مجموعه مقالات دومين كنفرانس بينالمللى تهويهمطبوع و تاسيسات حرارتى و برودتى بیرجند، دانشگاه بیرجند، 6 و 7 مہر 1395



مهندسی مکانیک مدر س mme.modares.ac.ir



شبیه سازی عددی جریان آشفته نانوسیال در مبدل حرارتی دولوله با پرههای دایروی

امىد قنىرى اصلى 1* ، كوروش جواھرده 2

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت 2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت omidghanbari@msc.guilan.ac.ir ،4188975658 رشت، صندوق پستى

چکیدہ

در مطالعه حاضر، تاثیر نانوسیال و قرار گرفتن پرههای دایروی روی دیواره بیرونی لوله داخلی در مبدل دولوله تحت رژیم جریان آشفته بهصورت عددی شبیهسازی شده است. تاثیر قرارگیری پرهها با ارتفاعها h= 1mm, 2mm, 3mm و گامهای pt= 0.5, 0.1, 0.2 وی لوله داخلی بررسی و تاثیر نانوسیال آب- اکسید آلومینیوم با کسر حجمی %2 .%1 🔎 مطالعه شد. مطالعه در محدوده جریان آشفته با عدد رینولدز 10000 Re< 5000 انجام شد و شبیهسازی نشان داد که افزودن پرههای دایروی روی لوله داخلی موجب افزایش انتقال حرارت به میزان %12-4 میشود. اضافه کردن نانوذرات اكسيد ألومينيوم به أب باعث افزايش عدد ناسلت مىشود و هر چه كسر حجمى بالاتر باشد، ميزان افزايش عدد ناسلت بيشتر است. با افزايش ارتفاع پرمها و كاهش گام أنها انتقال حرارت و افت فشار، افزایش می یابند ولی میزان افزایش افت فشار بسیار بیشتر است که این عامل تاثیر منفی بر کارایی حرارتی مبدل دارد. استفاده از نانوسیال افت فشار را اندکی افزایش میدهد ولی کارایی حرارتی مبدل پرهدار را بهبود میبخشد.

کلید واژگان: مبدل دو لوله، یره دایروی، نانوسیال، جریان آشفته

Numerical simulation of nanofluid turbulent flow in double pipe heat exchanger equipped with circular fins

Omid Ghanbari Asli^{*}, Koroush Javaherde

Department of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran * P.O.B. 4188975658, Rasht, Iran, omidghanbari@msc.guilan.ac.ir

ABSTRACT

In this study, a double-pipe heat exchanger under turbulent flow conditions was numerically simulated. The simulations aimed for the effect of nanofluid and circular fins on the outer wall of the inner pipe. Fins with different heights (1mm, 2mm, 3mm) and pitches (0.05, 0.1, 0.2) are considered as simulation variables. Furthermore, the effect of the water-Al2O3 (with the varied volume concentration of 1-2%) was studied. The range of Reynolds number for turbulent flow is changed between 5000 and 100000. The results revealed that the use of circular fins on the inner pipe yield 4-12% increase in the heat transfer rate. Moreover, adding the nanofluid of Al2O3 to water increases the Nusselt number, in which the Nusselt number increases with nanoparticles concentration. Increase of fin height as well as decrease of pin pitch improves heat transfer and increases pressure drop. Pressure drop found to be more sensitive to fin geometry variation, which has negative effect on thermal performance efficiency of heat exchanger. Subsequently, it was noticed that, using nanofluid slightly affects the pressure drop but it drastically increases the efficiency of fin equipped heat exchanger.

