



Effect of Vortex Generator on a Wavy Wall Heat Exchanger Performance for Turbulent Nanofluid Flow under a Magnetic Field

A.A. Abbasian Arani* , S. Gholami Ghale Nazeri

Mechanical Engineering Department, University of Kashan, Kashan, Iran

ABSTRACT: Today, in the industry for improving the performance and reducing the energy consumption of thermal systems, much attention has been paid. Use of a magnetic field, wavy wall heat exchanger and dispersion of nanoscale particles are the new methods for improving the thermal systems performance containing fluid flow and heat transfer. Flow vortex, which is formed by means of chips, or appendages such as blades or fins, is very effective in improving the heat transfer rate. In this study, the effect of magnetic field application and vortex generator on the flow field and heat transfer in compulsory displacement is investigated separately and simultaneously inside the wavy wall heat exchanger. In the present work, a wavy wall heat exchanger is simulated in various geometries of the Vertex generator under magnetic fields in various Hartmann and Reynolds numbers filled with nanofluid. The system of nonlinear governing equations is solved explicitly using a fluent software based on the basic pressure solver and finite volume method. The results show that with increasing Reynolds number, the Nusselt number and friction coefficient increase and decrease respectively. As the Hartman number increases, the Nusselt number increases and the friction coefficient decreases.

Review History:

Received: 17/01/2018
Revised: 07/03/2018
Accepted: 20/05/2018
Available Online: 30/05/2018

Keywords:

Heat transfer improvement
Vertex generator
Turbulent flow
Wavy wall heat exchanger

1. INTRODUCTION

Tube-fin heat exchangers are employed in a variety of applications such as chemical processes, domestic and industrial applications, air conditioner, and automotive radiators. Because of their extensive applications, they are responsible for exchanging huge amounts of energy. Environmental considerations and energy costs are the factors to motivate attempts to investigate for better performance over the new and creative designs.

Effects of an external delta-wing vortex generator on the flow and heat transfer characteristics in fan flows and uniform flows were experimentally investigated and compared by Chen and Shu [1]. The increase in the turbulent kinetic energy by the delta-wing has little effect on heat transfer in the inherently vortical fan flows. Consequently, the delta-wing vortex generator in fan flows has little effect on the heat transfer augmentation. Leu et al. [2] conducted numerical and experimental analyses in order to study the heat transfer and flow in the plate-fin and tube heat exchangers with inclined block shape vortex generators mounted behind the tubes. Their results indicated that the proposed heat transfer enhancement technique is able to generate longitudinal vortices and to improve the heat transfer performance in the wake regions. Zhang et al. [3] presented a study on the effects of the span position of Vortex Generators (VGs) on local heat transfer on three-row flat tube bank fin. The present results reveal that: VGs should be mounted as near as possible to the

tube wall; Paul et al. [4] presented an experimental investigation on the concentration of heat transfer along the tube wall of the compact heat exchanger through the use of winglets placed on the louvers. An experimental analysis of the effects of delta-winglet vortex generators on the performance of a fin and tube radiator is presented by Allison and Dally [5]. They found that the winglet surface had 87% of the heat transfer capacity but only 53% of the pressure drop of the louver fin surface. In an experimental study [6] the effectiveness of a 3VG alternate-tube inline array of vortex generators is compared to a single-row vortex generator design and the baseline configuration. The results indicate that vortex generator arrays can significantly enhance the performance of fin-tube heat exchangers with flow depths and fin densities typical to those used in air-cooling and refrigeration applications. Tang [7] conducted a study on air-side heat transfer of a fin-and-tube heat exchanger. The increase of vortex generator attack angle or length, or decrease of vortex generator height may enhance the performance of vortex-generator fin.

The main objective of this research is the study of the effect of magnetic field application and vortex generator on the flow field and heat transfer. In the present work, a wavy wall heat exchanger is simulated in various geometries of the vertex generator under magnetic fields in various Hartmann and Reynolds. For this purpose, Navier Stokes equations, the conservation of mass, momentum, and energy equations with incompressible flow assumption were used.

*Corresponding author's email: abbasian@kashanu.ac.ir



2. PROBLEM STATEMENT

Figs. 1 and 2 demonstrate the view of the heat exchanger with delta wing-let and computational domain. As it is shown in refereed figures upper and lower boundary conditions are periodic, and left and right sides have the symmetry boundary condition. Inlet velocity for inlet and pressure outlet conditions for the outlet of the domain were used. Required simulations for Hartman number from 70 to 100 were done and by using these results variations of the friction factor and Nusselt number were presented. Base on the obtained results, the best case that having maximum thermal performance were presented.

In the next step system of governing equations employing $k-\epsilon$ model for simulation of Reynolds stress tensors were solved. In the next step, independent grid study and validation test were done. According to the obtained results from the present study, it is clear that the results are in very good agreement with valid published data. In the next step, more important results were presented.

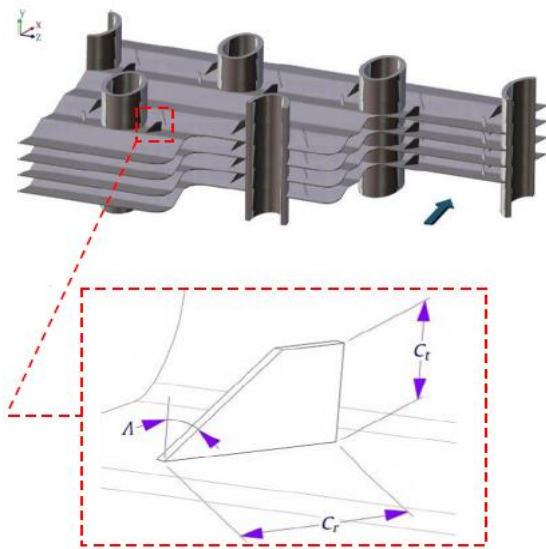


Fig. 1: Heat exchanger with delta wing-let

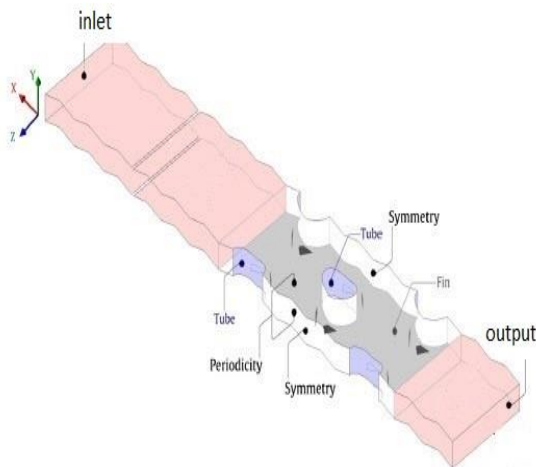


Fig. 2: Simulation domain of the problem

3. RESULT AND DISCUSSION

In Figs. 3 and 4 variations of friction factor and Nusselt number with Reynolds number at each wing-let vortex generator angle between 15 and 75 degree are presented. As can be seen form Fig. 3, friction factor was decrease with Reynolds number. This effect can be expected from the behavior of the fluid flow.

In addition, the values of friction factor increased with wing-let vortex generator angle. In fact, increasing the wing-let vortex generator angle increases the barrier for fluid flow.

Fig. 4 presents the variation of Nusselt number with Reynolds number at various wing-let vortex generator angle. As can be seen, Nusselt number increases with increasing Reynolds number. Increasing the Reynolds number increases the kinetic energy of the fluid and therefore heat exchange between the fluid and solid surface is increased. In addition, the value of the Nusselt number decreases with increasing the wing-let vortex generator angle. The behavior is expected from the results of the friction factor (Fig. 3).

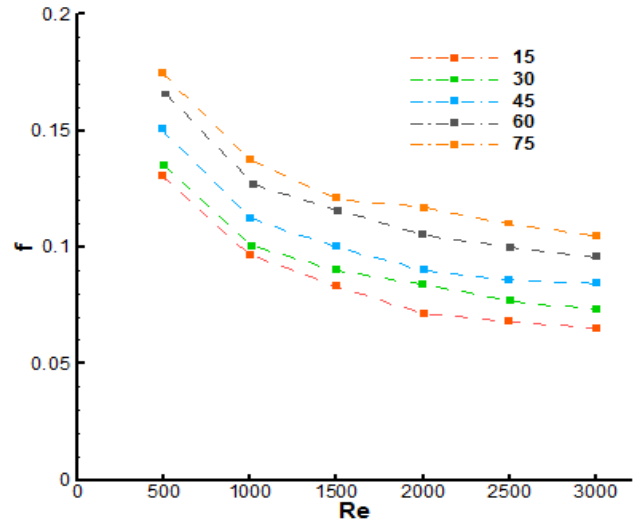


Fig. 3: Variation of friction factor with Reynolds number at various wing-let vortex generator angle.

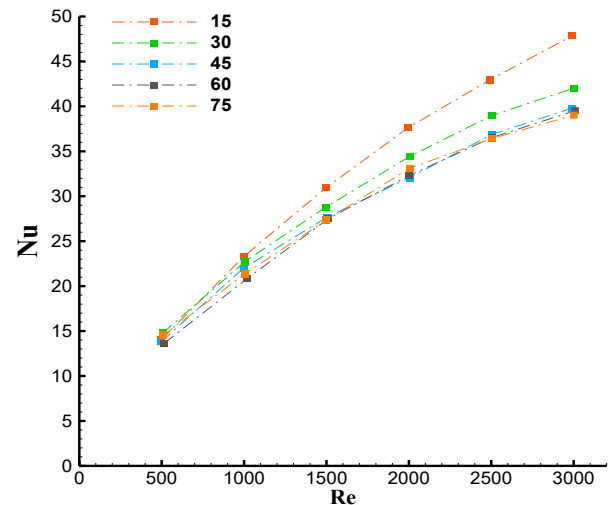


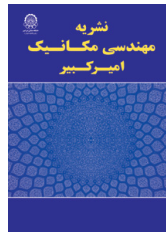
Fig. 4: Variation of Nusselt number with Reynolds number at various wing-let vortex generator angle.

4. CONCLUSIONS

In this study, the effect of magnetic field application and vortex generator on the flow field and heat transfer in compulsory displacement is investigated separately and simultaneously inside the wavy wall heat exchanger. The results show that with increasing Reynolds number, the Nusselt number and friction coefficient increases and decreases respectively. As the Hartman number increases, the Nusselt number increases and the friction coefficient decreases.

REFERENCES

- [1] T.-Y. Chen, H. Shu, Flow structures and heat transfer characteristics in fan flows with and without delta-wing vortex generators, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28(4) (2004) 273-282.
- [2] J.-S. Leu, Y.-H. Wu, J.-Y. Jang, Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(19) (2004) 4327-4338.
- [3] Y.-H. Zhang, L.-B. Wang, F. Ke, Y. Su, S. Gao, The effects of span position of winglet vortex generator on local heat/mass transfer over a three-row flat tube bank fin, *Heat and Mass Transfer*, 40(11) (2004) 881-891.
- [4] P.A. Sanders, K.A. Thole, Effects of winglets to augment tube wall heat transfer in louvered fin heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(21) (2006) 4058-4069.
- [5] C. Allison, B. Dally, Effect of a delta-winglet vortex pair on the performance of a tube-fin heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(25) (2007) 5065-5072.
- [6] A. Joardar, A. Jacobi, Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 31(1) (2008) 87-97.
- [7] L.H. Tang, M. Zeng, Q.W. Wang, Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns, *Experimental Thermal and Fluid Science* 33 (2009) 818-827.



