

تحلیل آزمایشگاهی و عددی جریان سیال درون لوله اعوجاجی مجهز به نوارهای پیچی

حسین قلیان چی لنگرودی^۱، کوروش جواهرده^{۲*}

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، پردیس دانشگاهی، دانشگاه گیلان، رشت، ایران

^۲ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷/۰۲/۱۱

بازنگری: ۱۳۹۷/۰۴/۲۸

پذیرش: ۱۳۹۷/۰۶/۱۶

ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۰۶/۱۷

کلمات کلیدی:

دینامیک سیالات محاسباتی

وارپیچی

لوله اعوجاجی

عدد ناسلت

ضریب اصطکاک

خلاصه: مطالعه حاضر به شبیه سازی عددی جریان سیال نیوتنی و غیر نیوتنی درون لوله اعوجاجی، مجهز به نوارهای پیچی معمولی شیاردار در شرط مرزی شار ثابت با استفاده از روش عددی حجم محدود پرداخته است. جهت اعتبار سنجی نتایج شبیه سازی عددی با نتایج با معادلات تجربی محققان دیگر مقایسه شده است. آب به عنوان سیال نیوتنی و کربوکسی میتل سلولز در آب به عنوان سیال غیر نیوتنی استفاده شده و محدوده تغییرات اعداد رینولدز برای سیالات به ترتیب در محدوده جریان درهم در نظر گرفته شده است. مطالعه فوق کاربرد مدل های مختلف درهمی جریان، اعمال شارهای حرارتی متغیر و نیز شیار روی نوار، بر روی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک را نشان میدهد. نتایج نشان میدهد که استفاده از مدل استاندارد K- ω در جریان درهم سیال نیوتنی، نسبت به مدل های دیگر مناسب بوده و نتایج به دست آمده تطابق خوبی با داده های تجربی داشته و متوسط اختلاف نتایج برای عدد ناسلت برای نوار پیچی ساده و شیاردار به ترتیب کمتر از ۱۵/۲ و ۱۴/۴ درصد خواهد بود. از طرفی برای سیال غیر نیوتنی با شرایط یکسان، استفاده از مدل K- ϵ نسبت به مدل های دیگر مناسب تر است و متوسط مقدار اختلاف برای عدد ناسلت برای نوار پیچی ساده کمتر از ۱۰ درصد خواهد بود.

۱- مقدمه

گردند [۴-۲]. تعدادی از محققان بر روی طول های مختلف نوار پیچی در درون لوله صاف بررسی کرده اند، آنها به این نتیجه رسیدند که نوار پیچی^۴ با نصف طول اصلی نسبت به طول کامل در جریان های آرام و درهم موثرتر می باشند [۵ و ۶]. جایسانکار و همکاران^۵ [۷] بر روی نسبت های پیچشی^۶ مختلف نوار پیچی بررسی نمودند و به این نتیجه رسیدند، نوار پیچی با نسبت پیچش پایین تر منجر به افزایش انتقال حرارت، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد دمایی بالاتر در سیال می گردد. اسماعیل زاده و همکاران^۷ [۸] بر روی انتقال حرارت و ضریب اصطکاک جریان آرام نانوسیال با نوار پیچی، با ضخامت های مختلف در شار حرارتی ثابت را بررسی کرده و به این نتیجه رسیدند که نوار پیچی ضخیم تر، منجر به افزایش انتقال حرارت بالاتر نانوسیال می گردد. همچنین محققان زیادی تأثیر افزایش در تعداد نوار پیچی

عموماً انتقال حرارت را می توان با استفاده از سه روش اصلی فعال^۱، غیر فعال^۲ و ترکیبی^۳ افزایش داد که همه این روش ها، منجر به ساخت تجهیزات تبادلگر حرارتی با اندازه کوچکتر، قیمت پایین تر و کارایی بالاتر می گردد [۱]. روش های غیر فعال به دلیل سادگی در فرایند ساخت و سهولت در کاربری در مبدل های حرارتی، نسبت به روش های فعال بیشتر به کار می روند. در بین روش های غیر فعال، نوارهای پیچی به دلیل سادگی در فرایند ساخت و نصب به طور وسیعی در صنایع به کار می روند. این نوارها با ایجاد چرخش و اختلاط بیشتر در نزدیکی دیواره و بخش مرکزی جریان، افزایش طول مسیر جریان و کاهش قطر هیدرولیک منجر به افزایش انتقال حرارت می

- 1 Active
- 2 Passive
- 3 Compound

* نویسنده عهده دار مکاتبات: javaherdeh@guilan.ac.ir



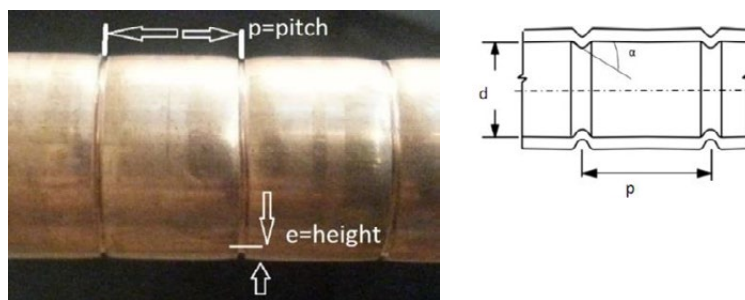
همچنین جیان جیو و همکاران^۸ [۱۵] به مطالعه عددی بر روی نوارپیچی سوراخ‌دار با پهنای مختلف، در درون لوله صاف در جریان آرام پرداختند آنها به این نتیجه رسیدند، استفاده از نوارها پیچی سوراخ‌دار منجر به افزایش انتقال حرارت در مقابل نوارپیچی معمولی می‌گردد. کانلابود و همکاران^۹ [۱۶] به صورت مطالعه عددی، تأثیرات استفاده از تعداد نوارپیچی و نسبت لقی های مختلف را بررسی کردند آنها به این نتیجه رسیدند، استفاده از نوارپیچی چندتایی منجر به افزایش بیشتر انتقال حرارت می‌گردد. سلمان و همکاران^{۱۰} [۱۷] نیز به تحلیل و شبیه‌سازی جریان سیال درون لوله صاف، مجهز شده به نوارپیچی در جریان آرام و تحت شار حرارتی ثابت پرداخته است. برای جریان سیال غیرنیوتنی نیز ریوزا‌بریب و همکاران^{۱۱} [۱۸] به تحلیل عددی جریان سیال درون لوله صاف در محدوده رینولدز ۰/۲ تا ۶۰۰ و بررسی تأثیرات استفاده از نوارهای پیچی با نسبت‌های پیچشی مختلف بر روی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک پرداخته است. علاوه بر مطالعات ذکر شده، تعداد مقالات زیادی به مروری بر استفاده از نوارهای پیچی برای حالات مختلف [۱۹-۲۶] و نیز تأثیرات استفاده از لوله‌های اعوجاجی بر روی انتقال حرارت و ضریب اصطکاک [۲۳] و [۲۷-۳۳] وجود دارد. با توجه به اهمیت سیال غیرنیوتنی در صنایع و کاربرد وسیع آنها در صنایع شیمیایی، نفتی و غذایی، ارزیابی عملکرد حرارتی این نوع سیالات به ویژه در درون لوله‌های اعوجاجی جهت انتقال حرارت از اهمیت به سزایی برخوردار است. در لوله‌های اعوجاجی ضریب انتقال حرارت و افت فشار علاوه بر وابستگی به عدد رینولدز، عدد پرانتل و نوع سیال به کار رفته، به عواملی همچون ارتفاع و گام اعوجاجی نیز بستگی دارد. آنچه که این تحقیق را نسبت به تحقیقات دیگر متمایز می‌نماید، بررسی مطالعات تجربی و مقایسه آنها با مطالعات عددی برای جریان‌های درهم سیالات (نیوتنی و غیرنیوتنی)، درون لوله اعوجاجی به جای لوله صاف به همراه استفاده از نوارهای پیچی مختلف (ساده-شیاردار) در شرایط مرزی شار ثابت می‌باشد. همچنین در این مقاله به مطالعه شبیه‌سازی عددی جریان با استفاده از روش عددی حجم محدود و بررسی تأثیرات استفاده از مدل‌های مختلف درهمی در جریان، اعمال شار حرارتی متغیر در آزمایش و

درون لوله صاف را تحلیل کردند و به این نتیجه رسیدند، افزایش تعداد نوارهای پیچی به دلیل ایجاد جریان پیچشی زیادتر منجر به افزایش بالاتر انتقال حرارت سیال می‌گردد [۲] و [۴] و [۹-۱۰]. موروگسان و همکاران^۱ [۱۱] به مطالعه تأثیرات استفاده از نوارپیچی شیاردار^۲ (شکل ۷) درون لوله صاف درون مبدل حرارتی دو لوله ای، با استفاده از نوارهای پیچی با نسبت های پیچشی مختلف (۲،۴/۴ و ۶) و در محدوده رینولدز کاری ۲۰۰۰ تا ۱۲۰۰۰ و با سیال کاری آب پرداخته اند. آنها به این نتیجه رسیدند که نوارپیچی شیاردار (شکل ۷) دارای نرخ انتقال حرارت و ضریب اصطکاک بالاتری، نسبت به نوارهای پیچی معمولی بوده و همچنین نسبت عمق شیاردار به نسبت پهنای شیاردار تأثیرات بالاتر بر روی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک می‌باشند. حسن پور و همکاران^۳ [۱۲] به بررسی تأثیر استفاده از نوارپیچی‌های شیاردار (V و U شکل) درون یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای، با داشتن لوله اعوجاجی در لوله داخلی در مبدل پرداختند، آنها به این نتیجه رسیدند نوارهای پیچی شیاردار، دارای نرخ انتقال حرارت و ضریب اصطکاک بالاتری نسبت به نوارهای پیچی معمولی می‌باشند. لنگرودی و همکاران^۴ [۱۳] نیز به مطالعه آزمایشگاهی، تأثیرات استفاده از نوارهای پیچی معمولی و شیاردار با نسبت‌های پیچشی مختلف، عمق و پهنای مختلف شیاردار، درون لوله اعوجاجی با شارحرارتی ثابت پرداختند. آنها نیز به این نتیجه رسیدند، استفاده از نوارهای پیچی شیاردار دارای ضریب عملکرد حرارتی بالاتری نسبت به نوارهای پیچی معمولی می‌باشند.

یامسا آرد و همکاران^۵ [۱۴] به تحلیل عددی تأثیرات استفاده از نوارهای پیچی با نسبت پیچش های و نسبت لقی^۶ مختلف، درون لوله صاف در جریان درهم در محدوده رینولدز ۳۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰ و همچنین به مطالعه عددی لوله مجهز شده با نوارپیچی با وجود لقی و استفاده از چهار مدل درهم پرداخته است. از نتایج به این رسیدند که مدل درهم $k-\omega$ از نوع تبدیل تنش برشی^۷ یک تطبیق بهتری نسبت به مدل‌های دیگر در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی دارد.

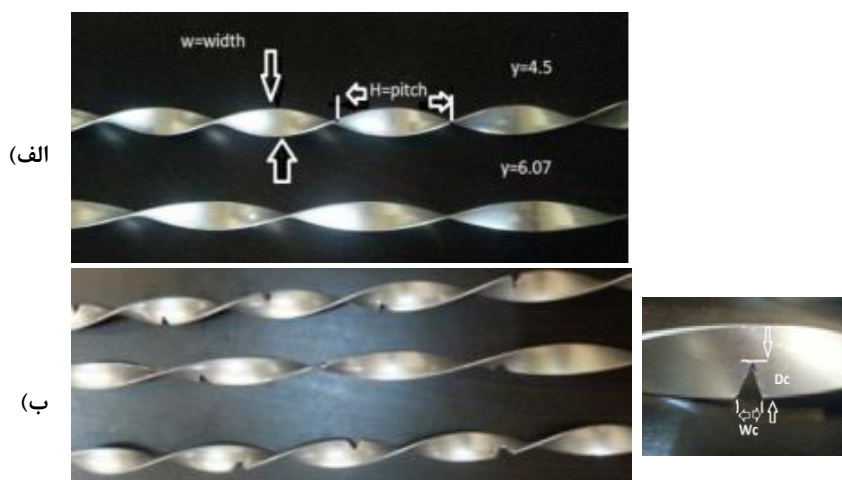
- 1 Murugesan et al
- 2 V-cut Twisted Tape (VTT)
- 3 Hasanpour et al
- 4 Langeroudi et al
- 5 Eiamsa-ard et al
- 6 Clearance
- 7 Shear stress transport (SST)

- 8 Jian Guio et al
- 9 Kunlabud et al
- 10 Salman et al
- 11 Rios-Iribe et al



شکل ۱: لوله اعوجاجی قسمت آزمایش به همراه نمایش پارامترهای آن

Fig.1: The corrugated tube of the experiment with the display of its parameters



شکل ۲: نوارهای پیچی آزمایش (الف) نوار پیچی معمولی (ب) نوار پیچی شیاردار

Fig.2: Experimental of twisted tapes a) typical twisted tapes b) V-cut twisted tapes

اعوجاجی به طول (L)، قطر خارجی (D_o)، ارتفاع اعوجاج (e) و گام اعوجاج (p) به ترتیب ۱۰۰۰ میلی متر، ۱۹ میلی متر، ۰/۵ میلی متر و ۱۸ میلی متر ساخته شده است. نوار پیچی مورد استفاده از ورقه آلومینیومی به ضخامت (t)، ۱ میلی متر و پهنای (W)، ۱۴ میلی متر بوده، در ضمن اشکال هندسی نوارهای پیچی معمولی و شیاردار (شکل ۷) مورد استفاده مطابق شکل ۲ می باشد. در جدول شماره ۱، جزئیات فنی نوارهای پیچی و مشخصات فنی سیالات کاری خلاصه شده است.