Keywords: Double pipe heat exchanger, Circular fins, Nanofluid, Turbulent flow

محققان افزایش کارایی مبدلهای حرارتی بوده است. مطالعات مختلف نشان داد که افزودن نانوذرات به سیال، خواص انتقال حرارتی آن را بهبود میبخشد [4]. فتوكيان و همكاران [5] افت فشار و انتقال حرارت نانوسيال آب- اكسيد مس را در داخل لولهی دایروی با شرط مرزی دما ثابت برای جریان آشفته بررسی کردند و بهبود انتقال حرارت بهوسیله نانوسیال را گزارش کردند. لی و همکاران [6] مشاهده کردند نانوذرات اکسید سرامیک که حاوی CuO و است در آب و اتیلن گلیکول رسانش گرمایی بیشتری را ایجاد AL_2O_3 می کند. زینعلی و همکاران [7] به بررسی انتقال حرارت جابجایی در یک مبدل حرارتي حلقوى هممركز تحت شرط مرزى دما ثابت روى لولهى داخلي و رژیم جریان آرام به صورت تجربی پرداختند، آن ها از نانوسیال آب- اکسید آلومینیوم در تحقیق خود استفاده کردند. نتایج آنها نشان میدهد که با افزایش کسر حجمی نانوذرات، انتقال حرارت بهبود می یابد. مطالعات نشان

1- مقدمه

بهبود کارایی مبدل های حرارتی همواره محرک کشف و طراحی روش های جدید است. مبدل حرارتی دولوله در صنایع مختلف مانند صنایع غذایی، شیمیایی، هستهای و سامانههای حرارتی و برودتی کاربرد بسیار دارد، این نوع مبدل بهعلت سادگی و هزینه کم برای ساخت موردتوجه بسیاری از توليدكنندگان قرار گرفته است. محققان مختلفی بر روی هندسه دولوله مطالعه کردهاند. لوندبرگ و همکاران [1] مطالعات تجربی و تحلیلی روی هندسه دولوله با جریان آرام هوا انجام دادند. کیس و لیونینگ [2] به صورت تجربی جریان آشفته هوا را در مبدل های حرارتی دو لوله مورد بررسی قرار دادند. اسکودیدر و همکاران [3] مطالعهای تجربی و عددی با استفاده از سیالات غیرنیوتونی در هندسه دولوله هممرکز و غیرهممرکز با چرخش و بدون چرخش استوانه داخلی تحت جریان آرام انجام دادند. همواره هدف

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید: O. Ghanbari Asli, KJavaherde, Numerical simulation of nanofluid turbulent flow in double pipe heat exchanger equipped with circular fins, Modares Mechanical Engineering, Proceedings of the Second International Conference on Air-Conditioning, Heating and Cooling Installations, Vol. 16, No. 13, pp. 51-55, 2016 (in Persian (هارسي, 1996))

مى دهد كه با افزايش آشفتگى جريان انتقال حرارت بهبود مى يابد [8]. كايت پايبون و همكاران [9] با قرار دادن پره هاى دايروى درون لوله افزايش -5 20% عدد ناسلت و افزایش 4-1.5 برابری ضریب اصطکاک را گزارش کردند. انواری و همکاران [10] حلقههای کنیکال در لوله قرار دادند و توانستند انتقال حرارت را افزایش دهند. بوداک و همکاران [11] با قرار دادن آشفتهساز در ورودی مبدل حرارتی دولوله و چرخشی کردن جریان بهبود انتقال حرارت را گزارش کردند. ساندر و شارما [12] با بهکارگیری نانوسیال اکسید آلومینیوم با کسر حجمی %0.5 در یک لوله معمولی، %30 افزایش انتقال حرارت را گزارش کردند، آنها این آزمایش را با قرار دادن نوار مارپیچ در لوله تکرار كردند و 42% افزایش انتقال حرارت نسبت به حالت پایه مشاهده شد.

در مطالعهی حاضر نوع جدیدی از مبدل حرارتی دولوله با قرار دادن پرههای دایروی بر روی سطح خارجی لوله داخلی همراه با نانوسیال بهصورت عددی شبیهسازی میشود. مولفههای هندسی موثر بر انتقال حرارت جابجایی اجباری و افت فشار تحت رژیم جریان آشفته بررسی می شود و کارایی مدل پیشنهادی با مبدل حرارتی ساده مقایسه می گردد.

