



## تحلیل عددی تأثیر صفحه ضربه‌گیر بر جریان سیال و انتقال حرارت سمت پوسته حوزه ورودی یک مبدل حرارتی پوسته و لوله

بیمان محمدیان<sup>۱\*</sup>، مهدی حمزه‌ای<sup>۲</sup>

<sup>۱\*</sup> گروه مهندسی مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد دزفول، دزفول، ایران.

<sup>۲</sup> استادیار گروه مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد اهواز، اهواز، ایران.

\*نویسنده مسئول: pn.mohammadian@gmail.com

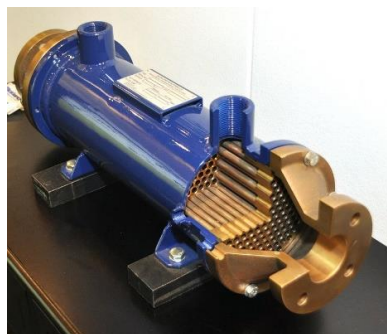
### چکیده

در این تحلیل، تأثیر نصب صفحه ضربه‌گیر بر عدد ناسلت، انتقال حرارت و همچنین آشفتگی جریان سیال سمت پوسته، در یک مبدل حرارتی پوسته و لوله عمودی مورد مطالعه قرار گرفته است. مبدل‌های پوسته و لوله به دلایل مختلفی دچار خرابی می‌شوند. نشت از لوله‌ها و نیز شکستگی آنها در نقاط اتصال لوله‌ها با بافل و تیوب‌شیت، از متداولترین این خرابی‌ها می‌باشد. در صنعت برای کاهش این خرابی‌ها در ورودی جریان سیال سمت پوسته یک صفحه ضربه‌گیر نصب می‌شود. به همین منظور برای بررسی تأثیر نصب این صفحه بر فاکتورهای مهم انتقال حرارت و جریان سیال، حوزه ورودی سمت پوسته یک مبدل حرارتی پوسته و لوله عمودی با ۳۶۱ لوله، به صورت دو مدل سه بعدی مجزا برای حالت‌های با صفحه ضربه‌گیر و بدون آن مدل گردید، و شبکه بندی این مدل‌ها نیز به صورت کاملاً شش‌وجهی انجام شد. در این تحلیل میدان جریان با استفاده از نرم‌افزار فلونت برای دو حالت مذکور شبیه‌سازی گردید. بررسی عدد ناسلت متوسط سمت پوسته در دو حالت با صفحه و بدون صفحه ضربه‌گیر نشان داد که در حالت با صفحه ضربه‌گیر، در مقایسه با حالت بدون آن بیش از ۳ درصد و همچنین شدت آشفتگی جریان بین لوله‌ها در مقطع میانی مبدل در حدود ۳۰ درصد کاهش یافته است. این کاهش در عدد ناسلت و شدت آشفتگی نشان دهنده کاهش ضریب انتقال حرارت جابجایی میان لوله‌ها می‌باشد و در واقع به شکل مستقیم موجب کاهش عملکرد حرارتی مبدل پوسته و لوله گردید.

**کلمات کلیدی:** مبدل حرارتی پوسته و لوله، شبکه بندی شش‌وجهی، عدد ناسلت، صفحه ضربه‌گیر، انتقال حرارت.

### مقدمه

مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله، تجهیزاتی هستند که به منظور انتقال حرارت بین سیالات در فرآیندها و صنایع مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرند و شاید بتوان از آنها بعنوان متداولترین و مؤثرترین نوع مبدل حرارتی در صنایع نام برد (شکل ۱). مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله در خنک‌سازی، پیش‌گرمایش، تولید بخار، بازیابی بخار و عملیات‌های مشابه کاربرد دارند. از حوزه‌های کاربرد این مبدل‌ها می‌توان به صنایع نیروگاهی، تاسیسات سرمایشی، سازه‌های آبی، کارخانه‌های کاغذسازی، سیستم‌های تبرید، داروسازی، تجهیزات هوای فشرده، رنگ‌کاری صنعتی، معدن‌کاری و متالورژی اشاره کرد.



شکل (۱): نمونه‌ای از یک مبدل حرارتی پوسته و لوله.



نشت از لوله‌ها و نیز شکستگی آنها در نقاط اتصال لوله‌ها به بافل<sup>۱</sup> و تیوب‌شیت<sup>۲</sup> در حوزه‌های ورودی سمت پوسته، یکی از شایع‌ترین انواع خرابی، در مبدل‌های پوسته و لوله می‌باشد که باعث می‌شود جریان سمت لوله وارد جریان سمت پوسته شده، و در نتیجه عملکرد ضعیف مبدل و آلودگی را به دنبال داشته باشد. از عوامل مؤثر در این شکست مکانیکی می‌توان به سرعت بالای سیال ورودی از نازل اشاره کرد (شکل ۲). امروزه برای کاهش تنش‌های ناشی از جریان سیال سمت پوسته در مبدل‌های در حال سرویس در صنایع، یک صفحه ضربه‌گیر در مسیر ورودی جریان سیال سمت پوسته، نصب می‌گردد.



شکل (۲): شکست مکانیکی در ناحیه اتصال لوله‌ها به بافل.

در این تحقیق، حوزه ورودی سمت پوسته یک مبدل حرارتی پوسته و لوله عمودی با ۳۶۱ لوله، به صورت دو مدل سه بعدی مجزا (یکی از مدل‌ها با صفحه ضربه‌گیر و دیگری بدون ضربه‌گیر) با استفاده از نرم‌افزار کتیا مدل‌سازی شد، و با شبیه‌سازی میدان جریان سمت پوسته با استفاده از نرم‌افزار انسیس، اثر نصب صفحه ضربه‌گیر بر فاکتورهای مهم جریان سیال مورد بررسی قرار گرفت. در گذشته تحقیقاتی در زمینه مبدل‌های پوسته و لوله صورت گرفته است که به تعدادی از آنها به شرح ذیل اشاره می‌شود.