در شکل ۳ طرح شماتیک آزمایشگاهی تحقیق حاضر نشان داده شده است [۱۳]. در آزمایش‌های تجربی دو نمونه نوار پیچی (الف) معمولی (ب) شیاردار ۷ شکل استفاده شده است. این نوارها دارای نسبت پیچش ($\gamma=4/5$)، درون لوله اعوجاجی قرار می‌گیرند. در هر مرتبه از شروع آزمایش، برای محاسبه عدد ناسلت و ضریب اصطکاک

نیز اثرات شیار بر روی نوار، بر روی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک پرداخته شده است. به منظور اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی، نتایج با نتایج معادلات تجربی محققان (درون لوله صاف) و داده‌های تجربی به دست آمده از آزمایش مقایسه و تحلیل شده است. در این تحلیل از آب به عنوان سیال نیوتنی و از ۰/۲ درصد وزنی کربوکسی میتیل سلولز^۱ در آب، به عنوان سیال غیر نیوتنی (از نوع پاور لاور) استفاده شده و محدوده تغییرات اعداد رینولدز برای سیالات نیوتنی و غیر نیوتنی به ترتیب برابر با ۵۳۰۰ تا ۲۵۷۰۰ و ۲۴۰۰ تا ۶۸۰۰ در نظر گرفته شده است.

۲- تحلیل آزمایشگاهی

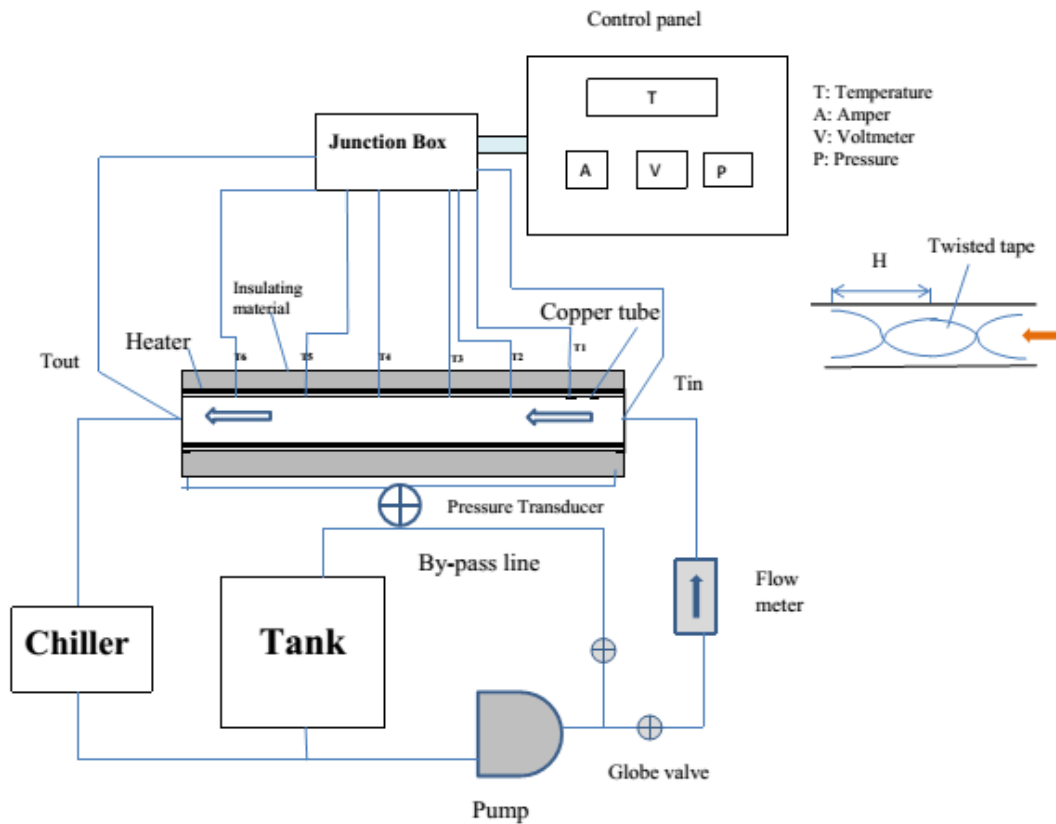
در این تحقیق، قسمت آزمایش (مطابق شکل ۱) از یک لوله مسی

1 CarboxyMethyl Cellulose (CMC)

جدول ۱: مشخصات فنی نوارهای پیچی مورد استفاده و شرایط فرایندی سیال کاری در آزمایش

Table 1: Technical specifications of the twisted tapes used and the conditions of the working fluid in the experiment

۱	مشخصات نوار پیچی	
a	متریال	آلومینیوم
b	ضخامت	۱ میلی‌متر
c	نسبت پیچش ($y = \frac{H}{W}$)	۴/۵
d	عمق شیار (D_c)	۷ میلی‌متر
e	پهنای شیار ^۲ (W_c)	۷ میلی‌متر
f	نسبت عمق ($DR = \frac{D_c}{W}$)	۰/۵
g	نسبت پهنای ^۴ ($WR = \frac{W_c}{W}$)	۰/۵
۲	شرایط فرایندی سیال	
a	سیال کاری	الف) نیوتنی : آب ب) غیر نیوتنی : ۰/۲ درصد وزنی کربوکسی میتیل سلولز در آب $m = ۰/۰۱۱$ (Pa sec ⁿ) ; $n = ۰/۹۲$
b	عدد رینولدز	الف) ۲۵۷۰۰ تا ۵۳۰۰ ب) ۶۸۰۰ تا ۲۴۰۰



شکل ۳: طرح شماتیک دستگاه آزمایش

Fig.3: Schematic of the experiment apparatus

جدول ۲: مشخصات فنی تجهیزات ابزار دقیق به همراه محدوده دقت اندازه گیری

Table 2: Technical specifications of Instrumentation equipment along with the measurement range

ردیف	نام تجهیز	نوع	پارامترهای قابل اندازه گیری	محدوده اندازه گیری	دقت اندازه گیری
۱	ترموکوپل	K فلکسیبل نوع	دمای دیواره (بر حسب سانتیگراد)	۰-۳۰۰	±۰/۱ درجه سانتیگراد
۲	ترموکوپل	K فلکسیبل نوع	دمای بالک سیال (بر حسب سانتیگراد)	۰-۳۰۰	±۰/۱ درجه سانتیگراد
۳	فشارسنج	ترانسمیتری با خروجی ۴ تا ۲۰ میلی آمپر	اختلاف فشار (بر حسب بار)	۰-۶	۰/۰۱ بار
۴	دبی سنج	توربینی	دبی حجمی (بر حسب لیتر بر دقیقه)	۰-۱۰۰	۰/۰۳ لیتر بر ثانیه

به طوری که شار حرارتی به کار گرفته شده روی لوله:

$$\dot{q} = \frac{Q_{avg}}{\pi D_o L} \quad (4)$$

بر مبنای اصل بقای انرژی، دمای سیال درون لوله (T_f) به

شرح ذیل محاسبه می گردد:

$$T_f = T_{in} + \frac{\dot{q} \pi D_o x}{\dot{m} C_p} \quad (5)$$

ضریب انتقال حرارت محلی $h(x)$ و عدد ناسلت محلی $Nu(x)$:

$$h(x) = \frac{\dot{q}}{(T_w - T_b)_x} \quad (6)$$

$$Nu(x) = \frac{h(x) D_i}{k} \quad (7)$$

جهت محاسبه ضریب انتقال حرارت متوسط (h_{avg}) و عدد

ناسلت متوسط (Nu):

$$h_{avg} = \frac{\dot{q}}{\bar{T}_w - \bar{T}_b} \quad (8)$$

$$Nu = \frac{h_{avg} D_i}{k} \quad (9)$$

در جایی که \bar{T}_w و \bar{T}_b دماهای متوسط دیواره و سیال بوده که

به شکل زیر تعریف می شود:

پارامترهایی همچون دماهای متوسط سطح، دماهای ورودی و خروجی سیال، نرخ جریان، افت فشار در طول قسمت آزمایش اندازه گیری و ثبت می شوند. همچنین در جدول ۲ مشخصات فنی تجهیزات ابزار دقیق به همراه محدوده دقت اندازه گیری نشان می دهد.

۳- معادلات

در آزمایش حاضر، نرخ انتقال حرارت سیال کاری در درون لوله با معادلات زیر محاسبه می گردد [۱۳]:

$$Q_1 = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (1)$$

همچنین نرخ انتقال حرارت با داشتن پارامتر ولتاژ (V) و

مقاومت سیم از جنس کروم-نیکل (R)، به شرح ذیل می باشد:

$$Q_2 = \frac{V^2}{R} \quad (2)$$

در شرایط حالت پایدار، متوسط نرخ انتقال حرارت Q_{avg} برابر با:

$$Q_{avg} = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v v) = -\nabla p + \nabla \cdot \mu(\nabla v) \quad (15)$$

ج) رابطه انرژی:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot v T \right) = \nabla \cdot (K \cdot \nabla T) \quad (16)$$

در جایی که متغیرهای معادلات فوق، μ ویسکوزیته دینامیکی موثر، K هدایت حرارتی موثر، p فشار، T دما، v بردار سرعت و C_p ظرفیت حرارتی در فشار ثابت است. در این تحلیل برای معادلات درهمی، از سه مدل با روابط زیر جهت حل مسئله استفاده و مقایسه شده است:

الف) مدل استاندارد $\kappa-\varepsilon$

مدل استاندارد $\kappa-\varepsilon$ در واقع یک مدل درهم پیشنهاد شده توسط لاندرو و اسپالدینگ^۱ [۳۴] که شامل دو متغیر انرژی جنبشی درهم^۲ (κ) و نرخ اتلاف درهم^۳ (ε) خواهد بود. معادلات مومنوم، ویسکوزیته درهم (μ_t) به شرح ذیل است:

$$\frac{\partial(\rho \kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \kappa u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + G_\kappa + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_\kappa \quad (17)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\kappa} (G_\kappa + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} + S_\varepsilon \quad (18)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (19)$$

در جایی که G_κ به عنوان تولید انرژی جنبشی درهمی بر اساس گرادیان سرعت متوسط، G_ε به عنوان تولید انرژی جنبشی درهمی بر اساس شناوری، Y_M بیانگر سهم درهمی بر روی نرخ اتلاف کلی، $C_{1\varepsilon}$ ، $C_{2\varepsilon}$ ، $C_{3\varepsilon}$ ثابت‌های مدل، σ_κ و σ_ε به عنوان اعداد پرانتل درهم برای متغیرهای κ و ε ، S_κ و S_ε به عنوان ترم‌های تعریف شده منابع است. مقادیر ثابت‌های مدل [۳۵] به شرح ذیل می‌باشد:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44 ; C_{2\varepsilon} = 1.92 ; C_\mu = 0.09 ; \sigma_\kappa = 1 ; \sigma_\varepsilon = 1.3$$

$$\bar{T}_w = \frac{\sum_{i=1}^n T_{wi}}{n} \quad (10)$$

$$\bar{T}_b = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (11)$$

ضریب اصطکاک (f)، برای لوله دایره ای به طول (L) و قطر

داخلی (D_i) به شرح ذیل خواهد بود:

$$f = \frac{\tau_w}{(\rho \frac{\bar{u}^2}{2})} \quad (12-الف)$$

به طوری که جهت محاسبه تنش برشی دیواره برای سیال غیر نیوتنی (پاور لاو) خواهیم داشت:

$$\tau_w = m \dot{\gamma}_w^n = \frac{\Delta P D_i}{4 L} \quad (12-ب)$$

ضریب عملکرد حرارتی (η) در واقع نسبت دو نسبت عدد ناسلت به عدد ناسلت در لوله صاف به نسبت ضریب اصطکاک به ضریب اصطکاک در لوله صاف در توان پمپاژ ثابت است که به شکل زیر تعریف می‌گردد [۱ و ۲۲]:

$$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_p} \right)}{\left(\frac{f}{f_p} \right)^{1/3}} \quad (13)$$

به طوری که Nu_p و f_p به ترتیب عدد ناسلت و ضریب

اصطکاک برای حالت استفاده از لوله صاف می‌باشد.

