



## Improvement of Shell and Tube Heat Exchangers with Pore Structures of Helical and Segmental Baffles

Hamed Uosofvand<sup>1</sup>, Reza Moradi<sup>2\*</sup>, Ebrahim Rezaee Habil<sup>3</sup>,  
Mohammadreza Ezatiortakand<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Lecturer, Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran.

<sup>2</sup>Associate professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Enghelabe Eslami Branch, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran.

<sup>3</sup>PhD student in Civil Engineering, Faculty of Engineering, Islamic Azad University of Khorramabad, Lorestan, Iran.

<sup>4</sup>Bachelor of mechanical engineering Department of Mechanical Engineering, Faculty of Enghelabe Eslami Branch, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran.

### ARTICLE INFO

**Received:** 10.26.2022

**Revised:** 04.05.2023

**Accepted:** 07.02.2023

**Keyword:**

Shell and Tube Exchanger

Pressure Drop

Heat Transfer

Segmental Baffle

Helical Baffle

Pore Baffle

**\*Corresponding Author:**

Reza Moradi

**Email:** rezamoradi@tvu.ac.ir

### ABSTRACT

In this research, the thermal-hydraulic behaviour of fluid in the shell and tube heat exchanger with new segmental perforated baffles and hollow spiral baffles with basic structures (simple segmental and simple helical) were investigated. By using evaluation parameters such as heat transfer, pressure drop, ratio of heat transfer to pressure drop, and efficiency evaluation coefficient (EEC), the effect of the proposed baffles was compared with the basic structure (segmental baffle, single pass helical baffle). Based on the obtained results, the perforated continuous helical baffle reduced the pressure drop by 22.46% compared to the simple helical baffle and the perforated segmental baffle reduced the pressure drop by 19.76% compared to the simple segmental baffle. In a more comprehensive evaluation, the efficiency evaluation coefficient of pore helical and segmental baffle structures showed an increase of 18.3 and 11.17 per cent, respectively compared to the basic configuration. The concept of changing the flow pattern from helix to helix-longitudinal and from zigzag to zigzag-longitudinal made the flow distribution on the shell side more uniform. These conditions reduced areas prone to sedimentation (dead areas) and maintenance costs, and improved system performance. In addition, this new structure can replace conventional segmental baffles to save energy in the long term.



---

## EXTENDED ABSTRACT

---

### Introduction

Energy storage plays an important role in reducing the consumption costs of related industries such as petrochemicals, power plants, refineries, and food. Shell and tube heat exchangers as one of the components of these industries have always attracted the attention of researchers and engineers. The ease of installing and upgrading shell and tube heat exchangers has led to a 40% share of this type of exchanger in related industries. Recent research to improve the performance of heat exchangers shows the importance of this device in related industries. In this type of converter, the structure of the baffles and the arrangement of the tubes play a major role in the distribution and improvement of the fluid flow distribution on the shell side. In addition to directing the flow across the bundle of pipes, this part increases the heat transfer (by increasing the flow path) and on the other hand, it acts as a holder for the pipes to prevent the movement of the bundle of pipes caused by the fluid flow. Various baffles were presented by researchers to improve this type of heat exchanger. The main types are mentioned below in order of importance:

- 1- Segmental baffle
- 2- Helical baffle
- 3- Disk baffle
- 4- Rod baffle
- 5- Combined baffle

Thus far, a comprehensive analytical method for the design and application of baffles has not been presented. Bell Delaware's method is available and only applies to segmental baffles and in a certain Reynolds range. Laboratory methods are also not cost-effective due to the high cost of building this type of heat exchanger; therefore, numerical methods are very effective for investigating baffles and flow distribution between tube bundles.

### Methodology

The fluid flow domain in this research was solved using the finite volume method. Solidwork flow simulation (version 2015) software was used to simulate the fluid flow on the shell side (numerical domain). Figures 1 and 2 show the geometry of the converter. The geometry of interest is a laboratory-scale heat exchanger that Ozden and Terry used in their research. To increase the accuracy in the numerical simulation, all the dimensions of the Shell and tube heat exchanger are considered the same and only the baffles are changed. In this condition, the behaviour of the fluid flow can be clearly observed.

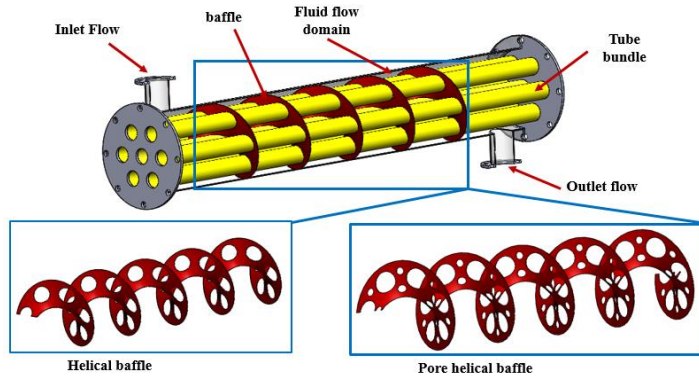


Figure 1. geometry of shell and tube with helical and pore helical baffle.

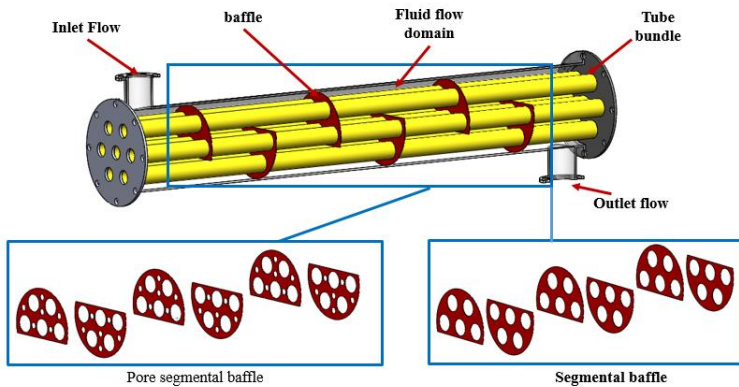


Figure 2. Geometry of shell and tube with helical and pore helical baffle.

To validate the numerical simulation, the obtained results were compared with the Bell-Delaware method and Ozden and Tari's research [22]. Pressure drop and heat transfer obtained from tube shell heat exchangers with segmental baffles were considered as two comparative criteria. A comparison of the results obtained with the data from Bell Delaware's methods and the results of Ozden Tari et al. [22] is shown in Table 3. According to the results, the average heat transfer difference between the Bell Delaware method and Ozden Tari results was approximately 9.32% and 6.5%, respectively. On the other hand, the average deviation of the overall lateral pressure drop of the shell ( $\Delta p_s$ ) with references were 21 and 6.5%, respectively.

## Results and discussion

Unlike analytical and laboratory methods, one of the advantages of numerical methods is to depict the fluid behaviour near baffles and tube bundles. Analytical methods in this field are not able to describe the behaviour of the fluid flow at different points of these heat exchangers. On the other hand, in laboratory methods, it is very expensive to create conditions to depict the behaviour of the fluid flow on the shell side near the baffles. Figures 3 to 6 show the flow velocity contour for the proposed baffle. The flow in the pore structures

was more uniform (3 and 6) and the volume of dead areas created behind the baffles was reduced. In the helical pattern, the fluid flow was concentrated in the centre of the shell. High speed causes turbulence in the centre. In the holed state, the flow concentration in the centre was reduced and a more uniform flow was observed. Furthermore, no vortices were observed near the tube wall in the centre. These vortices, in turn, caused a local increase in heat transfer and hindered the uniform distribution of the flow along the shell.

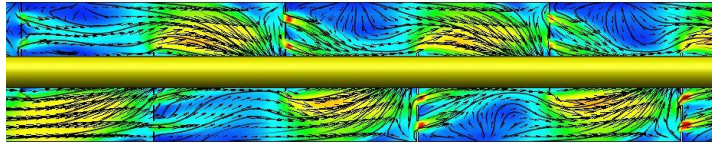


Figure 3. Fluid flow distribution along the shell with pore segmental baffle.

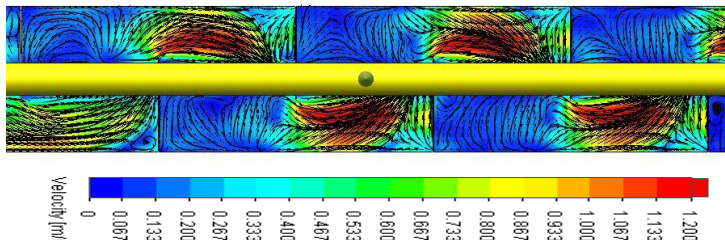


Figure 4. Fluid flow distribution along the shell with segmental baffle.

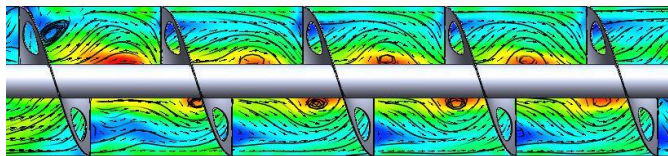


Figure 5. Fluid flow distribution along the shell with helical baffle.

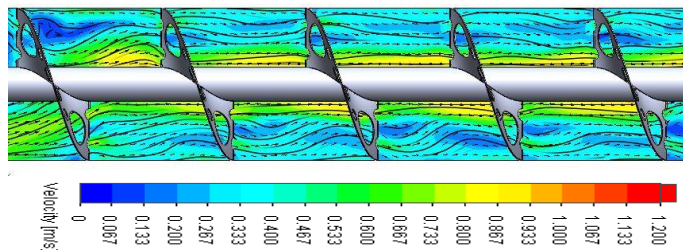


Figure 6. Fluid flow distribution along the shell with pore helical baffle.