وانگ و همکاران [۱] با بررسی ویژگی‌های انتقال حرارت و مقاومت در برابر جریان برای مبدل‌های حرارتی با یک نوع جدید از بافل‌ها (بافل فلاور<sup>۳</sup>) و مبدل‌های حرارتی با بافل مقطعی، نشان دادند که برای صرفه جویی در مصرف انرژی در طراحی مبدل حرارتی، افزایش انتقال حرارت و مقاومت در برابر جریان می‌بایست در نظر گرفته شود. بوسیله طراحی مبدل با بافل فلاور، انتقال حرارت و افت فشار می‌تواند نسبت به مبدل‌های معمولی با بافل مقطعی، بهبود یابد. خلیفه [۲] نشان داد که میرایی سیال در مکانیزم ناپایداری الاستیکی سیال<sup>۴</sup> به شدت به طرز قرار گرفتن لوله‌ها در برابر جریان وابسته است. دنباله پایین دست جریان در آرایش مثلثی نرمال پایدار و بنابراین توزیع فشار متقارن می‌باشد. سیواراجان و همکاران [۳] نتایج تحلیل عددی انتقال حرارت مبدل حرارتی پوسته و لوله دارای بافل مارپیچ را با بافل مقطعی (معمولی) مقایسه کردند و نشان دادند که مبدل حرارتی با بافل مارپیچ نرخ انتقال حرارت بالاتر و افت فشار کمتری در مقایسه با مبدل حرارتی با بافل مقطعی، در دبی جرمی و شرایط ورودی مشابه دارد. بنابراین بر اساس این مطالعه و نتایج ارائه شده، مبدل حرارتی پوسته و لوله با بافل مارپیچ جایگزین مناسبی برای مبدل حرارتی پوسته و لوله معمولی بوده و همچنین می‌تواند بر اشکالات این مبدل چیره شود.

<sup>1</sup> Baffle

<sup>2</sup> Tubesheet

<sup>3</sup> -Flower

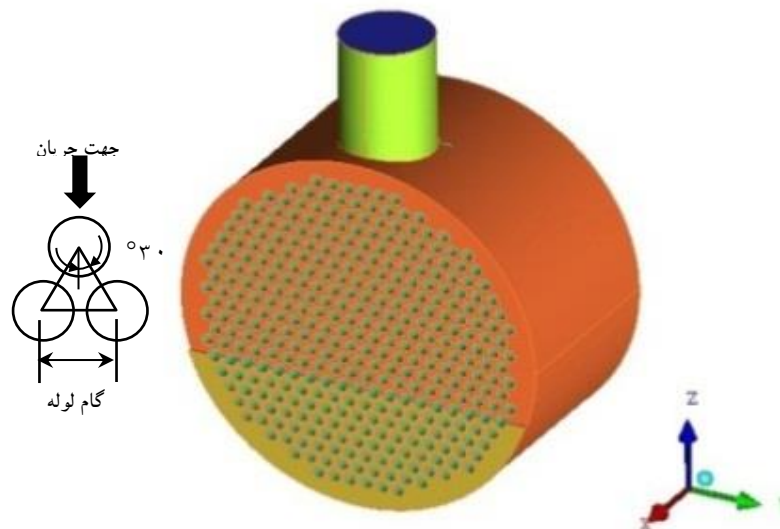
<sup>4</sup> -Fluid elastic instability



جمشیدی و همکاران [۴] با تحلیل تجربی بهبود انتقال حرارت در مبدل حرارتی پوسته و لوله با لوله‌های مارپیچ، نشان دادند که با افزایش نرخ جریان سمت پوسته، عدد ناسلت افزایش می‌یابد. هنگامی که عدد دین<sup>۱</sup> داخلی لوله افزایش می‌یابد، عدد ناسلت و ضریب انتقال حرارت کلی نیز افزایش می‌یابد. اما افزایش معنی‌دار در ضریب انتقال حرارت کلی، تابع عدد رینولدز سمت پوسته است. همچنین بالاترین عدد ناسلت سمت لوله بوسیله پائین‌ترین گام کویل و بالاترین نرخ جریان سمت لوله بدست آمده است. با افزایش گام کویل، عدد ناسلت سمت پوسته افزایش یافته و افزایش گام کویل ضریب انتقال حرارت کلی را افزایش داده است. زیوا و آمباریتا [۵] با مطالعه تأثیر فاصله بافل‌ها بر عملکرد یک مبدل حرارتی پوسته و لوله دریافتند که با افزایش فاصله بافل‌ها اثر بخشی دمایی کاهش می‌یابد. علاوه بر این دمای ورودی تأثیری بر ضریب انتقال حرارت ندارد و تنها بر اثر بخشی دمایی مؤثر است. بی وانگ و همکاران [۶] با بررسی جریان سمت پوسته در یک مبدل حرارتی پوسته و لوله دارای صفحه ضربه‌گیر، نشان دادند که سیال پشت صفحه ضربه‌گیر ساده، تماس کافی با لوله‌ها ندارد. همچنین میدان جریان در پشت صفحات ضربه‌گیر سوراخ دار یکنواخت‌تر است و اثر محافظتی صفحات ضربه‌گیر در برابر برخورد جریان مثبت است. لذا استفاده از صفحات ضربه‌گیر سوراخ‌دار در طراحی مهندسی مبدل حرارتی پوسته و لوله توصیه می‌گردد.

### مدل فیزیکی

مدل فیزیکی مورد مطالعه، حوزه ورودی سمت پوسته یک مبدل حرارتی پوسته و لوله عمودی، با ۳۶۱ لوله است که به همراه آرایش قرارگیری لوله‌ها در شکل (۳) نشان داده شده است.



شکل (۳): مدل ناحیه ورودی مبدل حرارتی پوسته و لوله عمودی.