۴- تحلیل عددی

در شبیه‌سازی عددی، مسئله برای حالات سه بعدی، جریان درهم تحلیل شده است. در این مسئله، شارحرارتی ثابت در دیواره در نظر گرفته شده و از انتقال حرارت هدایتی در نوارپیچی و دیواره لوله نادیده گرفته شده است.

۴-۱- معادلات حاکم

معادلات حاکم جهت حل مسئله، معادلات ناویر استوکس به همراه مدل‌های به کار رفته جهت درهمی بودن شرایط جریان است.

از معادلات ناویر استوکس کلی خواهیم داشت:

الف) رابطه پیوستگی:

$$\nabla \cdot v = 0 \quad (14)$$

ب) رابطه مومنوم:

1 Launder and Spalding
2 Turbulence dissipation rate

$$\beta_1 = 0.072 ; \beta_2 = 0.072.$$

ویسکوزیته درهم (μ_t) در مدل استاندارد $k-\omega$ به شکل زیر

تعریف می‌گردد:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \quad (24)$$

۴-۲- شرایط مرزی

در تحلیل شبیه‌سازی عددی، جریان سیال غیر قابل تراکم در نظر گرفته شده است. در این تحلیل، محدوده مورد آزمایش بر روی سطح دیواره لوله ($r = \frac{d}{2}$) در معرض شار حرارتی ثابت ($\dot{q} = -k \frac{\partial T}{\partial r}$) با مقادیر معلوم است، همچنین مقادیر سرعت و دما در ورودی محدوده آزمایش به صورت پارامتر معلوم در نظر گرفته شده است. در حل مسأله، شرایط مرزی در ورودی محدوده آزمایش، ورودی سرعت^۴ و شرط مرزی در قسمت خروجی محدوده آزمایش، خروجی فشار^۵، در نظر گرفته شده است. همچنین شروط عدم لغزش، بر روی سطوح نوارپیچی و دیواره لوله، لحاظ شده است.

۴-۳- روش‌های عددی به کاررفته جهت گسسته سازی^۶

جهت گسسته سازی معادلات دیفرانسیل جزئی حاکمه، از روش حجم محدود^۷ و نیز به منظور شبیه‌سازی عددی از روش عددی حجم محدود استفاده شده است. حل مسأله با استفاده از معادلات حاکم جریان (معادلات ناویر استوکس مستقل زمان) و معادلات مربوط به مدل‌های درهمی، با استفاده از روش‌های حجم محدود جهت گسسته سازی این معادلات (مومنوم، پیوستگی، انرژی جنبشی درهم و نرخ اتلاف انرژی جنبشی درهم) با تقریب درجه دوم^۸ و نیز استفاده از روش سیمپل^۹ با کوپل کردن معادلات فشار و سرعت در نظر گرفته شده است. در این حل مقدار شدت درهم^{۱۰} در معادلات ۵ درصد و نسبت ویسکوزیته درهم^{۱۱} در ورودی ۱۰ فرض شده است. معیار همگرایی جهت حل همزمان معادلات پیوستگی، مومنوم، نرخ انرژی جنبشی و اتلاف برابر با ۰/۰۰۱ و برای معادله انرژی برابر با ۰/۰۰۰۰۰۱ لحاظ شده است.

- 4 Velocity inlet
- 5 Pressure outlet
- 6 Discretize
- 7 Finite volume
- 8 Second order
- 9 Simple
- 10 Turbulence intensity
- 11 Turbulence viscosity ratio

ب) مدل تئوری گروه ری نرمالیزی شده $\kappa-\varepsilon$

مدل $\kappa-\varepsilon$ آر. ان. جی در واقع یک مدل درهم دیگر که توسط یاهوت و اورسزاگ^۱ [۳۶] بر اساس دو متغیر انرژی جنبشی درهمی (κ) و نرخ اتلاف انرژی جنبشی درهم (ε) پیشنهاد شده است. معادلات مومنوم و ویسکوزیته درهم بر اساس این مدل به شرح ذیل می‌باشد:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\kappa u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\kappa (\mu + \mu_t) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + G_\kappa + G_b - \rho\varepsilon \quad (20)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon (\mu + \mu_t) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\kappa} (G_\kappa + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} - R_\varepsilon \quad (21)$$

در جایی که در این معادلات α_κ و α_ε به عنوان اعداد پرانتل مؤثر معکوس برای κ و ε ، در واقع مربوط به تنش متوسط درهم است. ثوابت در معادلات این مدل [۳۵]:

$$C_{1\varepsilon} = 1.42 ; C_{2\varepsilon} = 1.68 ; C_\mu = 0.0845$$

$$\sigma_\kappa = 0.7194 ; \sigma_\varepsilon = 0.7194$$

ج) مدل استاندارد $\kappa-\omega$

مدل استاندارد $\kappa-\omega$ در واقع مدلی بر اساس مدل ویلکوکس^۲ [۳۷] بوده و شامل دو متغیر انرژی جنبشی درهمی (κ) و نرخ اتلاف معین (ω) خواهد بود، به طوری که معادلات مومنوم بر اساس این مدل به شکل زیر است:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\kappa u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa}) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + G_\kappa - \beta_1 \kappa \omega \quad (22)$$

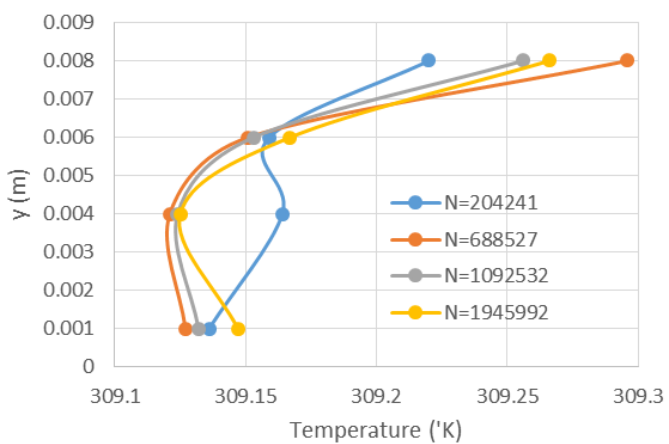
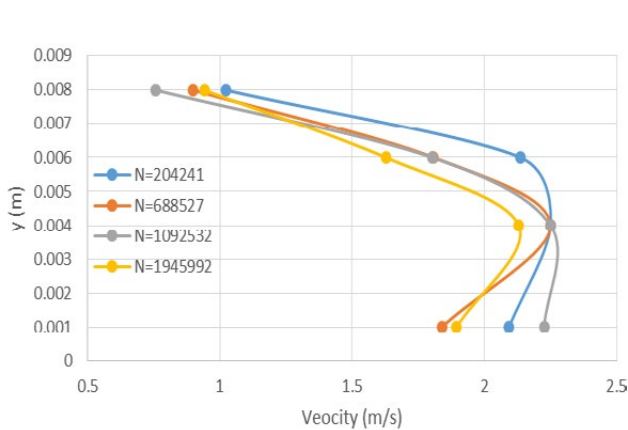
$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - \beta_2 \omega^2 \quad (23)$$

در جایی که مقادیر ثابت‌های معادلات فوق [۳۵]:

- 1 Renormalization Group theory (RNG)
- 2 Yahot and Orszag
- 3 Wilcox model

جدول ۳: آزمایش استقلال شبکه مسأله
Table 3: Test of mesh independent

ردیف	شبهه تعداد	دمای متوسط دیواره، کلوین	دمای متوسط سیال، کلوین	ضریب انتقال حرارت متوسط (وات بر متر مربع درجه سانتیگراد)	عدد ناسلت متوسط	مقدار افزایش %	اختلاف فشار، بار	تنش برشی متوسط نیوتن بر متر مربع	ضریب اصطکاک
۱	۲۰۴۲۴۱	۳۰۹/۹۷۴	۳۰۹/۱۹۱	۲۵۶۷۴	۷۰۶	***	۰/۳۶	۱۴۹/۳۳	۰/۱۲۲
۲	۶۸۸۵۲۷	۳۱۰/۱۰۴	۳۰۹/۱۹۶	۲۲۱۳۹	۶۰۸	-۱۴	۰/۲۵	۱۰۱/۴۸	۰/۰۸۳
۳	۱۰۹۲۵۳۲	۳۱۰/۰۸۹	۳۰۹/۱۹۳	۲۲۴۳۶	۶۱۷	۱/۳۴	۰/۲۲	۹۱/۹۸۸	۰/۰۷۵
۴	۱۹۴۵۹۹۲	۳۱۰/۱۱	۳۰۹/۱۹۸	۲۲۰۲۹	۶۰۵	-۱/۸	۰/۲۲	۹۱/۹۸۸	۰/۰۷۵



شکل ۴: نمایش منحنی دما و سرعت جریان سیال در فاصله $x=0.5$ متری از ابتدای محدوده آزمایش و در موقعیت مکانی از مرکز لوله تا فاصله نزدیک به دیواره لوله (در محدوده $0.008 \geq y \geq 0.001$ متری و $z=0$) برای تعداد شبکه های متغیر در عدد رینولدز $Re=25732$

Fig.4: The temperature curve and the velocity of the fluid flow at $x = 0.5$ m from the beginning of the test range and in locations from the center of the tube to close to The pipe wall in the range $0.008 \leq y \leq 0.001$ m and $z = 0$) for the number of varying meshes in the Reynolds number $Re=25732$

نوارپیچی با نسبت پیچی $(y=4/5)$ ، در بالاترین مقدار عدد رینولدز آزمایش با مقدار معین $Re=25732$ و شار حرارتی ثابت 20103 وات بر مترمربع بررسی شده است. همان طور که از نتایج (جدول ۳) بر می آید، مقادیر تغییرات عدد ناسلت و ضریب اصطکاک برای تعداد شبکه های 1092532 و 1945992 ناچیز بوده و حکایت از استقلال شبکه در این محدوده از اندازه شبکه دارد. همچنین در شکل ۴ تغییرات منحنی سرعت و دما به صورت نقطه ای در فاصله

۵- نتایج و بحث

۵-۱- استقلال شبکه^۱

جهت بررسی در استقلال شبکه و به دست آوردن مقدار اندازه بهینه شبکه در درون لوله اعوجاجی مجهز شده به نوارپیچی، مسأله مورد نظر برای اندازه های مختلف از تعداد شبکه با تعدادهای 204241 ، 688527 ، 1092532 و 1945992 و برای حالتی از

1 Independent grid

در شرایط یکسان با معادلات تجربی محققان مختلف برای جریان سیال نیوتنی درون لوله صاف مجهز به نواریپیچی معمولی (جدول ۴) [۳۸-۴۱] و نیز با معادلات تجربی محققان برای جریان سیال غیرنیوتنی درون لوله صاف (جدول ۵) [۴۱-۴۷] مقایسه شده است (اشکال ۵ و ۶). همان‌طور که از داده‌های آزمایشگاهی در شکل ۵ مشخص است، استفاده نمودن از لوله اعوجاجی به جای لوله صاف به همراه نواریپیچی درون لوله، به دلیل ایجاد درهمی بالاتر و برهم زدن لایه‌های مرزی در نزدیکی دیواره لوله اعوجاجی، منجر به افزایش عدد ناسلت و ضریب اصطکاک به ترتیب به میزان ۱/۴۳ و ۱/۴۶ برابر نسبت به لوله صاف به همراه نواریپیچی، برای سیال نیوتنی (معادلات تجربی محققان) می‌گردد که این افزایش‌ها صرفاً به دلیل وجود اعوجاج درون لوله می‌باشد. همچنین با مقایسه مدل‌های عددی به کار رفته، چنین به دست می‌آید که نتایج عددی مدل $k-\omega$ استاندارد، مقادیر آن نزدیک به مقادیر داده‌های تجربی [۱۳] بوده و متوسط اختلاف این مقادیر برای عدد ناسلت با داده‌های تجربی، کمتر از ۱۵/۲ درصد است (شکل ۵ الف)). همچنین با مقایسه نتایج آزمایشگاهی با معادلات تجربی محققان برای سیال غیرنیوتنی و اختلاف بالای مقادیر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک (شکل ۶) چنین حاصل می‌گردد که نوارهای پیچی

(۰/۵ متری $X=$) از ابتدای محدوده آزمایش، در موقعیت مکانی از مرکز تا سطح لوله (در موقعیت مکانی $Z=0$ و در محدوده $0.001 \leq y \leq 0.008$) برای تعداد شبکه‌های مختلف در عدد رینولدز $Re=25732$ ترسیم شده است. همان‌طور که از منحنی‌های ترسیم شده مشاهده می‌گردد، تغییرات سرعت و دما به ویژه در نقطه میانی نمودار و در فاصله ۴ میلی‌متر از مرکز با توجه به تغییرات در تعداد شبکه ناچیز می‌باشد، لذا این موضوع نیز نشان از استقلال شبکه در این تعداد از شبکه خواهد داشت. از این رو جهت تسریع در زمان پاسخگویی در محاسبات و حل معادلات، حالات مختلف دیگر مسأله بر اساس تعداد شبکه ۱۰۹۲۵۳۲ محاسبه و بررسی شده است.

