Karafan

Quarterly Scientific Journal of National University of Skill

Spring 2026, Vol. 23, No. 1, p. 54-76

Journal Homepage: https://karafan.tvu.ac.ir/?lang=en

: 10.48301/kssa.2025.496677.3112

Numerical study of the effect of a gap on heat transfer and pressure drop of a fluid passing over a cylindrical barrier

Hamid Hassanzadeh Afrouzi[1*], Seyyed Mostafa Seyyedi Taji[2], Atena Ghaderi[3]

[1, 2] Department of of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran.

[3]Department of Mechanical Engineering, University College of Rouzbahan, Sari, Iran.

ARTICLE INFO

Article Type:
Original Research

Received: 01.12.2025
Revised: 04.15.2025
Accepted: 11.15.2025

Keyword:
Heat transfer
Numerical simulation
Cylinder
Obstacle angle
Gap thickness

Corresponding Author:
Hamid Hassanzadeh Afrouzi
Email:
h.h.afrouzi@gmail.com

ABSTRACT

Fluid flow around a rotating cylinder (or between two rotating cylinders) is a common phenomenon in various industrial processes. These processes range from contact drum dryers in chemical processing, food manufacturing, papermaking, and textile industries to cylindrical cooling devices used in glass and plastics industries. This study numerically investigates the flow field and heat transfer over a cylindrical obstacle. The effects of the cylinder's orientation angle ($0° \le \alpha \le 90°$), gap thickness ($0 \le S/D \le 0.2$), and Reynolds number ($100 \le Re \le 400$) on the two-dimensional laminar flow patterns, pressure drop, and heat transfer characteristics are analyzed to assess the impact of these parameters on the hydrodynamic and thermal performance of the fluid flow. The results indicate that a cylinder with a gap exhibits superior thermal performance compared to a simple cylinder. The optimal thermal performance is achieved when the gap on the cylinder is oriented at 60 degrees relative to the horizontal axis. Furthermore, the study highlights that the best heat transfer efficiency is observed at a gap ratio of S/D=0.1. Based on these findings, it is recommended that for enhanced heat transfer, the cylindrical obstacle should have a gap ratio of S/D = 0.1 and be oriented at a 60-degree angle.

©2024 the authors. Published by National University of Skill, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution-Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC License) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

E-ISSN: 2538-4430
ISSN: 2382-9796

EXTENDED ABSTRACT

Introduction

As modern electronic components become smaller, the power consumption of electronic systems is continuously increasing. Consequently, high-efficiency cooling designs are required to maintain device temperatures at desirable levels. Today, cylindrical and prismatic bodies play a significant role in many small and large devices. One method involves passive disturbance using a gap to assess the effectiveness of flow structure modification around a circular or cylindrical fin and enhance heat transfer. The effects of the orientation angle of the cylindrical obstacle ($0° \le \alpha \le 90°$), gap thickness ($0 \le S/D \le 0.2$), and Reynolds number ($100 \le Re \le 400$) on the flow pattern, fluid pressure drop, and heat transfer characteristics were analyzed. At the inlet, fluid enters the computational domain with a uniform velocity (∞U) and a uniform cold temperature (Tin). This problem was solved using the finite volume method, considering no-slip velocity conditions. The impact of angle and gap thickness on heat transfer and fluid pressure drop over the cylindrical obstacle was studied.

Methodology

In this study, the numerical modeling of steady, incompressible fluid flow and heat transfer in a channel, as well as the determination of dimensionless coefficients, were carried out using the finite volume method and Fluent software for simulation. The computational domain parameters are shown in Table 1. The cylinder's surface is assigned a no-slip boundary condition, while symmetry boundary conditions are used for the upper and lower surfaces. The inlet air has a temperature of 293 K, and the cylinder, placed against the incoming flow, is set at 373 K.

Table 1. Values of geometric parameters of the computational domain.

Property	Value
D	Unit
Lu	20D
Lv	30D
Lw	40D
LD	0.25D
S/D	0-0.2
α	0-90°

Air was considered as the fluid flowing over the cylinders, and the cylinders were assumed to be made of aluminum for better heat transfer. The thermophysical properties of the working fluid and cylinders are provided in Table 2.

Table 2.Thermophysical properties of the working fluid and cylinders.

Property		Air	Cylinders
Density (ρ)	(kg/m³)	1.225	2719
Specific Heat (Cp)	(J/kg-K)	1006.43	871
Thermal Conductivity (K)	(W/m²-K)	0.0242	202.4
Viscosity (μ)	(Pa·S)	1.7894e-05	-

Results and discussion

The variations in heat transfer between the cylinder and fluid for different gap orientation angles and Reynolds numbers are shown in Figure 1. It is observed that the maximum heat transfer occurs when the gap orientation angle is 60°. In this case, the fluid passing through the gap impacts the downstream region, with the fluid ejected upward as a jet, reaching a greater range. At a higher angle, such as 90°, the fluid struggles to flow upward through the gap, resulting in reduced velocity and limited upward jet penetration. Furthermore, with increasing Reynolds number, the heat transfer increases across all cases due to greater turbulence induced after the fluid interacts with the cylinder.

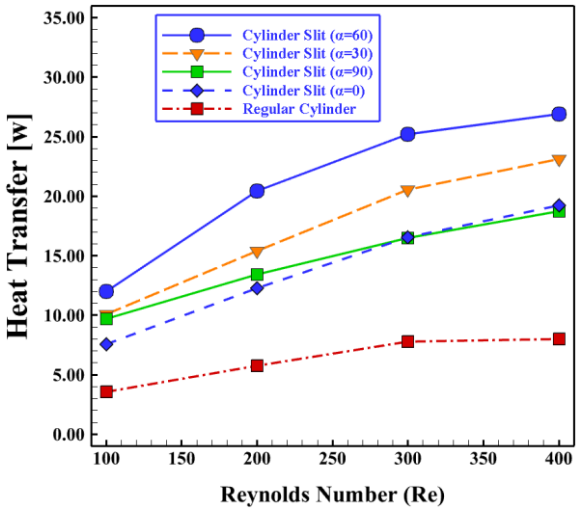


Figure 1. Changes in the heat transfer value at different fluid Reynolds numbers for different cylinder gap angles.

The heat transfer variations for different gap ratios (S/D) of the cylindrical obstacle at various Reynolds numbers are presented in Figure 2. It is observed that at a specific gap ratio (S/D = 0.1), the heat transfer reaches its maximum value across all Reynolds numbers. This behavior is due to the fluid passing through the narrow gap forming a strong jet, which significantly affects the downstream flow by promoting enhanced mixing and thermal boundary layer disruption. At this ratio, the jet's upward ejection is particularly effective in transferring heat. However, when the gap ratio exceeds 0.1, the fluid flow through the gap becomes less constrained, leading to reduced jet velocity and penetration. This diminishes its influence on the downstream flow, resulting in a gradual decrease in heat transfer efficiency. The reduced interaction between the gap-

induced jet and the surrounding fluid highlights the importance of maintaining an optimal gap ratio for maximum heat transfer. Additionally, increasing the Reynolds number enhances the overall heat transfer performance. This is attributed to the higher flow velocities and increased turbulence, which improve mixing and disrupt thermal boundary layers more effectively. These results underline the complex interplay between gap ratio, Reynolds number, and heat transfer mechanisms in the system.

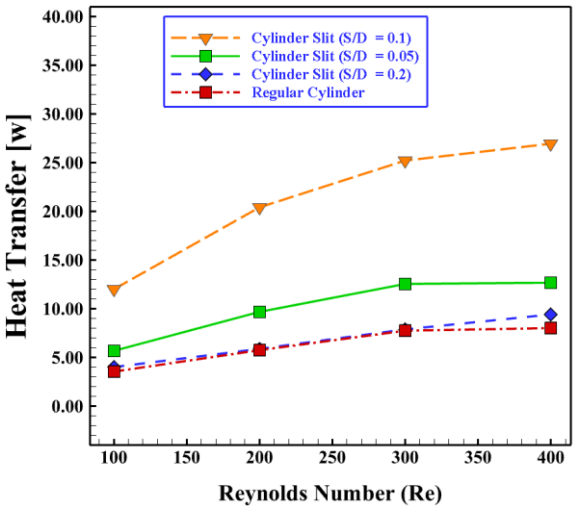


Figure 2. Heat transfer variations for different gap ratios (S/D) and Reynolds numbers.

Conclusion

This study investigated the impact of gap orientation and thickness of a cylindrical obstacle on flow and heat transfer performance using the finite volume method and Fluent software. The analysis was conducted for four different gap ratios (S/D), four obstacle orientation angles ($0° \le \alpha \le 90°$), and Reynolds numbers ($100 \le Re \le 400$). The results indicate that increasing the Reynolds number leads to higher heat transfer due to enhanced convective heat transfer, although the fluid's outlet temperature decreases. Additionally, the study explored the effects of the S/D ratio on the cylindrical obstacle. The findings show that the presence of a gap in the cylinder at a 60-degree angle results in maximum heat transfer and efficiency. Moreover, the optimal performance occurs when the cylinder is positioned at a 60-degree angle with an S/D ratio of 0.1.

کارافن
فصلنامه علمی دانشگاه ملی مهارت
بهار ۱۴۰۵، دوره ۲۳، شماره ۱، ۷۶-۵۴
آدرس نشریه: https://karafan.tvu.ac.ir
doi: 10.48301/kssa.2025.496677.3112

مطالعه عددی تأثیر شکاف روی انتقال حرارت و افت فشار سیال عبوری از روی مانع استوانه‌ای

حمید حسن‌زاده‌افروزی [۱*]، سید مصطفی سیدی‌تاجی [۲]، آتنا قادری [۳]

۱و ۲- گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مکانیک و صنایع کاربردی، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران.

۳- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، موسسه آموزش عالی روزبهان، ساری، ایران.

