



Effect of Elliptical Cylinder Arrangement on Turbulent Flow and Heat Transfer in Horizontal Channels

Diyar Azizi¹, Mehrdad Malekzadeh*², Ramin Ghasemi Asl³

1. Ph.D. Student, Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Tehran, Iran.
2. Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Tehran, Iran.
3. Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Tehran, Iran.

Abstract

In this study, the turbulent flow behavior in a horizontal channel containing elliptical cylinders with aspect ratio 0.45 and 0.5 and Reynolds number 5000 has been studied. Also, by using the finite element method to solve heat and fluid equations, the effect of parameters such as heat transfer rate, Nusselt number, temperature distribution and velocity distribution on fluid flow has been investigated. The results of this study show that the presence of cylinders increases the vortices and changes the flow patterns from symmetrical to asymmetrical. Also, as the Reynolds number increases, the flow becomes increasingly turbulent and the rotating mechanics of the cylinders contribute to a different distribution of temperature and velocity. In the investigation of the flow around elliptical cylinders, it has been observed that the temperature maximum point occurs between the third and fourth cylinders in the case of constant properties and behind the fifth cylinder in the case of variable properties. Also, the fluid velocity has a greater effect on the heat transfer rate than the heat exchange surface. Reducing the aspect ratio leads to a decrease in the amount of heat transfer in the turbulent flow, and the temperature contours in this flow are more uniform, which is due to the mixing and transverse vibrations of the turbulent flow. These findings can help to improve the design of heat transfer and flow control systems in engineering applications.

Keywords

Circular Cylinders
Elliptical Cylinders
Fluid Heat Flow
Steady and Transient Flow
Vortex

Received: 09.03.2024

Revised: 10.20.2024

Accepted: 10.26.2024

*Corresponding Author

Mehrdad Malekzadeh

Email

hamed.kavosh@gmail.com

1- Introduction

The results and discussions section provides a comprehensive analysis of the simulation outcomes. It is noteworthy that non-dimensional time is employed in this study to standardize results and facilitate direct comparison between different conditions. By non-dimensional time, the effects of time and velocity measurement units are neutralized, making the simulation results comparable. Time is defined as a non-dimensional variable using the equation where t represents real-time in seconds, U_{∞} is the free-stream velocity in m/s, and L is the channel length in meters. The selected time intervals range uniformly from $t=0$ to $t=1$ second, chosen to effectively capture the dynamic temperature changes and the effects of

elliptical cylinder arrangement on turbulent flow and heat transfer within the channel.

According to the findings, the highest temperature point under constant properties was found between the third and fourth cylinders, whereas variable property considerations indicated this peak occurring behind the fifth cylinder. It was observed that the fluid velocity exerted a more profound impact on the heat transfer rates compared to the heat exchange surface area. A notable decrease in the aspect ratio resulted in an overall reduction of heat transfer significantly within the turbulent regime; however, the temperature contour displayed a more uniform distribution due to the mixing and



crossflow oscillations prevalent in turbulent flows. The analysis of the results yielded from simulations demonstrated that the configuration of the elliptical cylinders considerably influenced the characteristics of turbulent flow and heat transfer efficiency within the horizontal channels. Notably, the aligned arrangement of cylinders led to increased interactions and mixing, resulting in the highest heat transfer coefficients. In contrast, more arbitrary arrange bearings exhibited lower thermal performance, underpinning the critical role of geometric configuration within turbulence.

2- The problem study

In the turbulent flow scenario with an aspect ratio of 0.5, dynamics showcased significant variations. A Reynolds number set at 5000 established a state of fully turbulent flow, prompting an examination of how the arrangement of elliptical cylinders impacted the formation of vortices, lift coefficients, local and mean Nusselt numbers, as well as temperature and velocity distributions over time. The simulation yielded distinct velocity contour variations reflecting a non-symmetrical flow due to the dominance of inertial forces over viscous forces, thereby fostering the occurrence of flow separation. The velocity contour results indicated the highest velocity beneath the fifth cylinder, marked by increased vortex formation, which correlates with the dynamic increase in fluid speed and the diminishing influence of viscous forces leading to flow separation. This distribution revealed a stark contrast behind the cylinders where velocity significantly decreased, attributed to the pressure drops and drag forces generated.

3- Result

The findings further emphatically illustrated that, as the Reynolds number rose, the flow transitioned from a temporarily symmetrical state to an unsteady and asymmetric behavior behind the cylinders. Notably, low Reynolds numbers yielded symmetrical vortex formations, but as values increased, vortices transitioned into a turbulent chaotic state. Furthermore, the interactions due to cylinder rotations and increased spacing resulted in diminished fluid speeds in certain regions,

particularly between the fourth and fifth cylinders, with a minimal overall impact on heat transfer rates, as the reductions in speed were not sufficiently substantial to alter thermal dynamics significantly. In contrast, when assessing turbulent flow within a channel using an aspect ratio of 0.45, a comparative examination concerning heat transfer parameters—such as temperature distribution, Nusselt numbers (local and averaged), and fluid velocity distribution—was executed. Although the Reynolds number remained fixed at 5000, outcomes indicated that increasing this dimensionless number mitigated some aspect ratio influences. In broad strokes, parameters such as speed, temperature distribution, and Nusselt numbers were diminished compared to the 0.5 aspect scenario, revealing that the rotary motions of the cylinders adversely influenced the flow dynamics behind subsequent cylinders.

Evidently, the investigation into the turbulent flow indicated that increased velocity engendered flow separation over the cylinder clusters, leading to the formation of larger vortices. However, cylinder rotations and spacing inversely correlated with flow speed, resulting in smaller vortices and reduced turbulence, thereby lessening heat transfer rates due to diminished momentum exchange across fluid layers. The aspect ratio of 0.45 emerged as a geometric parameter significantly shaping flow patterns and vortex formations. The temperature distribution in a turbulent regime also demonstrated elevated heat transfer rates compared to steady-state conditions. However, this was less pronounced when set against the 0.5 aspect ratio scenario, showcasing how the flow behind cylinders was influenced adversely by the lower aspect ratios considered. In summary, changes in the aspect ratios meticulously affected flow fields and thermal dynamics, paving the path for optimization in the design of cooling channels and heat exchanger systems. The findings indicate that the interplay between geometric shapes, arrangements, and flow conditions are pivotal in determining heat transfer efficiency across engineering applications, underscoring the importance of optimizing aspect ratios for enhanced thermal performance. Thus, investigation of turbulent flows around elliptical

cylinders in a controlled environment delineates critical insights underlying the importance of geometry in fluid dynamics and heat transfer evaluations. The cascading effects of aspect ratios and Reynolds number influence significantly necessitate further studies aimed at comprehensive understanding and application in engineering designs. The overall revelations from the present study contribute invaluable knowledge to the ongoing efforts in optimizing thermal systems, ultimately enhancing the functionality and efficiency in various practical settings across industrial domains.

4- References

- [1] Yadegari, M. and A. Bak Khoshnevis, Numerical and experimental study of characteristics of the wake produced behind an elliptic cylinder with trip wires. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, 2021. 45: p. 265-285.
- [2] Yadegari, M., A. Bak Khoshnevis, and M. Boloki, An experimental investigation of the effects of helical strakes on the characteristics of the wake around the circular cylinder. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, 2023. 47(1): p. 67-80.
- [3] Sadeghi, M., M. Yadegari, and A.B. Khoshnevis, Numerical investigation of the flow characteristics around two sequential cylinders with circular and square cross-sections. *Journal of Marine Science and Technology*, 2024: p. 1-18.
- [4] Mansouri, Z., M. Yadegari, and A. Bak Khoshnevis, Numerical investigation of the effects of installing four trip wires with different diameters on the mean and fluctuation velocities and characteristics of the wake around the circular cylinder. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2023. 45(9): p. 459.
- [5] Aslan, E., et al., Numerical and experimental investigation of tube bundle heat exchanger arrangement effect on heat transfer performance in turbulent flows. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 2023. 43(2): p. 175-190.
- [6] Brodnianská, Z. and S. Kotšmíd, Heat transfer enhancement in the novel wavy shaped heat exchanger channel with cylindrical vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 2023. 220: p. 119720.



تأثیر چیدمان سیلندر بیضوی بر جریان آشفته و انتقال حرارت در کانال های افقی

دیار عزیزی^۱، مهرداد ملک زاده^{۲*}، رامین قاسمی اصل^۳

۱- دانشجوی دکترا، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران غرب، تهران، ایران.

۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران غرب، تهران، ایران.

۳- دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران غرب، تهران، ایران.

چکیده

کلمات کلیدی

سیلندره‌های بیضوی
جریان حرارت و سیالات
جریان آشفته
گردابه
ضریب منظر

در این مطالعه، رفتار جریان آشفته در یک کانال افقی حاوی سیلندره‌های بیضوی با ضریب منظر ۰.۴۵ و ۰.۵ و عدد رینولدز ۵۰۰۰ مورد مطالعه قرار گرفته است. همچنین، با استفاده از روش اجزا محدود برای حل معادلات حرارت و سیالات، تأثیر پارامترهایی مانند میزان انتقال حرارت، عدد ناسلت، توزیع دما و توزیع سرعت بر جریان سیال مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج این مطالعه نشان می‌دهد که حضور سیلندرها باعث افزایش گردابه‌ها و تغییر الگوهای جریان از متقارن به نامتقارن می‌شود. همچنین، با افزایش عدد رینولدز، جریان به‌طور فزاینده‌ای آشفته شده و مکانیک چرخشی سیلندرها به توزیع متفاوت دما و سرعت کمک می‌کند. در بررسی جریان حول سیلندره‌های بیضوی، مشاهده شده است که نقطه ماکزیمم دمای در حالت خواص ثابت بین سیلندر سوم و چهارم و در حالت خواص متغیر پشت سیلندر پنجم رخ می‌دهد. همچنین، سرعت سیال تأثیر بیشتری بر میزان انتقال حرارت نسبت به سطح تبادل حرارتی دارد. کاهش ضریب منظر منجر به کاهش میزان انتقال حرارت در جریان مغشوش می‌شود و کانتورهای دما در این جریان یکنواخت‌تر هستند که به علت اختلاط و ارتعاشات عرضی جریان آشفته است. این یافته‌ها می‌توانند به بهبود طراحی سیستم‌های انتقال حرارت و کنترل جریان در کاربردهای مهندسی کمک کنند.

دریافت مقاله: ۱۴۰۳/۰۶/۱۳

بازنگری مقاله: ۱۴۰۳/۰۷/۲۹

پذیرش مقاله: ۱۴۰۳/۰۸/۰۵

*نویسنده مسئول

مهرداد ملک زاده

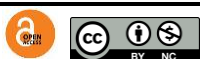
ایمیل

hamed.kavosh@gmail.com

۱- مقدمه

انتقال حرارت تأثیر می‌گذارد. به‌عنوان مثال، نگ و همکاران [۱۱] جریان آرام جابجایی آزاد دو سیال نیوتنی و غیر نیوتنی در یک سیلندر بیضوی ایزوترمال افقی را بررسی کرده‌اند. آن‌ها همچنین از قانون ویسکوزیته بهبودیافته برای تعیین خواص سیال غیر نیوتنی استفاده کردند. پارامترهای مورد بررسی در کارشان شامل ضرایب اصطکاک محلی و نرخ انتقال حرارت از سطح سیلندر (عدد ناسلت محلی) به‌عنوان تابعی از زاویه سیلندر بیضوی با ضریب منظرهای مختلف بوده است. ضرایب اصطکاک محلی برای سیال غیر نیوتنی بیشتر از سیال نیوتنی گزارش شده است. همچنین، مقدار انتقال حرارت کل برای سیلندر بیضوی با موقعیت ضعیف‌تر بیشتر از حالت ضخیم بوده است. یافته‌های آن‌ها نشان می‌دهد که رفتار نازک شدن برشی متفاوت به‌طور قابل توجهی بر الگوهای جریان و توزیع دما تأثیر می‌گذارد و منجر به بهبود عملکرد حرارتی در کاربردهای عملی می‌شود. در یک مطالعه

