

Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 53(5) (2021) 725-728 DOI: 10.22060/mej.2020.3880



Numerical Simulation of Heat Transfer and Pressure Drop of Pseudo-Plastic Fluid in a Pipe Heat Exchanger Equipped with a Modified Twisted Tape

B. Fathipour¹, A. Ghafouri^{2,*}, K. Mohammadzadeh³

¹Department of Mechanical Engineering, Arvandan Nonprofit Higher Education Institute, Khorramshahr, Iran

ABSTRACT: The present paper, heat transfer and flow of shear-thinning non-Newtonian fluids in a

circular tube under constant heat flux with a modified twisted tape, have been numerically studied in a

laminar, steady-state and three-dimensional regime. The finite volume method was used to numerically

solve the governing equations, modified power-law model be used to describe the dependence between

the stresses and shear rates. The physical model is a circular tube with a standard twisted tape with decreasing its width, also a hollow tape in circular tube with an increase in the central cavity of the tape. The heat transfer and the overall performance are unfavorable by cutting off the tape edge. Instead, a

decrease in tape width ratio, hollow tape with different removal ratios was used to improve thermal

efficiency, the numerical results show that the removal ratio (hollow width of the tape divided by the

initial width) equal to 0.3 in the fluids with behavioral indexes 0.86, 0.55 and 0.41 can cause 17.95%,

18.49% and 19.69% increase in thermal performance compared to the best thermal performance mode, respectively. Therefore, the hollow twisted tape is a promising technique for laminar convective heat

² Department of Mechanical Engineering, Ahvaz Branch, Islamic Azad University, Ahvaz, Iran

³ Department of Energy Engineering, Quchan University of Technology, Quchan, Iran

Review History:

Received: Dec. 16, 2019 Revised: Feb. 14, 2020 Accepted: Mar. 10, 2020 Available Online: Apr. 02, 2020

Keywords:

Pseudo-plastics fluid Modified twisted tape Heat transfer enhancement Pipe heat exchanger Modified power-law

1. Introduction

transfer enhancement.

Enhancing the thermal efficiency of heat exchangers is a challenging task to meet the heat removal capability needed for the development of new devices with better performances. The use of non-Newtonian fluids, and especially pseudoplastic liquids (shear-thinning), has received much attention in industrial applications [1]. The use of shear-thinning non-Newtonian fluids in heat transfer systems as working fluid can increase the thermal performance of the system. Aqueous solutions of CarboxyMethyl Cellulose (CMC) are shear-thinning non-Newtonian liquids (also known as pseudoplastic liquids) that have been used for heat removal applications [2].

Another way to increase heat transfer in heat exchangers is to use turbulence. Twisted bands have been widely used as passive turbulent to increase heat transfer in heat exchangers due to the reduction in size and cost of these systems [3].

According to the best of the author's knowledge and the reviewed literature, the influence of the non-Newtonian fluid flow behavior on the thermo-hydraulic performance of circular tubes equipped with hollow twisted tape is not fully addressed yet. The primary aim of this study is to understand the influence of shear-thinning behavior on fluid flow structure and heat transfer characteristics in circular tubes equipped with hollow twisted tape.

2. Model Description 2.1. Physical model

The geometries of the conventional, short-width and hollow twisted tapes are depicted in Fig. 1. Twisted tapes

with a thickness (d) of 0.001 m are fitted in the full length of all tubes. The diameter (D) and length (L) of the tube are 0.02 m and 0.5 m, respectively. The 180 deg twist pitch (H) is 0.05 m.

2.2. Fluid properties

The shear-thinning non-Newtonian fluids used in the present study are comprised of three grades of aqueous solutions of carboxylmethyl cellulose polymer. CMC 7H3SF (high grade), CMC 7M8SF (medium grade) and 7LFPH (low grade) are the three grades of CMC polymers used as working fluids to investigate the viscous fluid flow and heat transfer phenomenon in this study. The apparent viscosity of non-Newtonian fluids whose shear-thinning behavior is described using the modified power-law model is given as [4]:

$$\mu_{a} = \left[\left(\mu_{0} \right)^{P} + \left(K \times \dot{\gamma}^{(n-1)} \right)^{P} \right]^{1/P}$$
⁽¹⁾

The modified power-law parameters for the non-Newtonian fluids under consideration are presented in Table 1.

The properties of the fluids used in this study are density p = 983.20 kg/m3,

specific heat capacity CP = 4184.3 J/ kg. K and thermal conductivity k = 6.5432 W/m. K.

*Corresponding author's email: a.ghafouri@iauahvaz.ac.ir





Fig. 1. Schematic design of geometry a) Standard twisted tape b) Twisted tape with outer edge removal c) hollow twisted tape

2.3. Mathematical model

Based on these assumptions, the continuum heat and fluid flow in the tube were modeled using the equations of mass, momentum, and energy conservation that are introduced as follows [2]:

$$\nabla_{.}\vec{\nu} = 0 \tag{2}$$

$$\rho(\vec{v}.\nabla\vec{v}) = -\nabla p + \nabla \left[\mu(\nabla\vec{v} + \nabla^T\vec{v})/2\right]$$
(3)

$$\rho C_p \left(\vec{v} \cdot \nabla T \right) = K_t \nabla^2 T \tag{4}$$

where $\overline{\nu}$ is the fluid velocity vector, ρ density, p the static pressure, μ dynamic viscosity, Cp specific heat capacity, T temperature, and Kt thermal conductivity.

2.4. Determinant parameters

For non-Newtonian fluids, the generalized Reynolds number (Re) is defined as follows [5]:

$$Re_{MR} = \frac{\rho U^{-2-n} D_H^n}{\eta'} \tag{5}$$

where ρ is the density, U is the average velocity, D_H is the hydraulic characteristic length, and η' is the characteristic non-Newtonian viscosity, which is given by

$$\eta' = K \left(\frac{3n+1}{4n}\right)^n \left(\frac{8U}{D_H}\right)^{n-1} \tag{6}$$

The overall performance evaluation criterion or the surface goodness factor[6] is defined as

$$\eta = \frac{Nu / Nu_0}{\left(f / f_0\right)^{1/3}}$$
(7)

3. Results and Discussion

It is clearly seen from Fig. 2 that the variation tendency of the thermal performance factor (η) is quite different from those of Nu and f. In other words, η decreases at first and then increases with the reduction of w. The magnitude of η declines sharply when w is reduced from 0.9 to 0.8 and reaches a minimum value approximately at w=0.4, then it ascends slightly with the further reduction of the width ratio. Moreover, it also could be noted that thermal performance factor at w=0.9 is much larger than that when w<0.9. All those

Table 1 The optimization results for the proposed cycle

	Concentration	Asymptotic modified power law parameters (60°C)					
Polymer	[mol/cc]	μ_0	K	п	р		
CMC 7H3SF	2.175×10^{-8}	2.3435	6.8506	0.4117	-1.22		
CMC 7M8SF	1.667×10^{-7}	1.5155	5.1795	0.5544	-1.36		
CMC 7LFPH	5.848×10^{-7}	0.1170	0.1828	0.8638	-5.58		



Fig. 2. Variation of the thermal performance criteria versus the tape width ratio (w) for tube fitted with short-width twisted tape at n=0.55

show that it is unfavorable to enhance the thermohydraulic performance by reducing the outer edge of the twisted tape.

Fig. 3 presents the variation of the thermal performance factor (η) with the central clearance ratio (c) at different Reynolds numbers (Re) of laminar flow. It is shown that as c increases, η increases first until it reaches a peak at c=0.3 and then decreases. The maximum value of is 1.17e1.20 times that at c=0 in Re range of the present study.

4. Conclusions

Heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow non-newtonian shear-thinning fluid in a circular tube with short-width and hollow twisted tapes have been investigated numerically. The computation results show that the flow resistance can be reduced by both methods but the heat transfer features are very different from each other. As compared with the tube with conventional twisted tape, the thermal performance factor of the tube with center void twisted tapes can be enhanced by 20%. In summary, one can achieve a satisfying overall performance by using a twisted tape with a suitable central clearance ratio. Therefore, the hollow twisted tape is a promising technique for laminar convective heat transfer enhancement.



Fig. 3. Variation of the thermal performance criteria versus the for the hollow twisted tape width and increment c, at n=0.55

References

- [1] S.-N. Li, H.-N. Zhang, X.-B. Li, Q. Li, F.-C. Li, S. Qian, S.W. Joo, Numerical study on the heat transfer performance of non-Newtonian fluid flow in a manifold microchannel heat sink, Applied Thermal Engineering, 115 (2017) 1213-1225.
- [2] A. Ebrahimi, B. Naranjani, S. Milani, F.D. Javan, Laminar convective heat transfer of shear-thinning liquids in rectangular channels with longitudinal vortex generators, Chemical Engineering Science, 173 (2017) 264-274.
- [3] S. Liu, M. Sakr, A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers, Renewable and sustainable energy reviews, 19 (2013) 64-81.
- [4] A. Modekurti, Numerical Investigation of Fluid Flow and Heat Transfer for Non-Newtonian Fluids Flowing through Twisted Ducts with Elliptical Cross-sections, University of Cincinnati, 2017.
- [5] A. Metzner, J. Reed, Flow of non-newtonian fluids correlation of the laminar, transition, and turbulent-flow regions, Aiche journal, 1(4) (1955) 434-440.
- [6] S. Zhang, L. Lu, C. Dong, S.H. Cha, Thermal characteristics of perforated self-rotating twisted tapes in a double-pipe heat exchanger, Applied Thermal Engineering, 162 (2019) 114296.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

B. Fathipour, A. Ghafouri, K. Mohammadzadeh, Numerical Simulation of Heat Transfer and Pressure Drop of Pseudo-Plastic Fluid in a Pipe Heat Exchanger Equipped with a Modified Twisted Tape , Amirkabir J. Mech. Eng., 53(5) (2021) 725-728.