اطلاعات مقاله

نوع مقاله: مقاله پژوهشی

دریافت مقاله: ۱۴۰۳/۱۰/۲۳
بازنگری مقاله: ۱۴۰۴/۰۱/۲۶
پذیرش مقاله: ۱۴۰۴/۰۸/۲۴

کلید واژگان:
انتقال حرارت
شبیه‌سازی عددی
استوانه
زاویه مانع
ضخامت شکاف

نویسنده مسئول: حمید حسن-زاده‌افروزی
پست الکترونیکی:
h. h. afrouzi@gmail.com

چکیده

جریان سیال در اطراف یک سیلندر دوار (یا بین دو سیلندر دوار) یک اتفاق رایج در انواع فرآیندهای صنعتی است. این عملیات می‌تواند از خشک‌کن‌های سیلندر تماسی در فرآیندهای شیمیایی، فرآوری مواد غذایی، کاغذسازی و صنایع نساجی گرفته تا دستگاه-های خنک‌کننده استوانه‌ای در صنایع شیشه و پلاستیک باشد. در این مقاله، میدان جریان و انتقال حرارت بر روی مانع استوانه‌ای به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفته است. در این تحقیق، تأثیرات زاویه قرارگیری مانع استوانه‌ای ($0° \leq \alpha \leq 90°$)، ضخامت شکاف ($0 \leq S/D \leq 0.2$) و عدد رینولدز ($100 \leq Re \leq 400$) بر الگوی جریان آرام دوبعدی، افت فشار سیال و ویژگی‌های انتقال حرارت مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است تا میزان اثربخشی این تغییرات بر روی هر یک از پارامترهای هیدرودینامیکی و انتقال حرارت سیال مورد بررسی قرار گیرد. نتایج به دست آمده از بررسی عبور جریان و انتقال حرارت نشان می‌دهد که در حالتی که استوانه مورد نظر دارای شکاف باشد عملکرد حرارتی بهتری نسبت به حالت استوانه ساده خواهد داشت. همچنین بهترین عملکرد حرارتی در حالتی است که شکاف روی استوانه در حالت ۶۰ درجه نسبت به حالت افق قرار داشته باشد. از طرفی، نتایج به دست آمده به منظور بررسی تأثیر نسبت نشان می‌دهد که در نسبت شکاف S/D=0.1 بهترین عملکرد می‌باشد. بنابراین به منظور عملکرد حرارتی بهتر مانع استوانه‌ای از نظر حرارتی (دارای بیشترین مقدار انتقال حرارت)، پیشنهاد می‌گردد که دارای نسبت شکاف ۰/۱ و زاویه ۶۰ درجه قرار داشته باشد.

شاپای الکترونیکی: ۲۵۳۸-۴۴۳۰
شاپای چاپی: ۲۳۸۲-۹۷۹۶

©2024 the authors. Published by National University of Skill, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution-Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC License) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

۱- مقدمه

جریان سیال در اطراف سیلندرهای همدما یا بین دو سیلندر دوار در بسیاری از فرآیندهای صنعتی از جمله صنایع غذایی، کاغذسازی و نساجی کاربرد دارد. این جریان‌ها پیچیدگی‌های قابل‌توجهی در انتقال حرارت و میدان‌های جریان دارند و مطالعات متعددی برای تحلیل رفتار هیدرودینامیکی و حرارتی آن‌ها انجام شده است. بررسی پارامترهایی چون نیروی لیفت، درگ، ریزش گردابه و ساختارهای جریان در اطراف سیلندرها از موضوعات کلیدی در مکانیک سیالات است [۱-۳]. همچنین، استفاده از اصلاحاتی نظیر شکاف محوری و باله‌های کشیده برای افزایش انتقال حرارت در کاربردهای صنعتی مورد توجه قرار گرفته است [۴-۶]. در برخی از کاربردهای صنعتی، سیلندر با شکاف محوری معمولی می‌تواند ریزش گرداب را تثبیت کند و نسبت چرخش را به طور قابل توجهی افزایش دهد [۷].

شن و همکاران [۸; ۹]، مطالعات تجربی و عددی به منظور بررسی اتلاف حرارت همرفتی طبیعی حفره‌های استوانه‌ای آدیاباتیک رو به بالا را بررسی کردند. اثر عواملی مانند زاویه شیب، ناحیه دیافراگم و شار گرما و چندین همبستگی تجربی در شکاف مورد نظر در استوانه مطرح و مورد بررسی قرار گرفت. نتایج به دست آمده نشان داد که برای زاویه شیب کمتر از ۷۵- درجه، یک گردابه در جهت خلاف جهت عقربه‌های ساعت در داخل حفره تشکیل می‌شود و موقعیت خروجی هوای داغ تمایل به انحراف از قسمت بالایی دیافراگم دارد که کاملاً با حفره‌های رو به پایین متفاوت است. انتقال حرارت همرفت طبیعی در یک حفره مربعی با دو بافل عمودی واقع در دیواره پایینی حفره توسط کوروارو و همکاران [۱۰] به صورت تجربی و عددی مورد بررسی قرار گرفت. ارتفاع بافل دو بعدی $Hb=0.2$ و $Hb=0.4$ برای اعداد رایلی از ۱۰۴ و ۱۰۵مورد بررسی قرار گرفت. نتایج به دست آمده نشان دهنده این است که با افزایش عدد رایلی، سرعت سیال داخل حفره افزایش می‌یابد. همچنین، افزایش ارتفاع بافل بدون بعد از 0.2 به 0.4 باعث کاهش قابل توجهی در عدد ناسلت می‌شود. نگو و همکاران [۱۱]، استفاده از پره‌های صفحه‌ای متصل به سطح دیافراگم داخلی را به عنوان یک وسیله کم هزینه برای کاهش اتلاف حرارت جابجایی طبیعی در گیرنده حفره‌ای در استوانه‌های شکافدار را ارائه دادند. در این تحقیق، آن‌ها اثرات عدد رایلی، زاویه شیب، ارتفاع باله و ضخامت باله بر اتلاف حرارت جابجایی طبیعی را مورد بررسی قرار دادند. نتایج به دست آمده نشان داد که خطوط دما برای هر دو حفره پره‌دار و بدون پره به طور ملایمی تحریف شده‌اند، زیرا نیروهای شناوری به اندازه کافی قوی نیستند. به این ترتیب پره‌های صفحه نقش عمده‌ای در انتقال حرارت همرفت ایفا نمی‌کنند.در اعداد رایلی بالاتر، انتقال حرارت تحت تأثیر همرفت در قسمت پایینی حفره قرار می‌گیرد و ایزوترم‌ها در اثر جریان مغشوش می‌شوند و به این ترتیب باله‌ها نقش مهمی ایفا می‌کنند. همچنین مشخص گردید که اتلاف حرارت جابجایی طبیعی به گیرنده، زاویه شیب، ارتفاع و ضخامت باله‌ها بستگی دارد.

شنگ و چن [۱۲] از روش حجم محدود برای شبیه‌سازی یک استوانه با شکاف افقی در اعداد رینولدز پایین از ۶۰ تا ۲۵۰ استفاده کردند. نتایج نشان داد که در عدد رینولدز ۱۵۰، فرکانس ریزش گردابه و چگالی طیفی توان در نمودار با افزایش نسبت عرض شکاف (c) از ۰/۱ به ۰/۳، کاهش می‌یابد. همچنین در عدد رینولدز ۲۵۰ و نسبت عرض شکاف ۰/۲ و ۰/۲۵، عدد استروهال صفر می‌شود زیرا هیچ نوسانی در ضریب لیفت وجود ندارد و بنابراین ریزش گردابی سرکوب می‌شود. داموک و همکاران [۱۳]، مزایای استفاده از هیت سینک‌های پین با سوراخ‌های متعدد را به صورت تجربی و عددی مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق، یک هیت سینک با سوراخ‌های متعدد طراحی و ساخته شد و مطالعات پارامتری در مورد اثر طراحی باله‌ی پین سوراخ شده، بر انتقال حرارت و افت فشار در سراسر سینک‌های حرارتی انجام گردید. داده‌های تجربی به خوبی با نتایج عددی (CFD) برای انتقال حرارت مزدوج به جریان هوای خنک کننده مطابقت دارند. به منظور مطالعه پارامتری از تأثیر تعداد و موقعیت سوراخ‌های دایره‌ای از روش عددی استفاده شده است که نشان می‌دهد عدد ناسلت به طور یکنواخت با تعداد سوراخ‌های پین افزایش می‌یابد، در حالی که افت فشار و قدرت فن مورد نیاز برای غلبه بر فشار به صورت یکنواخت کاهش می‌یابد.