انتقال حرارت در جریان سیال یک جنبه ضروری مدیریت حرارتی در سیستم‌های مهندسی است [۳-۱۱]. پیکربندی هندسی اجسام، مانند سیلندرها، نقشی محوری در تأثیرگذاری بر الگوهای جریان، ضرایب انتقال حرارت و عملکرد کلی حرارتی ایفا می‌کند [۶-۴]. درحالی‌که سیلندره‌های دایروی به‌طور گسترده مورد بررسی قرار گرفته‌اند، سیلندره‌های بیضوی نسبت ابعاد منحصر به فردی را ارائه می‌دهند که می‌تواند دینامیک جریان و ویژگی‌های انتقال حرارت متفاوتی را ارائه دهد [۷]. مطالعات قبلی [۹-۷] نشان داده‌اند که شکل و آرایش سیلندرها به‌طور قابل توجهی بر دینامیک جریان تأثیر می‌گذارد. به‌عنوان مثال، سیلندره‌های دایروی به‌طور گسترده در تجزیه و تحلیل شرایط جریان آرام و آشفته استفاده شده است [۱۰]. مقایسه نشان می‌دهد که سیلندره‌های بیضوی رفتارهای جدایش جریان و تشکیل گردابه‌ها را بهبود می‌دهند که به نوبه خود بر نرخ



مشابه، سئو و همکاران [۱۲] اثر اندازه سیلندر بیضوی بر میزان انتقال حرارت در یک کانال مستطیلی را بررسی کرده‌اند. آن‌ها از روش شرط مرزی غرق‌شده برای تعیین مرز دیوار سیلندر در روش حجم محدود استفاده کردند. محدوده عدد رینولدز آن‌ها بین ۱۰۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰۰ بوده است. نتایج آن‌ها نشان داد که مقدار انتقال حرارت وابسته به شعاع سیلندر بیضوی است. یافته‌های آن‌ها تأیید کرد که پیکربندی هندسی به‌طور قابل‌توجهی بر راندمان انتقال حرارت همرفتی تأثیر می‌گذارد. ویجی و همکاران [۱۳] ارتعاش عرضی ناشی از جریان بر روی یک سیلندر بیضوی با ضریب منظرهای مختلف را بررسی کردند. سیلندر مورد مطالعه آن‌ها به یک ارتعاش در جهت جریان سیال محدود شده بود و عدد رینولدز را ثابت و برابر با ۱۰۰ در نظر گرفتند. ضریب منظر در کار آن‌ها از ۰.۱ تا ۱ متغیر بود. نتایج آن‌ها نشان داد که پاسخ‌گویی سیلندر بیضوی با ضریب منظر ۰.۱ تقریباً دو برابر مدل مشابه با سیلندر دایروی بوده است. آن‌ها گزارش کردند که افزایش نسبت سطح سیلندر بیضوی به‌طور کلی باعث ایجاد ارتعاشات و گردابه‌های بزرگ‌تر می‌شود. اونگ و همکاران [۱۴] جریان‌های عدد رینولدز بالا را در رژیم‌های اعداد رینولدز فوق بحرانی بر روی یک سیلندر دایروی با استفاده از مدل ناویر-استوکس میانگین‌گیری شده رینولدز ناپایدار بررسی کردند. تمرکز این مطالعه ارزیابی این موضوع بود که آیا مدل برای طراحی تحت این شرایط جریان قابل‌استفاده است یا خیر. طبق نتایج آنها مشخص شد که مدل آنها به دلیل ناهمسانگردی تلاطم در چنین جریان‌هایی، خطاهایی را ایجاد می‌کند. کراوچنکو و معین [۱۵] از مدل‌های شبیه‌سازی گردابی بزرگ بر اساس (۱) یک مدل دینامیکی در مقیاس زیر شبکه (۲) یک مدل استاندارد اسماگورینسکی و (۳) بدون استفاده از یک مدل دینامیکی در مقیاس زیر شبکه استفاده کردند. نتایج آنها نشان داد که پیش‌بینی پارامترهای کلیدی جریان با مطالعات قبلی با استفاده از مدل دینامیکی در مقیاس زیر شبکه در مقایسه با بقیه مدل‌ها مطابقت بهتری داشته است، اگرچه تأثیر مدل بر روی بهبود نتایج چندان چشمگیر نبوده است. پارک و همکاران [۱۶] همچنین از مدل دینامیکی برای محفظه سیلندر دایروی استفاده کردند و نتیجه گرفتند که در مقایسه با مدل اسماگورینسکی بهتر عمل می‌کند، اما تفاوت‌ها معنی‌دار نبودند. پانوندو و همکاران [۱۷] از روش گردابه‌های بزرگ با شبکه‌های ظریف برای پیش‌بینی جریان در اطراف یک سیلندر دایروی استفاده کردند و پیش‌بینی‌های خود را با نتایج تجربی که آن‌ها نیز به دست آورده بودند مقایسه کردند. در واقع، تطابق با سرعت آزمایشی و پروفیل‌های مؤلفه تنش رینولدز به‌طور

مشابه، سئو و همکاران [۱۲] اثر اندازه سیلندر بیضوی بر میزان انتقال حرارت در یک کانال مستطیلی را بررسی کرده‌اند. آن‌ها از روش شرط مرزی غرق‌شده برای تعیین مرز دیوار سیلندر در روش حجم محدود استفاده کردند. محدوده عدد رینولدز آن‌ها بین ۱۰۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰۰ بوده است. نتایج آن‌ها نشان داد که مقدار انتقال حرارت وابسته به شعاع سیلندر بیضوی است. یافته‌های آن‌ها تأیید کرد که پیکربندی هندسی به‌طور قابل‌توجهی بر راندمان انتقال حرارت همرفتی تأثیر می‌گذارد. ویجی و همکاران [۱۳] ارتعاش عرضی ناشی از جریان بر روی یک سیلندر بیضوی با ضریب منظرهای مختلف را بررسی کردند. سیلندر مورد مطالعه آن‌ها به یک ارتعاش در جهت جریان سیال محدود شده بود و عدد رینولدز را ثابت و برابر با ۱۰۰ در نظر گرفتند. ضریب منظر در کار آن‌ها از ۰.۱ تا ۱ متغیر بود. نتایج آن‌ها نشان داد که پاسخ‌گویی سیلندر بیضوی با ضریب منظر ۰.۱ تقریباً دو برابر مدل مشابه با سیلندر دایروی بوده است. آن‌ها گزارش کردند که افزایش نسبت سطح سیلندر بیضوی به‌طور کلی باعث ایجاد ارتعاشات و گردابه‌های بزرگ‌تر می‌شود. اونگ و همکاران [۱۴] جریان‌های عدد رینولدز بالا را در رژیم‌های اعداد رینولدز فوق بحرانی بر روی یک سیلندر دایروی با استفاده از مدل ناویر-استوکس میانگین‌گیری شده رینولدز ناپایدار بررسی کردند. تمرکز این مطالعه ارزیابی این موضوع بود که آیا مدل برای طراحی تحت این شرایط جریان قابل‌استفاده است یا خیر. طبق نتایج آنها مشخص شد که مدل آنها به دلیل ناهمسانگردی تلاطم در چنین جریان‌هایی، خطاهایی را ایجاد می‌کند. کراوچنکو و معین [۱۵] از مدل‌های شبیه‌سازی گردابی بزرگ بر اساس (۱) یک مدل دینامیکی در مقیاس زیر شبکه (۲) یک مدل استاندارد اسماگورینسکی و (۳) بدون استفاده از یک مدل دینامیکی در مقیاس زیر شبکه استفاده کردند. نتایج آنها نشان داد که پیش‌بینی پارامترهای کلیدی جریان با مطالعات قبلی با استفاده از مدل دینامیکی در مقیاس زیر شبکه در مقایسه با بقیه مدل‌ها مطابقت بهتری داشته است، اگرچه تأثیر مدل بر روی بهبود نتایج چندان چشمگیر نبوده است. پارک و همکاران [۱۶] همچنین از مدل دینامیکی برای محفظه سیلندر دایروی استفاده کردند و نتیجه گرفتند که در مقایسه با مدل اسماگورینسکی بهتر عمل می‌کند، اما تفاوت‌ها معنی‌دار نبودند. پانوندو و همکاران [۱۷] از روش گردابه‌های بزرگ با شبکه‌های ظریف برای پیش‌بینی جریان در اطراف یک سیلندر دایروی استفاده کردند و پیش‌بینی‌های خود را با نتایج تجربی که آن‌ها نیز به دست آورده بودند مقایسه کردند. در واقع، تطابق با سرعت آزمایشی و پروفیل‌های مؤلفه تنش رینولدز به‌طور

اصلا و همکاران [۱۹] به بررسی عددی و تجربی تأثیر آرایش مبدل حرارتی دسته‌ای لوله بر عملکرد انتقال حرارت در جریان‌های آشفته پرداختند. در مطالعه آن‌ها از روش حجم محدود برای شبیه‌سازی عددی استفاده شده است. آن‌ها همچنین از ضرایب نسبت برای کاهش زمان محاسبات استفاده کردند. در مطالعه آن‌ها عدد رینولدز از ۹۸۹ به ۶۳۵۲ تغییر یافته است، در حالی که عدد پراوندتل ۰.۷۰ باقی‌مانده است. آن‌ها گزارش کردند که مقادیر ناسلت و ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز در تمام پیکربندی‌های هندسی افزایش می‌یابند. طبق نتایج به‌دست‌آمده از مطالعه آن‌ها، با کاهش فاصله بین ردیف‌ها، عدد ناسلت و افت فشار به ترتیب اثرات منفی و مثبت را تجربه می‌کنند. برودنیاوسکا و همکاران [۲۰] به بررسی افزایش انتقال حرارت در کانال مبدل حرارتی موج‌دار با مولدهای گردابه استوانه‌ای پرداختند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که قرار دادن مولدهای گردابه استوانه‌ای در کانال‌های مورد بررسی برای دستیابی به انتقال حرارت کارآمدتر و در نتیجه کاهش مصرف انرژی مؤثر بوده است. کونیجی و همکاران [۲۱] به تجزیه و تحلیل با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی جهت بررسی انتقال حرارت توسط همرفت آزاد بر روی یک استوانه عمودی با پره‌های دایروی با مقطع مثلثی پرداختند. آن‌ها گزارش کردند که نرخ انتقال حرارت از آرایه باله‌ها در هر دو رژیم آرام و آشفته با مقادیر بالاتر نسبت قطر باله‌های

چیدمان‌های مختلف سیلندره‌های بیضوی بر جریان مغشوش و انتقال حرارت پرداخته است. نتایج این مطالعه در بهینه‌سازی طراحی مبدل‌های حرارتی و سیستم‌های خنک‌کننده صنعتی که از کانال‌های افقی استفاده می‌کنند، مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۲- بیان مسئله

هندسه مورد مطالعه در این مقاله شامل یک کانال دوبعدی مستطیلی شکل است که در داخل آن سیلندره‌های بیضوی شکل قرار داده شده‌اند. در این مطالعه، کانال به صورت افقی و مشتمل بر ۵ عدد سیلندر بیضوی می‌باشد. کانال دارای طول ۲۳ واحد بوده و از مختصات ۱۲- در دهنه ورودی شروع شده و تا مختصات ۱۱+ در دهنه خروجی پایان می‌پذیرد. سیلندره‌های بیضوی در نیمه اول سمت چپ کانال قرار گرفته و مراکز آن‌ها از مختصات افقی $y=0$ کانال عبور می‌کند. کل عرض کانال نیز ۴ واحد بوده که سیلندرها در مرکز این عرض واقع شده‌اند. سیلندر اول به فاصله ۱/۵ واحد از دهنه ورودی قرار گرفته و فاصله مراکز سیلندرها از یکدیگر مساوی و برابر ۲ واحد می‌باشد. زاویه چرخش هر سیلندر نیز نسبت به سیلندر قبلی ۲۲/۵ درجه بوده که برای سیلندر اول زاویه صفر و برای سیلندر پنجم ۹۰ درجه می‌باشد. سیلندره‌های بیضوی دارای اندازه‌هایی برابر بوده، به گونه‌ای که قطر بزرگ سیلندر ۱/۴ واحد و قطر کوچک سیلندر ۰/۷ می‌باشد. مشخصات فیزیکی و مختصات طولی و عرضی مسئله دسته سیلندره‌های بیضوی در کانال افقی در شکل ۱ نشان داده شده است. همچنین مشخصات فیزیکی و مختصات طولی و عرضی مسئله نیز در جدول ۱ آورده شده است.