### Conclusion

The purpose of providing new structures was to simultaneously reduce the pressure drop and increase the heat transfer of the system. In this research, to smooth the fluid flow path on the shell side and increase the thermo-hydraulic performance of shell and tube heat exchangers, the effect of perforated structures of segmental and helical baffles was

compared to the basic configuration in the numerical approach. By evaluating different baffles, the results are expressed as follows:

- For the pressure drop:

Segmental baffles and pore helical baffles reduced the pressure drop by 19.7 and 22.7%, respectively, compared to the basic configuration.

- Heat transfer to pressure drop:

In segmental baffles, the perforated structure provided a 10% increase in performance compared to the simple configuration. The perforated helical baffle also provided a 15.4% increase in performance compared to the simple model (helical baffle).

### **Efficiency evaluation coefficient (EEC)**

By comparing EEC, it can be concluded that the pore helical baffle showed the highest value with a 43.04% increase in the thermos-hydraulic performance of the holed spiral. It can be a suitable alternative for tube shell heat exchangers with sector baffles under the same working conditions. Spiral baffles and perforated sectors rank next with 24/64, 11/79. Among all the proposed models, pore structures provided better performance than the basic structure (helical and segmental).



شاپای الکترونیکی: ۲۵۳۸-۴۴۳۰

شاپای چاپی: ۲۳۸۲-۹۷۹۶



## بهبود مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته لوله با بافل‌های مارپیچ و قطاعی حفره‌دار

حامد یوسفوند<sup>۱</sup>، رضا مرادی<sup>۲\*</sup>، ابراهیم رضایی هابیل<sup>۳</sup>، محمد رضا عزتی ارتاکند<sup>۴</sup>

۱- مدرس گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی حرفه‌ای، تهران، ایران.

۲- استادیار دانشگاه فنی حرفه‌ای، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه فنی حرفه‌ای، تهران، ایران.

۳- دانشجوی دکتری عمران، دانشکده مهندسی، دانشگاه آزاد خرم آباد، لرستان، ایران.

۴- کارشناسی مهندسی مکانیک، گروه مکانیک، دانشگاه فنی حرفه‌ای، تهران، ایران.

### چکیده

### اطلاعات مقاله

در این تحقیق رفتار هیدرولیکی حرارتی جریان سیال در مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله با بافل‌های جدید حفره‌دار قطاعی، حفره‌دار مارپیچ با ساختارهای پایه (قطاعی) و مارپیچ ساده) به‌صورت عددی بررسی می‌شوند. با مقایسه پارامترهای ارزیابی مانند انتقال حرارت، افت فشار، نسبت انتقال حرارت به فشار، و ضریب ارزیابی عملکرد (EEC) نقش بافل‌های ارائه‌شده با ساختار پایه (بافل قطاعی، بافل مارپیچ یک‌طرفه) مقایسه می‌شود، بر اساس نتایج به‌دست‌آمده، بافل مارپیچ پیوسته حفره‌دار نسبت به بافل مارپیچ ساده ۲۲/۴۶ درصد و بافل قطاعی حفره‌دار نسبت به بافل قطاعی ساده ۱۹/۷۶ درصد افت فشار را کاهش می‌دهد. وجود حفره‌ها باعث ایجاد یک مسیر جدید جریان در طول دسته لوله‌ها می‌شود. در یک ارزیابی جامع‌تر با مقایسه ضریب ارزیابی عملکرد ساختارهای حفره‌دار بافل مارپیچ و قطاعی به ترتیب افزایش ۱۸/۳ و ۱۱/۱۷ درصد نسبت به ساختارهای پایه ارائه دادند. این ایده با تغییر الگوی جریان از مارپیچ به مارپیچ-طولی و از زیگزاگی به زیگزاگ-طولی توزیع جریان در سمت پوسته را یکنواخت‌تر می‌کند در واقع این مدل جریان باعث کاهش نواحی مستعد رسوب (نواحی مرده) و هزینه‌های نگهداری و بهبود عملکرد سیستم می‌گردد. با این وجود، ساختار جدید حفره‌دار می‌تواند جایگزین بافل‌های قطاعی مرسوم برای صرفه‌جویی در انرژی در مدت زمان طولانی باشد.

دریافت مقاله: ۱۴۰۱/۰۸/۰۴

بازنگری مقاله: ۱۴۰۲/۰۱/۱۶

پذیرش مقاله: ۱۴۰۲/۰۴/۱۱

### کلید واژگان:

مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله  
افت فشار  
انتقال حرارت  
بافل قطاعی  
بافل مارپیچ  
بافل‌های حفره‌دار

\*نویسنده مسئول: رضا مرادی

پست الکترونیکی:

[rezamoradi@tvu.ac.ir](mailto:rezamoradi@tvu.ac.ir)



## مقدمه

ذخیره انرژی نقش مهمی در کاهش هزینه‌های مصرفی صنایع مرتبط مانند پتروشیمی، نیروگاه، پالایشگاه و مواد غذایی دارد. مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته لوله به‌عنوان یکی از اجزای این صنایع همواره مورد توجه محققان و مهندسان بوده است. اختصاص سهم ۴۰ درصدی این نوع مبادله‌کن در صنایع وابسته بخاطر سهولت در نصب و ارتقاء، اهمیت این مبادله‌کن حرارتی را نسبت به قبل افزایش داده است. در این نوع مبادله‌کن‌ها، ساختار بافل‌ها و چیدمان دسته لوله‌ها نقش اصلی در توزیع و بهبود توزیع جریان سیال در سمت پوسته ایفا می‌کنند. بافل علاوه بر هدایت جریان در عرض دسته لوله‌ها باعث افزایش انتقال حرارت (با افزایش مسیر جریان) می‌شود و از طرفی به‌عنوان نگهدارنده لوله‌ها برای جلوگیری از حرکت دسته لوله‌ها ناشی از جریان سیال عمل می‌کند [۱]. برای بهبود ساختار بافل‌ها ایده‌های مختلفی توسط محققان ارائه شد. یوسفوند و همکاران اثر چرخش بافل‌های قطاعی در یک مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله را به‌صورت عددی بررسی کردند. بر اساس نتایج، بافل‌های قطاعی با زاویه نود درجه (عمودی) عملکرد بهتری از خود نشان دادند. در تحقیق دیگر فاصله بافل‌های قطاعی و درصد برش بافل‌ها به همراه جریان نانو سیال در سمت پوسته توسط حیدری و همکاران به‌صورت عددی بررسی و در نهایت بهینه‌ترین چیدمان معرفی شد [۲؛ ۳]. این نوع ساختارها با وجود افزایش انتقال حرارت، افت فشار زیادی در سمت پوسته ایجاد می‌کردند، از سوی دیگر جریان‌های عرضی متناوب در عرض پوسته خطر افزایش ارتعاشات در عرض دسته لوله‌ها و آسیب در محل اتصال لوله به بافل را به همراه داشت. ایجاد نواحی مرده در پشت بافل‌ها از دیگر معایب این ساختارها بود. برای غلبه بر عیوب رایج این نوع بافل‌ها، بافل‌های مارپیچی توسط لوتچا و نمکانسکی در صنعت معرفی شدند [۴]. رویکردهای اصلاحی متفاوتی مانند: اثر فضای بافل، زاویه بافل، ساختار غیر پیوسته با چیدمان متفاوت برای ارتقای کارایی این نوع مبادله‌کن حرارتی ارائه شد [۵-۹]. پس از بافل مارپیچ برای افزایش مسیر جریان در ناحیه پوسته، وانگ و همکاران مبادله‌کن‌های حرارتی دو پوسته با بافل مارپیچ در پوسته بیرونی و سه بافل (مارپیچ، قطاعی و دیسکی) در پوسته داخلی را مطرح کرد. نتیجه این ساختار بهینه کاهش ۱۳ درصدی افت فشار و افزایش ۵/۶ درصدی در انتقال حرارت نسبت به مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله مرسوم (بافل قطاعی) بود [۱۰]. استفاده از بافل‌های ترکیبی به‌عنوان یک راهکار جدید توسط آرنای و یوسفوند ارائه شد [۱۱]. در دیواره پوسته از بافل مارپیچ و در مرکز پوسته مبادله‌کن از بافل‌های قطاعی، پروانه‌ای و دیسکی استفاده کردند. بر اساس نتایج الگوی ترکیبی جریان ناشی از بافل‌های ترکیبی توزیع جریان یکنواخت‌تری در طول پوسته مبادله‌کن نسبت به ساختار قطاعی، پروانه‌ای و دیسکی ارائه دادند. در راستای بهبود عملکرد مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته لوله، گو و همکاران. تأثیر چیدمان بافل‌های دوزنقه‌ای (گام و عرض) در توزیع جریان سیال سمت پوسته مبادله‌کن‌های حرارتی به‌صورت عددی و تجربی مطالعه کردند. با توجه نتایج آزمایش، بافل دوزنقه‌ای عملکرد حرارتی مبادله‌کن حرارتی را ۳/۲-۷/۱۰٪ افزایش و افت فشار را ۲۱-۱۸٪ درصد نسبت به بافل شاتر کاهش داد و در پایان بهترین ساختار دوزنقه‌ای را معرفی کردند [۱۲]. لیو و همکاران در یک تحقیق عددی، مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله با بافل‌های مارپیچ تاشو و لوله‌های پیچشی (پیچ خورده) در مرکز پوسته مطالعه کردند. ارزیابی نتایج نسبت به ساختار قطاعی، حاکی از افزایش عملکرد این بافل جدید بود. به‌عنوان یک ساختار جدید بافل سوراخ‌دار (حفره‌دار) جایگزین دیگری برای بهبود بافل‌های قطاعی رایج معرفی شد [۱۳]. موگرچی برای کاهش فاصله بافل و هموار کردن جریان متقاطع در ناحیه پوسته، بافل قطاعی دوگانه را ارائه داد، با این ساختار جدید افت فشار سیال سمت پوسته به طرز چشم‌گیری کاهش یافت [۱۴]. در یک رویکرد جدید برای افزایش مسیر جریان، وانگ و همکاران، مبادله‌کن حرارتی دو پوسته مجهز به بافل‌های میله‌ای را اختراع کردند. یک ارزیابی بین مبادله‌کن حرارتی معمولی و مبادله‌کن حرارتی دو پوسته انجام دادند. با وجود افزایش افت فشار و ضریب انتقال حرارت نسبت به حالت اولیه، بر اساس ضریب انتقال حرارت جابجایی به افت فشار عملکرد کلی مبادله‌کن حرارتی دو پوسته ۸/۹٪ افزایش یافت [۱۵]. بافل‌های دیسکی سوراخ‌دار در سال اخیر همانند بافل مارپیچی و قطاعی مورد توجه محققین قرار گرفته است، این پیکربندی توسط شرکت وستینگ هاوس در مولدهای بخار

