



Numerical Simulation of Heat Transfer Turbulent Flow for Non-Newtonian Nanofluid in a Double Pipe Helical Heat Exchanger

S. Sh. Mozafarie, K. Javaherdeh*, Z. Z. Talab

Department of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rash, Iran

ABSTRACT: In this research, the thermal and hydrodynamic behavior of a non-Newtonian nanofluid turbulent flow in the counterflow arrangement in a double pipe helical heat exchanger is numerically simulated. A solution of carboxymethyl cellulose powder in water with a mass percentage of 0.1% with a nanoparticle of aluminum oxide as a working fluid has been used. The computational fluid dynamics commercial software Fluent was used to solve the governing equations, the results were in a good agreement with experimental data. The effect of important parameters such as curvature, Reynolds number and volume percentage of aluminum oxide nanoparticles on the heat transfer has been investigated. The results show that as the curvature ratio increases in constant Dean (Dn) numbers, the Nu number and the coefficient of friction increase. The addition of nanoparticles of aluminum oxide to the base fluid for the flow with the constant Reynolds and Dn number increases the heat transfer and increases the pressure drop in the helically coiled tubes. The centrifugal force generated by the curvature of the coiled tubes results in a secondary flow in the heat exchanger so that the heat transfer and pressure drop increased up to 35% and 30%, respectively, compared to the straight tubes. The effect of heat transfer enhancement methods on the hydrodynamic index has also been studied, so that in the helical coils, the amount of hydrodynamic index increased with decreasing curvature ratio and increasing the volume concentration of nanoparticles.

Review History:

Received: 2019-03-18

Revised: 2019-05-26

Accepted: 2019-06-16

Available Online: 2019-06-28

Keywords:

Double pipe helical heat exchanger

Numerical simulation

Heat transfer

Nanofluid

Turbulent flow

1. INTRODUCTION

The use of extensive surfaces and nanoparticles is an effective way to increase heat transfer in the heat exchangers, which attracted the attention of many researchers in the last two decades. Nowadays, the recognition of the thermal behavior of a double pipe helical heat exchanger is important because of its wide application in nuclear reactors, food processing, electronics, air-conditioning and etc. So far, researching on thermal characteristics of nanofluids in helically coiled heat exchangers are scarce. Majidi et al. [1] evaluated experimentally the heat transfer in a double pipe helical heat exchanger with a copper-wire fin around the inner tube. The results showed an enhancement in the overall heat transfer coefficient due to the presence of fin in the annulus section. Narrein and Mohammed [2] investigated numerically the effects of different geometrical parameters, material, diameter and volume concentration of nanoparticles on the hydrodynamic and thermal characteristics in helically coiled tube heat exchangers for laminar flow. A review of heat transfer in helical coil heat exchangers is provided in ref [3].

2. METHODOLOGY

A Double Pipe Helical Heat Exchanger (DPHE) is

simulated numerically with a nanofluid flowing in the annulus side. The schematic of the DPHE is represented in Fig. 1. The configuration details of the heat exchanger are presented in Table 1.

The governing equations including, conservation of mass, momentum, and energy are solved numerically using the commercial software Fluent. A k- ϵ turbulent model was used

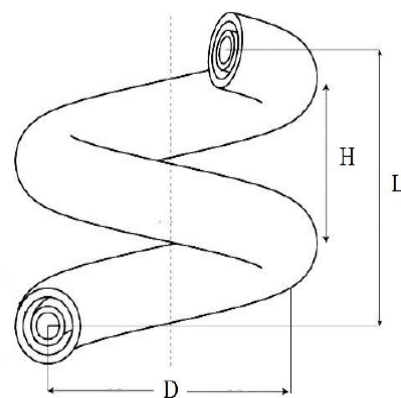


Fig. 1. Schematic of helical coil DPHE

*Corresponding author's email: Javaherdeh@guilan.ac.ir

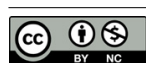


Table 1. Geometric parameters of the heat exchanger

	Inner pipe	Outer pipe
Outer diameter (mm)	6.35	15.87
Inner diameter (mm)	4.75	14.07
Coil diameter (mm)	180-240-300	180-240-300
Coil pitch (mm)	31.74	31.74
Curvature	0.026-0.020-0.016	0.043-0.032-0.025
Flow rate (l/min)	2-5	10-25
Inlet temperature (°C)	50	20

to analyze the nanofluid turbulent flow. Further information for mathematical and numerical turbulent modeling is available in [4, 5]. The no-slip boundary condition is applied to all walls while the outer surface of the annulus is assumed to be adiabatic. Physical properties of nanofluid are a function of the physical properties of nanoparticles and base fluid which are calculated as ref [6].

The following equations and dimensionless numbers are defined to present the characteristic of turbulent convection heat transfer and pressure drop in a double pipe helical heat exchanger [7].

Reynolds number:

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (1)$$

where $D_h = D_o - D_i$ hydraulic diameter and u is mean velocity inside the annulus side. Heat transfer coefficient of nanofluid h is defined as:

$$h = \frac{q}{(T_w - T_b)} \quad (2)$$

The local and averaged Nusselt number is determined as follows:

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda}, \quad Nu_{avg} = \frac{1}{L} \int Nu_x dx \quad (3)$$

The non-Newtonian power-law model is used to analyze the dynamic viscosity of flow as Eq. (4). The rheological properties of the non-Newtonian fluid are available in ref [8]:

$$\tau = K \dot{\gamma}^n \quad (4)$$

A helical DPHE was simulated numerically to examine thermo hydrodynamic characteristics in the numerical validation. So the well-known correlations were used to validate the numerical process. Fig. 2 shows the comparison between numerical results and suggested correlations for the turbulent flow of water in the annulus side of helical DPHE. It's found good agreement with the maximum 5% and %2 relative deviations for Nu number in comparison with Gnielinski [10] and Schmidt [11] correlations.

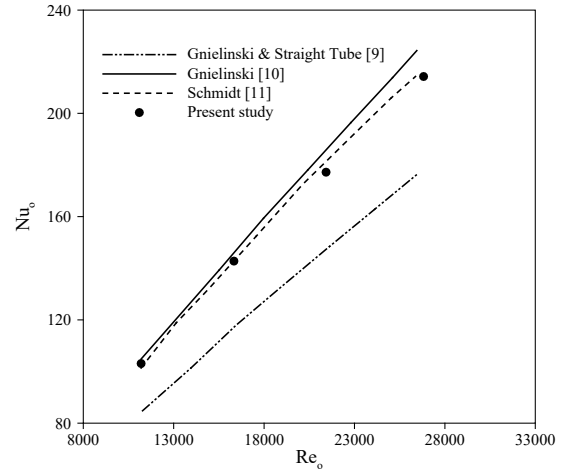


Fig. 2. Validation of Nu number

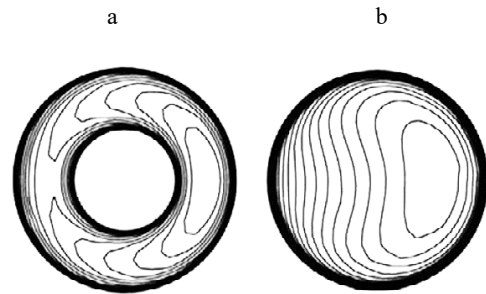


Fig. 3. The effect of curvature ratio on velocity distribution a) annulus b) inner pipe

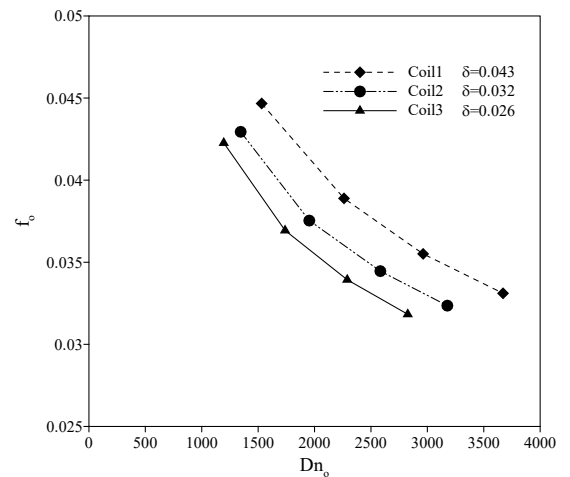


Fig. 4. The effect of curvature on the friction coefficient

3. RESULTS AND DISCUSSION

Curvature is one of the main geometric parameters of the helical pipes which induces centrifugal force in fluid results in secondary flow. Fig. 3 shows the streamlines in the helical coil for annulus and inner tube. It's expected the secondary flow established by helical coil causes more heat transfer in comparison with straight tubes.

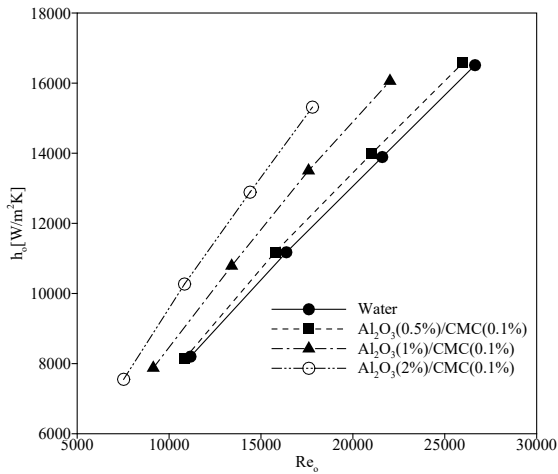


Fig. 5. Annulus side heat transfer coefficient

Fig. 4 shows the effect of curvature on the friction coefficient in the annulus side. The higher curvature ratio causes greater friction coefficient in the constant Dean number. Consequently, the increase in the curvature ratio increases the amount of centrifugal force and secondary flow intensity which leads to % 30 enhancements in pressure drop.

Fig. 5 indicates the heat transfer coefficient of the non-Newtonian Al₂O₃ / CMC (0.1%) nanofluid with the volume concentration of 2%-1% and 0.5% based on the Re number in the annulus region. Adding the nanoparticles increases the thermal conductivity of the fluid, as a result, 10 % enhancement in heat transfer coefficient was observed.

4. CONCLUSIONS

Convection heat transfer and flow characteristics of a non-Newtonian nanofluid were investigated numerically

in a double pipe helical heat exchanger. 35 % and 30 % enhancement was observed for heat transfer and pressure drop respectively in comparison to straight tubes. Adding aluminum oxide nanoparticles increased the heat transfer 10 % and pressure drop 8 % for $\phi=2$ % in comparison to the base fluid.

REFERENCES

- [1] D. Majidi, H. Alighardashi, F. Farhadi, Experimental studies of heat transfer of air in a double-pipe helical heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 133 (2018) 276-282.
- [2] K. Narrein, H. Mohammed, Influence of nanofluids and rotation on helically coiled tube heat exchanger performance, *Thermochimica Acta*, 564 (2013) 13-23.
- [3] S. Vishvakarma, S. Kumbhare, K.K. Thakur, A review on heat transfer through helical coil heat exchangers, *International journal of engineering sciences & research technology*, 5 (2016) 607-612.
- [4] W.P. Jones, B. Launder, The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15 (1972) 301-314.
- [5] Fluent 6.2 user guide, Fluent Inc, New Hampshire, Lebanon, 2005.
- [6] M. Heyhat, F. Kowsary, A. Rashidi, M.H. Momenpour, A. Amrollahi, Experimental investigation of laminar convective heat transfer and pressure drop of water-based Al₂O₃ nanofluids in fully developed flow regime, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44 (2013) 483-489.
- [7] W. Aly, Numerical study on turbulent heat transfer and pressure drop of nanofluid in coiled tube-in-tube heat exchangers, *Energy Conversion and Management*, 79 (2014) 304-316.
- [8] M. Reza Shamsi, O. Akbari, A. Marzban, D. Toghraie, R. Mashayekhi, Increasing heat transfer of non-Newtonian nanofluid in rectangular microchannel with triangular ribs, *Physica E: Low-dimensional Systems and Nanostructures*, 93 (2017) 167-178.
- [9] V. Gnielinski, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int Chem Eng* 16 (1976) 359-363.
- [10] V. Gnielinski, Heat transfer and pressure drop in helically coiled tubes, *Heat Transfer, Proceedings of the International Heat Transfer Conference*, 6 (1986) 2847-2854.
- [11] E. F. Schmidt, Wärmeübergang und Druckverlust in Rohrschlangen, *Chemie Ingenieur Technik* 39 (1967) 781-789.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

S.Sh. Mozafarie, K. Javaherdeh, Z.Z. Talab, *Numerical Simulation of Heat Transfer Turbulent Flow for Non-Newtonian Nanofluid in a Double Pipe Helical Heat Exchanger*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(1) (2021) 59-62.

