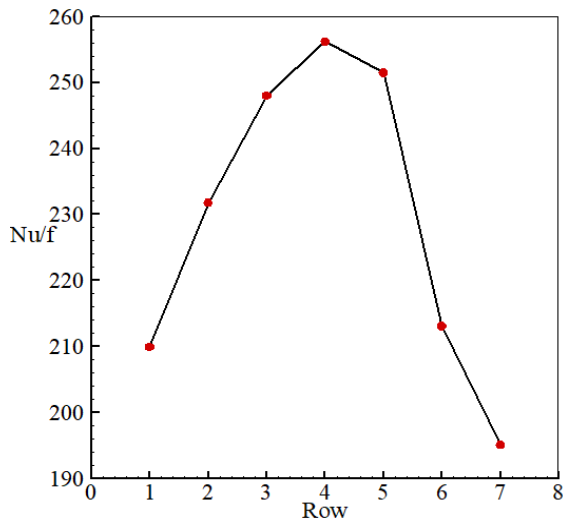
## ۵- نتایج

در این بخش، اثر تغییرات قطر لوله‌ها و گام طولی لوله بر روی پارامترهای هیدرودینامیکی و حرارتی به‌صورت بعددار و بی‌بعد بررسی می‌شود. همچنین تأثیر پره بر بازدهی دسته لوله‌های تغییر شکل یافته با بهترین عملکرد بررسی می‌گردد.

### ۵-۱- بررسی تغییرات کارایی با جایگزین کردن لوله بیضوی به جای لوله دایروی در دسته لوله با ضخامت کوچک در راستای لوله‌ها

در این قسمت ابتدا مسئله مورد بررسی در مرجع [۱۶] با یک ضخامت کم در راستای طول لوله‌ها مورد بررسی قرار می‌گیرد. همان‌طور که از نتایج به‌دست‌آمده در جدول ۷ بر می‌آید در سه بعد نیز مانند کار دو بعد [۱۶] با جایگذاری لوله بیضوی در ردیف پنجم بیشترین کارایی نسبت به دسته لوله تمام دایروی قابل حصول است، پس با تغییر اندکی فقط تغییر شکل ردیف پنجم دسته لوله با لوله‌های بیضوی کارایی دسته لوله مورد نظر را می‌توان تا ۲۰٪ افزایش داد، هم هزینه‌ای برای ساخت مجدد نیاز نیست و همچنین می‌توان از همان دسته لوله قبلی البته با کمی تغییر استفاده کرد. نتایج جدول ۷ نشان می‌دهد، همان‌طور که پیش‌بینی می‌شد و مراجع [۸-۹] اذعان داشتند، ماهیت گردابه‌ها در تمام نواحی به هم شباهت دارد که این موضوع نشان‌دهنده آن است که برای دسته لوله‌های سه بعدی با شرط مرزی اعمال‌شده تقارن و تنها تغییر شکل یک ردیف لوله نیز ماهیت گردابه‌های آشسته بخصوص گردابه‌های پشت لوله‌ها که در افت فشار سهم به‌سزایی دارند دوبردی است. البته این نکته قابل ذکر است که با توجه به ابعاد دامنه محاسباتی و رهیافت شبیه‌سازی آشفتگی انتظار می‌رفت که تفاوتی مابین نتایج دو و سه بعدی مشاهده نشود.





شکل (۶): نسبت عدد ناسلت به ضریب اصطکاک در جایگذاری لوله بیضوی در دسته لوله‌ای با قطر ۱۵ mm

### ۳-۵- بررسی تأثیر کاهش فاصله بین لوله‌ها با بزرگ کردن قطر بر روی کارایی

با افزایش قطر لوله‌های دسته لوله مورد نظر نتایج نشان می‌دهد که تغییر شکل ردیف ششم بیشترین کارایی را دارد، با افزایش قطر در واقع فاصله بین لوله‌ها کمتر می‌شود علاوه بر آن مسیر عبور جریان با موانع بلندتری همراه است و انتظار می‌رود که افت فشار نسبت به لوله‌های با قطر کوچک‌تر افزایش یابد. اگرچه هم‌زمان با افزایش افت فشار، ضریب انتقال حرارت نیز افزایش می‌یابد اما افزایش افت فشار بسیار بیشتر از ضریب انتقال حرارت بوده و نتایج به‌دست‌آمده از این بررسی در جدول ۹ خلاصه شده است. همان‌طور که مشخص است، نسبت ضریب انتقال حرارت به افت فشار با جایگذاری لوله بیضوی در ردیف ششم بیشترین مقدار را دارا می‌باشد. نتایج جدول ۹ نشان می‌دهد اگرچه جایگذاری لوله بیضوی در ردیف‌های ۳ تا ۴ افت فشار را نسبت به جایگذاری لوله بیضوی در ردیف ۶ بیشتر کاهش می‌دهد اما به علت تلاطم بیشتر جریان با وجود لوله‌های با قطر بزرگ‌تر، میزان ضریب انتقال حرارت در دسته لوله بالا بوده و قرارگیری لوله بیضوی در داخل جریان در ردیف‌های ۳ تا ۵ بر روی میزان ضریب انتقال حرارت تأثیر بیشتری داشته و از میزان آن بیشتر کاسته می‌شود و بهترین ردیف جایگذاری به ردیف ۶ منتقل می‌شود.