2- تعريف مساله

در "شکل 1" هندسهی مبدل حرارتی دولوله با پرههای دایروی روی دیوارهی بيروني لوله داخلي مشاهده مي شود. جريان آشفته و انتقال حرارت جابجايي اجباری برای نانوسیال در این مبدل حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است. جریان با دمای T_i و سرعت یکنواخت u_i وارد محفظه بین دولوله می شود. دیوارهی لولهی داخلی تحت شار حرارتی ثابت q_i=cte قرار دارد و دیوارهی لوله بیرونی عایق ($q_0=0$) است. اختلاف دما بین سیال ورودی و دیوارهی لوله ى داخلى باعث ايجاد انتقال حرارت مىشود. طول مبدل L=1600 mm و قطر لوله داخلی $D_{\rm o}{=}20{
m mm}$ و قطر لوله خارجی $D_{
m o}{=}20{
m mm}$ است. تاثیر پره ها با ضخامت ثابت t=1mm و ارتفاعهای h=1,2,3mm ها با ضخامت ثابت S=80,160,320mm بر انتقال حرارت و افت فشار بررسی شد. گام پره به صورت $Pt = \frac{s}{r}$ تعریف می شود. رفتار هیدرودینامیکی و حرارتی نانوسیال به صورت تکفاز بررسی شد.

3- معادلات حاکم، شرایط مرزی و روش حل عددی 1-3- معادلات حاكم



معادلات حاکم بر جریان نیوتونی، آشفته، پایا و تراکم پذیر شامل معادلات

Fig.1 schematic of double pipe heat exchanger with circular fins on outer wall of inner pipe **شکل 1** نمای مبدل حرارتی دولوله با پره دایروی روی لوله داخلی

پیوستگی، ممنتوم، انرژی، انرژی جنبشی آشفتگی و اتلاف انرژی آشفتگی مطابق تحقيق وائل [13]اعمال مي گردد. اضافه شدن نانوذرات اكسيدآلومينيوم به آب باعث تغییر در چگالی، گرمای ویژه، ضریب هدایت حرارتی و ویسکوزیتهی سیال پایه می شود و روابط (1) تا (4) به ترتیب برای تصحیح خاصیتهای ذکر شده به کار میروند [14]: چگالی نانو سیال:

$$\rho_{nf} = \varphi \rho_n + (1 - \varphi) \rho_{bf}$$
(1)
$$\frac{K_{nf}}{K_{bf}(\tau)} = 1 + 8.733 \varphi$$
(2)

$$C_{p,nf} = \frac{\varphi(\rho C_p)_n + (1 - \varphi)(\rho C_p)_{bf}}{\varphi \rho_n + (1 - \varphi)\rho_{bf}}$$
(3)

$$\frac{\mu_{\rm nf}}{\mu_{\rm bf}(T)} = \exp\left(\frac{5.989\varphi}{0.278 - \varphi}\right)$$

 μ در روابط (1) تا (4)، φ درصد حجمی نانوذرات، T دما، ρ چگالی، μ ویسکوزیته، K ضریب هدایت حرارتی و Cp ظرفیت گرمایی است. زیرنویس های nf ،n ،bf بهترتیب نشانگر سیال پایه، نانوذره و نانوسیال هستند. همچنین خصوصیات ترموفیزیکی آب و نانوذره اکسید آلومینیوم در جدول 1 آمده است.

برای بررسی رفتار ترموهیدرولیکی و حرارتی مبدل حرارتی از اعداد بیبعد روابط (5) تا (9) استفاده شده است:

عدد رینولدز:
Re =
$$\frac{\rho U_i D_H}{\mu}$$
 (5)

عدد ناسلت محلی و میانگیر

$$Nu = \frac{q_i D_H}{(T_w - T_b)K}$$
(6)
$$Nu_{avg} = \frac{1}{L} \int Nu_x d_x$$
(7)

ضريب اصطكاك: $2\Delta PD_{H}$ (8)

$$eff = \frac{\left(\frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_{\text{bs}}}\right)}{\binom{f}{f_{\text{bs}}}} \tag{9}$$

در روابط (5) تا $DH=D_0-D_i$ فطر هیدرولیکی و ΔP افت فشار در مبدل است. زیر نویسهای b ،w و bs به ترتیب نشانگر دیواره، حالت بالک و حالت یایه است.