DOI: [10.22060/mej.2019.16033.6256](https://doi.org/10.22060/mej.2019.16033.6256)





شبیه‌سازی عددی انتقال گرمای جریان آشفته نانو سیال غیرنیوتنی در مبدل گرمایی دولوله‌ای مارپیچ

سید شهاب مظفری، کوروش جواهرده*، زینب زارع طلب

دانشکده فنی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷-۱۲-۲۷

بازنگری: ۱۳۹۸-۰۳-۰۵

پذیرش: ۱۳۹۸-۰۳-۲۶

ارائه آنلاین: ۱۳۹۸-۰۴-۰۷

کلمات کلیدی:

مبدل گرمایی دولوله‌ای مارپیچ

شبیه‌سازی عددی

انتقال گرما، نانوسیال

جریان آشفته

خلاصه: در این پژوهش رفتار گرمایی و هیدرودینامیکی جریان آشفته نانوسیال غیرنیوتنی در آرایش جریان مخالف در یک مبدل گرمایی دولوله‌ای مارپیچ به صورت عددی شبیه‌سازی شده است. از محلول پودر کربوکسی متیل سلولز در آب با درصد جرمی ۰/۱٪ همراه با نانوذره آلومینیوم اکسید به عنوان سیال عامل استفاده شده است. از نرم افزار دینامیک سیالات محاسباتی فلونت جهت حل معادلات استفاده شده که نتایج این حل عددی با داده‌های تجربی پیشین مطابقت خیلی خوبی داشته است. نقش و تأثیر پارامترهای مهم مانند انحنای مارپیچ، عدد رینولدز و درصد حجمی نانوذرات آلومینیوم اکسید روی انتقال گرما مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد با افزایش نسبت انحنای در اعداد دین ثابت، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد. نیروی گریز از مرکز ناشی از انحنای لوله‌های مارپیچ سبب ایجاد جریان ثانویه در مبدل شده به طوری که میزان انتقال گرما و افت فشار به ترتیب تا ۳۵٪ و ۳۰٪ نسبت به لوله‌های مستقیم افزایش پیدا کرده است. نتایج نشان می‌دهد که اضافه کردن نانوذرات آلومینیوم اکسید به سیال پایه برای جریان با عدد رینولدز و عدد دین ثابت، باعث افزایش انتقال گرما و افزایش افت فشار جریان در لوله‌های مارپیچ می‌شود. اثر روش‌های افزایش انتقال گرما بر شاخص هیدرودینامیکی نیز بررسی شد به طوری که در کوئل‌های مارپیچ با کاهش نسبت انحنای و افزایش غلظت حجمی نانوذرات مقدار شاخص هیدرودینامیکی نیز بیشتر شده است.

۱- مقدمه

تعلیق نانوذرات جامد در سیالات و یکی از موضوعات مهم محققین در دو دهه اخیر می‌باشد. مزیت برجسته نانوسیالات افزایش میزان انتقال گرما در قبال افزایش ناچیز در توان کاری پمپاژ است. موضوع مطالعه و طراحی مبدل‌های گرمایی دولوله‌ای مارپیچ، یکی از مسائل روز علوم انتقال گرما می‌باشد. راندمان بالا، فشردگی مبدل و هزینه‌های پایین از جمله مزیت‌های این نوع مبدل است که کاربرد وسیع آن در صنایع مختلف را امکان می‌سازد. آنچه که مبدل گرمایی دولوله‌ای مارپیچ را نسبت به مبدل‌های مستقیم برتری می‌بخشد انحنای مارپیچ آن است که با ایجاد جریان ثانویه و آشفتگی نسبی در جریان می‌تواند میزان انتقال گرما را تا حد مطلوبی بهبود بخشد. در این تحقیق رفتار هیدرودینامیکی و گرمایی جریان

امروزه اغلب صنایع با تکنولوژی بالا مانند متالوژی، میکروالکترونیک و حمل و نقل با چالش‌های فنی در زمینه افزایش انتقال گرما مواجه هستند. استفاده از سطوح گسترده و میکرو کانال‌ها به عنوان روش‌های مرسوم افزایش انتقال گرما باعث افزایش توان کاری پمپ می‌شوند لذا با توسعه سیالات پیشرفته و بهبود خواص گرمایی آنان می‌توان به عملکرد گرمایی بالاتری دست یافت. بالا بودن ذاتی رسانندگی گرمایی جامدات در مقایسه با سیالات این نوید را می‌دهد که با افزودن ذرات جامد در سیالات بتوان با بهبود خواص گرمایی سیال میزان انتقال گرما را ارتقا بخشید. نانوسیال‌ها حاصل

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: Javaherdeh@guilan.ac.ir

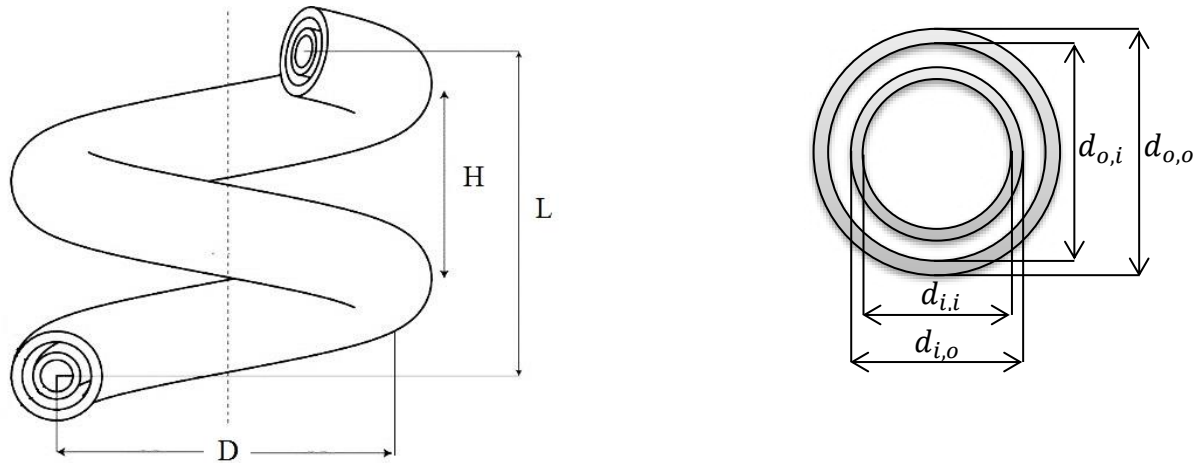


نانوسیال غیرنیوتنی آب - Al_2O_3 در یک مبدل گرمایی دولوله‌ای ماریچ با آرایش غیرهمسو به صورت عددی شبیه‌سازی شده است که به طور خاص از روش‌های ترکیبی افزایش انتقال گرما یعنی ماریچ و نانوسیال بعنوان روش‌های منفعل، بهره گرفته شده است.

ماکسول [۱] اولین بار در سال ۱۸۷۳ به منظور کاهش محدودیت‌های انتقال گرما برای سیالات با ضریب هدایت گرمایی پایین، مفهوم توزیع ذرات جامد در سیال پایه را مطرح کرد که بعدها چویی [۲] در سال ۱۹۹۵ استفاده از ذرات در ابعاد نانومتری را در آزمایشگاه ملی آرگون مورد مطالعه تجربی قرار داد. چویی اولین کسی بود که از لفظ نانو سیال برای سوسپانسیون‌های نانوذرات در مایعات استفاده نمود و ادعا کرد که چنین سیالاتی دارای خواص رئولوژیکی، پایداری و ضریب انتقال گرمایی جابه‌جایی بالایی می‌باشند. مطالعات تجربی نشان داده‌اند که هدایت گرمایی نانوسیالات به عوامل زیادی مانند نوع ماده تشکیل دهنده ذرات، کسر حجمی اندازه و شکل ذرات و نوع سیال پایه بستگی دارد. ویو و همکاران [۳] خصوصیات انتقال گرمایی جابه‌جایی و افت فشار نانو سیال آب - Al_2O_3 را در یک مبدل گرمایی دولوله‌ای ماریچ به صورت تجربی بررسی کردند و تا ۳/۴۵٪ افزایش در آهنگ انتقال گرمایی نانوسیال در مقایسه با آب خالص مشاهده نمودند. امروزه در اغلب تجهیزات صنعتی مکانیزم جابه‌جایی نقش اصلی در تبادل انتقال گرما را ایفا می‌کند لذا انتظار می‌رود که نانوسیالات با غلظت کم برای افزایش ان

تقال گرمایی اجباری در سیستم‌های انتقال گرما مناسب باشند. ضمن اینکه به علت ریز بودن نانوذرات افت فشار کمی به سیستم وارد می‌شود که می‌تواند یک برتری نسبت به سایر روش‌های افزایش انتقال گرما باشد [۴]. کیهانی و همکاران [۵] به بررسی انتقال گرما و افت فشار نانوسیال آب - Al_2O_3 در یک لوله افقی با جریان متلاطم پرداختند. نتایج آنان حاکی از افزایش ضریب انتقال گرما با افزایش کسر حجمی نانوسیال می‌باشد. نافون و ونگوایز [۶] به بررسی پژوهش‌های انجام شده بر روی مبدل‌های گرمایی در دو روش فعال و منفعل در انواع لوله‌های منحنی، مانند لوله‌های ماریچی حلقوی، لوله‌های ماریچ حلزونی در جریان تک فاز و دو فاز پرداختند. از این رو می‌توان مطالعات آنان را به عنوان منبعی برای بررسی مبدل‌های گرمایی دانست. به طور کلی هدایت گرمایی سیالات در مقایسه با مواد فلزی یا غیرفلزی مثل اکسید تیتانیوم، مس، اکسید مس و

آلومینیوم اکسید بسیار کمتر می‌باشند. تحقیقات تجربی و عددی اخیر نشان می‌دهد که حضور نانوذرات جامد (اندازه متوسط کمتر از ۱۰۰ نانومتر) در سیال، موجب افزایش هدایت گرمایی سیال و در نتیجه موجب افزایش مشخصه‌های انتقال گرمایی نانوسیال نسبت به سیال پایه می‌شود [۷]. جریان آرام و کاملاً توسعه یافته سیال متشکل از آب و نانوسیال Al_2O_3 در لوله‌های خمیده افقی با استفاده از مدل همگن، توسط اکبرنیا و بهزادمهر [۸] مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج آنان نشان می‌دهد که با توجه به غلظت نانوذرات، افزایش نیروهای شناوری باعث کاهش اصطکاک می‌شود و هنگامی که نیروی شناوری بر نیروی گریز از مرکز غالب شود، اصطکاک با افزایش عدد گراشف دوباره افزایش می‌یابد. اکبرنیا و لاور [۹] اثر قطر نانو ذرات روی مشخصه‌های هیدرودینامیکی و گرمایی در جریان آرام نانوسیال آب - Al_2O_3 با غلظت ۱٪ در یک لوله خمیده دایره‌ای در عدد رینولدز ۶۴۸ و عدد گراشف ۵۷۴۰ را با استفاده از مدل دو فازی و روش حجم کنترل بررسی نمودند. آنان نشان دادند که افزایش قطر نانوذرات در صورتی که سرعت محوری افزایش یابد سبب کاهش عدد ناسلت، جریان ثانویه و همچنین درجه گرما شده ولی در مقیاس نانو افزایش قطر نانوذرات اثر قابل ملاحظه‌ای بر الگوی جریان ندارد، در نتیجه همگن فرض کردن در شبیه‌سازی جریان آرام مخلوط نانوسیالات صحیح و قابل اعتماد است. انتقال گرمایی جابه‌جایی اجباری در یک جریان آرام برای نانوذرات آب - Al_2O_3 در یک لوله با خم بازگشتی با استفاده از روش المان محدود توسط چویی و ژانگ [۱۰] تجزیه و تحلیل شد. نتایج نشان می‌دهد افزایش عدد رینولدز و عدد پرانتل و افزایش گرمایی ویژه نانوسیال به بهبود انتقال گرما کمک می‌کند. با توجه به جریان ثانویه عدد ناسلت در خم بازگشتی بیشتر از عدد ناسلت در ورودی و خروجی لوله می‌باشد. گابریل هومینیک و آنجل هومینیک [۱۱] ویژگی‌های انتقال گرمایی جریان آرام، در یک مبدل گرمایی دولوله‌ای ماریچ را به صورت عددی بررسی کردند. آنان، نانوذرات اکسید تیتانیوم و اکسید مس با سیال پایه آب در غلظت حجمی ۰/۵٪-۳٪ و قطر ۲۴ نانومتر بررسی نمودند. در این آزمایش مشاهده شد که در صورت افزودن اکسید مس در غلظت ۲٪، آهنگ انتقال گرما حدود ۱۴٪ نسبت به آب خالص افزایش می‌یابد اما ذرات در غلظت‌های بالاتر، به علت زیاد شدن لزجت سبب کاهش عملکرد گرمایی می‌گردند. کاهانی و همکاران