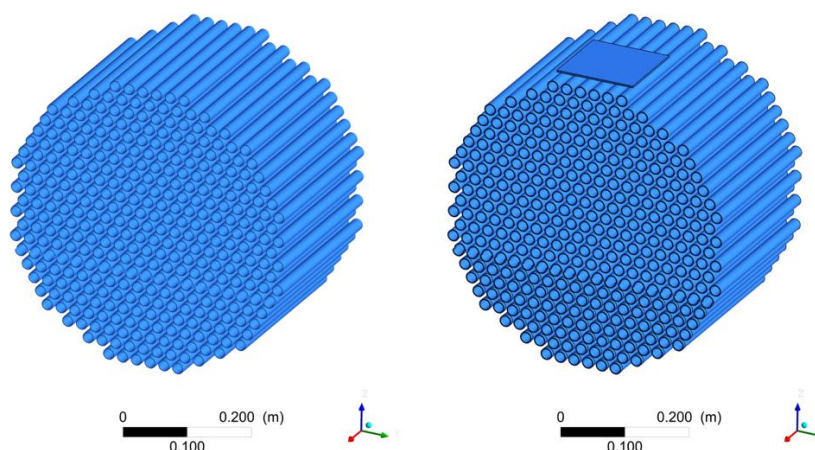
این مدل در دو حالت با صفحه ضربه‌گیر و بدون آن، به صورت سه بعدی مدلسازی شده است. آرایش لوله‌ها در این دو مدل به صورت مثلثی با زاویه ۳۰ درجه نسبت به جریان سیال عمود بر آنها می‌باشد. ابعاد فیزیکی مدل در جدول (۱) ارائه شده است، که این ابعاد در دو مدل کاملاً یکسان است، با این تفاوت که در مدل دوم یک صفحه ضربه‌گیر به ابعاد ۱۳۱ میلی‌متر × ۱۳۱ میلی‌متر نصب شده است (شکل ۴).

<sup>۱</sup> -Dean number



جدول (۱): ابعاد فیزیکی مدل.

اجزاء	اندازه
تعداد لوله‌ها	۳۶۱
قطر خارجی لوله	۱۹/۰۵ میلی‌متر
ضخامت جداره لوله	۱/۲۴۵ میلی‌متر
قطر نازل	۱۳۱ میلی‌متر
ارتفاع نازل	۱۶۵ میلی‌متر
فاصله بافل و تیوب‌شیت	۲۸۷ میلی‌متر
قطر داخلی پوسته	۵۳۰ میلی‌متر
ارتفاع برش بافل	۱۸۲/۵۲ میلی‌متر
درصد برش بافل	۳۴٪
گام لوله	۲۳/۸۱ میلی‌متر

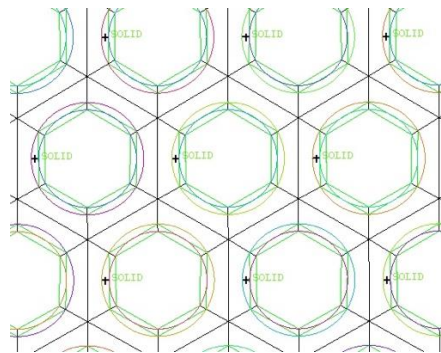


شکل (۴): صفحه ضربه‌گیر قرار داده شده زیر نازل ورودی.

### شبکه‌بندی مدل‌ها

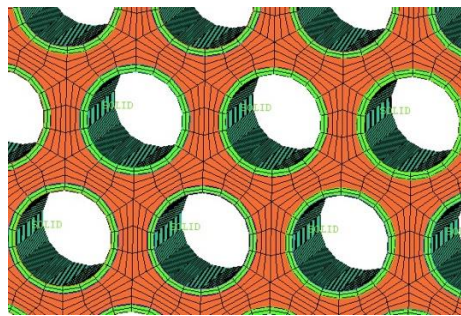
برای شبکه‌بندی مدل‌های موجود از نرم‌افزار انسیس آی‌سی‌ام سی‌اف‌دی<sup>۱</sup> استفاده شده است که یکی از بهترین نرم‌افزارها در زمینه کاربردهای مهندسی، به‌ویژه دینامیک سیالات محاسباتی است. در این تحقیق، با توجه به حجم زیاد مدل‌های موجود و محدودیت در امکانات سخت‌افزاری جهت تحلیل آنها، به منظور بهینه‌سازی بهتر مدل و ایجاد تعداد المان‌های کمتر، تمام حجم مدل‌ها با استفاده از المان‌های شش‌وجهی، شبکه‌بندی شده است. از طرفی جهت کنترل بر توزیع تراکم و تعداد المان‌های شبکه در قسمت‌هایی از دامنه سیال که گرادیان‌های کمتر و یا بیشتری وجود دارد، شبکه‌بندی مدل‌های حاضر به روش بلوک‌بندی انجام شده است. در این روش، مدل وارد شده به نرم‌افزار ابتدا بوسیله یک بلوک کلی در بر گرفته می‌شود و سپس این بلوک طبق اجزاء هندسی مدل به بلوک‌های ریزتر تجزیه می‌شود، به گونه‌ای که تمام اجزاء مدل مانند لوله‌ها، همانطور که در شکل (۵) نشان داده شده، توسط بلوک‌ها در بر گرفته شوند [۷].

<sup>۱</sup> Ansys Icem CFD



شکل (۵): تقسیم‌بندی بلوک‌ها به شکل لانه زنبوری.

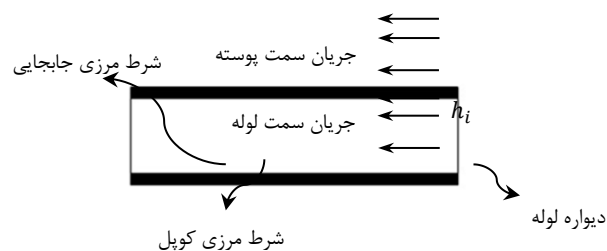
شکل (۶) مدل ناحیه ورودی مبدل حرارتی را نشان می‌دهد که با المان‌های شش‌وجهی شبکه‌بندی شده است.



شکل (۶): مدل شبکه‌بندی شده ناحیه ورودی مبدل حرارتی پوسته و لوله.