DOI: 10.22060/mej.2020.3880

This page intentionally left blank

نشريه مهندسي مكانيك اميركبير

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۳ شماره ۵، سال ۱۴۰۰، صفحات ۳۰۷۷ تا ۳۰۹۸ DOI: 10.22060/mej.2020.3880

شبیهسازی عددی انتقال حرارت و افت فشار سیال شبه پلاستیک در مبدل حرارتی لولهای با نوار تابیده اصلاحشده

بهادر فتحی پور '، اشکان غفوری ۲۰۰۰، کاظم محمد زاده ۳

۱– گروه مهندسی مکانیک، موسسه غیرانتفاعی اروندان، خرمشهر، ایران ۲– گروه مهندسی مکانیک، واحد اهواز، دانشگاه آزاد اسلامی، اهواز، ایران ۳– گروه مهندسی انرژی، دانشگاه صنعتی قوچان، قوچان، ایران

تاریخچه داوری: دریافت: ۱۳۹۸/۰۹/۲۶ بازنگری: ۱۳۹۸/۱۱/۲۶ پذیرش: ۱۳۹۸/۱۲/۲۰ ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۱۱/۱۴

> کلمات کلیدی: سیال شبه پلاستیک نوار تابیده اصلاحشده افزایش عملکرد حرارتی مبدل حرارتی لولهای مدل پاورلا اصلاحشده

خلاصه: در مقاله حاضر، انتقال حرارت و جریان سیال غیرنیوتنی رقیق شونده در یک لوله دایره ای تحت شار حرارتی ثابت با نوار تابیده اصلاح شده به صورت عددی در رژیم آرام، پایا و سه بعدی مورد بررسی قرار گرفته است. برای حل عددی معادلات حاکم، روش حجم محدود استفاده شده و در تحلیل وابستگی میان نرخ تنش و برش، مدل پاورلا اصلاح شده بکار رفته است. مدل فیزیکی مسئله یک لوله دایره ای دارای نوار تابیده استاندارد و کاهش عرض آن، همچنین یک لوله دایره ای با نوار تابیده توخالی و افزایش حفره مرکزی نوار است. کاهش عرض نوار در لوله با نوار تابیده از بازدهی حرارتی، نامناسب ارزیابی شد. برای بهبود بازدهی حرارتی بجای کاهش عرض نوار در لوله با نوار تابیده از نظر بازدهی مختلف استفاده گردید. همچنین نتایج تحلیل نشان می دهد که در نسبت حذف (بخش مرکزی نوار نسبت به عرض اولیه) برابر ۳/۰ می توان در سیالات ذکر شده، به ترتیب ۱۷/۹۵ و ۱۸/۴۹ درصد افزایش عملکرد حرارتی نسبت به بهترین حالت عملکرد حرارتی نوار تابیده استاندارد (با نسبت حذف (بخش مرکزی نوار نسبت به عرض اولیه) برابر ۳/۰ می توان در سیالات ذکر شده، به ترتیب ۱۷/۹۵ و ۱۹/۹۶ درصد افزایش عملکرد حرارتی نسبت به به بهترین حالت عملکرد حرارتی نوار تابیده استاندارد (با نسبت کاهش عرض زوار مای اول تواید آسبت به عرض ارزیابی گردید.

۱– مقدمه

تقویت عملکرد حرارتی مبدل حرارتی یک کار چالشبرانگیز برای تأمین حرارت موردنیاز برای توسعه دستگاههای جدید با عملکرد بهتر است. یکی از روشهای این تقویت، استفاده از سیال خنککننده کارآمد برای افزایش عملکرد حرارتی در دستگاههای انتقال حرارت است. استفاده از مبدلهای حرارتی با سیال کاری مایع به علت انتقال حرارت بیشتر نسبت به خنککنندههای گازی برای کاربردهای انتقال حرارت ترجیح داده میشود [۱, ۲]. استفاده از سیالات غیرنیوتنی و بخصوص سیالات شبهپلاستیک^۱ (رقیقشونده) در کاربردهای صنعتی موردتوجه زیادی قرار گرفته است [۳]. استفاده از سیالات غیرنیوتنی رقیقشونده در دستگاههای انتقال حرارت بهعنوان سیال کاری میتواند عملکرد حرارتی سیستم را افزایش دهد. مطالعات پیشین

1 Shear-thinning

* نویسنده عهدهدار مکاتبات: a.ghafouri@iauahvaz.ac.ir

(Creative Commons License) حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) 🕥 🕥 در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

سلولز^۲ بهعنوان سیالات غیرنیوتنی رقیق شونده برای کاربردهای حذف حرارت^۳ استفاده می شنود. کاربرد سیال خنک کننده غیرنیوتنی معمولاً به دلیل سرعت کم سیال و ویسکوزیته بالا، به رژیم جریان آرام محدود می شود [۶, ۸].

یکی دیگر از راههای افزایش انتقال حرارت در مبدلهای حرارتی استفاده از آشفتهسازها است. تحقیقات متعددی برای بررسی اثر آشفتهسازها با هندسههای مختلف بر رفتار حرارتی در مبدلها انجامشده است. بهعنوانمثال، نوارهای تابیده [۹, ۱۰]، سیمپیچها (۱۲, ۱۲]، لولههای گود و شیاردار [۱۴, ۱۴]، زائده بال مانند مثلثی/نوار مورب زاویهدار [۱۵, ۱۶] و آشفتهسازهای ترکیبی. با این حال، نوارهای تابیده بهعنوان یکی از آشفتهسازهای غیرفعال بهطور گستردهای بهمنظور افزایش انتقال حرارت در مبدلهای حرارتی به علت کاهش اندازه و هزینه این دستگاهها، به کار گرفتهشده است [۱۷]. چنین تقویتکنندههایی باعث میشوند که لایه حرارتی/

2 Carboxymethyl cellulose (CMC)

3 Heat removal applications

هیدرودینامیکی در طول مسیر کوچکتر شود؛ ازاینرو ضریب انتقال حرارت بالاتری دارند [۱۸-۲۲]. بااینوجود، کمبود مطالعات تحقیقاتی در مورد عملکرد گرمایی لولههای نوار تابیده وجود دارد [۲۳–۲۹].

ایامساآرد و همکاران [۳۰]، اثر طول نوار تابیده را بر عملکرد حرارتی مطالعه کردند. آنها دریافتند که حضور لوله با طول کوتاه نوار، برای طول نوار پیچشی ۰/۲۹، ۴۳/۰ و ۰/۵۷ به ترتیب، افزایش نرخ انتقال حرارت تا ۱/۱۶، ۱/۲۲ و ۱/۲۷ بار بیشتر و ضریب اصطکاک تا ۱/۸۶، ۱/۸۸ و ۱/۹۹ برابر بیشتر از لوله ساده می شود. همچنین حداکثر ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک برای استفاده از نوار تابیده با طول کامل به دست می آید. ایامساآرد و همکاران [۳۱]، اثرات نوار تابیده دوگانه و چندگانه را برافزایش انتقال حرارت بررسی کردند. آنها دریافتند که نرخ انتقال حرارت برای نوارهای تابیده دوگانه ۱۲٪ تا ۲۹٪ در مقایسه با تک نوار در نسبتهای پیچش ۰/۳ تا ۰/۵، افزایش مییابد که باعث ایجاد جریانهای چرخشی بسیار قوی در لولهآزمایش می شود. موراگوسان و همکاران [۳۲]، نوار تابیده با میخ را معرفی کردند. در این نوار زبری سطح نوار بهشدت افزایش می یابد که باعث ایجاد آشفتگیهای اضافی توسط میخها میشود و همچنین جریان چرخشی تولیدشده بیشتری نسبت به نوارهای پیچیده ساده دارند. نتايج أنها نشان داد كه مقادير عدد ناسلت، ضريب اصطكاك و ضریب افزایش حرارت در لوله با نوار تابیده میخ کوب به ترتیب ۱/۰۸ تا ۱/۳۱، ۱/۱ تا ۱/۷۵ و ۱/۰۵ تا ۱/۱۳ برابر بیشتر از لولههایی با نوارهای پیچیده ساده است. لی و همکاران [۳۳]، یک بررسی عددی در رفتار انتقال حرارت جریانهای آرام و آشفته در یک لوله دایرهای با نوارهای پیچیده عرض کوتاه انجام دادند. نتایج آنها در جریان آرام نشان داد که کاهش عرض نوار عملکرد کلی را بدتر میکند. وانگ و همکاران [۳۴]، پیکربندی بهینهای از نوار کوتاه تابیده بافاصله منظم در یک لوله دایرهای را با استفاده از مدلسازی عددی توضیح دادند. آنها دریافتند که یک زاویه چرخش بزرگتر، مقدار انتقال حرارت بالاتر و مقاومت بیشتر جریان را به ارمغان می آورد؛ در حالی که نسبت پیچش کوچکتر عملکرد انتقال حرارت بهتری را با اعداد رینولدز بالا نشان میدهد. مانگانیک و همکاران [۳۵]، با بررسی اثر درج نوار تابيده در افزايش انتقال حرارت، افت فشار، اصطكاك جريان و ویژگیهای عملکرد حرارتی در یک لوله مبدل حرارتی نشان دادند که

مقادیر رینولدز، پرانتل، افت فشار و ضریب اصطکاک به هندسه نوار تابيده با نسبت پيچش متفاوت، گام پيچ، عرض نوار، نسبت فاصله، زاویه حمله، ضخامت نوار بستگی دارد. ساویکار و همکاران [۳۶]، با استدلال فیزیکی مبتنی بر انتقال حرارت و جریان سیال درون یک لوله با نوارهای تابیده دریافتند که کاهش نسبت پیچش نوار، جابجایی شعاعی را افزایش و افزایش عدد رینولدز باعث ارتقاء جابجایی محوری می شود. ابولارین و همکاران [۳۷]، تأثیر نوار و اتصال پیچیده جهت عقربههای ساعت و خلاف جهت عقربههای ساعت را بررسی کرد. زاویهای روی خصوصیات هیدروترمال و کشف کردند که با افزایش زاویه اتصال، انتقال حرارت بهبود مییابد. مایر و ابولارین [۳۸]، برای ارزیابی اثرات نسبتهای مختلف پیچش و شار گرما در جریان گذرا یک تحقیق تجربی انجام دادند. آنها گزارش دادند که در شار حرارتی معین، با افزایش نسبت پیچش، گذرا زودتر آغاز می شود. بااین وجود، کمبود مطالعات تحقیقاتی در مورد عملکرد گرمایی لولههای تابیده وجود دارد. اسفه و همکاران [۳۹]، تأثیر نسبت گام را بر خصوصیات گرمایی یک لوله سه لبهای در جریان آشفته ارزیابی کرد. مشخص شد که با افزایش نسبت گام، سرعت انتقال حرارت و مقاومت در برابر اصطکاک افزایش می یابد. هونگ و همکاران [۴۰]، تجزیه وتحلیل عددی را برای بررسی تأثیر چندین نوار تابیده در عملکرد حرارتی مبدل های حرارتی لوله دنده سینوسی" انجام داد. نتایج آن ها نشان دادند که لوله با دنده سینوسی با استفاده از چندین نوار تابیده دارای سرعت انتقال حرارت ۱/۴۳–۱/۸۷ برابر در مقایسه با دنده سینوسی بدون نوار تابیده است. آچاریا و همکاران [۴۱]، با شبیهسازی عددی، یک لوله صاف و یک لوله درجدار ۲ با سرعتهای مختلف و سیال آب پرداختند و دریافتند که در هر دو پیکربندی با افزایش آشفتگی و رينولدز عدد ناسلت افزايش مىيابد و عدد ناسلت لوله درجدار بيشتر از لوله ساده است. بایان و همکاران [۴۲]، انتقال حرارت در لوله ساده با طول کامل نوار تابیده و طول کوتاه نوار تابیده بهصورت عددی شبیه سازی کردند و دریافتند که انتقال حرارت با افزایش طول درج در محدوده محاسباتی بهطور قابل توجهی افزایش می یابد. همچنین دریافتند که طول کامل درج مقرون بهصرفهتر از درجهای کوتاه و بدون درج است. بسیاری از مطالعات برشهای مختلفی را به نوارهای تابیده

² Tri-lobed tube

³ Sinusoidal rib tube (SRT)