شکل ۱. نمایی از مبدل گرمایی دولوله‌ای مارپیچ
 Fig. 1. The view of a double pipe helical heat exchanger

دیواره لوله داخلی استفاده کردند. نتایج آنان نشان می‌دهد که افزایش قابل ملاحظه‌ای در ضریب انتقال گرمای کلی در حضور پره‌های مسی مشاهده شده است. از بررسی‌های پیشین می‌توان دریافت که غالب موضوعات محققین پیرامون نانوسیالات بر پایه سیالات نیوتنی می‌باشد اما تیسنگ و تیزنگ [۱۶]، نشان دادند که نانوسیالات آبی که حاوی ذرات اکسید تیتانیوم هستند در محدوده کرنش‌های بین ۱۰-۵۰۰ S^{-1} رفتار نیوتنی دارند و با افزایش بیشتر در کرنش رفتار رئولوژیکی این نانوسیالات غیرنیوتنی می‌شود. برخی محققین اظهار داشتند که نانوسیالات با غلظت‌های حجمی پایین رفتار نیوتنی و با غلظت‌های حجمی بالا رفتار غیرنیوتنی از خود نشان می‌دهند [۱۷]. لذا افزودن نانوذرات با تغییر در ویسکوزیته و رفتار رئولوژیکی سیالات نقش و اهمیت مطالعه نانوسیالات غیرنیوتنی را برجسته‌تر می‌کند. بنابراین هدف از پژوهش حاضر، مطالعه ویژگی‌های انتقال گرمای نانوسیالات آلومینیوم اکسید بر پایه سیال غیرنیوتنی در جریان آشفته در مبدل گرمایی دولوله‌ای مارپیچ با غلظت‌های حجمی مختلف می‌باشد.

۲- مدل‌سازی عددی

هندسه مبدل گرمایی مورد نظر در شکل ۱ نشان داده شده است که متشکل از دو لوله‌ی هم‌مرکز مارپیچ است. در مطالعه حاضر، از سیستم مختصات دکارتی (X, Y, Z) برای شبیه‌سازی عددی جریان استفاده شده است. d قطر لوله‌های مبدل می‌باشد و اندیس i و o بترتیب به لوله درونی و بیرونی اشاره دارد، D قطر و H گام مارپیچ می‌باشد. پارامترهای هندسی و شرایط شبیه‌سازی در جدول ۱ آمده

[۱۲] در جریان آرام نانوسیال آب- Al_2O_3 ، تأثیر نسبت خمیدگی و شیب مارپیچ را روی انتقال گرما و افت فشار جریان آرام درون حلقه‌های مارپیچ به طور تجربی بررسی نمودند. این آزمایش برای کویل با نسبت انحنای ۱۰ و ۲۰ و گام سیم پیچ ۲۴ mm و ۴۲ mm و غلظت‌های ۰.۲۵٪ تا ۱٪ نانوسیال انجام شده است. طبق گزارش آن‌ها، نانوسیالات در تمام غلظت‌ها، آهنگ انتقال گرما و افت فشار بالاتری در مقایسه با آب دارند. علاوه بر این، با افزایش درجه مارپیچ و نسبت خمیدگی، آهنگ انتقال گرما بهبود یافته و نسبت به جریان آب در لوله مستقیم ۳۲۰٪ افزایش می‌یابد. پژوهش تجربی روی انتقال گرمای جریان آرام سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی در لوله‌های مارپیچ تحت شرایط هم دما و غیر هم دما توسط پاوار و ساناپوار [۱۳]، انجام شد. آن‌ها از آب و محلول گلیکول- آب به عنوان سیالات نیوتنی و سدیم کربوکسی متیل سلولز و سدیم آلگنیت به عنوان سیالات غیرنیوتنی برای آزمایش استفاده کردند. نتایج برای ۳ کویل با نسبت انحنای ۰.۷۵۷، ۰.۶۴ و ۰.۵۵ برای تعیین عدد ناسلت و ضریب متوسط انتقال گرما بر حسب عدد بی بعد M برای سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی ارائه شد. متعاقباً پاوار و ساناپوار [۱۴]، با انجام آزمایش روی سیال‌ها و کویل‌های مشابه روابطی برای ضریب اصطکاک بر حسب عدد M برای جریان آرام ارائه دادند. مجیدی و همکاران [۱۵]، انتقال گرما در یک مبدل گرمایی دولوله‌ای مارپیچ را به صورت تجربی بررسی نمودند. آن‌ها برای افزایش انتقال گرما از سیم‌های مسی روی

$$1 \quad M = Re^{0.64} / [(0.26)(a/R)^{0.18}]$$

جدول ۱. پارامترهای هندسی مبدل گرمایی [18]

Table 1. Geometric parameters of heat exchanger [18]

لوله داخلی	لوله خارجی	
۶/۳۵	۱۵/۸۷	قطر خارجی (mm)
۴/۷۵	۱۴/۰۷	قطر داخلی (mm)
۳۰۰ - ۲۴۰ - ۱۸۰	۳۰۰ - ۲۴۰ - ۱۸۰	قطر سیم پیچ (mm)
۳۱/۷۴	۳۱/۷۴	گام سیم پیچ (mm)
-۰/۰۲۰-۰/۰۲۶ ۰/۰۱۶	-۰/۰۳۲-۰/۰۴۳ ۰/۰۲۵	انحنای
۴/۵	۴/۵	تعداد دور
مس	مس	جنس لوله
۵ - ۲	۲۵ - ۱۰	آهنگ جریان (لیتر بر دقیقه)
۵۰	۲۰	دمای ورودی (°C)

جدول ۲. خواص ترموفیزیکی مس [19]

Table 2. Thermophysical properties of copper [19]

ρ (kg/m ³)	K (W/mK)	C_p (J/kg K)
۸۹۷۸	۳۸۷/۶	۳۸۱

جریان پایا و آشفته در مبدل گرمایی دولوله‌ای را می‌توان به شکل تانسوری زیر نوشت، که در معادلات (۱) تا (۵) بیان شده است [۲۲].

معادله پیوستگی:

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

معادله اندازه حرکت:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_i) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \delta_{ij} \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \rho u_j u_i - \delta_{ij} P \right] = 0 \quad (2)$$

معادله انرژی:

$$\frac{\partial}{\partial x_p} \left[\left(K + \frac{\mu_i C_p}{\sigma} \right) \frac{\partial T}{\partial x} - \rho u_j C_p T - \mu_i \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \delta_{ij} \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \rho \varepsilon \right] = 0 \quad (3)$$

معادله K انرژی جنبشی آشفته:

است.

در این تحقیق سه نوع پیکربندی مبدل گرمایی دولوله‌ای مارپیچ با قطرهای مختلف مدل‌سازی شده است. سیال داغ (آب) در لوله داخلی، و سیال سرد (نانوسیال غیرنیوتنی) در ناحیه حلقوی در جهت مخالف جریان می‌یابد. مبدل گرمایی با در نظر گرفتن انتقال گرمای مزدوج از سیال گرم در لوله مارپیچ داخلی به سیال سرد در ناحیه حلقوی تحلیل می‌شود. دیواره لوله داخلی از نظر گرمایی با سیال داخلی و خارجی جفت شده است و جنس آن از مس می‌باشد که خواص ترموفیزیکی آن در جدول ۲ ارائه شده است.

۳- معادلات حاکم و شرایط مرزی

در تحقیق حاضر برای حل معادلات جریان نانوسیال از مدل تک فازی جریان آشفته $k-\varepsilon$ استفاده شده است. در جریان‌هایی شامل چرخش، جدایش، جریان ثانویه، انحنای خطوط جریان و سیالات غیرنیوتنی مدل آشفته $k-\varepsilon$ تحقق پذیر نسبت به سایر مدل‌ها دارای جواب دقیق‌تری می‌باشد [۲۰ و ۲۱]. معادلات دیفرانسیل حاکم بر

جدول ۳. شرایط مرزی

Table 3. Boundary conditions

دیواره	خروجی	ورودی		متغیر
.	$\frac{\partial u}{\partial n} = 0$	لیتر بر دقیقه ۲-۵	داخلی	u
		لیتر بر دقیقه ۲۵- ۱۰	خارجی	
۵۰°C	$\frac{\partial T}{\partial n} = 0$	۵۰°C	داخلی	T
۲۰°C		۲۰°C	خارجی	
$\frac{\partial P}{\partial n} = 0$.	$\frac{\partial P}{\partial n} = 0$		P

بیرونی به صورت آدیاباتیک مدل شده است. در ورودی ($\rho = 0$)، و سیال با شدت تلاطم I و دمای T با سرعت U وارد مبدل می‌شود. انرژی جنبشی آشفته k و آهنگ اتلاف انرژی جنبشی آشفته ε در مقطع ورودی با معادله (۷) تخمین زده شده است.

$$k_0 = \frac{3}{2}(u_0 I)^2, \quad \varepsilon_0 = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{L} \quad (7)$$

در معادله (۷)، شدت آشفستگی به صورت زیر است:

$$I = \frac{u'}{u} \times 100\% \quad (8)$$

به دلیل این که گردابه‌ها نمی‌توانند از طول لوله بزرگتر باشند، در مطالعه حاضر میزان سنجش طول مشخصه‌های آشفته L برابر با $0.07(d/2)$ می‌باشد. فاکتور 0.07 براساس مقدار بیشینه طول مخلوط در جریان کاملاً توسعه یافته‌ی آشفته در نظر گرفته شده است. در خروجی، شارهای نفوذ برای تمامی متغیرها در مسیر خروج صفر فرض شده است و n نشان دهنده‌ی جهت مختصات عمود بر صفحه خروجی است که به صورت زیر است:

$$\frac{\partial}{\partial n}(u, T, k, \varepsilon) = 0 \quad (9)$$

مدل‌سازی برای ناحیه نزدیک دیواره به دو روش امکان پذیر است. در روش اول (تابع دیوار) ناحیه‌های داخلی که تحت اثر لزجت می‌باشند مدل نشده است و بجای آن، توابع دیوار مثل پلی در ناحیه‌ی

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \rho \varepsilon \quad (4)$$

معادله ε آهنگ اتلاف انرژی جنبشی آشفته:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{K + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (5)$$

که $\sigma_\varepsilon, \sigma_k$ و σ_τ به ترتیب به عنوان عدد پرناتل برای انرژی جنبشی آشفته، اتلاف و انرژی تعریف شده‌اند. انرژی جنبشی آشفته (k) و آهنگ اتلاف آن (ε) از طریق لزجت آشفته در معادله ۶، با هم ارتباط دارند.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

که μ_t ، لزجت درهم می‌باشد و مقدار ثابت‌های تجربی به شرح زیر است:

$$C_2 = 1.9, \sigma_\tau = 0.85, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.2$$

در ورودی پروفیل یکنواخت برای تمامی متغیرهای وابسته به کار رفته است.

$$u = u_0, \quad T = T_0, \quad k = k_0, \quad \varepsilon = \varepsilon_0$$

شرایط مرزی ورودی از نوع سرعت ورودی، خروجی از نوع فشار خروجی و در دیواره دما ثابت در نظر گرفته شده است. در جدول ۳ شرایط مرزی برای تحلیل‌های جابه‌جایی اجباری جریان درهم آمده است.