۵-۲- اعتبارسنجی

با توجه به اینکه معادلات مشابه‌ای برای جریان سیال درون لوله اعوجاجی مجهز به نواریپیچی برای سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی که با مشخصات هندسی و فرایندی تحقیق تطابق داشته، مشاهده نشده است. لذا در این تحقیق به منظور ارزیابی اعتبار نتایج عددی جریان سیال درون لوله اعوجاجی مجهز شده با نواریپیچی، نتایج عددی به دست آمده با داده‌های آزمایشگاهی به دست آمده از آزمایش و نیز

جدول ۴: معادلات تجربی محققان برای جریان سیال نیوتنی درون لوله صاف به همراه نواریپیچی

Table 4: The empirical equations of the researchers for the flow of the Newtonian fluid inside the smooth tube with the twisted tapes

ردیف	معادلات تجربی	محققان
۱	$Nu = 0.1012(1 + \frac{D}{H})^{2.065} Re^{0.67} Pr^{0.333}$	Sarma et al
۲	$Nu = 0.03666 Re^{0.82} Pr^{0.4} (0.001 + \varphi)^{0.047} (0.001 + \frac{H}{D})^{0.062}$	Sundar and Sharma
۳	$f = 2.068 Re^{-0.433} (1 + \varphi)^{0.01} (0.001 + \frac{H}{D})^{0.0048}$	Sundar and Sharma
۴	$Nu = \left(1 + \frac{0.769}{y}\right) [0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{\pi}{\pi - \frac{4t}{D}}\right)^{0.8} \left(\frac{\pi + 2 - \frac{2t}{D}}{\pi - \frac{4t}{D}}\right)^{0.2} \left(\frac{T_b}{T_w}\right)^{0.45}]$	Manglik and Bergles
۵	$f = (1 + 2.06(1 + (\frac{2y}{\pi})^2)^{-0.74}) [0.079 Re^{-0.25} \left(\frac{\pi}{\pi - \frac{4t}{D}}\right)^{1.75} \left(\frac{\pi + 2 - \frac{2t}{D}}{\pi - \frac{4t}{D}}\right)^{1.25}]$	Manglik and Bergles

جدول ۵: معادلات تجربی محققان برای جریان سیال غیرنیوتنی (پاور لاول) درون لوله صاف

Table 5: Empirical equations for the flow of non - Newtonian fluid flow (inside the straight pipe)

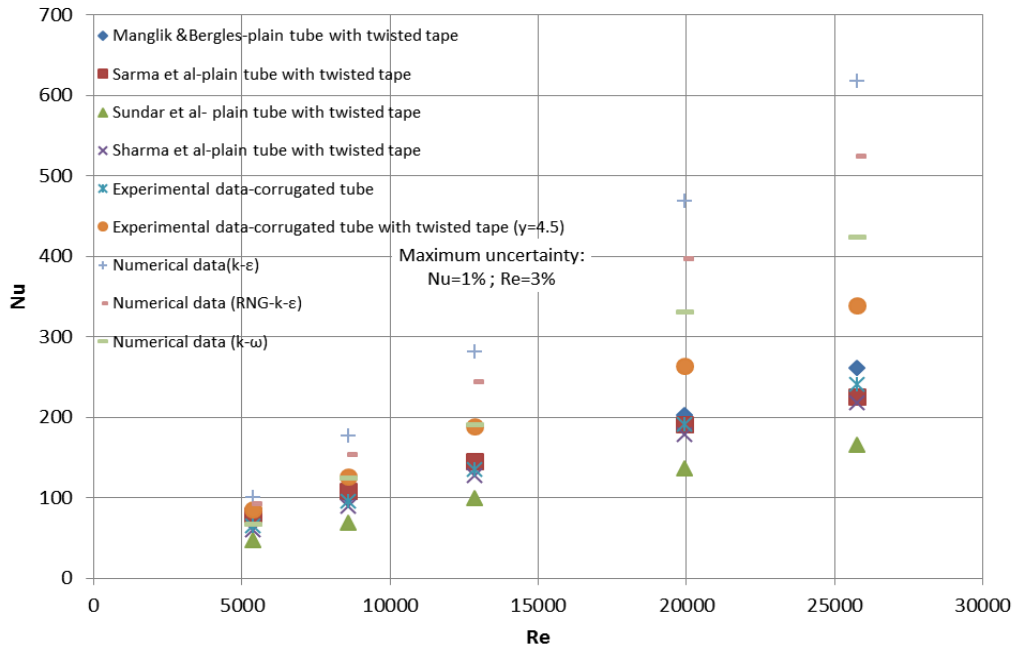
ردیف	معادلات تجربی محققان	محققان
۱	$Nu = \frac{(f/2)^{1/2}}{12.527Pr^{2/3} + 1.241\ln(Pr) + \frac{2.78}{n}\ln\left(\frac{Re_{MR}\sqrt{f/2}}{90}\right)}$	Sandall
۲	$Nu = 0.0041Re_{MR}^{0.99}Pr^{0.4}$	Clapp
۳	$Nu = 7.135 * 10^{-4} (Re_{MR} \left(\frac{3n+1}{4n}\right)^n 8^{n-1})^{0.9545} Pr^{0.913} (1 + \emptyset^{0.1358})$	Hojjat et al
۴	$Nu = \frac{(f/2) Re_{MR} Pr}{1.2 + 11.8 (f/2)^{1/2} (Pr - 1) (Pr)^{-1/3}}$	Metzner et al
۵	$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{4}{n^{0.75}} \log (Re_{MR} f^{1-\frac{n}{2}}) - \frac{4}{n^{1.2}}$	Dodge et al
۶	$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{2.69}{n} - 2.95 + \frac{4.53}{n} \log (Re_{MR} f^{1-\frac{n}{2}}) + 0.68(5n - \frac{8}{n})$	Clapp
۷	$f = \frac{a}{Re_{MR}^b} ; a = 0.0665 + 0.01175n ;$ $b = 0.365 - 0.1775n + 0.062n^2$	Dodge et al
۸	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 3.57 \log \left(\frac{Re_{MR}^{\frac{1}{n^{0.615}}}}{6.5n^{1+0.75n}} \right)$	Shenoy et al

به افزایش در انتقال حرارت می‌گردد، از طرف دیگر منجر به ایجاد افت فشار درون لوله می‌گردد. بدین منظور جهت تأمین خواسته‌های حرارتی به ازای افت فشار معقول، ضریب عملکرد حرارتی تعریف می‌گردد. هر چه این ضریب عملکرد حرارتی بالاتر از یک باشد، بیانگر بالاتر بودن تأثیرات عدد ناسلت نسبت به افت فشار درون لوله بوده و استفاده از این درهم کننده مناسب‌تر خواهد بود. در شکل ۷ تغییرات ضریب عملکرد حرارتی نسبت به تغییرات عدد رینولدز برای حالات آزمایشگاهی و عددی برای سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی مقایسه شده‌اند. همان طور که از نمودارها استنباط می‌شود برای سیال نیوتنی با افزایش عدد رینولدز، ضریب عملکرد حرارتی به صورت خطی شروع به افزایش می‌یابد و بالاترین مقدار این ضریب در بالاترین عدد رینولدز ($Re = 25700$) اتفاق می‌افتد. این نشاندهنده مناسب

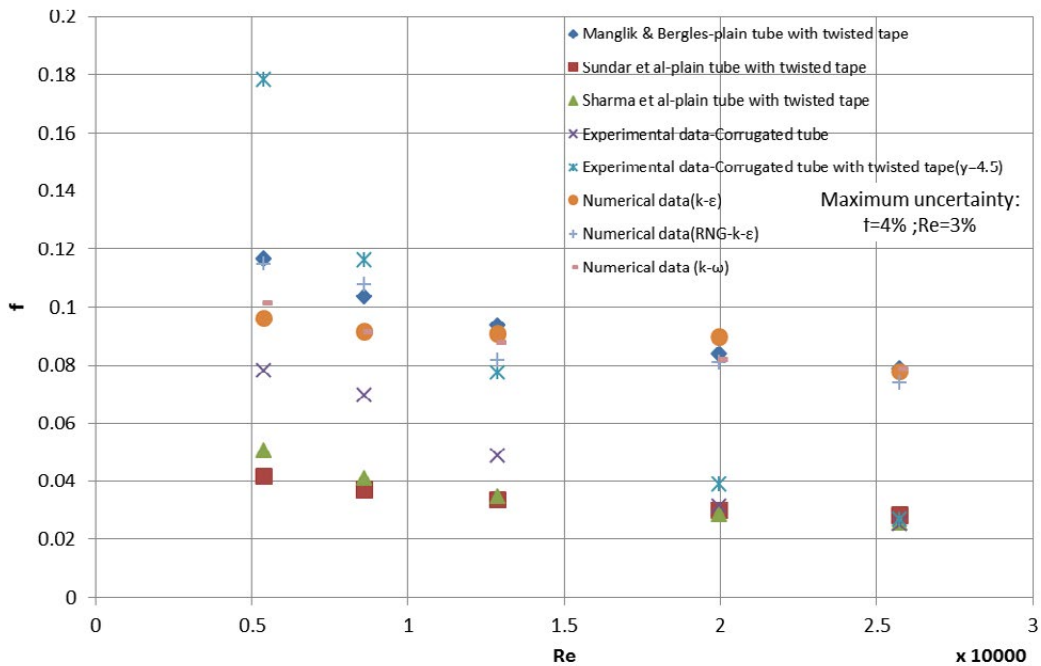
و اعوجاج درون لوله به دلیل ایجاد درهمی بالاتر، منجر به افزایش عدد ناسلت و ضریب اصطکاک به میزان $2/38$ و $6/45$ برابر نسبت به حالت جریان درون لوله صاف می‌گردد و از طرفی دیگر، با مقایسه مدل‌های درهمی مختلف برای جریان سیال غیر نیوتنی چنین بر می‌آید، مدل استاندارد $k-\epsilon$ نسبت به مدل‌های دیگر، دارای نتایج نزدیک‌تری به داده‌های آزمایشی داشته و حداکثر متوسط اختلاف این مقادیر با داده‌های آزمایشگاهی، در ارتباط با عدد ناسلت کمتر از ۱۸ درصد است (شکل ۶ الف)).

۵-۲-۱- ضریب عملکرد حرارتی

با توجه به این که استفاده از نوارهای پیچی درون لوله به دلیل ایجاد درهمی زیاد درون لوله و به هم زدن لایه‌های مرزی منجر



