



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

بهادر فتحی پور^۱، اشکان غفوری^{۲*}، کاظم محمد زاده^۳

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

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۰۹/۲۶
بازنگری: ۱۳۹۸/۱۱/۲۶
پذیرش: ۱۳۹۸/۱۲/۲۰
ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۱/۱۴

کلمات کلیدی:

سیال شبه‌پلاستیک
نوار تابیده اصلاح‌شده
افزایش عملکرد حرارتی
مبدل حرارتی لوله‌ای
مدل پاورلا اصلاح‌شده

خلاصه: در مقاله حاضر، انتقال حرارت و جریان سیال غیرنیوتنی رقیق‌شونده در یک لوله دایره‌ای تحت شار حرارتی ثابت با نوار تابیده اصلاح‌شده به صورت عددی در رژیم آرام، پایا و سه‌بعدی مورد بررسی قرار گرفته است. برای حل عددی معادلات حاکم، روش حجم محدود استفاده شده و در تحلیل وابستگی میان نرخ تنش و برش، مدل پاورلا اصلاح‌شده بکار رفته است. مدل فیزیکی مسئله یک لوله دایره‌ای دارای نوار تابیده استاندارد و کاهش عرض آن، همچنین یک لوله دایره‌ای با نوار تابیده توخالی و افزایش حفره مرکزی نوار است. کاهش عرض نوار در لوله با نوار تابیده از نظر بازدهی حرارتی، نامناسب ارزیابی شد. برای بهبود بازدهی حرارتی بجای کاهش عرض نوار، از نوار تابیده توخالی با نسبت‌های مختلف استفاده گردید. همچنین نتایج تحلیل نشان می‌دهد که در نسبت حذف (بخش مرکزی نوار نسبت به عرض اولیه) برابر ۰/۳ می‌توان در سیالات ذکر شده، به ترتیب ۱۷/۹۵، ۱۸/۴۹ و ۱۹/۶۹ درصد افزایش عملکرد حرارتی نسبت به بهترین حالت عملکرد حرارتی نوار تابیده استاندارد (با نسبت کاهش عرض ۰/۹) به دلیل تولید آشفتگی و چرخش بیشتر در جریان به دست آورد؛ بنابراین حذف از بخش مرکزی نوار تابیده یک روش مناسب برای افزایش عملکرد حرارتی ارزیابی گردید.

۱- مقدمه

تقویت عملکرد حرارتی مبدل حرارتی یک کار چالش‌برانگیز برای تأمین حرارت مورد نیاز برای توسعه دستگاه‌های جدید با عملکرد بهتر است. یکی از روش‌های این تقویت، استفاده از سیال خنک‌کننده کارآمد برای افزایش عملکرد حرارتی در دستگاه‌های انتقال حرارت است. استفاده از مبدل‌های حرارتی با سیال کاری مایع به علت انتقال حرارت بیشتر نسبت به خنک‌کننده‌های گازی برای کاربردهای انتقال حرارت ترجیح داده می‌شود [۱، ۲]. استفاده از سیالات غیرنیوتنی و بخصوص سیالات شبه‌پلاستیک^۱ (رقیق‌شونده) در کاربردهای صنعتی مورد توجه زیادی قرار گرفته است [۳]. استفاده از سیالات غیرنیوتنی رقیق‌شونده در دستگاه‌های انتقال حرارت به‌عنوان سیال کاری می‌تواند عملکرد حرارتی سیستم را افزایش دهد. مطالعات پیشین [۴-۷] نشان می‌دهد که استفاده از محلول‌های آبی کربوکسی متیل

سلولز^۲ به‌عنوان سیالات غیرنیوتنی رقیق‌شونده برای کاربردهای حذف حرارت^۳ استفاده می‌شوند. کاربرد سیال خنک‌کننده غیرنیوتنی معمولاً به دلیل سرعت کم سیال و ویسکوزیته بالا، به رژیم جریان آرام محدود می‌شود [۶، ۸].

یکی دیگر از راه‌های افزایش انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی استفاده از آشفته‌سازها است. تحقیقات متعددی برای بررسی اثر آشفته‌سازها با هندسه‌های مختلف بر رفتار حرارتی در مبدل‌ها انجام شده است. به‌عنوان مثال، نوارهای تابیده [۹، ۱۰]، سیم‌پیچ‌ها [۱۱، ۱۲]، لوله‌های گود و شیاردار [۱۳، ۱۴]، زائده بال مانند مثلثی/نوار مورب زاویه‌دار [۱۵، ۱۶] و آشفته‌سازهای ترکیبی. با این حال، نوارهای تابیده به‌عنوان یکی از آشفته‌سازهای غیرفعال به‌طور گسترده‌ای به‌منظور افزایش انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی به علت کاهش اندازه و هزینه این دستگاه‌ها، به کار گرفته شده است [۱۷]. چنین تقویت‌کننده‌هایی باعث می‌شوند که لایه حرارتی/

2 Carboxymethyl cellulose (CMC)
3 Heat removal applications

1 Shear-thinning

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



هیدروینامیکی در طول مسیر کوچک تر شود؛ از این رو ضریب انتقال حرارت بالاتری دارند [۱۸-۲۲]. با این وجود، کمبود مطالعات تحقیقاتی در مورد عملکرد گرمایی لوله‌های نوار تابیده وجود دارد [۲۳-۲۹]. ایامسآرد و همکاران [۳۰]، اثر طول نوار تابیده را بر عملکرد حرارتی مطالعه کردند. آن‌ها دریافتند که حضور لوله با طول کوتاه نوار، برای طول نوار پیچشی ۰/۲۹، ۰/۴۳ و ۰/۵۷ به ترتیب، افزایش نرخ انتقال حرارت تا ۱/۱۶، ۱/۲۲ و ۱/۲۷ بار بیشتر و ضریب اصطکاک تا ۱/۷۶، ۱/۸۸ و ۱/۹۹ برابر بیشتر از لوله ساده می‌شود. همچنین حداکثر ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک برای استفاده از نوار تابیده با طول کامل به دست می‌آید. ایامسآرد و همکاران [۳۱]، اثرات نوار تابیده دوگانه و چندگانه را بر افزایش انتقال حرارت بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که نرخ انتقال حرارت برای نوارهای تابیده دوگانه ۱۲٪ تا ۲۹٪ در مقایسه با تک نوار در نسبت‌های پیچش ۰/۳ تا ۰/۵، افزایش می‌یابد که باعث ایجاد جریان‌های چرخشی بسیار قوی در لوله آزمایش می‌شود. موراگوسان و همکاران [۳۲]، نوار تابیده با میخ^۱ را معرفی کردند. در این نوار زبری سطح نوار به شدت افزایش می‌یابد که باعث ایجاد آشفتگی‌های اضافی توسط میخ‌ها می‌شود و همچنین جریان چرخشی تولیدشده بیشتری نسبت به نوارهای پیچیده ساده دارند. نتایج آن‌ها نشان داد که مقادیر عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب افزایش حرارت در لوله با نوار تابیده میخ کوب به ترتیب ۱/۰۸ تا ۱/۳۱، ۱/۱ تا ۱/۷۵ و ۱/۰۵ تا ۱/۱۳ برابر بیشتر از لوله‌هایی با نوارهای پیچیده ساده است. لی و همکاران [۳۳]، یک بررسی عددی در رفتار انتقال حرارت جریان‌های آرام و آشفته در یک لوله دایره‌ای با نوارهای پیچیده عرض کوتاه انجام دادند. نتایج آن‌ها در جریان آرام نشان داد که کاهش عرض نوار عملکرد کلی را بدتر می‌کند. وانگ و همکاران [۳۴]، پیکربندی بهینه‌ای از نوار کوتاه تابیده با فاصله منظم در یک لوله دایره‌ای را با استفاده از مدل‌سازی عددی توضیح دادند. آن‌ها دریافتند که یک زاویه چرخش بزرگ‌تر، مقدار انتقال حرارت بالاتر و مقاومت بیشتر جریان را به ارمغان می‌آورد؛ در حالی که نسبت پیچش کوچک‌تر عملکرد انتقال حرارت بهتری را با اعداد رینولدز بالا نشان می‌دهد. مانگانیک و همکاران [۳۵]، با بررسی اثر درج نوار تابیده در افزایش انتقال حرارت، افت فشار، اصطکاک جریان و ویژگی‌های عملکرد حرارتی در یک لوله مبدل حرارتی نشان دادند که

1 Twisted tape consisting wire nails

مقادیر رینولدز، پرانتل، افت فشار و ضریب اصطکاک به هندسه نوار تابیده با نسبت پیچش متفاوت، گام پیچ، عرض نوار، نسبت فاصله، زاویه حمله، ضخامت نوار بستگی دارد. ساویکار و همکاران [۳۶]، با استدلال فیزیکی مبتنی بر انتقال حرارت و جریان سیال درون یک لوله با نوارهای تابیده دریافتند که کاهش نسبت پیچش نوار، جابجایی شعاعی را افزایش و افزایش عدد رینولدز باعث ارتقاء جابجایی محوری می‌شود. ابولارین و همکاران [۳۷]، تأثیر نوار و اتصال پیچیده جهت عقربه‌های ساعت و خلاف جهت عقربه‌های ساعت را بررسی کرد. زاویه‌ای روی خصوصیات هیدروترمال و کشف کردند که با افزایش زاویه اتصال، انتقال حرارت بهبود می‌یابد. مایر و ابولارین [۳۸]، برای ارزیابی اثرات نسبت‌های مختلف پیچش و شار گرما در جریان گذرا یک تحقیق تجربی انجام دادند. آن‌ها گزارش دادند که در شار حرارتی معین، با افزایش نسبت پیچش، گذرا زودتر آغاز می‌شود. با این وجود، کمبود مطالعات تحقیقاتی در مورد عملکرد گرمایی لوله‌های تابیده وجود دارد. اسفه و همکاران [۳۹]، تأثیر نسبت گام را بر خصوصیات گرمایی یک لوله سه لبه‌ای^۲ در جریان آشفته ارزیابی کرد. مشخص شد که با افزایش نسبت گام، سرعت انتقال حرارت و مقاومت در برابر اصطکاک افزایش می‌یابد. هونگ و همکاران [۴۰]، تجزیه و تحلیل عددی را برای بررسی تأثیر چندین نوار تابیده در عملکرد حرارتی مبدل‌های حرارتی لوله دنده سینوسی^۳ انجام داد. نتایج آن‌ها نشان دادند که لوله با دنده سینوسی با استفاده از چندین نوار تابیده دارای سرعت انتقال حرارت ۱/۴۳-۱/۸۷ برابر در مقایسه با دنده سینوسی بدون نوار تابیده است. آپاریا و همکاران [۴۱]، با شبیه‌سازی عددی، یک لوله صاف و یک لوله درج‌دار^۴ با سرعت‌های مختلف و سیال آب پرداختند و دریافتند که در هر دو پیکربندی با افزایش آشفتگی و رینولدز عدد ناسلت افزایش می‌یابد و عدد ناسلت لوله درج‌دار بیشتر از لوله ساده است. بابان و همکاران [۴۲]، انتقال حرارت در لوله ساده با طول کامل نوار تابیده و طول کوتاه نوار تابیده به صورت عددی شبیه‌سازی کردند و دریافتند که انتقال حرارت با افزایش طول درج در محدوده محاسباتی به‌طور قابل توجهی افزایش می‌یابد. همچنین دریافتند که طول کامل درج مقرون به‌صرفه‌تر از درج‌های کوتاه و بدون درج است. بسیاری از مطالعات برش‌های مختلفی را به نوارهای تابیده