شرط عدم لغزش روی دیواره لوله‌ها برقرار است و دیواره لوله

که d_h قطر هیدرولیکی می‌باشد که طبق تعریف برابر است با:

$$d_h = \frac{4 A_{cross}}{P_m} = \frac{4(\pi d_{o,i}^2 / 4 - \pi d_{i,o}^2 / 4)}{\pi(d_{o,i} + d_{i,o})} = d_{o,i} - d_{i,o} \quad (11)$$

برای توصیف انتقال گرما مقدار شار گرمایی به صورت زیر تعیین می‌شود:

$$q = \frac{\dot{m} C_p (T_i - T_o)}{\pi d_h L} \quad (12)$$

با استفاده از شار گرمایی ضریب انتقال گرما به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$h = \frac{q}{(T_w - T_b)} \quad (13)$$

و در نهایت عدد بی بعد ناسلت که برابر است با:

$$Nu = \frac{h d_h}{k} \quad (14)$$

که در آن h ضریب انتقال گرمایی جابه‌جایی و k ضریب هدایت گرمایی است.

ضریب اصطکاک f از معادله ۱۵ محاسبه می‌شود که در آن ΔP افت فشار در تمام طول L و u سرعت میانگین سیال در لوله داخلی یا ناحیه حلقوی است.

$$f = \frac{2 \Delta p d_h}{\rho u^2 L} \quad (15)$$

۵- خواص رئولوژیکی و ترموفیزیکی نانوسیال و محلول CMC

افزودن نانو ذرات به سیال پایه خواص ترموفیزیکی سیال را تغییر می‌دهد. اندازه‌گیری‌ها نشان می‌دهد که تغییرات در ضریب هدایت گرمایی و لزجت از قوانین مخلوط تبعیت نمی‌کند. پارامترهای بسیاری از جمله جنس ذرات، اندازه، کسر حجمی و درجه گرمای نانوسیال روی خواص نانوسیالات تأثیر می‌گذارد. در فرآیند شبیه‌سازی، محاسبه خواص ترموفیزیکی نانوسیال، با توجه به تأثیر بالا در نتایج، از اهمیت زیادی برخوردار است. در مطالعه حاضر، داده‌های تجربی هیپات و همکاران [۲۹] مورد استفاده قرار گرفته است. خواص ترموفیزیکی

متأثر از لزجت برای ایجاد ارتباط بین دیوار و ناحیه کاملاً آشفته بکار می‌روند [۲۳]. از مزایای این روش قدرت پردازنده و حافظه کمتر می‌باشد اگرچه، به ویژگی‌های مهم انتقال گرمای ذاتی لایه‌های مرزی، در زیرلایه‌های لزج توجه نشده است. بنابراین، روش توابع دیوار برای مدل‌سازی لایه‌های مرزی نزدیک دیواره و انتقال گرما در مایعات انتخاب مناسبی نیست.

در روش دوم، (مدل‌های آشفته با عدد رینولدز مخصوص پایین) برای مدل‌سازی جریان نزدیک دیواره به کار می‌رود و اجازه توسعه مدل آشفته در تمام جهت‌ها بسوی دیوار را می‌دهد. روش دوم در مدل‌سازی برای لایه‌های مرزی نزدیک دیواره و انتقال گرما نتایج بهتری می‌دهد و بنابراین استفاده از روش دوم در این تحقیق منطقی می‌باشد [۲۴].

در این شبیه‌سازی، از نرم افزار تجاری انسیس فلونت ۱۶ استفاده شده که دارای گزینه‌ای برای افزایش عملکرد دیواره می‌باشد. این روش، نوعی روش مدل‌سازی در ناحیه نزدیک دیواره است و اعمال شبکه‌بندی ریز در این ناحیه ضروری می‌باشد [۲۵] که در تحقیق حاضر لحاظ شده است.

۴- روش‌های عددی

معادلات حاکم برای جریان و انتقال گرما در مبدل دولوله‌ای مارپیچ در سیستم مختصات کارتزین با استفاده از متد تفاضل محدود حجم کنترل با احتساب نیروی گرانش و مشابه با مدل پتانکار [۲۶]، حل شده است. معادلات اندازه حرکت با مرتبه دوم گسسته‌سازی شده‌اند و برای جفت شدن متغیرهای سرعت و فشار از روش سیمپل سی استفاده شده است که برای لوله‌های مارپیچ به عنوان یک الگوریتم مناسب در حل عددی پیشنهاد شده است [۲۷]. برای معادله انرژی نیز طرح کوپیک مرتبه سوم به کار رفته است که در بیشتر مسائل سیالاتی دارای همگرایی و دقت قابل قبولی می‌باشد [۲۸]. طرح قانون توانی برای معادلات انرژی جنبشی آشفته و آهنگ اتلاف لحاظ شده است. معیار همگرایی برای تمامی متغیرها 10^{-5} در نظر گرفته شده است. برای توصیف و نشان دادن نتایج جابه‌جایی آشفته و افت فشار پارامترهای بدون بعدی در معادله (۱۰) معرفی شده‌اند.

$$Re = \frac{(\rho u d_h)}{\mu}, \delta = \frac{d_h}{D_c}, Dn = Re \delta^{1/2}, Pr = \frac{C_p \mu}{K} \quad (10)$$

جدول ۴. خواص ترموفیزیکی نانوذرات [30]

Table 4. Thermo physical properties of nano particles [30]

d_p (nm)	$(\text{kg/m}^3)\rho$	K (W/mK)	C_p (J/kg K)
۴۰	۳۹۰۰	۴۲/۳۴	۸۸۰

$$\mu_{nf}(\%0.5) = -4.454860E - 09T^3 + 4.400620E - 06T^2 - 1.458053E - 03T + 1.625312E - 01 \quad (۲۱-الف)$$

$$\mu_{nf}(\%1) = -5.358337E - 09T^3 + 5.293098E - 06T^2 - 1.753756E - 03T + 1.954937E - 01 \quad (۲۱-ب)$$

$$\mu_{nf}(\%2) = -6.817189E - 09T^3 + 6.734187E - 06T^2 - 2.231231E - 03T + 2.487184E - 01 \quad (۲۱-پ)$$

معادلات (۱۶) و (۱۷) براساس نظریه کلاسیک اختلاط مواد می‌باشند و درجه گرما در معادلات (۱۹) و (۲۱) برحسب کلویین است. مشخصه میانگین مطابق با کسر حجمی محاسبه می‌شود. معادله ۱۶ در اصل توسط پک و چو [۳۱] برای تخمین تراکم نانوسیال پیشنهاد شد. گرمای ویژه مؤثر با استفاده از معادله (۱۷) محاسبه شده است که بر اساس تعادل گرمایی ژوان و روتزل بدست آمده است [۳۰]. معادلات (۱۸) و (۲۰) صرفاً تجربی است. در واقع، آن‌ها از سازگار بودن با داده‌های تجربی هیپات بدست آمده است. این معادلات به ترتیب با ضریب همبستگی ۰/۵۹ و ۰/۹۹ با داده‌ها سازگار می‌شوند. روابط لزجت و هدایت گرمایی آب (سیال پایه) وابسته به دما است که در نتایج تجربی هیپات و همکاران [۲۹] آمده است. لازم به ذکر است که این معادلات بر اساس داده‌های تجربی برای نانوسیال آب - Al_2O_3 استخراج شده است. محدودیت‌های این معادلات، دمای بین $20^\circ C$ و $60^\circ C$ و کسر حجمی بین ۰/۱ و ۰/۲ و اندازه ذرات به طور متوسط ۴۰ نانومتر می‌باشد.

محلول آب-CMC رفتار رئولوژیکی شبه پلاستیک از خود نشان می‌دهد. بنابراین لزجت ظاهری این سیال را می‌توان با مدل پاورلا به دست آورد [۲۴ و ۳۲]:

$$\eta = K\dot{\gamma}^{(n-1)} \quad (۲۲)$$

که در رابطه (۲۲)، η لزجت ظاهری، K شاخص پایداری، n

نانوذرات Al_2O_3 در جدول ۴ نشان داده شده است و براساس معادلات (۱۶) تا (۲۱) می‌توان خواص مؤثر نانوسیال آب - Al_2O_3 را تعیین نمود. چگالی:

$$\rho_{nf} = \phi\rho_p + (1-\phi)\rho_{bf} \quad (۱۶)$$

ظرفیت گرمایی ویژه:

$$C_{pnf} = \frac{\phi(\rho C_p)_{np} + (1-\phi)(\rho C_p)_{bf}}{\phi\rho_{np} + (1-\phi)\rho_{bf}} \quad (۱۷)$$

هدایت گرمایی:

$$\frac{K_{nf}}{K_{bf}} = 1 + 8.733\phi \quad (۱۸)$$

خواص وابسته به دما:

$$K_{nf}(\%0.5) = 1.897917E - 08T^3 - 2.532649E - 05T^2 + 1.169514 - 02T - 1.121622 \quad (۱۹-الف)$$

$$K_{nf}(\%1) = 2.035723E - 08T^3 - 2.716543E - 05T^2 + 1.254432E - 02T - 1.203062 \quad (۱۹-ب)$$

$$K_{nf}(\%2) = 2.199225E - 08T^3 - 2.934725E - 05T^2 + 1.355183E - 02T - 1.299684 \quad (۱۹-پ)$$

لزجت:

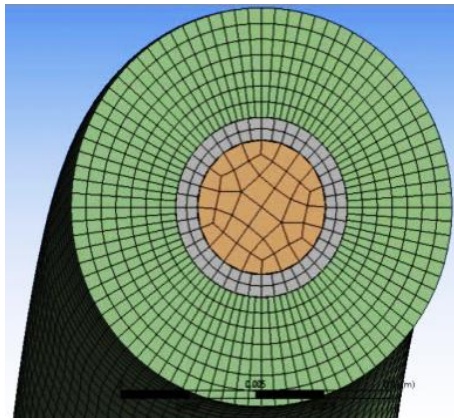
$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = \exp\left(\frac{5.989\phi}{0.278-\phi}\right) \quad (۲۰)$$

خواص وابسته به دما:

جدول ۵. خواص رئولوژیکی محلول CMC-آب با درصد جرمی ۰/۱٪ [۲۴]

Table 5. The rheological properties of CMC-water solution with a mass percentage of 0.1% [24]

آب-CMC	خواص رئولوژیکی
۰/۹۱	شاخص پاورلا n
۰/۰۰۶۳۱۹	شاخص پایداری $K (\text{kgs}^{-n-2} \text{m}^{-1})$



شکل ۲. شبکه‌بندی مبدل گرمایی دولوله‌ای مارپیچ

Fig. 2. The mesh of double pipe helical heat exchanger

داخلی حل خواهند شد. دیواره لوله داخلی که فصل مشترک دو سیال سرد و داغ می‌باشد دارای انتقال گرمای رسانش است که سیستم شبکه‌بندی بگونه‌ای است که از نظر گرمایی با شبکه هم جوار خود جفت می‌باشد. برای اطمینان از صحت و اعتبار نتایج عددی، بررسی دقیقی از راه‌حل‌های عددی برای ۴ نوع شبکه‌بندی مختلف انجام شده است. چهار سری از شبکه با تراکم شبکه‌ای متفاوت از $10^9 \times 1/7$ تا $10^9 \times 3/52 \text{ cell/m}^3$ به وجود آمده است. در شکل ۳ و ۴ مقادیر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک بر حسب تراکم شبکه برای مبدل با $D=180 \text{ mm}$ رسم شده است. آهنگ جریان در لوله داخلی ۴ لیتر بر دقیقه و در ناحیه حلقوی ۱۵ لیتر بر دقیقه می‌باشد. در صورت افزایش تراکم شبکه به بیش از $10^9 \times 3/52 \text{ cell/m}^3$ عدد ناسلت و ضریب اصطکاک تغییر قابل ملاحظه‌ای نکرده و در نتیجه به عنوان الگوی مطلوب برای شبکه‌بندی هندسه مبدل گرمایی انتخاب شده است.