تحلیل اثر مولد ورتکس بر عملکرد مبدل حرارتی اعوجاجی در جریان مغشوش نانوسیال تحت جریان مغناطیسی

علی اکبر عباسیان آرانی*، سیاوش غلامی قلعه ناظری

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۶/۱۰/۲۷

بازنگری: ۱۳۹۶/۱۲/۱۶

پذیرش: ۱۳۹۷/۰۲/۳۰

ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۰۳/۰۹

کلمات کلیدی:

بهبود انتقال حرارت

مولد ورتکس

جریان مغشوش

مبدل حرارتی اعوجاجی

خلاصه: امروزه در صنعت بهبود عملکرد و بهبود مصرف انرژی سامانه‌های حرارتی بسیار مورد توجه قرار گرفته است. استفاده از میدان مغناطیسی، موج دار کردن مبدل و استفاده از ذرات نانو روش‌های نوینی است که برای بهبود عملکرد سیستم‌های حرارتی حاوی جریان سیال کاربردی می‌باشد. گردابه‌های جریانی که به وسیله تراشه‌های بیرون آمده و یا زائده‌هایی همچون پره یا بالچه تشکیل می‌گردند در بهبود پدیده انتقال حرارت بسیار موثرند. در این تحقیق به بررسی و مقایسه اثر کاربرد میدان مغناطیسی و مولد ورتکس بر میدان جریان و انتقال حرارت در جابه‌جایی اجباری به‌صورت تکی و همزمان درون مبدل حرارتی اعوجاجی پرداخته شده است. برای این منظور مبدل حرارتی اعوجاجی در هندسه‌های مختلف مولد ورتکس تحت میدان مغناطیسی در اعداد هارتمن و رینولدز مختلف نانوسیال شبیه‌سازی شده است. در این تحقیق جریان تراکم ناپذیر با استفاده از معادلات حاکم شبیه‌سازی شده است. دستگاه معادلات غیر خطی حاکم، با استفاده از حلگر فشار مینا ی نرم افزار فلونت و بر اساس روش حجم محدود به صورت صریح حل شده‌اند. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش عدد رینولدز مقدار عدد ناسلت و ضریب اصطکاک به ترتیب افزایش و کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش عدد هارتمن عدد ناسلت افزایش و ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد.

۱- مقدمه

موجی افزایش راندمان انتقال حرارت در فرآیندهای انتقال صنعتی است [۱ و ۲]. اولین بار گلدستین و اسپارو [۳] در سال ۱۹۷۷ آزمایش‌هایی را بر روی مشخصه‌های انتقال حرارت در جریان داخل یک کانال موجی انجام دادند. آن‌ها جریان را آرام در نظر گرفتند و مشخصه‌ها را در اعداد رینولدز پایین بررسی کردند. راش و همکاران [۴] جریان سیال و انتقال حرارت را در یک کانال موج‌دار بررسی کردند. آن‌ها با تغییر در نحوه موج‌دار کردن کانال، به بررسی تغییر فاز در موج‌دار کردن دیواره‌های بالا و پایین کانال پرداختند. وانگ و چن [۲] جریان اجباری در یک کانال موجی را بررسی و تاثیر پارامترهای مختلف بر افزایش انتقال حرارت را مورد مطالعه قرار دادند. احمد و همکاران [۵] جریان نانوسیال را در یک کانال موج‌دار مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها با استفاده از روش‌های عددی و تغییر عدد رینولدز (بین ۱۰۰ تا ۴۰۰) و تغییر درصد حجمی نانوذرات (از صفر تا ۵ درصد)، به بررسی اثر این پارامترها روی انتقال حرارت پرداختند.

موضوع انتقال حرارت، بحثی بسیار مهم و جدی در کاربرد مبدل‌های حرارتی می‌باشد. صنایع فرآیندی بیش از پیش به توسعه مبدل‌های حرارتی نیازمند است. پراکندگی جریان در بازه‌های منظم، ابزاری مناسب جهت افزایش نرخ انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی می‌باشد. از آنجایی که انرژی‌های تجدیدناپذیر همچون سوخت‌های فسیلی در حال کاهش است و آلودگی‌های محیطی و هزینه‌های ناشی از آن‌ها نیز پارامترهای بسیار مهمی می‌باشند، کارکرد بهتر مبدل‌های حرارتی می‌تواند عوامل فوق را کاهش و بازدهی بهتری را ایجاد نماید. مبدل‌های موجی شکل از جمله مبدل‌هایی هستند که باعث افزایش انتقال حرارت می‌شوند و در عین حال تاثیر کمتری بر گرادیان فشار نامطلوب در طول کانال دارند. مبدل‌های موج‌دار در بسیاری از کاربردهای مهندسی دیده می‌شوند. از مهمترین کاربردهای مبدل‌های

* نویسنده‌دار مکاتبات: abbasian@kashanu.ac.ir

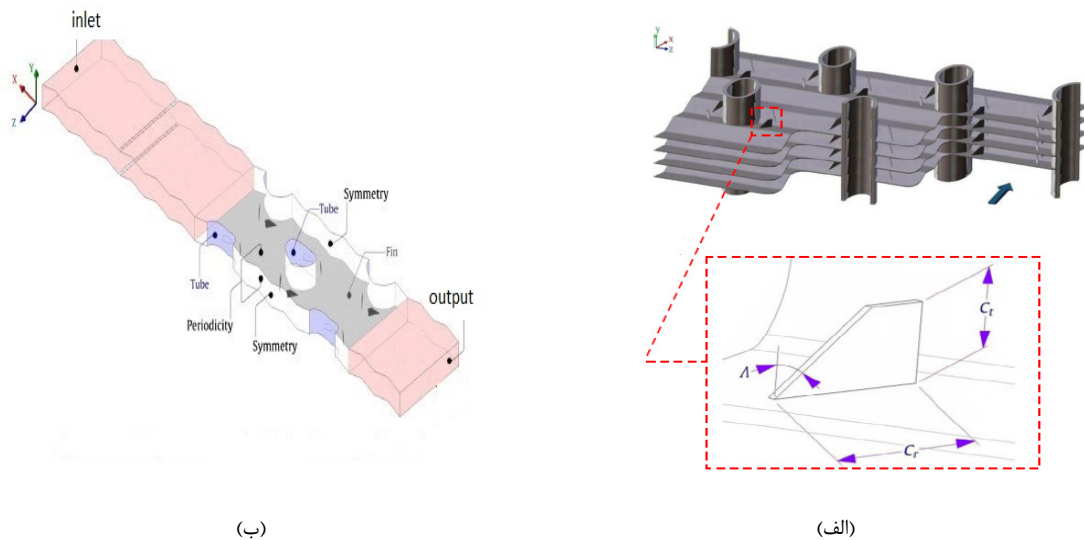


گنگ و همکاران [۶] نشان دادند که اضافه کردن درصد حجمی تا ۵ درصد می‌تواند انتقال حرارت را تا ۲۰ درصد افزایش دهد. حیدری و کرمانی [۱] به بررسی جریان نانوسیال در یک کانال سینوسی پرداختند. آن‌ها با بررسی کسر حجمی ۵ تا ۲۰ درصد نتیجه گرفتند که به کمک نانوذرات و موج‌دار کردن کانال، می‌توان انتقال حرارت را تا ۵۰ درصد افزایش داد. سانترا و همکاران [۷] به بررسی انتقال حرارت در یک کانال دوبعدی حاوی نانوسیال پرداختند. آن‌ها شرط دمایی ثابت را برای دیواره‌های کانال اعمال کردند و نتیجه گرفتند که با افزایش عدد رینولدز و همچنین افزایش درصد حجمی نانوسیال، انتقال حرارت افزایش می‌یابد. فابری [۸] و فابری و روسی [۹] به بررسی انتقال حرارت در کانال‌های صاف و موجی پرداختند. آن‌ها با تحلیل عدد ناسلت محلی دریافتند که نرخ انتقال حرارت به طور موثری افزایش یافته است. آن‌ها بررسی‌های خود را در جریان آرام انجام دادند. گازمن و آمون [۱۰ و ۱۱] به صورت آزمایشگاهی به بررسی جریان در کانال‌های همگرا-واگرا پرداختند. آن‌ها دریافتند که این جریان با نوسانات خودنگهدارنده سه شکاف، تغییر پایداری سیستم و حل پرئودیک را زمانی که عدد رینولدز فراتر از عدد رینولدز شکاف اول جریان می‌رود تجربه می‌کند. هر کدام از این شکاف‌ها یک فرکانس اضافی را در حالی که جریان از آرام به مغشوش رشد می‌کند، اضافه می‌کند. در طی توالی این شکاف‌ها، دینامیک سیالات کلاسیک تکامل جریان گذرا را از یک حالت زمانی دوره‌ای به یک رژیم غیر دوره‌ای نشان می‌دهد. برهان و همکاران [۱۲] به بررسی جریان تحت تاثیر میدان مغناطیسی بر روی یک صفحه موج‌دار پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که پارامتر میدان مغناطیسی تاثیر قابل توجهی بر میدان سرعت و گرادیان فشار دارد. همچنین نشان دادند افزایش پارامتر میدان مغناطیسی، دما را افزایش و نرخ انتقال حرارت را کاهش می‌دهد. بعلاوه آن‌ها دریافتند که عدد ناسلت محلی با افزایش عدد پرانتل، افزایش پیدا می‌کند. پروین و همکاران [۱۳] اثر میدان مغناطیسی در جریان جابه‌جایی آزاد در یک کانال عمودی موج‌دار را بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که افزایش عدد رینولدز و کاهش عدد پرانتل خطوط جریان را در سرتاسر کانال انتشار می‌دهد. همچنین عدد ناسلت محلی دیواره‌های گرم به تدریج در طول کانال افزایش پیدا می‌کند و بیشترین مقدار نسبی را در بالاترین نقطه دیواره گرم دارد. همچنین افزایش عدد رینولدز، عدد پرانتل و عدد