### شرایط مرزی

شرایط مرزی اعمال شده بر مدل‌های مورد مطالعه در جدول (۲) ارائه شده است. در این تحلیل عددی سیال سمت پوسته آب و سیال سمت لوله مخلوطی از چند نوع گاز می‌باشد، که خواص فیزیکی آنها در ورودی ثابت فرض شده است. برای حل دقیق این مسأله می‌بایست فرآیند حل برای جریان سمت پوسته و سمت لوله به صورت همزمان صورت گیرد، اما با توجه به حجم زیاد شبکه تولید شده، لوله‌ها به صورت توخالی و برای نزدیک شدن به شرایط واقعی، دارای ضخامت در نظر گرفته شده‌اند. در عوض برای سطح داخلی لوله که در تماس مستقیم با سیال سمت لوله است، ضریب انتقال حرارت جابجایی ناشی از جریان سیال، از طریق رابطه (۱) ضریب فیلم جابجایی محاسبه و اعمال شده است. شکل (۷) شماتیکی از شرایط مرزی لوله‌ها را از نمای جانبی نشان داده است.



شکل (۷): شرایط مرزی اعمال شده برای لوله‌ها.



## محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت لوله

برای بدست آوردن ضریب انتقال حرارت جابجایی، از رابطه ضریب فیلم جابجایی برای سیال درون لوله‌های مبدل حرارتی استفاده شده است. این رابطه بر اساس عدد رینولدز تغییر می‌کند و عدد رینولدز به صورت زیر تعریف می‌شود [۸].

$$Re = \frac{D_i G_t}{\mu} \quad (1)$$

که در رابطه (۱)،  $G_t$  به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$G_t = \frac{W}{a_t} \quad (2)$$

همچنین در رابطه (۲)،  $a_t$  بوسیله رابطه زیر تعریف شده است.

$$a_t = \frac{N\pi D_i^2}{4n} \quad (3)$$

در این رابطه  $G_t$  سرعت جرمی،  $a_t$  سطح مقطع جریان سمت لوله،  $N$  تعداد لوله‌ها،  $n$  تعداد مسیر لوله،  $D_i$  قطر داخلی لوله‌ها و  $W$  دبی جرمی هستند.

عدد رینولدز بدست آمده از رابطه (۱)،  $44693/85$  می‌باشد که با توجه به اینکه بزرگتر  $10000$  است، می‌بایست از رابطه مربوط به ناحیه آشفته برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی استفاده شود، که به صورت زیر تعریف می‌شود [۸].

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4)$$

در این رابطه  $h_i$  ضریب انتقال حرارت جابجایی درون لوله‌ها،  $k$  قابلیت هدایت حرارتی ( $\mu$ ، لزجت و  $\mu_w$  لزجت در دمای سطح داخلی لوله‌ها هستند).

با توجه به ثابت فرض شدن خواص فیزیکی هر دو سیال، ضریب تصحیح  $\mu/\mu_w$  معادل یک می‌باشد. با جایگذاری پارامترهای تعریف شده فوق در رابطه (۴)، نهایتاً ضریب انتقال حرارت جابجایی درون لوله‌ها،  $h_i = 88/712$  بدست آمد.

جدول (۲): شرایط مرزی اعمال شده بر مدل‌های مورد مطالعه.

شرایط مرزی	سطوح مرزی
سرعت ورودی ( $m/s$ ) $1/9$ و دمای $30.3$ درجه کلوین	ورودی
جریان خروجی	خروجی
جابجایی با ضریب $(W/(m^2 \cdot k))$ $88/712$ و دمای $353$ درجه کلوین	سطح داخلی لوله‌ها
کویل	سطح خارجی لوله‌ها
عایق	پوسته مبدل
عایق	سطح خارجی بافل
عایق	سطح تیوب شیت
$9/81 (m/s^2)$ در راستای لوله‌ها و در جهت مخالف جریان خروجی از پنجره بافل	شتاب گرانش



## خواص فیزیکی سیالات سمت پوسته و سمت لوله

سیال سمت پوسته آب و سیال سمت لوله مخلوطی از چند نوع گاز می‌باشد، که خواص فیزیکی آنها در ورودی ثابت فرض شده است. خواص فیزیکی این سیالات در جدول (۳) ارائه شده است.

جدول (۳): خواص فیزیکی سیال سمت پوسته و سمت لوله.

سیال سمت لوله	سیال سمت پوسته	واحد	علامت	خاصیت فیزیکی
۲/۷۲۶	۹۹۵/۶	$kg/m^3$	$\rho$	چگالی
۷۷۵/۷۵	۴۱۷۸/۴	$J/(kg.K)$	$C_p$	گرمای ویژه
۰/۰۱۳	۰/۶۱	$W/(m.K)$	$k$	هدایت گرمایی
$۰/۰۱۳۷ \times 10^{-3}$	۰/۰۰۰۷۹۸	$kg/(m.s)$	$\mu$	لزجت

## حل عددی

حل عددی این تحقیق با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلونت برای دو مدل با صفحه ضربه‌گیر و بدون ضربه‌گیر صورت گرفته است. تنظیمات در نظر گرفته شده برای حل عددی این تحقیق در جدول (۴) نشان داده شده است [۹-۱۱].

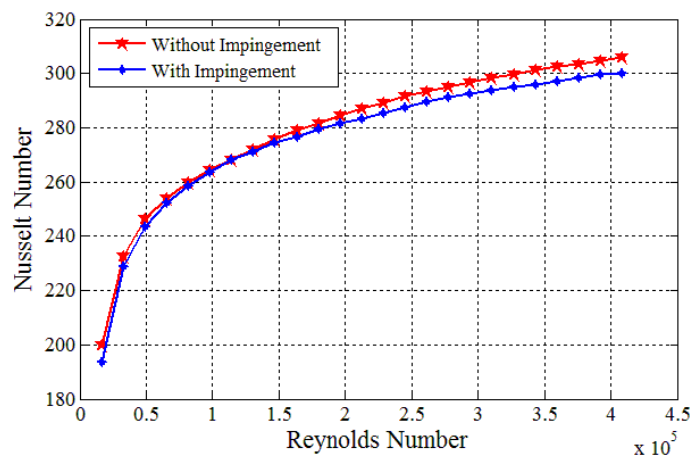
جدول (۴): تنظیمات حل عددی.