⁴ Twisted tape insert

¹ Twisted tape consisting wire nails

جهت بهبود بیشتر عملکرد انتقال حرارت آنها ارائه میدهند، مانند یک برش وی ([۴۳]، یک برش یو ۲ [۴۴]، یک برش مربع [۴۵]، یک برش محیطی [۴۶] و یک برش مستطیلی شکل [۴۷]. روئنپیوسک^۳ و همکاران [۴۸]، اثرات لوله با نوار تابیده برش مستطیلی اصلاحشده با نسبت فاصله آزادی و نرخ پهنای نوار با استفاده از هوا در طیف وسیعی از رینولدز را مطالعه کردند و عدد ناسلت با فزایش رینولدز افزایش داشته درحالی که ضریب اصطکاک و عملکرد حرارتی روندی مخالف را نشان داد. حداکثر عملکرد حرارتی در کمترین نسبت آزادی فاصله، نرخ پهنای عرض و عدد رینولدز به دست میآید. ارزیابی تجربی عملکرد حرارتی در داخل لوله با استفاده از درجهای نوار تابیده توخالی متقابل توسط هی^۴ و همکاران انجام شد [۴۹]. کالیان و همکاران [۵۰]، به بررسی تجربی انتقال حرارت و ضریب اصطکاک برای نسبت پیچش مختلف و سیال غیرنیوتنی (۲/۰ درصد محلول كربوكسى متيل سلولز) بهعنوان سيال كارى پرداختند. آنها حداكثر مقدار عدد ناسلت را ۴۰ درصد و همچنین افزایش ۵۶/۸۵ درصد ضریب اصطکاک را نسبت به لوله ساده گزارش دادند. در آخر روابطی تجربی برای پیشبینی انتقال حرارت و ضریب اصطکاک ارائه کردند. نتایج محققان نشان میدهد که رفتار رقیقشوندگی سیال بر ساختار چرخشی جریان تأثیر می گذارد، بنابراین رفتار رقیق شوندگی سیال منجر به تغییر در عملکرد انتقال حرارت مبدل حرارتی می شود [۵۱, .[47

با توجه به مطالعات بررسیشده، تأثیر رفتار سیال غیرنیوتنی بر عملكرد حرارتي هيدروليكي لوله دايرهاي حاوى نوار تابيده با كاهش عرض نوار و افزایش حفره مرکزی نوار هنوز موردتوجه قرار نگرفته است؛ بنابراین مطالعه بیشتر برای دستیابی به بینش در مورد اثرات رفتار سیال غیرنیوتنی در مجراهای مجهز به نوار تابیده و درنتیجه بر عملکرد انتقال حرارت کانالها ضروری است. اهداف و نوآوریهای اصلى مطالعه حاضر عبارتاند از:

* بررسی عددی تأثیر رفتار رقیقشوندگی سیال (محلولهای آبی کربوکسی متیل سلولز با غلظتهای مختلف) بر ساختار جریان سیال و خصوصیات انتقال حرارت در یک مجرای دایرهای مجهز به نوار

تابيده.

* بررسی تأثیر سرعت برشی در ساختار جریان سیال و عملکرد انتقال حرارت با تغييرات هندسي نوار تابيده. * مقایسه عملکرد حرارتی هیدرولیکی مجراهای دارای نوار تابیده با یک مجرای ساده. نتایج ارائهشده در این مقاله، می تواند رویکردی جدید را برای

افزایش انتقال حرارت در مبدلهای حرارتی ارائه دهد.

۲- معادلات حاکم و فرضیات

در این پژوهش جریان سیال و انتقال حرارت سیال شبه پلاستیک با استفاده از نرمافزار انسیس فلوئنت ۱۹/۲ شبیهسازی می شود و به بررسی پارامترهای مؤثر بر عملکرد حرارتی پرداخته می شود. فرضیات مهم این مطالعه عبارتاند از:

* شبیه سازی به صورت سه بعدی و پایا انجام می شود. * به علت اختلاف فشارهای پایین، جریان تراکم ناپذیر فرض می شود.

* ویسکوزیته با سرعت برش تغییر می کند و به دلیل تغییرات دمای کم در طول کانال، خواص ماده مستقل از دما فرض می شود.

* از عبارت ناشی از جاذبه و نیز از تبادل حرارتی سیال با نوار تابیده صرفنظر شده میشود.

* برای توسعه مدل ریاضی، تولید گردابهای طولی شبه پایدار فرض می شوند [۵۳] همچنین نوسانات سرعت و اثرات توربولانسی ناچیز فرض می شوند و لذا جریان سیال تک فاز به دلیل عدد رینولدز یایین، آرام است.

۲-۱- معادلات حاکم

معادلات بقای جرم و مومنتوم و انرژی برای جریان تک فاز به ترتیب به صورت معادله (۱) تا (۳) است [۵۴].

$$\nabla . \vec{V} = 0, \tag{1}$$

$$\rho\left(\vec{V}.\nabla\vec{V}\right) = -\nabla p + \nabla \left[\mu\left(\nabla\vec{V}+\nabla^{T}\vec{V}\right)/2\right],\tag{7}$$

$$\rho C_p \left(\vec{V} \cdot \nabla T \right) = K_t \nabla^2 T \tag{(7)}$$

$$\mu$$
 که $ec{V}$ بردار سرعت سیال، ho چگالی، p فشار استاتیک، $ec{V}$

¹ V

² U

³ Ruengpayungsak

⁴ He

برای محاسبه عدد ناسلت از معادله (۷) استفادهشده است.

$$Nu = \frac{hD_H}{k_t} \tag{Y}$$

نست. انتقال حرارت و k_t ضریب هدایت حرارتی است. افت h ضریب انتقال حرارت و k_t فشار محلی در جهت محور X، $[-\Delta p(x)]$ قابل به دست آوردن است.

$$-\Delta p(x) = p_{in} - \frac{\int_0^R \int_0^{2\pi} \varphi pr d\theta dr}{\int_0^R \int_0^{2\pi} \varphi r d\theta dr}$$
(A)

پارامتر $\vec{y} = \vec{y}(r, heta, x)$ با $p = p\left(\vec{y}
ight)$ فشار استاتیک سیال هستند، p_{in} فشار ورودی و $\phi(\vec{y}) = \phi(\vec{y})$ یک دستگاه معادلات دوبخشی است که بهصورت معادله (۹) است.

$$\varphi(\vec{y}) = \begin{cases} 1 \to \vec{y}(r,\theta,x) \in Q_{fluid} \\ 0 \to \vec{y}(r,\theta,x) \notin Q_{fluid} \end{cases}$$
(9)

 \mathbf{x} ، $-\partial \Delta p / \partial x \Big|_x$ بنابراین، گرادیان محوری از افت فشار در جهت \mathbf{x} معادله (۱۰) توسط آرایش اویلر مرکزی به صورت عددی به شکل معادله (۱۰) محاسبه شود.

$$-\frac{\partial\Delta p}{\partial x}\Big|_{x} = -\frac{\Delta p\left(x+\frac{1}{2}\delta x\right) - \Delta p\left(x-\frac{1}{2}\delta x\right)}{\delta x} \qquad (1.1)$$

رفتار این پارامتر برای تشخیص رسیدن ناحیه سیال به جریان توسعهیافتگی است. این وقتی رخ میدهد که پروفیل $a_x |_x -\partial \Delta p / \partial x|_x$ تقریباً ثابت بماند. علاوه بر این، برای محاسبه کمیت $a_x |_x -\partial \Delta p / \partial x|_x$ ، می توان از مقدار متوسط $\Delta p / L$ حدس زد که از معادله (۱۱) به دست می آید.

$$\frac{-\Delta p}{L} = \frac{1}{L_f - L_0} \int_{L_0}^{L_f} -\frac{\partial \Delta p}{\partial x} \bigg|_x dx \tag{11}$$

که $\left[L_{0},L_{f}
ight]$ ، دامنه انتگرال جریان سیال توسعهیافته است

 K_t ویسکوزیته دینامیکی، C_p ظرفیت گرمایی ویژه، T دما و K_t هدایت حرارتی است.

اگرچه مدل پاورلا سادهترین بیان از رفتار رقیقشونده را دارد، اما دارای کاستیهایی هم هست. بهطورکلی این مدل در بازه محدودی n از سرعت برش بکار میرود و بنابراین مقادیر به دست آمده K و n په بازه سرعت برش موردبررسی بستگی دارد. علاوه بر آن، مدل پاورلا گرانروی برش بینهایت (μ_{∞}) و گرانروی برش بینهایت (μ_{∞}) مدل در پازه محدودی برش بینهایت (μ_{∞}) و پاورلا گرانروی برش مور در اس و گرانروی برش بینهایت (μ_{∞}) محدودیتهای ممی مفر و می اورلا اصلاح شده الماه برای غلبه بر و بیش بینی نمی کند. مدل پاورلا اصلاح شده الماه (μ_{∞}) ارائه شده است محدودیتهای محرودی برش مور در رابطه (μ_{∞}) محدودیتهای محرو منافع مدر ای و گرانروی برش بینهایت (μ_{∞}) محدودیتهای محدودیتهای محرو منطقه سرعت برای غلبه بر و به وضوح ویسکوزیته سیال را در منطقه سرعت برشی کم نشان می دهد. این مدل شامل ویسکوزیته برش صفر μ_{0} ، شاخص قوام K و شاخص رفتار جریان π است.

$$\boldsymbol{\mu}_{a} = \left[\left(\boldsymbol{\mu}_{0} \right)^{P} + \left(\boldsymbol{K} \cdot \dot{\boldsymbol{\gamma}}^{(n-1)} \right)^{P} \right]^{\frac{1}{P}} \tag{(f)}$$

با استفاده از ضرایب قانون پاورلا اصلاحشده، مدل قادر است ویسکوزیته ظاهری در هر دو نرخ برش کم و مناطق شبهپلاستیکی را دقیق پیشبینی کند. در این تحقیق از مدل پاورلا اصلاحشده برای بیان رفتار رقیقشوندگی سیال استفادهشده است.

۲-۲- روابط مورداستفاده در محاسبات

در این مطالعه، عدد رینولدز متزر [۵۶]، برای بیان عدد رینولدز بکار گرفتهشده است و بهصورت معادله (۵) است.

$$\operatorname{Re}_{MR} = \frac{\rho U^{-2-n} D_{H}^{n}}{\eta'} \tag{(a)}$$

$$\eta'$$
 چگالی، U سرعت متوسط، D_H قطر هیدرولیکی و η' مشخصه ویسکوزیته سیال غیرنیوتنی است و از معادله (۶) به دست میآید.

$$\eta' = K \left(\frac{3n+1}{4n}\right)^n \left(\frac{8U}{D_H}\right)^{n-1} \tag{8}$$

1 Consistency index

2 Behavior index

$$\eta = \frac{Nu / Nu_0}{\left(f / f_0\right)^{1/3}} \tag{19}$$

و f، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در کانال مجهز به نوار Nu و f_0 عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در کانال ساده است. است. ضریب اصطکاک فانینگ و عدد ناسلت به ترتیب توسط معادله

(۱۷) و (۱۸) محاسبه می شوند.

$$C_f = \frac{\tau_w}{1/2\rho U_b^2} \tag{1V}$$

$$Nu = \frac{q"D_H}{\left(T_w - T_b\right)k_t} \tag{1A}$$

در این روابط،
$$au_w$$
 تنش برشی دیوار، U_b سرعت بالک خروجی
است. T_b دمای بالک خروجی است.