### ۲-۵- بررسی تأثیر افزایش فاصله بین لوله‌ها با کوچک کردن قطر بر روی کارایی:

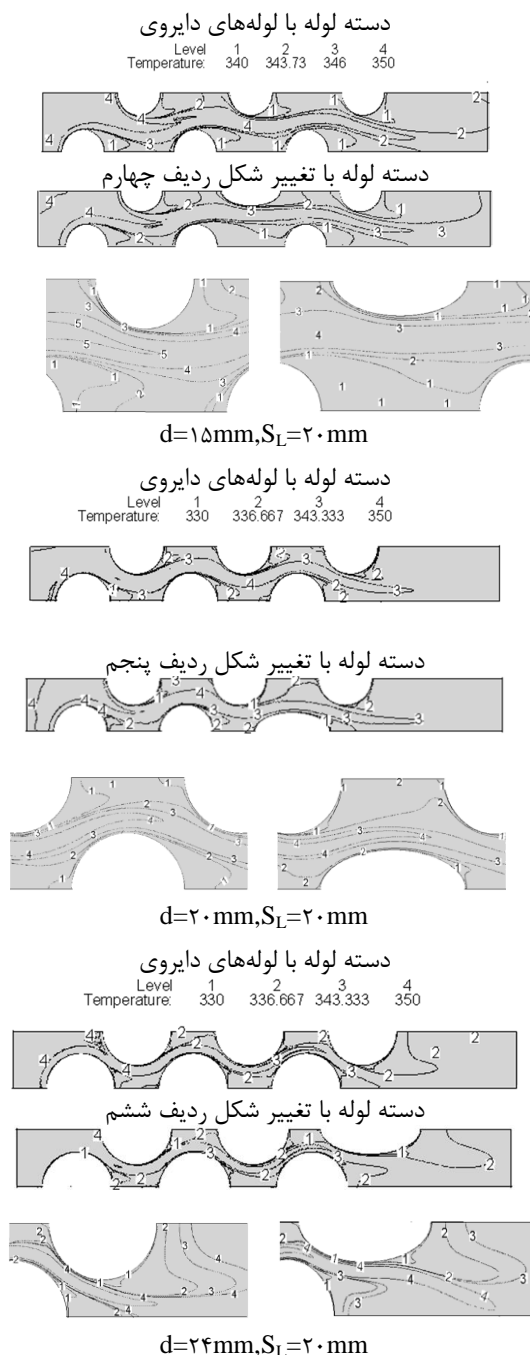
با کاهش قطر لوله‌های دسته لوله مورد نظر، نتایج نشان می‌دهد که تغییر شکل ردیف چهارم بیشترین کارایی را دارد، با کاهش قطر در واقع فاصله بین لوله‌ها بیشتر می‌شود علاوه بر آن مسیر عبور جریان با موانع کوتاه‌تری همراه است و انتظار می‌رود که افت فشار نسبت به لوله‌های با قطر بزرگ‌تر کاهش یابد. نتایج به‌دست‌آمده از این بررسی در جدول ۸ خلاصه شده است. همان‌طور که مشخص است، نسبت ضریب انتقال حرارت به افت فشار با جایگزین کردن لوله بیضوی در ردیف چهارم بیشترین مقدار را دارا می‌باشد. از آنجایی که قطر لوله‌ها کاهش می‌یابد اثرات تلاطم هر ردیف بر روی ردیف دیگر به سمت لوله‌های ابتدایی کشیده می‌شود و تأثیر تلاطم بر روی ردیف آخر کاهش می‌یابد. در نتیجه تغییر شکل ردیف ۴ به جای ردیف ۵ تأثیر بیشتری در افزایش کارایی دارد. و یک کاهش ناگهانی همان‌طور که دیده می‌شود با تغییر ردیف ۶ نسبت به ردیف‌های ۴ و ۵ ایجاد می‌شود که نشان‌دهنده کاهش تأثیر تلاطم جریان در این ردیف است. اگرچه میزان افزایش در دو ردیف ۴ و ۵ به یکدیگر نزدیک است.

نتایج بی‌بعد که در شکل ۶ نمایش داده شده است همانند نتایج بعددار در جدول ۸ ردیف چهارم را بهترین ردیف با بازده بالا برای جایگذاری معرفی می‌کنند.

**جدول (۸):** مقدار ضریب انتقال حرارت، افت فشار، نسبت ضریب انتقال حرارت به افت فشار و میزان افزایش بازدهی در جایگذاری لوله بیضوی در دسته لوله‌ای با قطر ۱۵ mm

ردیف جایگذاری	$h$	$\Delta p$	$\frac{h}{\Delta p}$	درصد افزایش کارایی
۱	۱۷۳/۰۱۸	۳۲۹/۷۳۷	۰/۵۲۵	۸/۰۲
۲	۱۵۵/۲۸۹	۲۶۸/۸۴۸	۰/۵۷۸	۱۸/۹۳
۳	۱۵۷/۷۳۵	۲۵۵/۲۵۳	۰/۶۱۸	۲۱/۳۶
۴	۱۶۱/۴۱۴	۲۵۳/۱۴۳	۰/۶۳۸	۳۱/۲۷
۵	۱۶۵/۴۶۸	۲۶۴/۰۳۰	۰/۶۲۷	۲۹/۰۱
۶	۱۶۹/۶۲۴	۳۱۹/۰۷۸	۰/۵۳۲	۹/۴۶
۷	۱۷۰/۵۱۰	۳۵۰/۹۱۵	۰/۴۸۶	۰/۰

روی سطح، دمای خود را از دست می‌دهد و در اثر برخورد های متوالی، دمای آن از ابتدای ورود به دسته لوله تا انتهای آن کاهش می‌یابد.



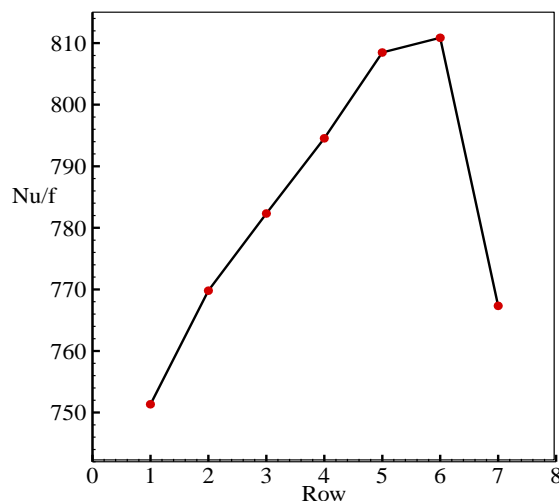
شکل (۸): کانتور دما برای قطرهای ۱۵، ۲۰، ۲۴ mm

کانتورهای نمایش داده در شکل ۹ افت فشار ایجاد شده میان لوله‌ها را در قطرهای مختلف نمایش می‌دهد، افت فشار هنگام عبور سیال از میان لوله‌ها افزایش می‌یابد. همان‌طور که مشاهده می‌شود از لوله ۴ تا ۶ فشارهای پایین

نتایج بی‌بعد در شکل ۷ نشان‌دهنده این است که جایگذاری در ردیف آخر بازده را نسبت به دیگر ردیف‌ها بیشتر افزایش می‌دهد. اگرچه تفاوت درصد افزایش بازدهی در ردیف ۵ و ۶ ناچیز است.