الگوریتم	مدل/رفتار
حلگر مبتنی بر فشار سیمپل <sup>۱</sup>	نوع حلگر
بالادست مرتبه اول برای معادلات سرعت و بالادست مرتبه دوم برای معادله انرژی	حل معادلات سرعت و فشار
$k - \epsilon$ (RNG)	طرح گسسته ساز
تابع دیوار استاندارد	مدل آشفتگی
شدت آشفتگی و قطر هیدرولیکی	رفتار جریان نزدیک دیواره
	پارامتر آشفتگی

## نتایج

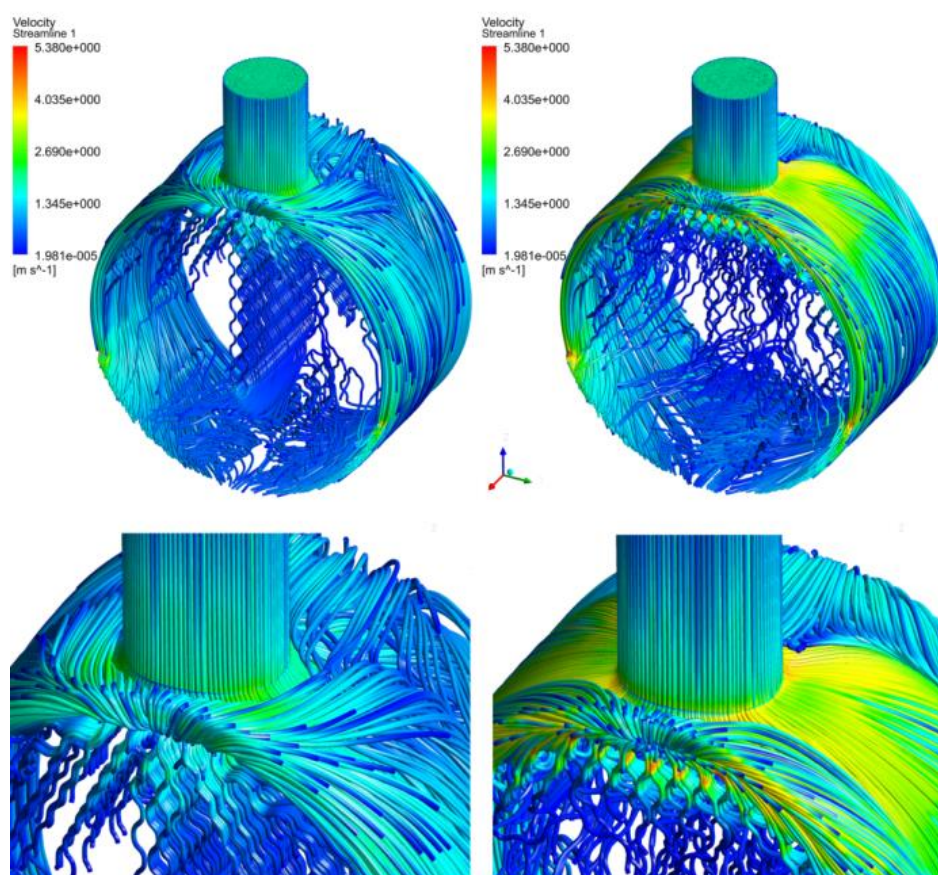
تحلیل عددی دو مدل مورد مطالعه (مدل بدون صفحه ضربه‌گیر و با صفحه ضربه‌گیر)، طبق تنظیماتی که در جداول (۲)، (۳) و (۴) ارائه شد، انجام شده و نتایج به صورت کانتورهای رنگی و نمودار در ادامه ارائه شده است. مقایسه عدد ناسلت متوسط سمت پوسته برای دو حالت ذکر شده فوق، در شکل (۸) نشان داده شده است. در این نمودار عدد ناسلت متوسط سمت پوسته بر حسب ۲۵ رینولدز ورودی (برای سرعت‌های ورودی ۰/۱ تا ۲/۵ متر بر ثانیه)، رسم شده است. همانطور که در شکل (۸) نشان داده شده است، صفحه ضربه‌گیر بر عدد ناسلت سمت پوسته و نهایتاً بر ضریب انتقال حرارت جابجایی درون پوسته تأثیر منفی داشته و باعث کاهش عدد ناسلت سمت پوسته به میزان بیش از ۳ درصد شده است.

<sup>1</sup> Simple



شکل (۸): عدد ناسلت متوسط سمت پوسته، بر حسب اعداد رینولدز ورودی مختلف برای دو مدل با ضربه گیر و بدون ضربه‌گیر.

شکل (۹) خطوط جریان سیال سمت پوسته را نشان داده است، که بر اساس سرعت جریان در هر نقطه رنگ‌بندی شده‌اند. برای دقت بهتر در نمایش خطوط جریان سیال، لوله‌ها از این شکل حذف شده‌اند.



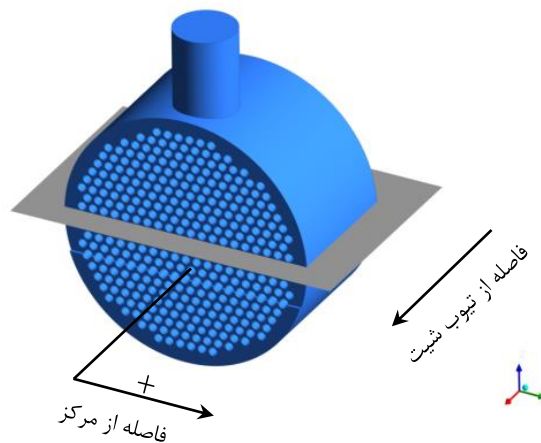
(ب) مدل بدون ضربه گیر

(الف) مدل با ضربه گیر

شکل (۹): خطوط جریان سیال سمت پوسته ناحیه ورودی مبدل حرارتی که بر اساس سرعت جریان در هر نقطه رنگ‌بندی شده‌اند.