2 Tri-lobed tube

3 Sinusoidal rib tube (SRT)

4 Twisted tape insert

تابیده.

* بررسی تأثیر سرعت برشی در ساختار جریان سیال و عملکرد انتقال حرارت با تغییرات هندسی نوار تابیده.

* مقایسه عملکرد حرارتی هیدرولیکی مجراهای دارای نوار تابیده با یک مجرای ساده.

نتایج ارائه شده در این مقاله، می‌تواند رویکردی جدید را برای افزایش انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی ارائه دهد.

۲- معادلات حاکم و فرضیات

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

* شبیه‌سازی به صورت سه‌بعدی و پایا انجام می‌شود.

* به علت اختلاف فشارهای پایین، جریان تراکم ناپذیر فرض می‌شود.

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

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

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

۲-۱- معادلات حاکم

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

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

$$\rho (\vec{V} \cdot \nabla \vec{V}) = -\nabla p + \nabla \left[\mu (\nabla \vec{V} + \nabla^T \vec{V}) / 2 \right] \quad (2)$$

$$\rho C_p (\vec{V} \cdot \nabla T) = K_t \nabla^2 T \quad (3)$$

که \vec{V} بردار سرعت سیال، ρ چگالی، p فشار استاتیک،

جهت بهبود بیشتر عملکرد انتقال حرارت آن‌ها ارائه می‌دهند، مانند یک برش وی^۱ [۴۳]، یک برش یو^۲ [۴۴]، یک برش مربع [۴۵]، یک برش محیطی [۴۶] و یک برش مستطیلی شکل [۴۷]. روئنیپوسک^۳ و همکاران [۴۸]، اثرات لوله با نوار تابیده برش مستطیلی اصلاح شده با نسبت فاصله آزادی و نرخ پهنای نوار با استفاده از هوا در طیف وسیعی از رینولدز را مطالعه کردند و عدد ناسلت با افزایش رینولدز افزایش داشته درحالی‌که ضریب اصطکاک و عملکرد حرارتی روندی مخالف را نشان داد. حداکثر عملکرد حرارتی در کمترین نسبت آزادی فاصله، نرخ پهنای عرض و عدد رینولدز به دست می‌آید. ارزیابی تجربی عملکرد حرارتی در داخل لوله با استفاده از درج‌های نوار تابیده توخالی متقابل توسط هی^۴ و همکاران انجام شد [۴۹]. کالیان و همکاران [۵۰]، به بررسی تجربی انتقال حرارت و ضریب اصطکاک برای نسبت پیچش مختلف و سیال غیرنیوتنی (۰/۲ درصد محلول کربوکسی متیل سلولز) به‌عنوان سیال کاری پرداختند. آن‌ها حداکثر مقدار عدد ناسلت را ۴۰ درصد و همچنین افزایش ۵۶/۸۵ درصد ضریب اصطکاک را نسبت به لوله ساده گزارش دادند. در آخر روابطی تجربی برای پیش‌بینی انتقال حرارت و ضریب اصطکاک ارائه کردند. نتایج محققان نشان می‌دهد که رفتار رقیق‌شوندگی سیال بر ساختار چرخشی جریان تأثیر می‌گذارد، بنابراین رفتار رقیق‌شوندگی سیال منجر به تغییر در عملکرد انتقال حرارت مبدل حرارتی می‌شود [۵۱]. [۵۲].

با توجه به مطالعات بررسی شده، تأثیر رفتار سیال غیرنیوتنی بر عملکرد حرارتی هیدرولیکی لوله دایره‌ای حاوی نوار تابیده با کاهش عرض نوار و افزایش حفره مرکزی نوار هنوز مورد توجه قرار نگرفته است؛ بنابراین مطالعه بیشتر برای دستیابی به بینش در مورد اثرات رفتار سیال غیرنیوتنی در مجراهای مجهز به نوار تابیده و در نتیجه بر عملکرد انتقال حرارت کانال‌ها ضروری است. اهداف و نوآوری‌های اصلی مطالعه حاضر عبارت‌اند از:

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

- 1 V
- 2 U
- 3 Ruengpayungsak
- 4 He

برای محاسبه عدد ناسلت از معادله (۷) استفاده شده است.

$$Nu = \frac{hD_H}{k_t} \quad (7)$$

h ضریب انتقال حرارت و k_t ضریب هدایت حرارتی است. افت فشار محلی در جهت محور $[-\Delta p(x)]$ ، تقریباً با معادله (۸) قابل به دست آوردن است.

$$-\Delta p(x) = p_{in} - \frac{\int_0^R \int_0^{2\pi} \varphi p r d\theta dr}{\int_0^R \int_0^{2\pi} \varphi r d\theta dr} \quad (8)$$

پارامتر $p = p(\bar{y})$ با $\bar{y} = \bar{y}(r, \theta, x)$ فشار استاتیکی سیال هستند، p_{in} فشار ورودی و $\varphi = \varphi(\bar{y})$ یک دستگاه معادلات دوبخشی است که به صورت معادله (۹) است.

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

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

$$-\frac{\partial\Delta p}{\partial x}\Big|_x = -\frac{\Delta p\left(x + \frac{1}{2}\delta x\right) - \Delta p\left(x - \frac{1}{2}\delta x\right)}{\delta x} \quad (10)$$

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

$$\frac{-\Delta p}{L} = \frac{1}{L_f - L_0} \int_{L_0}^{L_f} -\frac{\partial\Delta p}{\partial x}\Big|_x dx \quad (11)$$

که $[L_0, L_f]$ ، دامنه انتگرال جریان سیال توسعه‌یافته است

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

اگرچه مدل پاورلا ساده‌ترین بیان از رفتار رقیق‌شونده را دارد، اما دارای کاستی‌هایی هم هست. به‌طورکلی این مدل در بازه محدودی از سرعت برش بکار می‌رود و بنابراین مقادیر به‌دست‌آمده K و n به بازه سرعت برش موردبررسی بستگی دارد. علاوه بر آن، مدل پاورلا گرانیوی برش صفر (μ_0) و گرانیوی برش بینهایت (μ_∞) را پیش‌بینی نمی‌کند. مدل پاورلا اصلاح‌شده [۵۵]، برای غلبه بر محدودیت‌های مطرح‌شده توسط پاورلا در رابطه (۴) ارائه‌شده است و به‌وضوح ویسکوزیته سیال را در منطقه سرعت برشی کم نشان می‌دهد. این مدل شامل ویسکوزیته برش صفر μ_0 ، شاخص قوام^۱ K و شاخص رفتار جریان^۲ n است.

$$\mu_a = \left[\left(\mu_0 \right)^p + \left(K \cdot \dot{\gamma}^{(n-1)} \right)^p \right]^{\frac{1}{p}} \quad (4)$$

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

۲-۲- روابط مورد استفاده در محاسبات

در این مطالعه، عدد رینولدز متر $[56]$ ، برای بیان عدد رینولدز بکار گرفته‌شده است و به صورت معادله (۵) است.

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

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

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

1 Consistency index

2 Behavior index

$$\eta = \frac{Nu / Nu_0}{(f / f_0)^{1/3}} \quad (16)$$

Nu و f ، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در کانال مجهز به نوار تابیده و Nu_0 و f_0 عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در کانال ساده است.

ضریب اصطکاک فاینینگ و عدد ناسلت به ترتیب توسط معادله (۱۷) و (۱۸) محاسبه می‌شوند.

$$C_f = \frac{\tau_w}{1/2 \rho U_b^2} \quad (17)$$

$$Nu = \frac{q'' D_H}{(T_w - T_b) k_t} \quad (18)$$

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

۳- هندسه مسئله

طرحواره لوله دایره‌ای با نوار تابیده استاندارد و نوار تابیده توخالی در شکل ۱ نشان داده شده است. نوارهای تابیده با ضخامت 0.01 متر در طول کامل لوله‌ها نصب شده‌اند. طول لوله 0.5 متر است. نسبت تابیدگی^۲ به صورت نسبت گام نوار تابیده به قطر داخلی لوله $(y = H/D)$ تعریف می‌شود. در این تعریف گام نوار تابیده فاصله بین دو نقطه مشابه در طول نوار به صورت موازی با محور و با یک پیچش 180 درجه‌ای است. در پژوهش حاضر گام پیچش (H) 0.05 متر، قطر لوله (D) 0.02 متر و نسبت تابیدگی $2/5$ متر است. در این مطالعه، تأثیر نسبت عرض نوار $(w = W/D)$ و نسبت حذف از مرکز نوار $(c = C/D)$ بر انتقال حرارت و ضریب اصطکاک بررسی خواهد شد. مشخصات هندسی مدل‌های بررسی شده در جدول ۱ ذکر شده است.