۳– هندسه مسئله

طرحواره لوله دایرهای با نوار تابیده استاندارد و نوار تابیده توخالی در شکل ۱ نشان دادهشده است. نوارهای تابیده باضخامت ۰۰/۰۰۱ متر در طول کامل لولهها نصب شدهاند. طول لوله ۵/۰ متر است. نسبت تابیدگی^۲ بهصورت نسبت گام نوار تابیده به قطر داخلی لوله (P H/D) تعریف میشود. در این تعریف گام نوار تابیده فاصله بین دونقطه مشابه در طول نوار بهصورت موازی با محور و با یک پیچش دام درجهای است. در پژوهش حاضر گام پیچش (H) ۵۰/۰ متر، قطر لوله (D) ۰/۰۲ متر و نسبت تابیدگی ۵/۲ متر است. در این مطالعه، تأثیر نسبت عرض نوار (W/D) و نسبت حذف از مرکز نوار (C/D) بر انتقال حرارت و ضریب اصطکاک بررسی خواهد شد. مشخصات هندسی مدلهای بررسیشده در جدول ۱ ذکرشده

جنس نوار از آلومینیوم و جنس لوله مسی در نظر گرفتهشده است. سیالات غیرنیوتنی رقیقشونده مورداستفاده در مطالعه حاضر سه درجه از محلولهای کربوکسی متیل سلولز، ۲۳SF^۷ (درجه بالا)، M^SF^۷ (درجه متوسط) و ۲EPH^۷ (درجه پایین) میباشند. ویسکوزیته ظاهری، این سیالات در دمای متوسط ثابت ۶۰ درجه و مقدار این کمیت، $\Delta p/L$ نیاز به محاسبه ضریب اصطکاک فانینگ دارد.

ضریب انتقال حرارت جابجایی محلی از معادله (۱۲) محاسبه می شود.

$$h(x) = \frac{q''}{T_w - T_b} \tag{11}$$

^۱ شار حرارتی بر دیوار، T_w دیوار و T_b دمای توده سیال q "است. ضریب انتقال حرارت جابجایی به صورت کلی به شکل معادله (۱۳) محاسبه می شود.

$$h = \frac{1}{L_f - L_0} \int_{L_0}^{L_f} h(x) dx$$
 (17)

بردار شار حرارتی محلی نرمال در راستای X، بهصورت معادله (۱۴) است.

$$q(x) = \frac{\int_{2-\frac{1}{2}\delta x}^{2+\frac{1}{2}\delta x} \int_{0}^{2\pi} -k_t (\vec{n} \cdot \nabla T) R d\theta dx}{\int_{2-\frac{1}{2}\delta x}^{2+\frac{1}{2}\delta x} \int_{0}^{2\pi} -R d\theta dx}$$
(14)

بردار یکه نرمال سطح دیوار است. R شعاع داخلی لوله و \vec{n} δx بردار یکه نرمال سطح دیوار است. در این مطالعه ضخامت نوار δx ، $T = (r, \theta, x)$ ، r, θ, x متر است. مقدار دمای توده سیال در جهت محور x توسط معادله (۱۵) به دست میآید.

$$T_{\infty}(x) = \frac{\int_{0}^{R} \int_{0}^{2\pi} T \rho U_{x} r d\theta dr}{\int_{0}^{R} \int_{0}^{2\pi} \rho U_{x} r d\theta dr}$$
(1 Δ)

است. $U_x = U_x(r,\theta,x)$ مؤلفه سرعت محوری راستای X است. عملکرد کلی کانالها باید با توجه به انتقال حرارت و افت اصطکاک ارزیابی شود؛ بنابراین، عملکرد کلی کانالها () با استفاده از یک پارامتر ارزیابی عملکرد ترموهیدرولیک معادله (۱۶) اندازه گیری میشود [۶, ۷, ۱۶, ۵۷–۶۳]. هر چه این نسبت بیشتر باشد، در مقایسه با کانال ساده عملکردهای بهتری را نشان میدهد.

1 Bulk temperature

2 Twisted ratio



شکل ۱. طرح شماتیک هندسه a) نوار تابیده استاندارد b) نوار تابیده با حذف لبههای بیرونی c) نوار تابیده توخالی Fig. 1. Schematic of geometry a) standard twisted tape b) twisted tape with outer edge removal c) hollow twisted tape

سانتی گراد زمانی که در معرض سرعتهای مختلف برش قرار گرفته بود، با استفاده از یک رئومتر توسط باتیا [۵۵] اندازه گیری شد و دادهها با استفاده از مدل پاورلا اصلاح شده گزارش شد و پارامترهای جریان محلولهای آبی کربوکسی متیل سلولز با غلظتهای مختلف در جدول ۲ ارائه شده است.

از آنجایی که سیالات غیرنیوتنی مورداستفاده در این مطالعه، محلولهای آبی با غلظتهای کم پلیمر کربوکسی متیل سلولز هستند، میتوان فرض کرد که خواص سیال مانند چگالی، ظرفیت حرارتی ویژه و هدایت حرارت همانند سیال پایه، آب است. خواص ترموفیزیکی آب با دمای ۶۰ درجه سانتی گراد در جدول ۳ ارائه شده است.

جدول ۱. مشخصات هندسی مدلهای موردبررسی Table 1. Geometrical characteristics of the investigated

models							
	<i>C/D=c</i>	<i>W/D=w</i>	نمونهها				
	٠	٠/٩	نمونه ۱				
	• / ١	•/٨	نمونه ۲				
	٠/٢	• /Y	نمونه ۳				
	۰ /٣	• /۶	نمونه ۴				
	٠/۴	•/۵	نمونه ۵				
	•/۵	٠/۴	نمونه ۶				
	• ۶	٠ /٣	نمونه ۷				
	• /Y	٠/٢	نمونه ۸				

۴- شرایط مرزی مسئله در دیوار لوله از شرط عدم لغزش و شرط شار حرارتی ثابت استفاده شده است. جریان کاملاً توسعه یافته سرعت توسط معادله (۲۳) به ورودی لوله اعمال شده است.

$$U = U_m \left(\frac{3n+1}{n+1}\right) \left(1 - \left(\frac{r}{R}\right)^{n+1/n}\right) \tag{19}$$

که U_m سرعت متوسط مرکز لوله، r جابجایی شعاعی سیال و P_m در نظر R شعاع لوله است. خروجی شرط مرزی فشار استاتیک p_0 در نظر R رفته شده است. در شکل ۲ نمایی کلی از شرط مرزی هندسه آورده شده است.

مجموعه معادلات دیفرانسیل غیرخطی همبسته حاکم بر مسئله شامل معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی با روش حجم محدود شبیهسازی شده است. لازم به ذکر است که مدل پاورلا اصلاحشده و شرط ورودی سرعت توسعهیافته بهصورت پیشفرض در برنامه وجود ندارد. در مطالعه حاضر با نوشتن سابروتینهایی به زبان سیپلاسپلاس^۱ به این برنامه اضافهشده است. برای کوپل فشار و سرعت با یکدیگر از الگوریتم سیمپل و برای گسستهسازی جملات مرعت با یکدیگر از الگوریتم سیمپل و برای گسستهسازی جملات استفادهشده است. معیارهای همگرایی برای معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی برای رسیدن به ماندههای مقیاس شده، به ترتیب

1 C++

Table 2. Thermo-physical characteristics of CMIC [55]						
п	Κ	Р	μ_{0}	غلظت	پليمر	
•/۴۱۱۷	۶/۸۵۰۶	-1/22	۲/۳۴۵۵	۲/۱۷۵ ※ ۱۰ ^{-۸}	7H3SF	
•/۵۵۴۴	۵/۱۷۹۵	-1/38	1/2122	\/&&*-^	7M8SF	
•/እ۶٣۶	•/\\\\	$-\Delta/\Lambda\Delta$	•/\\Y•	۵/۸۴۸»۱۰ ^{-۲}	7LFPH	

جدول ۲. مشخصات پلیمر [۵۵] [55] Table 2. Thermo-physical characteristics of CMC

هندسه با مشخصات ۹-W=۰ و ۲(C=۰ را نشان میدهد.

در شکل ۴، پارامترهای مهم عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در هر پنج شبکه، محاسبه و باهم مقایسه شدهاند.

با توجه به شکل ۴، از شبکه سوم به بعد تغییر کمی در عدد ناسلت و ضریب اصطکاک مشاهده می شود. اختلاف نتیجه شبکه شماره ۳ با ریزترین شبکه (شبکه ۵) کمتر از ۱٪ است؛ بنابراین برای کاهش هزینه محاسباتی و صرفه جویی در زمان محاسبات عددی، از شبکه هزینه محاسباتی و صرفه جویی در زمان محاسبات عددی، از شبکه استفاده است.

برای صحت سنجی حل عددی، در شکل ۵ نتایج پژوهش حاضر باکار عددی ریوس-ایریب و همکاران [۶۴] یعنی لوله ساده ولوله با نوار تابیده به نسبت عرض ۲/۸۸ مقایسه شده است. جریان آرام، لوله مستقیم و تحت دمای ثابت دیوار در حال گرم شدن است. طول و قطر لوله به ترتیب ۵۱۲/۲ و ۲۰/۰۲ متر است. نسبت عرض نوار (W/D) ۸/۰ است و سیال کار پوره گوجهفرنگی با دمای ثابت وارد کانال شد. با توجه به شکل ۵ مشاهده می شود که نتایج به دست آمده مطالعه



۰۱۰٬ ۴-۱۰ و ۱۰- در نظر گرفته شده است.

۵- مطالعه شبکه و اعتبار سنجی

در این بخش، استقلال جواب عددی از اندازه شبکه محاسباتی از دو جهت نوع شبکه و اندازه شبکه مورد بررسی قرار می گیرد. در این مطالعه با فرض ثابت بودن نوع شبکه (ششوجهی بینظم) اندازه شبکه موردبررسی قرار می گیرد. مطالعه شبکه در یک حالت نمونه برای ۵ شبکه مختلف حل شده است. جهت مطالعه بهتر جریان سیال، در نزدیکی دیوار و لبههای نوار تراکم سلول های محاسباتی افزایشیافته است. شکل ۳ نمونهای از شبکهبندی مورداستفاده برای



شکل ۲. نمایی از شرایط مرزی Fig. 2. Boundary conditions









و عملکرد حرارتی ارائهشده است. ضریب اصطکاک حاصل از اعداد رینولدز مختلف در یک مجرای دایرهای به صورت f_0 ارائهشده است. f_0 به عنوان شاخصی برای نشان دادن افزایش ضریب اصطکاک یا تلفات اصطکاکی به دلیل وجود جریان چرخشی ثانویه القاء شده توسط دیواره و نوار، در مجرای دایرهای حاوی نوار تابیده است. مقدار f_0 سپس برای تجزیه و تحلیل اثر نسبت عرض نوار (W)، نسبت حفره مرکزی نوار (C)، نسبت مده می شود. اثر پارامترهای دیگر مانند عدد ناسلت، عدد رینولدز و خواص سیال غیرنیو تنی نیز مورد بحر مورد بحث قرار گرفته است.