جدول ۱. مشخصات فیزیکی و مختصات طولی و عرضی مسئله

علائم	عنوان	اندازه
a	قطر کوچک سیلندر بیضوی (cm)	۰/۷
b	قطر بزرگ سیلندر بیضوی (cm)	۱/۴
c	عرض دهنه ورودی (cm)	۴
d	طول کانال (cm)	۲۳
e	فاصله دهنه ورودی از اولین سیلندر بیضوی (cm)	۱/۵
f	فاصله ابتدای سیلندر بیضوی از لبه پایینی کانال (cm)	۲
g	فاصله دو سیلندر بیضوی از یکدیگر (cm)	۲

بی‌بعد و فواصل بی‌بعد آن‌ها افزایش می‌یابد. علی و همکاران [۲۲] به مطالعه اتلاف گرما و جریان سیال در چاه حرارتی مجهز به باله‌های نیمه بیضوی پرداختند. آن‌ها گزارش کردند که استفاده از باله‌های نیمه بیضوی منجر به بهبود قابل توجهی در انتقال حرارت می‌شود. راندمان به دست آمده در مطالعه آن‌ها در مقایسه با چاه‌های حرارتی معمول، به دلیل افزایش سطح همرفتی و آشفتگی جریان بهبود یافته است.

بهارا و همکاران [۲۳] در مطالعه خود به بررسی انتقال دنباله بر روی یک سیلندر دایروی شکل پرداختند. در مطالعه آن‌ها از یک رویکرد عددی المان محدود تثبیت شده استفاده شده است. یافته‌های آن‌ها نشان می‌دهد که انتقال به جریان سه‌بعدی از طریق بی‌ثباتی حالت A در عدد رینولدز ۲۰۰ رخ می‌دهد که در ابتدا با ساختارهای حالت A پایدار مشخص می‌شود که بعداً به دلیل ظهور نابجایی‌های گردابی که دوره تناوب گسترده‌ای را مختل می‌کنند، بدتر می‌شوند. جریان این نابجایی‌ها که به صورت دوره‌ای ظاهر می‌شوند و ناپدید می‌شوند، با نوسانات فرکانس ریزش گردابه همراه هستند و منجر به ضرایب آیرودینامیکی پایین‌تر، از جمله تغییرات درگ و لیفت می‌شوند. مطالعه آن‌ها همچنین نشان داد که این ساختارها منجر به کاهش شدید فرکانس اساسی و مدولاسیون دامنه می‌شود. سلیمی پور و همکاران [۲۴] در مطالعه‌ای به بررسی جریان سیال و ویژگی‌های انتقال حرارت یک سیلندر بیضوی افقی تحت اثر شناوری حرارتی پرداختند. آن‌ها گزارش کردند که عایق‌بندی قسمت زیرین سیلندر عملکرد آیرودینامیکی را بهبود می‌بخشد در حالی که مصرف انرژی حرارتی را در مقایسه با یک سیلندر کاملاً هم‌دمای کاهش می‌دهد. یافته‌های مطالعات دیگر نشان داد که با افزایش زاویه حمله، ضریب درگ افزایش می‌یابد. مطالعات مشابه دیگری نیز در این زمینه انجام شده است که نتایج مشابهی را گزارش کرده‌اند [۲۷-۲۵].

باین‌حال، عدد ریچاردسون تأثیر کمی بر ضریب درگ داشت. مطالعات موجود عمدتاً بر روی هندسه‌های دایروی یا معمولی متمرکز شده‌اند و اثرات خاص چیدمان سیلندره‌های بیضوی بر جریان مغشوش و انتقال حرارت در کانال‌های افقی کمتر مورد بررسی قرار گرفته است. این مطالعه باهدف پر کردن این خلأ علمی، به بررسی دقیق تأثیرات چیدمان‌های مختلف سیلندره‌های بیضوی بر رفتار جریان مغشوش و انتقال حرارت می‌پردازد. در این مطالعه، رفتار گردابه‌ها و تغییر الگوهای جریان از حالت متقارن به نامتقارن به دقت مورد بررسی قرار گرفته است. این پژوهش با تحلیل دقیق تغییرات در ساختارهای گردابه‌ای و الگوهای جریان، به درک بهتر از چگونگی تأثیر

تنظیم شده است تا جریان آزادانه خارج شود. برای دیواره‌های کانال شرط مرزی عدم لغزش با دمای ثابت در نظر گرفته شده است. همچنین، برای سطوح سیلندره‌های بیضوی شرط مرزی عدم لغزش با شرط دمای آدیاباتیک در نظر گرفته شده است تا گرادیان سرعت در مرزهای جامد را به‌طور دقیق نشان دهد.

۳- معادلات حاکم

به‌طور کل، معادلات حاکم بر جریان سیال بر روی دسته سیلندرها توسط معادلات دیفرانسیل جزئی که از قوانین بقای جرم و ممنتوم (ناویر-استوکس) استخراج شده‌اند تعیین می‌شوند. برای جریان پایا، لزج و تراکم ناپذیر، معادلات ممنتوم و پیوستگی برای به دست آوردن میدان سرعت و توزیع فشار در محدوده موردنظر با توجه به شرایط مرزی مناسب حل می‌شوند. از آنجایی که در این مقاله کانال موردنظر دوبعدی در نظر گرفته شده است، معادلات مربوطه در حالت دوبعدی استفاده می‌شود [۲۸].

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

معادله ممنتوم در جهت X:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

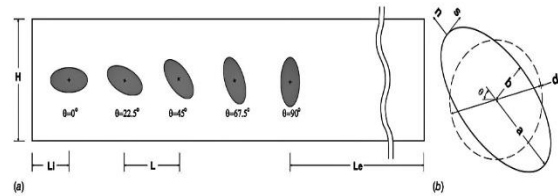
معادله ممنتوم در جهت Y:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

که در معادلات بالا، u و v مؤلفه‌های سرعت در جهت X و Y به ترتیب هستند. همچنین، چگالی، فشار سیال و ویسکوزیته دینامیکی هستند. در این مقاله فرض شده است که جریان تراکم ناپذیر است. معادلات حاکم ۱ تا ۳ برای محدوده شکل ۱ در نرم‌افزار کامسول مورد استفاده قرار گرفته است. همچنین، در این مقاله از پارامتری تحت عنوان ضریب منظر استفاده شده است که از رابطه زیر تعریف می‌شود [۲۹].

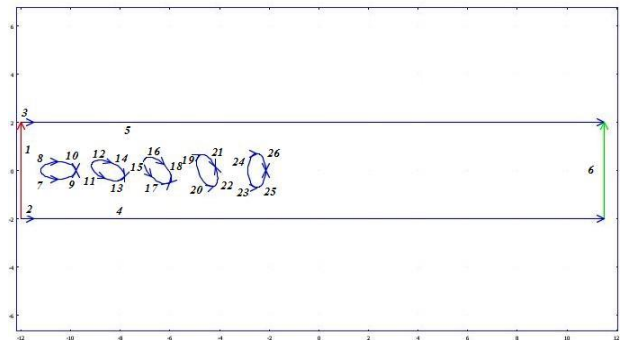
$$AB = \frac{b}{a} \quad (4)$$

که در معادله بالا، a اندازه طول محور بزرگ سیلندر بیضوی و b اندازه طول محور کوچک سیلندر بیضوی می‌باشد. با استفاده از این تعریف، پارامترهایی مانند عدد رینولدز، ضریب نیروی پسا و برآ به شکل زیر تعریف می‌شوند. در معادلات زیر، FD نیروی درگ، CD ضریب نیروی پسا و CL ضریب نیروی برآ می‌باشند [۲۹].

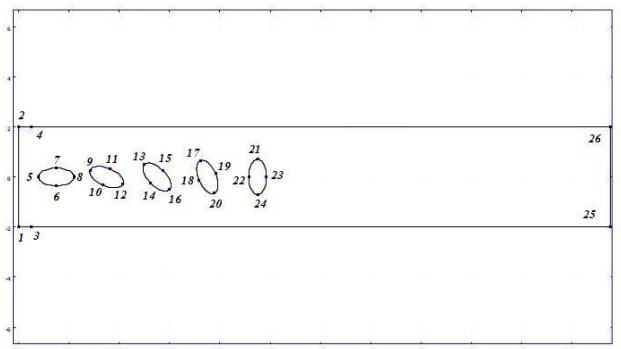


شکل ۱. شماتیکی از یک کانال افقی به همراه سیلندره‌های بیضوی.

هندسه مورد استفاده در این مقاله از ۲۶ خط مرزی تشکیل شده که در شکل ۲ الف نشان داده شده است. این خطوط مرزی در واقع قسمتی از بدنه کانال یا منحنی اطراف سیلندره‌های بیضوی هستند. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود، دهنه ورودی کانال با خط شماره ۱ و خروجی با خط شماره ۶ مشخص شده است. همچنین هر استوانه بیضوی نیز از ۴ منحنی شماره‌دار تشکیل شده است. هر نقطه نیز دارای شماره‌ای منحصر به خود می‌باشد و همین‌طور سیلندره‌های بیضوی با چهار نقطه مشخص می‌شود. کانال نیز با نقاط ۱ و ۲ در قسمت ورودی و نقاط ۷ و ۸ در خروجی کانال مشخص می‌گردند. نقاط مرزی مسئله نیز در شکل ۲ ب نشان داده شده است.



الف) خطوط مرزی



ب) نقاط مرزی

شکل ۲. نمایی از خطوط و نقاط مرزی سیلندره‌های بیضوی.

برای شبیه‌سازی در این مقاله، ورودی سیال به کانال یک پروفیل جریان آشفته کاملاً توسعه‌یافته تعریف شده است که برای آن شرط مرزی «سرعت ورودی» اعمال شده است. در خروجی کانال، شرط مرزی «فشار خروجی» در نظر گرفته شده است که فشار گیج صفر

در این قسمت نتایج به دست آمده از حل عددی از مقاله حاضر برای یک کانال با سیلندره‌های بیضی شکل با نتایج به دست آمده از مقاله پایه [۳۰] مورد مقایسه قرار می‌گیرد. برای مقایسه کار حاضر از کانتر توزیع دما در جریان عبوری از روی سیلندره‌های بیضوی در طول کانال استفاده شده است. شکل ۳ مقایسه‌ای از کانتر توزیع دما در جریان عبوری از دسته سیلندره‌های بیضوی در کانال افقی ارائه شده توسط علوی و همکاران [۳۰] با مطالعه حاضر را نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که برای جریان آرام داخل کانال، عدد رینولدز مطابق با مطالعه علوی و همکاران [۳۰] برابر با ۵۰۰ در نظر گرفته شده است.

جدول ۲. فیزیک‌های منابع و خواص سیال در زیر فضای ماژول

سیالاتی.

ردیف	عنوان	مقدار	واحد	علائم
۱	چگالی	1.2	Kg / m^3	ρ
۲	لزجت دینامیکی	1.5×10^{-3}	Pa.s	μ
۳	لزجت انبساط	0	Pa.s	K_{dv}
۴	نیروی حجمی در جهت X	0	N / m^3	F_x
۵	نیروی حجمی در جهت Y	0	N / m^3	F_y

همان‌طور که مشاهده می‌شود، جریان سیال با عبور از سیلندره‌های داغ شروع به گرم شدن می‌کند و با عبور جریان سیال در طول کانال انتقال حرارت افزایش می‌یابد. این توزیع انتقال حرارت در بین سیلندرها در مطالعه حاضر در مقایسه با مطالعه علوی و همکاران [۳۰] به خوبی نشان داده شده است. تأثیر این دریافت حرارت در پخش دما در اطراف سیلندرها به صورت عبور جریان سیال داغ در اطراف سیلندره‌های بیضوی نمود پیدا می‌کند. همان‌طور که مشاهده می‌شود، توافق خوبی بین خطوط جریان به دست آمده در کار حاضر با خطوط جریان مقاله پایه وجود دارد.