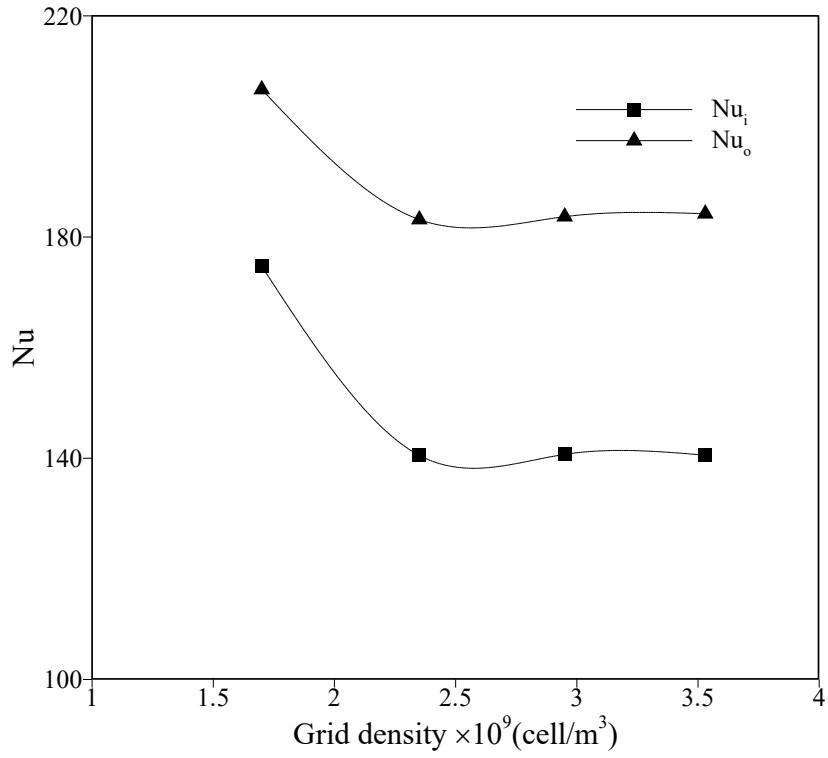
۷- اعتبارسنجی

شکل ۵ رابطه بین عدد ناسلت و عدد رینولدز در لوله داخلی

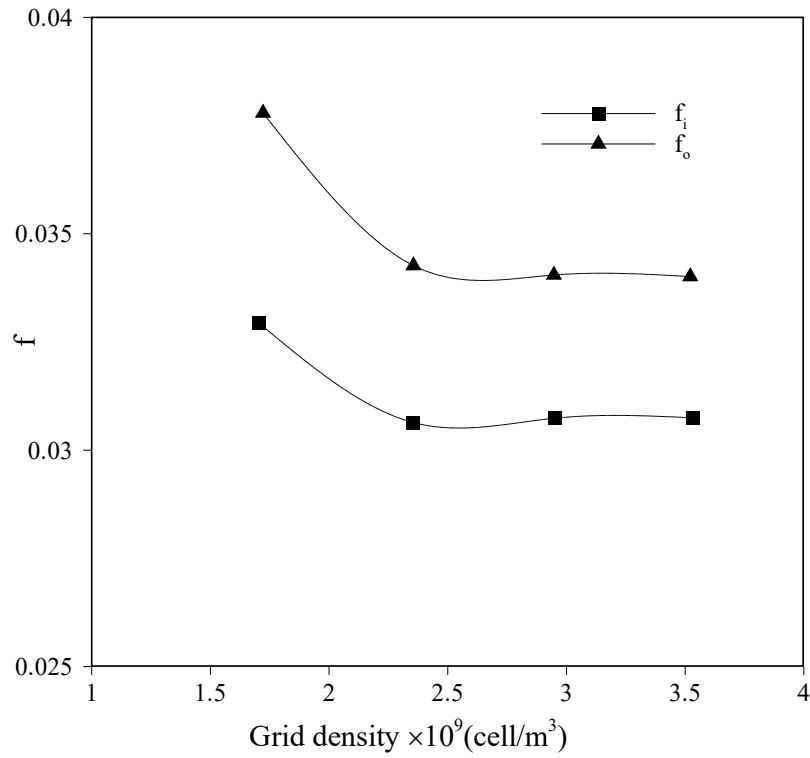
شاخص پاورلا و γ آهنگ برش سیال غیرنیوتنی می‌باشند که برای سیالات با رفتار شبه پلاستیک $1 < n < 10$ است. مطالعات تجربی نشان داده‌اند که ویژگی‌های ترموفیزیکی محلول آب-CMC با درصد جرمی کوچکتر از ۰/۶٪، مشابه آب است [۲۶]. بنابراین برای به دست آوردن چگالی، ظرفیت گرمایی ویژه و ضریب هدایت گرمایی وابسته به دما برای محلول آب-CMC، می‌توان از روابط مربوط به آب استفاده کرد. در این پژوهش از محلول آب-CMC با درصد جرمی ۰/۱٪ به عنوان سیال غیرنیوتنی استفاده شده است که ویژگی‌های رئولوژیکی این سیال در جدول ۵ آمده است.

۶- شبکه‌بندی و استقلال نتایج از شبکه

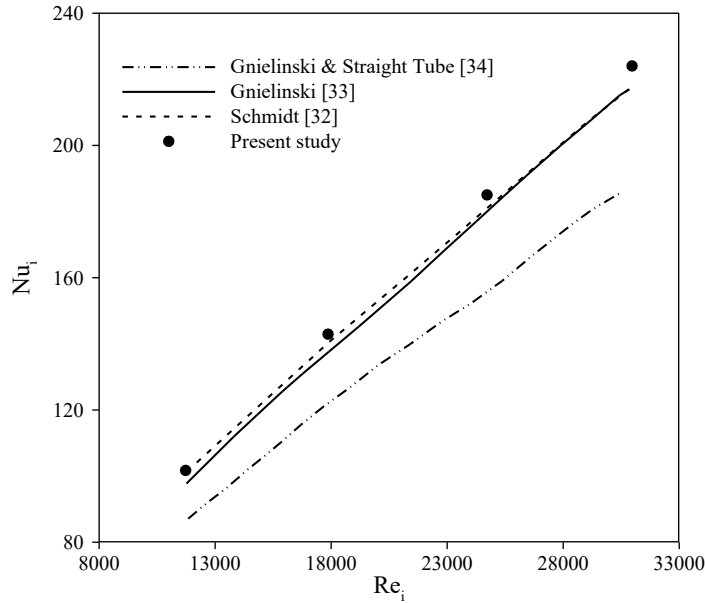
برای شبکه‌بندی هندسه مورد نظر از نرم‌افزار انسیس فلونت ۱۶ استفاده شده که در آن شبکه به صورت ساختار یافته ایجاد شده است. نمونه‌ای از شبکه‌بندی هندسه مبدل دولوله‌ای گرمایی در شکل ۲ نشان داده شده است. فضای شبکه از سه قسمت مجزای فضای حلقوی، دیواره و فضای لوله داخلی تشکیل شده است. معادلات اندازه حرکت و انرژی برای سیال جاری در قسمت فضای حلقوی و لوله



شکل ۳. نمودار عدد ناسلت برحسب تراکم شبکه
Fig. 3. Nusselt number profile versus grid density

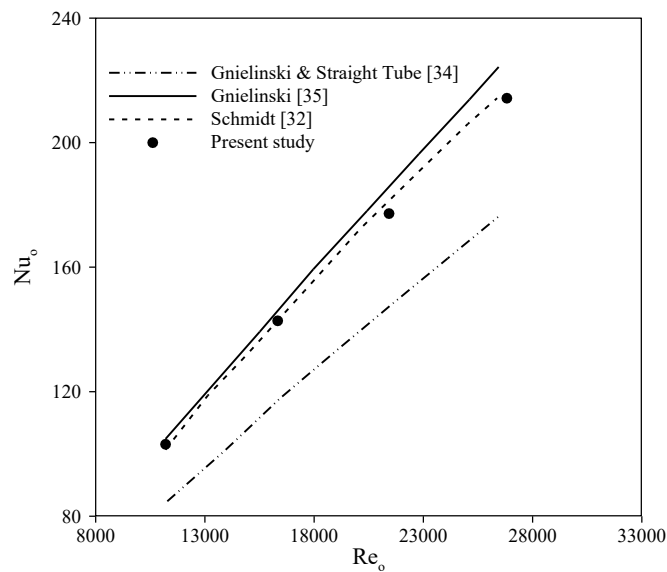


شکل ۴. نمودار ضریب اصطکاک برحسب تراکم شبکه
Fig. 4. Friction coefficient profile versus grid density



شکل ۵. مقایسه عدد ناسلت در لوله داخلی با داده‌های تجربی

Fig. 5. Comparison of Nusselt number in the inner tube with experimental data



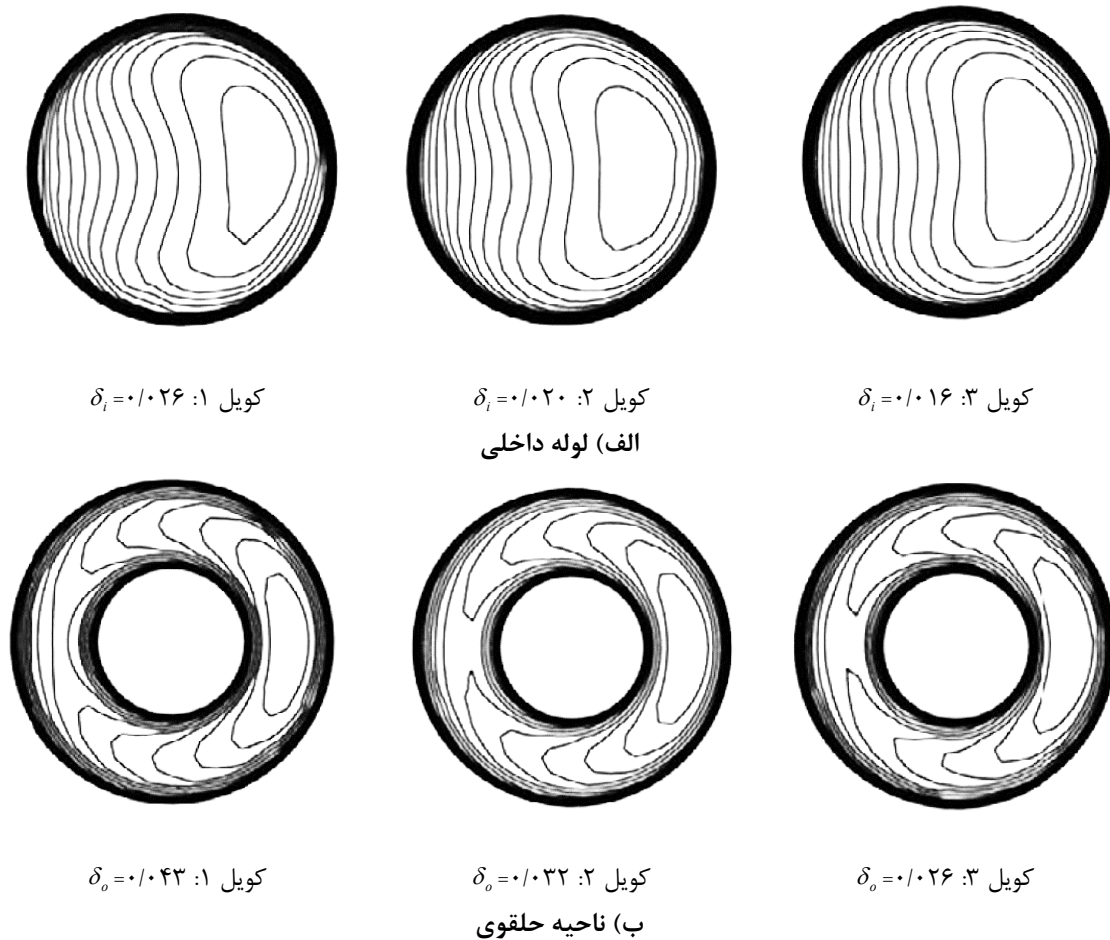
شکل ۶. مقایسه عدد ناسلت در لوله خارجی با داده‌های تجربی

Fig. 6. Comparison of Nusselt number in the outer tube with experimental data

در لوله راست گلینسکی [۳۴] مقایسه شده است و مشاهده شد که انتقال گرما در لوله مارپیچ داخلی در مقایسه با لوله‌های مستقیم با توجه به جریان ثانویه ناشی از نیروهای گریز از مرکز در لوله مارپیچ، بالاتر است.