شکل ۶ پروفیلهای سرعت محوری بدون بعد را برای سیالات مختلف رقیقشونده در امتداد شعاع یک لوله دایرهای نشان میدهد.



شکل ۴. عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در شبکههای محاسباتی مختلف Fig. 4. Nusselt number (Nu) and the friction factor (f) for different grid numbers

حاضر مطابقت خوبی با نتایج عددی ریوس-ایریب و همکاران [۶۴] دارد. درصد اختلاف در نمودار اعتبار سنجی عدد ناسلت برحسب رینولدز در بیشترین حالت، کمتر از ۴ درصد است. این اختلاف اندک را میتوان به تفاوت در اندازه شبکه، طرحهای عددی مورداستفاده و معیار همگرایی نسبت داد. همانطور که مشاهده میشود با افزایش عدد رینولدز، عدد ناسلت جریان افزایش مییابد. این امر به دلیل افزایش سرعت و درنتیجه کاهش ارتفاع لایهمرزی حرارتی و درنهایت افزایش گرادیان دما در راستای عمود بر دیواره است.

8- نتايج

در این بخش نتایج شبیهسازی شامل اثر تغییرات پارامترهای هندسی، عدد رینولدز و ماهیت سیال بر عدد ناسلت، ضریب اصطکاک



شکل ۶. منحنی سرعت محوری بیبعد در امتداد شعاع برای سیالات مختلف رقیقشونده درون مجرای دایرهای در رینولدز ۱۸/۲

Fig. 6. Dimensionless axial velocity profile along the radius for various shear-thinning fluids through a straight circular duct Re = 2.18

سرعت محوری بدون بعد در نزدیکی سطح دیوار برای سیال رقیقشونده دارای برش بالا مانند n=۰/۴۱ در مقایسه با سیال رقیقشونده پایین n=۱/۸۶ و سیالات نیوتنی n=۱ بیشتر است. این امر به این دلیل است که جریانهای مجرا با سیالات رقیقشونده برش بالا دارای شیب ویسکوزیته ظاهری بالاتری در نزدیکی دیواره هستند که منجر به لایههایی از سیال نزدیک به سطح دیوار میشود که ویسکوزیته ظاهری کمی دارند. ارضا شدن شرط عدم لغزش در r=R

۹-۱-۶ اثرات کاهش پهنای نوار بر پارامترهای مسئله

در جدول ۴، تغییرات $w - f / f_0$ با تغییر شاخص رفتار سیال ارائهشده است. مشاهده میشود که افزایش نسبت عرض نوار به دلیل توسعه جریانهای قویتر در فاصله لبه نوار با دیوار لوله، باعث افت اصطکاک اضافی در مقایسه با لوله ساده میشود. درعینحال با افزایش ماهیت رقیقشوندگی سیال این افتها کمتر میشود. همچنین شروع جریان چرخشی ثانویه قوی و بهبود انتقال حرارت در رینولدز پایین رخ میدهد و این شروع با افزایش رقیقشوندگی سیال زودتر نیز اتفاق میافتد.

در شکل ۷ نمودار ضریب اصطکاک برحسب عدد رینولدز



Table 4. Variation of $f/f_0 - w$ with changing fluid behavior index (n)

$Re=\Upsilon/\Lambda, n=*/\Upsilon$	Re= f/tt. $n=$ · /22	$Re=$ 47/21. $n=\cdot/\lambda$ 8	W
۲/۱۳	۲/۱۷	۲/۲۲	٠/٩
۲/•۵	۲/۱۰	۲/۱۴	۰/٨
١/٧٩	١/٨٣	١/٨٧	• /Y
١/۶٠	1/84	١/۶٨	• /8
١/٣٣	١/٣٧	1/42	•/۵
1/18	١/٢٠	1/54	٠/۴
1/17	1/14	١/٢ ١	۰/٣
۱/۱۰	1/10	١/١٩	٠/٢

در لوله ساده نشان داده شده است. مشاهده می شود که در تمام شاخصهای رفتار سیال، f با افزایش عدد رینولدز کاهش می یابد. دلیل این امر کاهش نیروی چسبندگی با افزایش عدد رینولدز است. همچنین مشاهده می شود که ضریب اصطکاک با کاهش n کمتر شده است. بعلاوه می توان دید که در رینولدز پایین روند تغییرات سیال غیرنیوتنی به آب (نیوتنی) نزدیکتر است و با افزایش رینولدز، روند انحراف نسبت به نیوتنی افزایش می یابد. این انحراف، بیشتر در سیال رقیق شونده بالا، است. در یک عدد رینولدز ثابت، ضریب اصطکاک f_0



Fig. 7. f_0 vs. Re for various CMC polymers through straight duct



شکل ۹. نمودار تغییرات عدد $f \ / f_0 - w$ در لوله با نوار تابیده n=+/۴۱ استاندارد، سیال n=+/۴۱



مىيابد.

با توجه به شکل ۹، نسبت ضریب اصطکاک در کانال مجهز به نوار تابیده با افزایش عدد رینولدز، افزایش می یابد چون با افزایش می نوار تابیده با افزایش عدد رینولدز، نیروی چسبندگی کاهش می یابد. همچنین مشاهده می شود که ضریب اصطکاک با کاهش W کمتر شده است. نرخ افزایش می شود که ضریب اصطکاک با کاهش W کمتر شده است. نرخ افزایش می شود که ضریب اصطکاک با کاهش تانویه ضعیف است. نرخ افزایش عدد است که علت آن نیروی چرخشی ثانویه ضعیف است اما با افزایش عدد رینولدز، f / f با افزایش رینولی زاد در محدوده اعداد رینولدز پایین کوچک است که علت آن نیروی چرخشی ثانویه ضعیف است اما با افزایش عدد رینولدز، جریان چرخشی ثانویه بیشتری مشاهده می شود. در ضمن با معدد رینولدز، جریان چرخشی ثانویه بیشتری مشاهده می شود. در ضمن با امر این است که با افزایش W، سطح نوار افزایش می یابد و این باعث افزایش سطح سیال تماس می شود. این حتی باعث افزایش افت فشار افزایش سود. این امر باعث افزایش نیروی اینرسی در مقایسه با نیروی چسبندگی سیال می شود. این امت می شود که مقادیر افت فشار بالاتر و این باعث افزایش ایر باعث افزایش نیروی اینرسی در مقایسه با نیروی چسبندگی سیال می شود. این امت می شود که مقادیر افت فشار الاتر و ضریب اصطکاک باشد.

 Nu / Nu_0 از شکل ۱۰ دیده می شود که برای هر عدد رینولدز، Nu / Nu_0 با کاهش نسبت عرض کم می شود و نسبت عرض بزرگتر، افزایش انتقال حرارت بهتری دارد. به عنوان مثال، وقتی W از V به N/ کم می شود، Nu / Nu_0 به طور میانگین ۱۱/۵۱ درصد کاهش می یابد.



شکل ۸. نمودار تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در لوله ساده

Fig. 8. Nu_0 vs. Re for various CMC polymers through straight duct

در شکل ۶، توضیح داده شد، لایههای سیال با رقیق شوندگی بیشتر در مجاورت دیواره دارای ویسکوزیته ظاهری کمتری هستند و درنتیجه سریعتر حرکت میکند. این پدیده تلفات اصطکاکی موجود در دامنه جریان را کاهش میدهد. پس مقدار f_0 با افزایش ماهیت رقیق شوندگی سیال کاهش مییابد.

در شکل ۸ نمودار Nu_0 برای سیال شبه پلاستیک با تغییرات ماهیت سیال نشان دادهشده است. با افزایش عدد رینولدز تنش برشی دیوار زیادتر شده و با رشد رقیقشوندگی سیال سرعت سیال در نزدیک به دیوار به دلیل ویسکوزیته پایینتر لایههای سیال، بیشتر میشود که منجر به افزایش گرادیان سرعت و دما شده و درنتیجه عدد ناسلت افزایش مییابد.



n=+/۵۵ استاندارد و کاهش w، در جریان سیال Fig. 11. Variation of the thermal performance factor (η) vs. the tape width ratio (w) for tube fitted with short-

width twisted tape at n=0.55

که بیشترین مقدار عملکرد حرارتی با حذف لبه بیرونی نوار در نسبت عرض ۹/۰ رخ میدهد، درنتیجه کاهش عرض نوار برای افزایش تقویت عملکرد ترموهیدرولیک مناسب نیست؛ بنابراین بجای حذف لبههای بیرونی نوار (کاهش عرض نوار)، لبههای داخلی نوار (بخش مرکزی نوار) حذف میشود و انتظار میرود که اختلال لایهمرزی در دیوار حفظشده و از انسداد جریان نیز کاسته شود.

 $-\pi - 1$ اثرات افزایش حفره مرکزی نوار بر پارامترهای مسئله در شکل ۱۲ نمودار تغییرات f / f_0 برحسب ، در اعداد مختلف رینولدز، برای سیال ۱۴-۱۳ نشان دادهشده است. همان طور که قابل ملاحظه است هر چه نسبت حفره مرکزی نوار افزایش یابد، از مقدار f / f_0 کاسته میشود. علت این امر وجود ناحیه مسدود شده مقدار در نسبت حفره مرکزی بزرگتر است. علاوه بر این، اثر کاهش اصطکاک در مواردی که عدد رینولدز کوچکتر است، واضحتر است. در شکل ۱۳ نمودار تغییرات Nu / Nu_0 برحسب 2، در اعداد رینولدز مختلف رینولدز، برای سیال ۱۴-۱۹ نشان داده شده است. با افزایش 2 تا مقدار +1، به دلیل اختلاط سیال و جریان ثانویه و اختلال در رشد لایه مرزی حرارتی ضریب انتقال حرارت افزایش می یابد اما با



شکل ۱۰. نمودار تغییرات عدد $W - W_0$ - W در لوله با نوار تابیده n=+/۸۶ استاندارد، سیال $n_{=+}/\Lambda$ ۶

Fig. 10. Variation of Nu / Nu_0 vs. the tape width ratio (w) for tube fitted with short-width twisted tape at n=0.86

بااین حال، هنگامی که اندازه عرض از ۹/۹ به ۲/۲ کاهش یابد، این کاهش حدود ۲۷/۷۶ درصد است. این نتیجه، نشان میدهد که تضعیف انتقال حرارت به طور عمده با کاهش عرض نوار اتفاق می افتد. دو دلیل برای این تضعیف وجود دارد: ۱- با کاهش عرض نوار اختلال لایه مرزی، مخلوط سیال لایه مرزی و جریان هسته ضعیف می شود. ۲-کاهش عرض نوار منجر به افزایش نسبت پیچش (H/W) می شود که موجب تولید چرخشهای ضعیف سیال توسط نوار در لوله است [۶۵-۱۶۹]؛ مشاهده می شود که کاهش ضریب f با کاهش w در مقایسه با عدد ناسلت شدیدتر است. به عنوان مثال، هنگامی که w از ۹/۰ به با عدد ناسلت شیابد، ضریب اصطکاک به میزان میانگین ۴۸/۵۳ در صد کاهش می یابد در حالی که کاهش ناسلت به طور میانگین ۲۷/۷۶ در صد می رسد.