همین‌طور، در این مطالعه، اعتبارسنجی جریان آشفته نیز مورد بررسی قرار گرفته است. در این حالت هندسه مورد مطالعه همان هندسه ذکر شده در بخش جریان آرام می‌باشد با این تفاوت که سرعت جریان ورودی به کانال به صورتی در نظر گرفته شده است که جریان داخل کانال آشفته باشد. در این بخش عدد رینولدز برحسب قطر سیلندر ۱۰۰۰۰ در نظر گرفته شده است.

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} = \frac{2ua}{v} \quad (5)$$

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho u^2 a} \quad (6)$$

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho u^2 a} \quad (7)$$

برای تکمیل معادلات ناویر استوکس که در بالا به آن اشاره شد نیاز به ارائه کمیت‌ها و بیان یک سری اطلاعات دیگر می‌باشد. این کمیت‌ها شامل سه مجموعه؛ خواص سیال زیر فضا، تثبیت معادلات زیر فضا و اندازه مقادیر اولیه می‌باشد. خواص سیال زیر فضا به وسیله چگالی، لزجت دینامیکی، لزجت انبساط، نیروی حجمی در جهت X، نیروی حجمی در جهت Y بیان می‌شود. مقادیر این ضرایب در جدول ۲ آورده شده است. معادلات مربوط به سیستم زیر فضای حرارتی و سیالاتی که شامل کلیه معادلات برای کلیه زیر فضاهای حرارتی و سیالاتی می‌باشد در زیر ارائه شده است [۲۸]:

$$\nabla \cdot \Gamma = F \quad (8)$$

$$c = -\frac{\partial \Gamma}{\partial \nabla u} \quad (9)$$

$$a = -\frac{\partial F}{\partial u} \quad (10)$$

$$\gamma = \Gamma \quad (11)$$

$$\beta = -\frac{\partial F}{\partial \nabla u} \quad (12)$$

$$\alpha = -\frac{\partial \Gamma}{\partial u} \quad (13)$$

$$f = F \quad (14)$$

که در معادلات بالا، c ضریب پخش، a ضریب جذب، f ترم منبع، α ضریب جابجایی شار نگهدارنده، β ضریب جابجایی و Γ سیرکولیشن است.

۴- اعتبارسنجی

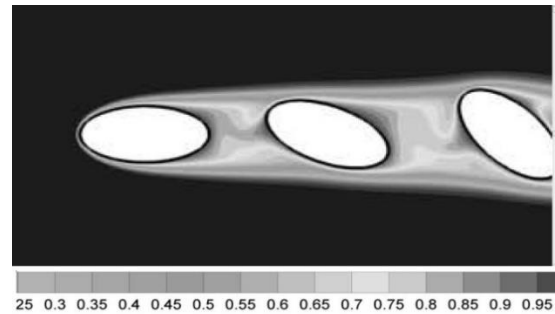
برای اطمینان از صحت حل عددی نیاز به مقایسه نتایج حاصله از نرم‌افزار کامسول با سایر مطالعات تجربی و عددی است. از آنجائی که مطالعات درباره جریان حول سیلندر بیضوی کم است، مطابق روش عملکرد مطالعه علوی و همکاران [۳۰]، نتایج به دست آمده با نتایج حاصل از جریان حول سیلندر مورد مقایسه قرار گرفته است. این مقایسه در هر دو حالت جریان آرام و جریان آشفته انجام شده است.

این مقاله، برای بررسی استقلال از شبکه از کانتور دما و نمودار توزیع دما در فاصله ۱۰ سانتی متری از دهانه ورودی کانال برای هر سه شبکه استفاده و محاسبه شده است. شکل ۵ و شکل ۶ کانتور توزیع دما و نمودار تغییرات دما در فاصله ۱۰ سانتی متر از دهانه ورودی کانال را نشان می دهد. همان طور که در شکل ۵ مشاهده می شود، کانتور توزیع دما برای شبکه بندی ریز به خوبی انتقال حرارت حول سیلندرها بیضوی را نشان می دهد و در مقایسه با نتایج شبکه های بسیار ریز و ریز تر، دقت قابل قبولی را نشان می دهد. شبکه های معمولی و درشت انحرافات گرادیان دمایی بالایی از حالت بسیار ریز دارند که بیانگر دقت پایین محاسبات آن ها می باشد.

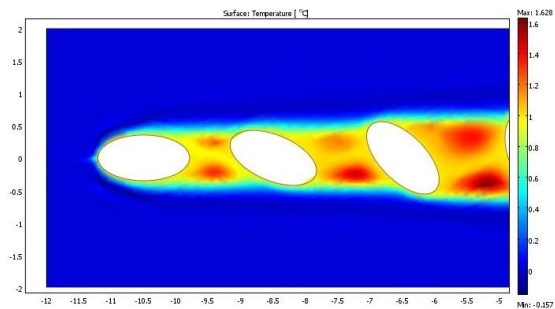
جدول ۳. عدد رینولدز متوسط به دست آمده در از کار حاضر در جریان مغشوش در مقایسه با نتایج سایر محققین.

	Correlation	Re=10000
Present study(Num.)	-	64.42
Fand(1965)	$Nu = (0.35 + 0.34Re^{0.5} + 0.15Re^{0.58})Pr^{0.3}$	59.31
Virk(1970)	$Nu = 0.5Pe^{0.5}$	59.58
Dogals & Churchill(1956)	$Nu = 0.46Re^{0.5} + 0.00128Re$	59.80
Churchill & Brenstein(1977)	$Nu = 0.3 + \frac{0.62Re^{1/4}Pr^{1/3}}{[1 + (0.4Pr)^{1/4}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{1/2} \right]$	53.63
Zhukauskas & Ziugzda (۱۹۸۵)	$Nu = 0.23Re^{0.60}$	57.77
McAdams(1954)	$Nu = 0.24Re^{0.60}$	60.29
Reither(1925)	$Nu = 0.35Re^{0.56}$	60.82
Hilpert(1933)	$Nu = 0.609Re^{0.466}, Re < 4000$ $Nu = 0.172Re^{0.618}, Re > 4000$	51.05

همین طور، برای این شبکه ها، توزیع دما در بین سیلندرها نیز قابل مشاهده نیست. این امر توسط نمودارهای توزیع دما نیز قابل مشاهده است. طبق شکل ۶، الگوی تغییرات دما در سیلندرها بیضوی برای شبکه های بسیار ریز، ریز تر و ریز مشابه هستند، اما برای شبکه های درشت و معمولی، نمودار توزیع دما نمی تواند به طور دقیق روند تغییرات دما را نشان دهد. همین طور، شکل ۶ خطوط توزیع دما را نشان می دهد که انرژی حرارتی در اطراف سیلندرها بیضوی متمرکز شده است و مناطق مشخصی از دماهای افزایش یافته و کاهش یافته به دلیل تأثیر هندسه بر الگوهای جریان می باشند. این نمایش دقیق تر به تصویری دقیق تر از تعامل بین جریان آشفته و تبادل



الف) مطالعه علوی و همکاران [۳۰]



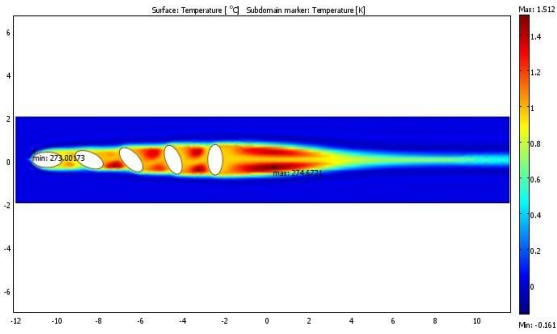
ب) مطالعه حاضر

شکل ۳. مقایسه کانتور توزیع دما کار حاضر با مطالعه علوی و همکاران [۳۰].

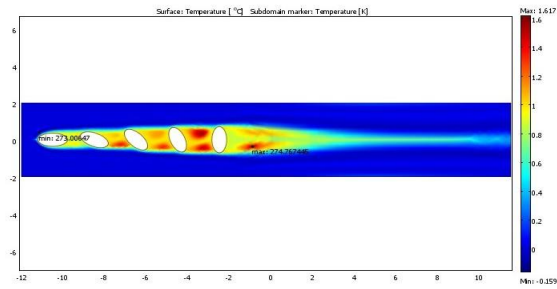
در جدول ۳، به صورت مشابه، عدد رینولدز متوسط به دست آمده در تحقیق جاری با نتایج سایر محققان مورد مقایسه قرار گرفته است. همان طور که مشاهده می گردد با وجود اینکه مسئله دوبعدی در نظر گرفته شده و در نتیجه از اثرات سه بعدی و نوسانات خارج از صفحه جریان بر اثر توربولانس صرف نظر شده است، نتایج به دست آمده توافق خوبی با نتایج تجربی دارد. نتایج عددی اعتبار سنجی برای عدد ناسلت در مطالعه حاضر تنها در یک مورد حداکثر ۲۰ درصد انحراف با مطالعه هیلبرت و همکاران دارد و حداقل ۵ درصد انحراف با مطالعه ریدر و همکاران دارد. در مقایسه با مابقی مطالعات، مطالعه حاضر میانگین ۷ درصد خطا داشته است که نتایج قابل قبولی را ارائه کرده است.

۵- استقلال از شبکه

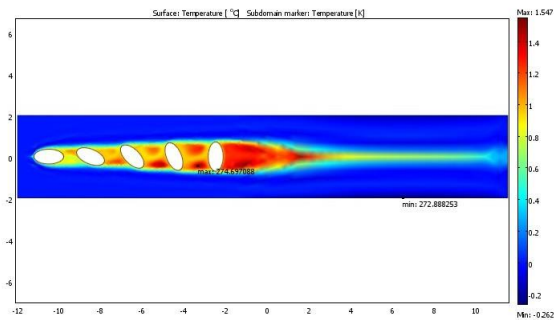
در بررسی استقلال از شبکه برای چیدمان سیلندرها بیضوی در این مقاله، از پنج نوع شبکه با تفکیک پذیری مختلف شامل شبکه های بسیار درشت، درشت، معمولی، ریز و بسیار ریز استفاده شده است. هر شبکه بندی تحت شرایط مرزی و پارامترهای جریان یکسان قرار گرفته است تا اطمینان حاصل شود که تفاوت های مشاهده شده در زمینه توزیع دمایی تنها به تغییرات در اندازه شبکه نسبت داده می شود. هدف از این بررسی، اطمینان از دقت و پایایی نتایج شبیه سازی ها می باشد. شکل ۴ نمایی از شبکه بندی در حالت های مختلف را نشان می دهد. در



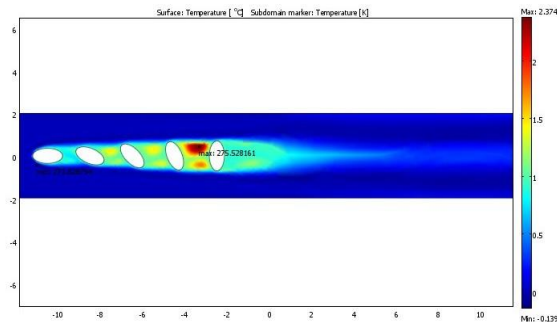
الف) شبکه بسیار ریز



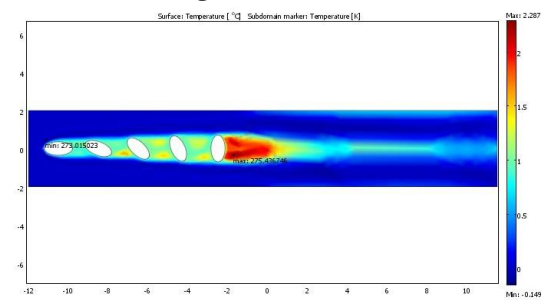
ب) شبکه ریز تر



ج) شبکه ریز

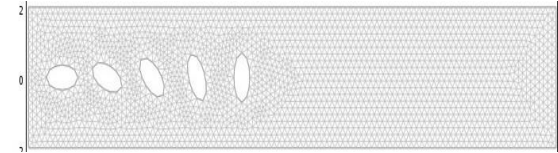


د) شبکه معمولی

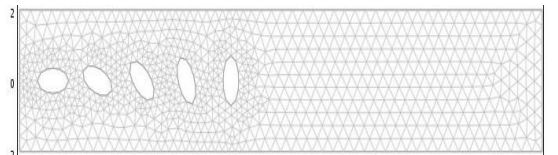


ه) شبکه درشت

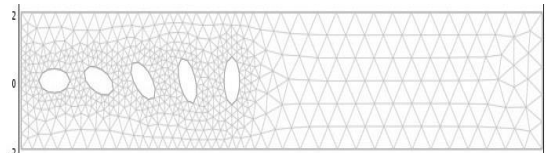
حرارت سطحی اجازه می‌دهد و نشان می‌دهد که چگونه جدا شدن جریان و نقاط اتصال مجدد بر توزیع دما در سراسر کانال تأثیر می‌گذارد.