شکل ۶ ارتباط بین عدد ناسلت و عدد رینولدز در لوله خارجی مبدل ۲، در آهنگ جریان ثابت ۴ لیتر بر دقیقه از آب گرم را نشان

مبدل گرمایی با $D = 180 \text{ mm}$ را نشان می‌دهد، آهنگ جریان در لوله داخلی ۲ تا ۵ لیتر بر دقیقه و در ناحیه حلقوی ۱۰ تا ۲۵ لیتر بر دقیقه می‌باشد. می‌توان دریافت که نتایج عددی تحقیق حاضر با داده‌های تجربی اشمیت [۳۲] و گلینسکی [۳۳] با اختلاف ۳٪ و ۵٪ از دقت قابل قبولی برخوردار است. علاوه بر این، پیش بینی حال حاضر از انتقال گرمای کاملاً توسعه یافته در داخل لوله با انتقال گرما



شکل ۷. تأثیر نسبت انحنا در کوئل مارپیچ بر توزیع سرعت برای نانوسیال غیرنیوتنی $Al_2O_3 / CMC (0.1\%)$
 $(Q_h = 4 \text{ lpm}, Q_c = 20 \text{ lpm}, \theta = 360^\circ, \varphi = 2\%)$

Fig. 7. The effect of curvature ratio on velocity distribution in helical coil for non-Newtonian nanofluid ($Q_h = 4 \text{ lpm}, Q_c = 20 \text{ lpm}, \theta = 360^\circ, \varphi = 2\%$)

جریان سیال می‌تواند بر جریان‌های ثانویه در طول سطح مقطع لوله اثر بگذارد. هنگامی که قطر مارپیچ افزایش می‌یابد، اثر انحنای مارپیچ روی جریان کاهش می‌یابد و از این رو نقش نیروهای گریز از مرکز، بر ویژگی‌های جریان کم‌رنگتر می‌شود. شکل ۷ میدان سرعت برای سه مارپیچ با سه نسبت انحنای، 0.16 ، 0.20 و 0.26 در لوله داخلی و 0.26 ، 0.32 ، 0.43 در ناحیه حلقوی در همان فاصله محوری از ورودی مارپیچ $\theta = 360^\circ$ را نشان می‌دهد. همانطور که دیده می‌شود، افزایش نسبت انحنا منجر به افزایش نیروی گریز از مرکز می‌شود و سرعت بیشینه را مجبور به خروج از مرکز آن بخش می‌کند.

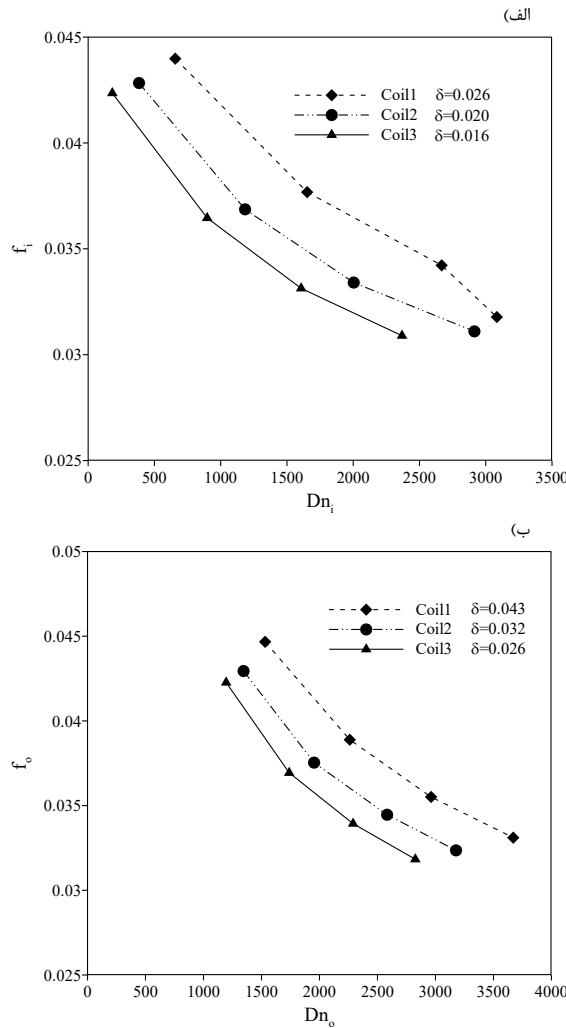
۹- تأثیر نسبت انحنای کوئل در ضریب اصطکاک و ضریب انتقال گرما

انحنا یک پارامتر اساسی در یک لوله مارپیچ است هنگامی که قطر

می‌دهد. مشاهده می‌شود که حداکثر اختلاف 2% و 5% بین نتایج عددی حاضر با معادله تجربی اشمیت و گلینسکی [۳۵] وجود دارد. همچنین با مقایسه نتایج عددی با لوله‌های مستقیم می‌توان دریافت که میزان انتقال گرما در لوله‌های مارپیچ نیز بیشتر است. در نتیجه با توجه به مقایسه نتایج این حل عددی می‌توان اظهار داشت که این روش حل عددی دارای دقت قابل قبولی است و به عنوان یک روش عددی برای مطالعه مبدل گرمایی دولوله‌ای مارپیچ مناسب می‌باشد.

۸- مشخصه‌های جریان سیال

یکی از پارامترهای هندسی اساسی در یک مبدل گرمایی دولوله‌ای مارپیچ، انحنا می‌باشد. انحنا $(\delta = d/D)$ برابر با نسبت قطر لوله بر قطر مارپیچ می‌باشد که برای لوله درونی از قطر داخلی و فضای حلقوی از قطر هیدرولیکی استفاده می‌شود. انحنا با تأثیر بر نیروی گریز از مرکز



شکل ۸. اثر انحنا بر ضریب اصطکاک الف) لوله داخلی ب) لوله خارجی برای نانوسیال غیرنیوتنی $Al_2O_3 / CMC (0.1\%)$ ($Q_c = 10-25 \text{ lpm}, Q_h = 2-5 \text{ lpm}, \phi=2\%$)
Fig. 8. The effect of curvature on friction coefficient a) inner tube b) outer tube for non-Newtonian nano fluid $Al_2O_3 / CMC (0.1\%)$ ($Q_c = 10-25 \text{ lpm}, Q_h = 2-5 \text{ lpm}$)

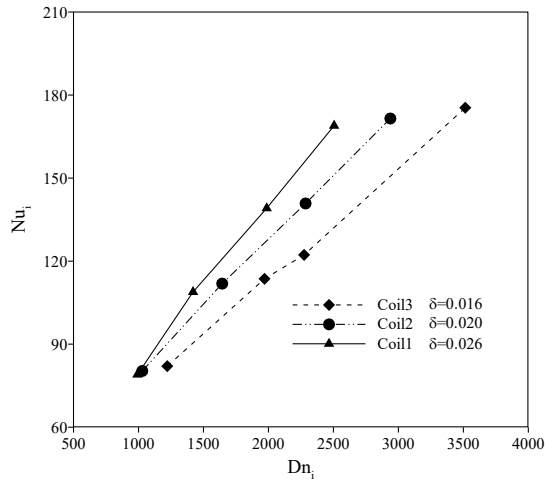
مارپیچ افزایش می‌یابد، اثر انحنا روی جریان کاهش می‌یابد و نقش نیروی گریز از مرکز روی مشخصه‌های جریان کمتر می‌شود. افت فشار جریان نانوسیال وابستگی شدیدی به نسبت انحنا مارپیچ دارد. در شکل‌های ۸ و ۹ نقش و تأثیر انحنا روی ضریب اصطکاک نشان داده شده است. هرچه نسبت انحنا بیشتر باشد در عدد دین ثابت، مقادیر ضریب اصطکاک نیز بزرگتر خواهد بود. از این رو افزایش در نسبت انحنا، مقدار نیروی گریز از مرکز و شدت جریان ثانویه را افزایش می‌دهد که در این تحقیق تا ۳۰٪ موجب افزایش افت فشار شده است.

۱۰- تأثیر غلظت حجمی نانوذرات بر ضریب انتقال گرما و ضریب اصطکاک

متداول‌ترین راه برای مقایسه نتایج انتقال گرمای نانوسیال با سیال پایه، مقایسه بر پایه عدد رینولدز است. با توجه به مطالعات گذشته در

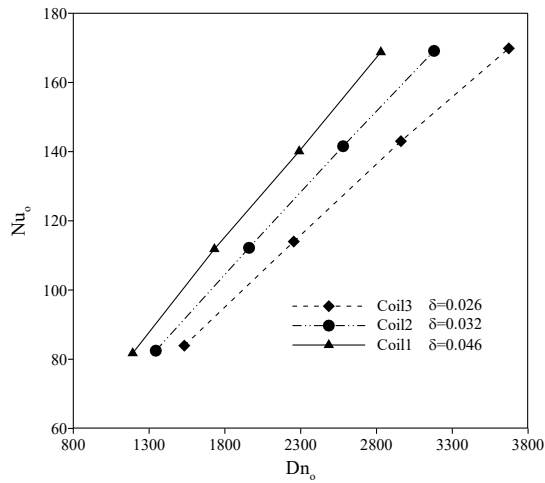
مارپیچ افزایش می‌یابد، اثر انحنا روی جریان کاهش می‌یابد و نقش نیروی گریز از مرکز روی مشخصه‌های جریان کمتر می‌شود. افت فشار جریان نانوسیال وابستگی شدیدی به نسبت انحنا مارپیچ دارد. در شکل‌های ۸ و ۹ نقش و تأثیر انحنا روی ضریب اصطکاک نشان داده شده است. هرچه نسبت انحنا بیشتر باشد در عدد دین ثابت، مقادیر ضریب اصطکاک نیز بزرگتر خواهد بود. از این رو افزایش در نسبت انحنا، مقدار نیروی گریز از مرکز و شدت جریان ثانویه را افزایش می‌دهد که در این تحقیق تا ۳۰٪ موجب افزایش افت فشار شده است.