۲-۶ عملکرد ترموهیدرولیک

شکل ۱۱ تغییرات عملکرد ترموهیدرولیک نسبت به کاهش عرض نوار در رینولدزهای مختلف برای سیال ۱۵/۵۰ n را نشان میدهد. هنگامی که عرض نوار از ۱/۹ به ۱/۸ کاهش مییابد، مقدار عملکرد ترموهیدرولیک افت قابلتوجهی می کند و به مقدار حداقل در نسبت عرض ۱/۵ میرسد و سپس کمی افزایش مییابد. مشاهده میشود



شکل ۱۳. نمودار تغییرات عدد Nu / Nu ₀ - c در لوله با نوار تابیده n=•/۸۶ حفره خالی، سیال n=•/۸۶



هنگامی که سطح پیوسته نوار تابیده به یک نوار تابیده توخالی بدل می شود، چرخش جریان حول نوار تابیده افزایشیافته و باعث



شکل ۱۴۰ نمودار تغییرات عملکرد حرارتی، برای کانال با نوار تابیده حفره خالی و افزایش c، در جریان سیال ۱۹۵۸=n

Fig. 14. Variation of η vs. c for the hollow twisted tape at n=0.55



شکل ۱۲. نمودار تغییرات عدد $f \, / \, f_0 - c$ در لوله با نوار تابیده حفره ${f n}$

Fig. 12. Variation of $f / f_0 - c$ in tubes with hollow twisted tape at n = 0.41

افزایش مقدار C از ۲/۴ تا ۲/۷ ضریب انتقال حرارت کاهش مییابد. دلیل این امر این است که بعد از ۲/۴ غالب جریان در مرکز لوله ظاهر و لایهمرزی ضعیفتر است. در اینجا نیز مشاهده میشود که با افزایش عدد رینولدز و کاهش ضخامت لایهمرزی حرارتی، انتقال حرارت بیشتر میشود.

در شکل ۱۴ نمودار عملکرد ترموهیدرولیک لوله حاوی نوار تابیده توخالی در نسبتهای مختلف حذف مرکز نوار نشان دادهشده است. از شکل ۱۴ میتوان دید که وقتی مقدار حفره مرکزی ۱/۰ است، عدد ناسلت کمی بزرگتر از لولههای با نوار تابیده استاندارد یا ۰=۲ است. پس ازآن، عدد ناسلت برای تمام اعداد رینولدز با افزایش نسبت حفره مرکزی بهتدریج افزایش مییابد تا زمانی که به مقدار بیشینه در ۳/۰=2 برسد و سپس بهتدریج کاهش مییابد. مقدار عدد ناسلت در ۳/۰، حدود ۹۲/۸ درصد بزرگتر از آن در ۰=2 است. این نشان میدهد که ازلحاظ افزایش انتقال حرارت، ۳/۰=2 میتواند مفید باشد. از مقایسه شکل ۱۳ با شکل ۱۰ روشن است که قطع لبههای داخلی نوار (افزایش ۵) منجر به کاهش سرعت انتقال حرارت میشود؛ اما این کاهش به معنای تضعیف انتقال حرارت نیست. در برخی از موارد انتقال حرارت حتی تا حدی افزایشیافته است. نسبت حذف مرکزی انتقال حرارت دی تا مدی استاندارد عدد ناسلت کمی بزرگتر است و

افزایش اختلاط جریان سیال میشود. به عبارت دیگر علاوه برافزایش انتقال حرارت ناشی از عبور جریان مطابق الگوی نوار تابیده، اختلاط ثانویه ناشی از عبور جریان از درون نوار تابیده توخالی سبب بهبود مضاعف انتقال حرارت ناشی از آشفتگی بیشتر جریان خواهد شد. این اثر اضافی به ویژه برای موارد رینولدز پایین که چرخش اصلی جریان بسیار ضعیف است، مؤثرتر است. جدول ۵، جدول ۶ و جدول ۷ میزان افزایش عملکرد ترموهیدرولیک برای نوار تابیده توخالی در مقایسه با نوار تابیده استاندارد با نسبت پهنای عرض ۹/۰ با تغییر ماهیت سیال را نشان می دهند. این جدولها عملکرد کلی کانالهای در نظر گرفته شده در این تحقیق را به عنوان تابعی از عدد رینولدز نشان می دهند. نتایج نشان می دهد هرچه غلظت کربوکسی متیل سلولز

مشاهده می شود که عملکرد کلی تمام موارد با افزایش عدد رینولدز کاهش می یابد. عملکرد کلی با افزایش نسبت حذف از مرکز نوار تا ۲/۰ به مقدار ماکزیمم رسیده و بعدازآن کمتر می شود.

۶-۴- کانتورهای بزرگی سرعت و دما

۶-۴-۴ لوله با نوار تابیده استاندارد و کاهش عرض نوار

در این بخش، تفاوت بین نتایج حاصل از نوار تابیده استاندارد و نوار تابیده توخالی در یک رینولدز معین با سیال ۱۹-۸۶ با ارائه کانتورهای بزرگی سرعت و دما در طول ۲۵/۰ متری درون لوله توضیح داده می شود. با توجه به کانتورهای بزرگی سرعت در شکل ۱۵ می توان دریافت که در نسبت عرض ۲/۰، سرعت مماسی در نزدیکی دیوار بسیار کوچک تر از نسبت عرض ۹/۰ است که به معنی اختلال و

n=•/ Λ ۶ جدول ۵. درصد افزایش عملکرد حرارتی، برای نوار تابیده توخالی در مقایسه با نوار تابیده استاندارد (w=۰/۹) در Table 5. Comparation for hollow twisted tape and standard twisted tape (w=0.9) at n = 0.86

	C C					/ηΔ	
• /Y	• ۶	•/۵	•/۴	۰/٣	•/٢	• /)	Re
-۳۱/۶۹	-Y\$/\$9	-1•/78	۲/۷۲	1./17	٧/١٢	۲,۰۳	۳۳۰/۱۵
- ۱ ۹/ ۸ ۲	- <i>۱</i> ۷/۹۳	-7/39	18/08	19/94	۱۰/۷۴	2/94	۲۱۰/۶
– ۱۴/۸ •	- <i>\</i> % / V •	-•/۴۳	۱٩/۳۵	22/01	۱۵/۰ ۰	۵/۱۴	۵۱/۳۱

n=•/۵۵ جدول ۶. درصد افزایش عملکرد حرارتی، برای نوار تابیده توخالی در مقایسه با نوار تابیده استاندارد ($w=-\sqrt{4}$) در Table 6. Comparation for hollow twisted tape and standard twisted tape (w=0.9) at n = 0.55

			С			· · ·	'/.ηΔ
• /Y	• 8	•/۵	٠/۴	٠/٣	٠/٢	•/1	Re
-۳۱/۳۰	- ۲ ۵/۲ •	_٩/٩ •	۳/۱۱	۱۰/۵۱	٧/۵١	۲/۴۲	۷۴/۰۳
$-\lambda\lambda/\lambda\lambda$	- <i>\\$</i> /\\	-1/۳۴	۱ <i>۷/۶</i> ۱	۲۱/۰۰	11/79	٣/٩٩	54/4
-14/88	-14/22	-•/۲۶	19/57	22/22	$\Delta/\Delta V$	۶/۸۶	۴/۳۲

n=+/۴۱ جدول ۷. درصد افزایش عملکرد حرارتی، برای نوار تابیده توخالی در مقایسه با نوار تابیده استاندارد (w=+/۹) در Table 7. Comparation for hollow twisted tape and standard twisted tape (w=0.9) at n = 0.41

					1	,	
			С				΄/.ηΔ
• /Y	• ۶	•/۵	•/۴	۰/٣	٠/٢	• / ١	Re
-71/83	-22/22	-V/YY	Δ/VA	۱۳/۱۸	۱۰/۱۸	۵/۰۹	36/26
$-$) V/ 9 V	- <i>\ %</i> / • A	-•/۵٣	18/41	۲ ۱/۸ ۰	17/80	۵/۶۰	22/2
-1 (Δ)	-14/41	-•/ \ ۴	19/84	۲۳/۸۷	10/29	<i>۶</i> /٩٩	۲/۱۸



Velocity Magnitude: 0.05 0.1 0.15 0.2 0.25 0.3 0.35 0.4 0.45 0.5 0.55 0.6

شکل ۱۵. کانتور اندازه سرعت (m/s) در کانال با نوار تابیده و کاهش w، سیال n=۰/۴۱ در Re=۳۶/۵۴ Fig. 15. Velocity contour (m/s) in tube with twisted tape by reduction of w, with n = 0.41 at Re = 36.54

مخلوط سیال لایهمرزی بسیار ضعیف است. کاهش نسبت عرض نوار 🦳 حرارت در نزدیکی دیوار کوچکتر میشود. بهویژه در فرآیند کاهش نه تنها باعث می شود چرخش نزدیک دیوار ناپدید شود بلکه چرخش ها 👘 نسبت عرض نوار از ۱/۹ به ۱/۲ رفتار جریان و درجه حرارت به خوبی را در کل منطقه ضعیف میکند.

> کانتورهای دما در شکل ۱۶ نشان میدهد که با کاهش عرض نوار، لایهمرزی حرارتی ضخیمتر می شود، بهعبارتدیگر گرادیان درجه

با پدیدههای نشان دادهشده در شکل ۱۰ همخوانی دارد. این نشان میدهد که اختلال لایهمرزی عامل کلیدی برای بهبود انتقال حرارت با یک نوار تابیده است. هنگامی که لبه بیرونی نوار دور از دیوار لوله



شکل ۱۶. کانتور دمای بیبعد در کانال با نوار تابیده و کاهش w، سیال n=۰/۴۱ در Re=۳۶/۵۴

Fig. 16. Dimensional temperature contour in tube with twisted tape by reduction of w, with n = 0.41 at Re = 36.54



Velocity Magnitude: 0.05 0.1 0.15 0.2 0.25 0.3 0.35 0.4 0.45 0.5 0.55 0.6

شکل ۱۷. کانتور اندازه سرعت (m/s) در کانال با نوار تابیده توخالی و افزایش c، سیال n=+/۴۱ در Re=۳۶/۵۴ م Fig. 17. Velocity contour (m/s) in tube with hollow twisted tape and increasing c, with n = 0.41 at Re = 36.54است، چرخش نزدیک به دیوار بهطورجدی ضعیف خواهد شد و در آخر منجر به تضعيف شديد انتقال حرارت مي شود.