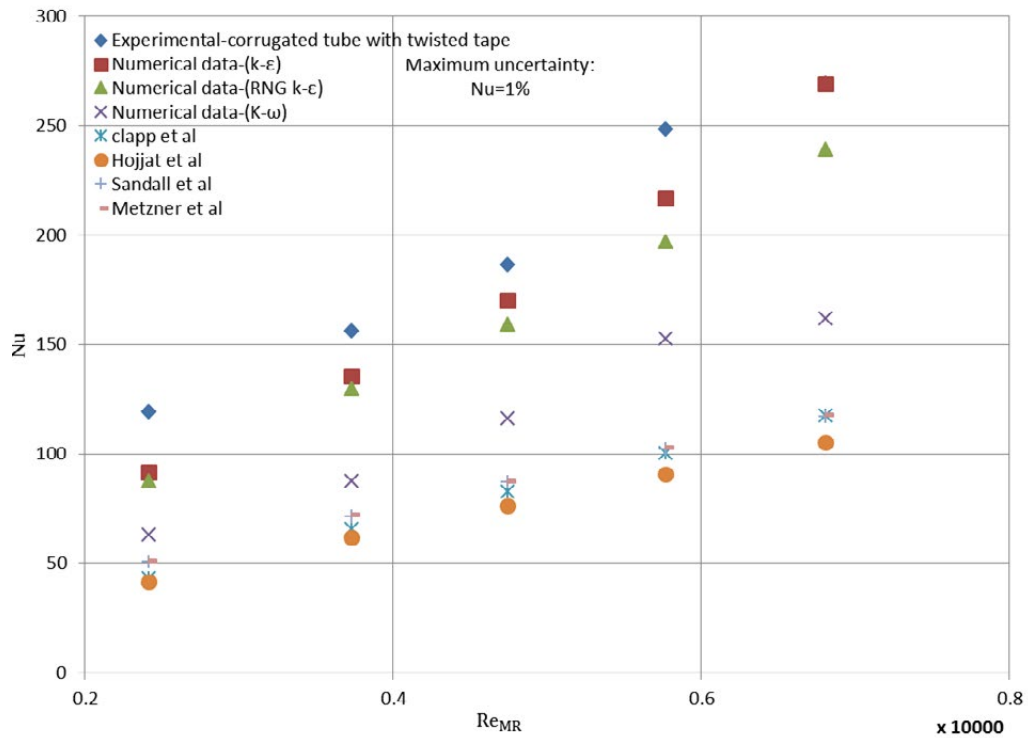
الف



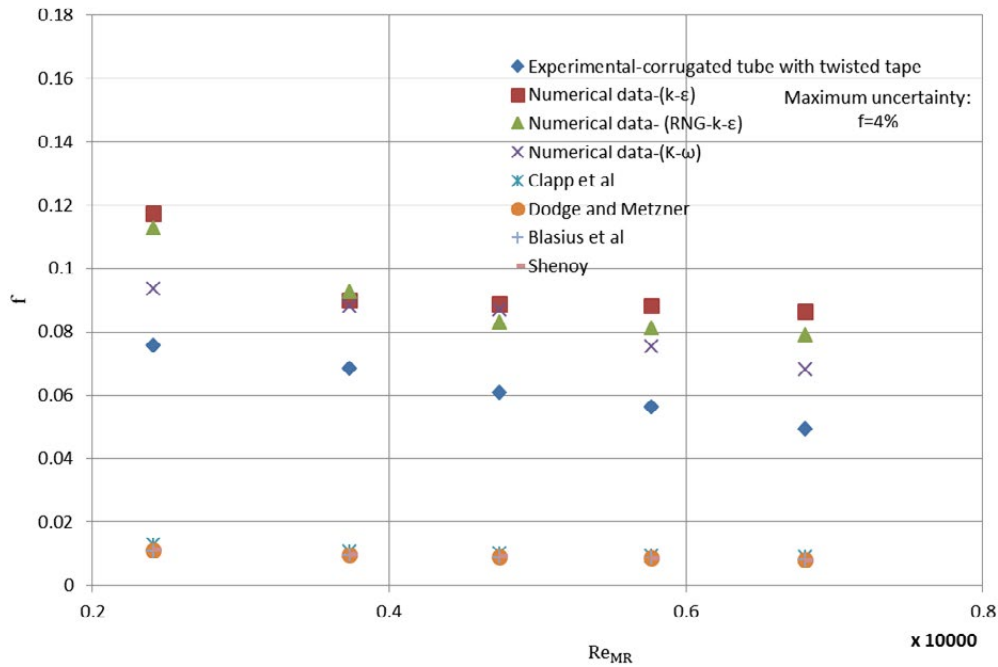
ب

شکل ۵: مقایسه بین نتایج مدل‌های عددی مختلف با معادلات تجربی محققان برای جریان سیال نیوتنی درون لوله اعوجاجی مجهز شده با نوار پیچی معمولی (الف) عدد ناسلت (ب) ضریب اصطکاک

Fig.5: Comparison between the results of the different numerical models with the experimental equations of the researchers for the flow of the Newtonian fluid inside the corrugated tube equipped with typical twisted Tape (a) Nusselt Number (b) Friction factor



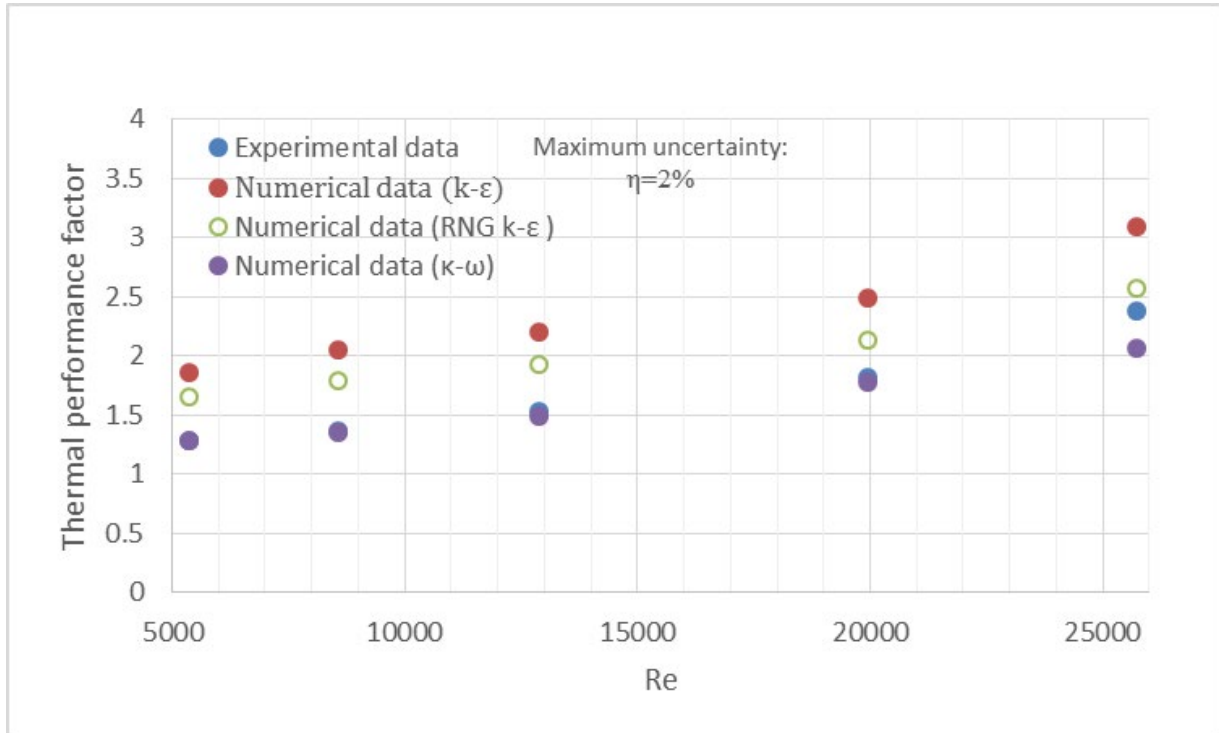
الف



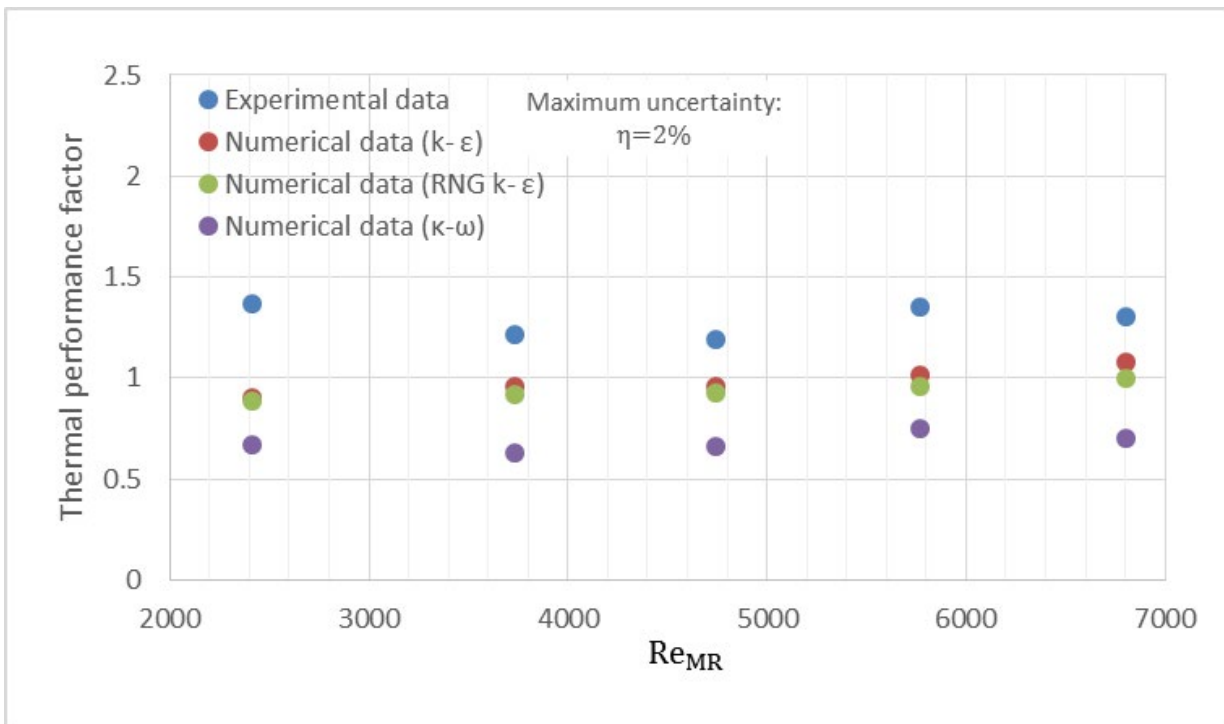
ب

شکل ۶: مقایسه بین نتایج مدل‌های عددی مختلف با معادلات تجربی محققان برای جریان سیال غیرنیوتنی درون لوله اعوجاجی مجهز شده با نواریپیچی معمولی (الف) عدد ناسلت (ب) ضریب اصطکاک

Fig.6: Comparison between the results of the different numerical models with the experimental equations of the researchers for the flow of the non-Newtonian fluid inside the corrugated tube equipped with typical twisted Tape a) Nusselt Number b) Friction factor



الف



ب

شکل ۷: مقایسه بین نتایج آزمایشگاهی با حالات عددی مختلف برای تغییرات ضریب عملکرد حرارتی نسبت به تغییرات اعداد رینولدز برای سیال درون لوله اعوجاجی به همراه نواریچی (الف) سیال نیوتنی (ب) سیال غیر نیوتنی

Fig.7: The comparison between the experimental results with different numerical states for variation of thermal performance coefficients over the changes of the fluid flow in the corrugated tube equipped with twisted Tape a) Newtonian fluid b) non - Newtonian fluid

مربع) بررسی و مقایسه شده است. در این تحلیل همان طور که از نتایج مشخص است، با افزایش شار حرارتی در محدوده مورد آزمایش، مقدار تغییرات عدد ناسلت در شارهای مختلف برای هر سه مدل قابل چشم پوشی است، این موضوع می‌تواند بیانگر این مسأله باشد که با افزایش شار حرارتی اعمالی، اختلاف تغییرات دمای متوسط سیال با دمای متوسط دیواره، به تناسب افزایش شار شروع به افزایش مشابه خواهد داشت، به طوری که منجر به ثابت ماندن ضریب انتقال حرارت کلی و در نهایت عدد ناسلت سیال به ازای تغییرات شار حرارتی خواهد شد. همچنین به طور مشابه نیز با افزایش عدد رینولدز به دلیل ایجاد درهمی بالاتر و کاهش تنش برشی دیواره، شاهد افزایش در عدد ناسلت و کاهش در ضریب اصطکاک خواهیم بود.

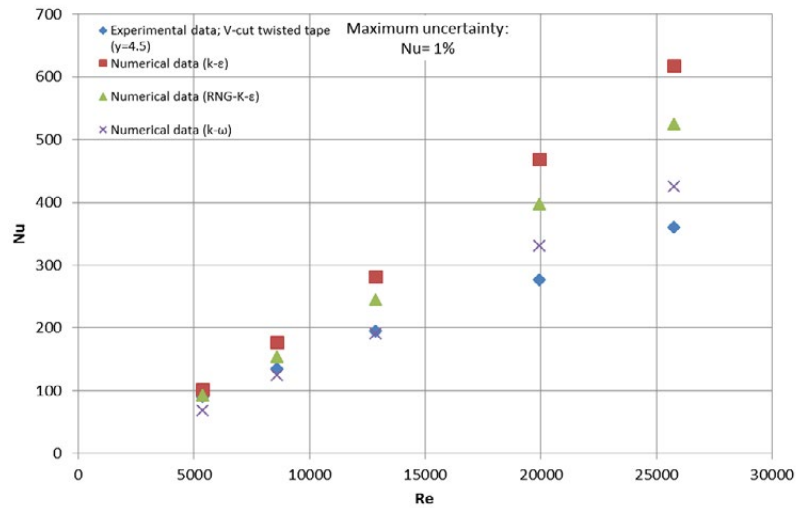
۵-۵- نمایش خطوط جریان، کانتورهای سرعت، دما و فشار مسأله
در شکل ۱۰، به نمایش ترسیم خطوط جریان سیال، شکل هندسی مسأله و مش‌بندی آن درون لوله به همراه نوارهای پیچی (الف معمولی و ب) شیاردار می‌پردازد. همان طور که از اشکال مشخص است وجود نوارپیچی باعث ایجاد جریان چرخشی (با توجه به جهت پیچش نوار) درون لوله و نیز پدیده جریان معکوس^۱ (شکل ۱۰ ب)) در پشت شیار می‌گردد. لازم به توضیح است تحلیل‌ها با این فرض انجام شده است، محور مختصات اندازه‌گیری در موقعیت مرکز و در ابتدای لوله بوده و جریان محوری سیال در جهت محور x می‌باشد. در اشکال ۱۱ و ۱۲ به ترتیب سطح مقطع کانتورهای سرعت، دما و فشار جریان سیال نیوتنی درون لوله اعوجاجی مجهز شده به نوارپیچی معمولی و شیاردار با نسبت پیچش $(y=4/5)$ ، برای دو عدد رینولدز متغیر ($Re=5361$ و $Re=19944$) در فاصله 0.5 متری از ورودی محدوده آزمایش نمایش می‌دهد. در این تحلیل، از مدل استاندارد $k-\omega$ جهت تحلیل درهمی جریان در اعداد رینولدز مختلف و برای شار حرارتی ثابت (20103 وات بر متر مربع) استفاده شده است. همان طور که از نتایج استنباط می‌شود، افزایش عدد رینولدز منجر به افزایش انتقال حرارت به دلیل افزایش در انتقال حرارت جابه‌جایی محوری و برهم زدن لایه مرزی از دیواره به سیال می‌گردد. با بررسی کانتورهای سرعت، دما و فشار برای حالات مختلف از اعداد رینولدز مشاهده می‌شود، با افزایش عدد رینولدز شاهد تغییر