جنس نوار از آلومینیوم و جنس لوله مسی در نظر گرفته شده است. سیالات غیرنیوتنی رقیق‌شونده مورداستفاده در مطالعه حاضر سه درجه از محلول‌های کربوکسی متیل سلولز، γ HSF (درجه بالا)، γ MSF (درجه متوسط) و γ LFPH (درجه پایین) می‌باشند. ویسکوزیته ظاهری، این سیالات در دمای متوسط ثابت 60 درجه

و مقدار این کمیت، $-\Delta p / L$ نیاز به محاسبه ضریب اصطکاک فاینینگ دارد.

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

$$h(x) = \frac{q''}{T_w - T_b} \quad (12)$$

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

$$h = \frac{1}{L_f - L_0} \int_{L_0}^{L_f} h(x) dx \quad (13)$$

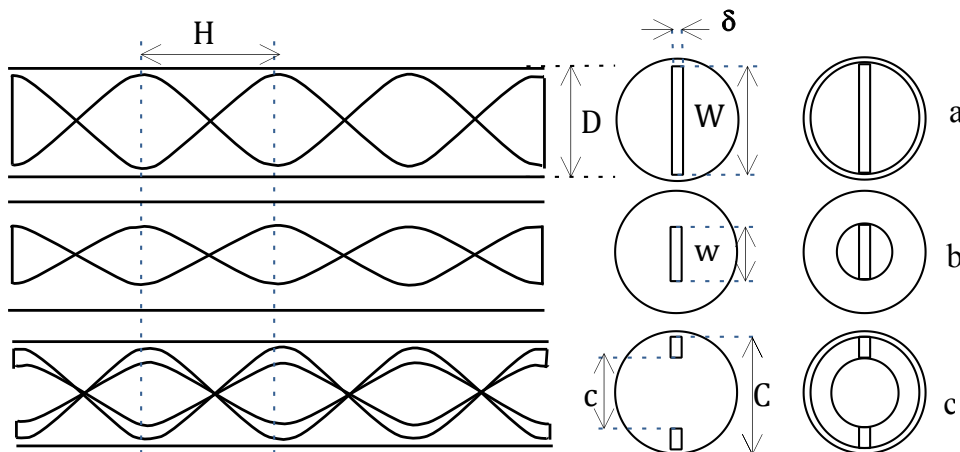
بردار شار حرارتی محلی نرمال در راستای x ، به صورت معادله (۱۴) است.

$$q(x) = \frac{\int_{2-\frac{1}{2}\delta x}^{2+\frac{1}{2}\delta x} \int_0^{2\pi} -k_t (\vec{n} \cdot \nabla T) R d\theta dx}{\int_{2-\frac{1}{2}\delta x}^{2+\frac{1}{2}\delta x} \int_0^{2\pi} -R d\theta dx} \quad (14)$$

\vec{n} بردار یکه نرمال سطح دیوار است. R شعاع داخلی لوله و $T = (r, \theta, x)$ دمای سیال است. در این مطالعه ضخامت نوار δx ، 0.01 متر است. مقدار دمای توده سیال در جهت محور x توسط معادله (۱۵) به دست می‌آید.

$$T_\infty(x) = \frac{\int_0^R \int_0^{2\pi} T \rho U_x r d\theta dr}{\int_0^R \int_0^{2\pi} \rho U_x r d\theta dr} \quad (15)$$

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



شکل ۱. طرح شماتیک هندسه (a) نوار تابیده استاندارد (b) نوار تابیده با حذف لبه‌های بیرونی (c) نوار تابیده توخالی

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

۴- شرایط مرزی مسئله

در دیوار لوله از شرط عدم لغزش و شرط شار حرارتی ثابت استفاده شده است. جریان کاملاً توسعه‌یافته سرعت توسط معادله (۲۳) به ورودی لوله اعمال شده است.

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

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

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

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

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

جدول ۱. مشخصات هندسی مدل‌های مورد بررسی

Table 1. Geometrical characteristics of the investigated models

C/D=c	W/D=w	نمونه‌ها
۰	۰/۹	نمونه ۱
۰/۱	۰/۸	نمونه ۲
۰/۲	۰/۷	نمونه ۳
۰/۳	۰/۶	نمونه ۴
۰/۴	۰/۵	نمونه ۵
۰/۵	۰/۴	نمونه ۶
۰/۶	۰/۳	نمونه ۷
۰/۷	۰/۲	نمونه ۸

جدول ۲. مشخصات پلیمر [۵۵]

Table 2. Thermo-physical characteristics of CMC [55]

n	K	P	μ_0	غلظت	پلیمر
۰/۴۱۱۷	۶/۸۵۰۶	-۱/۲۲	۲/۳۴۵۵	۲/۱۷۵*۱۰ ^{-۸}	7H3SF
۰/۵۵۴۴	۵/۱۷۹۵	-۱/۳۶	۱/۵۱۵۵	۱/۶۶۷*۱۰ ^{-۷}	7M8SF
۰/۸۶۳۶	۰/۱۸۲۸	-۵/۸۵	۰/۱۱۷۰	۵/۸۴۸*۱۰ ^{-۷}	7LFPH

هندسه با مشخصات $W=0/9$ و $C=0/3$ را نشان می‌دهد.

در شکل ۴، پارامترهای مهم عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در هر

پنج شبکه، محاسبه و باهم مقایسه شده‌اند.

با توجه به شکل ۴، از شبکه سوم به بعد تغییر کمی در عدد ناسلت

و ضریب اصطکاک مشاهده می‌شود. اختلاف نتیجه شبکه شماره ۳

با ریزترین شبکه (شبکه ۵) کمتر از ۱٪ است؛ بنابراین برای کاهش

هزینه محاسباتی و صرفه‌جویی در زمان محاسبات عددی، از شبکه

۳ با تعداد ۲۱۰۰۰۰۰ المان محاسباتی برای انجام شبیه‌سازی‌ها

استفاده شده است.

برای صحت سنجی حل عددی، در شکل ۵ نتایج پژوهش حاضر

با کار عددی ریوس-ایریب و همکاران [۶۴] یعنی لوله ساده و لوله با

نوار تابیده به نسبت عرض ۲/۸۸ مقایسه شده است. جریان آرام، لوله

مستقیم و تحت دمای ثابت دیوار در حال گرم شدن است. طول و قطر

لوله به ترتیب ۰/۵۱۲ و ۰/۰۲۵ متر است. نسبت عرض نوار (W/D)

۰/۸ است و سیال کار پوره گوجه‌فرنگی با دمای ثابت وارد کانال شد.

با توجه به شکل ۵ مشاهده می‌شود که نتایج به‌دست‌آمده مطالعه

جدول ۳. خواص سیال پایه

Table 3. Base fluid properties

مقدار	خاصیت
$\rho = 983/20$	چگالی (kg/m^3)
$C_p = 4184/3$	ظرفیت حرارتی ویژه ($J/kg.K$)
$k_t = 6/54322$	هدایت حرارت ($W/m.K$)

10^{-5} ، 10^{-5} و 10^{-8} در نظر گرفته شده است.

۵- مطالعه شبکه و اعتبار سنجی

در این بخش، استقلال جواب عددی از اندازه شبکه محاسباتی

از دو جهت نوع شبکه و اندازه شبکه مورد بررسی قرار می‌گیرد.

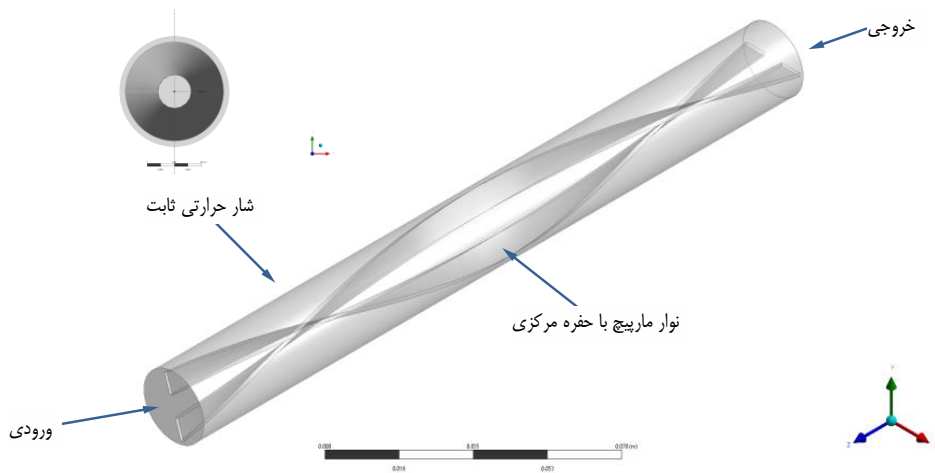
در این مطالعه با فرض ثابت بودن نوع شبکه (شش‌وجهی بی‌نظم)

اندازه شبکه مورد بررسی قرار می‌گیرد. مطالعه شبکه در یک حالت

نمونه برای ۵ شبکه مختلف حل شده است. جهت مطالعه بهتر جریان

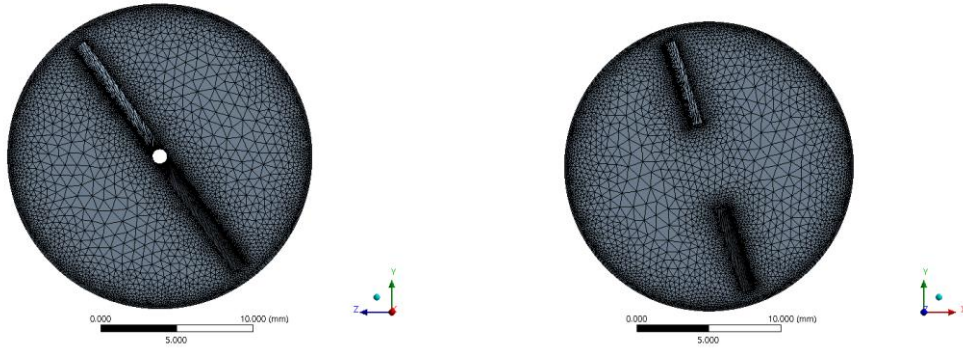
سیال، در نزدیکی دیوار و لبه‌های نوار تراکم سلول‌های محاسباتی