گراشف ناسلت محلی و میانگین دیواره گرم را افزایش می‌دهند. سیلک [۱۴] به بررسی اثر میدان مغناطیسی بر جریان در یک کانال با سطح مقطع مستطیل پرداخت. او به کمک چندجمله‌ای چبیشف جریان سیال را بررسی کرد و اعداد هارتمن تا ۱۰۰۰ را مورد مطالعه قرار داد. روش او دقت و کارایی بالایی داشت. به طور معمول در مطالعات قبلی برای مقادیر بالاتر عدد هارتمن با مشکلات متعددی مواجه می‌شدند ولی در این روش تعداد قابل توجهی را از عدد هارتمن بالا را شامل می‌شود و تلاش محاسباتی از دیگر روش‌ها کمتر است. جودار و ژاکوبی [۱۵] اثرات ۱۵۰۰ مولد ورتکس از نوع پره‌های دلتا شکل که در تونل باد نصب شده بودند را به صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها گزارش نمودند که میانگین انتقال حرارت به میزان ۲۱٪ برای سطوح خشک و ۲۳٪ برای سطوح مرطوب افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است که در این آزمایش کاهش فشار کمتر از ۷٪ بوده است. جنتری و ژاکوبی [۱۶] نیز اثرات مولدهای ورتکس از نوع پره‌های دلتا شکل را در لایه مرزی آرام روی سطح صاف بررسی نمودند. عدد رینولدز در محدوده ۶۰۰ تا ۱۰۰۰ در نظر گرفته شد و زاویه حمله مولدهای ورتکس بین ۱۰ تا ۵۵ درجه بوده است. آن‌ها مشاهده نمودند که انتقال حرارت به میزان ۵۰٪ نسبت به سطح صاف افزایش یافت. همچنین دریافتند که هندسه مولد ورتکس و زاویه حمله، نقش مهمی در پیش‌بینی چگونگی و شروع مکان تشکیل ورتکس، ایفا می‌کند. چن و شو [۱۷] نشان دادند که مبدل‌های ورتکسی از نوع پره‌های دلتا شکل که بر روی دیواره گرم و پایینی کانال قرار گرفته‌اند، هنگامی که تحت جریان فن قرار می‌گیرند تاثیر کمی بر سرعت متوسط و چرخش متوسط محوری دارند اما سبب افزایش انرژی جنبشی می‌گردند. همچنین نتیجه گرفتند که مبدل‌های ورتکسی دلتا شکل در جریان فن، تاثیر کمی بر افزایش انتقال حرارت دارد. کاتچوگلو و همکاران [۱۸] آرایش پره‌ها به همراه زاویه ۷ تا ۲۰ درجه را در کانال مستطیلی بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که فاصله بین دو پره‌ای که به صورت متوالی پشت سر یکدیگر قرار دارند سبب افزایش انتقال حرارت می‌گردد. همانند شیب زاویه بالچه که نرخ انتقال حرارت را افزایش می‌دهد، آن‌ها مشخص کردند عدد ناسلت با عدد رینولدز افزایش می‌یابد و وابستگی عدد رینولدز به ضریب اصطکاک بسیار بالاست. نهایتاً آن‌ها مشخص کردند که اثرات بالچه‌ها از پره‌ها بهتر است. ساندرس و ذل [۱۹] آزمایشات

را در اطراف استوانه گرم شده با زاویه حمله متغیر از ۲۰ تا ۳۰ و عدد رینولدز از ۷۲۰۰ تا ۱۶۶۰۰ را مورد آزمایش قرار دادند. طبق نتیجه‌گیری آن‌ها استفاده از بالچه‌ها سبب بهبود ۱۶ درصدی در انتقال حرارت گردید و این بهبود همراه با عدد رینولدز و زاویه مولد ورتکس می‌باشد و هنگامی که افت فشار به آرامی افزایش می‌یابد ضریب فشار محلی با وجود بالچه‌ها افزایش می‌یابد. آن‌ها همچنین موقعیت مولدهای ورتکس را به عنوان پارامتری مهم معرفی نمودند. جوردار و ژاکوبی [۲۵] جفت بالچه‌های دلتا شکل که به عنوان یک مولد ورتکس یک ردیفه که در لوله راهنما هستند و به صورت تناوبی قرار گرفته‌اند را بررسی نمودند. آن‌ها دریافتند که سه ردیف خطی از مبدل‌های ورتکس موجب افت فشار بیشتر می‌شود که به سرعت با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد. همچنین گزارش نمودند که وقتی انتقال حرارت به وسیله مبدل‌های ورتکس افزایش می‌یابد می‌توان اندازه مبدل حرارتی را بهینه نمود. بنابراین کاهش سایز موجود می‌تواند با کاهش طول جریان که منجر به کاهش افت فشار می‌شود همراه باشد و نیز هزینه را کاهش می‌دهد. کواکب و همکاران [۲۶] و نیز تنگ و همکاران [۲۷] دریافتند که افزایش طول و زاویه حمله مولد ورتکس و یا کاهش زاویه مولد ورتکس می‌تواند عملکرد مبدل حرارتی فین-لوله را بالا ببرد. اخیراً محققان توجه زیادی به نانوسیالات نشان داده‌اند. این تحقیقات به ارائه روابطی برای تخمین خواص [۳۰-۲۸]، استفاده از روش‌های هوشمند در تخمین خواص [۳۱-۳۳] و یا استفاده از نانوسیال در تحلیل حرکت سیالات و انتقال حرارت [۳۴-۳۶] به عنوان سیال عامل اختصاص دارد. اکبر و بوت [۳۷] نتایج خود را در مورد تحلیل عددی نانولوله‌های کربنی برای دیواره موج‌دار در کانال با انتقال حرارت را بدین شکل منتشر کردند: (الف) گرادیان فشار در مرکز کانال در مقایسه با دیواره‌ها بیشتر است. گرادیان فشار به طور مستقیم با عدد گراشف و نرخ جریان و به طور معکوس با کمیت انحنای در ارتباط است. (ب) افزایش فشار با عدد گراشف به طور مستقیم در ارتباط است و تغییرات آن در نانوسیال آب-مس نسبت به آب خالص سریع‌تر می‌باشد. ندیم و شاهزادی [۳۸] در سال ۲۰۱۵ به بررسی جریان روی دیواره موج‌دار برای یک نانوسیال دوفازی درون یک کانال انحنادار پرداختند. آن‌ها به تاثیر اندازه انحنای کانال بر پروفیل سرعت، دما و غلظت نانوذره پرداختند. نورین و همکاران [۳۹] در سال ۲۰۱۵ جریان فشاری هیدرودینامیک

مربوط به مطالعه بهبود انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی پره کرکره‌ای انجام دادند. آن‌ها اثرات زاویه حمله و نسبت منظری، جهت و شکل بالچه‌ها در جریان لایه‌ای را بررسی نموده و گزارش نمودند که در راستای بهینه‌سازی پارامترهای بالچه، افزایش انتقال حرارت تا ۳۹٪ با افزایش ضریب اصطکاک تا ۲۳٪ همراه است. بیشترین مقدار افزایش انتقال حرارت ۲۵٪ مشاهده گردید که در این صورت، جهت و راستای بالچه‌ها بر روی دیگر کرکره‌ها به صورت تناوبی قرار گرفتند. لنو و همکاران [۲۰] به صورت تجربی و عددی انتقال حرارت و جریان سیال را در مبدل‌های سه ردیفه فین-صفحه و لوله دایره‌ای (که در آن، مبدل‌های ورتکسی بلوکی مورب در پشت لوله‌ها قرار داده شده‌اند) بررسی نمودند. براساس مشاهده آن‌ها، استفاده از مولد ورتکس سبب ایجاد ورتکس‌های طولی شده و عملکرد انتقال حرارت را در ناحیه جدایش بهبود می‌بخشند. همچنین آن‌ها به این نتیجه رسیدند که این نوع مبدل‌های ورتکس، نه تنها ورتکس‌های طولی ایجاد می‌کنند بلکه این امکان را فراهم می‌سازند تا وارد ناحیه چرخش جریان ثانویه جدایش گردد. علاوه بر این، قدرت ورتکس‌های طولی با افزایش زاویه حمله تشدید می‌گردد. ژانگ و همکاران [۲۱] بهبود انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی فین-لوله با مولد ورتکس و بدون مولد ورتکس را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها مشاهده نمودند که ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد. همچنین آن‌ها تاثیر مبدل‌های ورتکسی دلتا شکل (که در یک راستا قرار گرفته‌اند) را بر روی عدد ناسلت محلی و متوسط بررسی نمودند. محدوده عدد رینولدز ۵۰۰ تا ۵۰۰۰ است. آن‌ها اینگونه گزارش نمودند که مبدل‌های ورتکسی خطی، تاثیر بسزایی در انتقال حرارت دارند و مبدل‌های ورتکسی کوچک می‌توانند انتقال حرارت پایین دست پره را بالا ببرند. زاویه حمله مبدل‌های ورتکس نیز تاثیر بسزایی بر انتقال حرارت دارد. یو و همکاران [۲۲] مشاهده کردند که افت فشار در مبدل‌های فین-لوله با مولد ورتکس در مقایسه با مبدل‌های فین-لوله بدون مولد ورتکس تا ۸۰٪ بیشتر است. آلیسون و دالی [۲۳] نشان دادند هنگامی که مبدل‌های ورتکس به طور مستقیم در بالادست لوله یک رادیاتور فین-لوله قرار داده می‌شوند، سطح بالچه، ۸۷٪ از ظرفیت انتقال حرارت سطح پره‌های کرکره‌ای را خواهد داشت. آن‌ها دریافتند که زاویه حمله ۳۹ درجه از مولد ورتکس‌ها بهترین ساختار جریان را دارد. جلیل و همکاران [۲۴] چهار شکل مختلف از بالچه‌های مولد ورتکس



شکل ۱: شکل شماتیک مسئله مورد بررسی، (الف) شکل کامل مبدل، (ب) محدوده محاسباتی و شبیه‌سازی شده
Fig. 1: Schematic of the problem, a) Schematic of heat exchanger, b) Computational domain

حاضر به بررسی و مقایسه اثر کاربرد میدان مغناطیسی همراه نانوسیال بر انتقال حرارت در جابه‌جایی اجباری در یک مبدل حرارتی اعوجاجی دارای مولد ورتکس با شرایط مرزی مناسب با تغییر کمیت‌هایی نظیر عدد بی‌بعد هارتمن و عدد رینولدز پرداخته شده است.

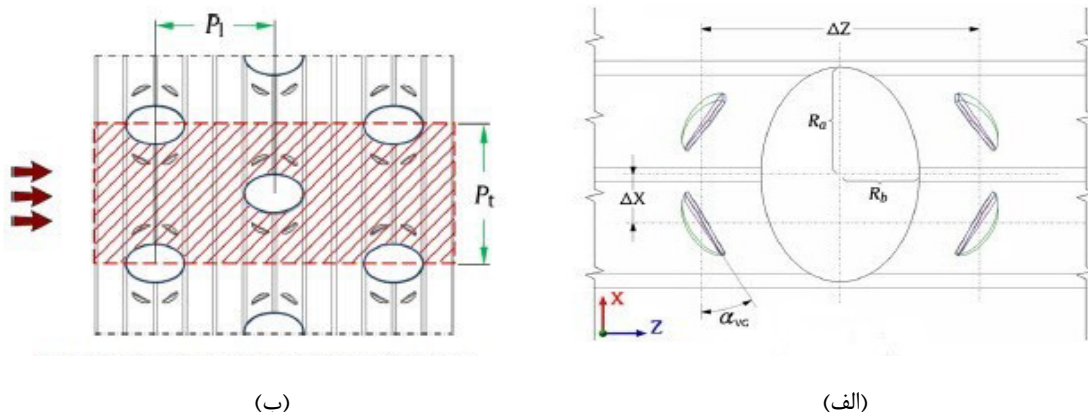
در این مطالعه عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک در رینولدزهای مختلف در اعداد هارتمن مختلف برای نانوسیال آب-مس به صورت تکی و همزمان (کوپل) بررسی و مقایسه می‌شود. همچنین به بررسی تاثیر مولد ورتکس در رینولدزها و زوایای مختلف پرداخته و با حالت‌های قبلی مقایسه می‌گردد.