چنگ هسیونگ و همکاران [۱۴]، تغییرات جدایی لایه مرزی در امتداد سطح پشتی استوانه شکافدار و تشکیل یک گرداب در نزدیکی پایه را با سرعت سنجی تصویر ذرات در عدد رینولدز ۱۰۰۰ مورد برر سی قرار دادند. ا ستوانه مورد برر سی دارای شکاف $S/D=0.3$ بود. نتایج نشان داد که خیابان گردابی پشت یک استوانه شکافدار، سازمان یافته‌تر و قوی‌تر از پشت ا ستوانه بدون شکاف می‌با شد. فلاح و همکاران [۱۵]، یک روش شبیه سازی عددی برای برر سی اثر پیکربندی هند سی ا ستوانه‌ای با شکاف مثلثی شکل را روی الگوی مورد نظر با پدیده انتقال گرما و جرم در داخل یک کانال دو بعدی برای محدوده $320\leq Re\leq 1000$ را مورد تجر یه و تحلیل قرار دادند. بدین منظور هفت نوع مختلف استوانه مثلثی پیشنهاد شده است و ضریب پسا، عدد ناسلت، عدد استروهال، کیفیت اختلاط، گردابه و توزیع دما برای همه انواع با عدد پراندتل ۰/۷۱ ارائه شده ا ست. علاوه بر این، شاخص‌های عملکرد حرارتی و اختلاط با توجه به مقدار افت فشار برای به د ست آوردن بهترین نوع سیلندر مثلثی ارائه شده ا ست. وانگ و همکاران [۱۶] در مقاله خود بیان کردند که برای طراحی یک حفره با راندمان بالا و هزینه کم، تلفات حرارتی همرفتی باید تعیین شود و سپس کنترل شود. آنها در بررسی خود با در نظر گرفتن حفره‌های استوانه‌ای همدما که معمولاً مورد استفاده قرار می‌گیرند، ویژگی‌های تلفات حرارتی همرفتی طبیعی را به صورت عددی مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند. همچنین در این بررسی تأثیرات دمای سطح، زاویه شیب و نسبت دیافراگم شرح داده شد. نتایج نشان می‌دهد که اتلاف حرارت همرفتی طبیعی با افزایش نسبت دیافراگم افزایش می‌یابد. همچنین نشان دادند که با کاهش زاویه شیب، تلفات حرارتی همرفتی طبیعی قبل از رسیدن به حداکثر در حدود ۳۰- درجه افزایش یافته و پس از آن کاهش می‌یابد. به طور خلاصه، تلفات حرارتی همرفتی طبیعی متنا سب با سرعت هوا ا ست، هر چه سرعت هوا بیشتر با شد، تلفات حرارتی بیشتر ا ست. بنابراین یک استراتژی برای کنترل سرعت هوا برای کنترل تلفات حرارتی همرفتی پیشنهاد شده است. به منظور مطالعه جریان حول استوانه ای با شکاف افقی در جریان سیال با عدد رینولدز ۲/۶۷×۱۰۴، گائو و همکاران [۱۷] از سرعت سنجی تصویر ذرات (PIV) استفاده نمودند.

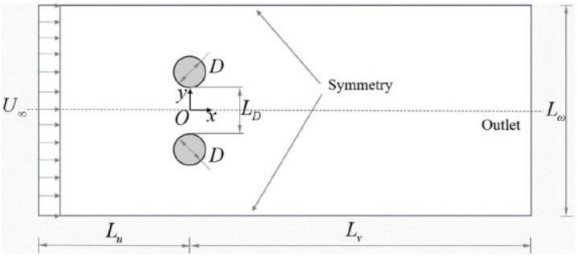
بائو و همکاران [۱۸] جریان در اطراف یک دایره‌ای شکافدار را به عنوان یک تکنیک کنترل جریان غیرفعال موثر برای کنترل جریان و سایر شیوه‌های صنعتی مرتبط در عدد رینولدز پایین به صورت عددی با ا ستفاده از روش المان طیفی با وضوح بالا مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان می‌دهد که برای زاویه حمله بین ۴۵ تا ۶۰ درجه، سیلندر شکاف‌دار تأثیر کمی بر ویژگی های نیرو و الگوهای جریان دارد. همچنین برای زاویه حمله بین ۶۰ تا ۹۰ درجه، مقدار میانگین ضریب درگ و ضریب لیفت برای هر نسبت عرض شکاف، بزرگتر از سیلندر معمولی است و ا ستحکام گرداب ها نسبت به یک ا ستوانه معمولی تقویت شده و پایدارتر ا ست. مشخصات نیروهای درگ و لیفت جریان در اطراف یک ا ستوانه دایره ای با شکاف تو سط هسو و چن [۱۹] مورد برر سی قرار گرفت. در این تحقیق، آنها از روش المان طیفی برای شبیه‌سازی جریان عبوری از یک استوانه با شکاف نرمال یا شیبدار در اعداد رینولدز ۱۰۰ تا ۵۰۰ استفاده نمودند. نتایج نشان داد که با افزایش عرض شکاف استوانه، نیروی درگ و دامنه نیروی لیفت افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش عرض شکاف یا زاویه شیب شکاف، ریزش گردابه نیز افزایش می‌یابد. کاراسو [۲۰] در یک مطالعه تجربی، تأثیر شکاف‌های روی یک سیلندر لوزی شکل را بر کنترل جریان روی آن مورد برر سی قرار داد. با افزایش زاویه شکاف‌ها، لایه‌های بر شی کوچک‌تر، ضخیم‌تر شدند و قدرت ریزش گردابی ا ستوانه لوزی شکل تو سط جریان‌های جت نا شی از شکاف‌ها کاهش یافت. نتایج به دست آمده نشان داد که استفاده از شکاف‌ها می‌تواند یک تکنیک کنترل غیرفعال موثر برای سیلندرهای لوزی شکل باشد. میشرا و دی [۲۱] تأثیر نسبت عرض شکاف S/D در یک استوانه دایره‌ای را بر روی ریزش گردابی را استفاده از تکنیک کنترل جریان غیرفعال در رژیم آرام مورد بررسی قرار دادند. نتایج به دست آمده نشان داد که نسبت عرض شکاف S/D روی سیلندر ا صلاح شده، نقش ا سا سی را برای کنترل ریزش گردابه ایفا می کند. همچنین جریان ا ضافی از طریق شکاف منجر به سرکوب ناپایداری و ریزش گردابه می شود، در حالی که مقدار زیادی از جریان از طریق شکاف، رفتار ریزش گرداب را به شدت تغییر می دهد.

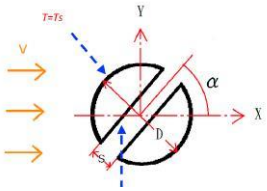
هسو و لیانگ [۲۲] انتقال حرارت را حول دو سیلندر پشت سر هم با شکاف مورد بررسی قرار دادند. این مطالعه با هدف تعیین ساختارهای جریان و انتقال حرارت برای جریان گذشته از یک آرایه سیلندر پشت سر هم و تأثیر یک شکاف بر افزایش انتقال حرارت انجام شد. نتایج به دست آمده نشان داد که با اعمال شکاف در سیلندر، عدد ناسلت ۶ تا ۱۵٪ افزایش می‌یابد. انتقال حرارت حول یک سیلندر دارای شکاف تو سط ه سو [۲۳] مورد برر سی قرار گرفت. او با هدف تعیین انتقال حرارت برای جریان عبوری از یک سیلندر با شکاف، جریان عبوری از یک ا ستوانه با شکاف را در زوایای شیب مختلف برای تعیین تأثیر شیب شکاف بر الگوی جریان و انتقال حرارت شبیه‌سازی نمود. نتایج نشان می دهد که شکاف روی استوانه، عدد ناسلت را برای یک استوانه افزایش می دهد. در رژیم هایی با عدد رینولدز بالاتر، افزایش قابل توجهی در انتقال حرارت نا شی از شکاف وجود دارد. از نظر افزایش ضریب انتقال حرارت مو ضعی، حالت تزریق موثرتر از حالت دمش/مکش ا ست، اما ضریب انتقال حرارت متو سط زمانی که زاویه شیب شکاف به یک زاویه بحرانی نزدیک می‌شود، دارای حداکثر مقدار است. علی و همکاران [۲۴] کنترل فعال و غیرفعال روی سلندر شکافدار را به صورت عددی و تجربی به ترتیب با استفاده از روش CFD و فیلم صابون در زوایای شکاف متفاوت (°۰-°۹۰) مورد مطالعه قرار داد. نتایج نشان می‌دهد که شکاف غیرفعال تغییری در الگوی جریان کلی ایجاد نمی‌کند. با این حال، تأثیر بی شتر با تغییر فعال دامنه و فرکانس نو سان دیوار رخ می دهد. بن سدریا و همکاران [۲۵] جریان اطراف یک ا ستوانه با شکاف را به صورت عددی بررسی نمودند. هدف اصلی این تحقیق، نشان دادن تأثیر شکاف‌ها بر جداشدگی گرداب در پشت یک استوانه صاف و ثابت با استفاده از رویکرد اجزای محدود برای حل سیستم معادلات حاکم سیال در $Re = 200$ ا ست. تغییر نسبت فا صله (D/S) شکاف به شدت بر پارامترهای فیزیکی مختلف و جدا شدن گرداب در پشت یک استوانه تأثیر می گذارد. حذف غیرفعال نیروهای ناشی از جریان و ارتعاشات یک استوانه دایره ای با استفاده از شکاف توسط علی و همکاران [۲۶] مورد مطالعه قرار گرفت.

در این تحقیق اثر نسبت عرض شکاف (S/D) و عدد رینولدز (Re) بر روی استوانه ثابت و همچنین اثر اندازه شکاف بر رفتار استوانه مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان می دهند که وجود یک شکاف باعث کاهش ضرایب لیفت و درگ می شود. وجود شکاف ۱۰٪ و ۲۰٪ ضریب لیفت را به ترتیب ۱۳٫۰٪ و ۷۱٫۸٪ در مقایسه با سیلندر جامد کاهش می دهد. افزایش بیشتر اندازه شکاف از ۲۰٪ به ۳۰٪ به طور کامل ریزش گردابه را از بین برد و منجر به جریان ثابت با لیفت صفر و بدون لرزش شد. نتایج به دست آمده نشان داد که یک شکاف باعث کاهش کشش و حذف نو سانات در دامنه بالابر می شود. در این مقاله، با تکیه بر تحقیقات انجام شده، تأثیر زاویه و ضخامت شکاف بر روی انتقال حرارت و افت فشار سیال عبوری از روی مانع استوانه‌ای مورد بررسی قرار گرفته است تا میزان اثربخشی این تغییرات بر روی هر یک از پارامترهای هیدرودینامیکی و انتقال حرارت سیال مورد تجزیه و تحلیل قرار گیرد.

۲- تعریف مسئله

در این مقاله، تأثیر شکاف مانع ا ستوانه‌ای شکل بر روی انتقال حرارت و افت فشار سیال عبوری حول مانع مورد بررسی قرار گرفته است. شماتیک هندسه مسئله در شکل (۱) نشان داده شده است که در آن قطر مانع D و دو مانع ا ستوانه‌ای شکل با فا صله LD از هم قرار گرفته‌اند. محا سبات در رژیم جریان آرام و با فرض تراکم‌ناپذیر بودن سیال (هوا) در اعداد رینولدز محدوده $100 \leq Re \leq 400$ به صورت دو بعدی تحلیل می‌شود. در ورودی، سیال با سرعت یکنواخت ($U\infty$) و دمای یکنواخت سرد (Tin) وارد محدوده محا سباتی می شود. این م سأله با در نظر گرفتن شرایط عدم لغزش سرعت و با روش حجم محدود حل می‌گردد.