افزایش یافته است. شکل ۳ نمونه‌ای از شبکه‌بندی مورد استفاده برای



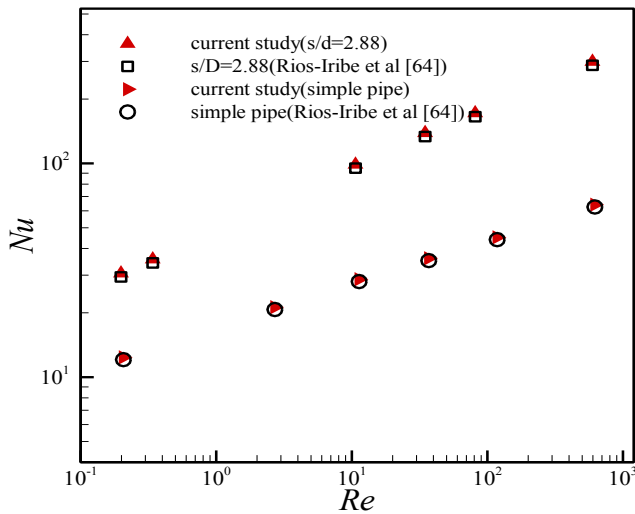
شکل ۲. نمایی از شرایط مرزی

Fig. 2. Boundary conditions



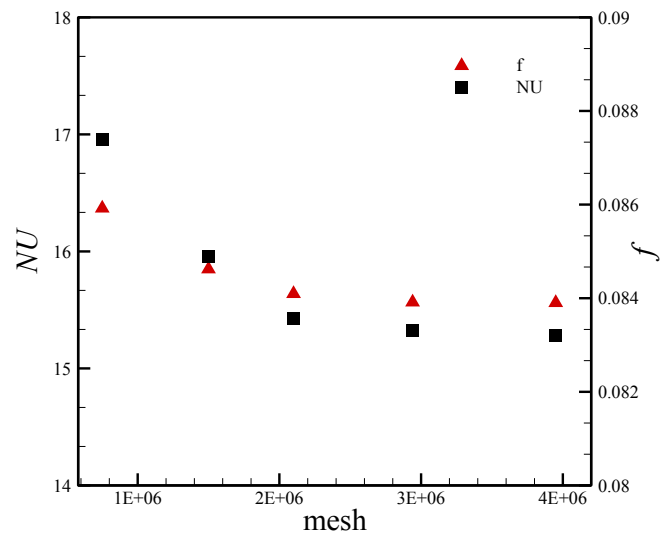
شکل ۳. نمونه‌ای از شبکه (سمت راست $w=0.9$ و سمت چپ $c=0.3$)

Fig. 3. Grid generation (right $w=0.9$ and left $c=0.3$)



شکل ۵. منحنی مقایسه کار حاضر با کار عددی ریوس-ایریب و همکاران [۶۴]

Fig. 5. Comparison of present work with the numerical simulation of Rios-Iribé et al. [64]



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

و عملکرد حرارتی ارائه شده است. ضریب اصطکاک حاصل از اعداد رینولدز مختلف در یک مجرای دایره‌ای به صورت f_0 ارائه شده است. f_0 به عنوان شاخصی برای نشان دادن افزایش ضریب اصطکاک یا تلفات اصطکاکی به دلیل وجود جریان چرخشی ثانویه القاء شده توسط دیواره و نوار، در مجرای دایره‌ای حاوی نوار تابیده است. مقدار f_0 سپس برای تجزیه و تحلیل اثر نسبت عرض نوار (w)، نسبت حفره مرکزی نوار (c) بر ضریب اصطکاک، f استفاده می‌شود. اثر پارامترهای دیگر مانند عدد ناسلت، عدد رینولدز و خواص سیال غیرنیوتنی نیز مورد بحث قرار گرفته است.

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

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

۶- نتایج

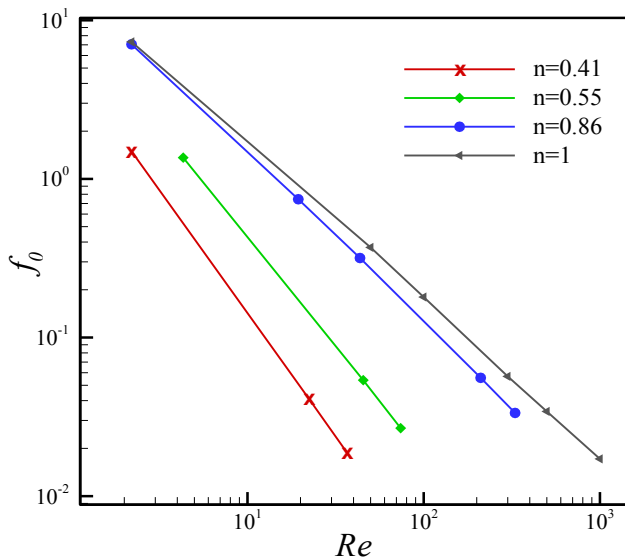
در این بخش نتایج شبیه‌سازی شامل اثر تغییرات پارامترهای هندسی، عدد رینولدز و ماهیت سیال بر عدد ناسلت، ضریب اصطکاک

جدول ۴. تغییرات $f/f_0 - w$ با تغییر شاخص رفتار سیال (n)

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

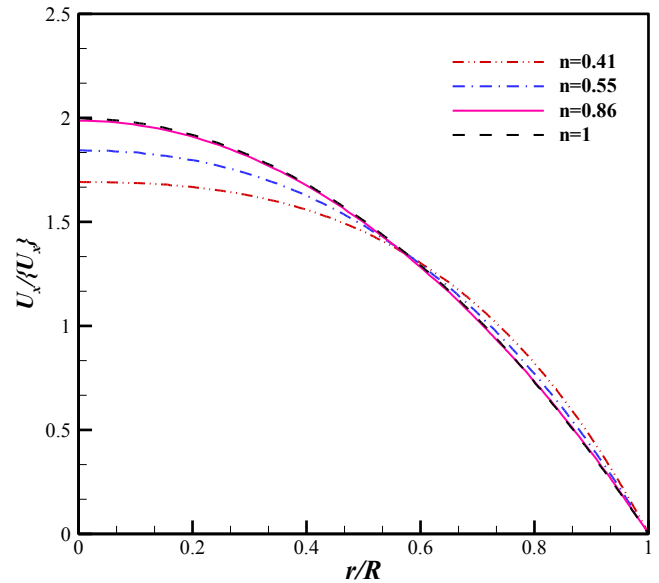
$Re=2/118, n=0/41$	$Re=4/32, n=0/55$	$Re=43/51, n=0/86$	W
۲/۱۳	۲/۱۷	۲/۲۲	۰/۹
۲/۰۵	۲/۱۰	۲/۱۴	۰/۸
۱/۷۹	۱/۸۳	۱/۸۷	۰/۷
۱/۶۰	۱/۶۴	۱/۶۸	۰/۶
۱/۳۳	۱/۳۷	۱/۴۲	۰/۵
۱/۱۶	۱/۲۰	۱/۲۴	۰/۴
۱/۱۲	۱/۱۷	۱/۲۱	۰/۳
۱/۱۰	۱/۱۵	۱/۱۹	۰/۲

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



شکل ۷. نمودار تغییرات ضریب اصطکاک در لوله ساده

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



شکل ۶. منحنی سرعت محوری بی بعد در امتداد شعاع برای سیالات مختلف رقیق شونده درون مجرای دایره ای در رینولدز ۱۸/۲

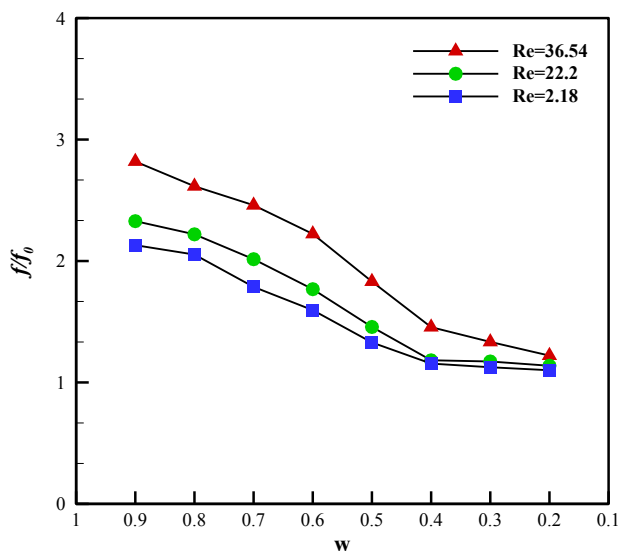
Fig. 6. Dimensionless axial velocity profile along the radius for various shear-thinning fluids through a straight circular duct $Re = 2.18$

سرعت محوری بدون بعد در نزدیکی سطح دیوار برای سیال رقیق شونده دارای برش بالا مانند $n=0/41$ در مقایسه با سیال رقیق شونده پایین $n=0/86$ و سیالات نیوتنی $n=1$ بیشتر است. این امر به این دلیل است که جریان های مجرا با سیالات رقیق شونده برش بالا دارای شیب ویسکوزیته ظاهری بالاتری در نزدیکی دیواره هستند که منجر به لایه هایی از سیال نزدیک به سطح دیوار می شود که ویسکوزیته ظاهری کمی دارند. ارضا شدن شرط عدم لغزش در $r=R$ و تشکیل لایه مرزی سرعت در این شکل مشهود است.

۶-۱- اثرات کاهش پهنای نوار بر پارامترهای مسئله

در جدول ۴، تغییرات $f/f_0 - w$ با تغییر شاخص رفتار سیال ارائه شده است. مشاهده می شود که افزایش نسبت عرض نوار به دلیل توسعه جریان های قوی تر در فاصله لبه نوار با دیوار لوله، باعث افت اصطکاک اضافی در مقایسه با لوله ساده می شود. در عین حال با افزایش ماهیت رقیق شونده سیال این افت ها کمتر می شود. همچنین شروع جریان چرخشی ثانویه قوی و بهبود انتقال حرارت در رینولدز پایین رخ می دهد و این شروع با افزایش رقیق شونده سیال زودتر نیز اتفاق می افتد.