**جدول (۹):** مقدار ضریب انتقال حرارت، افت فشار، نسبت ضریب انتقال حرارت به افت فشار و میزان افزایش بازدهی در جایگذاری لوله بیضوی در دسته لوله‌ای با قطر ۲۴ mm

ردیف جایگذاری	$h$	$\Delta p$	$\frac{h}{\Delta p}$	% افزایش کارایی
۱	۲۲۹/۱۵۸	۱۶۱۷/۵۹۴	۰/۱۴۲	-
۲	۲۳۲/۸۶۵	۱۶۰۷/۸۷۰	۰/۱۴۵	۰/۶۹
۳	۲۲۸/۸۲۹	۱۵۵۲/۲۸۹	۰/۱۴۷	۲/۰۸
۴	۲۳۱/۴۱۲	۱۵۴۹/۸۷۸	۰/۱۴۹	۳/۴۷
۵	۲۳۵/۳۷۱	۱۵۴۵/۴۳۳	۰/۱۵۲	۵/۵۵
۶	۲۳۷/۱۸۱	۱۵۵۳/۵۴۷	۰/۱۵۳	۶/۲۵
۷	۲۳۸/۸۳۱	۱۶۵۳/۴۴۸	۰/۱۴۴	۰/۰



شکل (۷): نسبت عدد ناسلت به ضریب اصطکاک در جایگذاری لوله بیضوی در دسته لوله‌ای با قطر ۲۴ mm

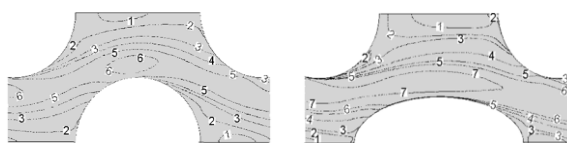
۴-۵ - تحلیل کانتورهای جریان و حرارت در اثر تغییر قطر لوله‌ها

همان‌طور که در شکل ۸ مشاهده می‌شود، سیال ورودی با دمای ۳۵۰ K در اثر تماس با لوله‌های با دمای ۳۰۰ K دمایش کاهش می‌یابد، در تمام حالات، سیال در خط مرکزی بین لوله‌ها بیشترین حرارت را دارد و با گذشتن از

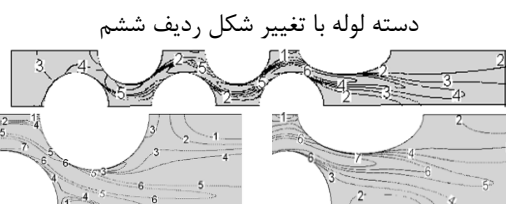
۶ نیز نزدیک می‌شود اما بیشترین سرعت از همه به ردیف ۵ نزدیک‌تر است. با افزایش قطر و کاهش مجاری عبور جریان، بیشینه سرعت در اطراف تمامی لوله‌ها به غیر از ردیف اول قابل مشاهده است و این افزایش سرعت نشان‌دهنده افزایش ضریب انتقال حرارت در این قطر می‌باشد.



$d=15\text{mm}, S_L=20\text{mm}$



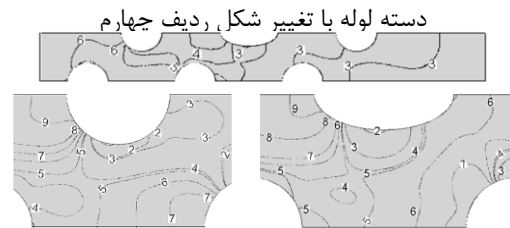
$d=20\text{mm}, S_L=20\text{mm}$



$d=24\text{mm}, S_L=20\text{mm}$

شکل (۱۰): کانتور سرعت برای قطرهای ۲۴، ۲۰، ۱۵ mm

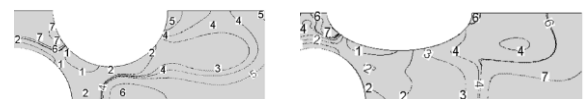
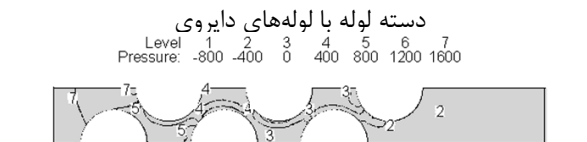
اطراف لوله افزایش می‌یابد و طبیعی است که این ردیف‌ها برای جایگذاری لوله‌های بیضوی مناسب باشند.



$d=15\text{mm}, S_L=20\text{mm}$



$d=20\text{mm}, S_L=20\text{mm}$



$d=24\text{mm}, S_L=20\text{mm}$

شکل (۹): کانتور فشار برای قطرهای ۲۴، ۲۰، ۱۵ mm

در شکل ۱۰ کانتور سرعت نمایش داده شده است سرعت هنگام گذر از میان هر دو لوله به دلیل کاهش سطح مقطع افزایش می‌یابد. همان‌طور که مشاهده می‌شود بیشترین سرعت‌ها در قطر ۱۵ mm نزدیک لوله‌های ردیف ۴ و ۵ است و از لوله ۶ فاصله بیشتری دارد. همین‌طور که از شکل ۱۰ مشخص است در قطر ۲۰ mm، بیشینه سرعت به ردیف