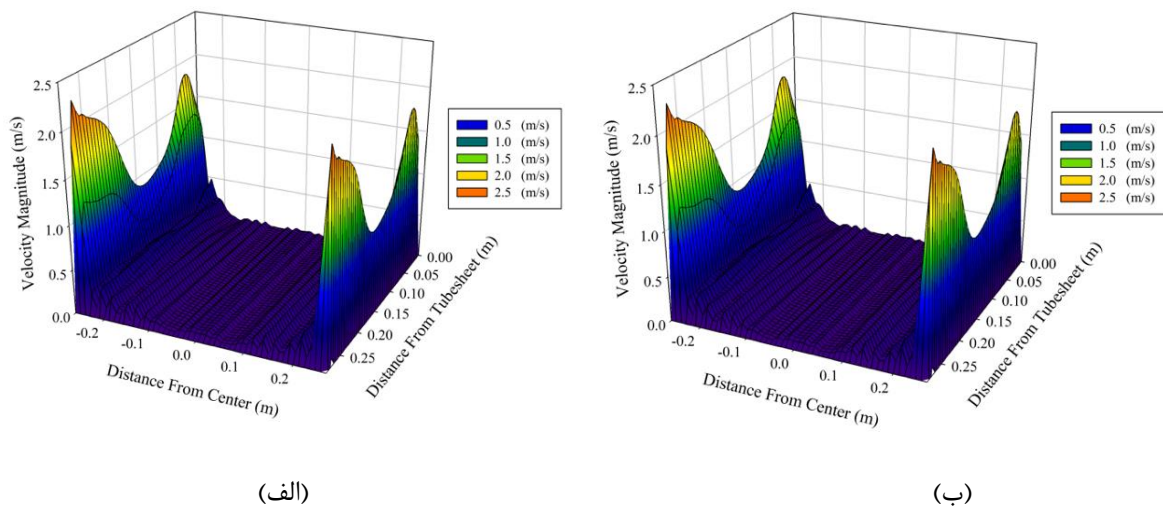


شکل (۹ب) نشان می‌دهد، پس از خروج سیال از نازل، مقداری از سیال در اثر برخورد با لوله‌های ردیف‌های بالاتر مبدل، به اطراف پوسته (اطراف دسته لوله) منحرف می‌شود. همانگونه که در شکل (۹الف) واضح است، نصب صفحه ضربه‌گیر باعث شده جریان سیال به جای برخورد مستقیم با لوله‌ها، با صفحه ضربه‌گیر برخورد کرده و مقدار زیادی از آن به اطراف دسته لوله منحرف گردد. برای نمایش دقیق‌تر جزئیات، در قسمت میانی ناحیه ورودی مبدل، مانند شکل (۱۰) یک صفحه عبور داده شده، که عرض آن بر حسب فاصله از تیوب‌شیت، و طول آن بر حسب فاصله از مرکز مبدل در نظر گرفته شده است. در ادامه، مقادیر سرعت و شدت آشفتگی سیال سمت پوسته، در نقاط مختلف این صفحه بر حسب فاصله از تیوب‌شیت و فاصله از مرکز مبدل، روی نمودار سه بعدی نمایش داده شده است.



شکل (۱۰): صفحه عبور داده شده از قسمت میانی ناحیه ورودی مبدل.

شکل (۱۱) مقادیر سرعت سیال سمت پوسته روی صفحه میانی مبدل را نشان داده است، که شکل (۱۱الف) مربوط به مدل بدون صفحه ضربه‌گیر، و شکل (۱۱ب) مربوط به مدل با صفحه ضربه‌گیر است. همانطور که در شکل (۱۱) مشخص گردیده است، سرعت سیال سمت پوسته در مدل با صفحه ضربه‌گیر در اطراف دسته لوله، نسبت به مدل بدون ضربه‌گیر بیشتر است. این ناشی از منحرف شدن سیال سمت پوسته در اثر برخورد مستقیم با صفحه ضربه‌گیر است. در مقابل، سرعت سیال در لابه‌لای لوله‌های مدل بدون ضربه‌گیر، در مقایسه با مدل با ضربه‌گیر بیشتر است. این ناشی از برخورد مستقیم سیال ورودی از نازل، با لوله‌ها و نفوذ به لابه‌لای آنها با سرعت بیشتر است.



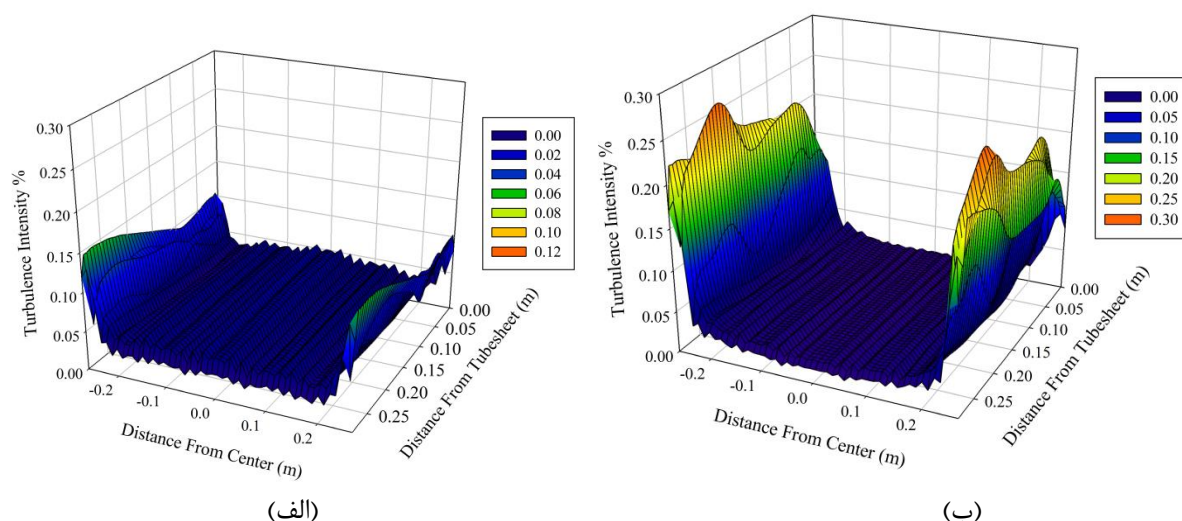
(الف)