در شکل ۷ نمودار ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز



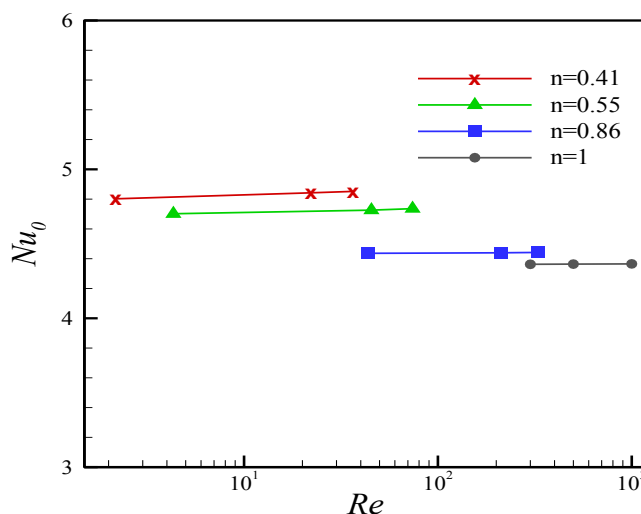
شکل ۹. نمودار تغییرات عدد $f / f_0 - w$ در لوله با نوار تابیده استاندارد، سیال $n=0.41$

Fig. 9. Variation of f / f_0 vs. the tape width ratio (w) for tube fitted with short-width twisted tape at $n=0.41$

می‌یابد.

با توجه به شکل ۹، نسبت ضریب اصطکاک در کانال مجهز به نوار تابیده با افزایش عدد رینولدز، افزایش می‌یابد چون با افزایش عدد رینولدز، نیروی چسبندگی کاهش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که ضریب اصطکاک با کاهش w کمتر شده است. نرخ افزایش f / f_0 با افزایش رینولدز در محدوده اعداد رینولدز پایین کوچک است که علت آن نیروی چرخشی ثانویه ضعیف است اما با افزایش عدد رینولدز، f / f_0 به سرعت زیادتر می‌شود زیرا با افزایش عدد رینولدز، جریان چرخشی ثانویه بیشتری مشاهده می‌شود. در ضمن با کاهش نسبت عرض نوار، ضریب اصطکاک نیز کمتر می‌شود. دلیل این امر این است که با افزایش w ، سطح نوار افزایش می‌یابد و این باعث افزایش سطح سیال تماس می‌شود. این حتی باعث افزایش افت فشار دینامیکی سیال در ویسکوزیته بالاتر در نزدیکی دیواره لوله می‌شود. w بالاتر باعث افزایش نیروی اینرسی در مقایسه با نیروی چسبندگی سیال می‌شود. این امر باعث می‌شود که مقادیر افت فشار بالاتر و از این رو ضریب اصطکاک باشد.

از شکل ۱۰ دیده می‌شود که برای هر عدد رینولدز، Nu / Nu_0 با کاهش نسبت عرض کم می‌شود و نسبت عرض بزرگ‌تر، افزایش انتقال حرارت بهتری دارد. به عنوان مثال، وقتی w از 0.9 به 0.8 کم می‌شود، Nu / Nu_0 به طور میانگین $11/51$ درصد کاهش می‌یابد.



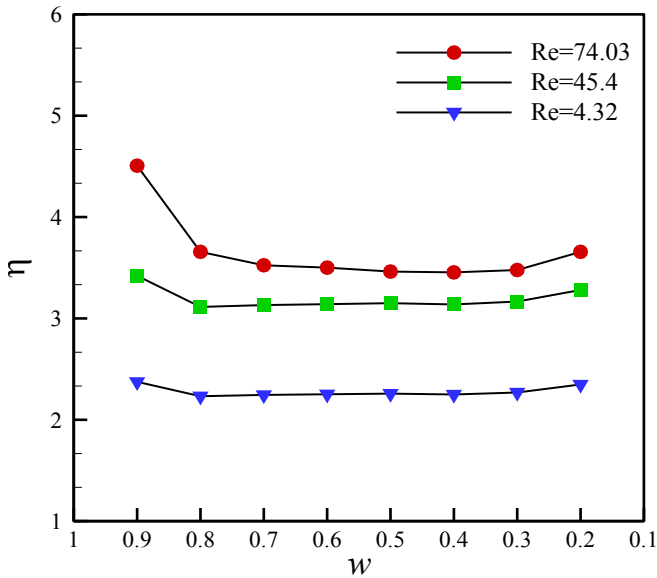
شکل ۸. نمودار تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در لوله ساده

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

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

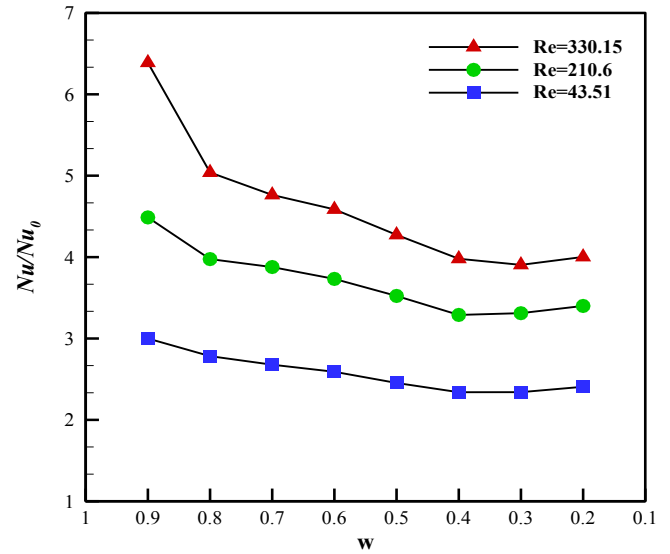
در شکل ۸ نمودار Nu_0 برای سیال شبه پلاستیک با تغییرات ماهیت سیال نشان داده شده است. با افزایش عدد رینولدز تنش برشی دیوار زیادتر شده و با رشد رقیق‌شوندگی سیال سرعت سیال در نزدیک به دیوار به دلیل ویسکوزیته پایین‌تر لایه‌های سیال، بیشتر می‌شود که منجر به افزایش گرادیان سرعت و دما شده و در نتیجه عدد ناسلت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

شکل ۹، شکل ۱۰ و شکل ۱۱ به ترتیب تغییرات ضریب اصطکاک (f / f_0) ، عدد ناسلت (Nu / Nu_0) و ضریب عملکرد حرارتی (η) را بر حسب نسبت عرض w در اعداد مختلف رینولدز جریان آرام نشان می‌دهند. مشاهده می‌شود که اعداد ناسلت و ضریب عملکرد حرارتی با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد، در حالی که ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد. از شکل ۸ می‌توان دید که ضریب اصطکاک با کاهش نسبت عرض در هر عدد رینولدز کاهش می‌یابد. به عنوان مثال، مقدار f زمانی که $w=0.2$ است، به طور میانگین $48/53$ درصد در مقایسه با زمانی که $w=0.9$ است، کاهش



شکل ۱۱. نمودار تغییرات عملکرد حرارتی، برای کانال با نوار تابیده استاندارد و کاهش w ، در جریان سیال $n=0/55$

Fig. 11. Variation of the thermal performance factor (η) vs. the tape width ratio (w) for tube fitted with short-width twisted tape at $n=0.55$



شکل ۱۰. نمودار تغییرات عدد $Nu / Nu_0 - w$ در لوله با نوار تابیده استاندارد، سیال $n=0/86$

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

که بیشترین مقدار عملکرد حرارتی با حذف لبه بیرونی نوار در نسبت عرض $0/9$ رخ می‌دهد، در نتیجه کاهش عرض نوار برای افزایش تقویت عملکرد ترموهیدرولیک مناسب نیست؛ بنابراین بجای حذف لبه‌های بیرونی نوار (کاهش عرض نوار)، لبه‌های داخلی نوار (بخش مرکزی نوار) حذف می‌شود و انتظار می‌رود که اختلال لایه‌مرزی در دیوار حفظ‌شده و از انسداد جریان نیز کاسته شود.

۳-۶- اثرات افزایش حفره مرکزی نوار بر پارامترهای مسئله

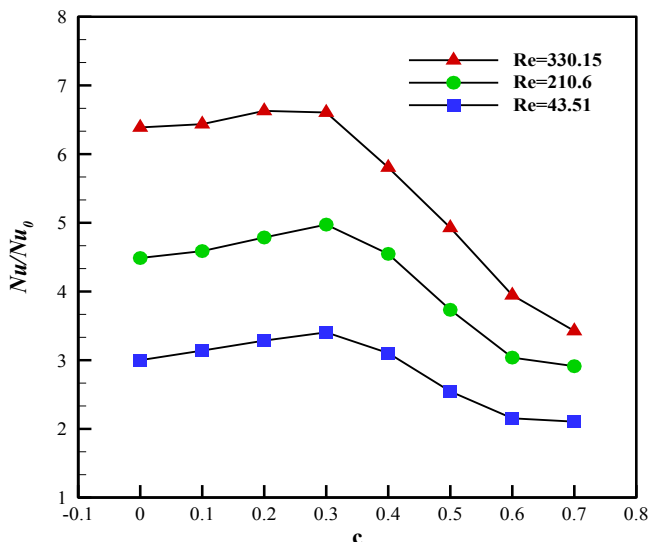
در شکل ۱۲ نمودار تغییرات f / f_0 برحسب C ، در اعداد مختلف رینولدز، برای سیال $n=0/41$ نشان داده شده است. همان‌طور که قابل‌ملاحظه است هر چه نسبت حفره مرکزی نوار افزایش یابد، از مقدار f / f_0 کاسته می‌شود. علت این امر وجود ناحیه مسدود شده کمتری در نسبت حفره مرکزی بزرگ‌تر است. علاوه بر این، اثر کاهش اصطکاک در مواردی که عدد رینولدز کوچک‌تر است، واضح‌تر است.