شکل ۱. شماتیک هندسه مورد بررسی

۳-مدل‌سازی عددی و روش حل

۳-۱ معادلات

در کار حا ضر، برای مدل سازی عددی جریان سیال پایا و تراکم ناپذیر و انتقال حرارت و تعیین ضرایب بی‌بعد، از روش عددی حجم محدود برای حل معادلات حاکم بر جریان سیال و انتقال حرارت ا ستفاده شده ا ست. بر این ا ساس معادلات پیوستگی و ناویر – استوکس دو بعدی به ترتیب به صورت زیر بیان می‌شوند:

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial u}{\partial t}=0 \quad (۱)$$

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}\right)=-\frac{\partial P}{\partial x}+\mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \quad (۲)$$

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t}+v\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}\right)=-\frac{\partial P}{\partial y}+\mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \quad (۳)$$

$$\rho\left(\frac{\partial w}{\partial t}+u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}\right)=-\frac{\partial P}{\partial z}+\mu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right) \quad (۴)$$

در رابطه (۱)، u, v مولفه‌های سرعت سیال به ترتیب در جهات x و y بوده و در روابط ۲-۴ p فشار، ρ چگالی و μ گرانروی سیال می‌باشد. همچنین معادله انرژی برای حل میدان انتقال حرارت به صورت رابطه زیر می‌باشد:

$$\rho c_p\left(\frac{\partial T}{\partial t}+u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}\right)=k\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right)+\phi' \quad (۵)$$

که در آن k ضریب هدایت حرارتی سیال، cp ظرفیت ویژه حرارتی سیال و ϕ' نرخ اتلاف ویسکوز می‌با شد که مطابق رابطه (۶) به دست می‌آید.

$$\phi'=2\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2\right] \quad (۶)$$

۳-۲ روش حل

در این کار از روش حجم محدود و نرم افزار فلوئنت برای شبیه سازی استفاده شده است. با توجه به شرایط فیزیکی و معادلات حاکم بر مسـاله، انتخاب مدل مناسـب برای حل، یکی از نکات حائز اهمیت در یک روش عددی برای پیش‌گیری از خطا می‌باشد. بر این اساس از حل‌گر پایا و گسسته سازی پیش رو مرتبه ۲ برای معادلات ممنتوم و انرژی استفاده شده است.

۳-۳ دامنه حل و شرط مرزی

اندازه‌های مختلف در دامنه محاسباتی در جدول (۱) نشان داده شده است. همچنین از شرط دیواره با عدم لغزش برای ا ستوانه ا ستفاده شده ا ست. همچنین برای سطح فوقانی و تحتانی از شرط مرزی symmetry، ورودی هوا با دمای ۲۹۳ درجه کلوین استفاده شده و استوانه با دمای ۳۷۳ درجه کلوین در مقابل جریان ورودی قرار خواهند داشت.

جدول ۱. مقادیر پارامترهای هندسی ناحیه محاسباتی مورد بررسی

پارامتر	مقدار
D	Unit
Lu	20D
Lv	30D
Lw	40D
LD	0.25D
S/D	0-0.2
α	0-90°

هوا به عنوان سیال عبوری از روی ا ستوانه‌ها درنظر گرفته شده و جنس ا ستوانه‌های مورد نظر نیز از آلومینیوم به خاطر انتقال حرارت بهتر خواهد بود. خواص سیال و استوانه مورد نظر در جدول (۲) نشان داده شده است.

جدول ۲. مشخصات ترموفیزیکی سیال‌های کاری و سیلندر مورد نظر.

خاصیت	نماد	واحد	دایره	Air
چگالی	ρ	(kg/m3)	2719	1.225
ظرفیت حرارتی ویژه	Cp	(J/kg-K)	871	1006.43
رسانش حرارتی	K	(W/m2-K)	202.4	0.0242
گرانروی دینامیک	μ	(Pa·S)	-	1.7894e-05

۳-۴ پارامترهای بدون بعد

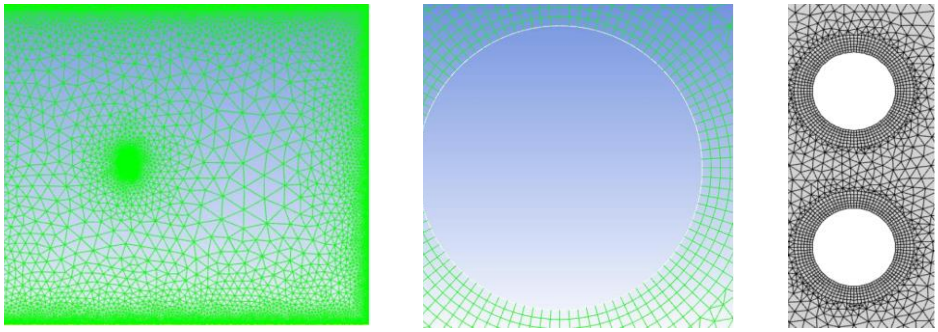
عدد رینولدز و عدد ناسلت به ترتیب برای مشخص کردن عدد بی بعد حاکم و نمایش شدت انتقال حرارت به ترتیب زیر ارائه می شوند. در مقاله حاضر، برای عدد رینولدز درنظر گرفته شده، جریان به صورت آرام می‌باشد [۲۶].

$$Re = \frac{\rho u D_H}{\mu} \quad (۷)$$

$$\mathrm{Nu} = \frac{h D_H}{\mathrm{k}} \quad (۸)$$

۳-۵ مشخصات شبکه

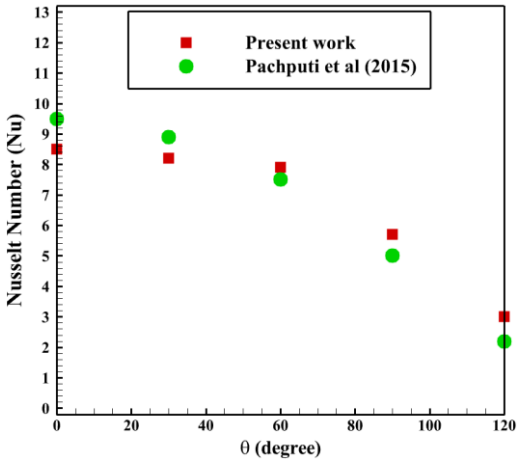
در شکل (۳)، هندسه مورد بررسی در حالت مش خورده نشان داده شده است. همچنین به علت حساسیت عوامل هیدرودینامیکی و انتقال حرارتی در اطراف استوانه از مش لایه مرزی استفاده شده است.



شکل ۲. تصاویر شبکه ایجاد شده در ناحیه محاسباتی از نماهای مختلف

۶-۳ اعتبارسنجی حل

برای بررسی صحت حل انجام شده، عدد ناسلت برای جریان در اطراف فین استوانه‌ای به دست آمده و نتایج آن با نتایج پاچپوتی و همکاران [۲۸] مورد مقایسه قرار گرفته است. همانطور که در شکل (۳)، ملاحظه می شود، نتایج عددی تحقیق حاضر در مقایسه با نتایج مرجع در حالت شار ثابت دیواره، دارای انطباق مناسبی است. برای اعتبار سنجی، مطالعه شبکه و ارائه نتایج از روابط ۷ و ۸ برای محاسبه عدد رینولدز و عدد ناسلت استفاده شده است.



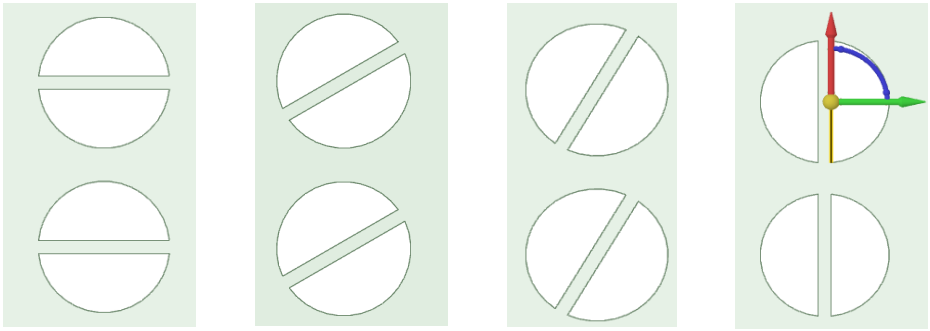
شکل ۳. مقایسه مقادیر محاسبه شده برای عدد ناسلت در تحقیق حاضر با مقادیر تحقیق پاچپوتی و همکاران [۱۹].

۴- نتایج

در این بخش، نتایج به دست آمده برای هندسه‌های مختلف شامل جریان و انتقال حرارت با درنظر گرفتن شکاف در زاویه‌های مختلف و نسبت S/D مورد بررسی قرار گرفته و در شکل‌های ۴- ۱۸ نمایش داده شده است. لازم به ذکر است تمام مقادیر در ابعاد SI ارائه شده است به شکلی که واحد کلوین (K) برای دما، متر بر ثانیه برای سرعت (m/s)، و پاسکال pa برای فشار لحاظ شده است.