به‌کار گرفته شد [۱۶]. حفره‌های موجود در این نوع بافل در سمت لوله‌ها جایگذاری شده است و عموماً در فاز بخار کاربرد دارند، وانگ و همکاران از بافل‌های دیسکی حفره‌دار (سه پر نزدیک لوله) در مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته لوله استفاده کردند این ساختار با تغییر مسیر جریان سیال سمت پوسته از حالت زیگزاگ به حالت طولی باعث کاهش نواحی سکون (مستعد رسوب) در پشت بافل‌های قطاعی می‌شود. بر اساس نتایج، در ساختار بهینه‌سازی شده ۱۳ درصد نسبت به بافل قطاعی بهبود عملکرد مشاهده شد [۱۷]. در تحقیقی دیگر این محققین برای بهبود مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته لوله از صفحات با حفره‌های گلبرگ شکل (چهار سوراخ) استفاده کردند. در این پژوهش ارتفاع حفره‌ها (نزدیک لوله) و فاصله صفحات بررسی شد و بهترین چیدمان در راستای توزیع بهتر جریان ارائه گردید [۱۸]. در تحقیق دیگری، وانگ و همکاران نقش پارامترهای ساختاری صفحات حفره‌دار (با حفره‌های سه‌گوشه) بر ویژگی‌های عملکردی سمت پوسته مبادله‌کن حرارتی، به‌صورت عددی و تجربی مطالعه کردند. بر اساس نتایج، در یک دامنه عدد رینولدز معین، ضریب انتقال حرارت ( $h$ ) و افت فشار ( $\Delta p$ ) هر دو با افزایش ارتفاع حفره‌ها و گام بافل‌ها کاهش می‌یابد [۱۹]. چن و همکاران پنج نوع بافل قطاعی، صفحه حفره‌دار (با حفره سه‌گوشه)، قطاعی حفره‌دار، میله‌ای، دیسکی حفره‌دار را به‌صورت آزمایشگاهی در یک مبادله‌کن حرارتی پوسته استفاده کردند. با ارزیابی ضریب انتقال حرارت برای همه مدل‌ها، بافل صفحه‌ای حفره‌دار (با حفره سه‌گوشه) بهترین عملکرد را در بین مدل‌ها از خود نشان داد [۲۰]. مکول و همکاران در یک مطالعه عددی مقایسه‌ای بین بافل‌های صفحه‌ای حفره‌دار (با حفره سه‌گوشه)، قطاعی و مارپیچ انجام دادند. با توجه به نتایج، علی‌رغم انتقال حرارت بالا در بافل‌های صفحه‌ای حفره‌دار، بافل مارپیچ پوسته تعادل بهتری بین انتقال حرارت و افت فشار برقرار کرد [۲۱].

با مروری بر تحقیقات انجام شده، هدف محققین از ارائه هندسه‌های جدید کاهش رسوب، افزایش عملکرد و بهبود انتقال حرارت مبادله‌کن‌های پوسته لوله است. جریان‌های زیگزاگی و مارپیچ به‌دست‌آمده ناشی از حضور بافل‌های قطاعی و مارپیچ همواره به‌عنوان مرسوم‌ترین آرایش جریان در مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته لوله مورد مطالعه قرار گرفته است. از طرفی تا به حال روش تحلیلی گسترده که برای تمام بافل‌های قطاعی و مارپیچ در مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته لوله کاربرد داشته باشد، ارائه نشده است. روش‌های کرن و بل دلاور در محدوده رینولدز ۲۰۰۰ و برش بافل ۲۵ درصد کاربرد دارد. افزایش مسیر جریان سیال در سمت پوسته باعث افزایش زمان تماس جریان سیال روی دسته لوله‌ها می‌شود، اما به تبع آن افزایش فشار چشم‌گیری مشاهده می‌شود. در طراحی مبادل‌کن‌های حرارتی همواره افزایش انتقال حرارت با حفظ یا کاهش افت فشار مورد توجه قرار می‌گیرد. انتظار می‌رود افزایش مسیر جریان در طول مبدل حرارتی با استفاده از بافل‌های مطرح شده عملکرد کلی مبدل حرارت را افزایش دهد. ایده ارائه جریان‌های ترکیبی با حفظ طول مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله به‌عنوان یک رویکرد جدید در افزایش عملکرد مبادل‌کن‌های حرارتی پوسته لوله معرفی می‌شود. هزینه بالای ساخت نمونه اولیه مبادل‌کن‌های حرارتی با بافل‌های مطرح شده منجر به گرایش محققین از روش‌های عددی برای تحلیل جریان در این دستگاه‌ها شده است. در این تحقیق حوزه جریان سیال به‌صورت عددی بررسی می‌شود. با مقایسه توزیع جریان و پارامترهای ترموهیدرولیکی با حالت‌های قطاعی و مارپیچ ساده (ساختارهای بدون حفره) بهترین هندسه بافل به‌عنوان یک نمونه اولیه برای صنایع وابسته معرفی می‌گردد.

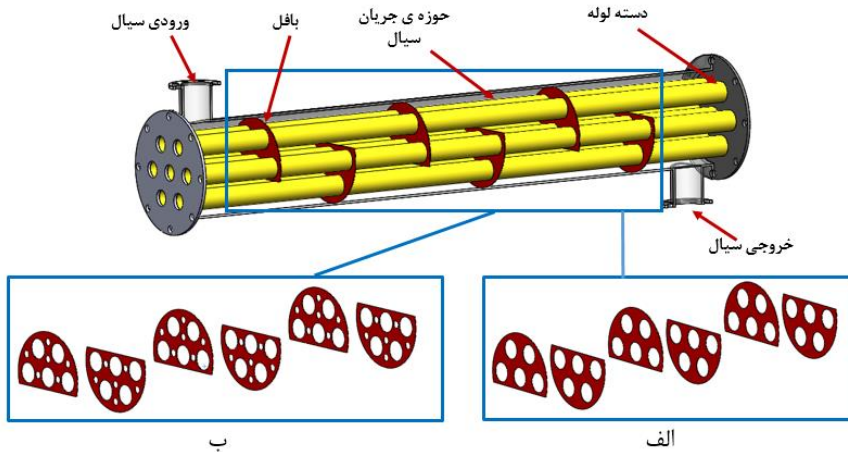
## هندسه مبادله‌کن

هندسه مبادله‌کن حرارتی مطالعه شده در این پژوهش در مقیاس آزمایشگاهی انتخاب شده است [۲۲]. برای مدل‌سازی سه‌بعدی این مبادل‌کن حرارتی از نرم‌افزار شبیه‌سازی جریان سیال سالدورک فلو سیمولیشن<sup>۱</sup> (نسخه ۲۰۱۵) استفاده می‌شود. پیکربندی مبادل‌کن حرارتی پوسته لوله پیشنهادی در شکل ۱ و ۲ نشان داده شده است. در

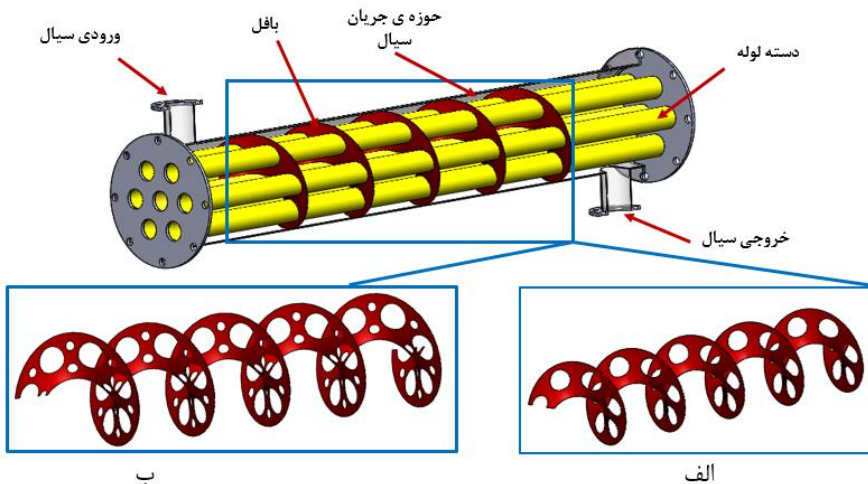
<sup>1</sup> Solid works flow simulation (Version 2015)



این پژوهش توزیع جریان سمت پوسته در مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله با چهار نوع بافل قطاعی (شکل ۱ الف)، بافل قطاعی حفره‌دار (شکل ۱ ب)، مارپیچ (شکل ۲ الف) مارپیچ حفره‌دار (شکل ۲ ب) بررسی می‌شود. نقش بافل‌های ارائه شده با مقایسه پارامترهایی مانند افت فشار، انتقال حرارت و کانتور سرعت جریان در طول پوسته به تصویر کشیده می‌شود. برای مقایسه دقیق پارامترهای ترویدرولیکی جریان سیال، ابعاد مبادله‌کن حرارتی یکسان در نظر گرفته شده است (جدول ۱). اندازه لوله‌ها طول و قطر مبادله‌کن دهانه ورودی و خروجی و یکسان بوده و در یک گام یکسان چهار بافل ارائه شده روی دسته لوله‌ها قرار می‌گیرد.