۲- شرح مسئله

شماتیک مسئله مورد بررسی در شکل ۱ نمایش داده شده است. u سرعت سیال در جهت x ، v سرعت سیال در جهت y و w سرعت سیال در جهت z می‌باشد. مطابق با شکل ۱، قسمت بالایی و پایینی مبدل شرط مرزی تکرار شونده (پریودیک) و دیواره‌های سمت راست و چپ شرط مرزی متقارن (سیمتری) هستند. سیستم مختصات کارتزین در نظر گرفته شده است. برای ورودی شرط مرزی سرعت و برای خروجی شرط مرزی فشار در نظر گرفته شده است. مطالعه برای اعداد هارتمن ۷۰ تا ۹۰ انجام شده است. تغییرات عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در حالت‌های ذکر شده بررسی و مقایسه می‌شود و نهایتاً بهترین عملکرد انتخاب می‌گردد. در شکل ۱ (الف) هندسه کلی

مغناطیسی نانوسیال را در یک کانال منحنی بررسی کردند. آن‌ها مشاهده کردند که تقارن پروفایل نیروهای مغناطیسی، میدان مغناطیسی القایی محوری و سرعت بر اثر انحنای بین می‌رود. شهزاد و همکاران [۴۰] در سال ۲۰۱۵ نتایج حاصل از بررسی جریان موج‌دار در یک کانال منحنی همراه با میدان مغناطیسی متغیر در راستای شعاعی را این‌گونه ارائه دادند که گرادیان فشار جریان در کانال منحنی در مقایسه با کانال مستقیم کمتر است. فکور و همکاران [۴۱] در سال ۲۰۱۵ انتقال حرارت و جریان نانوسیال درون کانال صاف با دیواره متخلخل در حضور میدان مغناطیسی را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که با افزایش عدد هارتمن، سرعت جریان نانوسیال داخل کانال کاهش و همچنین بیشترین مقدار دما افزایش می‌یابد. دوگانچی و همکاران [۴۲] در سال ۲۰۱۷ اثر میدان مغناطیسی همراه نانوسیال را در کانال متخلخل در حضور اثر تابش حرارتی بر روی میدان سرعت و دما بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که پروفیل دمایی و عدد ناسلت رابطه مستقیم با کسر حجم و رابطه معکوس با پارامتر تشعشع دارد. همچنین آن‌ها نشان دادند که افزایش عدد رینولدز و نسبت منظری باعث افزایش پروفیل دمایی و سرعتی می‌شود و ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد.

با توجه به مروری که بر کارهای گذشته انجام شد، در مطالعات مذکور به بررسی همزمان اثر کاربرد میدان مغناطیسی و نانوسیال همراه مولد ورتکس در مبدل اعوجاجی پرداخته نشده است. بنابراین در مطالعه



شکل ۲: محل قرارگیری مولدهای ورتکس، (الف) محل قرارگیری مولدهای ورتکس نسبت به لوله‌های بیضوی، (ب) نمای بالای ناحیه محاسباتی
Fig. 2: Vertex generators– location, a) Vertex generators location relative to elliptical tubes, b) Top view of computational domain

جدول ۲: ابعاد مبدل حرارتی
Table 2: Heat exchanger dimensions

مقدار	نماد	پارامتر
۴	$C_r(\text{mm})$	طول ریشه بالچه
۲	$C_t(\text{mm})$	پهنا بالچه
۳۸	Λ°	زاویه جاروب شده بالچه
۲۰	$\Lambda l e^\circ$	زاویه جاروب شده لبه‌ی پیشرو بالچه

از مدل کا-اِپسیلون^۱ اصلاح شده استفاده شده است.

در شکل ۳ نمای شماتیک از جزئیات فین موج‌دار همراه با لوله‌های بیضوی آورده شده است.

شکل ۴ نمای محل قرارگیری مولدهای ورتکس و هندسه‌های آن‌ها را نشان می‌دهد.

۳- معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جریان سه‌بعدی، مغشوش و تراکم‌ناپذیر شامل پیوستگی، مومنتوم و انرژی می‌باشند. نیروی لورنتس، نیروی ناشی از میدان مغناطیسی است که به معادلات مومنتوم اضافه می‌شود. میدان مغناطیسی بصورت عمود بر مبدل اعمال می‌گردد. میدان مغناطیسی اعمال شده یکنواخت در نظر گرفته می‌شود. بنابراین از اثرات ایجاد میدان الکتریکی بخاطر تغییر در میدان مغناطیسی صرف نظر می‌شود.

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

$$1 \quad k - \varepsilon$$

جدول ۱: ابعاد مبدل حرارتی

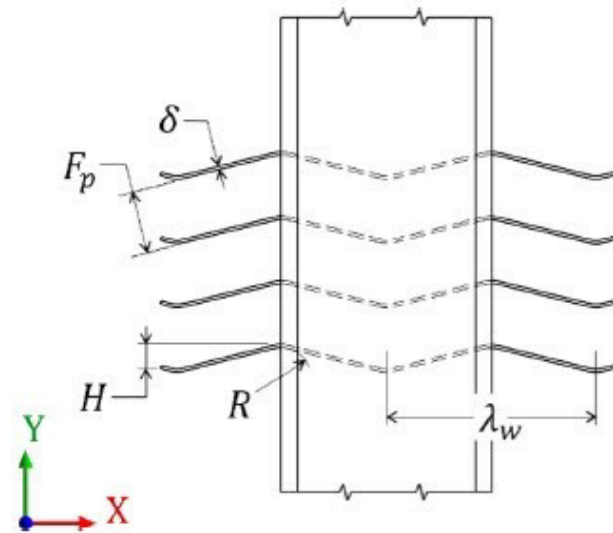
Table 1: Heat exchanger dimensions

مقدار	نماد	پارامتر
۰/۸	e	نسبت بیضویت
۲۷/۵	P_t	گام طولی لوله
۳۱/۷۵	P_t	گام عرضی لوله
۰/۲	δ	ضخامت فین موج‌دار
۱/۶	H	ارتفاع فین موج‌دار
۴	F_p	گام فین موج‌دار
۱۳/۰۴	λ	طول موج فین موج‌دار
۲-۱/۸	R	انحنای موج اولیه

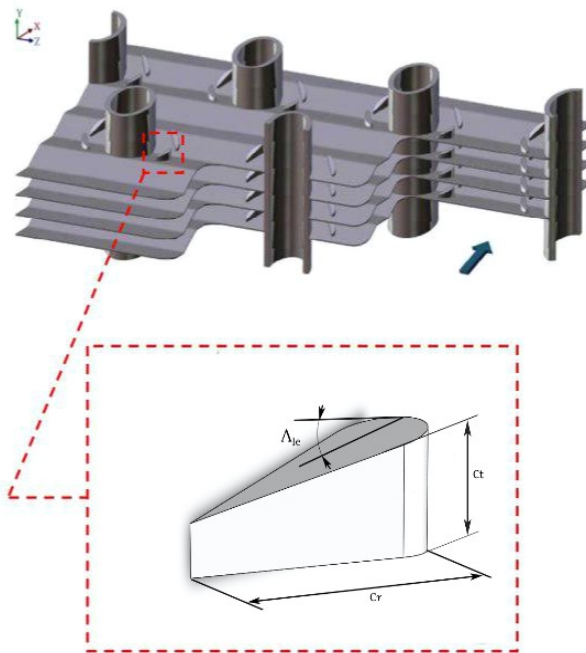
مبدل آمده است، اما چون هندسه تکرارشونده است فقط محدوده نشان داده شده در شکل ۱ (ب) شبیه‌سازی شده است.

مولد ورتکس ذکر شده به صورت عمودی روی فین موج‌دار آلومینیومی و به صورت متقارن در دو طرف مبدل‌های بیضوی شکل قرار دارد (شکل ۲).

شعاع بزرگ لوله‌های بیضوی شکل R_a و شعاع کوچک آن R_b است. نسبت بیضوی بودن لوله با فرمول $e = R_a / R_b$ نشان داده می‌شود. مکان مرکز مولدهای ورتکس با فرمول $\Delta x = \pm R_a \cos(\pi/3)$ و $\Delta y = \pm 4 R_b \sin(\pi/3)$ محاسبه می‌شود. همچنین در شکل ۲ مکان قرارگیری مولدهای ورتکس آورده شده است. در جدول ۱ ابعاد مبدل حرارتی و در جدول ۲ ابعاد مولدهای ورتکس آورده شده است. برای مدل آشفتگی پس از آنالیز حساسیت بین مدل‌های مختلف آشفتگی



شکل ۳: شماتیک از جزئیات هندسی فین موج‌دار با لوله‌های بیضوی
 Fig. 3: Schematic of geometric details of corrugated fin with elliptical tubes



شکل ۴: نمایی از محل قرارگیری مولدهای ورتکس
 Fig. 4: Vertex generators location overview

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (4) \quad \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = \rho g_j - \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i' u_j'}) - \frac{\sigma}{\rho} u_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho c_p u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho c_p \overline{u_i' T'} \right) + \mu \Phi \quad (3)$$

که τ_{ij} تانسور تنش متقارن است که به صورت زیر تعریف شده است:

$\mu \phi$ پراکندگی ویسکوز و λ ضریب هدایت گرمایی است. جملات $\rho c_p \overline{u_i' T'}$ و $\rho \overline{u_i' u_j'}$ به ترتیب تنش‌های رینولدز و سرعت جریان

استخراجی را برای ویسکوزیته موثر فراهم کرده که برای اثرات عدد رینولدز کم و یک فرمول آنالیزی برای اعداد پرانتل آشفته، در نظر گرفته شده است. معادلات برای انرژی جنبشی آشفته (k) و نرخ پراکندگی (ε) به صورت زیر هستند:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon + Y_M \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} G_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + R_\varepsilon \quad (11)$$

۲-۲ صحت‌سنجی

به منظور اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی انجام شده، یک شبیه‌سازی عددی انجام شد و نتایج حاصل از آن با نتایج تحقیق انجام شده توسط لطفی و همکاران [۲۵] مقایسه گردید. این نتایج در شکل ۵ ارائه شده است. چنانچه مشاهده می‌شود، تفاوت نسبی مقادیر ناسلت و ضریب اصطکاک بسیار ناچیز می‌باشند و لذا از صحت نتایج مدل‌سازی‌ها اطمینان حاصل می‌شود.

۲-۳ استقلال نتایج از اندازه شبکه حل

از آنجایی که تراکم شبکه حل یکی از پارامترهای تأثیرگذار بر روی نتایج عددی است، پس برای اطمینان از پایداری محاسبات و همچنین شبیه‌سازی واقعی از مسئله، استقلال از شبکه باید مورد بررسی واقع شود. بدین منظور مقادیر ضریب اصطکاک و عدد ناسلت در رینولدز ۲۵۰۰ برای تعداد شبکه‌های حل متفاوت اندازه‌گیری و در جدول ۳ آورده شده است. بر اساس این جدول هنگامی که دامنه حل شامل ۹۴۳۹۸۳ المان باشد نتایج مستقل از تعداد المان شبکه خواهند بود.