۴-۱ تأثیر زاویه شکاف ایجاد شده روی استوانه بر جریان سیال و انتقال حرارت

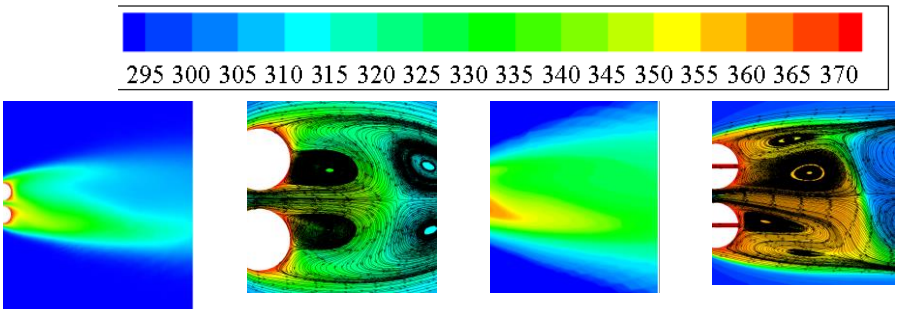
در شکل (۴)، موقعیت قرارگیری استوانه در چهار حالت مختلف زاویه شکاف به منظور بررسی تغییرات نشان داده شده است.



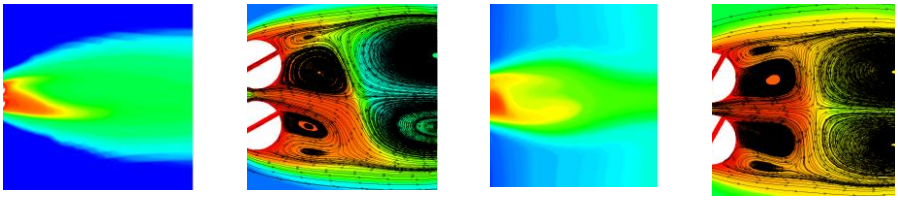
$\alpha = 0^{\circ}$ $\alpha = 30^{\circ}$ $\alpha = 60^{\circ}$ $\alpha = 90^{\circ}$

شکل ۴. موقعیت قرارگیری استوانه در چهار حالت مختلف زاویه شکاف و در نسبت $\frac{S}{D} = 0.1$.

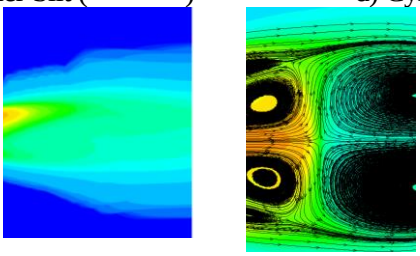
در شکل (۵)، کانتورهای دما و خط جریان برای زاویه‌های مختلف قرارگیری شکاف سیلندر در نسبت $\boldsymbol{\frac{S}{D} = 0.1}$ و برای عدد رینولدز ۱۰۰ نشان داده شده است. همان طور که ملاحظه می‌گردد هنگامی که شیب شکاف $\alpha \leq 30$ باشد، فرکانس ریزش گردابه کمی بیشتر از استوانه‌ای است که شکاف ندارد. با این حال، برای $\alpha \geq 30$، فرکانس ریزش گردابه به طور قابل توجهی بیشتر از استوانه‌ای است که شکاف ندارد که این مقدار برای زاویه ۶۰ درجه تأثیر گذارتر خواهد بود. در کانتور دما نیز مشاهده می‌شود که با افزایش زاویه شکاف از صفر درجه به ۶۰ درجه، گرادیان دما افزایش و با افزایش بیشتر زاویه شکاف به ۹۰ درجه، مقدار گرادیان دما کاهش می‌یابد.



a) Regular Cylinder b) Cylinder Slit ($\alpha = 0^{\circ}$)



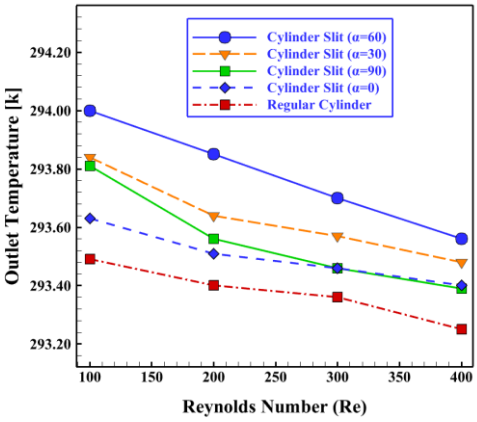
c) Cylinder Slit ($\alpha = 30^{\circ}$) d) Cylinder Slit ($\alpha = 60^{\circ}$)



e) Cylinder Slit ($\alpha = 90^{\circ}$)

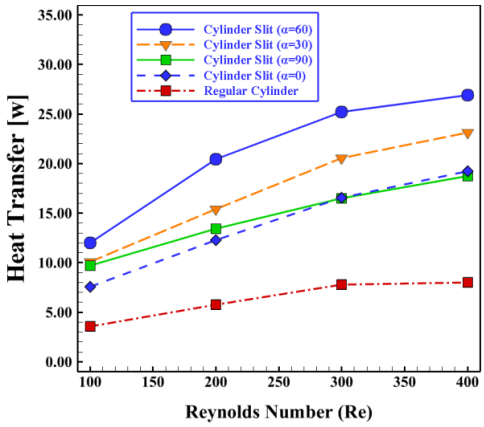
شکل (۵): کانتورهای دما و خط جریان برای زاویه‌های مختلف قرارگیری شکاف سیلندر در عدد رینولدز ۱۰۰.

در شکل (۶)، نمودار تغییرات دمای خروجی سیال عبوری از روی سطح ا ستوانه در چهار حالت مختلف در اعداد رینولدز مختلف نشان داده شده است. همان طور که در این شکل ملاحظه می‌شود، در تمامی اعداد رینولدز، با افزایش زاویه شکاف تا ۶۰ درجه، میزان دمای خروجی افزایش می‌یابد و با افزایش بیشتر زاویه شکاف به ۹۰ درجه، میزان آن کاهش می‌یابد که همان طور که در شکل (۷) مشاهده می گردد دلیل آن به ترتیب افزایش و کاهش گرادیان دما می‌باشد. بیشترین تغییرات دمایی در تمامی اعداد رینولدز، برای حالت زاویه قرارگیری شکاف در حالت ۶۰ درجه بوده که نشان دهنده انتقال حرارت بیشتر در این زاویه خواهد بود. دلیل این امر این است که در این زاویه، سیال پس از برخورد با ا ستوانه و عبور از شکاف با زاویه ۶۰ درجه، هوای اطراف را بیشتر تحت تأثیر قرار داده و انتقال حرارت بهتری بین سیال و سیلندر مورد نظر اتفاق خواهد افتاد که این مقدار برای حالت بدون شکاف و ۶۰ درجه دارای کمترین مقدار می‌باشد. درتمامی اعداد رینولدز، مقدار دمای خروجی سیال برای همه ا ستوانه‌های شکافدار بیشتر از ا ستوانه‌ی بدون شکاف است.

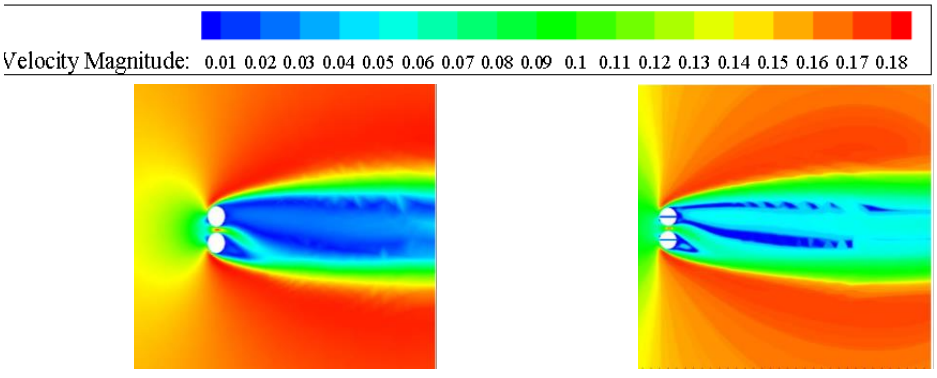


شکل ۶. تغییرات دمای خروجی سیال در رینولدزهای مختلف و برای زاویه‌های مختلف قرارگیری شکاف.

تغییرات انتقال حرارت بین سیلندر و سیال برای حالت‌های مختلف زاویه قرارگیری شکاف سیلندر و در رینولدزهای مختلف در شکل (۷) نشان داده شده است. در این شکل ملاحظه می‌شود که بیشترین مقدار انتقال حرارت بین سیال و سیلندر در حالتی است که زاویه قرارگیری شکاف در حالت ۶۰ درجه بوده که در این حالت سیال پس از عبور از شکاف مورد نظر سیال را در دور دست نیز تحت تأثیر قرار داده و سیال عبوری از این شکاف به صورت جت به سمت بالا پاشش کرده و برد بیشتری خواهد داشت. این امر در شکل (۸) که نشان دهنده کانتور تغییرات سرعن متوسط سیال در زاویه‌های مختلف قرارگیری شکاف سیلندر و Re=100 می‌باشد، نشان داده شده است. با افزایش بیشتر مقدار زاویه، ۹۰ درجه، سیال به سختی از شکاف بالا رفته و از سرعتش کاسته خواهد شد و توان پاشش به سمت بالا و تأثیر قرار دادن سیال دور دست را نخواهد داشت که این تغییرات سرعت در شکل (۱۰) نشان داده شده است. همچنین ملاحظه می شود که با افزایش عدد رینولدز و به علت ایجاد حرکت توربولانسی بیشتر سیال پس از برخورد با استوانه، در تمامی حالات مقدار انتقال حرارت روندی افزایشی خواهد داشت.