14	آلومينيوم	و اکسید	[15]	ی آب	وفيزيك	تره	خواص	جدول1
----	-----------	---------	------	------	--------	-----	------	-------

Table 1 thermophysical properties of water and Al ₂ O ₃								
$F(T) = A_4 T^4 + A_3 T^3 + A_2 T^2 + A_1 T^1 + A_0$								
		$\rho \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)$	$C_p\left(\frac{J}{kgK}\right)$	<i>к</i> (W / mK)	$\mu \left(\frac{\text{kg}}{\text{ms}} \right)$			
	A_0	1227.8	4631.9	1.5362e-8	0.33158			
آب	A_1	-3.0726	-1.478	-2.261e-05	-0.0037524			
	A_2	0.011778	-0.0031078	0.010879	1.6028e-5			
	A_3	-1.5629e-5	1.1105e-5	-1.0294	-3.055e-8			
	A_4	0	0	0	2.1897e-11			
Al ₂ O ₃		3900	880	42.34	-			

Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-05-16]

a;Du

2-3- شرايط مرزى

برای مطالعه جریان آشفته، مبدل حرارتی بهصورت سهبعدی شبیهسازی شده است. همان طور که در "شکل 2" دیده می شود به علت تقارن محوری مبدل حرارتی مورد مطالعه، فضای حل نیمی از آن در نظر گرفته شد. بر روی دیواره ها شرط عدم لغزش، شار حرارتی ثابت روی دیواره ی لوله داخلی و عایق بودن دیواره ی لوله خارجی اعمال شده است. به علت تعداد و ضخامت کم پره ها در مقابل طول لوله، پره ها عایق در نظر گرفته شدند. جریان با سرعت و دمای یکنواخت وارد مبدل حرارتی می شود. در خروجی شرط مرزی فشار اعمال شده است.

3-3- مدلسازی عددی

برای مدلسازی عددی از بسته نرمافزاری انسیس فلوئنت¹ 15 استفاده شد. همانطور که در "شکل 2" دیده میشود هندسه سهبعدی تولید و نیمی از مبدل حرارتی به علت تقارن مدلسازی شد. شبکهبندی به صورت ساختاریافته ایجاد شد و به علت حساسیت محاسبات در نزدیکی دیوارهها و ورودی از شبکهبندی کوچک تر استفاده شد. معادلات حاکم بر مساله در این نرمافزار به روش حجم محدود حل میشوند. از تابع دیواره استاندارد برای محاسبهی متغیرهای جریان مغشوش در شبکه مجاور دیواره لوله استفاده میشود. جهت حل مساله از حل گر فشارمبنا و برای ارتباط فشار و سرعت از الگوریتم سیمپل² استفاده شد. برای گسستهسازی معادلات ممنتوم و انرژی از طرح بالادست مرتبه دوم استفاده شده است و معیار همگرایی برای کار حاضر برای تمامی متغیرهای حل³0 در نظر گرفته شد.

4- نتایج حل عددی و بحث

1-4- بررسی استقلال نتایج عددی از شبکهبندی و اعتبارسنجی

برای بررسی استقلال نتایج عددی از شبکه هندسی مبدل حرارتی پرهدار با گام 0.05 و ارتفاع پره 2mm مدلسازی شد و تغییرات عدد ناسلت برای



Fig. 2 schematic of geometry and used mesh in study شکل 2 نمایی از شبکهبندی و هندسهی مورد مطالعه

جریان آب با عدد رینولدز ورودی 5000 بررسی شد نتایج مدلسازی با تعداد سلولهای مختلف در جدول 2 آمده است، همان طور که دیده می شود شبکه بندی با تعداد سلول بیشتر از 223920 تغییر محسوسی در عدد ناسلت میانگین ایجاد نمی کند و نسبت ظاهری شبکه بندی 44 انتخاب شد.