جدول ۳: استقلال از شبکه

Table 3: Grid independence

تعداد المان	عدد ناسلت	ضریب اصطکاک
۹۲۵۶۱	۳۰/۹۹۸۱	۰/۰۴۵۵۲۵۸
۱۸۲۴۸۹	۳۳/۳۸۵۸	۰/۰۵۵۰۶۷
۳۸۴۵۶۴	۳۵/۴۳۴۴	۰/۰۵۵۰۵۲
۶۱۲۳۵۶	۳۶/۴۳۳۳	۰/۰۵۵۳۴۹
۹۴۳۹۸۳	۳۶/۴۳۳۳	۰/۰۵۵۶۵۱
۱۴۵۲۳۸۷	۳۶/۴۳۳۳	۰/۰۵۵۶۵۱

گرمایی آشفته هستند. نیاز است که این دو جمله برای یک جریان آشفته، به صورت مناسبی مورد مدل‌سازی قرار بگیرد. اگر U بردار کلی سرعت باشد که مولفه‌های آن u ، v و w باشند آنگاه معادلات را می‌توان به فرم بسته معادلات (۵) و (۶) نوشت.

$$\frac{\partial \bar{U}}{\partial t} + (\bar{U} \cdot \nabla) \bar{U} = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \Delta \bar{U} + \frac{1}{\rho} \bar{J} \times \bar{B} \quad (5)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + (\bar{U} \cdot \nabla) T = \alpha \Delta T \quad (6)$$

در معادله (۵)، \bar{J} چگالی الکتریکی است و از قانون اهم محاسبه می‌شود. رابطه \bar{J} قانون اهم را نمایش می‌دهد.

$$\bar{j} = \sigma (\bar{E} + \bar{U} \times \bar{B}) \quad (7)$$

در این رابطه \bar{E} میدان الکتریکی اعمالی \bar{B} میدان مغناطیسی اعمالی و \bar{U} میدان سرعت هستند. میدان مغناطیسی اعمالی یکنواخت در نظر گرفته می‌شود و بنابراین از اثرات ایجاد میدان الکتریکی بخاطر تغییر در میدان مغناطیسی صرف‌نظر می‌شود. چون هیچ میدان الکتریکی خارجی اعمال نمی‌شود، \bar{E} در معادله (۷) صفر است.

۲-۱ معادله آشفته‌گی

مدل $k-\varepsilon$ تنش‌های رینولدز را به صورت زیر، به سرعت متوسط مرتبط می‌کند:

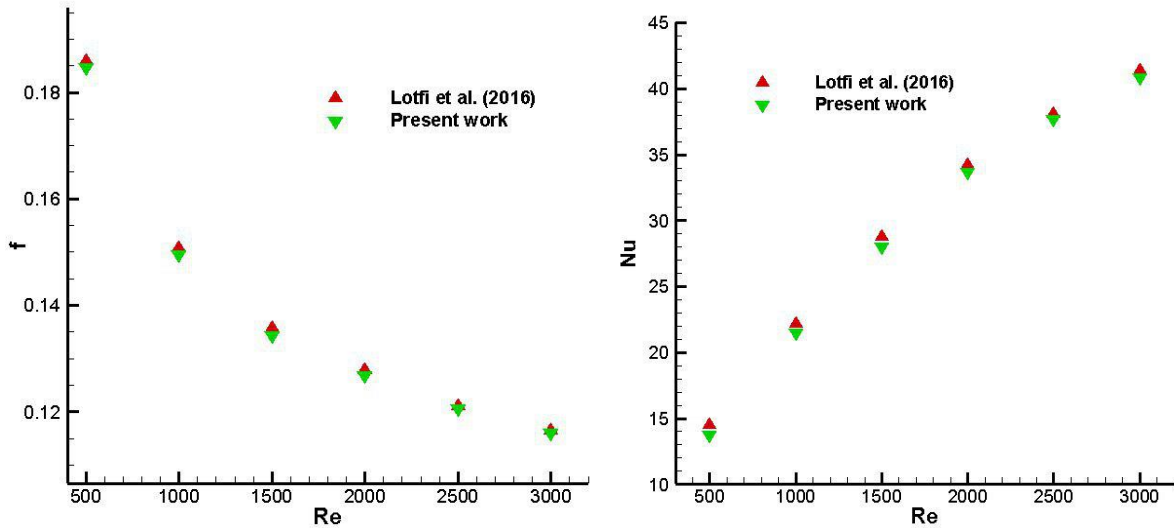
$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (8)$$

که k انرژی جنبشی آشفته و μ_t ویسکوزیته آشفته‌گی است. هدایت گرمایی آشفته (λ_t) به صورت زیر داده شده است:

$$\rho c_p \overline{u_i T'} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} = -c_p \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (9)$$

که Pr_t عدد پرانتل آشفته است. مدل استاندارد کا-اپسیلون اغلب برای جریان‌های کاملاً آشفته با عدد رینولدز بالا معتبر است. برای شبیه‌سازی جریان‌هایی با مراکز آشفته‌گی بالا و سرعت پایین، مدل کا-اپسیلون ریلیزبیل^۱، گزینه بهتری است. مدل کا-اپسیلون ریلیزبیل، با استفاده از یک روش استاتیکی تئوری گروهی نرمال‌سازی دوباره، استخراج شده است، همچنین معادلات مشابه با مدل استاندارد کا-اپسیلون هستند. هر چند تئوری ریلیزبیل، یک فرمول دیفرانسیلی

1 Realizable $k-\varepsilon$ Model



شکل ۵: مقایسه نتایج کار حاضر با نتایج لطفی و همکاران

Fig. 5: Results of the present work with those of Lotfi et al. comparison

سرعت است و این باعث می‌شود ضخامت لایه مرزی سرعت که عاملی نامطلوب در انتقال حرارت است، کاهش یابد. در نتیجه با افزایش عدد هارتمن، مقادیر سرعت متوسط در نزدیکی دیواره‌ها افزایش می‌یابد. این افزایش گرادیان سرعت باعث افزایش گرادیان دما می‌شود که این به معنای افزایش عدد ناسلت است. هر چه عدد هارتمن بیشتر باشد، این افزایش بیشتر است. در تمامی اعداد هارتمن، با افزایش عدد رینولدز مقدار ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد. با افزایش عدد رینولدز تغییرات ضریب اصطکاک در ابتدا شیب تندتری دارد و ادامه شیب نمودار کاهش می‌یابد. هرچه عدد هارتمن بیشتر باشد مقدار افزایش ضریب اصطکاک که عاملی نامطلوب است بیشتر است، بنابراین باید مقدار شاخص ارزیابی عملکرد^۱ محاسبه شود و مقایسه گردد.

در جدول ۴ مقادیر شاخص ارزیابی عملکرد، عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک در اعداد هارتمن و رینولدز مختلف نشان داده شده است. مطابق جدول با افزایش عدد هارتمن و رینولدز مقدار شاخص ارزیابی عملکرد افزایش می‌یابد. با افزایش عدد هارتمن، مقدار افزایش شاخص ارزیابی عملکرد روند منظمی دارد. با افزایش عدد رینولدز، افزایش شاخص ارزیابی عملکرد در ابتدا بیشتر و هر چه عدد رینولدز بیشتر می‌شود این افزایش، کمتر است.

در شکل ۸ کانتور فشار بی‌بعد در مقادیر متفاوت عدد هارتمن رسم شده است. با توجه به شکل مشخص است که با افزایش عدد

شبکه تولید شده به صورت سه‌بعدی است. شبکه از ۹۴۳۹۸۳ سلول تشکیل شده است. برای حفظ سرعت محاسبات از ساختارهای بلوکی منظم و برای قسمت‌های پیچیده از تکنیک چند بلوکی استفاده شده است. تمرکز شبکه بیشتر در بخش‌هایی بود که انتظار پدیده‌های معنادار در آنجا می‌رفت. به منظور مشاهده بهتر تغییرات متغیرهای جریان در نزدیکی دیواره‌ها از شبکه‌بندی لایه مرزی با تراکم مناسب استفاده شده است.

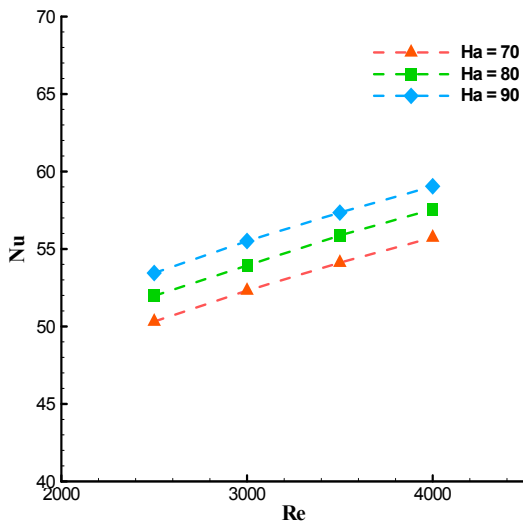
با توجه به جدول ۳ تغییرات عدد ناسلت متوسط در شبکه‌ای با تعداد المان ۶۱۲۳۵۶ در مقایسه با شبکه با تعداد المان ۹۴۳۹۸۳ و تغییرات ضریب اصطکاک در شبکه‌ای با تعداد المان ۱۴۵۲۳۸۷ در مقایسه با شبکه با تعداد المان ۹۴۳۹۸۳ تقریباً صفر بوده و بنابراین شبکه با تعداد المان ۹۴۳۹۸۳ به عنوان شبکه مناسب برای مدل‌سازی‌ها به کار می‌رود.

۴- نتایج و بحث

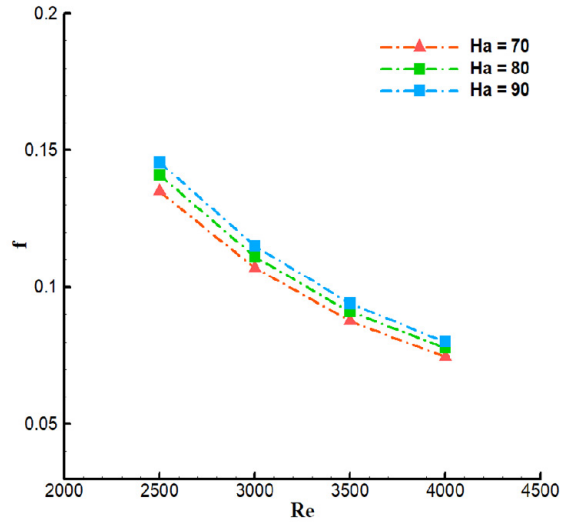
۴-۱ بررسی اثر میدان مغناطیسی

در شکل‌های ۶ و ۷ تغییرات عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز در اعداد هارتمن مختلف با هم مقایسه شده‌اند. همانطور که مشاهده می‌شود در تمامی اعداد هارتمن، با افزایش عدد رینولدز عدد ناسلت متوسط افزایش می‌یابد. با توجه به اینکه افزایش عدد هارتمن در این مسئله به معنای تخت شدن پروفیل

1 Performance Evaluation Criteria (PEC)



شکل ۷: عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در اعداد هارتمن مختلف
Fig. 7: Nusselt number with Reynolds number at various Hartmann numbers



شکل ۶: ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز در اعداد هارتمن مختلف
Fig. 6: Friction coefficient with Reynolds number at various Hartmann numbers

جدول ۴: مقایسه مقادیر ضریب عملکرد، عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک در اعداد هارتمن مختلف

Table 4: Performance, mean Nusselt number and friction coefficient comparison at different Hartmann numbers