بودن نوارهای پیچی جهت تأمین خواسته حرارتی نسبت به افت فشار معقول می‌باشد. همچنین با مقایسه مدل‌های عددی از نمودار چنین استنباط می‌شود که مدل $k-\omega$ استاندارد برای سیال نیوتنی، تطابق خوبی با مقادیر آزمایشگاهی در این حالت دارد. از طرفی برای سیال غیرنیوتنی از نمودار مذکور مشاهده می‌گردد که تغییرات ضریب عملکرد حرارتی نسبت به تغییرات عدد رینولدز، در این حالت به صورت خطی نبوده و با مقایسه مدل‌های درهمی به کار رفته مشخص می‌گردد که در این حالت مدل استاندارد $k-\varepsilon$ به مقادیر آزمایشگاهی نزدیک‌تر می‌باشد. همان طور که مشخص می‌گردد این موضوع به نوعی اعتبارسنجی اشاره شده در بند (۵-۲) مبنی بر مناسب‌تر بودن نوع مدل‌های عددی به کار رفته را تأیید می‌نماید.

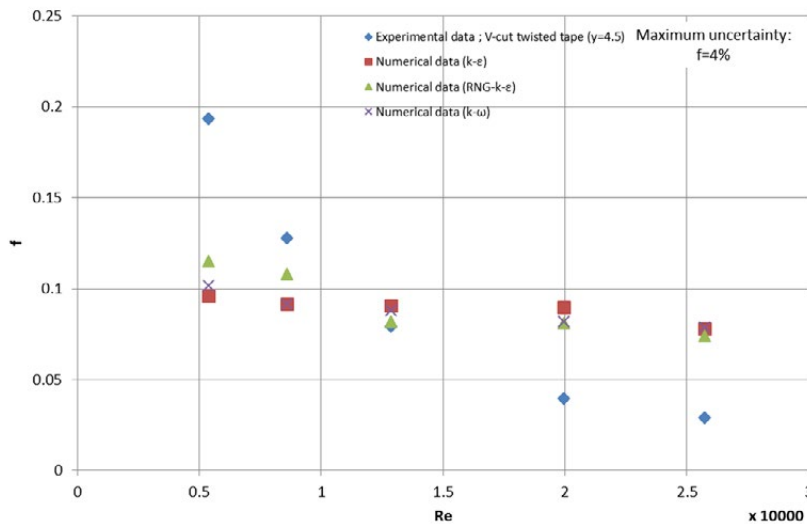
۵-۳- تأثیرات شیار ۷ شکل بر روی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک
در شکل ۸ تأثیرات استفاده از نوارپیچی شیاردار (۷ شکل) بر روی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک نسبت به تغییرات اعداد رینولدز نشان می‌دهد. همان طور که از نتایج بر می‌آید مشابه با قبل با افزایش عدد رینولدز، مقدار متوسط عدد ناسلت شروع به افزایش و مقدار ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد، همچنین مقدار عدد ناسلت متوسط و ضریب انتقال حرارت برای نوارپیچی شیاردار بالاتر از نوارپیچی ساده می‌گردد. این افزایشات می‌تواند به دلیل ایجاد درهمی اضافه سیال در نزدیکی دیواره لوله، درهمی بالاتر در پشت شیار و در نهایت افزایشات مقدار انتقال حرارت نسبت به نوارپیچی ساده می‌گردد. همان طور که از شکل ۸ (الف) بر می‌آید، تطابق خوبی بین عدد ناسلت عددی با داده‌های تجربی [۱۳] وجود داشته و متوسط اختلاف مقدار عدد ناسلت به دست آمده در حالت عددی، نسبت به داده تجربی در این حالت، کمتر از $14/4$ درصد است.

۵-۴- تأثیرات به کارگیری شار حرارتی متغیر بر روی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک

در شکل ۹ تأثیرات استفاده از شارحرارتی متغیر بر روی جریان سیال نیوتنی درون لوله اعوجاجی مجهز شده به نوارپیچی ساده با نسبت پیچش $(y=4/5)$ نشان می‌دهد. در این قسمت مدل‌های درهمی مختلف، برای دو عدد رینولدز متغیر ($Re=5361$ و $Re=21433$) و برای شارهای حرارتی متغیر (20103 ، 30170 و 40227 وات بر متر



الف



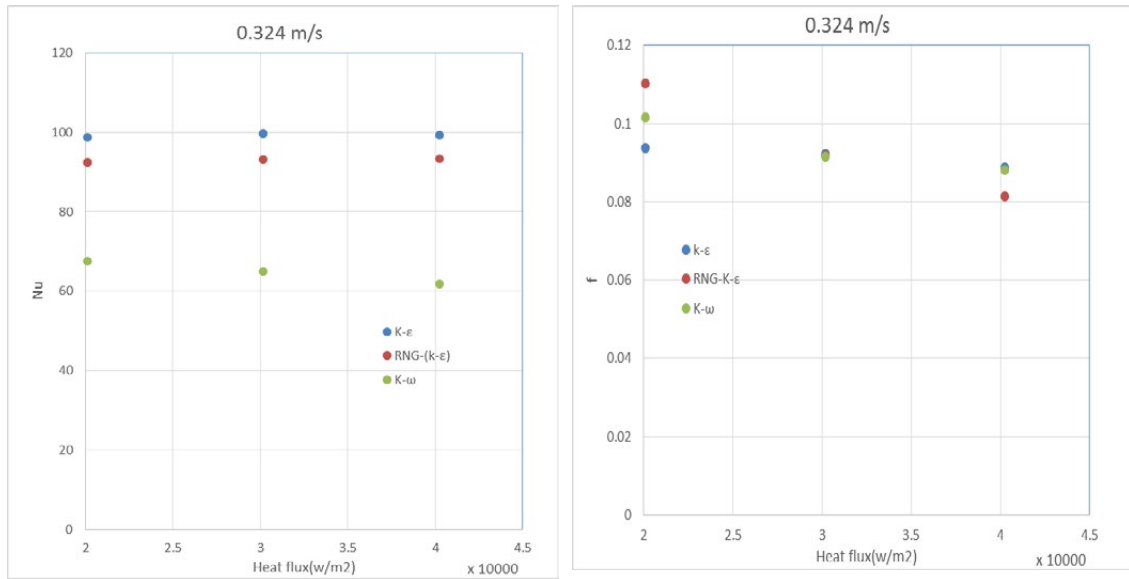
ب

شکل ۸: مقایسه بین نتایج عددی مدل های مختلف از درهمی با داده های آزمایشگاهی برای جریان سیال نیوتنی درون لوله اعوجاجی مجهز شده با نواری پیچی شیاردار (الف) عدد ناسلت (ب) ضریب اصطکاک

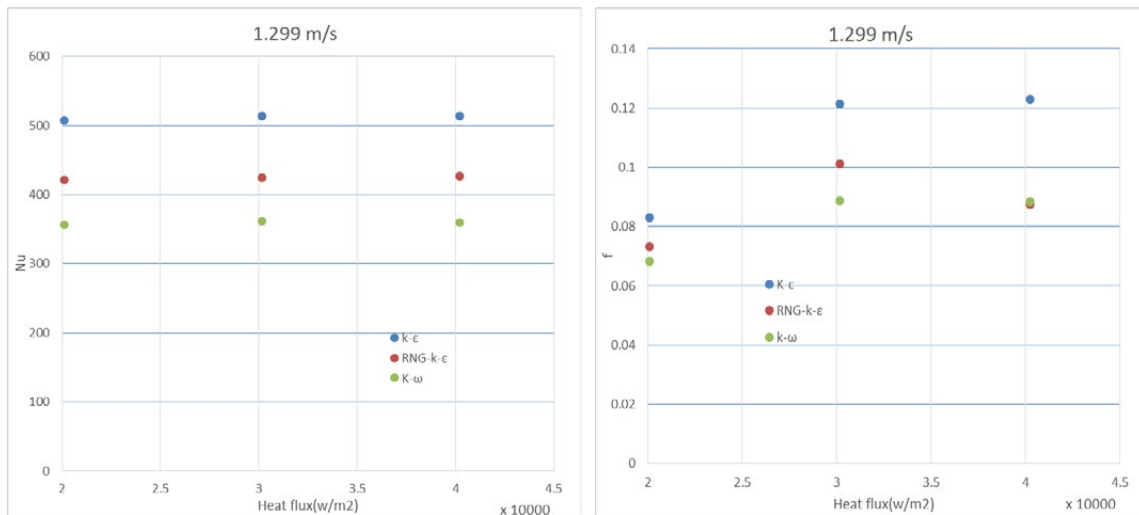
Fig.8: Comparison between the numerical results of the different models of the experimental data from the experimental data for the flow of the Newtonian fluid inside the corrugated tube equipped with V-cut twisted Tape (a) Nusselt Number (b) Friction factor

اما کانتورهای فشار برای سرعت های مختلف نسبت به هم تفاوت آشکارتری دارند. لازم به توضیح است شباهت بسیار بالای کانتورهای فشار و سرعت برای نواری های پیچی معمولی با نواری های پیچی شیاردار در اعداد رینولدز پایین، به دلیل وابستگی پارامترها به میزان درهمی جریان درون لوله خواهد بود.

تدریجی کانتورهای فشار، سرعت و دما برای هر دو حالت از نواری های پیچی (معمولی-شیاردار) به دلیل ایجاد درهمی بالاتر خواهیم بود. همچنین از این اشکال مشخص می شود که منحنی های سرعت و دما در یک سطح مقطع یکسان، برای نواری های پیچی معمولی و شیاردار از لحاظ منحنی ظاهری تقریباً دارای اشکال مشابه بوده



الف



ب

شکل ۹: تغییرات عدد ناسلت و ضریب اصطکاک نسبت به تغییرات شار حرارتی با استفاده از سه مدل درهمی الف) $Re=5361$ ب) $Re=21433$