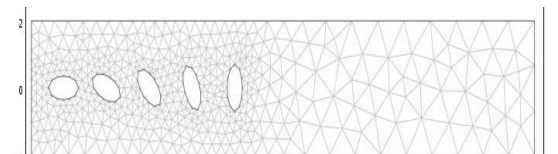
الف) شبکه بسیار ریز



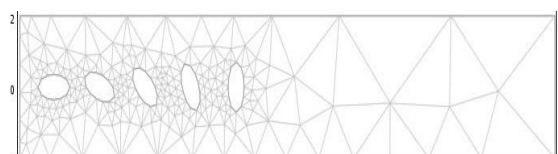
ب) شبکه ریز تر



ج) شبکه ریز



د) شبکه معمولی



ه) شبکه درشت

شکل ۱. نمایی از شبکه‌بندی در حالت‌های مختلف.

لذا، طبق کانتورها و نمودار توزیع دما، به دلیل زمان محاسباتی بسیار کمتر برای شبکه‌بندی ریز و دقت محاسباتی مناسب آن، شبکه‌بندی ریز به‌عنوان شبکه‌بندی مرجع برای ادامه شبیه‌سازی مورد استفاده قرار گرفته است.

شکل ۵. کانتور توزیع دما برای شبکه‌بندی بسیار ریز، ریز و معمولی.

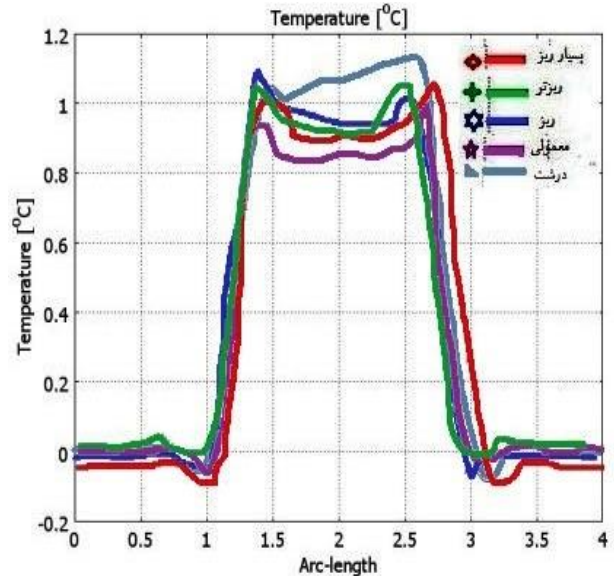
در کانال‌های افقی تأثیر می‌گذارد. شبیه‌سازی‌های دینامیک سیالات محاسباتی نشان داد که پیکربندی‌های خاص سیلندرها منجر به افزایش شدت آشفتگی و تغییر الگوهای جداسازی جریان می‌شود که به نوبه خود نرخ انتقال حرارت همرفتی را بهبود می‌بخشد. نکته قابل توجه، آرایش هم‌تراز سیلندرها به دلیل افزایش فعل‌وانفعالات و اختلاط بی‌سیم، بالاترین ضریب انتقال حرارت را نشان می‌دهد، در حالی که آرایش‌های مبهم عملکرد حرارتی کمتری را نشان می‌دهند.

۶-۱- جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۵

در این قسمت، نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی برای حالت جریان مغشوش داخل کانال همراه با سیلندره‌های بیضوی با ضریب منظر ۰.۵ بررسی می‌شود. در این حالت، عدد رینولدز جریان برابر با ۵۰۰۰ در نظر گرفته شده است که در این مقدار جریان کاملاً مغشوش است. همچنین، تأثیر چیدمان سیلندره‌های بیضوی در طول کانال بر تشکیل گردابه، ضریب نیروی برآ، عدد ناسلت محلی و متوسط، توزیع دما و سرعت برحسب زمان مورد بررسی قرار می‌گیرد. شکل ۷ تغییرات کانتور سرعت بی‌بعد با توجه به زمان بی‌بعد در جریان مغشوش داخل کانال نشان داده شده است.

در این حالت، اثر نیروی اینرسی به نیروی لزجی غلبه کرده در نتیجه جریان حول سیلندرها متقارن نبوده و پدیده جدایش جریان رخ می‌دهد. همان‌طور که از کانتورهای زیر مشاهده می‌شود، توزیع سرعت بی‌بعد در کانال در قسمت زیر سیلندر پنجم بیشترین بوده و گردابه‌های بیشتری در این قسمت تولید شده‌اند که دلیل آن افزایش سرعت سیال و کم شدن اثر نیروی لزجی و به دنبال آن جدایش جریان می‌باشد. این در حالی است که توزیع سرعت در پشت سیلندرها بسیار کم بوده که دلیل آن حضور دسته سیلندرها است که منجر به کاهش فشار و نیروی درگ در پشت سیلندرها است.

همان‌طور که در بالا اشاره شد، با افزایش عدد رینولدز، جریان از حالت آرام و تقریباً متقارن در پشت سیلندرها به حالت غیرمتقارن و نوسانی تغییر رفتار می‌دهد. در اعداد رینولدزهای پایین، در پشت سیلندرها دو عدد گردابه متقارن به وجود می‌آید. هرچه عدد رینولدز زیاد شود گردابه‌ها از حالت متقارن خارج شده و نامتعادل می‌شوند. همین‌طور، در جریان مغشوش گردابه‌های تشکیل شده تقریباً حالت مغشوش دارند. در اعداد رینولدز بالاتر جریان پشت سیلندرها کاملاً مغشوش می‌باشد.



شکل ۶. نمودار توزیع دما در فاصله ۱۰ سانتی‌متر از دهانه ورودی در شبکه‌بندی‌های مختلف.

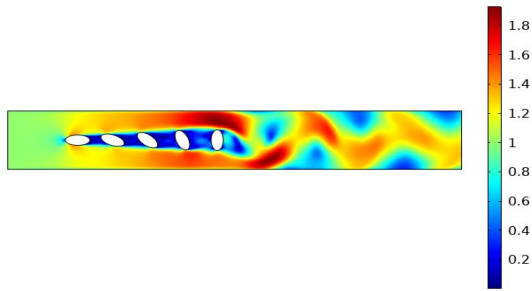
۶- نتایج و بحث‌ها

در این قسمت، به بررسی نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی پرداخته شده است. لازم به ذکر است که در این مقاله برای انجام شبیه‌سازی از زمان بی‌بعد استفاده شده است. استفاده از زمان بی‌بعد در این مقاله به منظور استانداردسازی نتایج و فراهم کردن امکان مقایسه مستقیم بین شرایط مختلف، انجام شده است. با بی‌بعد کردن زمان، تأثیرات واحدهای اندازه‌گیری زمان و سرعت خنثی شده و نتایج شبیه‌سازی قابل مقایسه خواهند بود. در واقع، زمان به عنوان متغیری بی‌بعد با استفاده از معادله زیر تعریف شده است.

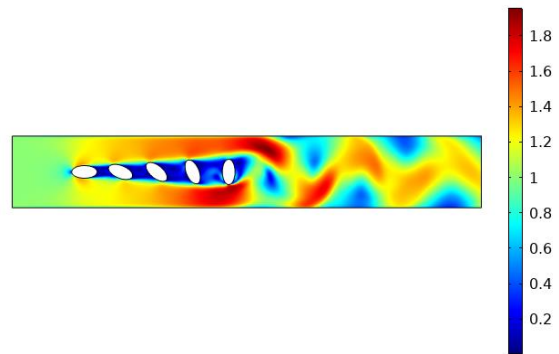
$$T = \frac{t * U_{\infty}}{L} \quad (15)$$

که در معادله بالا، t زمان واقعی برحسب ثانیه، سرعت جریان آزاد (جریان ورودی) برحسب m/s و L طول کانال برحسب متر می‌باشد. معیار انتخاب زمان‌ها بر اساس فواصل زمانی یکنواخت و پیوسته از $t=0$ تا $t=1$ ثانیه بوده است. این فواصل به گونه‌ای انتخاب شده‌اند که بتوانند به خوبی تغییرات دینامیکی دما و تأثیرات چیدمان سیلندر بیضوی بر جریان آشفتگی و انتقال حرارت در داخل کانال را نشان دهند. در ادامه، به تحلیل نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی‌های عددی انجام شده بر روی جریان عبوری از دسته سیلندره‌های بیضوی در کانال افقی در رژیم جریان آشفتگی در ضریب منظر ۰.۵ و ۰.۴۵ پرداخته می‌شود. نتایج این مطالعه نشان داد که آرایش سیلندره‌های بیضوی به‌طور قابل توجهی بر ویژگی‌های جریان آشفتگی و راندمان انتقال حرارت

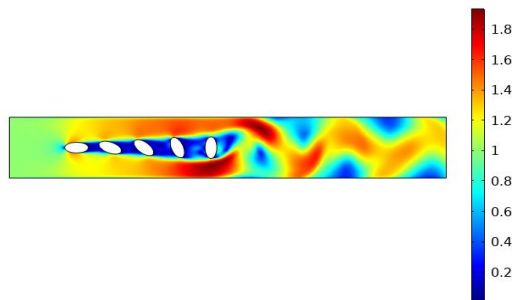
Re(1)=5000 Time=1 s Surface: spf2.U/U_mean (1)



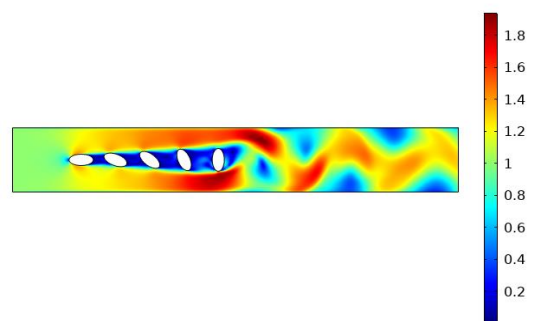
Re(1)=5000 Time=0.5 s Surface: spf2.U/U_mean (1)



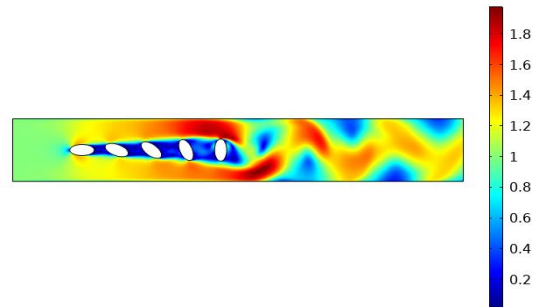
Re(1)=5000 Time=0.9 s Surface: spf2.U/U_mean (1)



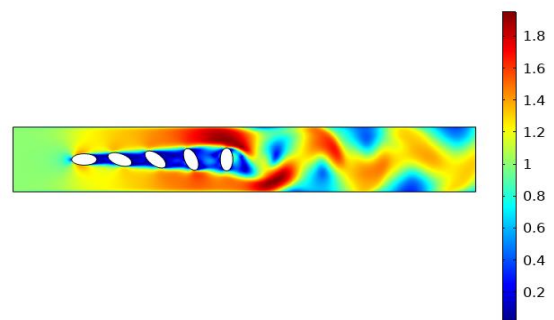
Re(1)=5000 Time=0.7 s Surface: spf2.U/U_mean (1)



Re(1)=5000 Time=0.6 s Surface: spf2.U/U_mean (1)



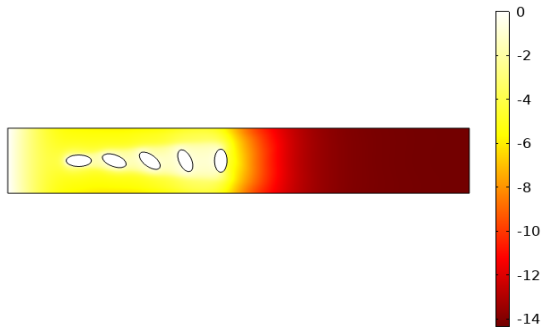
Re(1)=5000 Time=0.8 s Surface: spf2.U/U_mean (1)



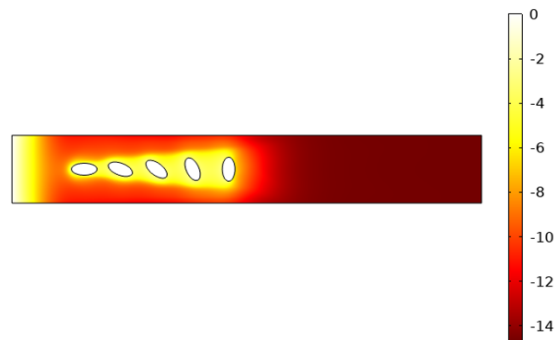
شکل ۷. کانتور سرعت بی‌بعد با تغییرات زمان بی‌بعد در عدد رینولدز ۵۰۰۰.