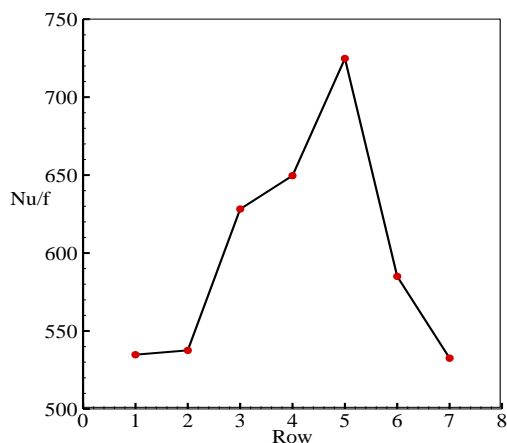
### ۵-۶- بررسی تأثیر کاهش فاصله بین لوله‌ها با کاهش $S_1$ بر روی کارایی

با کاهش  $S_1$  و ثابت نگه‌داشتن قطر در ۲۰ mm نتایج جدول ۱۱ نشان می‌دهد که تغییر شکل ردیف پنجم باز هم بیشترین کارایی را دارد، اما به نسبت بیشتری این کارایی افزایش یافته است. همچنین بین ردیف ۵ با بهترین بازدهی در جایگزین کردن لوله‌های بیضوی و دیگر ردیف‌ها تفاوت بسیار زیادی وجود دارد.

**جدول (۱۱):** مقدار ضریب انتقال حرارت، افت فشار، نسبت ضریب انتقال حرارت به افت فشار و میزان افزایش بازدهی در جایگذاری لوله بیضوی در دسته لوله‌ای با

قطر ۲۰ mm و  $S_1 = 15$  mm

ردیف جایگذاری	$h$	$\Delta p$	$\frac{h}{\Delta p}$	درصد افزایش کارایی
۱	۲۰۰/۵۵۹	۱۲۰۸/۰۸۹	۰/۱۶۶	۰/۲۴
۲	۱۹۲/۷۳۱	۱۰۸۰/۱۴۱	۰/۱۷۸	۷/۲۳
۳	۲۱۲/۹۷۱	۱۰۹۰/۴۲۰	۰/۱۹۵	۱۷/۴۷
۴	۱۹۸/۸۰۳	۹۸۴/۳۱۶	۰/۲۰۲	۲۱/۶۹
۵	۲۰۴/۴۰۲	۹۰۹/۰۵۳	۰/۲۲۵	۳۵/۵۴
۶	۲۱۳/۲۵۳	۱۱۷۵/۵۷	۰/۱۸۱	۹/۰۴
۷	۲۱۶/۵۰۵	۱۳۰۷/۲۲۶	۰/۱۶۶	۰/۰



**شکل (۱۲):** نسبت عدد ناسلت به ضریب اصطکاک در جایگذاری لوله بیضوی در دسته لوله‌ای با قطر ۲۰ mm و  $S_1 = 15$

با کاهش فاصله بین لوله‌ها نتایج بی‌بعد در شکل ۱۲ هم ردیف ۵ را با بالاترین بازدهی برای جایگذاری لوله بیضوی نشان می‌دهد.

### ۵-۵- بررسی تأثیر افزایش فاصله بین لوله‌ها با افزایش گام طولی ( $S_1$ ) بر روی کارایی

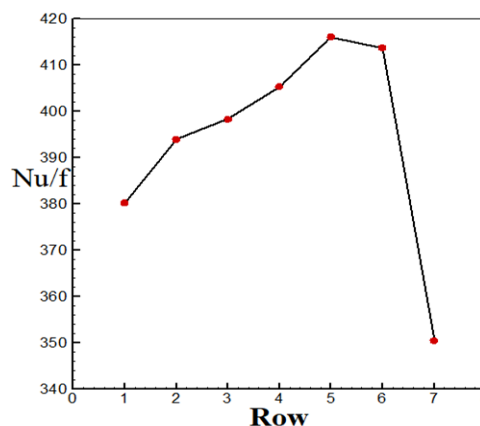
با افزایش  $S_1$  و ثابت نگه‌داشتن قطر در ۲۰ mm نتایج جدول ۱۰ نشان می‌دهد که تغییر شکل ردیف پنجم بیشترین کارایی را دارد. همان‌طور که انتظار می‌رفت با افزایش گام طولی در یک قطر مشخص از میزان انتقال حرارت و افت فشار کاسته می‌شود.

**جدول (۱۰):** مقدار ضریب انتقال حرارت، افت فشار، نسبت ضریب انتقال حرارت به افت فشار و میزان افزایش بازدهی در جایگذاری لوله بیضوی در دسته لوله‌ای با قطر ۲۰ mm و