۶-۴-۴ لوله با نوار تابیده و حذف لبه های داخلی نوار

حفره مرکزی نوار، چرخش در نزدیکی دیوار هنوز هم وجود دارد و شدت چرخش تقريباً تا نسبت حذف مركز نوار ۱/۴ بدون تغيير باقي میماند. در شکل ۱۸ کانتورهای دما برای نسبتهای حذف مرکزی مختلف ارائه شده است. كانتورهای دما به عواملی چون نسبت حفره طبق کانتورهای بزرگی سرعت در شکل ۱۷، با افزایش اندازه 🔰 مرکزی نوار، عدد رینولدز و خواص سیال غیرنیوتنی بستگی دارد. با





Fig. 18. Dimensional temperature contour in tube with hollow twisted tape and increasing c, with n = 0.41 at Re = 36.54

توجه به کانتور بزرگی سرعت و دما در لوله نوار تابیده توخالی می توان کل روند را به دو مرحله تقسیم کرد. مرحله اول نسبت حفره مرکزی نوار از ۰ تا ۰/۳ و مرحله دوم از ۰/۴ تا ۰/۷ است. در مرحله اول، کانتور بزرگی سرعت و دما تغییرات بسیار کوچکی را نشان میدهد، یعنی اینکه گسترش ترخیص نوار از مرکز اثر کمی بر انتقال حرارت در این مرحله دارد. در مرحله دوم کانتورهای بزرگی سرعت و دما تغییرات واضحی را در مقایسه با مرحله اول نشان میدهد.

شکل ۱۹، کانتور دما بیبعد تحت تأثیر تغییرات ماهیت سیال در عدد رینولدز را نشان میدهد. اختلاط سیال درون کانال، به علت جریانهای چرخشی ثانویه، باعث میشود که سیال با دمای بالا در ناحیه مرکزی نزدیک به دیوار که دمای پایین دارد، نزدیکتر شده و منجر به نازک شدن لایهمرزی حرارتی میشود. این پدیده منجر به شیب درجه حرارت بالا در دیوار و افزایش نرخ انتقال حرارت میشود. با افزایش یافتن ماهیت شبه پلاستیکی سیال، لایهمرزی حرارتی در حال رشد بوده و انتقال حرارت بیشتری را در پی خواهد داشت.

همچنین افزایش عدد رینولدز باعث می شود شیب سرعت بالاتر رود و درنتیجه منجر به افت فشار بیشتر در کانال می شود. برای سیالات رقیق شونده، سرعت بیشتر باعث کاهش ویسکوزیته و پایداری جریان شده، اختلاط سیال را تشدید می کند که باعث تولید/یا تقویت چرخش جریان و درنتیجه بهبود عملکرد انتقال حرارت می شود.

۷- نتیجهگیری

در این مقاله، انتقال حرارت جابجایی آرام سیالات شبه پلاستیک در کانالهای دایرهای با نوار تابیده، به صورت سه بعدی شبیه سازی

شد. محلولهای آبی کربوکسی متیل سلولز بهعنوان سیال کاری انتخاب شدند. تأثیر غلظت سیال، کاهش عرض نوار، افزایش نسبت حذف مرکزی نوار و عدد رینولدز بر الگوی جریان و انتقال حرارت موردمطالعه قرار گرفت و نتایج مهم زیر به دست آمد:

* طبیعت رقیقشوندگی سیال غیرنیوتنی با کاهش شاخص رفتار (n)، افزایش مییابد. همچنین بهطور فزایندهای، رسیدن به نتایج عددی در رینولدز بالاتر، به علت افزایش شاخص قوام (K)، دشوارتر میشود. نرخ کرنش بالاتر منجر به کاهش ویسکوزیته مؤثر سیال شبهپلاستیک میشود و برای طیف وسیعی از پارامترهای موردمطالعه در این مقاله، افزایش غلظت سیال منجر به عدد بالاتر ناسلت میشود.

* با توجه به نتایج پژوهش حاضر مشاهده شد که *η* در W=۰/۹»، بسیار بزرگتر از زمانی که V<۰/۹ است. همه این بررسیها نشان میدهند که کاهش لبه بیرونی نوار تابیده، برای افزایش عملکرد ترموهیدرولیک نامطلوب است.

* از نتایج $c - \eta$ ، دریافتیم که وقتی (-c) = 0 است، عدد ناسلت کمی بزرگتر از لولههای با نوار تابیده رایج ((-w) = w = 0) است. پسازآن، عدد ناسلت برای تمام اعداد رینولدز با افزایش C بهتدریج افزایش مییابد تا زمانی که به نقطه اوج در یعنی (-c) = 0 برسد و سپس بهتدریج کاهش مییابد.

۳ مقدار Nu در ۳/۰۳ برای جریان سیال شبه پلاستیک Ne در ۳۰۰۰ به مقدار میانگین ۹/۹۹ درصد بزرگتر از آن در ۰=۲ و به طور میانگین
 کاهشی به مقدار ۲۱/۷۴ درصد برای ضریب اصطکاک داریم. این نشان می دهد که ازلحاظ افزایش انتقال حرارت، ۳/۰=۲ می تواند مفید باشد.
 می توان نتیجه گرفت که برای طیف وسیعی از پارامترهای







Fig. 19. Variation of dimensional temperature contour for various shear-thinning fluids

موردمطالعه در این مقاله، افزایش حفره مرکزی نوار تا ۱۳/۳ و افزایش غلظت سیال کربوکسی متیل سلولز، منجر به افزایش افت فشار بیشتر در ناحیه سیال، جریان ثانویه قویتر و اختلاط بهتر سیال شده که بالاخره نرخ انتقال حرارت بالاتری در پی دارد. ازآنجاکه میزان برش در کانالهای دارای نوار تابیده بیشتر است، حرارت و جریان سیال در کانالهای دارای نوار تابیده در مقابل کانالهای ساده نسبت به غلظت کربوکسی متیل سلولز حساستر هستند. سهولت و قابلیت اطمینان در استفاده و نگهداری مهمترین مزیت طرح پیشنهادی است.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

K دما، K
$$T$$
 دما، K
 m/s شرعت جریان، \vec{y}
 \vec{y} بردار سرعت، m/s
 m شرعت، \vec{x}
 m محور مختصات، m
 \vec{y} بردار مکان در مختصات استوانهای $\vec{y} = (r, \theta, x)$
 \vec{y} اندازه عرض نوار تابیده، m
 \vec{w} نسبت عرض نوار W/D
 W/D متوسط

علائم یونانی محالب kg/m۳

زيرنويسها

Mass Transfer, 76 (2014) 540-548.

- [9] R.M. Manglik, A.E. Bergles, Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part II—Transition and turbulent flows, Journal of Heat Transfer, 115(4) (1993) 890-896.
- [10] R.M. Manglik, A.E. Bergles, Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: part I—laminar flows, (1993).
- [11] P. Promvonge, Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires, Energy Conversion and Management, 49(5) (2008) 980-987.
- [12] S. Gunes, V. Ozceyhan, O. Buyukalaca, Heat transfer enhancement in a tube with equilateral triangle cross sectioned coiled wire inserts, Experimental Thermal and Fluid Science, 34(6) (2010) 684-691.
- [13] K. Bilen, M. Cetin, H. Gul, T. Balta, The investigation of groove geometry effect on heat transfer for internally grooved tubes, Applied Thermal Engineering, 29(4) (2009) 753-761.
- [14] Y. Wang, Y.-L. He, Y.-G. Lei, J. Zhang, Heat transfer and hydrodynamics analysis of a novel dimpled tube, Experimental thermal and fluid science, 34(8) (2010) 1273-1281.
- [15] P. Promvonge, S. Skullong, S. Kwankaomeng, C. Thiangpong, Heat transfer in square duct fitted diagonally with angle-finned tape—Part 1: Experimental study, International Communications in Heat and Mass Transfer, 39(5) (2012) 617-624.
- [16] S. Skullong, P. Promvonge, Experimental investigation on turbulent convection in solar air heater channel fitted with delta winglet vortex generator, Chinese Journal of Chemical Engineering, 22(1) (2014) 1-10.
- [17] S. Liu, M. Sakr, A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers, Renewable and sustainable energy reviews, 19 (2013) 64-81.
- [18] M. Ebrahimi-Dehshali, S.Z. Najm-Barzanji, A. Hakkaki-Fard, Pool boiling heat transfer enhancement by twisted-tape fins, Applied Thermal Engineering, 135 (2018) 170-177.

مراجع

- [1] A. Bejan, Convection heat transfer, John wiley & sons, 2013.
- [2] T.L. Bergman, F.P. Incropera, A.S. Lavine, D.P. DeWitt, Introduction to heat transfer, John Wiley & Sons, 2011.
- [3] S.-N. Li, H.-N. Zhang, X.-B. Li, Q. Li, F.-C. Li, S. Qian, S.W. Joo, Numerical study on the heat transfer performance of non-Newtonian fluid flow in a manifold microchannel heat sink, Applied Thermal Engineering, 115 (2017) 1213-1225.
- [4] A. Esmaeilnejad, H. Aminfar, M.S. Neistanak, Numerical investigation of forced convection heat transfer through microchannels with non-Newtonian nanofluids, International Journal of Thermal Sciences, 75 (2014) 76-86.
- [5] J.C. Kurnia, A.P. Sasmito, A.S. Mujumdar, Laminar heat transfer performance of power law fluids in coiled square tube with various configurations, International Communications in Heat and Mass Transfer, 57 (2014) 100-108.
- [6] P. Li, Y. Xie, D. Zhang, Laminar flow and forced convective heat transfer of shear-thinning powerlaw fluids in dimpled and protruded microchannels, International Journal of Heat and Mass Transfer, 99 (2016) 372-382.
- [7] P. Li, D. Zhang, Y. Xie, G. Xie, Flow structure and heat transfer of non-Newtonian fluids in microchannel heat sinks with dimples and protrusions, Applied Thermal Engineering, 94 (2016) 50-58.
- [8] D. Martínez, A. García, J. Solano, A. Viedma, Heat transfer enhancement of laminar and transitional Newtonian and non-Newtonian flows in tubes with wire coil inserts, International Journal of Heat and

Rahimi, Numerical investigation on Al2O3/ water nanofluid flow through twisted-serpentine tube with empirical validation, Applied Thermal Engineering, 137 (2018) 296-309.