همین‌طور، با توجه به چرخش سیلندرها در طول کانال و بیشتر شدن فضای بین سیلندرها، سرعت جریان در این نواحی (مخصوصاً بین سیلندر چهارم و پنجم) کمتر شده و در نتیجه اندازه گردابه‌ها به مقدار کمی کاهش می‌یابد. در مقایسه با جریان آرام، تغییر چندانی در اندازه گردابه‌های تشکیل شده در این نواحی دیده نشده و لذا می‌توان نتیجه گرفت که عدد رینولدز در این ناحیه تأثیر چندانی بر گردابه‌های تشکیل شده ندارد. این کاهش سرعت در اثر چرخش سیلندرها بر روی میزان انتقال حرارت تأثیر بسزایی ندارد چراکه میزان این کاهش سرعت قابل‌توجه نمی‌باشد. شکل ۸ کانتور توزیع دمای بی‌بعد در جریان آشفته در داخل کانال را نشان می‌دهد. از آنجایی‌که افزایش سرعت جریان خود باعث افزایش نرخ انتقال حرارت شده، چرخش سیلندرها در جهت جریان در جریان آشفته الگوی جریان متفاوت با جریان آرام است که منجر به تغییر دمای بی‌بعد می‌گردد. طبق نتایج به‌دست‌آمده از کانتور دما، ایجاد موانع بیضوی در مسیر جریان باعث اغتشاش جریان و افزایش نرخ انتقال حرارت شده است.

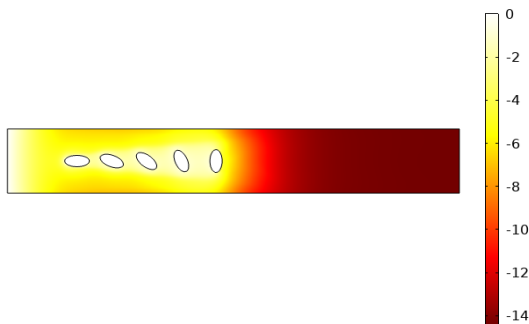
Re(1)=5000 Time=1 s Surface: (1)



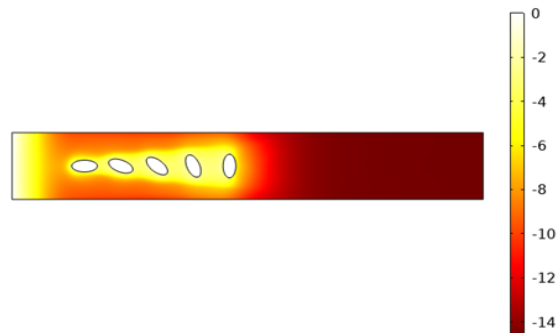
Re(1)=5000 Time=0.5 s Surface: (1)



Re(1)=5000 Time=0.9 s Surface: (1)



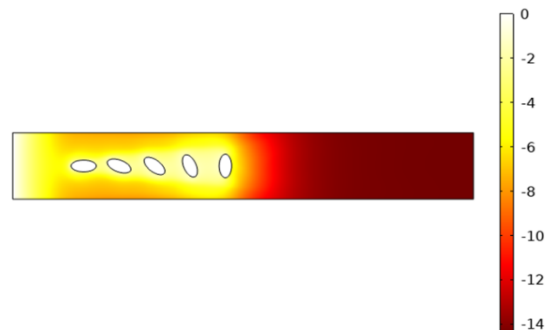
Re(1)=5000 Time=0.6 s Surface: (1)



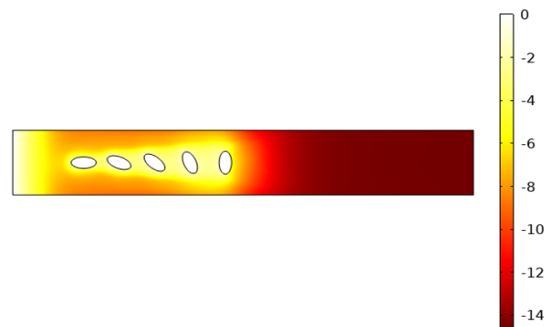
شکل ۸. کانتور توزیع دمای بی بعد با تغییرات زمان بی بعد در عدد رینولدز

۵۰۰۰

Re(1)=5000 Time=0.8 s Surface: (1)

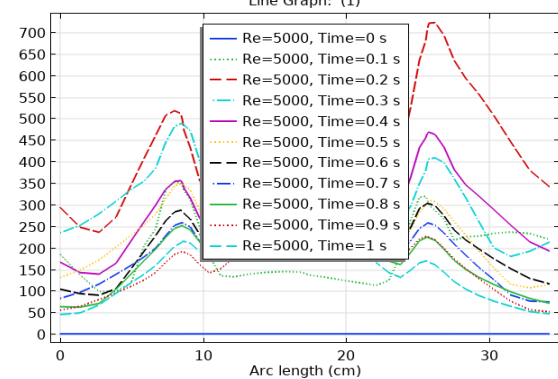
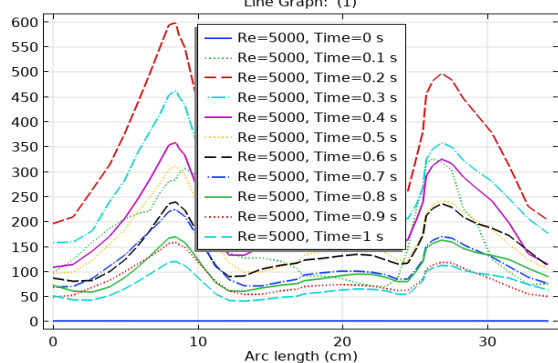
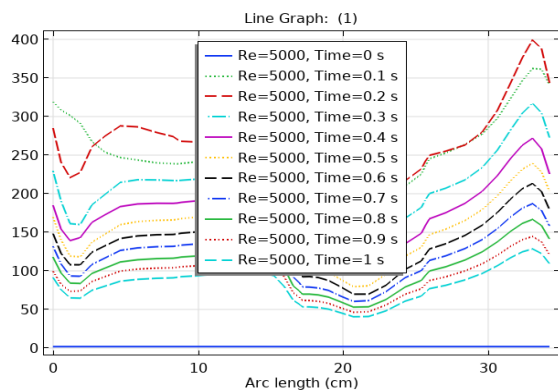
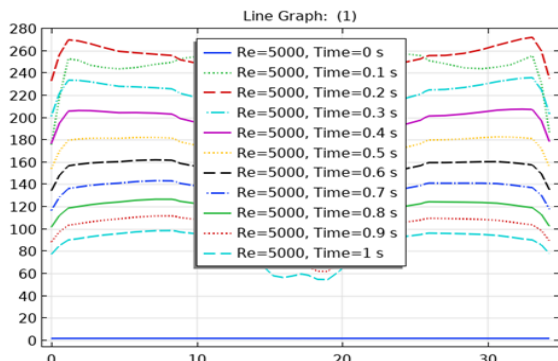


Re(1)=5000 Time=0.7 s Surface: (1)



همچنین، مشاهده می‌گردد که برخلاف جریان آرام در جریان آشفته تأثیر گردابه‌ها بر تغییرات دمای پائین دست کمتر مشهود است که می‌توان آن را به اثر نوسانات ایجاد شده توسط توربولانس بر اختلاط جریان توجیه نمود. شکل ۹ تغییرات عدد ناسلت محلی بر روی هر یک از سیلندرها ۱ تا ۵ را در برابر زمان و در عدد رینولدز ۵۰۰۰ نشان می‌دهد. در جریان مغشوش، تغییرات عدد ناسلت محلی بسیار دینامیک و وابسته به موقعیت مکانی سیلندرها می‌باشد. در سیلندر شماره ۱، توزیع عدد ناسلت به‌طور کلی متقارن است، اما با پیشرفت جریان و رسیدن به سیلندرهایی بعدی، توزیع عدد ناسلت به دلیل چرخش سیلندرها و تغییرات ناشی از جدایش جریان، نامتقارن می‌شود. این نامتقارنی به دلیل تفاوت در جدایش و انتقال حرارت در دو سمت سیلندرها است که به وسیله تلاطم و گردابه‌های ایجاد شده در جریان آشفته تشدید می‌شود.

به‌طور خاص، در سیلندر پنجم که در انتهای مسیر جریان قرار دارد، فاصله بین سیلندرها افزایش یافته و منجر به کاهش سرعت جریان می‌شود. این کاهش سرعت به کاهش نرخ انتقال حرارت منجر می‌شود که در نمودار عدد ناسلت محلی به‌وضوح مشاهده می‌شود. اثر شکل



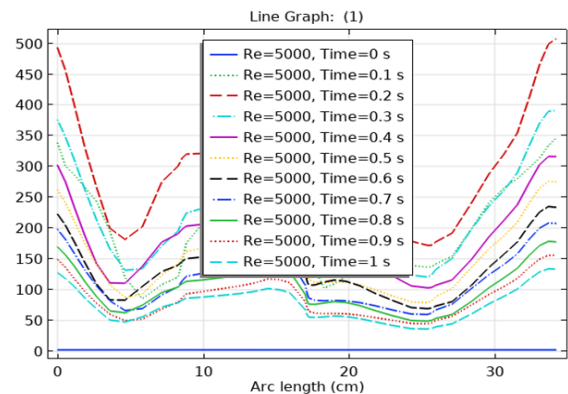
شکل ۹. کانتور عدد ناسلت محلی بر روی هر یک از سیلندرها ۱ تا ۵ در زمان‌های مختلف در عدد رینولدز ۵۰۰۰.

در جریان آرام، دامنه نوسانات عدد ناسلت بیشتر بوده و مقدار عددی آن در حدود یک مرتبه بزرگی کوچک‌تر است. این پدیده نشان‌دهنده

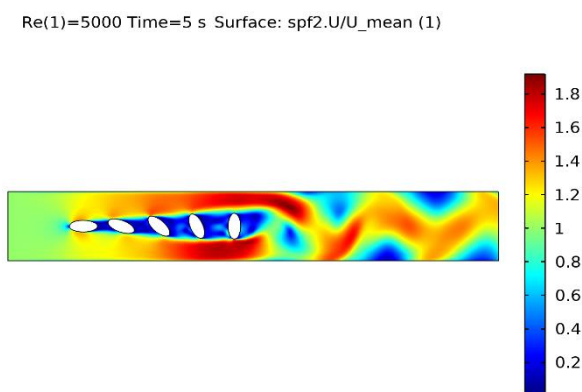
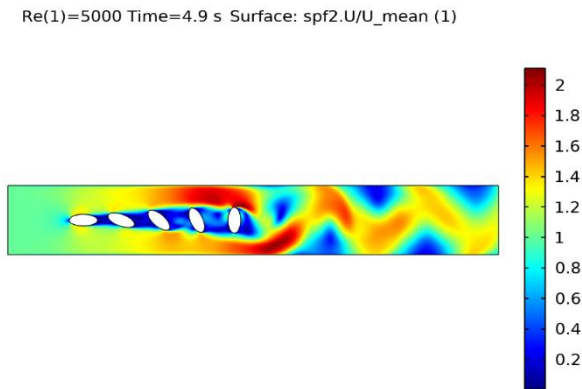
هندسی بیضوی سیلندرها بر روی عدد ناسلت محلی نیز قابل توجه است؛ زیرا بیضوی بودن سیلندرها منجر به تشکیل گردابه‌های بزرگ‌تر و افزایش تلاطم در جریان می‌شود که این خود موجب افزایش نرخ انتقال حرارت می‌گردد؛ بنابراین، انتخاب شکل هندسی و ضریب منظر مناسب برای سیلندرها می‌تواند بهینه‌سازی انتقال حرارت را در کانال‌های افقی به همراه داشته باشد.