"شکل 3" نتایج حل عددی مطالعهی حاضر برای هندسه بدون پره در اعداد رینولدز را نشان میدهد. نتایج مطالعهی حاضر، برای آب با نتایج روابط گلینسکی – پتخوف [8]:

$$Nu = \frac{(\text{Re}-1000)(f/_8)\text{Pr}}{1+12.7(f/_8)^{0.5}(\text{Pr}^{\frac{2}{3}}-1)}$$
(10)

$$f = (-1.64 + 0.79 \text{Ln(Re)})^{-2}$$
(11)

نانوسیال اکسید آلومینیوم با کسر حجمی 1% با رابطه پاک و چو [16]: $Nu = 0.2I \mathbf{Re}_{nf}^{0.8} P r_{nf}^{0.5}$ (12)

مقایسه شد. همانطور که دیده میشود نتایج حل عددی مطابقت خوبی با روابط پیشنهادی دارند.

4-2- بررسی تاثیر گام پرەھا

تأثیر گام پرهها (Pt) بر روی عدد ناسلت (Nu)، ضریب اصطکاک (f) و کارایی حرارتی (eff) در "شکل 4" نشان داده شده است. مدل سازی جریان آب برای دو هندسهی بدون پره (Smooth) و پرهدار (finned) با گام های 0.05، 0.1 و 0.2 انجام شد. همان طور که در "شکل 4" دیده می شود، وجود پرهها موجب افزایش انتقال حرارت و افزایش افت فشار می شود و گام پرهها با انتقال حرارت و افت فشار رابطهی عکس دارد و پرههای با گام کوچکتر، انتقال حرارت بیشتری را نشان می دهد به طوری که پرههای با گام 500 عدد انتقال حرارت ایشان می دهد به طوری که پرههای با گام 20 عدد ناسلت را %8 تا %9 افزایش می دهد. دلیل افزایش انتقال حرارت و افت ناسلت را %8 تا %9 افزایش می دهد. دلیل افزایش انتقال حرارت و افت شدید فشار، افزایش آشفتگی جریان به علت وجود پرهها است. همان طور که در "شکل 4" دیده می شود منحنی کارایی حرارتی مبدل پرهدار با گام 0.2



Fig. 3 Comparison between results of present study and results of Gnielinski-Petkhove and pak and cho studies

شکل 3 مقایسه نتایج مطالعه حاضر با مدلهای گلینسکی – پتخوف و پاک و چو

جدول 2 تاثير تعداد سلولها بر عدد ناسلت

Table 2 Effect of cells number on Nusselt number							
تعداد سلول	153168	195272	223920	269324	331428		
Nu	49.73732	45.34561	44.68539	44.67143	44.67094		

¹ Ansys Fluent ² Simple algorithm

------ Nu, smooth _____ Nu, pt=0.05 —△— Nu, pt=0.1 -··☆-·· Nu, pt=0.2 -⊞— f, pt=0.05 -⊕— f, pt=0.1 f, smooth -**4**− f, pt=0.2 ----- eff, pt=0.05 ----- eff, pt=0.1 ---- eff, pt=0.2 0.18 1 1.0 0.16 0.9 600 0.14 0.8 0.12 0.7 _H 400 0.10 Nu 0.6 0.08 200 0.06 0.5 0.04 0.4 0.02 0.3 30k 70k 110k 10k 20k 40k 50k 60k 80k 90k 100k 120k

Fig. 4 Effect of fins with diffrent pitch on Nusselt number, friction factor and heat performace efficiency.

شكل 4 تاثير گام پره ها بر عدد ناسلت، ضريب اصطكاك و كارايي حرارتي



Fig. 5 Effect of fins with different highs on Nusselt number, friction factor and heat performace efficiency.