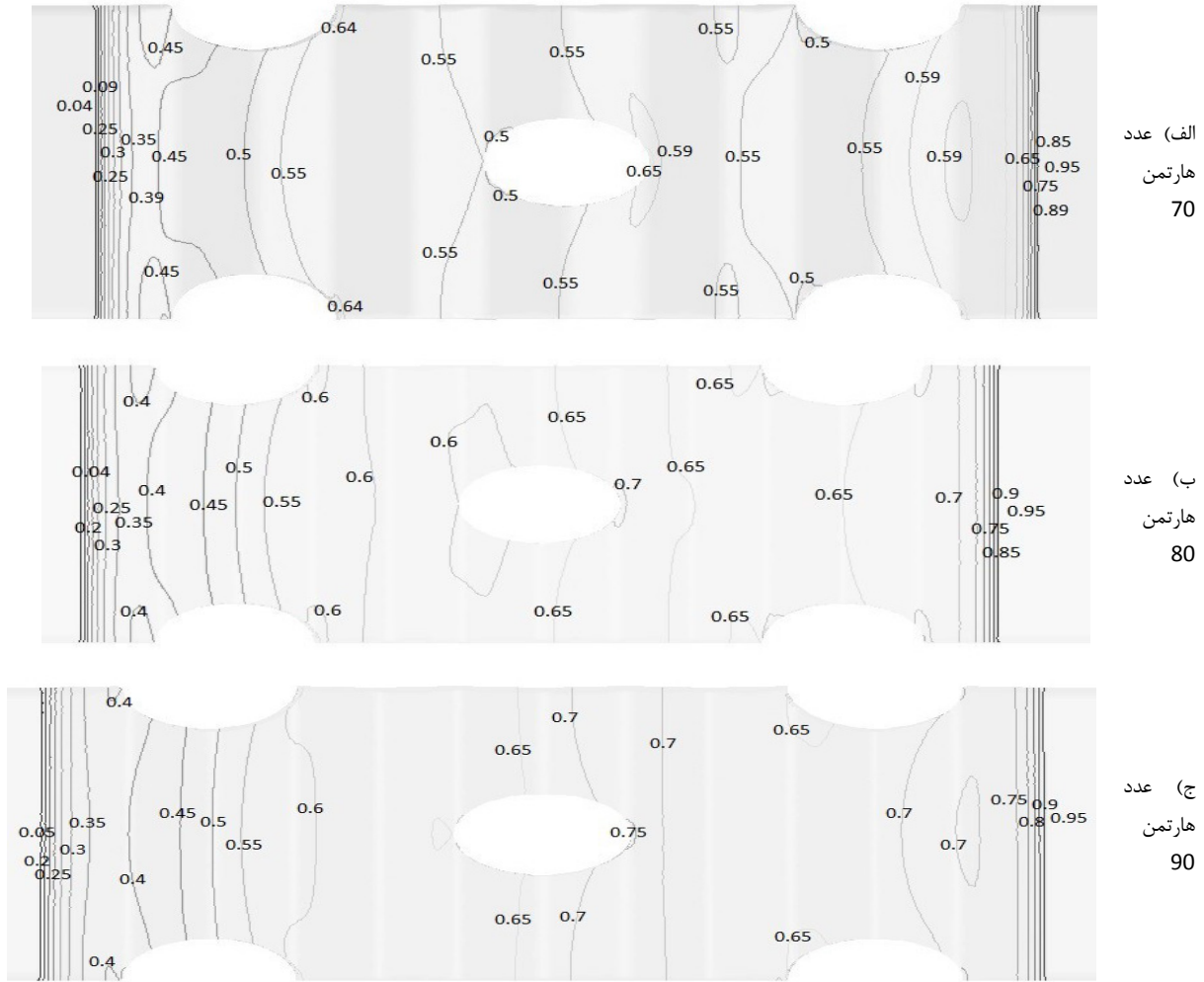
شاخص ارزیابی عملکرد	$Ha = 90$		شاخص ارزیابی عملکرد	$Ha = 80$		شاخص ارزیابی عملکرد	$Ha = 70$		Re
	f_{avg}	Nu_{avg}		f_{avg}	Nu_{avg}		f_{avg}	Nu_{avg}	
۱/۰۶	۰/۱۴۵	۵۳/۴۴۶	۱/۰۴۲	۰/۱۴۱	۵۱/۹۶۹	۱/۰۲۳	۰/۱۳۵	۵۰/۳۱۲	۲۵۰۰
۱/۰۷۹	۰/۱۱۵	۵۵/۵۱۱	۱/۰۶۱	۰/۱۱۱	۵۳/۹۳۲	۱/۰۴۲	۰/۱۰۷	۵۲/۳۰۹	۳۰۰۰
۱/۰۸۹	۰/۰۹۴	۵۷/۳۴۶	۱/۰۷۲	۰/۰۹۱	۵۵/۸۶۹	۱/۰۵۴	۰/۰۸۷۶	۵۴/۱۱۴	۳۵۰۰
۱/۰۹۴	۰/۰۸۰	۵۹/۰۴۴	۱/۰۷۶	۰/۰۷۷	۵۷/۵۵۲	۱/۰۵۸	۰/۰۷۴۵	۵۵/۷۳۷	۴۰۰۰

از دیگر هندسه‌ها می‌باشد. و در تمامی زوایای بررسی شده ضریب اصطکاک بالچه مخروطی از همه کمتر است. بیشترین میزان انتقال حرارت در بالچه‌های مستطیلی، هنگامی اتفاق می‌افتد که زاویه حمله در محدوده ۴۵ تا ۶۵ درجه باشد و البته این میزان بیشترین انتقال حرارت، در بالچه‌های دلتا شکل مولدهای ورتکس بیشتر است. در بین مولدهای ورتکس شبیه‌سازی شده بهترین عملکرد مربوط به مولد ورتکس مخروطی می‌باشد. در شکل‌های ۱۶ و ۱۷ نمودارهای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک برای این مولد ورتکس در زوایای مختلف آورده شده است. در زاویه ۱۵ درجه مولد ورتکس مخروطی بهترین عملکرد را نسبت به سایر مولد ورتکس‌ها دارد و این به دلیل افت کمتری است که این مولد ورتکس ایجاد می‌کند. با افزایش زاویه حمله، عملکرد کاهش می‌یابد. در زاویه ۳۰ درجه مولد

هارتمن اختلاف فشار بین ابتدا و انتهای کانال افزایش پیدا می‌کند.

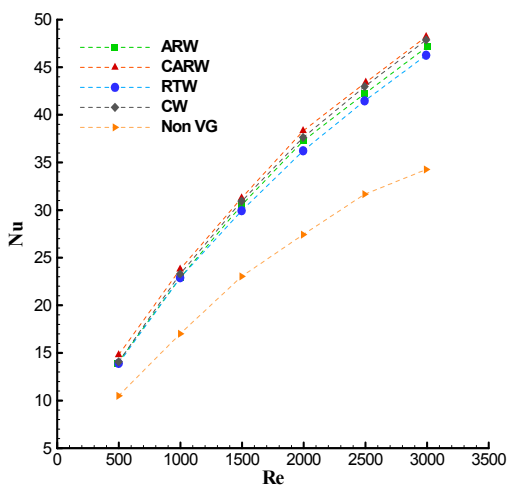
۴-۲ بررسی اثر مولد ورتکس همراه میدان مغناطیسی

در شکل‌های ۹ تا ۲۰ عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز در زوایه‌ها و اشکال مختلف مولدهای ورتکس با هم مقایسه شده‌اند. همانطور که مشاهده می‌شود در تمامی حالت‌ها، با افزایش عدد رینولدز مقدار ضریب اصطکاک کاهش و مقدار عدد ناسلت افزایش می‌یابد. زمانی که مولدهای ورتکس در زاویه ۱۵ درجه قرار دارند، بالچه مستطیلی انحنادار دارای بیشترین ضریب اصطکاک و انتقال حرارت می‌باشد. در زاویه ۳۰ درجه نیز بیشترین ضریب اصطکاک مربوط به بالچه مستطیلی انحنادار است. در زاویه ۴۵ تا ۷۵ درجه ضریب اصطکاک و انتقال حرارت بالچه دوزنقه‌ای شکل بیشتر



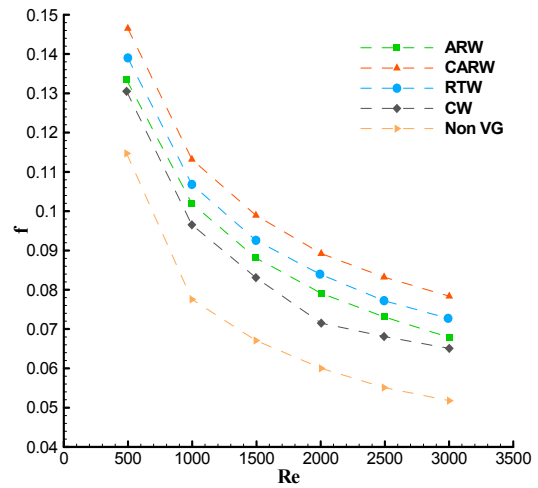
شکل ۸: کانتور فشار بی بعد برای مقادیر مختلف عدد هارتمن

Fig. 8: Non-dimensional pressure contour for various Hartmann number



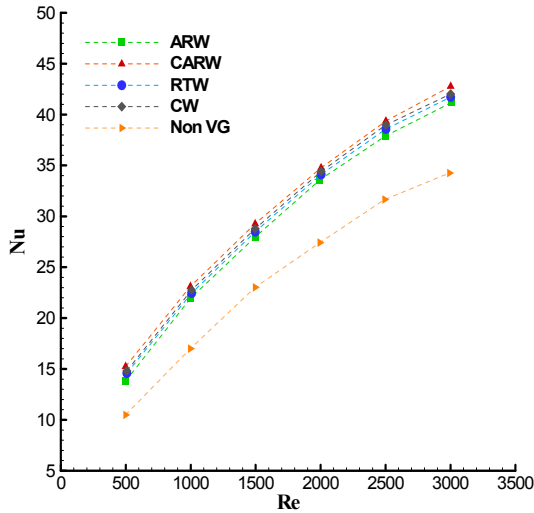
شکل ۱۰: تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در زاویه ۱۵ درجه و عدد هارتمن ۹۰

Fig. 10: Nusselt number with Reynolds number at 15° and Hartmann number of 90



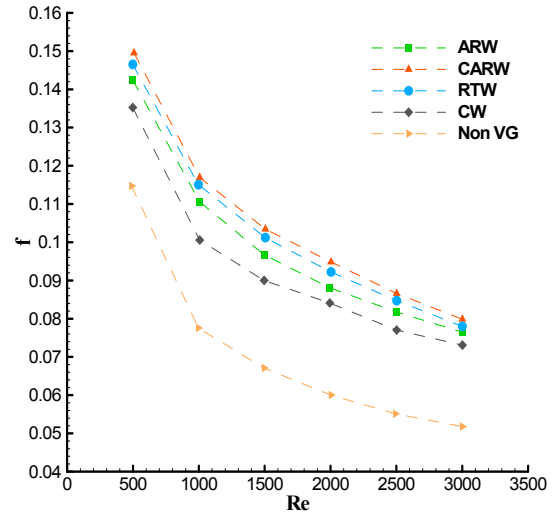
شکل ۹: تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز در زاویه ۱۵ درجه و عدد هارتمن ۹۰