$S_1 = 35/33$  mm

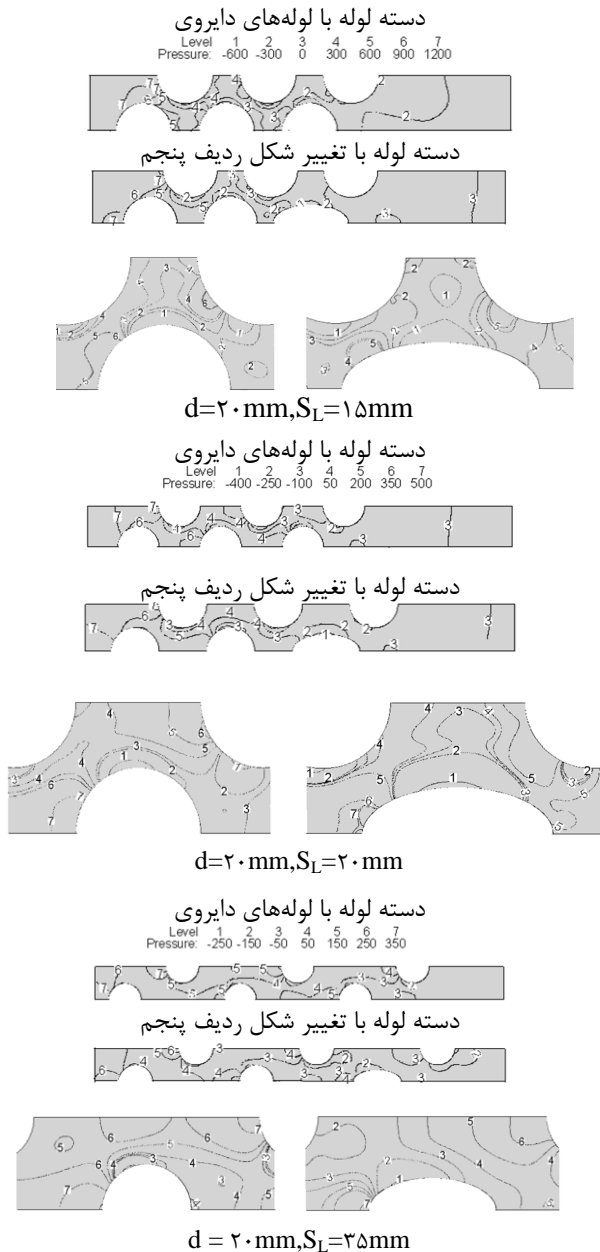
ردیف جایگذاری	$h$	$\Delta p$	$\frac{h}{\Delta p}$	درصد افزایش کارایی
۱	۱۵۰/۵۴۳	۳۰۹/۷۸۱	۰/۴۸۶	۸/۲۴
۲	۱۴۷/۲۴۰	۲۹۱/۶۵۰	۰/۵۰۵	۱۲/۴۷
۳	۱۵۱/۱۴۲	۲۹۶/۲۸۳	۰/۵۱۰	۱۳/۵۸
۴	۱۵۳/۰۲۰	۲۹۴/۷۵۴	۰/۵۱۹	۱۵/۵۹
۵	۱۵۶/۰۱۸	۲۹۳/۰۰۱	۰/۵۳۲	۱۸/۴۸
۶	۱۵۸/۸۵۰	۲۹۹/۹۸۱	۰/۵۲۹	۱۷/۸۲
۷	۱۶۰/۰۶۶	۳۵۶/۵۷۱	۰/۴۴۹	۰/۰

با افزایش فاصله طولی لوله‌ها از هم، باز هم ردیف پنجم بهترین بازدهی را دارد اما مقایسه نتایج شکل‌های ۱۱ و ۵ نشان می‌دهد که با افزایش  $S_1$  بازدهی ردیف ششم به ردیف پنجم نزدیک می‌شود. همچنین در گام طولی کوچک‌تر، بهترین بازدهی بیشتر است.



**شکل (۱۱):** نسبت عدد ناسلت به ضریب اصطکاک در جایگذاری لوله بیضوی در دسته لوله‌ای با قطر ۲۰ mm و  $S_1 = 35/33$  mm

همان‌طور که از کانتورهای افت فشار در شکل ۱۴ مشخص است با افزایش فاصله از میزان افت فشار کاسته می‌شود. با جایگذاری لوله بیضوی در ردیف ۵ مشاهده می‌شود ناحیه با فشار کمینه روی این ردیف، در تمام حالات افزایش یافته و به این ترتیب از میزان افت فشار کاسته است.

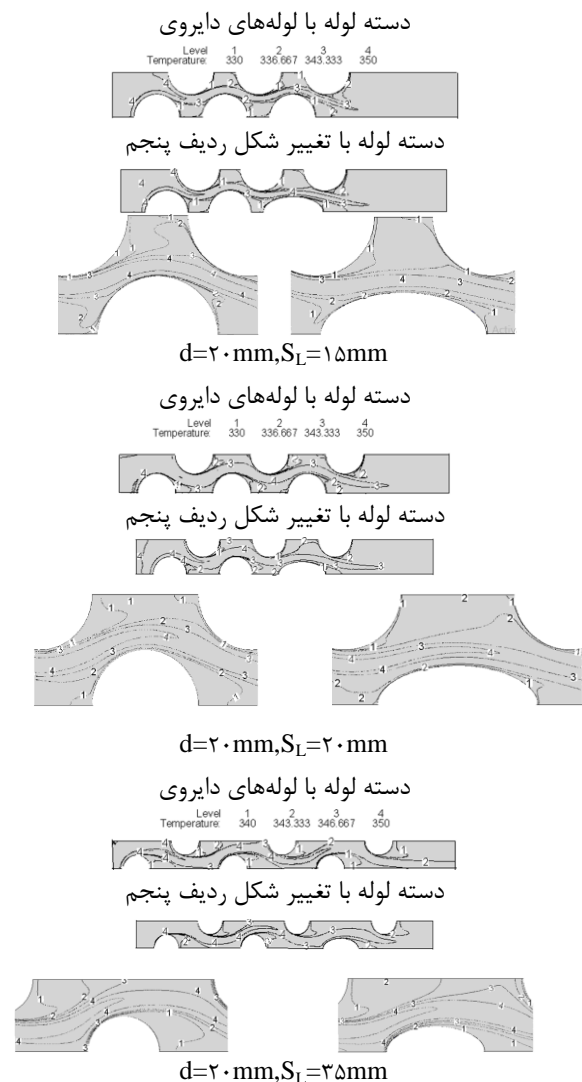


شکل (۱۴): کانتور فشار برای گام‌های طولی ۳۵، ۲۰، ۱۵ mm

از کانتورهای سرعت در شکل ۱۵ مشخص می‌شود که بیشترین سرعت اطراف لوله‌های ردیف ۵ ایجاد شده است. با افزایش فاصله، ناحیه‌ای با سرعت‌های بیشتر در اطراف تمام لوله‌ها دیده می‌شود که نشان دهنده تفاوت ناچیز

## ۵-۷- تحلیل کانتورهای جریان و حرارت در اثر تغییر گام طولی

همان‌طور که از شکل ۱۳ بر می‌آید با بزرگ شدن گام طولی اختلاط جریان کمتر و در نتیجه انتقال حرارت کمتر انجام می‌شود و دما در خروجی نسبت به بقیه حالات به دمای ورودی نزدیک‌تر است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در همه حالات با تغییر شکل ردیف پنجم توزیع حرارت اطراف لوله‌های اول و دوم اصلاً تحت تأثیر قرار نگرفته، اما ردیف‌های ۴ و ۵ و ۶ تحت تأثیر بوده و باعث شده‌اند تا دمای سیال افت بیشتری داشته باشد. به این ترتیب علاوه بر افزایش کارایی بازیافت حرارت نیز در گام طولی ۳۵ mm افزایش یافته است.