شکل ۱. مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله: الف) بافل قطاعی، ب) بافل قطاعی حفره‌دار.



شکل ۲. مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله: الف) مارپیچ پیوسته، ب) مارپیچ پیوسته حفره‌دار.

جدول ۱. پارامترهای هندسی.

اندازه	هندسه
۹۰ میلی‌متر	قطر پوسته
۳۰ میلی‌متر	قطر ورودی پوسته
۷	تعداد لوله‌ها
۶۰۰ میلی‌متر	طول مبادله‌کن حرارتی
٪ ۳۶	درصد برش بافل
۸۵/۷	گام بافل

شبیه‌سازی عددی

شرایط مرزی

برای کاهش حجم محاسبات و حفظ ویژگی‌های اساسی جریان سیال در فرآیند محاسبات، شرایط زیر اعمال می‌شود: خواص آب به‌عنوان سیال عامل در سمت پوسته ثابت فرض می‌شود. هیچ نشستی بین اتصالات پوسته-بافل و لوله-بافل وجود ندارد. همرفت طبیعی ناشی از تغییر چگالی سیال در نظر گرفته نمی‌شود. دیواره‌های لوله‌ها در دمای ثابت (۴۵۰ کلوین) در کل سمت پوسته نگاه‌داشته می‌شوند. شار حرارتی دیوار پوسته و بافل‌ها صفر است. شرط مرزی بدون لغزش در دیواره‌های جامد برای شرایط مرزی مومنوم در نظر گرفته شده است. تمامی معادلات حاکم بر حوزه جریان سیال در شرایط پایا حل می‌شوند. علاوه بر این، برای سیال ورودی سمت پوسته ۳۰۰k و فشار سیال ورودی سمت پوسته (۱۰۰ کیلو پاسکال)، ویژگی‌های ترموفیزیکی آب در جدول ۲ نشان داده شده است.

جدول ۲. خواص آب در دمای ۳۰۰k.

$\mu^{*10^3}$ (Pa.s)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\beta^{*10^6}$ (K <sup>-1</sup> )	k (W/m.K)	$c_p$ (kJ/kg.K)
۰/۸۵۵	۹۹۷	۲۷۶/۱	۰/۶۱۳	۴۱۷۹

معادلات حاکم

برای شبیه‌سازی حوزه جریان سیال و انتقال حرارت در داخل پوسته، از سیستم معادلات حاکم بر جریان سیال پیوستگی، مومنوم و انرژی به شرح زیر استفاده می‌شود [۲۳].  
پیوستگی:

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

مومنوم:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_k} \quad (2)$$

انرژی:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\partial T}{\partial x_i} k \right) \quad (3)$$

در معادلات مورد اشاره  $\rho$ ،  $\mu$ ،  $p$ ،  $T$ ،  $c_p$  و  $k$  به ترتیب چگالی، مؤلفه سرعت، ویسکوزیته دینامیکی، فشار استاتیک، دما، ظرفیت گرمایی ویژه و هدایت حرارتی نامیده می‌شوند. رویکرد حجم محدود برای مطالعه عددی جریان سیال در سمت پوسته استفاده می‌شود. برای معادلات حاکم بر شرایط مسئله از الگوریتم سیمپل برای کوپل فشار و سرعت-فشار استفاده شده است. علاوه بر این، معیار همگرایی ۶-۱۰ برای تمامی متغیرها لحاظ می‌گردد.

### مدل سازی آشفته‌گی

رژیم جریان سیال سمت پوسته این نوع مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله آشفته است. در سیستم معادلات آشفته، انرژی جنبشی آشفته و معادلات انتقال سرعت اتلاف آن اعمال می‌شود. در تحقیق حاضر از مدل آشفته  $k-\epsilon$  برای فرآیند شبیه‌سازی استفاده شده است. مدل آشفته انتخاب شده نیمه تجربی است و در تولید آن، جریان آشفته و ویسکوزیته مولکولی ناچیز فرض می‌شود. این مدل رایج‌ترین رویکردی است که در دینامیک سیالات محاسباتی برای شبیه‌سازی رفتار جریان برای شرایط جریان آشفته استفاده می‌شود. این رویکرد از دو معادله انتقال برای تعریف شرایط جریان آشفته استفاده می‌کند. ماهیت روش  $k-\epsilon$  بهینه‌سازی مدل طول اختلاط است. لازم به ذکر است که مدل اغتشاش اصلاح شده  $k-\epsilon$  یک جریان متلاطم، آرام و انتقالی سیال را ارائه می‌دهد که شامل قانون بقای آشفته‌گی زیر است.

انرژی جنبشی:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) + \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + S_k \quad (4)$$

انرژی اتلاف:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) + \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + S_\epsilon \quad (5)$$

در معادلات بالا  $k$ ،  $\mu_t$ ،  $\mu$ ،  $\sigma_k$ ،  $S_k$ ،  $\epsilon$ ،  $\sigma_\epsilon$ ،  $S_\epsilon$ ، به انرژی جنبشی، ویسکوزیته دینامیکی، ویسکوزیته گردابی متلاطم، ثابت در معادله انرژی جنبشی، عبارت منبع در انرژی جنبشی، انرژی اتلاف اشاره دارد. ثابت معادله اتلاف، و یک عبارت منبع در معادله اتلاف جایی که اصطلاحات  $S_k$  و  $S_\epsilon$  به‌عنوان ترم منبع ارائه می‌شوند:

$$S_k = \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon + \mu_t P_B \quad (6)$$

$$S_\epsilon = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left( f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B P_B \right) - C_{\epsilon 2} f_2 \frac{\rho \epsilon^2}{k} \quad (7)$$

مقادیر  $\sigma_k$ ،  $\sigma_\epsilon$ ،  $C_{\epsilon 1}$ ،  $C_{\epsilon 2}$  به‌صورت تجربی ارزیابی می‌شوند. در شبیه‌سازی ارائه شده مقادیر به کار رفته عبارت‌اند از:

$$C_{\epsilon 2}=1.92, C_{\epsilon 1}=1.44, \sigma_\epsilon=1.3, \sigma_k=1$$

در معادلات ارائه شده  $P_B$  به تولید آشفته ناشی از اثر شناوری به‌صورت زیر اشاره دارد:

$$P_B = -\frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (8)$$

جایی که  $g_i$  به مؤلفه شتاب گرانش در جهت  $x_i$  اشاره دارد،  $\sigma_B = 0.9$  به‌عنوان ثابت، و  $C_B = 1$  به‌عنوان یک ثابت، زمانی که  $P_B > 0$ ، و پس از آن بر اساس فرضیه بوسینسک، تنش رینولدز نیوتنی به‌صورت زیر ارائه می‌شود:

$$\tau_{ij}^R = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \quad (9)$$

در معادلات فوق،  $\delta_{ij}$  نشان دهنده دلتای کرونکر است،  $\mu_t$  از [۲۴] تعیین می‌شود:

$$\mu_t = f_\mu \frac{c_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (10)$$

در معادله بالا ثابت تجربی برابر است با  $C_\mu = 0.09$  و  $f_\mu$  به ضریب ویسکوزیته آشفته اشاره دارد.

و با رابطه زیر ارزیابی می‌شود:

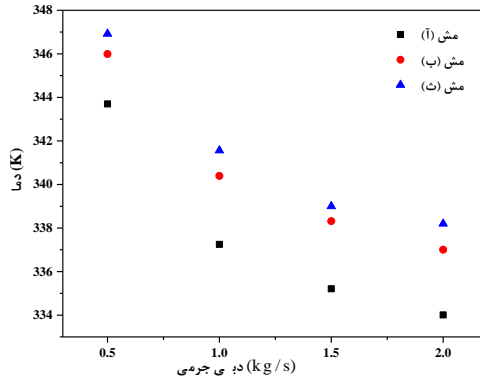
$$f_\mu = (1 - e^{-0.0165R_T}) \cdot \left( 1 + \frac{20.5}{R_T} \right) \quad (11)$$

طول هر نقطه تا دیوار به نام  $\lambda$  و توابع میرایی لام و برمه‌هورست به‌صورت زیر ارائه شده است [۲۴]:  
توابع میرایی لام و برمه‌هورست  $f_\mu$ ،  $f_1$ ،  $f_2$  ویسکوزیته آشفته و انرژی آشفته را کاهش می‌دهد و اتلاف آشفته را هنگامی که عدد رینولدز  $R_T$  (که با فاصله از دیوار و سرعت متوسط بسیار کوچک تعریف می‌شود) افزایش می‌دهد.

### عدم وابستگی مش

یکی از الزامات شبیه‌سازی این است که نتایج به تعداد المان‌بندی حوزه جریان بستگی نداشته باشد. برای بررسی استقلال شبکه، از شبکه‌بندی‌های مختلف استفاده می‌شود. در این تحقیق، سه عدد مش ۱ مختلف با تعداد ۵۷۳۸۴، ۲۳۹۸۸۱ و ۱۷۸۰۹۲ برای شبیه‌سازی جریان سمت پوسته مبادله‌کن حرارتی استفاده شده است. از مقایسه نتایج دما و افت فشار شکل ۳ و ۴ می‌توان نتیجه گرفت انحراف دما و افت فشار (نسبی) تحت دبی جرمی یکسان کمتر از ۵ درصد است (جدول ۳). در نتیجه مش (ب) برای صرفه‌جویی در زمان و هزینه‌های محاسباتی انتخاب می‌شود.