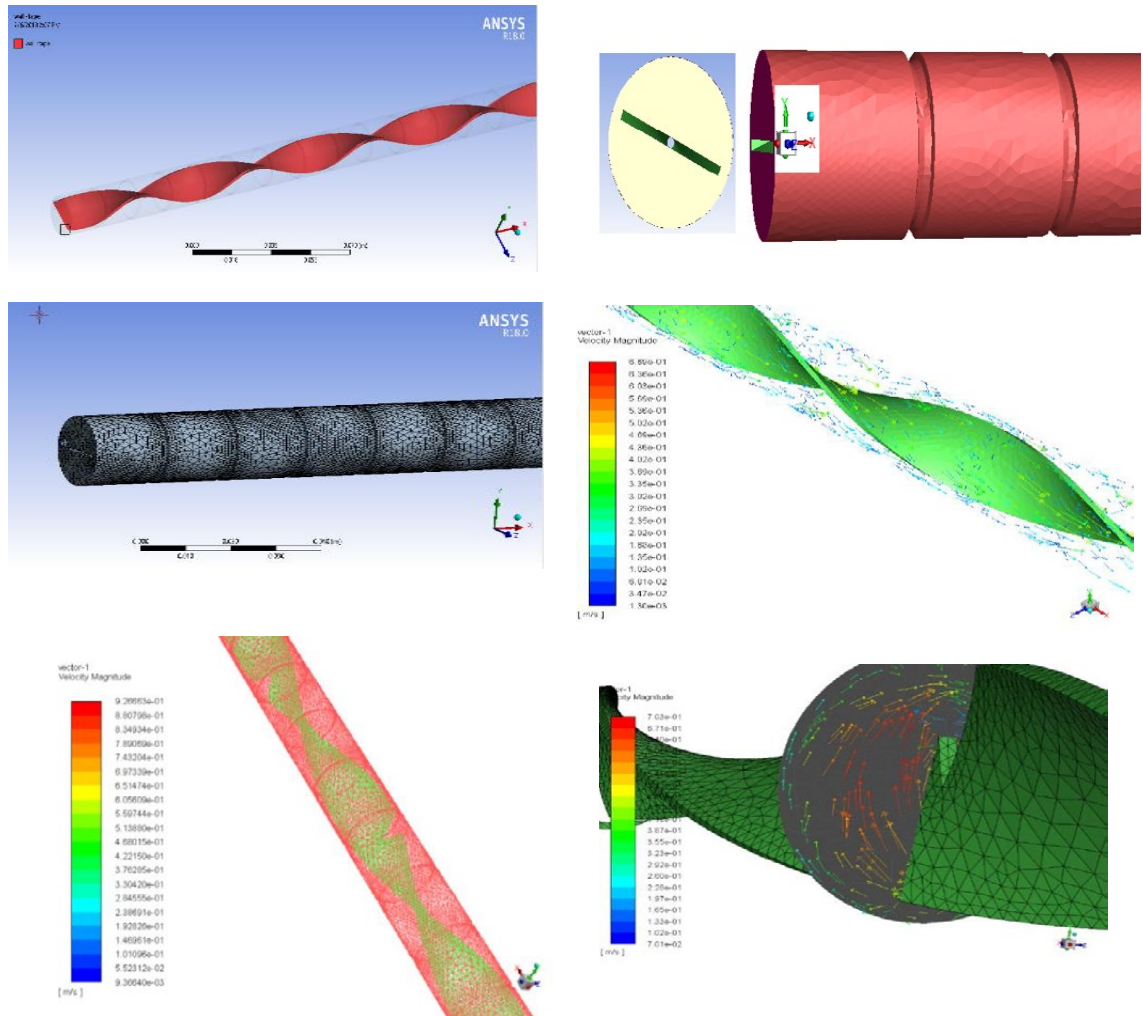
از مدل‌های مختلف درهمی در جریان، اعمال شار حرارتی متغیر و نیز شیار روی نوار، بر روی پارامترهای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک بررسی شده است. با بررسی نتایج از تحلیل عددی خواهیم داشت:

از بین مدل‌های مورد استفاده در تحلیل درهمی جریان، مدل استاندارد $k-\omega$ برای سیال نیوتنی و مدل استاندارد $k-\epsilon$ برای سیال غیرنیوتنی با این شکل هندسی از مسأله، به داده‌های تجربی نزدیک‌تر است و متوسط اختلاف مقدار عدد ناسلت با داده‌های تجربی برای سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی به ترتیب کمتر از، $15/2$ و 18 درصد است.

۶- نتیجه‌گیری

در مطالعه حاضر به شبیه‌سازی عددی جریان سیال نیوتنی و غیر نیوتنی درون لوله اعوجاجی مجهز به نوارهای پیچی معمولی و شیاردار (شکل ۷)، در شرایط مرزی شار ثابت روی دیواره با استفاده از روش عددی حجم محدود پرداخته است. در این تحلیل از آب به عنوان سیال نیوتنی و از $0/2$ درصد وزنی کربوکسی میتیل سلولز در آب، به عنوان سیال غیرنیوتنی استفاده شده است. محدوده تغییرات اعداد رینولدز برای سیالات نیوتنی و غیر نیوتنی به ترتیب برابر با 5300 تا 25700 و 2400 تا 6800 در نظر گرفته شده است. در این مطالعه تأثیرات استفاده

(الف)



(ب)

شکل ۱۰: نمایش خطوط جریان، شکل هندسی و مش بندی (الف) نوارپیچی معمولی (ب) نوارپیچی شیاردار

Fig.10: Display the stream line, geometrical shapes and meshing a) typical twisted Tape b) V-cut twisted Tape

۱۴/۴ درصد است.

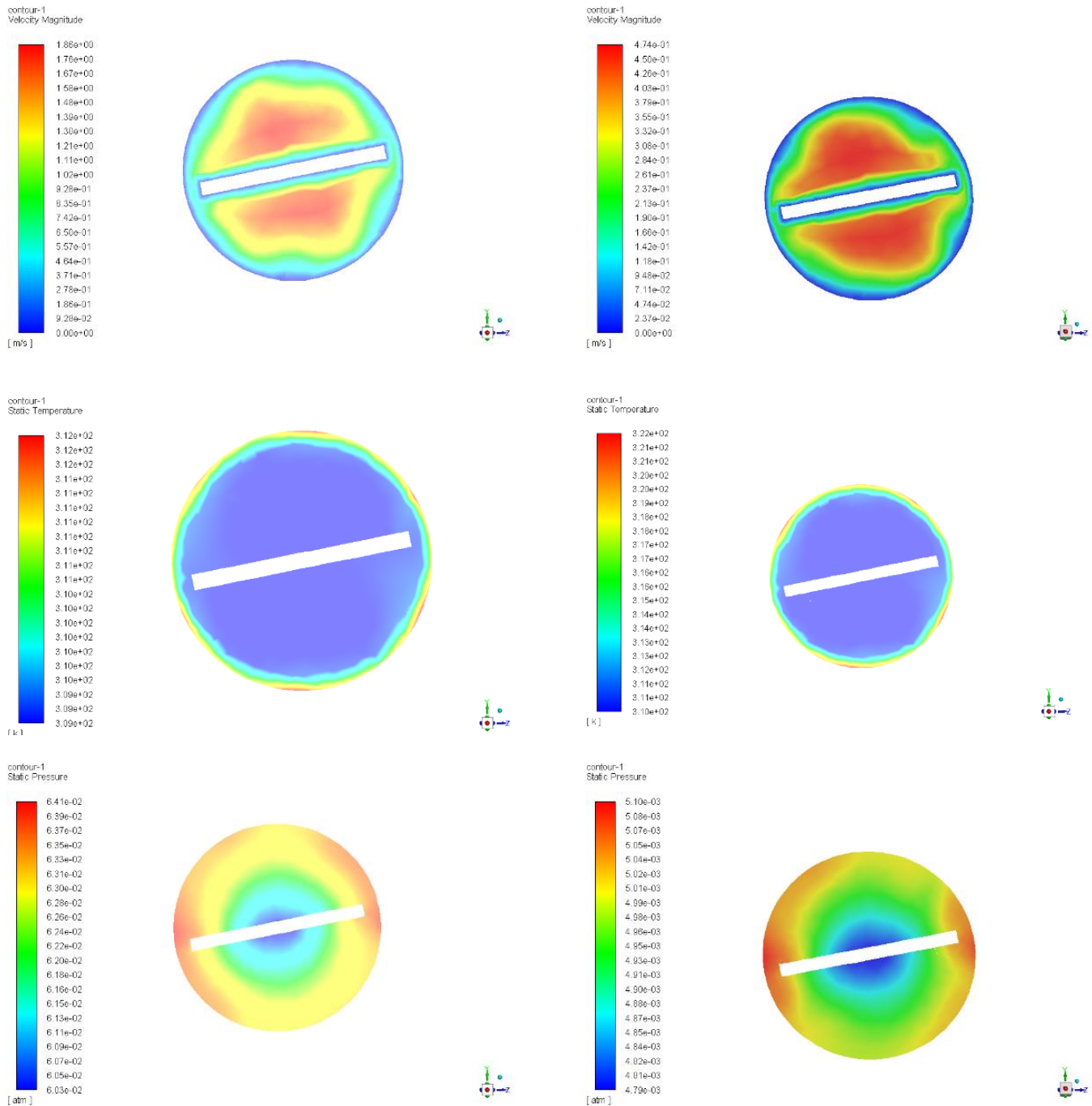
• با اعمال شار حرارتی متغیر در محدوده آزمایش چنین بر می آید که افزایش این مقادیر، تأثیر چندانی بر روی مقادیر عدد ناسلت نسبت به هم نداشته و قابل چشم پوشی است.

• با بررسی کانتورهای سرعت، دما و فشار برای حالات مختلف

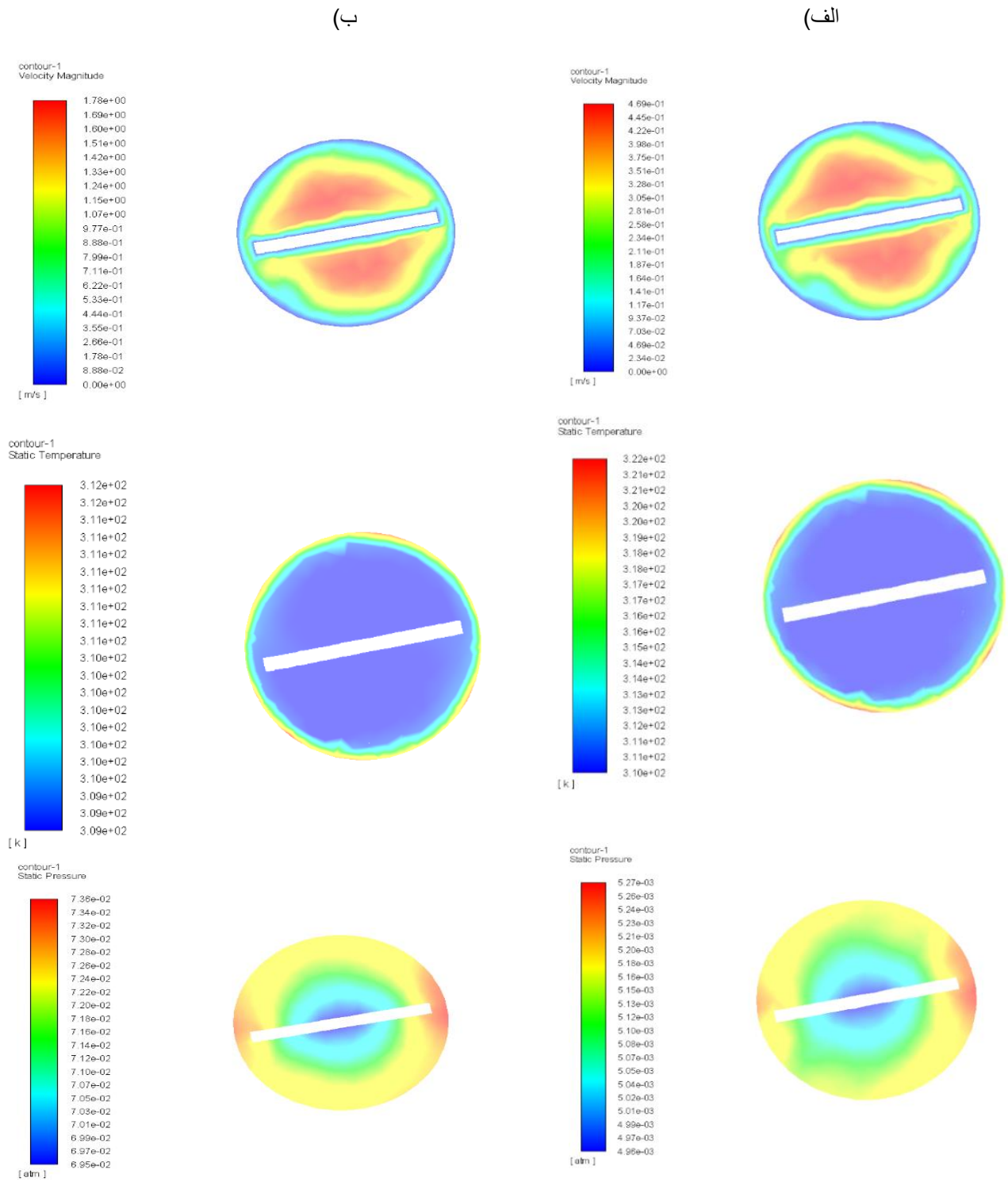
• اعمال شیار روی نوار، به دلیل ایجاد نمودن جریان‌های برگشتی در پشت شیار و افزایش درهمی اضافه‌تر، منجر به افزایش انتقال حرارت و ضریب اصطکاک زیادتر می‌گردد. همانطور که از نتایج مشخص می‌گردد، متوسط اختلاف مقدار عدد ناسلت به دست آمده، نسبت به داده تجربی در حالت استفاده از نوارپیچی شیاردار کمتر از

(ب)

(الف)



شکل ۱۱: نمایش سطح مقطع کانتورهای سرعت، دما و فشار درون لوله مجهز شده به نواریچی معمولی (الف) $Re = 5361$ (ب) $Re = 19944$



شکل ۱۲: نمایش سطح مقطع کانتورهای سرعت، دما و فشار درون لوله مجهز شده به نوارپیچی شیاردار (الف) $Re = 5361$ (ب) $Re = 19944$
 Fig.12: Displays the contours cross section of the velocity, temperature and pressure in the tube equipped with V-cut twisted Tape a) $Re = 5361$ b) $Re = 19944$

از اعداد رینولدز مشاهده می‌شود، کانتورهای مربوط به سرعت و دما (در یک سطح مقطع و فاصله طولی یکسان) برای نوارهای پیچی ساده و شیاردار (۷ شکل)، از لحاظ شکل ظاهری تقریباً مشابه بوده، اما کانتورهای فشار برای سرعت‌های مختلف، نسبت به هم تفاوت آشکارتری دارند.