شکل 5 تاثیر ارتفاع پرهها بر عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و کارایی حرارتی



Fig. 6 Effect of using nanofluid with diffrent volume concentration on Nusselt number, friction factor and heat performace efficiency.
شکل 6 تاثیر کسر حجمی نانو سیال بر عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و کارایی
حرارتی بر مبدل حرارتی دولوله پره دار و بدون پره

دارد. با افزایش ارتفاع پرهها، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک را افزایش میدهد ولی بهعلت افزایش بیشتر افت فشار کارایی حرارتی کاهش مییابد. استفاده از نانوذرات باعث بهبود کارایی حرارتی مبدل پرهدار شد.

6- مراجع

- [1] R. Lundberg, P. McCuen, W. C. Reynolds, Heat transfer in annular passages. Hydrodynamically developed laminar flow with arbitrarily prescribed wall temperatures or heat fluxes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 6, No. 6, pp. 495-529, 1963.
- [2] W. Kays, E. Leung, Heat transfer in annular passages-

4-3- بررسی تاثیر ارتفاع پرەھا

"شكل 5" تأثير ارتفاع پرهها بر عدد ناسلت، ضريب اصطكاك و كارايي حرارتی برای جریان آب در مبدل با گام ثابت 0.2 و ارتفاعهای متفاوت پرهها را نشان میدهد. افزایش ارتفاع پرهها باعث افزایش عدد ناسلت و ضریب اصطکاک میشود ولی تاثیر ارتفاع پرهها بر اصطکاک بسیار بیشتر از عدد ناسلت است به طوری که پرههای به ارتفاع 3mm عدد ناسلت را بین %14-8 افزایش میدهند ولی ضریب اصطکاک را %400-240 افزایش میدهد در حالی که برای پرههای به ارتفاع 2mm افزایش %10-7 عدد ناسلت و افزایش 60-106% ضريب اصطكاك مشاهده مي شود. به دليل افزايش كمتر افت فشار توسط پرههای با ارتفاع کمتر، منحنی کارایی حرارتی پرهها با ارتفاع کمتر بالاتر قرار می گیرد. درصد افزایش عدد ناسلت در محدوده اعداد رینولدزهای يايين (12000-5000) بيشتر است بهعنوان مثال مبدل با يرههايي به ارتفاع 2mm در عدد رینولدز 5000، عدد ناسلت را نزدیک به 12% افزایش می دهد در حالی که در عدد رینولدز 100000، تنها افزایش 4 درصدی عدد ناسلت مشاهده می شود، می توان دلیل این اتفاق را تاثیر بیشتر افزایش آشفتگی جریان بر انتقال حرارت در محدوده اعداد رینولدز پایین تر دانست که موجب انتقال حرارت و افت فشار بیشتر در اعداد رینولدز پایین تر می شود در حالی که در اعداد رینولدز بالا وجود پرهها تاثیر کمتری بر آشفتهسازی جریان دارد.

4-4- بررسى تاثير افزودن نانوذرات

"شكل 6" تأثير افزودن نانوذرات به سيال با كسر حجمى (φ) متفاوت بر مبدل حرارتى دو لوله با پرەهايى به ضخامت Imm و ارتفاع 2mm و با گام 2.0 را نشان هد. لازم به ذكر است كه مبناى محاسبهى كارايى حرارتى مبدل حرارتى پرەدار با جريان نانوسيال، مبدل حرارتى پرەدار با جريان آب است. افزودن نانوذرات به آب با كسرهاى حجمى %1 و %2 علاوه بر افزايش -13 %1 عدد ناسلت موجب افزايش ضريب اصطكاك شد، با اينحال افزودن نانوذرات به سيال پايه كارايى حرارتى مبدل پرەدار و بدون پره را بهبود بخشيد. همان طور كه در "شكل 6" مشاهده مى شود استفاده از نانوسيال در مبدل پرەدار كارايى حرارتى را بيشتر از مبدل بدون پره افزايش مىدهد البته لازم به ذكر است كه براى جريان نانوسيال از عدد رينولدز 37000 به بعد كارايى حرارتى مبدل بدون پره كاهش مى يابد ولى در مبدل پرەدار افزودن نانوذرات به سيال در تمام محدوده عدد رينولدز بررسى شده افزايش كارايى حرارتى را نشان مىدهد.