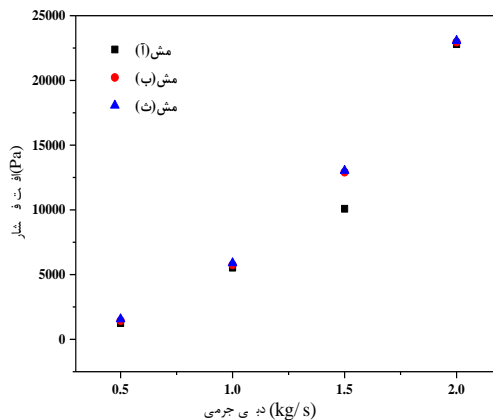
<sup>۱</sup> شبکه‌بندی



شکل ۳. بررسی استقلال شبکه برای دما.

جدول ۳. میانگین اختلاف فشار و دما برای مش‌های (آ)، (ب)، (ث).

مش (ب) و مش (ث)	مش (آ) و مش (ب)
میانگین اختلاف دما	۰/۳٪
میانگین اختلاف فشار	۱۲٪



شکل ۴. بررسی استقلال شبکه برای فشار.

### صحت سنجی

برای اعتبارسنجی شبیه‌سازی عددی، نتایج به دست آمده با روش بل-دلاور و تحقیقات اوزدن و تاری مقایسه می‌شوند [۲۲]. افت فشار و انتقال حرارت به دست آمده از مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته لوله با بافل قطاعی به‌عنوان دو معیار مقایسه‌ای در نظر گرفته می‌شوند. مقایسه نتایج به دست آمده با داده‌های حاصل از بل دلاور و نتایج اوزدن و همکاران [۲۲] در جدول ۳ نشان داده می‌شود. با توجه به نتایج، میانگین اختلاف انتقال حرارت (در دبی‌های ۰/۵ تا ۲ کیلوگرم بر ثانیه) بین روش بل دلاور و نتایج اوزدن تاری به ترتیب حدود ۹/۳۲ و ۶/۵

درصد است. از سوی دیگر، میانگین انحراف افت فشار جانبی کلی پوسته ( $\Delta p_s$ ) با مراجع به ترتیب ۲۱ و ۶/۵ درصد است. اختلاف نسبتاً زیاد افت فشار نتایج به دست آمده با روش بل به خاطر چشم‌پوشی از نشتی بین اتصالات (لوله-بافل و بافل-پوسته است). عموماً در شرایط عددی به‌علت عدم تعیین مقدار دقیق (فاصله بین لوله و بافل، فاصله بین بافل و پوسته) از نشتی بین اتصالات چشم‌پوشی می‌شود. این فاصله (نشتی) در دبی‌ها مختلف به علت انبساط و انقباض جریان در عرض دسته‌لوله‌ها مقدار دقیق ندارد. درنهایت بر اساس نتایج حاصل از شبیه‌سازی و مقایسه با روش بل دلاور و داده‌های اوزدن و همکاران می‌توان نتیجه گرفت اختلاف قابل قبولی برقرار است.

جدول ۳. مقایسه نتایج.

	دبی جرمی	$\dot{Q}$ (W)	$p$ (Pa)
تحقیق حاضر	۰/۵	۹۶۴۱۴	۱۴۵۷
	۱	۱۶۹۱۸۱	۵۷۷۶
	۲	۳۰۹۸۵۷	۲۲۹۶۵/۲
روش بل دلاور	۰/۵	۹۱۷۶۶	۱۲۵۱
	۱	۱۵۷۵۰۱	۴۶۱۶
	۲	۲۶۸۳۱۲	۱۸۷۰۰
نتایج اوزدن تری	۰/۵	۹۳۸۵۱	۱۵۲۲
	۱	۱۶۰۱۰۳	۶۱۶۸
	۲	۲۹۸۹۵۷	۲۴۹۶۳
اختلاف نتایج با روش بل دلاور	۰/۵	۵/۰۶%	۱۵/۳۶%
	۱	۷/۴۱%	۲۲%
	۲	۱۵/۴۸%	۲۴%
اختلاف نتایج با تحقیق اوزدن تری	۰/۵	۴%	۴/۹۵%
	۱	۶%	۶/۷۳%
	۲	۴%	۸%

## بحث و نتایج

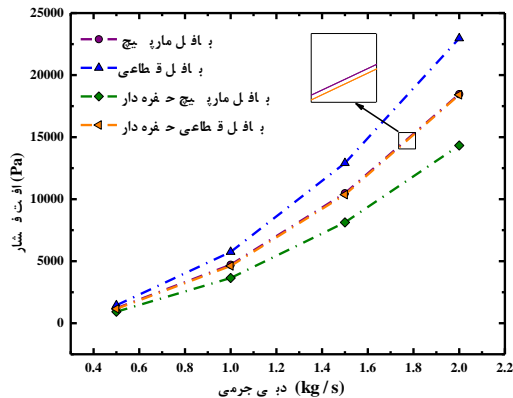
در جریان سیال سمت پوسته در مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته لوله، چیدمان دسته‌لوله و نوع بافل‌ها نقش مؤثری در بازده مبادله‌کن حرارتی ایفا می‌کنند. تأثیر و تنوع توزیع جریان سیال سمت پوسته ناشی از حضور بافل‌ها نسبت به دسته‌لوله‌ها بیشتر است. در واقع بافل‌ها علاوه بر هدایت سیال، تکیه‌گاهی برای دسته لوله‌ها محسوب می‌شوند. در مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته لوله افت فشار و انتقال حرارت دو پارامتر تعیین‌کننده در انتخاب و ارتقاء بافل‌ها در نظر گرفته می‌شود. اختلاط جریان توأم با کاهش افت فشار سیال سمت پوسته با ایجاد مسیرهای ترکیبی در بافل‌های مرسوم قطاعی و مارپیچ حفره‌دار نسبت به مدل‌های پایه می‌تواند عملکرد این نوع مبادله‌کن‌ها را در مقیاس صنعتی افزایش دهد.

## افت فشار

افت فشار جریان سیال سمت پوسته نقش مهمی در توان پمپ ایفا می‌کند و همیشه به‌عنوان یکی از فاکتورهای مهم طراحی مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته لوله معرفی می‌شود. در این قسمت تأثیر رفتار جریان سیال در سمت پوسته بررسی می‌گردد. بر اساس شکل ۵ با افزایش دبی جریان افت فشار سمت پوسته افزایش می‌یابد. در این مطالعه، با چشم‌پوشی از انرژی پتانسیل، فشار کل به‌صورت زیر معرفی می‌شود:

$$\Delta p_n = \Delta p_s + \Delta p_d \quad (12)$$

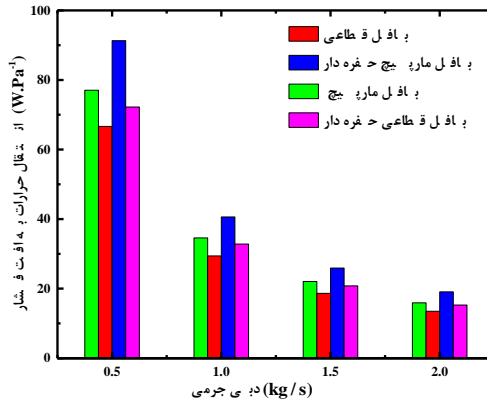
در معادله فوق،  $\Delta p_s$  و  $\Delta p_d$  به ترتیب نشان‌دهنده فشار استاتیک و دینامیکی هستند. با توجه به نتایج، بافل ماریپچ حفره‌دار ۲۲/۷ درصد افت فشار را نسبت به حالت ساده (بدون حفره) کاهش داد. این کاهش افت فشار برای بافل‌های قطاعی و قطاعی حفره‌دار ۱۹/۷ درصد ارائه شد. می‌توان نتیجه گرفت در ساختارهای حفره‌دار با کاهش انحنای مسیر نیروی کمی برای انتقال سیال در عرض دسته لوله نیاز است. بافلی که باعث ایجاد جریان طولی شود به طرز چشم‌گیری افت فشار را کاهش خواهد داد. با توجه به نمودار (شکل ۵) بافل ماریپچ حفره‌دار در دبی‌های ۰/۵ تا ۲ کیلوگرم بر ثانیه با ۶۷۵۸/۴۲ پاسکال کم‌ترین افت فشار و بافل قطاعی با ۹۸۲۸/۲۷۵ پاسکال بیشترین افت فشار را در سمت پوسته را به خود اختصاص دادند.



شکل ۵. بررسی استقلال شبکه برای دما.