شکل (۱۳): کانتور دما برای گام‌های طولی ۳۵، ۲۰، ۱۵ mm

۵-۸- بررسی تأثیر تغییر فاصله بین لوله‌ها با افزایش

همزمان گام طولی و قطر لوله‌ها بر روی کارایی

اگر فاصله بین لوله‌ها همزمان از طریق افزایش  $S_1$  و افزایش قطر لوله‌ها تغییر یابد، نتایج جدول ۱۲ و شکل ۱۶ نشان می‌دهد که ردیف آخر بهترین بازده را خواهد داشت، به طوری که فقط با تغییر ردیف ششم ۲۰٪ بازده افزایش می‌یابد. جایگزینی در ردیف ۱ تا ۵ کارایی را مقدار اندکی تغییر می‌دهد اما در ردیف آخر بیشترین افزایش کارایی مشاهده شد.

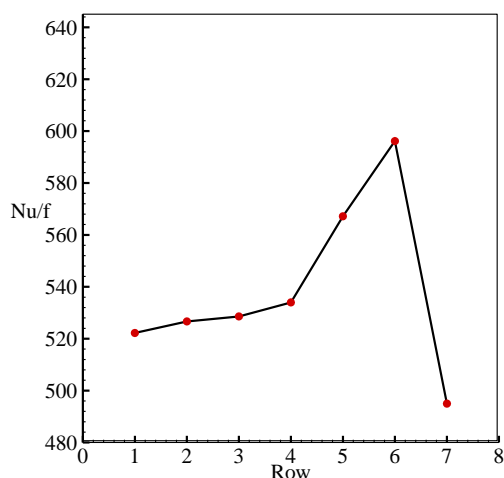
جدول (۱۲): مقدار ضریب انتقال حرارت، افت فشار، نسبت

ضریب انتقال حرارت به افت فشار و میزان افزایش بازدهی

در جایگذاری لوله بیضوی در دسته لوله‌ای با قطر ۲۴mm

و  $S_L = 35mm$

ردیف جایگذاری	$h$	$\Delta p$	$\frac{h}{\Delta p}$	% افزایش کارایی
۱	۱۵۶/۶۶۲	۴۲۹/۷۸۱	۰/۳۶۴	۶/۲۷
۲	۱۵۴/۹۸۶	۴۲۲/۶۸۹	۰/۳۶۶	۶/۷۰
۳	۱۵۷/۹۱۲	۴۳۰/۱۰۸۶	۰/۳۶۷	۶/۹۹
۴	۱۶۰/۲۰	۴۲۹/۷۰۹	۰/۳۷۳	۸/۷۵
۵	۱۶۳/۰۶۲	۴۱۰/۵۴۹	۰/۳۹۷	۱۵/۷۴
۶	۱۶۴/۷۶۲	۳۹۷/۰۱۵	۰/۴۱۵	۲۰/۹۹
۷	۱۶۷/۰۶۲	۴۸۶/۸۳۳	۰/۳۴۳	۰/۰



شکل (۱۶): نسبت عدد ناسلت به ضریب اصطکاک در

جایگذاری لوله بیضوی در دسته لوله‌ای با قطر ۲۴mm و  $S_1 = 35$

$S_L = 35$

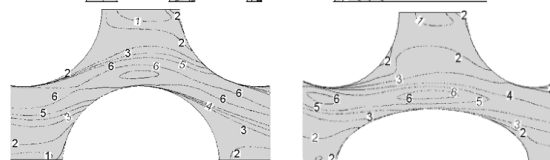
تغییر شکل لوله‌ها در ردیف‌های مختلف است. همان‌طور که از اشکال مشخص است با افزایش فاصله تأثیر ردیف ۵ بر روی توزیع سرعت ردیف‌های قبل کاهش می‌یابد در صورتی که در گام‌های طولی کوچک حتی ردیف ۲ نیز متأثر از این تغییر شکل بوده است.

دسته لوله با لوله‌های دایروی

Level: 1 2 3 4 5 6  
Velocity: -10 2 14 26 38 50



دسته لوله با تغییر شکل ردیف پنجم



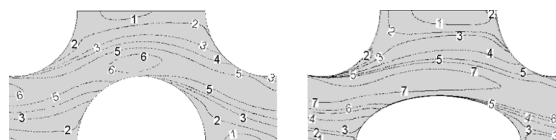
$d=20mm, S_L=15mm$

دسته لوله با لوله‌های دایروی

Level: 1 2 3 4 5 6  
Velocity: -2 5.4 12.8 20.2 27.6 35



دسته لوله با تغییر شکل ردیف پنجم



$d=20mm, S_L=20mm$

دسته لوله با لوله‌های دایروی

Level: 1 2 3 4 5 6  
Velocity: -10 -2 6 14 22 30



دسته لوله با تغییر شکل ردیف پنجم



$d=20mm, S_L=35mm$

شکل (۱۵): کانتور سرعت برای گام‌های طولی

mm ۳۵، ۲۰، ۱۵



همان‌طور که مشاهده می‌شود در این حالت پره‌دار کردن تا حدود ۱۱ برابر میزان کارایی را نسبت به دسته لوله پره‌دار بدون تغییر شکل، افزایش می‌دهد.

#### ۵-۹-۲- دسته لوله پره‌دار با قطر ۲۰ mm و گام طولی ۳۵ mm

همان‌طور که از نتایج جدول ۱۴ مشاهده می‌شود در یک فاصله معین با کاهش قطر لوله‌ها میزان اویلر و ناسلت کاهش یافته است و پره‌دار کردن نیز باعث افزایش بازدهی بیشتری در آن شده است. در این حالت که قطر لوله کاهش یافته افزایش کارایی حدود ۱۲٪ است.