اثر نسبت انحنا روی اعداد ناسلت لوله و ناحیه حلقوی با تغییر در قطر مارپیچ بررسی شده است. با توجه به تعریف نسبت انحنا



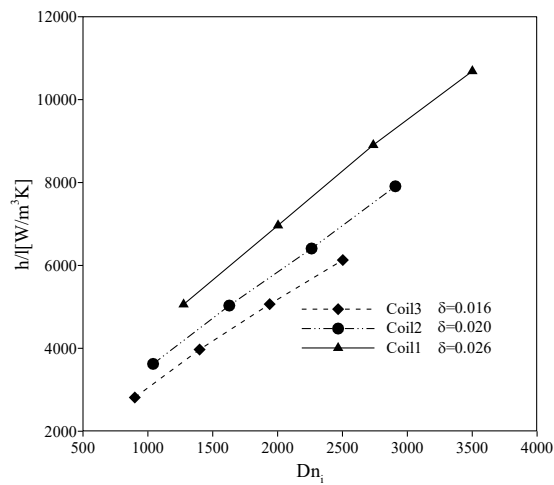
شکل ۹. تأثیر انحنا بر عدد ناسلت لوله داخلی

Fig. 9. The effect of curvature on inner tube Nusselt number



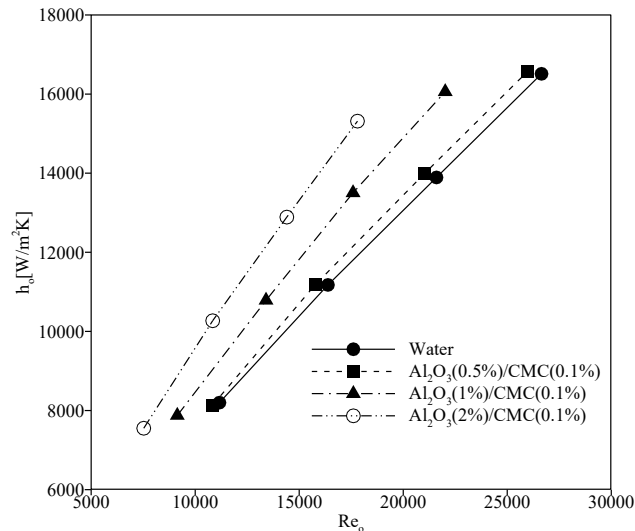
شکل ۱۰. تأثیر انحنا بر عدد ناسلت لوله خارجی

Fig. 10. The effect of curvature on outer tube Nusselt number



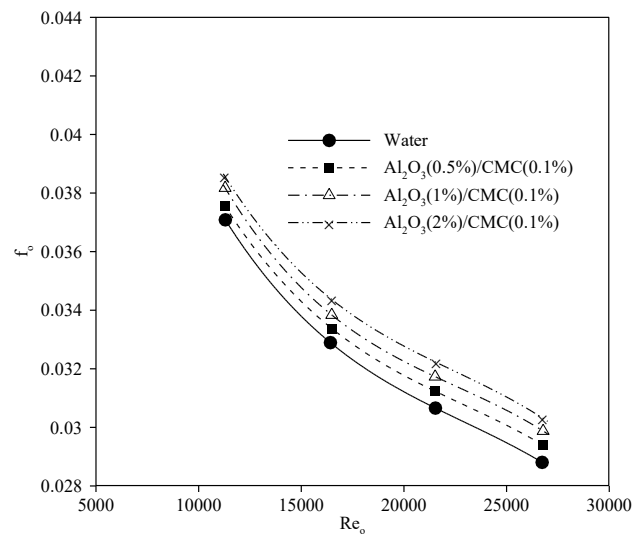
شکل ۱۱. اثر انحنا در ضریب انتقال گرما

Fig. 11. The effect of curvature on heat transfer coefficient



شکل ۱۲. مقایسه ضریب انتقال گرما بر پایه عدد رینولدز در جریان نانوسیال غیرنیوتنی $Al_2O_3/CMC(0.1\%)$ با غلظت حجمی نانوذرات $\phi = 0.5\%, 1\%, 2\%$ با سیال پایه در کویل ۲

Fig. 12. Comparison of the heat transfer coefficient based on the Re number in non-Newtonian nanofluid flow of $Al_2O_3/CMC(0.1\%)$ with a volume concentration of nanoparticles $\phi = 0.5\% - 1\% - 2\%$ with base fluid in coil 2



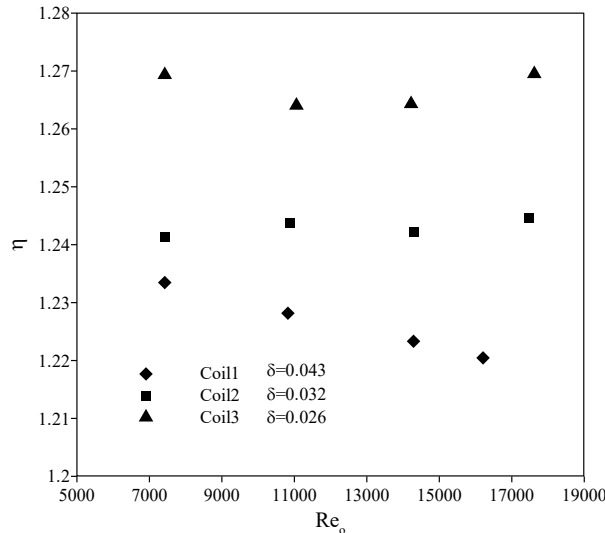
شکل ۱۳. مقایسه ضرایب اصطکاک بر پایه عدد رینولدز در جریان نانوسیال غیرنیوتنی $Al_2O_3/CMC(0.1\%)$ در کویل ۲

Fig. 13. Comparison of friction coefficients based on the Re number in non-Newtonian nanofluid flow of $Al_2O_3/CMC(0.1\%)$ in coil 2

می‌یابد که با توجه به شکل تا ۱۰٪ افزایش در ضریب انتقال گرما مشاهده شده است.

شکل ۱۳، تغییرات ضریب اصطکاک را برحسب عدد رینولدز برای آب و نانوسیال $Al_2O_3/CMC(0.1\%)$ در سه غلظت حجمی $0.5\% - 1\% - 2\%$ در ناحیه حلقوی برای کویل ۲ نشان می‌دهد. با افزایش عدد رینولدز ضریب اصطکاک برای آب خالص و نانوسیال

مقایسه بر پایه عدد رینولدز، ضریب انتقال گرمای نانوسیال‌ها بیشتر از سیال پایه است. در شکل ۱۲ مقایسه ضریب انتقال گرمای جریان درهم نانوسیال غیرنیوتنی $Al_2O_3/CMC(0.1\%)$ با غلظت حجمی $0.5\% - 1\% - 2\%$ بر پایه رینولدز در ناحیه حلقوی برای کویل ۲ نمایش داده شده است. حضور نانوذرات منجر به افزایش ضریب هدایت گرمایی سیال می‌گردد و در نتیجه ضریب انتقال گرما افزایش



شکل ۱۴. تأثیر نسبت انحنا کویل بر مقادیر η در عدد رینولدزهای مختلف برای جریان درهم نانوسیال غیر نیوتنی $Al_2O_3/CMC(0.1\%)$ ($Q_h = 2-5 \text{ lpm}, Q_c = 20 \text{ lpm}, \varphi = \%2$)

Fig. 14. The effect of curvature ratio on η values at various Re number for non-Newtonian nanofluid turbulent flow of $Al_2O_3/CMC(0.1\%)$ ($Q_h = 2-5 \text{ lpm}, Q_c = 20 \text{ lpm}, \varphi = \%2$)

$$\eta = \frac{\left(\frac{Nu^*}{Nu_{s,bf}} \right)}{\left(\frac{f^*}{f_{s,bf}} \right)^{1/3}} \quad (23)$$

که در آن Nu^* عدد ناسلت و f^* ضریب اصطکاک جریان را نشان می‌دهد $Nu_{s,bf}$ و $f_{s,bf}$ به ترتیب عدد ناسلت و ضریب اصطکاک سیال پایه (آب) جاری در داخل یک لوله مستقیم با همان قطر هیدرولیک و طول مارپیچ می‌باشند. از معادله (۲۳) دیده می‌شود مقدار η بزرگ‌تر، عملکرد کلی ترموهیدرودینامیک بهتر را نتیجه می‌دهد که مقدار η برای تأثیر مثبت باید حداقل بزرگتر از واحد باشد. با این حال، آهنگ انتقال گرمای بالاتر، عملکرد کلی بهتر را تضمین نمی‌کند چون معمولاً با افزایش انتقال گرما، مقاومت در برابر جریان افزایش می‌یابد. بنابراین، برای طراحی و یا بررسی یک روش جدید افزایش دهنده انتقال گرما باید به افزایش مقاومت جریان توجه شود. در پژوهش‌های پیشین، معیارهای ارزیابی متنوعی برای ارزیابی عملکرد کلی ترموهیدرودینامیکی روش‌های افزایش انتقال گرما معرفی شده است که پرکاربردترین آن‌ها در رابطه ۲۳ آمده است.

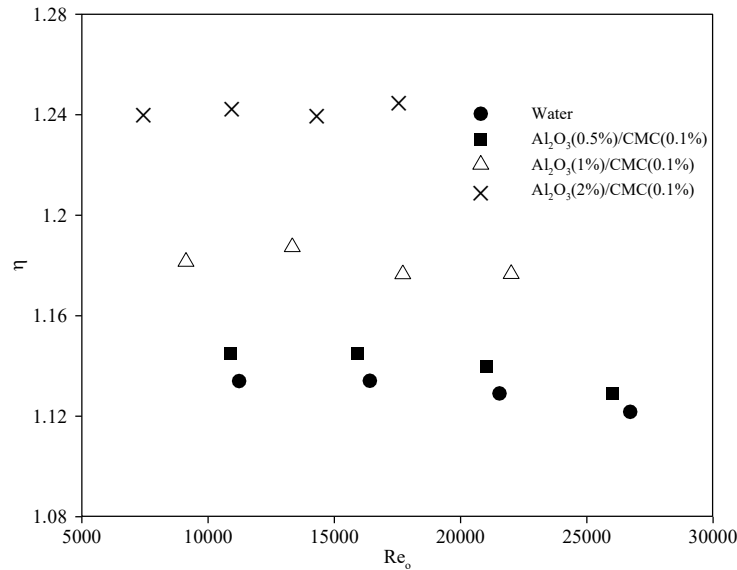
در شکل ۱۴ تأثیر نسبت انحنا کویل بر مقادیر η در رینولدزهای مختلف نشان داده شده است. با توجه به این شکل، افزایش نسبت

غیرنیوتنی کاهش می‌یابد. افزودن نانوذرات به سیال پایه سبب افزایش لزجت و در پی آن افزایش مقدار افت فشار است به طوری که با زیاد شدن غلظت حجمی نانوسیال ضریب اصطکاک افزایش پیدا می‌کند که باتوجه به نتایج تا ۸٪ افزایش در ضریب اصطکاک مشاهده شده است.

۱۱- ارزیابی عملکرد ترموهیدرودینامیک

استفاده از یک لوله مارپیچ به جای لوله مستقیم و استفاده از جریان نانوسیال به جای جریان سیال پایه در یک رینولدز، ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی را افزایش می‌دهد. با این حال، این روش‌های افزایش انتقال گرما با افزایش افت فشار همراه است که می‌تواند استفاده از آن‌ها را در کاربردهای عملی محدود سازد. بنابراین، در جهت یافتن شرایط کاری مطلوب، مطالعات بیشتری در مورد عملکرد کلی این روش‌ها باید انجام شود که افزایش افت فشار را در کنار بهبود انتقال گرما، به طور همزمان در نظر گیرد.

معیارهای مختلف ارزیابی عملکرد η در تحقیقات پیشین معرفی شده است تا به طور مؤثر عملکرد کلی ترموهیدرودینامیکی روش‌های مختلف افزایش انتقال گرما را ارزیابی کند. معیارهای مورد استفاده به طور گسترده در جریان آشفته در معادله (۲۳) آمده است [۳۶].



شکل ۱۵. مقادیر η در مقابل عدد رینولدز برای جریان درهم نانوسیال غیر نیوتنی $\text{Al}_2\text{O}_3 / \text{CMC}(0.1\%)$ برای درصد حجمی نانوذرات Al_2O_3 - $\text{CMC}(0.1\%)$ با غلظت ۰.۱٪ تا ۲٪ در کوئل ۲

Fig. 15. η values versus Re number for non-Newtonian nanofluid turbulent flow of Al_2O_3 - $\text{CMC}(0.1\%)$ with a volume concentration of nanoparticles $\phi = 0.5\% - 2\%$ in coil 2

انحنا باعث کاهش شاخص عملکرد ترموهیدرودینامیکی در یک رینولدز مشخص شده است و با کاهش نسبت انحنا از $\delta = 0.43$ تا $\delta = 0.26$ مقدار عملکرد گرمایی ۴٪ افزایش پیدا کرده است. آنچه از تحلیل نتایج این قسمت برمی آید این است که در طراحی مبدل های گرمایی، برای بهینه سازی شرایط عملکرد مبدل گرمایی بایستی با توجه به نوع و نحوه کاربرد مبدل گرمایی و پارامترهای ورودی، شاخص عملکرد ترموهیدرودینامیکی برای مبدل محاسبه شده و در صورت لزوم از روش های افزایش انتقال گرمای مناسب برای بالا بردن این شاخص استفاده شود.