### نسبت انتقال حرارت به افت فشار

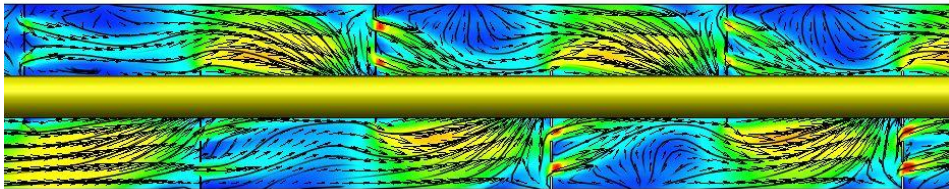
طراحان مبادله‌کن‌های حرارتی همواره به دنبال کاهش افت فشار و در عین حال افزایش انتقال حرارت هستند در نمودار (شکل ۶) نسبت افت فشار به انتقال حرارت برای دبی‌های جرمی ۰/۵ تا ۲ (kg/s) ارائه شده است. با افزایش دبی جرمی عملکرد کلی (نسبت انتقال حرارت به افت فشار) تمام مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته لوله کاهش می‌یابد. ساختارهای حفره‌دار بافل قطاعی و بافل ماریپچ عملکرد بهتری نسبت به حالت بدون حفره (ماریپچ و قطاعی) نشان می‌دهند. بافل قطاعی ماریپچ حفره‌دار با میانگین  $44/21 \text{ (W.Pa}^{-1}\text{)}$  نسبت به سه مدل دیگر بهترین عملکرد را ارائه می‌دهد. در بافل‌های قطاعی ساختار حفره‌دار ۱۰ درصد نسبت به حالت بدون حفره افزایش عملکرد دارد. بافل قطاعی ماریپچ حفره‌دار نیز ۱۵/۴ درصد افزایش عملکرد نسبت به حالت ماریپچ ساده ارائه دهد. می‌توان نتیجه گرفت حفره‌های ایجاد شده در هر دو بافل قطاعی و ماریپچ علاوه بر کاهش افت فشار باعث بهبود توزیع جریان و افزایش عملکرد ترموهیدرولیکی مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله می‌گردد.



شکل ۶. نسبت انتقال حرارت به افت فشار.

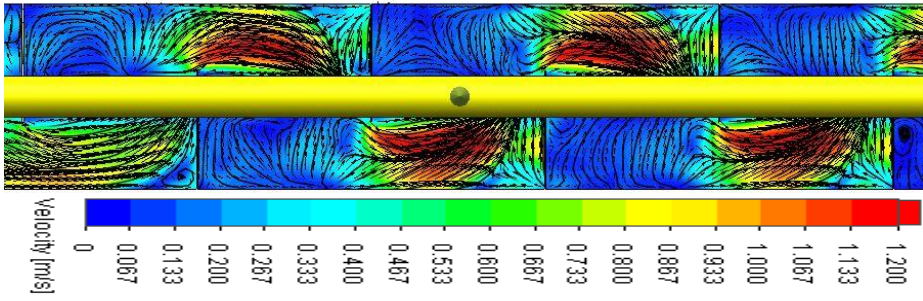
### کانتور سرعت

یکی از مزایای روش‌های عددی به تصویر کشیدن رفتار سیال در حوزه جریان است. در طراحی مبادله‌کن‌های حرارتی نقش بافل‌ها در توزیع مناسب جریان سیال به‌وضوح نشان داده می‌شود. روش‌های تحلیلی در این حوزه قادر به توصیف رفتار جریان سیال در نقاط مختلف این مبادله‌کن‌ها نیست، در مقابل در روش‌های آزمایشگاهی ایجاد شرایطی برای به تصویر کشیدن رفتار جریان سیال سمت پوسته ناشی از حضور بافل‌ها بسیار هزینه‌بر است. شکل ۶ الی ۹ کانتور سرعت جریان برای بافل‌های قطاعی، قطاعی حفره‌دار، مارپیچ و مارپیچ حفره‌دار نشان می‌دهد. جریان در ساختارهای حفره‌دار یکنواخت‌تر (شکل ۶ و ۸) و حجم نواحی سکون یا مرده ایجاد شده در پشت بافل‌ها کاهش یافته است این شرایط از ایجاد رسوب در نواحی کم‌فشار (سکون) جلوگیری می‌کند. در الگوی مارپیچ جریان سیال در مرکز پوسته متمرکز است. در واقع سرعت بالا باعث ایجاد آشفتگی در مرکز (نزدیک لوله مرکزی) می‌شود. در حالت حفره‌دار، تمرکز جریان در مرکز کاهش یافته و جریان یکنواخت‌تری مشاهده می‌گردد. و هیچ گردابه‌ایی نزدیک دیواره لوله در مرکز مشاهده نمی‌شود. این گردابه‌ها به‌نوبه خود باعث افزایش موضعی انتقال حرارت و مانعی برای توزیع جریان در طول پوسته می‌گردد.

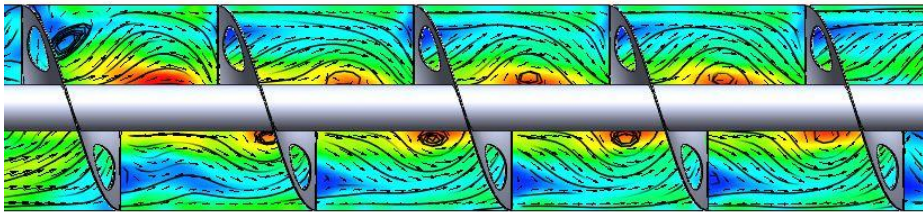


شکل ۷. توزیع جریان در طول پوسته با بافل قطاعی حفره‌دار.

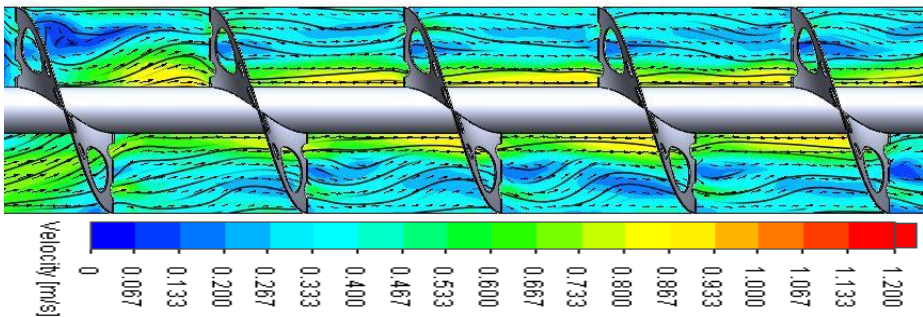




شکل ۸. توزیع جریان در طول پوسته مبادله کن حرارتی با بافل قطاعی.

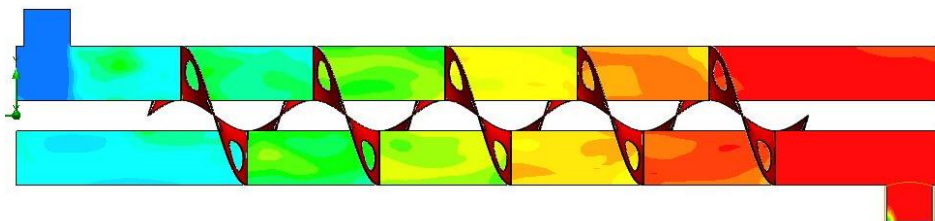


شکل ۹. توزیع جریان در طول پوسته با مارپیچ پیوسته.

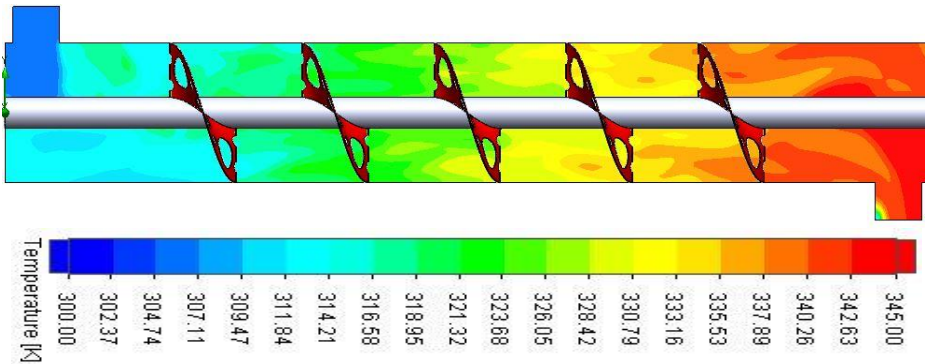


شکل ۱۰. توزیع جریان در طول پوسته با مارپیچ پیوسته حفره دار.

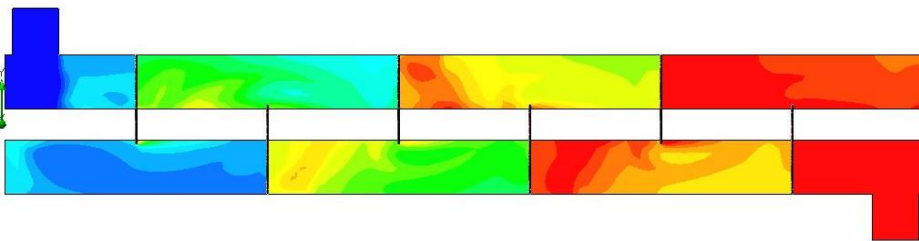
### کانتور دما



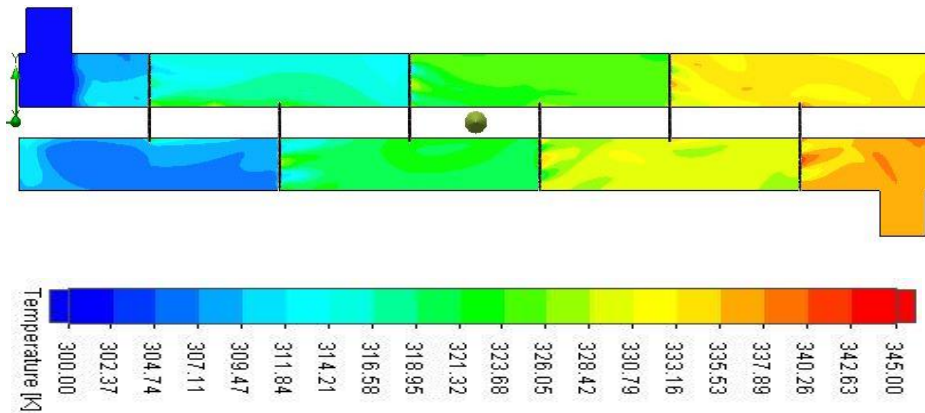
شکل ۱۱. کانتور دما در دبی جرمی ۰/۵ کیلوگرم بر ثانیه برای بافل مارپیچ.