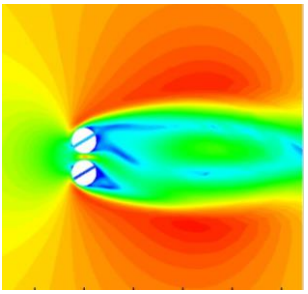


شکل ۷. تغییرات مقدار انتقال حرارت در اعداد رینولدز مختلف سیال برای زاویه های مختلف قرارگیری شکاف سیلندر

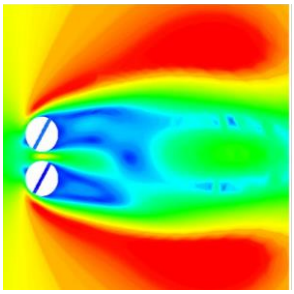


a) Regular Cylinder

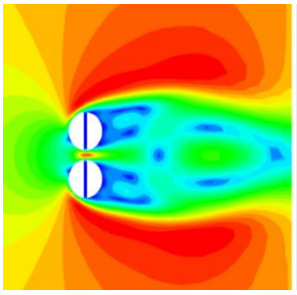
b) Cylinder Slit ($\alpha = 0^{\circ}$)



c) Cylinder Slit ($\alpha = 30^{\circ}$)



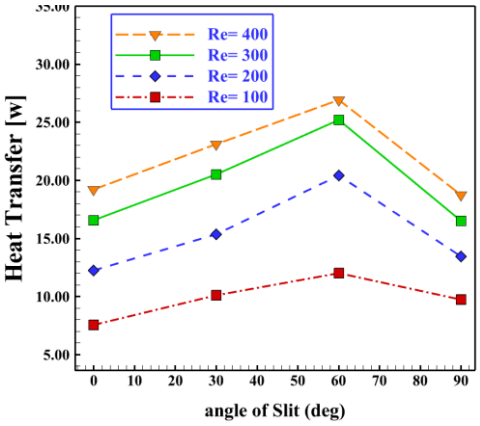
d) Cylinder Slit ($\alpha = 60^{\circ}$)



e) Cylinder Slit ($\alpha = 90^{\circ}$)

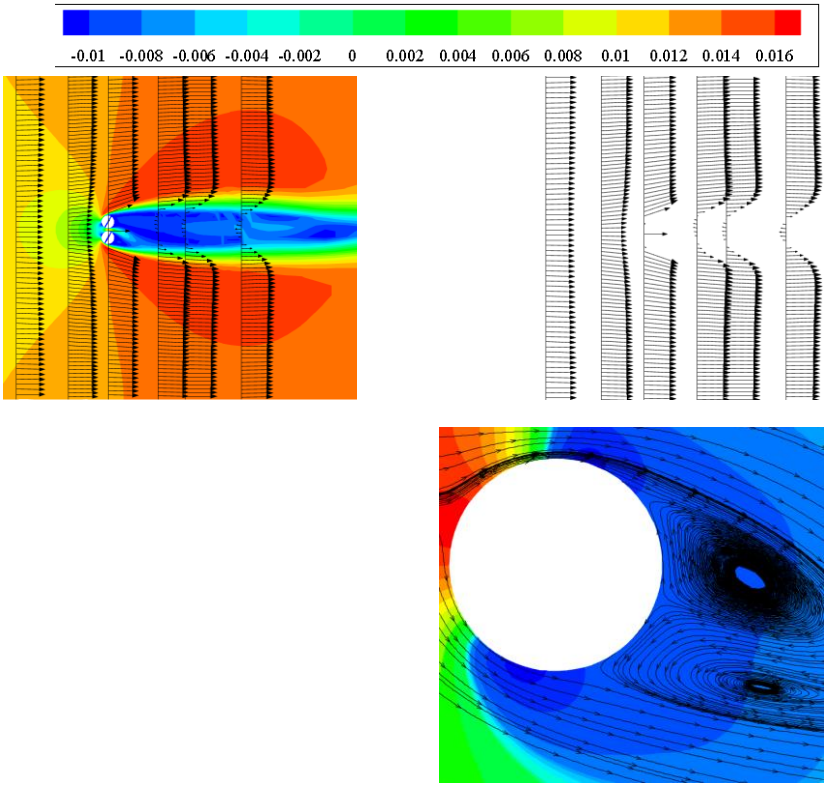
شکل ۸. کانتور مقدار متوسط سرعت سیال برای زاویه‌های مختلف قرارگیری شکاف سیلندر در عدد رینولدز ۱۰۰.

تغییرات مقدار انتقال حرارت سیال عبوری برای چهار عدد مختلف رینولدز و زوایای مختلف زاویه شکاف، در شکل (۹) مورد برر سی قرار گرفته ا ست. در این شکل، م شاهده می‌گردد که با افزایش عدد رینولدز، مقدار انتقال حرارت در تمامی زاویه‌ها افزایش خواهد یافت. همچنین بیشترین مقدار انتقال حرارت در Re=400 و زاویه قرارگیری شکاف ۶۰ درجه رخ می‌دهد. دلیل این امر، حرکت شتابدار و برد بیشتر سیال پس از عبور از شکاف در این زاویه خواهد بود.



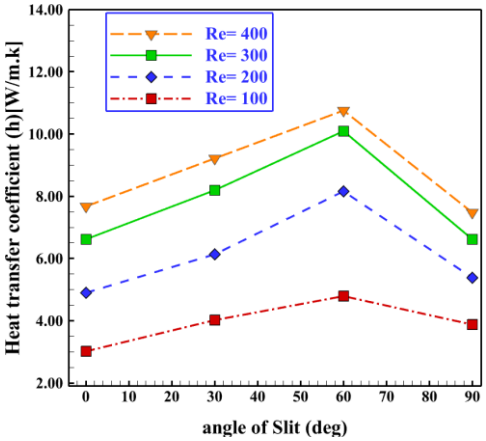
شکل ۹. تغییرات مقدار انتقال حرارت در زاویه‌های مختلف قرارگیری شکاف سیلندر.

مقدار تغییرات افت فشار و خطوط جریان (سرعت) سیال قبل و پس از عبور از مانع استوانه‌ای در شکل (۱۰) مورد بررسی قرار گرفته است. همانطور که در شکل فوق قابل ملاحظه است، مقدار فشار در جلوی استوانه دارای بیشترین مقدار بوده و پس از عبور از آن روندی کاهشی خواهد داشت که با وجود این امر در پشت استوانه گرادیان فشار معکوس رخ داده و این امر باعث ایجاد حرکت گرداب‌های سیال در پشت استوانه خواهد شد که در شکل بالا به وضوح قابل مشاهده است.



شکل ۱۰. حرکت چرخشی سیال پس از عبور از استوانه مورد نظر در عدد رینولدز ۱۰۰.

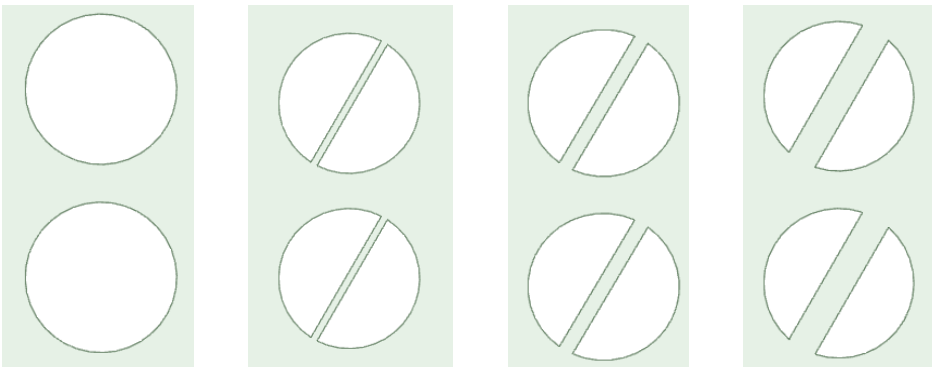
در شکل (۱۱)، تغییرات مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال برای حالت‌های مختلف قرارگیری شکاف سیلندر و برای چهار عدد رینولدز مختلف نشان داده شده است. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که با افزایش عدد رینولدز، مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی برای تمامی زاویه‌های قرارگیری شکاف افزایش خواهد یافت. همچنین بیشترین مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی در زاویه قرارگیری شکاف ۶۰ درجه و Re=400 می‌باشد زیرا به دلیل حرکت شتابدار و برد بیشتر سیال پس از عبور از شکاف در این زاویه خواهد بود.



شکل ۱۱. تغییرات مقدار ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در زاویه های مختلف قرارگیری شکاف سیلندر و در اعداد رینولدز متفاوت.

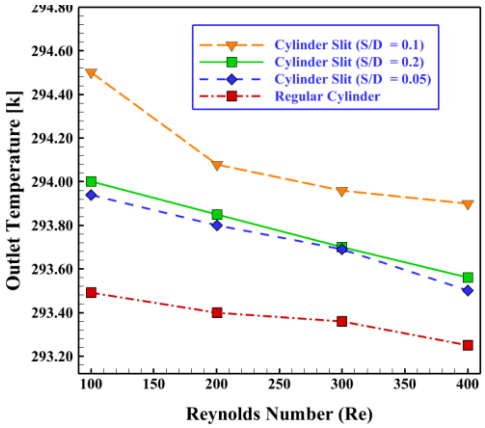
۴-۲ تأثیر نسبت S/D بر جریان و انتقال حرارت

در این قسمت، جریان و انتقال حرارت حول مانع استوانه‌ای شکل با در نظر گرفتن تأثیر زاویه‌ی شکاف استوانه نسبت به محور افق مورد بررسی قرار می‌گیرد. با توجه به توضیحات داده شده در قسمت قبل، استوانه دارای شکاف ۶۰ درجه دارای بهترین عملکرد حرارتی بوده، بنابراین در این قسمت تأثیر نسبت S/D در زاویه شکاف ۶۰ درجه بر جریان و انتقال حرارت مورد مطالعه قرار می‌گیرد. در شکل (۱۲) شماتیک قرارگیری مانع استوانه‌ای شکل مورد نظر در چهار حالت مختلف نشان داده شده است. بنابراین به منظور ارائه و درک بهتر تغییرات انتقال حرارت براساس تغییرات نسبت S/D ، تغییرات دمای هوای خروجی عبوری از روی سطح استوانه در چهار حالت مختلف در اعداد رینولدز مختلف در شکل (۱۳) نشان داده شده است.