(ب)

شکل (۱۱) - سرعت سیال سمت پوسته روی صفحه میانی مبدل، (الف): در مدل بدون صفحه ضربه‌گیر (ب): در مدل با صفحه ضربه‌گیر



شکل (۱۲) شدت آشفتگی در نقاط مختلف صفحه نشان داده شده در شکل (۱۰) را نسبت به فاصله از تیوب‌شیت و فاصله از خط مرکز نمایش می‌دهد. همانگونه که در شکل (۱۲) ملاحظه می‌شود، در مدل با صفحه ضربه‌گیر شدت آشفتگی در لابه‌لای لوله‌ها کاهش یافته است و در مقابل در اطراف دسته لوله بیشتر شده، که این ناشی از برخورد سیال سمت پوسته با صفحه ضربه‌گیر و انحراف بخش عمده سیال به اطراف می‌باشد.



شکل (۱۲) - شدت آشفتگی در صفحه میانی مبدل، (الف): در مدل بدون صفحه ضربه‌گیر (ب): در مدل با صفحه ضربه‌گیر

#### اعتبار سنجی

به منظور بررسی میزان صحت نتایج بدست آمده از تحلیل عددی، این نتایج با نتایج بدست آمده از روش VDI مقایسه شده است. این روش بر اساس اطلاعات تجربی انتقال حرارت و افت فشار در یک دسته لوله ایده‌آل می‌باشد که نهایتاً با اعمال ضرایب تصحیح بر اساس مشخصات مبدل اصلاح می‌شود.

#### محاسبه عدد ناسلت در روش VDI

برای محاسبه عدد ناسلت متوسط سمت پوسته یک مبدل حرارتی پوسته و لوله ( $\overline{Nu}_{shell}$ ) در روش VDI، ابتدا عدد ناسلت برای یک دسته لوله با جریان متقاطع (عرضی) محاسبه شده ( $Nu_{bundle}$ ) و با توجه به تفاوت آن با ساختار جریان درون پوسته یک مبدل، یک ضریب تصحیح ( $f_W$ ) به شکل زیر در آن اعمال می‌شود [۱۲].

$$\overline{Nu}_{shell} = f_W Nu_{bundle} \quad (5)$$

$$f_W = f_G f_L f_B \quad (6)$$

در رابطه (۶)،  $f_L$  و  $f_B$  به ترتیب ضرایب تصحیح نشتی و تصحیح بایپس<sup>۱</sup> می‌باشند که با توجه به اینکه در مدل‌های مورد مطالعه در نظر گرفته نشده‌اند، برابر یک فرض می‌شوند. در این رابطه همچنین،  $f_G$  ضریب تصحیح هندسی است و میزان انحراف عدد ناسلت متوسط برای یک مبدل حرارتی پوسته و لوله را نسبت به یک دسته لوله واقعی اعمال می‌کند. این انحراف ناشی از تأثیر بافل می‌باشد و به صورت زیر قابل محاسبه است.

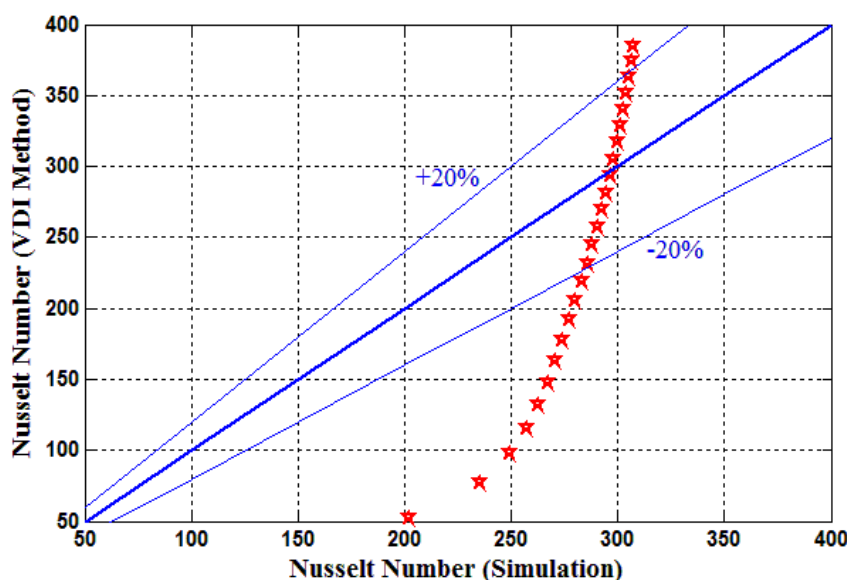
$$f_G = 1 - R_G + 0.524 R_G^{0.32} \quad (7)$$

<sup>1</sup> Bypass



$$R_G = \frac{n_W}{n_T} \quad (۸)$$

در رابطه (۸)،  $n_W$  تعداد لوله‌ها در پنجره‌های بالا و پایین بافل و  $n_T$  تعداد کل لوله‌های مبدل می‌باشد. شکل (۱۳) مقایسه عدد ناسلت (که معیار محاسبه ضریب انتقال حرارت سمت پوسته است) بدست آمده از نرم‌افزار و عدد ناسلت تجربی (بدست آمده از روش VDI) را نشان می‌دهد.



شکل (۱۳): مقایسه عدد ناسلت بدست آمده از فرآیند شبیه‌سازی و روش VDI.