شکل ۱۰ تغییرات عدد ناسلت متوسط بر روی هر یک از سیلندرها با توجه به تغییرات زمان بی‌بعد از $t=0$ تا $t=1$ را نشان می‌دهد. تغییرات عدد ناسلت محلی به‌صورت خطی بوده و در زمان بی‌بعد ۰.۲ به حداکثر مقدار خود می‌رسد. این الگو نشان‌دهنده آن است که در ابتدا، نرخ انتقال حرارت به‌سرعت افزایش می‌یابد و سپس به‌مرور زمان کاهش پیدا می‌کند. این رفتار به دلیل تلاطم و اختلاط بیشتر جریان در حوالی سیلندرها در مراحل اولیه جریان مغشوش است که موجب افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود. در جریان مغشوش داخل کانال، سیلندر پنجم دارای بیشترین مقدار عدد ناسلت متوسط است، درحالی‌که کمترین مقدار آن مربوط به سیلندر شماره ۱ است. این تفاوت در توزیع عدد ناسلت می‌تواند به دلیل اثرات چرخش سیلندرها و افزایش فاصله بین آن‌ها باشد که موجب کاهش سرعت جریان و در نتیجه کاهش نرخ انتقال حرارت در سیلندرها می‌شود.

شکل هندسی بیضوی سیلندرها نیز تأثیر مستقیمی بر الگوی جریان و جدایش گردابه‌ها داشته که این خود باعث افزایش نرخ انتقال حرارت در سیلندرها می‌گردد. به‌عنوان مقایسه‌ای از جریان آرام و مغشوش در داخل کانال حول سیلندرها بیضوی، نتایج نشان می‌دهند که در جریان مغشوش کانتورهای دما یکنواخت‌تر هستند که این امر می‌تواند به دلیل اختلاط بهتر جریان و ارتعاشات عرضی جریان مغشوش باشد.



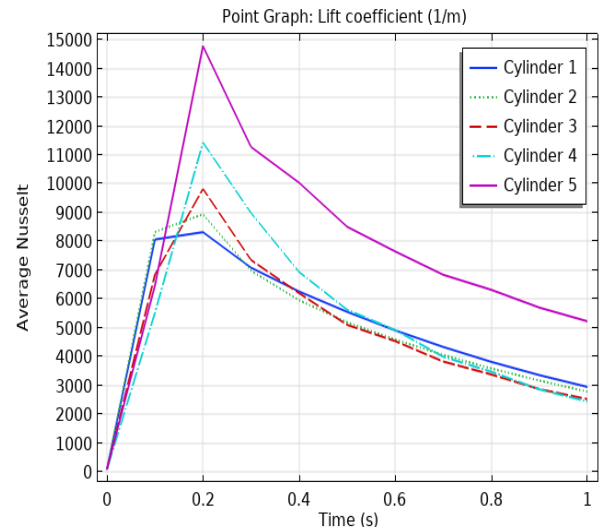
سرعت منجر به کوچک‌تر شدن گردابه‌ها و کاهش تلاطم می‌شود. در نتیجه، انتقال حرارت نیز به دلیل کاهش نرخ تبادل مومنتوم بین لایه‌های سیال کاهش می‌یابد. ضریب منظر ۰.۴۵، به‌عنوان یک پارامتر هندسی، بر الگوی جریان و تشکیل گردابه‌ها تأثیر می‌گذارد.



شکل ۱۱. کانتور توزیع سرعت سیال در جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۴۵

شکل ۱۲ کانتور توزیع دما در جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۴۵ را نشان می‌دهد. در جریان مغشوش، به دلیل وجود ترم اغتشاش، نرخ انتقال حرارت بیشتر از حالت جریان آرام است؛ اما در مقایسه با نرخ انتقال حرارت در جریان مغشوش با ضریب منظر ۰.۵، توزیع دما کاهش یافته است چراکه جریان پشت سیلندرها تحت تأثیر کاهش ضریب منظر قرار گرفته است. طبق نتایج به‌دست‌آمده گزارش شده است که تغییر ضریب منظر تأثیر زیادی بر شکل میدان جریان و حرارت داشته و آن‌ها را تحت تأثیر قرار می‌دهد. طبق کانتور زیر، توزیع دما در ضریب منظر ۰.۵ نسبت به ضریب منظر ۰.۴۵ در جریان مغشوش بیشتر و یکنواخت‌تر است، به‌طوری‌که توزیع دما در سرتاسر مسیر چیدمان سیلندر اتفاق افتاده است؛ اما حداکثر نرخ انتقال حرارت و توزیع دما در بین سیلندر چهارم و پنجم اتفاق افتاده

افزایش کارایی انتقال حرارت در جریان مغشوش نسبت به جریان آرام است که می‌توان آن را به تغییرات الگوی جریان و بهبود اختلاط حرارتی نسبت داد.



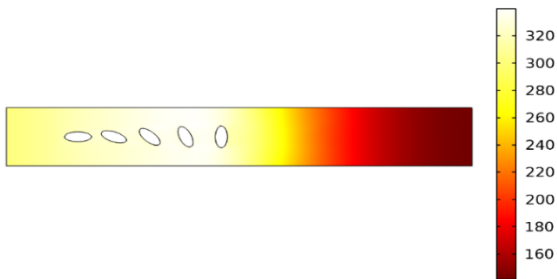
شکل ۱۰. تغییرات عدد ناسلت متوسط بر روی هر یک از سیلندرها ۱ تا ۵ در زمان‌های مختلف.

۶-۲- جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۴۵

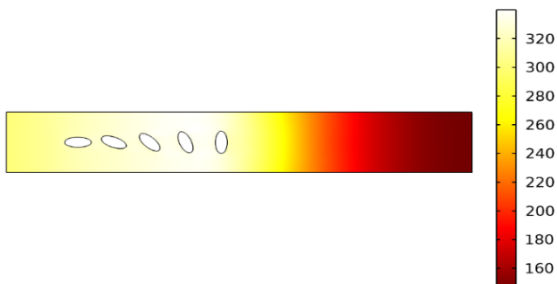
در این قسمت به دنبال بررسی اثر جریان مغشوش بر پارامترهای انتقال حرارت مانند توزیع دما، عدد ناسلت محلی و متوسط و همچنین توزیع سرعت سیال بر روی دسته سیلندرها بیضوی با ضریب منظر ۰.۴۵ هستیم. همان‌طور که در بالا اشاره شد، رینولدز جریان در این بررسی برابر با ۵۰۰۰ در نظر گرفته شده است. هدف از این قسمت، بررسی اثر ضریب منظر در جریان مغشوش داخل کانال می‌باشد. لازم به ذکر است که افزایش عدد رینولدز و سرعت جریان مقداری از اثرات ضریب منظر را کاهش می‌دهد اما در مقایسه با نتایج به‌دست‌آمده از جریان مغشوش با ضریب منظر ۰.۵، پارامترهای توزیع سرعت، توزیع دما، عدد ناسلت کاهش می‌یابد چراکه جریان در پشت این سیلندرها به دلیل چرخش سیلندرها، جریان پشت سیلندرها بعدی را تحت تأثیر قرار می‌دهند.

شکل ۱۱ کانتور توزیع سرعت سیال در جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۴۵ را نشان می‌دهد. در جریان مغشوش، افزایش سرعت منجر به جدایش جریان از روی دسته سیلندرها و تشکیل گردابه‌های بزرگ‌تر می‌شود. در این شرایط، گردابه‌ها و نواحی جدایش جریان به دلیل تلاطم بالا و تبادل مومنتوم، موجب افزایش انتقال حرارت می‌شوند. با چرخش سیلندرها در مسیر جریان و افزایش فاصله بین سیلندرها، سرعت سیال در این نواحی کاهش می‌یابد. این کاهش

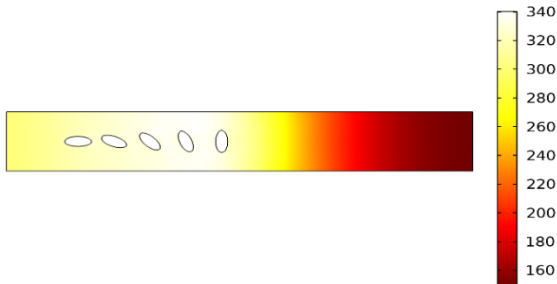
Re(1)=5000 Time=4.7 s Surface: Temperature (K)



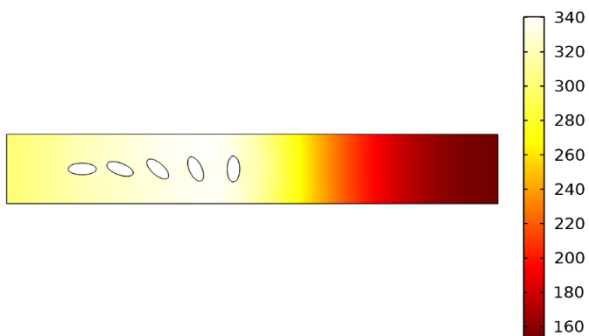
Re(1)=5000 Time=4.8 s Surface: Temperature (K)



Re(1)=5000 Time=4.9 s Surface: Temperature (K)



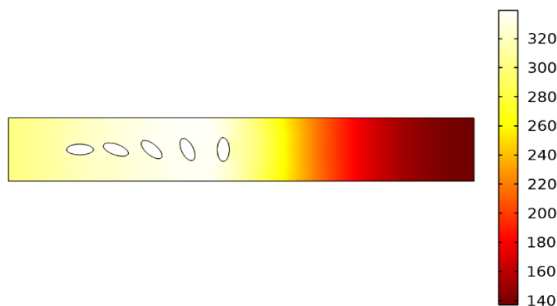
Re(1)=5000 Time=5 s Surface: Temperature (K)



است. نکته قابل تأمل این است که کاهش ضریب منظر معمولاً به معنای افزایش نسبت طول به عرض سیلندرها است که می‌تواند موجب تغییر در الگوی جریان و ابعاد گردابه‌های تشکیل شده شود. این تغییرات می‌توانند به‌طور مستقیم بر انتقال حرارت تأثیر گذاشته و بهینه‌سازی طراحی کانال‌های خنک‌کننده و سیستم‌های مبدل حرارتی را تسهیل کنند. همان‌طور که در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود، تغییرات در ضریب منظر و چیدمان سیلندرها بر الگوی جریان و تلاطم تأثیر گذاشته و در نتیجه بر نرخ انتقال حرارت نیز مؤثر هستند.

در ارتباط با عدد ناسلت، لازم به ذکر است که کاهش ضریب منظر موجب کاهش عدد ناسلت می‌شود چراکه جریان پایین‌دست تحت تأثیر این چرخش سیلندرها قرار دارد. شکل ۱۳ تغییرات عدد ناسلت متوسط در جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۴۵ را در گذر زمان نشان می‌دهد. این تغییرات نشان‌دهنده‌ی رفتار پیچیده و دینامیک حرارتی سیستم با توجه به تأثیر شکل هندسی سیلندرها بر جریان و انتقال حرارت است. در این حالت، بالاترین نرخ عدد ناسلت مربوط به سیلندر پنجم می‌باشد که در ابتدا به‌صورت آنی افزایش پیدا کرده و بعد شروع به کاهش می‌کند. در واقع، اثر شکل هندسی سیلندرها بر روی عدد ناسلت نشان می‌دهد که چیدمان و شکل سیلندرها می‌تواند به‌شدت بر میزان انتقال حرارت مؤثر باشد. شکل‌های هندسی مختلف می‌توانند الگوهای جریان متفاوتی ایجاد کنند که به‌تبع آن تلاطم و تشکیل گردابه‌های مختلفی به وجود می‌آید.