۱۲- نتیجه گیری

انتقال گرمای جابه جایی و ویژگی های افت فشار نانوسیال غیر نیوتنی آب - Al_2O_3 در مبدل های گرمایی لوله در لوله مارپیچ به طور عددی مورد بررسی قرار گرفت. اثر غلظت حجمی نانوذرات و نسبت انحنا روی انتقال گرما و ویژگی های افت فشار بررسی شدند. بر اساس نتایج به دست آمده مدل سه بعدی مورد مطالعه (RKE- k) برای شبیه سازی جریان آشفته و انتقال گرمای آب و نانوسیال در مبدل های گرمایی دولوله ای مارپیچ عمودی دارای دقت خوبی می باشد. در جریان درهم کوئل های مارپیچ نیروی گریز از مرکز سبب ایجاد مؤلفه شعاعی سرعت شده و جریان سیال در قسمت بیرونی کوئل با سرعت بیشتری حرکت می کند که منجر به ایجاد جریان های ثانویه می گردد. به علت ایجاد جریان های ثانویه در کوئل های مارپیچ، انتقال گرما تا ۳۵٪ و افت فشار تا ۳۰٪ نسبت به لوله های مستقیم افزایش یافته است. اضافه

در شکل ۱۵ مقادیر شاخص عملکرد ترموهیدرودینامیکی برای نانوسیال غیر نیوتنی $\text{Al}_2\text{O}_3 / \text{CMC}(0.1\%)$ در مقابل عدد رینولدز در درصد حجمی های مختلف نانوذرات برای کوئل ۲ نشان داده شده است. آنچه روشن است تمام شاخص های عملکرد هیدرودینامیکی بزرگتر از واحد هستند. همانطور که شکل نشان می دهد نانوسیال غیر نیوتنی با هر غلظتی، شاخص هیدرودینامیکی بالاتری نسبت به آب دارد. آنچه از تحلیل این شکل حائز اهمیت است، کاهش مقادیر شاخص عملکرد هیدرودینامیکی با افزایش عدد رینولدز است که در رینولدز های بالا، این شاخص افت پیدا کرده است. یک روش برای افزایش شاخص عملکرد مبدل در رینولدز های بالاتر استفاده از نانوسیال ها است. بزرگ ترین شاخص هیدرودینامیک برای

علائم یونانی

β	ضریب انبساط گرمایی	$(1/K)$
δ	نسبت انحنای کوئل	(r/R_c)
ε	آهنگ اتلاف آشفتگی	(m^2s^{-3})
θ	زاویه محوری کوئل نسبت به ورودی	
μ	لزجت دینامیکی	(Ns/m^2)
η	شاخص عملکرد ترموهیدرودینامیکی	
ρ	چگالی	(kg/m^3)
ϕ	غلظت حجمی نانوذرات (%)	
τ	تنش برشی	(Pa)
$\dot{\gamma}$	آهنگ کرنش	$(1/s)$

منابع

- [1] J.C. Maxwell, Treatise on Electricity and Magnetism, Clarendon Press, Oxford, U.K, 1881.
- [2] S.U.S. Choi, J. Eastman, Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, 1995.
- [3] Z. Wu, L. Wang, B. Sunden, Pressure drop and convective heat transfer of water and nanofluids in a double-pipe helical heat exchanger, Applied Thermal Engineering, 60 (2013) 266-274.
- [4] S. Vashisth, V. Kumar, K. Nigam, A Review on the Potential Applications of Curved Geometries in Process Industry, Industrial & Engineering Chemistry Research 47 (2008) 3291-3337.
- [5] M.H. Kayhani, M. Nazari, H. Soltanzadeh, M. Heyhat, F. Kowsary, Experimental analysis of turbulent convective heat transfer and pressure drop of Al₂O₃/water nanofluid in horizontal tube, Micro & Nano Letters, IET, 7 (2012) 223-227.
- [6] P. Naphon, S. Wongwises, A review of flow and heat transfer characteristics in curved tubes, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 10 (2006) 463-490.
- [7] F. Sarrafzadeh Javadi, S. Sadeghipour, S. Rahman, G.

کردن نانوذرات آلومینیوم اکسید به سیال پایه باعث افزایش انتقال گرما و افت فشار جریان در لوله‌های مارپیچ گردید که برای $\phi=0.2\%$ ، عدد ناسلت 10% و ضریب اصطکاک 8% نسبت به سیال پایه افزایش یافته است.

با افزایش نسبت انحنای، در اعداد دین برابر، ضریب اصطکاک و عدد ناسلت افزایش یافته است. بررسی تأثیر استفاده از کوئل‌های مارپیچ به جای لوله‌های مستقیم و نانوسیال‌ها به جای سیال پایه بر شاخص عملکرد ترموهیدرودینامیکی به عنوان دو روش افزایش انتقال گرما نشان داده شد که استفاده از کوئل‌های مارپیچ مقدار این شاخص را افزایش داده و با کاهش نسبت انحنای از $\delta=0.43\%$ تا $\delta=0.26\%$ این مقدار 7% افزایش می‌یابد.

فهرست علائم

علائم لاتین

C_p	ظرفیت گرمایی ویژه	$(J.kg^{-1}.K^{-1})$
D	قطر مارپیچ	
H	گام کوئل مارپیچ	(m)
h	ضریب انتقال گرما	$(W.m^{-2}.K^{-1})$
k	انرژی جنبشی آشفتگی	(m^2s^{-2})
K	شاخص پایداری	$(kgs^{n-2}m^{-1})$
L	طول کوئل	(m)
N	تعداد دور	
n	شاخص رفتار پاورلا	
P	فشار	(Pa)
R	شعاع کوئل	(m)
y^+	فاصله بی بعد از دیوار	$(yu_{\tau}v^{-1})$

اعداد بی بعد

Dn	عدد دین	$(yu_{\tau}v^{-1})$
Nu	عدد ناسلت	(hdK^{-1})
Re	عدد رینولدز	$(\rho u \mu^{-1})$

- Colloids, Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects, 276 (2006) 34-39.
- [17] H. Xie, L. Chen, Q. Wu, Measurements of the viscosity of suspensions (nanofluids) containing nanosized Al₂O₃ particles, High Temperatures - High Pressures, 37 (2008) 127-135.
- [18] T.H. Shih, W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, J. Zhu, A New k-(Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation, Comput. Fluids, 24 (1994) 227-238.
- [19] V. Ranade, Computational Flow Modelling For Chemical Reactor Engineering, in, Academic Press, London, 2002.
- [20] J. Js, S. Mahajani, J. Mandal, K. Iyer, P.K. Vijayan, CFD analysis of single-phase flows inside helically coiled tubes, Computers & Chemical Engineering, 34 (2010) 430-446.
- [21] M. Bizhani, E. Kuru, Modeling Turbulent Flow of Non-Newtonian Fluids Using Generalized Newtonian Models, ASME 2015 34th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, (2015) 623-632.
- [22] W. Aly, Numerical study on turbulent heat transfer and pressure drop of nanofluid in coiled tube-in-tube heat exchangers, Energy Conversion and Management, 79 (2014) 304-316.
- [23] M. Wolfshtein, The Velocity and Temperature Distribution of One-Dimensional Flow with Turbulence Augmentation and Pressure Gradient, International Journal of Heat and Mass Transfer, 12 (1969) 301-318.
- [24] W.P. Jones, B. Launder, The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence, International Journal of Heat and Mass Transfer, 15 (1972) 301-314.
- [25] ANSYS FLUENT 12.0 UDF Manual, in, 2011, pp. 14-16.
- [26] S. V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, in, Hemisphere, Washington, DC, 1980, pp. 60-74.
- [27] J. Js, S. Mahajani, J. Mandal, P. K. Vijayan, R. Bhoi, Experimental CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchanger, Chemical Engineering Research & Design, 86 (2008) 221-232.
- [28] P. Mlynarczyk, P. Cyklis, The Influence of the Spatial Discretization Methods on the Nozzle Impulse Flow Simulation Results, Procedia Engineering, 157 (2016) BoroumandJazi, B. Rahmati, M.M. Elias, M.R. Sohel, The effects of nanofluid on thermophysical properties and heat transfer characteristics of a plate heat exchanger, International Communications in Heat and Mass Transfer, 44 (2013) 58-63.
- [8] A. Akbarinia, A. Behzadmehr, Numerical study of laminar mixed convection of a nanofluid in horizontal curved tubes, Applied Thermal Engineering, 27 (2007) 1327-1337.
- [9] A. Akbarinia, R. Laur, Investigating the diameter of solid particles effect on a laminar nanofluid flow in a curved tube using two phase approach, International Journal of Heat and Fluid Flow, 30 (2009) 706-714.
- [10] J. Choi, Y. Zhang, Numerical simulation of laminar forced convection heat transfer of Al₂O₃-water nanofluid in a pipe with return bend, International Journal of Thermal Sciences 55 (2012) 90-102.
- [11] G. Huminic, A. Huminic, Heat transfer characteristics in double tube helical heat exchangers using nanofluids, International Journal of Heat and Mass Transfer, 54 (2011) 4280-4287.
- [12] M. Kahani, S. Zeinali Heris, S. M. Mousavi, Effects of Curvature Ratio and Coil Pitch Spacing on Heat Transfer Performance of Al₂O₃ /Water Nanofluid Laminar Flow through Helical Coils, Journal of Dispersion Science and Technology, 34 (2013) 1704-1712.
- [13] S. Pawar, V. Sunnapwar, Experimental studies on heat transfer to Newtonian and non-Newtonian fluids in helical coils with laminar and turbulent flow, Experimental Thermal and Fluid Science, 44 (2013) 792-804.
- [14] S. Pawar, V. Sunnapwar, Experimental and CFD investigation of convective heat transfer in helically coiled tube heat exchanger, Chemical Engineering Research and Design, 92 (2014) 2294-2312.
- [15] D. Majidi, H. Alighardashi, F. Farhadi, Experimental studies of heat transfer of air in a double-pipe helical heat exchanger, Applied Thermal Engineering, 133 (2018) 276-282.
- [16] W. Tseng, F. Tzeng, Effect of Ammonium Polyacrylate on Dispersion and Rheology of Aqueous ITO Nanoparticle

- 781-789.
- [33] V. Gnielinski, Heat Transfer Coefficients for Turbulent Flow in Concentric Annular Ducts, *Heat Transfer Engineering*, 30 (2009) 431-436.
- [34] V. Gnielinski, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int Chem Eng* 16 (1976) 359-363.
- [35] V. Gnielinski, Heat transfer and pressure drop in helically coiled tubes, *Heat Transfer, Proceedings of the International Heat Transfer Conference*, 6 (1986) 2847-2854.
- [36] J.-F. Fan, W.K. Ding, J.-F. Zhang, Y. L. He, W.-Q. Tao, A performance evaluation plot of enhanced heat transfer techniques oriented for energy-saving, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (2009) 33-44.
- 396-403.
- [29] M. Heyhat, F. Kowsary, A. Rashidi, M.H. Momenpour, A. Amrollahi, Experimental investigation of laminar convective heat transfer and pressure drop of water-based Al₂O₃ nanofluids in fully developed flow regime, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44 (2013) 483-489.
- [30] Y. Xuan, W. Roetzel, Conception for Heat Transfer Correlation of Nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43 (2000) 3701-3707.
- [31] B. Choon Pak, Y. Cho, Hydrodynamic and Heat Transfer Study of Dispersed Fluids With Submicron Metallic Oxide Particle, *Experimental Heat Transfer* 11 (1998) 151-170.
- [32] E. F. Schmidt, Wärmeübergang und Druckverlust in Rohrschlangen, *Chemie Ingenieur Technik* 39 (1967)

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

S.Sh. Mazafarie, K. Javaherdeh, Z.Z. Talab, *Numerical Simulation of Heat Transfer Turbulent Flow for Non-Newtonian Nanofluid in a Double Pipe Helical Heat Exchanger*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(1) (2021) 221-240.

DOI: [10.22060/mej.2019.16033.6256](https://doi.org/10.22060/mej.2019.16033.6256)