همانطور که شکل (۱۳) نشان می‌دهد، در اعداد ناسلت پایین (در رینولدزهای ورودی پایین) اختلاف زیادی بین فرآیند تجربی با شبیه‌سازی وجود دارد و در عین حال در اعداد رینولدز بالاتر این دو مقدار به هم نزدیک‌تر شده‌اند.

### نتیجه‌گیری

عدد ناسلت متوسط سمت پوسته به میزان بیش از ۳ درصد، در اثر نصب صفحه ضربه‌گیر کاهش یافته است. در شکل (۱۱) مشخص است که در اثر نصب صفحه ضربه‌گیر، مقدار زیادی از جریان سیال سمت پوسته به اطراف دسته لوله منحرف شده و عملاً بدون برخورد مستقیم با لوله‌ها از پنجره بافل خارج می‌شود. در شکل (۱۲)، که شدت آشفتگی را نشان می‌دهد، واضح است که با نصب این صفحه شدت آشفتگی در لابه‌لای لوله‌ها کاهش و در مقابل در اطراف دسته لوله افزایش یافته است. این کاهش شدت آشفتگی بطور متوسط در حدود ۳۰ درصد (در مقطع میانی مبدل) محاسبه گردیده است. که این عوامل می‌تواند موجب کاهش عدد ناسلت سمت پوسته گردد. با توجه به مفهوم عدد ناسلت که نشان دهنده نرخ انتقال حرارت جابجایی به انتقال حرارت هدایتی است میتوان نتیجه گرفت که در اثر نصب صفحه ضربه‌گیر، کاهش سرعت مشاهده شده در میان لوله‌ها (شکل ۱۱) و در نتیجه کاهش شدت آشفتگی سیال سمت پوسته (شکل ۱۲) در لابه‌لای لوله‌ها، منجر به کاهش انتقال حرارت جابجایی از سیال سمت پوسته به لوله‌ها و بالعکس میگردد. در حقیقت باید گفت که نصب این صفحه موجب کاهش راندمان حرارتی مبدل پوسته و لوله، خصوصاً در سرعت‌های ورودی بالاتر سیال خواهد شد.



## فهرست علائم

## علائم انگلیسی

$a_t$	سطح مقطع جریان سمت لوله، $m^2$
$C_p$	گرمای ویژه، $J/(kg \cdot K)$
$D_i$	قطر داخلی لوله‌ها، $(mm)$
$f_B$	ضریب تصحیح باپس
$f_G$	ضریب تصحیح هندسی
$f_L$	ضریب تصحیح ناشی
$f_w$	ضریب تصحیح کلی
$G_t$	سرعت جرمی، $(kg/(m^2 \cdot s))$
$h_i$	ضریب انتقال حرارت جابجایی درون لوله‌ها، $(W/(m^2 \cdot K))$
$k$	قابلیت هدایت حرارتی، $(W/(m \cdot K))$
$N$	تعداد لوله‌ها
$n$	تعداد مسیر لوله
$\overline{Nu}_{shell}$	عدد ناسلت متوسط سمت پوسته
$Nu_{bundle}$	عدد ناسلت دسته لوله با جریان متقاطع
$n_w$	تعداد لوله‌ها در پنجره‌های بالا و پایین بافل
$n_T$	تعداد کل لوله‌های مبدل
$Pr$	عدد پرانتل
$Re$	عدد رینولدز
$R_G$	نسبت تعداد لوله‌ها در پنجره‌های بالا به پایین بافل
$w$	دبی جرمی، $(kg/s)$
علائم یونانی	
$\mu$	لزجت، $(kg/(m \cdot s))$
$\mu_w$	لزجت در دمای سطح داخلی لوله‌ها، $(kg/(m \cdot s))$
$\rho$	چگالی، $kg/m^3$

## تشکر و قدردانی

مراحل این تحقیق با همکاری مرکز محاسبات پیشرفته دانشگاه آزاد اسلامی واحد اهواز انجام گردید. نویسندگان از همکاری آن مرکز تشکر و سپاسگزاری می نمایند.



## مراجع

- [1] Wang, Y., Liu, Z., Huang, S., Liu, W. and W. Li, (2011), Experimental investigation of shell-and-tube heat exchanger with a new type of baffles, *Heat Mass Transfer*, 47, pp833-839.
- [2] Khalifa, A., (2011), Fluidelastic instability in heat exchanger tube arrays, Phd thesis in mechanical engineering, McMaster University Hamilton, Ontario, Canada.
- [3] Sivarajan, C., Rajasekaran, B. and N. Krishnamohan, (2012), Comparison of numerical heat transfer in conventional and helically baffled heat exchanger, *International journal of engineering research and applications (IJERA)*, 2(2), pp1278-1282.
- [4] Jamshidi, N., Farhadi, M., Ganji D. D. and K. Sedighi, (2013), Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers, *Applied thermal engineering* 51, pp 644-652.
- [5] M. A. Zebua, H. Ambarita, (2019), A study on the effect of baffle spacing to the performance of a shell and tube heat exchanger, *J. Phys., Conf. Ser.* 1235012097.
- [6] Yi Wang, Guoliang Qin, Yong Zhang, Shuhua Yang, Yuying Sun, Qin Cui, Cheng Jia, (2021), Investigation of the shell-side flow in a shell-and-tube exchanger with impingement plate, 2021 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 1081012053.
- [7] ANSYS Incorporated, (2013), ANSYS ICEM CFD User's Manual, ANSYS Incorporated.
- [8] Cao, E., (2010), Heat transfer in process engineering, The McGraw-Hill Companies, Inc.
- [9] ANSYS Incorporated, (2013), ANSYS Fluent User's Guide, ANSYS Incorporated.
- [10] Karthik, T. S. D., (2011), Turbulence models and their applications, Department of Mechanical Engineering, IIT Madras.
- [11] [۱۱] صنیعی نژاد، م.، ۱۳۸۳، مقدمه‌ای بر مفاهیم جریان‌های آشفته و مدل‌سازی آنها، ویرایش سوم.
- [12] Verein Deutscher Ingenieure, (2010), VDI Heat Atlas, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010.