**جدول (۱۴):** مقدار عدد ناسلت، عدد اویلر، نسبت عدد ناسلت به عدد اویلر و افزایش کارایی در دسته لوله پره‌دار با قطر ۲۰ mm و گام طولی ۳۵ mm

دسته لوله	Nu	Eu	Nu/Eu	% افزایش کارایی
دسته لوله پره‌دار همه دایروی	۱۱۸/۱۲۵	۱/۲۵	۹۴/۵	-
دسته لوله پره‌دار با تغییر شکل ردیف پنجم	۱۱۷/۹۳	۱/۱۱	۱۰۶/۲۴	۱۲

#### ۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله به بررسی بهبود کارایی یک دسته لوله دایروی پره‌دار، تنها با تغییر شکل سطح مقطع یک ردیف لوله از مقطع دایروی به سطح مقطع بیضوی پرداخته شده است. علت این بررسی استفاده از دسته لوله‌های مرسوم دایروی در صنعت و کاهش هزینه ساخت و نصب مجدد است. مسئله حاضر انتقال حرارت سه‌بعدی آشفته با نرم‌افزار تجاری را با روش SST k- $\omega$  شبیه‌سازی کرد. نتایج حاصل از این بررسی نشان داد همان‌طور که در دو بعد با جایگذاری لوله‌های بیضوی در ردیف ۵ از یک دسته لوله ۶ ردیف دایروی با همان قطر هیدرولیکی و مساحت بر واحد حجم به ۲۳٪ بهبود بازدهی می‌توان دست یافت، در سه بعد هم با همان مشخصات هندسی (گام طولی و قطر) این نتایج به‌دست می‌آید و سه‌بعدی کردن مسئله با اعمال شرط مرزی تقارن و دمای ثابت دیواره، بهترین ردیف جایگذاری را تغییر نمی‌دهد. نتایج به‌دست‌آمده برای انتقال حرارت

#### ۵-۹-۱- بررسی تأثیر پره‌دار کردن دسته لوله بر روی افزایش کارایی

یکی از عواملی که باعث افزایش انتقال حرارت در دسته لوله‌ها می‌شود پره‌دار کردن لوله‌ها می‌باشد. در این بخش به‌منظور افزایش بازدهی، تأثیر اعمال پره بر روی دسته لوله تغییر شکل یافته انجام شده است. یک پره استاندارد استفاده شده در مرجع [۱۱] بر روی دسته لوله‌هایی که قابلیت پره گذاری دارند قرار گرفته است. منظور از قابلیت پره گذاری استاندارد این است که فاصله بین لوله‌ها به اندازه‌ای باشد که پره‌ها که به‌منظور افزایش سطح تبادل گرما استفاده می‌شوند با یک اندازه قطر استاندارد به‌طوری که باعث خفگی جریان و افت فشار بیش از حد نشوند روی لوله‌ها قرار گیرند. بنابراین در این قسمت اثر پره‌گذاری بر روی دسته لوله‌های تغییر شکل یافته با گام طولی ۳۵ mm مطالعه می‌شود.

#### ۵-۹-۱- دسته لوله پره‌دار با قطر ۲۴ mm و گام طولی ۳۵ mm

با پره‌دار کردن دسته لوله مقدار انتقال حرارت افزایش می‌یابد. در این قسمت برای دسته لوله با بیشترین کارایی، پره گذاری صورت می‌گیرد تا مشخص شود تأثیر پره‌دار کردن بر دسته لوله‌های تغییر شکل یافته می‌تواند تأثیر مثبت یا منفی داشته باشد. همان‌طور که از جدول ۱۳ مشخص است اعمال پره همچنان باعث افزایش کارایی نسبت به حالت تمام دایروی شده است. در نتیجه می‌توان کارایی دسته لوله مورد نظر را از طریق تغییر شکل بهترین ردیف و پره‌دار کردن دسته لوله به‌طور هم‌زمان افزایش قابل توجهی داد.

**جدول (۱۳):** مقدار عدد ناسلت، عدد اویلر، نسبت عدد ناسلت به عدد اویلر و افزایش کارایی در دسته لوله پره‌دار با قطر ۲۴ mm و گام طولی ۳۵ mm

دسته لوله	Nu	Eu	Nu/Eu	% افزایش کارایی
دسته لوله پره‌دار همه دایروی	۱۳۸/۷۶	۱/۶۸	۸۲/۵۹	-
دسته لوله پره‌دار با تغییر شکل ردیف ششم	۱۳۴/۷۶	۱/۴۷	۹۱/۶۷	۱۱

- Fouling Rates”, ASME, Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 48, pp. 3817-3832, 2003.
3. Zhang, G., Bott, T.R., and Bemrose, C.R. “Reducing Particle Deposition in Air-Cooled Heat Exchangers”, J. Heat Transfer Eng. Vol. 13, pp. 81-87, 1992.
  4. Rocha, L.A.O., Saboya, F.E.M., and Vagas, J. V.C. “A Comparative Study of Elliptical and Circular Sections in One and Two-row Tubes and Plate Fin Heat Exchangers”, Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 18, No. 2, pp. 247-252, 1997.
  5. Paul, S. S., Ormiston, S.J., and Tachie, M.F. “Experimental and Numerical Investigation of Turbulent Crossflow in a Staggered Tube Bundle”, Int. J. Heat Fluid Flow, Vol. 29, pp. 387-414, 2008.
  6. Ibrahim, T.A., and Gomaa, A. “Thermal Performance Criteria of Elliptic tube Bundle in Crossflow”, Int. J. Therm Sci. Vol. 48, pp. 2148-2158, 2009.
  7. Walmsley, T.G., Walmsley, M.R.W., M.J. Atkins, M.J., Hoffman-Vocke, J., and Neale, J.R. “Numerical Performance Comparison of Different Tube Crosssections for Heat Recovery from Particle-laden Exhaust Gas Streams”, Procedia Engineer., Vol. 42, pp. 1351-1364, 2012.
  8. Kawamura, K. and Yasuo, A. “Turbulenc-Induced Vibration of Tube Bundle In Cross and Parallel Jet Mixed Flow”, Int. J. Pressure Vessel Tech. Vol. 111, No. 4, pp. 352-360, 1989.
  9. Braza, M., Chassing, P., and Haminh, H. “Prediction of Large-Scale Transition Features in the Wake of the Circular Cylinder”, J. Phys. Fluids. Vol. 2, pp. 1461-1471, 1990.
  10. Mon, M.S. and Gross, U. “Numerical Study of Fin-spacing Effects in Annular-finned Tube Heat Exchangers”, Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 47, pp. 1953-1964, 2004.
  11. Nemati, H. and Moghimi, M. “Numerical Study of Flow over Annular-Finned Tube Heat Exchangers by Different Turbulent Models”, Int. J. CFD Letters, Vol. 6, No. 3, pp. 101-112, 2014.
  12. Iacovides, H., Launder, B., and West, A. “A Comparison and Assessment of Approaches for Modelling Flow over In-Line Tube Banks”, Int. J. Heat Fluid Flow, Vol. 49, pp. 69-79, 2014.
  13. Aiba, S., Tsuchida, H., and Ota, T. “Heat Transfer Around Tubes in In-Line Tube