شکل ۱۲. کانتور دما در دبی جرمی ۰/۵ کیلوگرم بر ثانیه برای بافل مارپیچ حفره‌دار.



کانتور ۱۳. دما در دبی جرمی ۰/۵ کیلوگرم بر ثانیه برای بافل قطاعی.



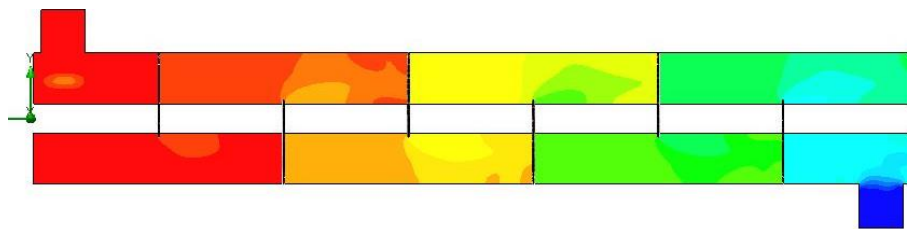
کانتور ۱۴. دما در دبی جرمی ۰/۵ کیلوگرم بر ثانیه برای بافل قطاعی حفره‌دار.

از مزایای روش‌های عددی به تصویر کشیدن رفتار جریان سیال در کل هندسه مبادله‌کن می‌توان اشاره کرد. روش‌های تحلیلی توانایی تعیین و توزیع پارامترهای مختلف سیال در سمت پوسته را ندارند. در مقابل روش‌های آزمایشگاهی نیز برای ایجاد چنین شرایطی بسیار پرهزینه و اغلب غیر ممکن است. بررسی توزیع دما در سمت پوسته نیازمند به کارگیری شمار زیادی ترموکوپل در راستای پوسته است نصب این ترموکوپل در طول پوسته و دسته لوله‌ها توزیع جریان را برهم زده و در این شرایط بررسی نقش بافل‌ها در توزیع جریان دشوار است. در شکل ۱۱ تا ۱۴ توزیع

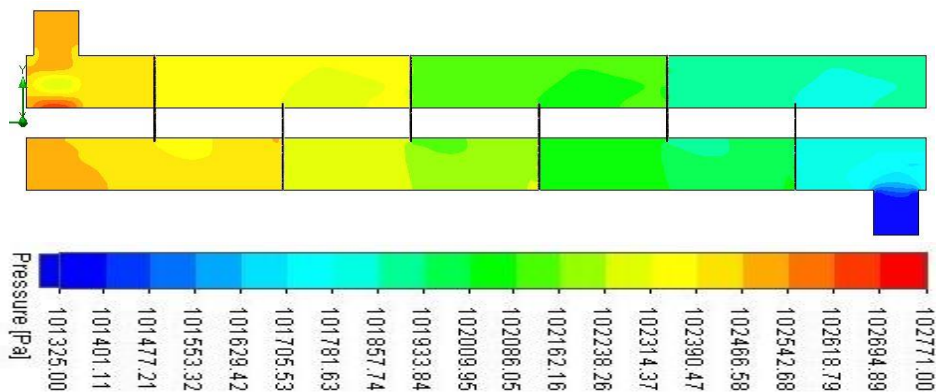
دما در سمت پوسته مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله با بافل قطاعی، قطاعی حفره‌دار، مارپیچ و مارپیچ حفره‌دار ارائه می‌گردد. با توجه به شکل ۱۱ و ۱۲ مربوط به بافل قطاعی، دما در منطقه مرده<sup>۱</sup> بالاتر از ناحیه مجاور آن است. این شرایط به دلیل گردابه‌های زیاد با سرعت بسیار کم در مناطق مرده (کم‌فشار) ایجاد می‌شود. هرچند سیال در این ناحیه توسط دسته لوله به سرعت گرم شده، اما مقدار (کمیت گرما) گرما را نمی‌توان به سرعت منتقل کرد. بنابراین به منطقه مرده جریان، منطقه مرده انتقال حرارت نیز گفته می‌شود. به دلیل سرعت بالای جریان در پنجره بافل‌های قطاعی، دمای این ناحیه کمتر از ناحیه مجاور آن است. در شکل ۱۴ بافل قطاعی حفره‌دار، با توزیع یکنواخت‌تر در سمت پوسته خصوصاً ناحیه پشت بافل‌ها، باعث حذف نواحی مرده و توزیع یکنواخت دما شده است.

### کانتور فشار

تأثیر حفره‌ها در کانتور فشار (شکل ۱۵ تا ۱۸) به‌وضوح نشان داده می‌شود. عملکرد بافل‌های حفره‌دار برای اضافه کردن یک مسیر طولی برای عبور جریان هست. هر چه مسیر جریان از ابتدا تا انتهای مسیر مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله در طول پوسته باشد نیروی کمتری برای انتقال جریان در طول پوسته نیاز می‌باشد. به همین خاطر ساختارهای حفره‌دار مارپیچ و قطاعی توزیع فشار یکنواخت‌تری مشاهده می‌شود. کاهش فشار روی دسته لوله‌ها و بافل‌ها در افزایش عمر قطعات (بافل‌ها و دسته لوله‌ها) این نوع مبادله‌کن‌ها تأثیر بسزایی دارد.

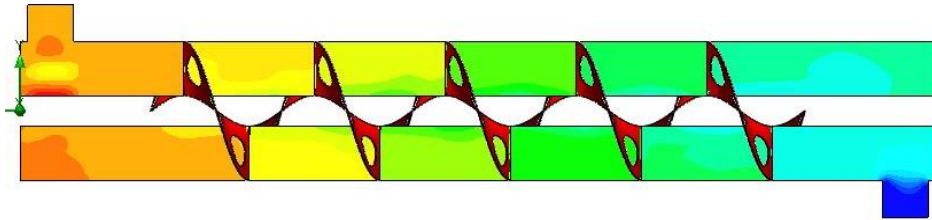


شکل ۱۵. کانتور فشار در دبی جرمی ۰/۵ کیلوگرم بر ثانیه برای بافل قطاعی.

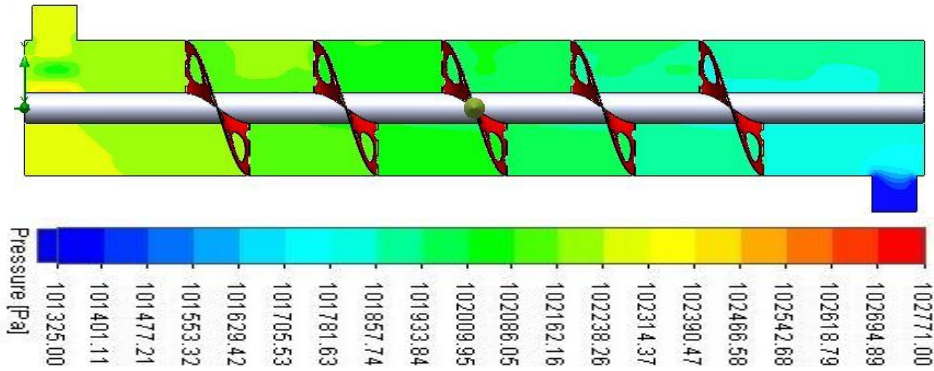


شکل ۱۶. کانتور فشار در دبی جرمی ۰/۵ کیلوگرم بر ثانیه برای بافل قطاعی.

<sup>1</sup> Dead zone



شکل ۱۷. کانتور فشار در دبی جرمی ۰/۵ کیلوگرم بر ثانیه برای بافل مارپیچ.



شکل ۱۸. کانتور فشار در دبی جرمی ۰/۵ کیلوگرم بر ثانیه برای بافل مارپیچ حفره‌دار.

### ضریب ارزیابی بهره‌وری

ضریب ارزیابی بهره‌وری ۱ به‌عنوان معیاری دقیق برای توصیف عملکرد مبادله‌کن‌های حرارتی معرفی شده‌است (معادله ۱۳).

$$EEC = \frac{Nu/Nu_0}{\frac{\Delta p}{\Delta p_0}} \quad (13)$$

در معادله ۱۳ عدد ناسلت به‌صورت بیان می‌شود:

$$Nu = \frac{hd_0}{\lambda} \quad (14)$$

در معادله ۱۴،  $h$  بیانگر ضریب انتقال حرارت جابجایی،  $d_0$  و  $\lambda$  به ترتیب معرف قطر خارجی لوله و ضریب انتقال حرارت هدایتی سیال سمت پوست است. ضریب انتقال حرارت جابجایی در معادله ۱۴ به‌صورت زیر بیان می‌شود:

$$h = \frac{\dot{Q}}{A\Delta T_m} \quad (15)$$

با توجه به معادله ۱۵، انتقال حرارت ( $\dot{Q}$ )، مساحت سطح تبادل انتقال حرارت (A)، اختلاف دمای متوسط لگاریتمی ( $\Delta T_m$ ) در ذیل محاسبه می‌گردد:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{s,out} - T_{s,in}) \quad (16)$$