در شکل ۱۳ نمودار تغییرات Nu / Nu_0 برحسب C ، در اعداد رینولدز مختلف رینولدز، برای سیال $n=0/41$ نشان داده شده است. با افزایش C تا مقدار $0/4$ ، به دلیل اختلاط سیال و جریان ثانویه و اختلال در رشد لایه‌مرزی حرارتی ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد اما با

باین‌حال، هنگامی‌که اندازه عرض از $0/9$ به $0/2$ کاهش یابد، این کاهش حدود $27/76$ درصد است. این نتیجه، نشان می‌دهد که تضعیف انتقال حرارت به‌طور عمده با کاهش عرض نوار اتفاق می‌افتد. دو دلیل برای این تضعیف وجود دارد: ۱- با کاهش عرض نوار اختلال لایه‌مرزی، مخلوط سیال لایه‌مرزی و جریان هسته ضعیف می‌شود. ۲- کاهش عرض نوار منجر به افزایش نسبت پیچش (H/W) می‌شود که موجب تولید چرخش‌های ضعیف سیال توسط نوار در لوله است [۶۵-۶۹]؛ مشاهده می‌شود که کاهش ضریب f با کاهش w در مقایسه با عدد ناسلت شدیدتر است. به‌عنوان مثال، هنگامی‌که w از $0/9$ به $0/2$ کاهش می‌یابد، ضریب اصطکاک به میزان میانگین $48/53$ درصد کاهش می‌یابد در حالی‌که کاهش ناسلت به‌طور میانگین $27/76$ درصد می‌رسد.

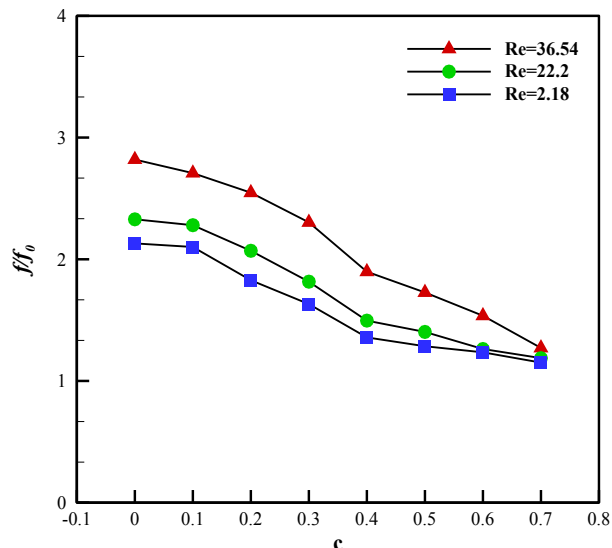
۲-۶- عملکرد ترموهیدرولیک

شکل ۱۱ تغییرات عملکرد ترموهیدرولیک نسبت به کاهش عرض نوار در رینولدزهای مختلف برای سیال $n=0/55$ را نشان می‌دهد. هنگامی‌که عرض نوار از $0/9$ به $0/8$ کاهش می‌یابد، مقدار عملکرد ترموهیدرولیک افت قابل‌توجهی می‌کند و به مقدار حداقل در نسبت عرض $0/5$ می‌رسد و سپس کمی افزایش می‌یابد. مشاهده می‌شود



شکل ۱۳. نمودار تغییرات عدد $Nu/Nu_0 - c$ در لوله با نوار تابیده حفره خالی، سیال $n=0.86$

Fig. 13. Variation of $Nu/Nu_0 - c$ in tubes with hollow twisted tape at $n = 0.86$



شکل ۱۲. نمودار تغییرات عدد $f/f_0 - c$ در لوله با نوار تابیده حفره خالی، سیال $n=0.41$

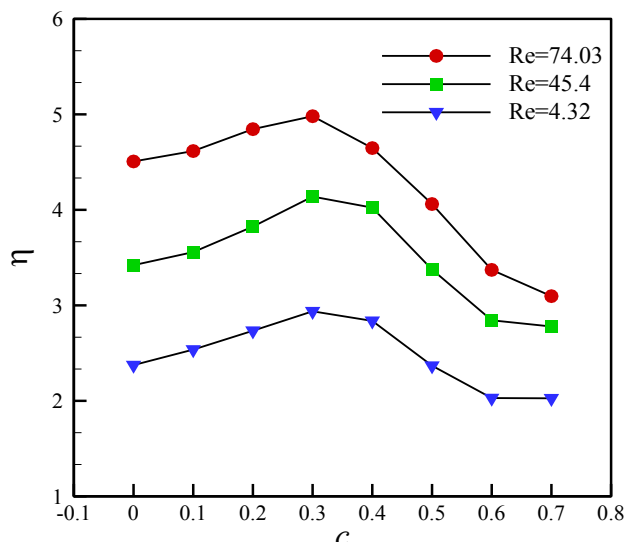
Fig. 12. Variation of $f/f_0 - c$ in tubes with hollow twisted tape at $n = 0.41$

بیشترین مقدار عدد ناسلت در نسبت حذف مرکزی 0.3 مشاهده شد و پس از آن به تدریج کاهش می‌یابد.

هنگامی که سطح پیوسته نوار تابیده به یک نوار تابیده توخالی بدل می‌شود، چرخش جریان حول نوار تابیده افزایش یافته و باعث

افزایش مقدار C از 0.4 تا 0.7 ضریب انتقال حرارت کاهش می‌یابد. دلیل این امر این است که بعد از 0.4 غالب جریان در مرکز لوله ظاهر و لایه مرزی ضعیف‌تر است. در اینجا نیز مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز و کاهش ضخامت لایه مرزی حرارتی، انتقال حرارت بیشتر می‌شود.

در شکل ۱۴ نمودار عملکرد ترموهیدرولیک لوله حاوی نوار تابیده توخالی در نسبت‌های مختلف حذف مرکز نوار نشان داده شده است. از شکل ۱۴ می‌توان دید که وقتی مقدار حفره مرکزی 0.1 است، عدد ناسلت کمی بزرگ‌تر از لوله‌های با نوار تابیده استاندارد یا $C=0$ است. پس از آن، عدد ناسلت برای تمام اعداد رینولدز با افزایش نسبت حفره مرکزی به تدریج افزایش می‌یابد تا زمانی که به مقدار بیشینه در $C=0.3$ برسد و سپس به تدریج کاهش می‌یابد. مقدار عدد ناسلت در 0.3 ، حدود $8/29$ درصد بزرگ‌تر از آن در $C=0$ است. این نشان می‌دهد که از لحاظ افزایش انتقال حرارت، $C=0.3$ می‌تواند مفید باشد. از مقایسه شکل ۱۳ با شکل ۱۰ روشن است که قطع لبه‌های داخلی نوار (افزایش C) منجر به کاهش سرعت انتقال حرارت می‌شود؛ اما این کاهش به معنای تضعیف انتقال حرارت نیست. در برخی از موارد انتقال حرارت حتی تا حدی افزایش یافته است. نسبت حذف مرکزی 0.1 در مقابل نوار تابیده استاندارد عدد ناسلت کمی بزرگ‌تر است و



شکل ۱۴. نمودار تغییرات عملکرد حرارتی، برای کانال با نوار تابیده حفره خالی و افزایش c ، در جریان سیال $n=0.55$

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

مشاهده می‌شود که عملکرد کلی تمام موارد با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد. عملکرد کلی با افزایش نسبت حذف از مرکز نوار تا ۰/۳ به مقدار ماکزیمم رسیده و بعدازآن کمتر می‌شود.

۴-۶- کانتورهای بزرگی سرعت و دما

۴-۶-۱- لوله با نوار تابیده استاندارد و کاهش عرض نوار

در این بخش، تفاوت بین نتایج حاصل از نوار تابیده استاندارد و نوار تابیده توخالی در یک رینولدز معین با سیال $n=0.86$ با ارائه کانتورهای بزرگی سرعت و دما در طول ۰/۲۵ متری درون لوله توضیح داده می‌شود. با توجه به کانتورهای بزرگی سرعت در شکل ۱۵ می‌توان دریافت که در نسبت عرض ۰/۲، سرعت مماسی در نزدیکی دیوار بسیار کوچک‌تر از نسبت عرض ۰/۹ است که به معنی اختلال و

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

جدول ۵. درصد افزایش عملکرد حرارتی، برای نوار تابیده توخالی در مقایسه با نوار تابیده استاندارد ($w=0.9$) در $n=0.86$

Table 5. Comparison for hollow twisted tape and standard twisted tape ($w=0.9$) at $n = 0.86$

C							$\% \eta \Delta$
0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	Re
-31/69	-25/59	-10/28	2/72	10/12	7/12	2,03	330/15
-19/82	-17/93	-2/39	16/56	19/94	10/74	2/94	210/6
-14/80	-14/70	-0/43	19/35	23/58	15/00	5/14	51/31

جدول ۶. درصد افزایش عملکرد حرارتی، برای نوار تابیده توخالی در مقایسه با نوار تابیده استاندارد ($w=0.9$) در $n=0.55$

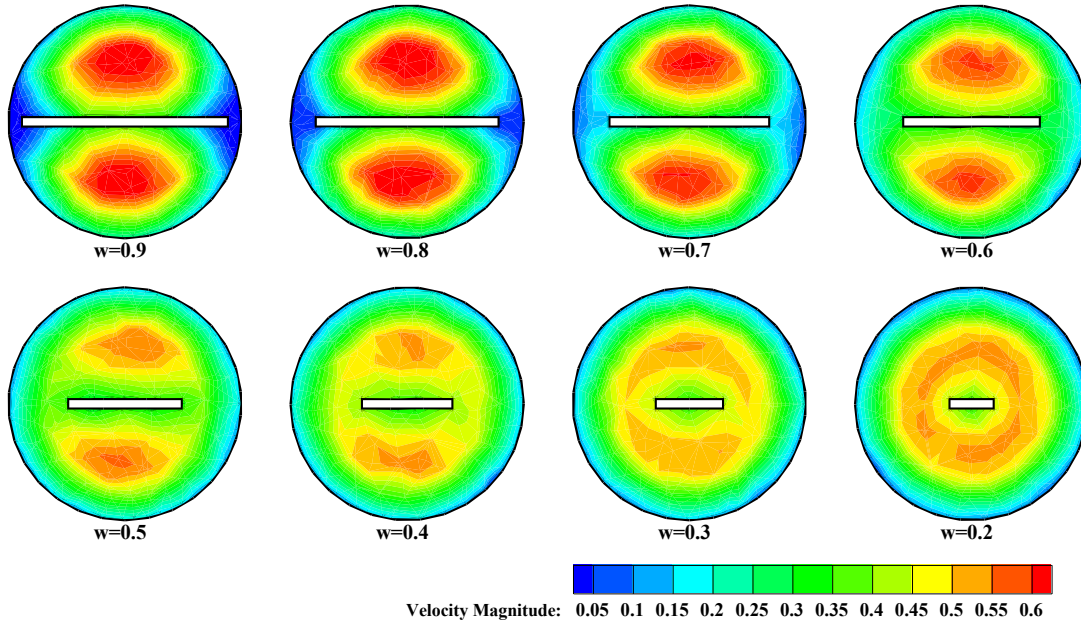
Table 6. Comparison for hollow twisted tape and standard twisted tape ($w=0.9$) at $n = 0.55$