Fig. 9: Friction coefficient with Reynolds number at 15° and Hartmann number of 90



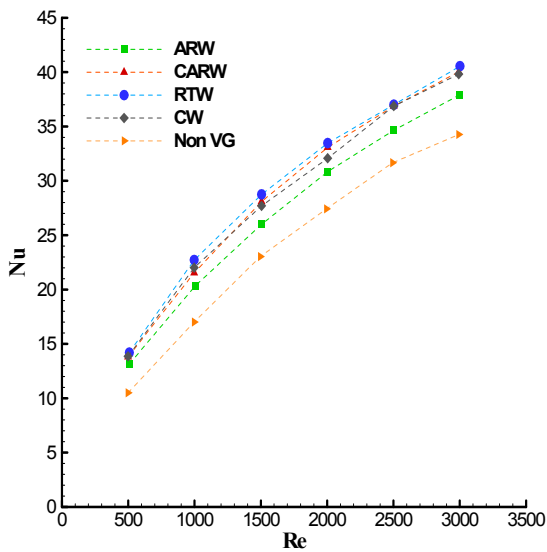
شکل ۱۲: مقایسه تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در زاویه ۳۰ درجه و عدد هارتمن ۹۰

Fig. 12: Comparison of Nusselt number with Reynolds number at 30 ° and Hartmann number of 90



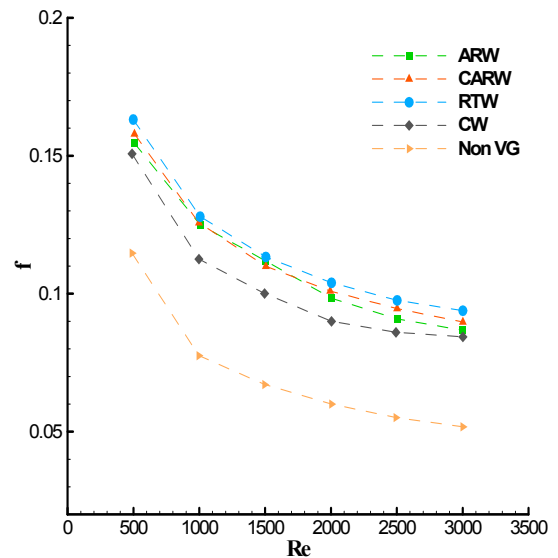
شکل ۱۱: مقایسه تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز در زاویه ۳۰ درجه و عدد هارتمن ۹۰

Fig. 11: Comparison of friction coefficient with Reynolds number at 30 ° and Hartmann number of 90



شکل ۱۴: مقایسه تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در زاویه ۴۵ درجه و عدد هارتمن ۹۰

Fig. 14: Comparison of Nusselt number with Reynolds number at 45 ° and Hartmann number of 90

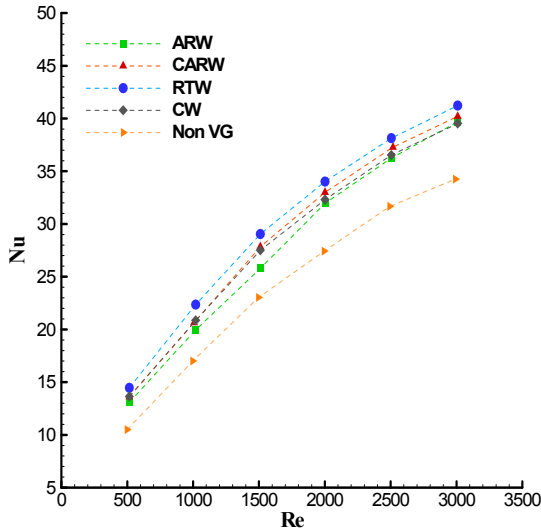


شکل ۱۳: مقایسه تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز در زاویه ۴۵ درجه و عدد هارتمن ۹۰

Fig. 13: Comparison of friction coefficient with Reynolds number at 45 ° and Hartmann number of 90

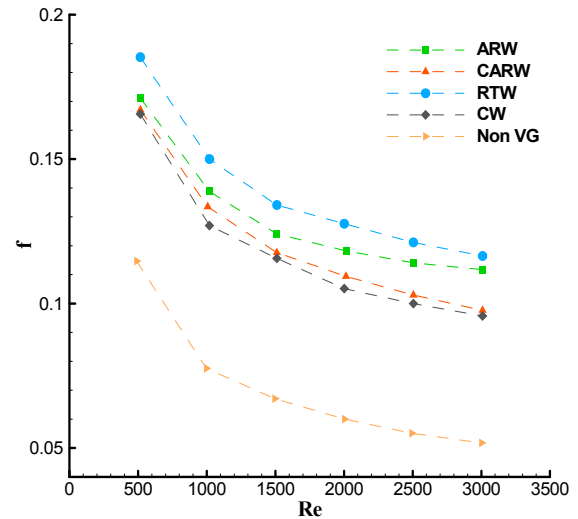
بیشترین میزان انتقال حرارت در بالچه‌های مستطیلی، هنگامی اتفاق می‌افتد که زاویه حمله در محدوده ۴۵ تا ۶۵ درجه باشد و البته این میزان ماکسیمم، در بالچه‌های دلتا شکل مولدهای ورتکس بیشتر است. مولدهای ورتکسی مخروطی در زاویه ۱۵ تا ۴۵ درجه بهترین عملکرد را دارند.

ورتکس مخروطی بهترین عملکرد را دارد. زمانی که زاویه حمله ۶۰ درجه می‌شود تا رینولدز ۱۵۰۰، مولد ورتکس دوزنقه عملکرد بالاتری دارد و از رینولدز ۱۵۰۰ تا ۳۰۰۰، مولد ورتکس مستطیلی انحنادار بهتر می‌باشد. مولد ورتکس مخروطی افت کمتری نسبت به مولدهای ورتکسی دیگر دارد ولی دارای بیشترین افزایش انتقال حرارت نیست.



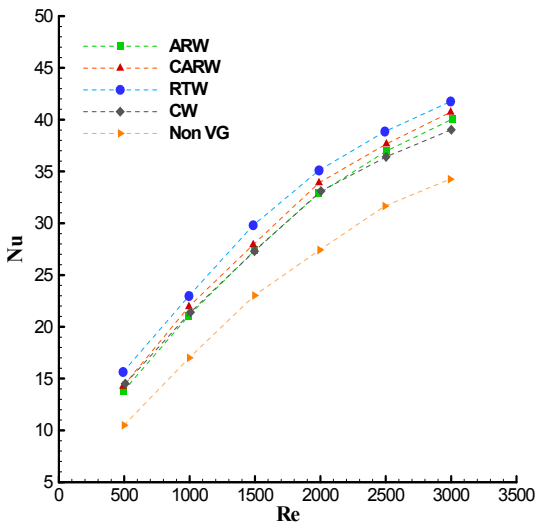
شکل ۱۶: مقایسه تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در زوایه ۶۰ درجه و عدد هارتمن ۹۰

Fig. 16: Comparison of Nusselt number with Reynolds number at 60 ° and Hartmann number of 90



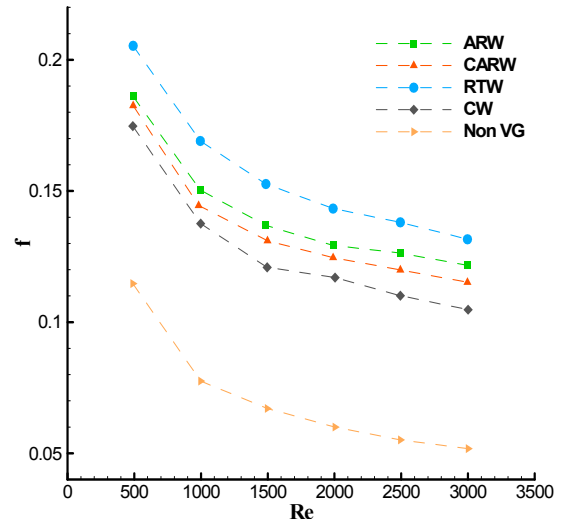
شکل ۱۵: مقایسه تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز در زوایه ۶۰ درجه و عدد هارتمن ۹۰

Fig. 15: Comparison of friction coefficient with Reynolds number at 60 ° and Hartmann number of 90



شکل ۱۸: مقایسه تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در زوایه ۷۵ درجه و عدد هارتمن ۹۰

Fig. 18: Comparison of Nusselt number with Reynolds number at 75 ° and Hartmann number of 90



شکل ۱۷: مقایسه تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز در زوایه ۷۵ درجه و عدد هارتمن ۹۰

Fig. 17: Comparison of friction coefficient with Reynolds number at 75 ° and Hartmann number of 90

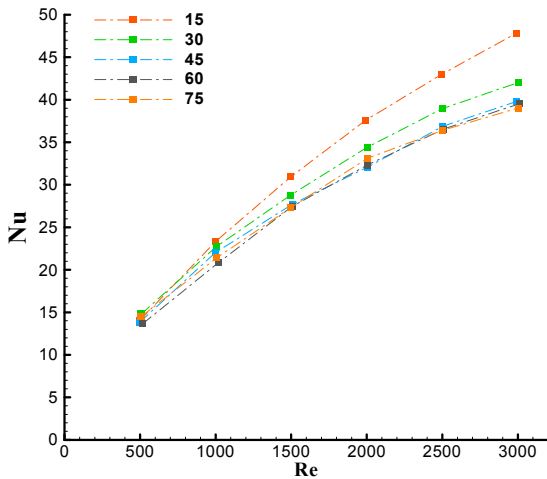
۵- نتیجه‌گیری

(۳) با افزایش عدد هارتمن، مقادیر سرعت متوسط در نزدیکی دیواره‌ها افزایش می‌یابد. این افزایش گرادیان سرعت باعث افزایش گرادیان دما می‌شود که این به معنای افزایش عدد ناسلت است. هر چه عدد هارتمن بیشتر باشد، این افزایش بیشتر است.

(۴) در تمامی اعداد هارتمن، با افزایش عدد رینولدز مقدار ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد. با افزایش عدد رینولدز تغییرات

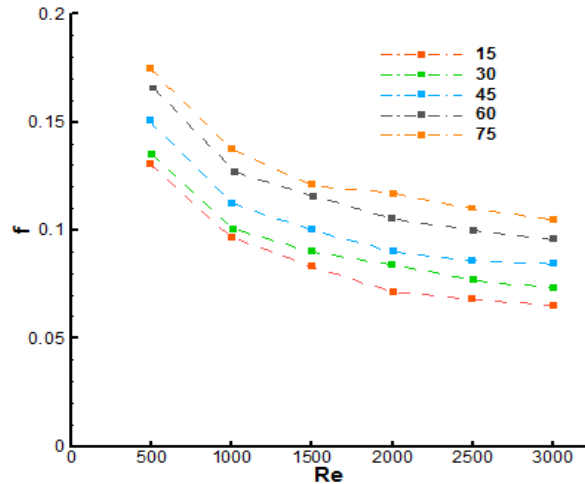
(۱) در تمامی اعداد هارتمن، با افزایش عدد رینولدز عدد ناسلت متوسط افزایش می‌یابد.