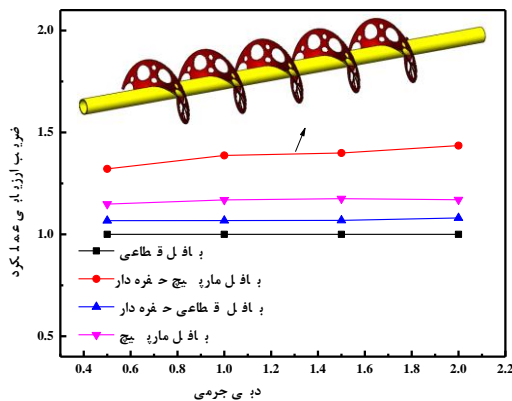
$$A = N\pi d_0 L \quad (17)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln(\Delta T_{max} / \Delta T_{min})} \quad (18)$$

$$\Delta T_{max} = T_{s,in} - T_w \quad (19)$$

$$\Delta T_{min} = T_{s,out} - T_w \quad (20)$$

در معادلات ۱۹ و ۲۰  $\Delta T_{max}$ ،  $\Delta T_{min}$ ،  $T_{s,in}$ ،  $T_{s,out}$ ،  $T_w$ ، n و L به ترتیب معرف بیشترین اختلاف دما سیال سمت پوسته، کمترین اختلاف دمای سیال سمت پوسته، دمای ورودی سیال سمت پوسته، دمای خروجی سیال سمت پوسته، دمای دیواره لوله، تعداد لوله و طول لوله می‌باشد. بر اساس شکل ۱۹ مؤلفه ضریب ارزیابی بهره‌وری با افزایش نرخ جریان جرمی سمت پوسته در محدوده ۰/۵ تا ۲ کیلوگرم بر ثانیه افزایش می‌یابد. با مقایسه تمام شکل‌ها، می‌توان نتیجه گرفت که بافل مارپیچ حفره‌دار به ترتیب با افزایش ۳۸/۷۵، ۱۸/۸۷، ۲۹/۳۷ درصدی نسبت به بافل قطاعی، مارپیچ و قطاعی حفره‌دار بالاترین عملکرد ترموهیدرولیکی را نشان می‌دهند. و می‌تواند جایگزین مناسبی برای مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله با بافل‌های قطاعی در شرایط کاری یکسان باشد. بافل‌های مارپیچ (بدون حفره) و قطاعی حفره‌دار به ترتیب با ۱۶/۵۵، ۷ درصد در رتبه‌های بعدی (نسبت به بافل قطاعی) قرار دارند. در واقع، ترکیب الگوهای جریان در سمت پوسته، عملکرد یکپارچه مبادله‌کن حرارتی را بهبود می‌بخشد.



شکل ۱۹. ضریب ارزیابی بهره‌وری.

## نتیجه‌گیری

در این تحقیق، در راستای هموار کردن مسیر جریان و حذف نواحی سکون (مرده)<sup>۱</sup> و افزایش عملکرد ترموهیدرولیکی مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته لوله، تأثیر ساختارهای حفره‌دار بافل‌های قطاعی و مارپیچ نسبت به حالت پایه مقایسه شد. با ارزیابی بافل‌های مختلف نتایج به صورت زیر بیان می‌شود: بافل‌های قطاعی و مارپیچ حفره‌دار به ترتیب باعث کاهش ۱۹/۷ و ۲۲/۷ درصدی افت فشار نسبت به حالت پایه شدند. در میان تمام مدل‌ها مطرح شده ساختارهای حفره‌دار عملکرد بهتری نسبت به حالت پایه ارائه دادند. با مقایسه فاکتور انتقال حرارت به افت فشار، بافل حفره‌دار مارپیچ بهترین عملکرد را از خود نشان داد. ساختارهای حفره‌دار با هموار کردن مسیر و حذف نواحی مرده (نواحی سکون) باعث کاهش رسوب و در نتیجه افزایش عمر این دستگاه‌ها می‌شوند. هر چه جریان در سمت پوسته به سمت طولی میل پیدا کند. ارتعاش روی دسته لوله‌ها کمتر می‌شود و این شرایط از ترک برداشتن لوله‌ها (تحت جریان‌های متناوب عرضی) در گذر زمان جلوگیری می‌کند. با مقایسه ضریب ارزیابی بهره‌وری مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله، بافل قطاعی مارپیچ حفره‌دار با افزایش ۴۳/۰۴ عملکرد ترموهیدرولیکی نسبت به بافل قطاعی ساده بهترین عملکرد را در بین مدل‌های مطالعه شده ارائه داد.

## References

- [1] Zhang, J-F., Li, B., Huang, W-J., Lei, Y-G., He, Y-L., & Tao, W-Q. (2009). 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*, 64(8), 1643-1653. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2008.12.018>
- [2] Uosofvand, H., Abbasian Arani, A. A., & Arefmanesh, A. (2017). Effect of baffle orientation on shell tube heat exchanger performance. *Journal of Heat and Mass Transfer Research*, 4(2), 83-90. <https://doi.org/10.22075/jhmtr.2017.1577.1104>
- [3] Heydari, A., Shateri, M., & Sanjari, S. (2018). Numerical analysis of a small size baffled shell-and-tube heat exchanger using different nano-fluids. *Heat transfer engineering*, 39(2), 141-153. <https://doi.org/10.1080/01457632.2017.1288052>
- [4] Lutchka, J., & Nemcansky, J. (1990). Performance improvement of tubular heat exchangers by helical baffles. *Chemical Engineering Research and Design*, 68(3), 263-270. <http://www.osti.gov/etdeweb/biblio/6452867>
- [5] Dong, C., Chen, Y-P., & Wu, J-F. (2014). Influence of baffle configurations on flow and heat transfer characteristics of trisection helical baffle heat exchangers. *Energy conversion and management*, 88, 251-258. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.08.005>
- [6] Wenjing, D., Hongfu, W., & Cheng, L. (2014). Effects of Shape and Quantity of Helical Baffle on the Shell-side Heat Transfer and Flow Performance of Heat Exchangers. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 22(3), 243-251. [http://dx.doi.org/10.1016/S1004-9541\(14\)60041-0](http://dx.doi.org/10.1016/S1004-9541(14)60041-0)
- [7] Bahiraei, M., Naseri, M., & Monavari, A. (2021). A second law analysis on flow of a nanofluid in a shell-and-tube heat exchanger equipped with new unilateral ladder type helical baffles. *Powder Technology*, 394(12), 234-249. <https://doi.org/10.1016/j.po.wtec.2021.08.040>
- [8] Bahiraei, M., Naseri, M., & Monavari, A. (2021). A CFD study on thermohydraulic characteristics of a nanofluid in a shell-and-tube heat exchanger fitted with new unilateral ladder

<sup>۱</sup> نواحی مستعد رسوب



- type helical baffles. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 124, 105248. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105248>
- [9] Chen, D., Zhang, R., Cao, X., Chen, L., & Fan, X. (2021). Numerical investigation on performance improvement of latent heat exchanger with sextant helical baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 178, 121606. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121606>
- [10] Wang, Q., Chen, Q., Chen, G., & Zeng, M. (2009). Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(5-6), 1214-1222. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.09.009>
- [11] Arani, A. A. A., & Uosofvand, H. (2020). Improving shell and tube heat exchanger thermohydraulic performance using combined baffle. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 30(8), 4119-4140. <http://dx.doi.org/10.1108/HFF-06-2019-0514>
- [12] Gu, X., Luo, Y., Xiong, X., Wang, K., & Wang, Y. (2018). Numerical and experimental investigation of the heat exchanger with trapezoidal baffle. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, 598-606. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.07.045>
- [13] Liu, Y., Wen, J., Wang, S., & Tu, J. (2021). Numerical investigation on the shell and tube heat exchanger with baffle leakage zones blocked. *International Journal of Thermal Sciences*, 165, 106959. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.106959>
- [14] Mukherjee, R. (1992). Use double-segmental baffles in shell-and-tube heat exchangers. *Chemical engineering progress*, 88(11), 47-51. <https://pascal-francis.inist.fr/vibad/index.php?action=getRecordDetail&idt=4421099>
- [15] Wang, X., Zheng, N., Liu, P., Liu, Z., & Liu, W. (2017). Numerical investigation of shell side performance of a double shell side rod baffle heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108, 2029-2039. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.01.055>
- [16] Sun, Z. (2004). Nuclear power equipment. Harbin, Harbin engineering university publication, 77-80.
- [17] Wang, K., Bai, C., Wang, Y., & Liu, M. (2019). Flow dead zone analysis and structure optimization for the trefoil-baffle heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 140(5), 127-134. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.02.044>
- [18] Wang, D., Wang, H., Xing, J., & Wang, Y. (2021). Investigation of the thermal-hydraulic characteristics in the shell side of heat exchanger with quatrefoil perforated plate. *International Journal of Thermal Sciences*, 159, 106580. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106580>
- [19] Wang, D., Wang, K., Wang, Y., Bai, C., & Liu, M. (2017). Numerical and experimental investigation of the shell side characteristics of the trefoil-hole baffle heat exchanger. *Heat Transfer Research*, 48(1), 81-95. <http://dx.doi.org/10.1615/HeatTransRes.2016011666>
- [20] Chen, J., Li, N., Ding, Y., Klemeš, J. J., Varbanov, P. S., Wang, Q., & Zeng, M. (2020). Experimental thermal-hydraulic performances of heat exchangers with different baffle patterns. *Energy*, 205(21), 118066. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118066>
- [21] El Maakoul, A., Lankizi, A., Saadeddine, S., El Metoui, M., Zaite, A., Meziane, M., & Abdallah, A. B. (2016). Numerical comparison of shell-side performance for shell and tube

- heat exchangers with trefoil-hole, helical and segmental baffles. *Applied Thermal Engineering*, 109, 175-185. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.067>
- [22] Ozden, E., & Tari, I. (2010). Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. *Energy conversion and management*, 51(5), 1004-1014. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.12.003>
- [23] Shih, T-H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J. J. C., & fluids. (1995). A new k-ε eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows. 24(3), 227-238. [https://doi.org/10.1016/0045-7930\(94\)00032-T](https://doi.org/10.1016/0045-7930(94)00032-T)
- [24] Launder, B. E., & Spalding, D. B. (1974). The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3(2), 269-289. [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(74\)90029-2](https://doi.org/10.1016/0045-7825(74)90029-2)