دسته لوله‌های دوبعدی و سه‌بعدی تفاوت چندانی با هم نداشت و حتی حل دوبعدی نیز با نتایج تجربی مطابقت بسیار خوبی داشت. جریان آشفته در واقع یک پدیده سه‌بعدی است، اما نتایج نشان دادند که گردابه پشت استوانه در جریان عرضی با شرایط اعمالی خیلی نزدیک به حالت دوبعدی می‌تواند باشد. در این تحقیق، تأثیر قطر و گام طولی بر روی بهترین ردیف جایگزینی مورد تحلیل قرار گرفت. نتایج به‌دست‌آمده نشان داد، افزایش فاصله بین لوله‌ها با کاهش قطر بهترین ردیف را به عقب و افزایش قطر بهترین ردیف را به جلو منتقل می‌کند، به‌طوری که با کوچک کردن قطر از ۲۰ mm به ۱۵ mm، تغییر شکل ردیف چهارم باعث افزایش کارایی تا حدود ۳۱٪ می‌شود و با افزایش قطر تا ۲۴ mm بهترین ردیف جایگزینی به‌ردیف ۶ منتقل می‌شود. اگرچه در هر دو حالت نتایج افزایش بازدهی در ردیف ۵ به بازدهی به‌دست‌آمده در بهترین ردیف نزدیک است. از آنجایی که تغییر قطر منجر به تغییر گام طولی و عرضی می‌شود در این تحقیق به بررسی تغییر طول گامی با ثابت نگه‌داشتن قطر نیز پرداخته شد و نتایج حاصل از این بررسی تغییر در بهترین ردیف جایگزینی را نشان نداد، اگرچه اعداد به‌دست‌آمده تغییر کرده و افزایش بازدهی در گام طولی کمتر، بیشتر بود. به این ترتیب اهمیت بیشتر قطر نسبت به گام طولی در تعیین بهترین ردیف جایگذاری مشخص گردید. برای اثبات این موضوع با افزایش هم‌زمان گام طولی و قطر نشان داده شد که باز هم بهترین ردیف مربوط به حالت با همان قطر به‌دست آمد اما تفاوت آن در تفاوت افزایش بازدهی بین ردیف‌ها بود. در انتها تأثیر اعمال پره بر دسته لوله تغییر شکل یافته بررسی شد و مشخص گردید با پره‌گذاری دسته لوله جدید (دسته لوله با یک ردیف لوله بیضوی و بیشترین بازده و قابل پره‌گذاری) کارایی حدود ۱۱٪ افزایش می‌یابد.

## ۷- مراجع

1. Abd-Elhady, M.S., Rindt, C.C. M., and Van Steenhoven, A.A. “Influence of the Apex Angle of Cone-Shaped Tubes on Particulate Fouling of Heat Exchangers”, J. Heat Transfer Eng., Vol. 32, No's. 3-4, pp. 272-281, 2011.
2. Bouris, D., Konstantinidis, E., Balabani, S., Castiglia, D., and Bergeles, G. “Design of a Novel Intensified Heat Exchanger for Reduced



18. Zukauskas, A. "Heat Transfer from Tubes in Crossflow", *J. Adv. Heat Transfer*, Vol. 8, pp. 93-160, 1972.
19. Zukauskas, A., and Ulinskas, R. "Heat Transfer in Tube Banks in Crossflow", Washington, United State, 1987.
20. Kays, W.M., and London, A.L. "Compact Heat Exchangers", McGraw Hill, New York, 1984.
21. Colburn, A.P. "A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and a Comparison with Fluid Friction", *J. Trans. Am. Inst. Chem. Eng.*, Vol. 29, No. 1, pp. 174-210, 1933.
22. Mon, M.S. "Numerical Investigation of air-side Heat Transfer and Pressure Drop in Circular finned-tube heat exchangers", PhD Dissertation, Von der Fakultät für Maschinenbau, Verfahrens- und Energietechnik der Technischen Universität Bergakademie Freiberg, 2003.
23. Ward, D.J., and Young, E.H. "Heat Transfer and Pressure Drop of Air in Forced Convection Across Triangular-Pitch Banks of Finned Tubes", *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 54, No. 29, pp. 37-44, 1959.
14. Mavridou, S.G., and Bouris, D.G. "Numerical Evaluation of a Heat Exchanger with Inline Tubes of Different Size for Reduced Fouling Rates", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, pp. 5185-5195, 2012.
15. Mavridou, S.G., Konstandinidis, E., and Bouris, D.G. "Experimental Evaluation of Pairs of Inline Tubes of Different Size as Components for Heat Exchanger Tube Bundles", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 90, pp. 280-290, 2015.
16. Payan, S., and Imani, F. "Enhancement of Efficiency of Circle Tube Banks Using Change of Shape of Tubes in a Special Row with Turbulent Flow", *Aerodynamic Fluid Mechanics*, Vol. 4, No. 2, pp. 11-18, 2016.
17. Mohanty, R.L., Swain, A., and Das M.K. "Thermal Performance of Mixed Tube Bundle Composed of Circular and Elliptical Tubes" *J. The. Sci. and Eng. Progress*, Vol. 5, pp. 492-505, 2018.