C							$\% \eta \Delta$
0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	Re
-31/30	-25/20	-9/90	3/11	10/51	7/51	2/42	74/03
-18/77	-16/88	-1/34	17/61	21/00	11/79	3/99	54/4
-14/63	-14/53	-0/26	19/52	23/75	15/17	6/86	4/32

جدول ۷. درصد افزایش عملکرد حرارتی، برای نوار تابیده توخالی در مقایسه با نوار تابیده استاندارد ($w=0.9$) در $n=0.41$

Table 7. Comparison for hollow twisted tape and standard twisted tape ($w=0.9$) at $n = 0.41$

C							$\% \eta \Delta$
0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	Re
-28/63	-22/53	-7/22	5/78	13/18	10/18	5/09	36/54
-17/97	-16/08	-0/53	18/41	21/80	12/60	5/60	22/2
-14/51	-14/41	-0/14	19/64	23/87	15/29	6/99	2/18

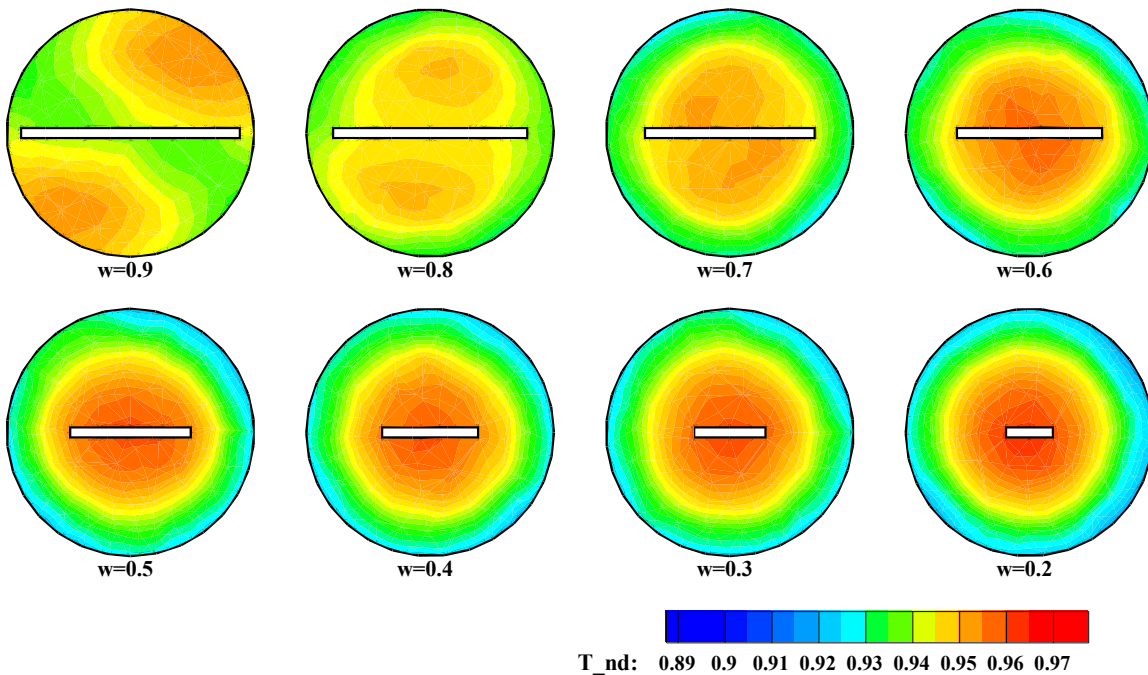


شکل ۱۵. کانتور اندازه سرعت (m/s) در کانال با نوار تابیده و کاهش w ، سیال $n=0/41$ در $Re=36/54$

Fig. 15. Velocity contour (m/s) in tube with twisted tape by reduction of w , with $n = 0.41$ at $Re = 36.54$

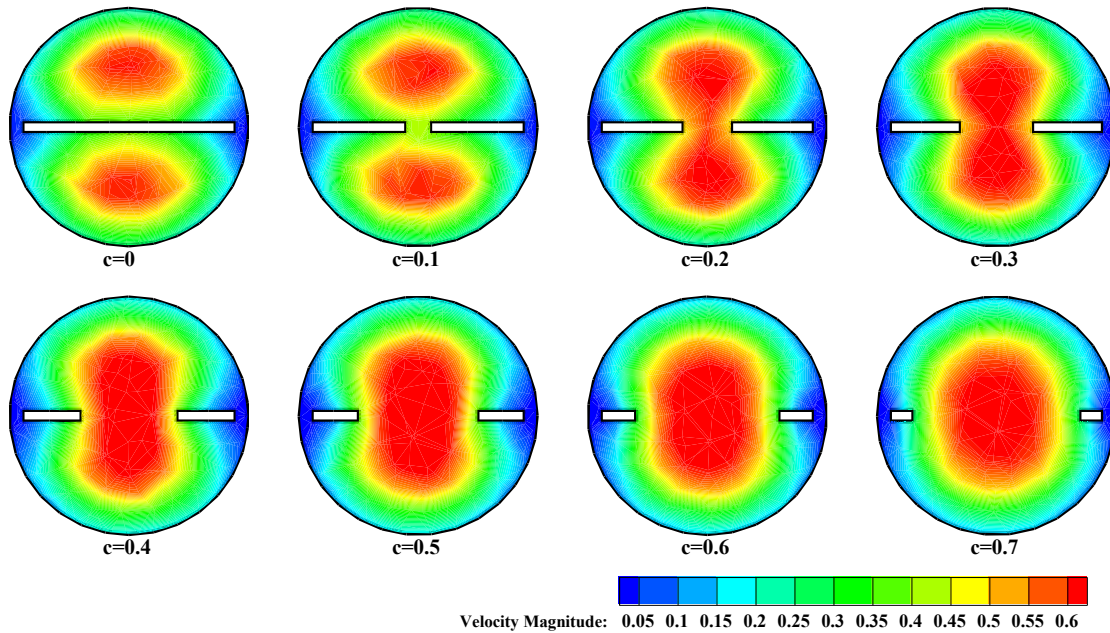
حرارت در نزدیکی دیوار کوچک تر می شود. به ویژه در فرآیند کاهش نسبت عرض نوار از $0/9$ به $0/2$ رفتار جریان و درجه حرارت به خوبی با پدیده های نشان داده شده در شکل ۱۰ همخوانی دارد. این نشان می دهد که اختلال لایه مرزی عامل کلیدی برای بهبود انتقال حرارت با یک نوار تابیده است. هنگامی که لبه بیرونی نوار دور از دیوار لوله

مخلوط سیال لایه مرزی بسیار ضعیف است. کاهش نسبت عرض نوار نه تنها باعث می شود چرخش نزدیک دیوار ناپدید شود بلکه چرخش ها را در کل منطقه ضعیف می کند. کانتورهای دما در شکل ۱۶ نشان می دهد که با کاهش عرض نوار، لایه مرزی حرارتی ضخیم تر می شود، به عبارت دیگر گرادینان درجه



شکل ۱۶. کانتور دمای بی بعد در کانال با نوار تابیده و کاهش w ، سیال $n=0/41$ در $Re=36/54$

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



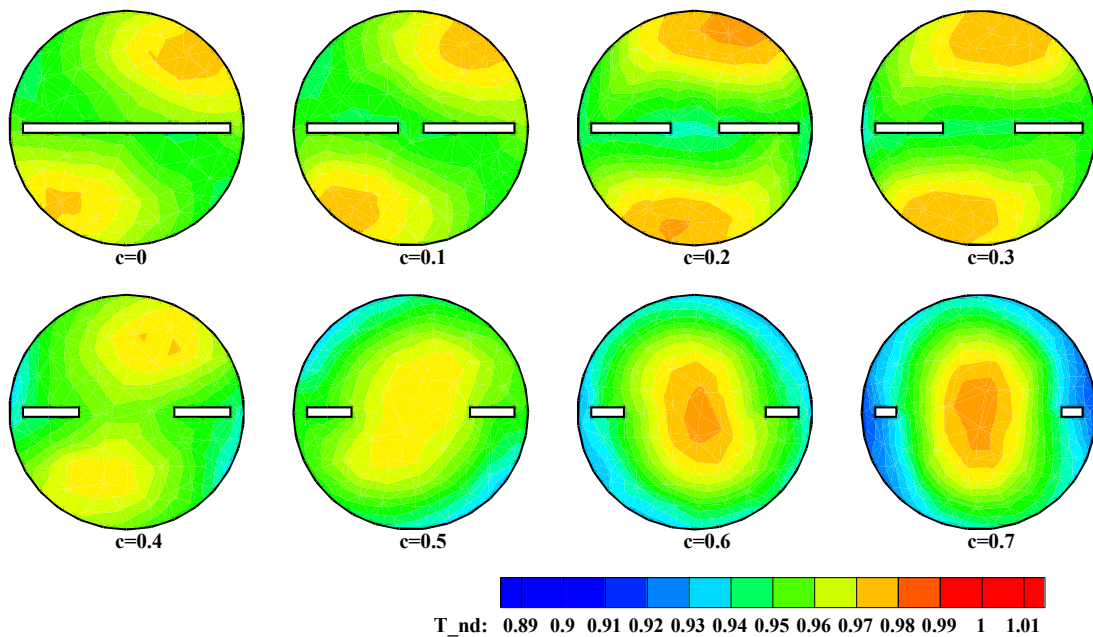
شکل ۱۷. کانتور اندازه سرعت (m/s) در کانال با نوار تابیده توخالی و افزایش c ، سیال $n=0.41$ در $Re=36.54$
Fig. 17. Velocity contour (m/s) in tube with hollow twisted tape and increasing c , with $n = 0.41$ at $Re = 36.54$

حفره مرکزی نوار، چرخش در نزدیکی دیوار هنوز هم وجود دارد و شدت چرخش تقریباً تا نسبت حذف مرکز نوار 0.4 بدون تغییر باقی می‌ماند. در شکل ۱۸ کانتورهای دما برای نسبت‌های حذف مرکزی مختلف ارائه شده است. کانتورهای دما به عواملی چون نسبت حفره مرکزی نوار، عدد رینولدز و خواص سیال غیرنیوتنی بستگی دارد. با

است، چرخش نزدیک به دیوار به‌طور جدی ضعیف خواهد شد و در آخر منجر به تضعیف شدید انتقال حرارت می‌شود.