- [29] M. Khoshvaght-Aliabadi, A. Feizabadi, S. Khaligh, Empirical and numerical assessments on corrugated and twisted channels as two enhanced geometries, International Journal of Mechanical Sciences, 157 (2019) 25-44.
- [30] S. Eiamsa-Ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-Ard, P. Promvonge, Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert, International communications in heat and mass transfer, 36(4) (2009) 365-371.
- [31] S. Eiamsa-Ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-Ard, P. Promvonge, Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem, International Communications in Heat and Mass Transfer, 37(1) (2010) 39-46.
- [32] P. Murugesan, K. Mayilsamy, S. Suresh, Heat transfer and friction factor studies in a circular tube fitted with twisted tape consisting of wire-nails, Chinese Journal of Chemical Engineering, 18(6) (2010) 1038-1042.
- [33] W. Liu, K. Yang, Z. Liu, T. Ming, A. Fan, C. Yang, Mechanism of heat transfer enhancement in the core flow of a tube and its numerical simulation, Open Transport Phenomena Journal, 2 (2010) 9-15.
- [34] Y. Wang, M. Hou, X. Deng, L. Li, C. Huang, H. Huang, G. Zhang, C. Chen, W. Huang, Configuration optimization of regularly spaced short-length twisted tape in a circular tube to enhance turbulent heat transfer using CFD modeling, Applied Thermal Engineering, 31(6-7) (2011) 1141-1149.
- [35] M.P. Mangtani, K. Watt, Effect Of Twisted-Tape Inserts On Heat Transfer In A Tube—A Review, Int. J. Mech. Eng. & Rob. Res., 4(2) (2015).
- [36] A. Savekar, D. Jangid, M. Gurjar, V. Patil, C. Sewatkar, Analysis of Heat Transfer in Pipe With Twisted Tape Inserts, in: Second International Conference on Fluid Flow, Heat and Mass Transfer, Ottawa, ON, Canada, Apr, 2015.
- [37] S. Abolarin, M. Everts, J.P. Meyer, Heat transfer

- [19] R. Ellahi, A. Zeeshan, F. Hussain, T. Abbas, Thermally charged MHD bi-phase flow coatings with non-Newtonian nanofluid and hafnium particles along slippery walls, Coatings, 9(5) (2019) 300.
- [20] R. Ellahi, A. Zeeshan, F. Hussain, T. Abbas, Twophase couette flow of couple stress fluid with temperature dependent viscosity thermally affected by magnetized moving surface, Symmetry, 11(5) (2019) 647.
- [21] S. Ponnada, T. Subrahmanyam, S. Naidu, A comparative study on the thermal performance of water in a circular tube with twisted tapes, perforated twisted tapes and perforated twisted tapes with alternate axis, International Journal of Thermal Sciences, 136 (2019) 530-538.
- [22] S. Zhang, L. Lu, C. Dong, S.H. Cha, Performance evaluation of a double-pipe heat exchanger fitted with self-rotating twisted tapes, Applied Thermal Engineering, 158 (2019) 113770.
- [23] R. Bhadouriya, A. Agrawal, S. Prabhu, Experimental and numerical study of fluid flow and heat transfer in an annulus of inner twisted square duct and outer circular pipe, International Journal of Thermal Sciences, 94 (2015) 96-109.
- [24] X. Tang, X. Dai, D. Zhu, Experimental and numerical investigation of convective heat transfer and fluid flow in twisted spiral tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, 90 (2015) 523-541.
- [25] M. Khoshvaght-Aliabadi, Z. Arani-Lahtari, Forced convection in twisted minichannel (TMC) with different cross section shapes: a numerical study, Applied Thermal Engineering, 93 (2016) 101-112.
- [26] J. Cheng, Z. Qian, Q. Wang, Analysis of heat transfer and flow resistance of twisted oval tube in low Reynolds number flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, 109 (2017) 761-777.
- [27] W. Yan, X. Gao, W. Xu, C. Ding, Z. Luo, Z. Zhang, Heat transfer performance of epoxy resin Flows in a horizontal twisted tube, Applied Thermal Engineering, 127 (2017) 28-34.
- [28] A. Feizabadi, M. Khoshvaght-Aliabadi, A.B.

inserts, Applied Thermal Engineering, 112 (2017) 895-910.

- [46] S. Eiamsa-ard, P. Seemawute, K. Wongcharee, Influences of peripherally-cut twisted tape insert on heat transfer and thermal performance characteristics in laminar and turbulent tube flows, Experimental Thermal and Fluid Science, 34(6) (2010) 711-719.
- [47] M. Nakhchi, J. Esfahani, Numerical investigation of rectangular-cut twisted tape insert on performance improvement of heat exchangers, International Journal of Thermal Sciences, 138 (2019) 75-83.
- [48] K. Ruengpayungsak, M. Kumar, V. Chuwattanakul, S. Eiamsa-ard, Experimental Study of the Effects of Inclusion of Rectangular-Cut Twisted Tapes on Heat Transfer and Pressure Drop in a Round Tube, Arabian Journal for Science and Engineering, 44(12) (2019) 10303-10312.
- [49] Y. He, L. Liu, P. Li, L. Ma, Experimental study on heat transfer enhancement characteristics of tube with cross hollow twisted tape inserts, Applied Thermal Engineering, 131 (2018) 743-749.
- [50] K.I. Patil, D. S.Mayadevi, D. S.V.Anekar, G.S.Kamble, D.G. B.S., laminar flow heat transfer augmenation by using inserts, International Journal of Advance Engineering and Research Development, 5(2) (2018).
- [51] G. Biswas, K. Torii, D. Fujii, K. Nishino, Numerical and experimental determination of flow structure and heat transfer effects of longitudinal vortices in a channel flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, 39(16) (1996) 3441-3451.
- [52] A. Ebrahimi, S. Kheradmand, Numerical simulation of performance augmentation in a plate fin heat exchanger using winglet type vortex generators, International Journal of Mechanical Engineering and Mechatronics, 1(2) (2012) 109-121.
- [53] S. Ferrouillat, P. Tochon, C. Garnier, H. Peerhossaini, Intensification of heat-transfer and mixing in multifunctional heat exchangers by artificially generated streamwise vorticity, Applied Thermal Engineering, 26(16) (2006) 1820-1829.
- [54] A. Ebrahimi, B. Naranjani, S. Milani, F.D. Javan,

and pressure drop characteristics of alternating clockwise and counter clockwise twisted tape inserts in the transitional flow regime, International Journal of Heat and Mass Transfer, 133 (2019) 203-217.

- [38] J.P. Meyer, S. Abolarin, Heat transfer and pressure drop in the transitional flow regime for a smooth circular tube with twisted tape inserts and a squareedged inlet, International Journal of Heat and Mass Transfer, 117 (2018) 11-29.
- [39] M.H. Esfe, H. Mazaheri, S.S. Mirzaei, E. Kashi, M. Kazemi, M. Afrand, Effects of twisted tapes on thermal performance of tri-lobed tube: an applicable numerical study, Applied Thermal Engineering, 144 (2018) 512-521.
- [40] Y. Hong, J. Du, Q. Li, T. Xu, W. Li, Thermalhydraulic performances in multiple twisted tapes inserted sinusoidal rib tube heat exchangers for exhaust gas heat recovery applications, Energy conversion and management, 185 (2019) 271-290.
- [41] P. Acharya, R. Mamadapur, S. Dalvi, Effect of Twisted Tape insert on Heat Transfer in Tube, International Journal of Recent Advances in Engineering & Technology (IJRAET) 4(8) (2016).
- [42] M.M. Bhuyan, U.K. Deb, M. Shahriar, S. Acherjee, Simulation of Heat Transfer in a Tubular Pipe Using Different Twisted Tape Inserts, Open Journal of Fluid Dynamics, 7(03) (2017) 397.
- [43] P. Murugesan, K. Mayilsamy, S. Suresh, P. Srinivasan, Heat transfer and pressure drop characteristics in a circular tube fitted with and without V-cut twisted tape insert, International Communications in Heat and Mass Transfer, 38(3) (2011) 329-334.
- [44] A. Hasanpour, M. Farhadi, K. Sedighi, Experimental heat transfer and pressure drop study on typical, perforated, V-cut and U-cut twisted tapes in a helically corrugated heat exchanger, International Communications in Heat and Mass Transfer, 71 (2016) 126-136.
- [45] A. Saysroy, S. Eiamsa-ard, Periodically fullydeveloped heat and fluid flow behaviors in a turbulent tube flow with square-cut twisted tape

performance by the combined influence of a twisted tube and twisted tape, Case Studies in Thermal Engineering, 14 (2019) 100489.

- [63] S. Zhang, L. Lu, C. Dong, S.H. Cha, Thermal characteristics of perforated self-rotating twisted tapes in a double-pipe heat exchanger, Applied Thermal Engineering, 162 (2019) 114296.
- [64] E.Y. Rios-Iribe, M.E. Cervantes-Gaxiola, E. Rubio-Castro, J.M. Ponce-Ortega, M.D. González-Llanes, C. Reyes-Moreno, O.M. Hernández-Calderón, Heat transfer analysis of a non-Newtonian fluid flowing through a circular tube with twisted tape inserts, Applied Thermal Engineering, 84 (2015) 225-236.
- [65] S.N. Sarada, A.S.R. Raju, K.K. Radha, L.S. Sunder, Enhancement of heat transfer using varying width twisted tape inserts, International Journal of Engineering, Science and Technology, 2(6) (2010).
- [66] X. Zhang, Z. Liu, W. Liu, Numerical studies on heat transfer and friction factor characteristics of a tube fitted with helical screw-tape without corerod inserts, International Journal of Heat and Mass Transfer, 60 (2013) 490-498.
- [67] O.A. Akbari, H.H. Afrouzi, A. Marzban, D. Toghraie, H. Malekzade, A. Arabpour, Investigation of volume fraction of nanoparticles effect and aspect ratio of the twisted tape in the tube, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 129(3) (2017) 1911-1922.
- [68] S. Alzahrani, S. Usman, CFD simulations of the effect of in-tube twisted tape design on heat transfer and pressure drop in natural circulation, Thermal Science and Engineering Progress, 11 (2019) 325-333.
- [69] S. Kumar, P. Dinesha, A. Narayanan, R. Nanda, Parametric study on the heat transfer characteristics in a circular tube with helical tape insert under laminar flow conditions, Heat Transfer—Asian Research, (2019).

Laminar convective heat transfer of shear-thinning liquids in rectangular channels with longitudinal vortex generators, Chemical Engineering Science, 173 (2017) 264-274.

- [55] R. Bhatia, Effect of molecular mass, concentration and temperature on the rheological properties of non-newtonian aqueous polymeric solutions, University of Cincinnati, 2011.
- [56] A. Metzner, J. Reed, Flow of non-newtonian fluids—correlation of the laminar, transition, and turbulent-flow regions, Aiche journal, 1(4) (1955) 434-440.
- [57] S.C. Siw, M.K. Chyu, T.I.-P. Shih, M.A. Alvin, Effects of pin detached space on heat transfer and pin-fin arrays, Journal of Heat Transfer, 134(8) (2012) 081902.
- [58] G. Xie, J. Liu, W. Zhang, G. Lorenzini, C. Biserni, Numerical prediction of flow structure and heat transfer in square channels with dimples combined with secondary half-size dimples/protrusions, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 65(4) (2014) 327-356.
- [59] A. Ebrahimi, E. Roohi, S. Kheradmand, Numerical study of liquid flow and heat transfer in rectangular microchannel with longitudinal vortex generators, Applied Thermal Engineering, 78 (2015) 576-583.
- [60] A. Ebrahimi, B. Naranjani, An investigation on thermo-hydraulic performance of a flat-plate channel with pyramidal protrusions, Applied Thermal Engineering, 106 (2016) 316-324.
- [61] N. Piriyarungrod, M. Kumar, C. Thianpong, M. Pimsarn, V. Chuwattanakul, S. Eiamsa-ard, Intensification of thermo-hydraulic performance in heat exchanger tube inserted with multiple twistedtapes, Applied Thermal Engineering, 136 (2018) 516-530.
- [62] P. Samruaisin, S. Kunlabud, K. Kunnarak, V. Chuwattanakul, S. Eiamsa-ard, Intensification of convective heat transfer and heat exchanger

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید: B. Fathipour, A. Ghafouri, K. Mohammadzadeh, Numerical Simulation of Heat Transfer and Pressure Drop of Pseudo-Plastic Fluid in a Pipe Heat Exchanger Equipped with a Modified Twisted Tape , Amirkabir J. Mech. Eng., 53(5) (2021) 3077- 3098.



DOI: 10.22060/mej.2020.3880

بی موجعه محمد ا