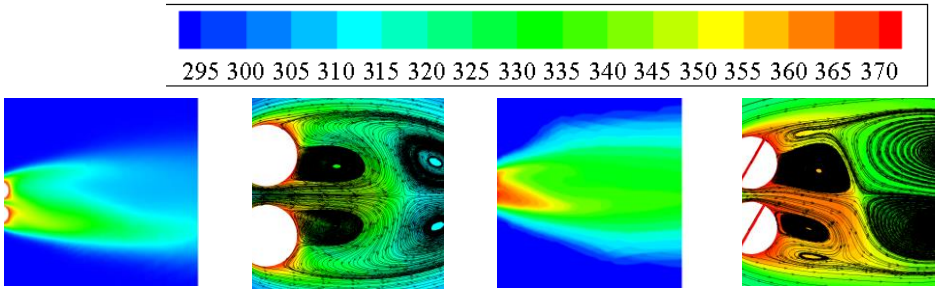
شکل ۱۲. شماتیک هندسه مورد بررسی در حالت های مختلف نسبت S/D .

همان طور که در این شکل مشاهده می‌گردد با اضافه نمودن نسبت شکاف در مانع استوانه‌ای شکل، در تمامی اعداد رینولدز، مقدار انتقال حرارت خروجی افزایش می‌یابد. با افزایش نسبت شکاف به $\frac{S}{D} = 0.1$ ، میزان دمای خروجی افزایش و سپس با افزایش بیشتر نسبت شکاف، دمای خروجی کاهش می‌یابد به طوری که در نسبت شکاف $\frac{S}{D} = 0.1$ دمای خروجی دارای ماکزیمم مقدار خود می‌باشد. همچنین با افزایش عدد رینولدز، در تمامی حالت‌ها، مقدار دمای خروجی کاهش می‌یابد.

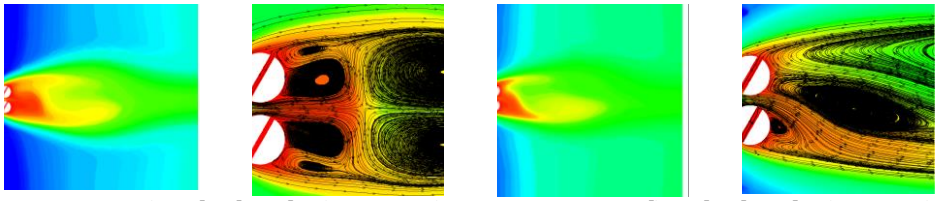


شکل ۱۳. تغییرات دمای خروجی سیال در حالت‌های مختلف نسبت S/D و برای اعداد رینولدز مختلف.

در شکل (۱۴)، کانتورهای دما و خط جریان برای نسبت‌های مختلف شکاف مانع و در Re=100 نشان داده شده است. همان طور که ملاحظه می‌گردد هنگامی که شیب شکاف $\alpha \leq 30$ باشد، فرکانس ریزش گردابه کمی بیشتر از استوانه‌ای است که شکاف ندارد. با این حال، برای $\alpha \geq 30$، فرکانس ریزش گردابه به طور قابل توجهی بیشتر از استوانه‌ای است که شکاف ندارد که این مقدار برای زاویه ۶۰ درجه تأثیر گذارتر خواهد بود. در کانتور دما نیز مشاهده می‌شود که با افزایش زاویه شکاف از صفر درجه به ۶۰ درجه، گرادیان دما افزایش و با افزایش بیشتر زاویه شکاف به ۹۰ درجه، مقدار گرادیان دما کاهش می‌یابد.



a) Regular Cylinder b) Cylinder Slit (S/D=0.05)

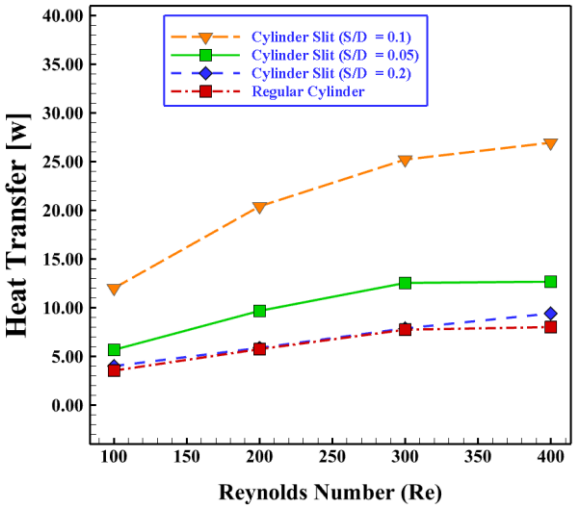


c) Cylinder Slit (S/D=0.15) d) Cylinder Slit (S/D=0.2)

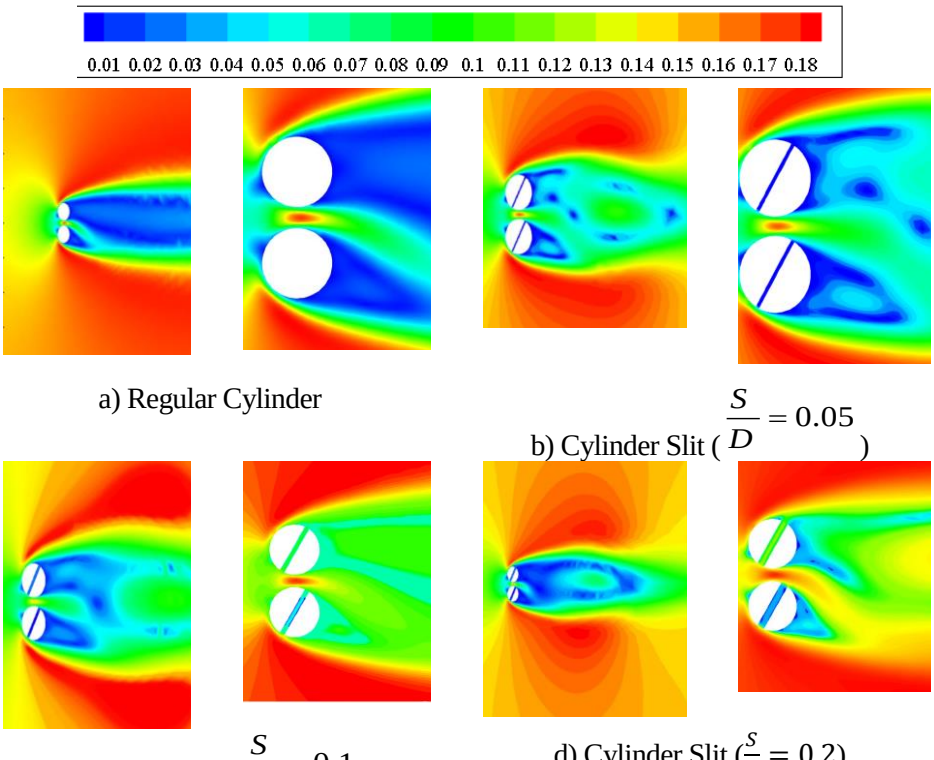
شکل ۱۴. کانتورهای دما و خط جریان در Re=100 و برای مقادیر مختلف نسبت شکاف $\frac{S}{D}$.

تغییرات مقدار انتقال حرارت برای مقادیر مختلف نسبت شکاف $(\frac{S}{D})$ سیلندر استوانه‌ای شکل و در اعداد رینولدز مختلف در شکل (۱۵) نشان داده شده است. در این شکل مشاهده می‌گردد که در نسبت شکاف $\frac{S}{D} = 0.1$، در همه اعداد رینولدز، مقدار انتقال حرارت دارای ماکزیمم مقدار خود است. در این حالت سیال پس از عبور از شکاف مورد نظر، سیال را در دور دست نیز تحت تأثیر قرار داده و سیال عبوری از این شکاف به صورت جت به سمت بالا پاشش کرده و برد بیشتری خواهد داشت. ولی با افزایش نسبت شکاف به $\frac{S}{D} = 0.2$، سیال به راحتی از شکاف بالا رفته و سرعت و پاشش مورد نیاز را نخواهد داشت و توان پاشش به سمت بالا و تأثیر قرار دادن سیال دور دست را از دست می‌دهد که این تغییرات سرعت در شکل (۱۶) که نشان دهنده کانتور تغییرات مقدار سرعت متوسط سیال عبوری از روی استوانه‌ها در Re=100 و مقادیر مختلف نسبت شکاف است، نمایش داده شده است. همچنین در شکل (۱۵) ملاحظه می‌شود که با افزایش عدد رینولدز، مقدار مقدار انتقال حرارت به دلیل ایجاد حرکت توربولانسی بیشتر، روندی افزایشی دارد.

تغییرات مقدار انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت بین سیال و مانع استوانه‌ای شکل، در شکل (۱۷) برای تغییرات مختلف نسبت شکاف $(\frac{S}{D})$ و برای اعدا رینولدز Re=100, 200, 300 , 400 نشان داده شده است. از این شکل دریافت می شود که با افزایش نسبت شکاف، برای تمامی اعداد رینولدز، مقدار انتقال حرارت تا نسبت شکاف $\frac{S}{D} = 0.1$ افزایش و سپس به طور محسوسی کاهش پیدا می‌کند. همچنین در این شکل، این نکته استخراج می‌گردد ماکزیمم مقدار انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت در Re=400 و نسبت شکاف $\frac{S}{D} = 0.1$ رخ می‌دهد.



شکل ۱۵. انتقال حرارت در حالت‌های مختلف نسبت $\frac{S}{D}$ و برای اعداد رینولدز مختلف.