5- نتيجه گيرى

در مطالعهی حاضر، تاثیر افزودن پرههای دایروی روی دیواره مبدل حرارتی دولوله و نانوذرات به سیال پایه بهصورت عددی بررسی شد.

نتایج نشان دادند افزودن پرههای دایروی روی لوله داخلی مبدل حرارتی دولوله آشفتگی جریان را افزایش میدهد و موجب افزایش انتقال حرارت و افزایش افت فشار میشود. مدلسازی عددی نشان داد که برای پرههای با ارتفاع یکسان، کمترین گام پرهها (Pt=0.05) یشترین افزایش عدد ناسلت را

- [10] A. Anvari, R. Lotfi , A. Rashidi, S. Sattari, Experimental research on heat transfer of water in tubes with conical ring inserts in transient regime, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 5, pp. 668-671, 2011.
- [11] N. Budak, H. Yucel, Z. Argunhan, Experimental and Numerical Investigation of the Effect of Turbulator on Heat Transfer in a Concentric-type Heat Exchanger, *Experimental Heat Transfer*, Vol. 29, No. 3, pp. 322-336, 2016.
- [12] L. S. Sundar, K. Sharma, Turbulent heat transfer and friction factor of Al 2 O 3 nanofluid in circular tube with twisted tape inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, No. 7, pp. 1409-1416, 2010.
- [13] W. I. Aly, Numerical study on turbulent heat transfer and pressure drop of nanofluid in coiled tube-in-tube heat exchangers, *Energy Conversion and Management*, Vol. 79, pp. 304-316, 2014.
- [14] M. Heyhat, F. Kowsary, A. Rashidi, M. Momenpour, A. Amrollahi, Experimental investigation of laminar convective heat transfer and pressure drop of water-based Al 2 O 3 nanofluids in fully developed flow regime, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 44, pp. 483-489, 2013.
- [15] J. Jayakumar, S. Mahajani, J. Mandal, P. Vijayan, R. Bhoi, Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers, *chemical engineering research and design*, Vol. 86, No. 3, pp. 221-232, 2008.
- [16] B. C. Pak, Y. I. Cho, Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Experimental Heat Transfer an International Journal*, Vol. 11, No. 2, pp. 151-170, 1998.

hydrodynamically developed turbulent flow with arbitrarily prescribed heat flux, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 6, No. 7, pp. 537-557, 1963.

- [3] M. Escudier, P. Oliveira, F. Pinho, Fully developed laminar flow of purely viscous non-Newtonian liquids through annuli, including the effects of eccentricity and inner-cylinder rotation, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 23, No. 1, pp. 52-73, 2002.
- [4] W. Yu, D. M. France, J. L. Routbort, S. U. Choi, Review and comparison of nanofluid thermal conductivity and heat transfer enhancements, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 29, No. 5, pp. 432-460, 2008.
- [5] S. Fotukian, M. N. Esfahany, Experimental study of turbulent convective heat transfer and pressure drop of dilute CuO/water nanofluid inside a circular tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, No. 2, pp. 214-219, 2010.
- [6] S. Lee, S.-S. Choi, S. Li, and, J. Eastman, Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles, *Journal of Heat transfer*, Vol. 121, No. 2, pp. 280-289, 1999.
- [7] S. Z. Heris, M. N. Esfahany, S. G. Etemad, Experimental investigation of convective heat transfer of Al 2 O 3/water nanofluid in circular tube, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 28, No. 2, pp. 203-210, 2007.
- [8] T. L. Bergman, F. P. Incropera, A. S. Lavine, Fundamentals of heat and mass transfer: John Wiley & Sons, 2011.
- [9] V. Kongkaitpaiboon, K. Nanan, S. Eiamsa-ard, Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, No. 5, pp. 568-574, 2010.