(۲) افزایش عدد هارتمن باعث تخت شدن پروفیل سرعت می‌شود و این باعث می‌شود ضخامت لایه مرزی سرعت که عاملی نامطلوب در انتقال حرارت است، کاهش یابد.



شکل ۲۰: مقایسه تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در زوایای مختلف برای مولد ورتکس مخروطی

Fig. 20: Comparison of Nusselt number with Reynolds number at different cone vertex generator angles



شکل ۱۹: مقایسه تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز در زوایای مختلف برای مولد ورتکس مخروطی

Fig. 19: Comparison of friction coefficient with Reynolds number at different cone vertex generator angles

ضریب اصطکاک	f
مولفه‌های سرعت	u, v, w
شاخص ارزیابی عملکرد	PEC
بالچه مستطیلی زاویه دار	ARW
بالچه مستطیلی زاویه دار انحنادار	$CARW$
بالچه مخروطی	CW
ضریب پخش حرارتی	α
ضریب انبساط حرارتی	β
لزجت	μ
لزجت سینماتیکی	ν
چگالی	ρ

مراجع

- [1] H. Heidary, M. Kermani, Effect of nano-particles on forced convection in sinusoidal-wall channel, International Communications in Heat and Mass Transfer, 37(10) (2010) 1520-1527.
- [2] C.-C. Wang, C.-K. Chen, Forced convection in a wavy-wall channel, International Journal of Heat and Mass Transfer, 45(12) (2002) 2587-2595.
- [3] L. Goldstein, E. Sparrow, Heat/mass transfer characteristics for flow in a corrugated wall channel, ASME, Transactions, Series C-Journal of Heat Transfer, 99 (1977) 187-195.
- [4] T. Rush, T. Newell, A. Jacobi, An experimental study

ضریب اصطکاک در ابتدا شیب تندتری دارد و ادامه شیب نمودار کاهش می‌یابد.

(۵) هرچه عدد هارتمن بیشتر باشد مقدار افزایش ضریب اصطکاک که عاملی نامطلوب است بیشتر است.

(۶) با افزایش زاویه تا ۳۰ درجه عملکرد مولدهای ورتکس افزایش و پس از آن کاهش می‌یابد. مولد ورتکس مخروطی بهترین عملکرد را در بین تمامی هندسه‌ها دارد. با افزایش عدد رینولدز عدد ناسلت افزایش و ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد.

(۷) زاویه حمله، نرخ جریان جرمی، طول و ارتفاع مولد ورتکس (که نبایستی از نصف ارتفاع کانال، بلندتر باشد) تأثیر مستقیم بر افزایش نرخ انتقال حرارت و افت فشار دارند.

فهرست علائم

شدت میدان مغناطیسی	B_0
ظرفیت گرمایی ویژه سیال	C_p
میدان الکتریکی	E
شتاب جاذبه	g
عدد هارتمن	Ha
چگالی جریان	J
هدایت حرارتی	k
دما	T
عدد ناسلت	Nu

- International Journal for Numerical Methods in Fluids, 66(10) (2011) 1325-1340.
- [15] A. Joardar, A. Jacobi, Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers, International Journal of Refrigeration, 31(1) (2008) 87-97.
- [16] M. Gentry, A. Jacobi, Heat transfer enhancement by delta-wing vortex generators on a flat plate: vortex interactions with the boundary layer, Experimental Thermal and Fluid Science, 14(3) (1997) 231-242.
- [17] T.-Y. Chen, H. Shu, Flow structures and heat transfer characteristics in fan flows with and without delta-wing vortex generators, Experimental Thermal and Fluid Science, 28(4) (2004) 273-282.
- [18] İ. KOTÇİOĞLU, T. Ayhan, H. Olgun, B. AYHAN, Heat transfer and flow structure in a rectangular channel with wing-type vortex generator, Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences, 22(3) (1998) 185-196.
- [19] P.A. Sanders, K.A. Thole, Effects of winglets to augment tube wall heat transfer in louvered fin heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, 49(21) (2006) 4058-4069.
- [20] J.-S. Leu, Y.-H. Wu, J.-Y. Jang, Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47(19) (2004) 4327-4338.
- [21] Y.-H. Zhang, L.-B. Wang, F. Ke, Y. Su, S. Gao, The effects of span position of winglet vortex generator on local heat/mass transfer over a three-row flat tube bank fin, Heat and Mass Transfer, 40(11) (2004) 881-891.
- [22] S.-Y. Yoo, D.-S. Park, M.-H. Chung, S.-Y. Lee, Heat transfer enhancement for fin-tube heat exchanger using vortex generators, Journal of Mechanical Science and Technology, 16(1) (2002) 109-115.
- [23] Allison, B. Dally, Effect of a delta-winglet vortex pair on the performance of a tube-fin heat exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50(25) (2007) 5065-5072.
- of flow and heat transfer in sinusoidal wavy passages, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42(9) (1999) 1541-1553.
- [5] M. Ahmed, N. Shuaib, M. Yusoff, Numerical investigations on the heat transfer enhancement in a wavy channel using nanofluid, International Journal of Heat and Mass Transfer, 55(21) (2012) 5891-5898.
- [6] L. Gong, K. Kota, W. Tao, Y. Joshi, Parametric numerical study of flow and heat transfer in microchannels with wavy walls, Journal of Heat Transfer, 133(5) (2011) 051702.
- [7] A.K. Santra, S. Sen, N. Chakraborty, Study of heat transfer due to laminar flow of copper-water nanofluid through two isothermally heated parallel plates, International Journal of Thermal Sciences, 48(2) (2009) 391-400.
- [8] G. Fabbri, Heat transfer optimization in corrugated wall channels, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43(23) (2000) 4299-4310.
- [9] G. Fabbri, R. Rossi, Analysis of the heat transfer in the entrance region of optimised corrugated wall channel, International Communications in Heat and Mass Transfer, 32(7) (2005) 902-912.
- [10] A. Guzman, C. Amon, Dynamical flow characterization of transitional and chaotic regimes in converging-diverging channels, Journal of Fluid Mechanics, 321 (1996) 25-57.
- [11] Guzmán, C. Amon, Transition to chaos in converging-diverging channel flows: Ruelle-Takens-Newhouse scenario, Physics of Fluids, 6(6) (1994) 1994-2002.
- [12] Tashtoush, M. Al-Odat, Magnetic field effect on heat and fluid flow over a wavy surface with a variable heat flux, Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 268(3) (2004) 357-363.
- [13] S. Parvin, N. Hossain, Finite element simulation of MHD combined convection through a triangular wavy channel, International Communications in Heat and Mass Transfer, 39(6) (2012) 811-817.
- [14] Celik, Solution of magnetohydrodynamic flow in a rectangular duct by Chebyshev collocation method,

- [32] M. Hemmat Esfe, H. Hajmohammad, R. Moradi, A.A. Abbasian Arani, Multi-objective optimization of cost and thermal performance of double walled carbon nanotubes/water nanofluids by NSGA-II using response surface method, *Applied Thermal Engineering*, 112 (2017) 1648-1657.
- [33] M. Hemmat Esfe, M. Rejvani, R.o Karimpour, A.A. Abbasian Arani, Estimation of thermal conductivity of ethylene glycol-based nanofluid with hybrid suspensions of SWCNT–Al₂O₃ nanoparticles by correlation and ANN methods using experimental data, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 128(3) (2017) 1359–1371.
- [34] A.A. Abbasian Arani, J. Amani, M. Hemmat Esfe, Numerical simulation of mixed convection flows in a square double lid-driven cavity partially heated using nanofluid, *JOURNAL OF NANOSTRUCTURES* 2 (3) (2012) 301-311.
- [35] M. Hemmat Esfe, M.H. Hajmohammad, P. Razi, M.R.H. Ahangar, A.A. Abbasian Arani, The optimization of viscosity and thermal conductivity in hybrid nanofluids prepared with magnetic nanocomposite of nanodiamond cobalt-oxide (ND-Co₃O₄) using NSGA-II and RSM, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 79 (2016) 128-134.
- [36] M. Hemmat Esfe, A.A. Abbasian Arani, A.H. Niroumand, W.M. Yan, A. Karimipour, Mixed convection heat transfer from surface-mounted block heat sources in a horizontal channel with nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89 (2015) 783-791.
- [37] N.S. Akbar, A.W. Butt, Carbon nanotubes analysis for the peristaltic flow in curved channel with heat transfer, *Applied Mathematics and Computation*, 259 (2015) 231-241
- [38] S. Nadeem, I. Shahzadi, Mathematical analysis for peristaltic flow of two phase nanofluid in a curved channel, *Communications in Theoretical Physics*, 64(5) (2015) 547.
- [24] J.M. Jalil, H.K. Abdulla, A.H. Yusuf, Effect of winglet shape on heat transfer from heated cylinder in cross flow, *Engineering Sciences*, 17(2) (2006).
- [25] A. Joardar, A.M. Jacobi, Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 31(8) (2008) 87-97.
- [26] K.M. Kwak, K. Torii, K. Nishino, Heat transfer and pressure loss penalty for the number of tube rows of staggered finned-tube bundles with a single transverse row of winglets, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(1) (2003) 175-80.
- [27] L.H. Tang, M. Zeng, Q.W. Wang, Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(5) (2009) 818-27.
- [28] M. Hemmat Esfe, P.M. Behbahani, A.A. Abbasian Arani, M.R. Sarlak, Thermal conductivity enhancement of SiO₂–MWCNT (85: 15%)–EG hybrid nanofluids, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 128 (1) (2016) 249-258.
- [29] A.A. Abbasian Arani, H. Aberoumand, S. Aberoumand, A.J. Moghaddam, M. Dastanian, An empirical investigation on thermal characteristics and pressure drop of Ag-oil nanofluid in concentric annular tube, *Heat and Mass Transfer*, 52 (8) (2016), 1693-1706.
- [30] M. Hemmat Esfe, R. Karimpour, A.A. Abbasian Arani, J. Shahram, Experimental investigation on non-Newtonian behavior of Al₂O₃-MWCNT/5W50 hybrid nano-lubricant affected by alterations of temperature, concentration and shear rate for engine applications, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 82 (2017) 97-102.
- [31] M. Hemmat Esfe, H. Rostamian, A. Shabani-samghabadi, A. A. Abbasian Arani, Application of three-level general factorial design approach for thermal conductivity of MgO/water nanofluids, *Applied Thermal Engineering*, 127 (2017) 1194-1199.

- transfer and flow of nanofluid in permeable channel in the presence of magnetic field, *Propulsion and Power Research*, 4(1) (2015) 50-62.
- [42] A. Dogonchi, M. Alizadeh, D. Ganji, Investigation of MHD Go-water nanofluid flow and heat transfer in a porous channel in the presence of thermal radiation effect, *Advanced Powder Technology*, 28(7) (2017) 1815-1825.
- [39] S. Noreen, M. Qasim, Z. Khan, MHD pressure driven flow of nanofluid in curved channel, *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 393 (2015) 490-497.
- [40] S. Shehzad, F. Abbasi, T. Hayat, F. Alsaadi, G. Mousa, Peristalsis in a curved channel with slip condition and radial magnetic field, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 91 (2015) 562-569.
- [41] M. Fakour, A. Vahabzadeh, D. Ganji, Study of heat