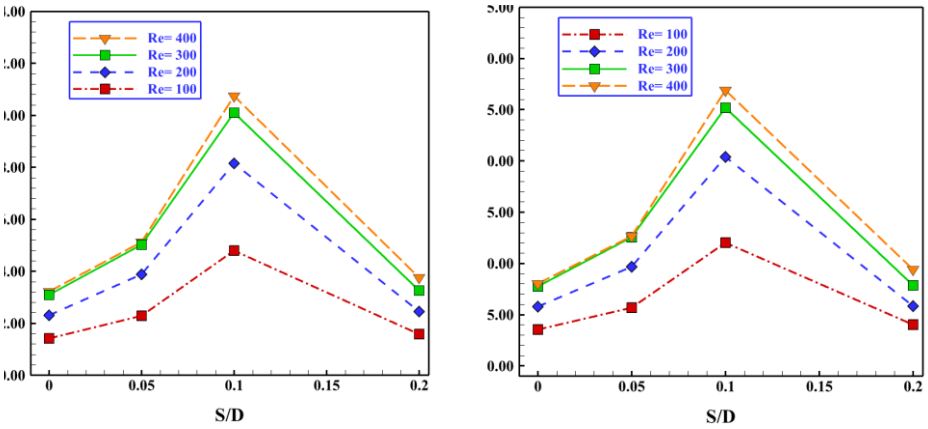
a) Regular Cylinder

b) Cylinder Slit ($\frac{S}{D} = 0.05$)

c) Cylinder Slit ($\frac{S}{D} = 0.1$)

d) Cylinder Slit ($\frac{S}{D} = 0.2$)

شکل ۱۶. کانتور سرعت متوسط سیال عبوری از روی استوانه‌ها در عدد رینولدز ۱۰۰ برای مقادیر مختلف نسبت $\frac{S}{D}$.



شکل ۱۷. تغییرات مقدار انتقال حرارت مبادله شده و ضریب انتقال حرارت جابجایی بین سیال و سیلندر در حالت های مختلف نسبت شکاف $\frac{S}{D}$ در اعداد رینولدز مختلف.

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله، تأثیر زاویه قرارگیری و ضخامت شکاف مانع ا ستوانه‌ای شکل بر عملکرد جریان و انتقال حرارت به روش حجم محدود و با نرم‌افزار فلوئنت مورد بررسی قرار گرفته است. تحلیل مسئله در چهار حالت مختلف نسبت شکاف (S/D)، چهار حالت زوایه قرار گیری مانع ا ستوانه‌ی شکل ($0° \leq \alpha \leq 90°$) و اعداد رینولدز ($100 \leq Re \leq 400$) صورت پذیرفت. نتایج به دست آمده نشان داد که با افزایش عدد رینولدز، مقدار انتقال حرارت به دلیل انتقال حرارت همرفتی بیشتر، افزایش یافته اما دمای خروجی سیال کاهش می‌یابد. هم چنین به چگونگی نسبت S/D در استوانه مورد نظر نیز پرداخته شد. نتایج به دست آمده نشان داد که وجود شکاف در استوانه در حالت زاویه‌ی ۶۰ درجه باعث بیشترین انتقال حرارت و بازدهی خواهد بود. همچنین استوانه مورد نظر در حالتی بهترین عملکرد را خواهد داشت که در زاویه ۶۰ درجه و نسبت S/D=0.1 قرار داشته باشد.

References

[1] Shabani, F., Khosravi Farsani, A., & Asadi Boroujeni, B. (2022). Experimental Solution and Numerical Simulation of Flow and Heat Transfer in Car Radiators in Forced and Natural Flows. *Karafan Journal*, *19*(3), 71–95. (In persian) https://doi.org/10.48301/kssa.2022.336734.2061

[2] Esfandiar, M., Pourabdi, G., Akbari, M., & Eskandari, E. (2023). Numerical Study and Analysis of Thermal Parameters of Subcooled Flow Boiling and Presentation of Prediction Models based on Artificial Neural Network Algorithm. *Karafan Journal*, *20*(1), 151–173. (In persian) https://doi.org/10.48301/kssa.2023.388017.2469

[3] Asadi Boroojeni, B., & Khosravi Farsani, A. (2024). Numerical Simulation of Laminar Nanofluids Flow in a Curved Duct with a Square Cross-section. *Karafan Journal*, *21*(1), 411–433. (In persian) https://doi.org/10.48301/kssa.2024.427698.2775
[4] Chen, L., & MacGillivray, I. R. (2014). Prediction of trailing-edge noise based on Reynolds-averaged Navier–Stokes solution. *AIAA journal*, *52*(12), 2673–2682. https://arc.aiaa.org/doi/10.2514/1.J052827
[5] Igarashi, T. (1978). Flow characteristics around a circular cylinder with a slit: 1st report, flow control and flow patterns. *Bulletin of JSME*, *21*(154), 656–664. https://www.jstage.jst.go.jp/article/jsme1958/21/154/21_154_656/_article/-char/ja
[6] Coelho, P., & Pinho, F. (2004). Vortex shedding in cylinder flow of shear-thinning fluids. III: Pressure measurements. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, *121*(1), 55–68. https://doi.org/10.1016/j.jnnfm.2004.04.004
[7] BOSCHI, G. (2017). Hot wire anemometry for fluid-machines wake investigation: Main flow properties and turbulence. https://hdl.handle.net/10589/139632
[8] Shen, Z.-G., Wu, S.-Y., Xiao, L., Li, D.-L., & Wang, K. (2015). Experimental and numerical investigations of combined free convection and radiation heat transfer in an upward-facing cylindrical cavity. *International Journal of Thermal Sciences*, *89*, 314–326. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.11.010
[9] Shen, Z.-G., Wu, S.-Y., Xiao, L., & Wang, K. (2016). Effect of tilt angle on the stability of free convection heat transfer in an upward-facing cylindrical cavity: Numerical analysis. *International Journal of Thermal Sciences*, *107*, 13–24. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.03.020
[10] Corvaro, F., Nardini, G., Paroncini, M., & Vitali, R. (2015). PIV and numerical analysis of natural convective heat transfer and fluid flow in a square cavity with two vertical obstacles. *International Journal of Heat and Technology*, *33*(2), 51–56. https://doi.org/10.18280/ijht.330208
[11] Ngo, L., Bello-Ochende, T., & Meyer, J. P. (2015). Numerical modelling and optimisation of natural convection heat loss suppression in a solar cavity receiver with plate fins. *Renewable Energy*, *74*, 95–105. https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.07.047
[12] Sheng, W. J., & Chen, W. (2016). Features of flow past a circular cylinder with a slit. *Scientia Iranica. Transaction B, Mechanical Engineering*, *23*(5), 2097. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.11.025
[13] Al-Damook, A., Kapur, N., Summers, J., & Thompson, H. (2016). Computational design and optimisation of pin fin heat sinks with rectangular perforations. *Applied Thermal Engineering*, *105*, 691–703. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.070
[14] Kuo, C. H., Lin, H. W., Chai, C. T., & Cheng, F. (2017). Flow characteristics around circular cylinders with a normal slit. Defect and Diffusion Forum, https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/DDF.379.48
[15] Abbasinezhad Fallah, D., Rezazadeh, S., Jalili, H., & Raad, M. (2022). Numerical investigation of triangular bluff bodies size effect on heat and mass transfer phenomena: internal flow. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, *44*(5), 219. https://doi.org/10.1007/s40430-022-03526-7
[16] Wang, S., Asselineau, C.-A., Wang, Y., Pye, J., & Coventry, J. (2020). Performance enhancement of cavity receivers with spillage skirts and secondary reflectors in

concentrated solar dish and tower systems. *Solar Energy*, *208*, 708–727. https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.08.008

[17] Gao, D.-L., Chen, W.-L., Li, H., & Hu, H. (2017). Flow around a circular cylinder with slit. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *82*, 287–301. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.11.025

[18] Bao, Z., Qin, G., He, W., & Wang, Y. (2018). Numerical investigation of flow around a slotted circular cylinder at low Reynolds number. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, *183*, 273–282. https://doi.org/10.1016/j.jweia.2018.11.010

[19] Hsu, L.-C., & Chen, C.-L. (2020). The drag and lift characteristics of flow around a circular cylinder with a slit. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, *82*, 135–155. https://doi.org/10.1016/j.euromechflu.2020.02.009

[20] Karasu, İ. (2020). Flow control over a diamond-shaped cylinder using slits. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *112*, 109992. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2019.109992

[21] Mishra, A., & De, A. (2021). Suppression of vortex shedding using a slit through the circular cylinder at low Reynolds number. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, *89*, 349–366. https://doi.org/10.1016/j.euromechflu.2021.06.009

[22] Hsu, L.-C., & Liang, C.-W. (2021). Heat transfer in flow past two cylinders in tandem and enhancement with a slit. *Energies*, *14*(2), 308. https://doi.org/10.3390/en14020308

[23] Hsu, L.-C. (2021). Heat transfer of flow past a cylinder with a slit. *International Journal of Thermal Sciences*, *159*, 106582. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106582

[24] Ali, U., Hassan, H., Janajreh, I., Ait Abderrahmane, H., & Islam, M. (2023). Passive and active control for flow over a cylinder using a slit and validation with soap film technique. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, *98*, 279–291. https://doi.org/10.1016/j.euromechflu.2022.11.003

[25] Bensedira, S., Salhi, M., El-Hadj, A. A., & Semmar, D. (2022). Numerical simulation of the flow around circular cylinder with slits. https://www.researchgate.net/publication/363452360_Numerical_simulation_of_the_flow_around_circular_cylinder_with_slits

[26] Ali, U., Ghannam, A., Islam, M., & Janajreh, I. (2024). Passive elimination of flow-induced forces and vibrations of a circular cylinder using a slit. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, *104*, 78–101. https://doi.org/10.1016/j.euromechflu.2023.11.009

[27] Rajani, B., Kandasamy, A., & Majumdar, S. (2009). Numerical simulation of laminar flow past a circular cylinder. *Applied Mathematical Modelling*, *33*(3), 1228–1247. https://doi.org/10.1016/j.apm.2008.01.017

[28] Pachpute, S., Premachandran, B., & Talukdar, P. (2015). A numerical study of combined forced convection and gas radiation from a circular cylinder in cross flow. *Heat Transfer Engineering*, *36*(2), 135–151. https://doi.org/10.1080/01457632.2014.909180