Re(1)=5000 Time=4.6 s Surface: Temperature (K)



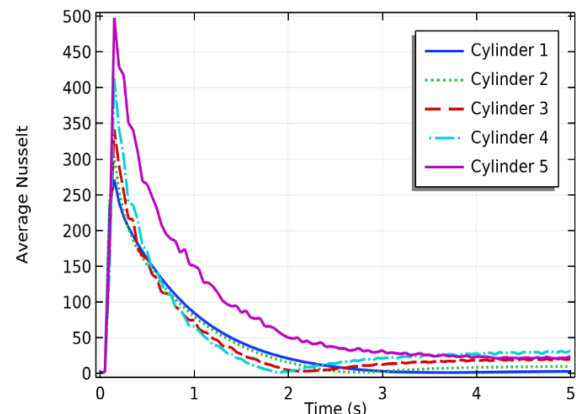
شکل ۱۲. کانتور توزیع دما سیال در جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۴۵

ارائه می‌کند. در این مقاله، جریان سیال در داخل یک کانال افقی به همراه سیلندره‌های بیضوی با ضریب منظر ۰.۴۵ و ۰.۵ در رژیم جریان مغشوش مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین، در بررسی جریان بر روی سیلندره‌های بیضوی با ضریب منظرهای مختلف، تأثیر پارامترهایی مانند میزان انتقال حرارت، عدد ناسلت، توزیع دما و توزیع سرعت مورد بررسی قرار گرفته است. برای حل جریان سیال بر روی دسته سیلندرها از کوپل معادله حرارت و سیالات به روش اجزا محدود استفاده شده است. یافته‌های این مطالعه نشان می‌دهد که حضور سیلندرها با افزایش قابل توجهی در گردابه‌های زیر سیلندر پنجم و انتقال از الگوهای جریان متقارن به نامتقارن با افزایش عدد رینولدز به طور قابل توجهی دینامیک جریان را تغییر می‌دهد. علاوه بر این، آنالیزها نشان می‌دهد در حالی که جریان در اعداد رینولدز بالاتر به طور فزاینده‌ای آشفته می‌شود، تأثیر مکانیک چرخشی سیلندرها به مشخصات توزیع دما و سرعت متفاوت کمک می‌کند. طبق نتایج به دست آمده، در بررسی جریان حول سیلندره‌های بیضوی در کانال افقی، امکان رخداد نقطه ماکزیمم دمایی متفاوت بوده و دمای ماکزیمم حالت خواص ثابت که بین سیلندر سوم و چهارم رخ می‌دهد، از دمای ماکزیمم حالت خواص متغیر که در پشت سیلندر پنجم رخ می‌دهد، کمتر می‌باشد. همچنین، نتیجه شده است که سرعت سیال تأثیر بسیار زیادی بر میزان انتقال حرارت در مقایسه با تأثیر سطح تبادل حرارتی دارد. نتایج به دست آمده از بررسی ضریب منظر در جریان مغشوش حاکی از آن است که با کاهش ضریب منظر، میزان انتقال حرارت در کانال در جریان مغشوش کاهش می‌یابد. همچنین، نتیجه شده است که در جریان مغشوش، کانتورهای دما یکنواخت تر است که به علت اختلاط جریان و ارتعاشات عرضی جریان مغشوش می‌باشد.

۸- منابع

- [1] Yadegari, M. and A. Bak Khoshnevis, Numerical and experimental study of characteristics of the wake produced behind an elliptic cylinder with trip wires. Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering, 2021. 45: p. 265-285.
- [2] Yadegari, M., A. Bak Khoshnevis, and M. Boloki, An experimental investigation of the effects of helical strakes on the characteristics of the wake around the circular cylinder. Iranian Journal of Science and Technology,

Point Graph: Lift coefficient (1/m)



شکل ۱۳. تغییرات عدد ناسلت متوسط برای جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۴۵

این پدیده‌ها مستقیماً بر نرخ انتقال حرارت از سیلندرها تأثیر می‌گذارند. به طور کلی، رفتار عدد ناسلت برای تمامی سیلندرها به یک شکل بوده و تمامی آن‌ها در ابتدا افزایش پیدا کرده و سپس کاهش می‌یابند که دلیل این امر پدیده اختلاط جریان در حالت مغشوش می‌باشد که نرخ انتقال حرارت متوسط افزایش یافته و فرکانس نوسانات کاهش می‌یابد. همچنین، در مقایسه با ضریب منظر ۰.۵، عدد ناسلت متوسط جریان مغشوش کاهش پیدا کرده است که نشان از تأثیر ضریب منظر بر میزان انتقال حرارت دارد. ضریب منظر ۰.۴۵، به عنوان یک پارامتر هندسی، بر نحوه تشکیل و گسترش گردابه‌ها و همچنین الگوی جریان تأثیرگذار است.

با کاهش ضریب منظر، نسبت طول به عرض سیلندر افزایش یافته و این امر می‌تواند منجر به تغییر در الگوی جریان و بهبود انتقال حرارت شود. به همین دلیل، سیلندرها با ضریب منظر ۰.۴۵، با ایجاد تلاطم بیشتر و افزایش تبادل حرارتی، نرخ عدد ناسلت بالاتری را به نمایش می‌گذارند.

در مجموع، بررسی تغییرات عدد ناسلت متوسط در جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۴۵ نشان می‌دهد که هندسه سیلندرها نقش حیاتی در بهینه‌سازی انتقال حرارت دارد و تنظیم مناسب ضریب منظر می‌تواند بهبود قابل توجهی در عملکرد حرارتی سیستم‌های مهندسی فراهم آورد. در نتیجه انتظار می‌رود که با افزایش ضریب منظر عدد ناسلت متوسط افزایش یابد.

۷- نتیجه‌گیری

این مطالعه تجزیه و تحلیل جامعی از رفتار جریان آشفته در یک کانال حاوی سیلندره‌های بیضوی با ضریب منظر ۰.۵ و عدد رینولدز ۵۰۰۰

- [11] Nag, P., M.M. Molla, and M.A. Hossain. Non-Newtonian shear thinning effect on natural convection flow over an isothermal elliptical cylinder. in AIP Conference Proceedings. 2019. AIP Publishing LLC.
- [12] Seo, Y.M., M.Y. Ha, and Y.G. Park, A numerical study on the three-dimensional natural convection with a cylinder in a long rectangular enclosure. Part I: Size effect of a circular cylinder or an elliptical cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019. 134: p. 420-436.
- [13] Vijay, K., et al., Flow-induced transverse vibration of an elliptical cylinder with different aspect ratios. *Ocean Engineering*, 2020. 214: p. 107831.
- [14] Ong, M.C., et al., Numerical simulation of flow around a smooth circular cylinder at very high Reynolds numbers. *Marine Structures*, 2009. 22(2): p. 142-153.
- [15] Kravchenko, A.G. and P. Moin, Numerical studies of flow over a circular cylinder at $Re_D=3900$. *Physics of fluids*, 2000. 12(2): p. 403-417.
- [16] Park, N., et al., A dynamic subgrid-scale eddy viscosity model with a global model coefficient. *Physics of Fluids*, 2006. 18(12): p. 125109.
- [17] Parnaudeau, P., et al., Experimental and numerical studies of the flow over a circular cylinder at Reynolds number 3900. *Physics of Fluids*, 2008. 20(8): p. 085101.
- [18] Rajani, B., A. Kandasamy, and S. Majumdar, On the reliability of eddy viscosity based turbulence models in predicting turbulent flow past a circular cylinder using URANS approach. 2012.
- [19] Aslan, E., et al., Numerical and experimental investigation of tube bundle heat exchanger arrangement effect on heat transfer performance in turbulent flows. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 2023. 43(2): p. 175-190.
- [20] Brodnianská, Z. and S. Kotšmíd, Heat transfer enhancement in the novel wavy shaped heat exchanger channel with cylindrical vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 2023. 220: p. 119720.
- Transactions of Mechanical Engineering, 2023. 47(1): p. 67-80.
- [3] Sadeghi, M., M. Yadegari, and A.B. Khoshnevis, Numerical investigation of the flow characteristics around two sequential cylinders with circular and square cross-sections. *Journal of Marine Science and Technology*, 2024: p. 1-18.
- [4] Puliyeri, V., S. Vengadesan, and K. Arul Prakash, Effect of cylinder arrangement on fluid flow and heat transfer characteristics past four elliptic cylinders. *Heat Transfer Engineering*, 2021. 42(21): p. 1789-1810.
- [5] Mansouri, Z., M. Yadegari, and A. Bak Khoshnevis, Numerical investigation of the effects of installing four trip wires with different diameters on the mean and fluctuation velocities and characteristics of the wake around the circular cylinder. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2023. 45(9): p. 459.
- [6] Bak Khoshnevis, A., M. Boloki, and M. Yadegari, The investigation of the effect of the helical strakes' height on the cylindrical wake. *Journal of Solid and Fluid Mechanics*, 2020. 10(1): p. 223-236.
- [7] Juncu, G., Unsteady heat transfer from an elliptic cylinder. *International journal of heat and mass transfer*, 2008. 51(3-4): p. 920-928.
- [8] Paul, I., K. Arul Prakash, and S. Vengadesan, Numerical analysis of laminar fluid flow characteristics past an elliptic cylinder: A parametric study. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 2014. 24(7): p. 1570-1594.
- [9] Li, Y., et al., Thermal fluid dynamics interaction between dual cylinders: Numerical analysis of groove effects and rotational speed. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2024. 109: p. 109525.
- [10] Ozalp, C., et al., An experimental investigation of the flow characteristics and heat transfer properties of a heated and an unheated vertically positioned circular cylinder at different Reynolds numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023. 201: p. 123637.

- Characteristics of Fluid Flow and Forced Convection Heat Transfer: A Numerical Study. *Al-Iraqia Journal for Scientific Engineering Research*, 2024. 3(3): p. 135-147.
- [27] Goharkhah, M., Electrohydrodynamic (EHD) effects on condensation heat transfer of R-11 on circular and elliptical cylinders: An experimental study. *International Journal of Thermal Sciences*, 2023. 185: p. 108100.
- [28] Deb, P., G. Biswas, and N. Mitra, Heat transfer and flow structure in laminar and turbulent flows in a rectangular channel with longitudinal vortices. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1995. 38(13): p. 2427-2444.
- [29] Naik, H. and S. Tiwari, Effect of aspect ratio and arrangement of surface-mounted circular cylinders on heat transfer characteristics. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2018. 25(-). (۵)
- [30] Mahmoodaboulhasan, A., Analysis of fluid flow and heat transfer on a bundle of pipes by finite element method., in PhD Thesis, Faculty of Mechanical and Aerospace Engineering., 2015, Islamic Azad University, Science and Research Unit [In Persian]
- [21] Konijeti, R., et al., CFD analysis of heat transfer by free convection over a vertical cylinder with circular fins of triangular cross-section. *Multiscale and Multidisciplinary Modeling, Experiments and Design*, 2024. 7(2): p. 741-753.
- [22] Ali, N., et al., Heat dissipation and fluid flow in micro-channel heat sink equipped with semi-elliptical pin-fin structures: A numerical study. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024. 155: p. 107492.
- [23] Behara, S. and S. Mittal, Wake transition in flow past a circular cylinder. *Physics of Fluids*, 2010. 22(11): p. 114104.
- [24] Salimipour, E. and S. Yazdani, Study on the fluid flow and heat transfer characteristics of a horizontal elliptical cylinder under thermal buoyancy effect. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022. 192: p. 122948.
- [25] Teixeira, F., et al., Geometric Evaluation of Bluff Bodies Arrangement under Turbulent Flows with Mixed Convection Heat Transfer. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2023. 32(2): p. 279-311.
- [26] Ali, S.A., Influence of Changing Location of the Equilateral Triangle Cylinder on