زیر نویس

مؤثر	eff
داخلی	i
دیواره	w
خارجی	o
متوسط	avg
ضریب انتقال حرارت جابجایی، $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	h
دمای بالک سیال، $^\circ C$	T_b
قطر خارجی لوله، m	D_o
انتقال حرارت متوسط، W	Q_{avg}
انتقال حرارت جذب شده، W	Q_1
توان الکتریکی ورودی، W	Q_2
دمای خروجی سیال، $^\circ C$	T_{out}
دمای ورودی سیال، $^\circ C$	T_{in}
ولتاژ، V	V
ارتفاع اعوجاج، mm	e
گام اعوجاج، mm	P
شاخص غلظت در سیال غیر نیوتنی، $Pa \cdot sec^n$	m
شاخص توان نمایی	n
سرعت متوسط محوری، m/s	v
طول لوله، m	L
عدد پرانتل	Pr
عدد رینولدز	Re
عدد ناسلت	Nu
ضریب اصطکاک	f
ضریب هدایت حرارت، $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$	K
انرژی جنبشی درهم، $\frac{m^2}{s^2}$	k
سرعت متوسط محوری، m/s	v

فهرست علائم

علائم انگلیسی

طول گام نوار پیچی، mm	H
پهنای نوار پیچی، mm	W
نسبت پیچش	$y (= \frac{H}{W})$
عمق شیار، mm	D_c
پهنای شیار، mm	W_c
قطر داخلی لوله، mm	d
فشار ورودی، Pa	P_i
فشار خروجی، Pa	P_e
دمای دیواره، $^\circ C$	T_w
نرخ جریان جرمی، $\frac{kg}{s}$	\dot{m}
شار حرارتی، $\frac{W}{m^2}$	q
ظرفیت حرارتی، $\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$	C_p
مقاومت الکتریکی، Ω	R

علائم یونانی

چگالی، $\frac{kg}{m^3}$	ρ
ویسکوزیته دینامیکی، $\frac{N \cdot s}{m^2}$	μ
نرخ اتلاف انرژی جنبشی درهم، $\frac{m^2}{s^3}$	ε
نرخ اتلاف معین، s^{-1}	ω
ضریب عملکرد دمایی	η
تنش برشی، Pa	τ
کرنش برشی، s^{-1}	$\dot{\gamma}$

- , M. Saha, L.A. Memone, Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with triple twisted tape inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 48 (2013) 124-132.
- [10] N. Piriyarungrod, M. Kumr, C. Thianpong, M. Pirsarn, Chuwattanakul, S. Eiamsa-ard, Intensification of thermohydraulic performance in heat exchanger tube inserted with multiple twisted-tapes, *Applied Thermal Engineering*, 136 (2018) 516-530.
- [11] P. Murugesan, K. Mayilsamy, S. Suresh, P.S.S. 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 (2011) 329-334.
- [12] A. Hasanpour, M. Farhadi, K. Sedighi, Experimental heat transfer and pressure drop study on typical, perforated, V-cut and 2 U-cut twisted tapes in a helically corrugated heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 71 (2016) 126-136.
- [13] H. Ghalyanchi langeroudi, K. Javaherdeh, Investigation friction factor and heat transfer characteristics of turbulent flow through the corrugated tube inserted with typical and V-cut twisted tapes, *Heat and Mass transfer*, 54(7) (2018) 1999-2008.
- [14] S. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, S. Sripattanapipat, 3-D numerical simulation of swirling flow and convective heat transfer in a circular tube induced by means of loose-fit twisted tapes, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, 36 (2009) 947-955.
- [15] J. Guo, A. Fan, X. Zhang, W. Liu, A numerical study on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow in a circular tube fitted with center cleared twisted tape, *International Journal of Thermal Sciences*, 50(7) (2011) 1263-1270.
- [1] Dewan, P. Mahanta, K. Sumithra Raju, P. Suresh Kumar Review of passive heat transfer augmentation techniques, *Journal of Power and Energy*, 218 (2004) 509-527
- [2] S. Eiamsa-ard, K. Kiatkittipong, Heat transfer enhancement by multiple twisted tape inserts and TiO₂/water nanofluid, *Applied Thermal Engineering*, 70 (2014) 896-924.
- [3] M. K. Murugesan P, Suresh S, Heat transfer and friction factor studies in a circular tube fitted with twisted tape consisting of wire-nails, *chemical engineering*, 18(6) (2010) 1038-1042.
- [4] M. M. K. Bhuiya, M.S.U. Chowdhury, M. Saha, M.T. Islam, Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 46 (2013) 49-57.
- [5] M. S. Lokanath, Performance evaluation of full length and half length twisted tape inserts on laminar flow heat transfer in tubes, In *Proceedings of 3rd ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference*, India, (Tata McGraw Hill, New Delhi). (1997) 319-324.
- [6] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, P. Promvong Convective heat transfer in a circular tube with shortlength twisted tape insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36 (2009) 365-371.
- [7] S. Jaisankar, T. K. Radhakrishnan, K. N. Sheeba Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of forced circulation solar water heater system fitted with left-right twisted tapes, *International Energy Journal*, 9 (2008) 1-5.
- [8] E. Esmaeilzadeh, H. Almohammadi, A. Nokhosteen, A. Motezaker, A. N. Omrani Study on heat transfer and friction factor characteristics of γ -Al₂O₃/water through circular tube with twisted tape inserts with different thicknesses, *International journal of thermal science*, 8 (2014) 72-83.
- [9] M.M.K. Bhuiya, M.S.U. Chowdhury, M. Shahabuddin

- Engineering DOI: 10.22060/MEJ.2018.13989.5773 (2018).
- [24] M. Abeens, M. Meikandan, Jaffar Sheriff, R. Muruganadhan, Experimental analysis of convective heat transfer on tubes using twisted tape inserts, louvered strip inserts and surface treated tube, *International Journal of Ambient Energy* doi.org/10.1080/01430750.2018.1476263 (2018).
- [25] Qi, G. Wang, Y. Yan, S. Mei, T. Luoa, Effect of rotating twisted tape on thermo-hydraulic performances of nanofluids in heat-exchanger systems, *Energy Conversion and Management*, 166 (2018) 744-757.
- [26] J. Pérez-García, A. García, R. Herrero-Martín, J.P. Solano, Experimental Correlations on Critical Reynolds Numbers and Friction Factor in Tubes with Wire-coil Inserts in Laminar, Transitional and Low Turbulent Flow Regimes *Experimental Thermal and Fluid Science*, 91 (2018) 64-79
- [27] Z. S. Kareem, M. N. Mohd Jaafar, T. M. Lazim, S. Abdullah, A.F. Abdulwahid Passive heat transfer enhancement review in corrugation, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 6 (8) (2015) 22-38.
- [28] W. T. Ji, A.M. Jacobi, Y.L. He, W.Q. Tao Summary and evaluation on single-phase heat transfer enhancement techniques of liquid laminar and turbulent pipe flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 88 (2015) 735-754.
- [29] P. G. Vicente, A. Garcia, A. Viedma Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers, *International journal of Heat Mass Transfer.*, 47 (2004) 671-681.
- [30] V. Zimparov, Enhancement of heat transfer by a combination of three-start spirally corrugated tubes with a twisted tap, *International journal of Heat Mass Transfer*, 44 (2001) 551-574.
- [31] S. Laohalertdecha, S. Wongwises The effects of corrugation pitch on the condensation heat transfer coefficient and pressure drop of R-134a inside [16] S. Kunlabud, V. Chuwattanakul, V. Kongkairpaiboon, P. Promthaisong, S. Eiamsa-ard, Heat transfer in turbulent tube flow inserted with loose-fit multi-channel twisted tapes as swirl generators, *Theoretical & Applied Mechanics Letters*, 7(6) (2017) 372-378.
- [17] S. D. Salman, A.H. Kadhum, M.S. Takriff, A. Mohamad CFD Simulation of Heat Transfer Augmentation in Constant Heat-Fluxed Tube fitted with Baffled Twisted Tape Inserts *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, 7(8) (2013) 488-496.
- [18] E. Y. Rios-Irribé, Maritza E. Cervantes-Gaxiola, E. Rubio-Castro, J.M. Ponce-Ortega, M. D. Gonzalez-Llanes, C. Reyes-Moreno, O.M. Hernandez-Calderon, Heat transfer analysis of a non-Newtonian fluid flowing through a circular tube with twisted tape inserts, *Applied Thermal Engineering*, 84 (2015) 225-236
- [19] Zhang, D. Wang, K. Ren, Y. Han, Y. Zhu, X. Peng, J. Deng, X. Zhang A comparative review of self-rotating and stationary twisted tape inserts in heat exchanger, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53 (2016) 433-449.
- [20] S. Liu, M. Sakr A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 19 (2013) 64-81.
- [21] M. Sheikholeslami, M. Gorji-Bandpy, D. D. Ganji Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 49 (2015) 444-469.
- [22] M. T. Naik, S.S.H. Fahad, L.S. Sundar, M.J. Singh Comparative study on thermal performance of twisted tape and wire coil inserts in turbulent flow using CuO/water nanofluid, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 57 (2014) 65-76.
- [23] M. dastmalchi, A. Arefmanesh, Gh. Sheikhzadeh, Experimental study of fluid flow and heat transfer of Al₂O₃-water nanofluid in helically coiled micro-finned tubes, *Amirkabir Journal of Mechanical*

- and friction factor enhancement with Fe₃O₄ magnetic nano fluid inside a plain tube: an experimental study, International journal of Heat and Mass Transfer, 55 (2012) 2761-2768.
- [40] L. S. Sundar, K.V.Sharma, Turbulent heat transfer and friction factor of Al₂O₃ nanofluid in circular tube with twisted tape inserts, International journal of Heat and Mass Transfer, 53 (2010) 1409-1416.
- [41] Sandall, Turbulent Non-Newtonian Transport in a Circular Tube, AIChE J, 22 (1976) 1-9.
- [42] R. M. Clapp, Turbulent Heat Transfer in Pseudoplastic NonNewtonian Fluids, International Developments in Heat Transfer, ASME, 652 (1963),D211
- [43] M. Hojjat, S.G.H Etemad,R.Bagheri,J.Thibault Convective heat transfer of non-Newtonian nanofluids through a uniformly heated circular tube, International Journal of Thermal Sciences, 50 (2011) 525-531
- [44] A. B. Metzner, P.S.Friend Heat Transfer to Turbulent Non Newtonian Fluids, Ind. Eng. Chern. J., 51 (1959) 27-33.
- [45] A.B. Dodge, D. W. Metzner Turbulent Flow of Non-Newtonian Systems, AIChE Journal, 5 (1959) 189-204.
- [46] R. M. Clapp, Turbulent heat transfer in pseudoplastic nonNewtonian fluids, Int. Developments in Heat Transfer, ASME, Part III, Sec. A, 652. (1961) 11-15.
- [47] Y. Kawase, A. V. Shenoy, K. Wakabayashi Friction and heat and mass transfer for turbulent pseudoplastic nonNewtonian fluids flowing in rough pipes, Canadian Journal of Chemical Engineering, 72 (1994) 798-804.
- horizontal corrugated tube, International journal of Heat Mass Transfer, 53 (2010) 2924-2931.
- [32] A. R. Darzi, M.Farhadi ,K.Sedighi Experimental investigation of convective heat transfer and friction factor of Al₂O₃/water nano-fluid in helically corrugated tube, Experimental Thermal Fluid Science, 57 (2014) 188-199.
- [33] Garcia, J.P.Solano ,P.G.Vicente, A. Viedma, The influence of artificial roughness shape on heat transfer enhancement: corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils, Applied Thermal Engineering, 35 (2012) 196-201.
- [34] E. Launder, D. B. Spalding, Lectures notes in mathematical models of turbulence, London: Academic Press, (1972) 120-127.
- [35] Help software, Ansys Fluent 18.0 User's Guide, (2016).
- [36] V. Yakhot, S. A.Orszag, Renormalization group analysis of turbulenceI: Basic theory, Journal of Scientific Computing, 1(1) (1986) 1-51.
- [37] C. Wilcox, Turbulence modeling for CFD, La Canada, California: DCWIndustries Inc, (1998) 1-11.
- [38] P. K. Sarma, T. Subramanyam , P. S. Kishore, V. D. Rao, S. Kakac A new method to predict convective heat transfer in a tube with twisted tape inserts for turbulent flow, International journal of thermal science, 41(10) (2002) 955-960.
- [39] L. S. Sundar, N.T.R.Kumar,M.T.Naik, K.V.Sharma, Effect of full length twisted tape inserts on heat transfer