۶-۴-۲- لوله با نوار تابیده و حذف لبه‌های داخلی نوار

طبق کانتورهای بزرگی سرعت در شکل ۱۷، با افزایش اندازه



شکل ۱۸. کانتور دمای بی‌بعد در کانال با نوار تابیده توخالی و افزایش c ، سیال $n=0.41$ در $Re=36.54$

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

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

* طبیعت رقیق‌شوندگی سیال غیرنیوتنی با کاهش شاخص رفتار (n) ، افزایش می‌یابد. همچنین به‌طور فزاینده‌ای، رسیدن به نتایج عددی در رینولدز بالاتر، به علت افزایش شاخص قوام (K) ، دشوارتر می‌شود. نرخ کرنش بالاتر منجر به کاهش ویسکوزیته مؤثر سیال شبه‌پلاستیک می‌شود و برای طیف وسیعی از پارامترهای مورد مطالعه در این مقاله، افزایش غلظت سیال منجر به عدد بالاتر ناسلت می‌شود. * با توجه به نتایج پژوهش حاضر مشاهده شد که η در $W=0.19$ ، بسیار بزرگ‌تر از زمانی که $W < 0.19$ است. همه این بررسی‌ها نشان می‌دهند که کاهش لبه بیرونی نوار تابنده، برای افزایش عملکرد ترموهیدرولیک نامطلوب است.

* از نتایج $C - \eta$ ، دریافتیم که وقتی $C=0.1$ است، عدد ناسلت کمی بزرگ‌تر از لوله‌های با نوار تابنده رایج ($W=0.19$ یا $C=0$) است. پس‌از آن، عدد ناسلت برای تمام اعداد رینولدز با افزایش C به تدریج افزایش می‌یابد تا زمانی که به نقطه اوج در یعنی $C=0.3$ برسد و سپس به تدریج کاهش می‌یابد.

* مقدار Nu در $C=0.3$ برای جریان سیال شبه‌پلاستیک $n=0.186$ ، به‌طور میانگین ۷/۹۹ درصد بزرگ‌تر از آن در $C=0$ و به‌طور میانگین کاهشی به مقدار ۲۱/۷۴ درصد برای ضریب اصطکاک داریم. این نشان می‌دهد که از لحاظ افزایش انتقال حرارت، $C=0.3$ می‌تواند مفید باشد. می‌توان نتیجه گرفت که برای طیف وسیعی از پارامترهای

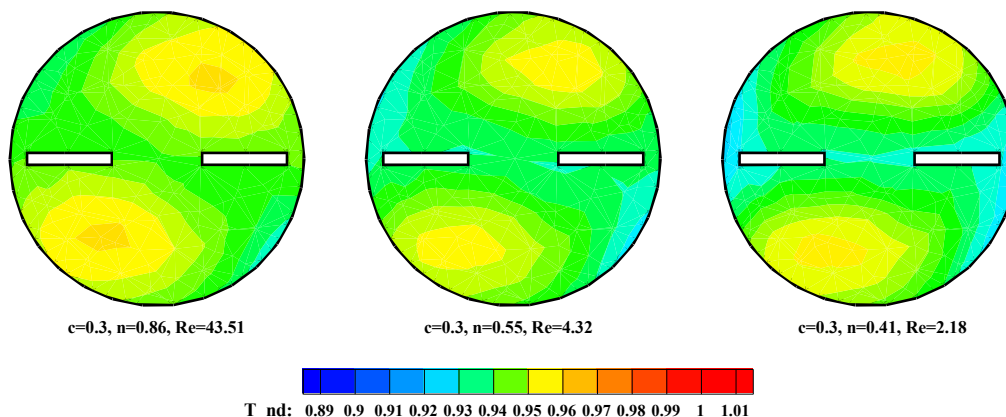
توجه به کانتور بزرگی سرعت و دما در لوله نوار تابنده توخالی می‌توان کل روند را به دو مرحله تقسیم کرد. مرحله اول نسبت حفره مرکزی نوار از ۰ تا ۰/۳ و مرحله دوم از ۰/۴ تا ۰/۷ است. در مرحله اول، کانتور بزرگی سرعت و دما تغییرات بسیار کوچکی را نشان می‌دهد، یعنی اینکه گسترش ترخیص نوار از مرکز اثر کمی بر انتقال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

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

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

۷- نتیجه‌گیری

در این مقاله، انتقال حرارت جابجایی آرام سیالات شبه‌پلاستیک در کانال‌های دایره‌ای با نوار تابنده، به‌صورت سه‌بعدی شبیه‌سازی



شکل ۱۹. تغییر کانتور دمای بی‌بعد با افزایش ماهیت رقیق‌شوندگی سیال

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

مورد مطالعه در این مقاله، افزایش حفره مرکزی نوار تا $0/3$ و افزایش غلظت سیال کربوکسی متیل سلولز، منجر به افزایش افت فشار بیشتر در ناحیه سیال، جریان ثانویه قوی تر و اختلاط بهتر سیال شده که بالاخره نرخ انتقال حرارت بالاتری در پی دارد. از آنجا که میزان برش در کانال‌های دارای نوار تابیده بیشتر است، حرارت و جریان سیال در کانال‌های دارای نوار تابیده در مقابل کانال‌های ساده نسبت به غلظت کربوکسی متیل سلولز حساس تر هستند. سهولت و قابلیت اطمینان در استفاده و نگهداری مهم‌ترین مزیت طرح پیشنهادی است.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

C	اندازه حفره مرکزی نوار، m
c	نسبت حذف مرکز نوار C/D
C_p	ظرفیت حرارتی ویژه، $J/kg.K$
D_H	قطر هیدرولیکی، m
D	قطر لوله، m
\bar{D}	نرخ تانسور تغییر شکل، $s/1$
E	انرژی کل بر واحد جرم، $J/kg.K$
f	ضریب اصطکاک فانیگ
\bar{g}	شتاب گرانش، m/s^2
H	گام پیچ 180 درجه، m
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی، $W/m.K$
K	شاخص قوام، $Pa.sn$
k_t	هدایت حرارت، $W/m.K$
L	طول لوله، m
n	شاخص رفتار جریان
Nu	عدد ناسلت
p	فشار، Pa
q''	چگالی شار حرارت، W/m^2
Q_{fluid}	حجم سیال
r	فاصله شعاعی، m
R	شعاع لوله، m
Re	عدد رینولدز
Re_{MR}	عدد رینولدز مترز

T دما، K

U سرعت جریان، m/s

\vec{V} بردار سرعت، m/s

x محور مختصات، m

$\vec{y} = (r, \theta, x)$ بردار مکان در مختصات استوانه‌ای

W اندازه عرض نوار تابیده، m

w نسبت عرض نوار W/D

$\langle \rangle$ متوسط

علائم یونانی

ρ چگالی، kg/m^3

$-\Delta p$ افت فشار، Pa

π عدد پی

$\dot{\gamma}$ نرخ برش، $s/1$

μ ویسکوزیته دینامیک، $N/s.m^2$

μ_a ویسکوزیته ظاهری پاورلا اصلاح شده، $N/s.m^2$

μ_0 ویسکوزیته برشی صفر، Pa.s

μ_∞ ویسکوزیته برشی بینهایت، Pa.s

τ تنش برشی، Pa

θ مختصات شعاعی، m

δ ضخامت نوار، m

δx اختلاف محدود استفاده شده برای محاسبه عددی گرادینان

محوری افت فشار و شار حرارتی عمود بر دیوار، m

ϕ دستگاه معادلات دوبخشی

∇ عملگر بردار دیفرانسیل، $1-m$

η عملکرد ترموهیدرولیک

η' مشخصه ویسکوزیته غیرنیوتنی، Pa.s

زیرنویس‌ها

O لوله ساده

b متوسط بالک سیال

f محور مکانی که جریان به توسعه یافتگی کامل رسیده است

in ورودی

∞ ویسکوزیته بینهایت

Mass Transfer, 76 (2014) 540-548.

[9] R.M. Manglik, A.E. Bergles, Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part II—Transition and turbulent flows, *Journal of Heat Transfer*, 115(4) (1993) 890-896.

[10] R.M. Manglik, A.E. Bergles, Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: part I—laminar flows, (1993).

[11] P. Promvong, Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires, *Energy Conversion and Management*, 49(5) (2008) 980-987.

[12] S. Gunes, V. Ozceylan, O. Buyukalaca, Heat transfer enhancement in a tube with equilateral triangle cross sectioned coiled wire inserts, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(6) (2010) 684-691.

[13] K. Bilen, M. Cetin, H. Gul, T. Balta, The investigation of groove geometry effect on heat transfer for internally grooved tubes, *Applied Thermal Engineering*, 29(4) (2009) 753-761.

[14] Y. Wang, Y.-L. He, Y.-G. Lei, J. Zhang, Heat transfer and hydrodynamics analysis of a novel dimpled tube, *Experimental thermal and fluid science*, 34(8) (2010) 1273-1281.

[15] P. Promvong, S. Skullong, S. Kwankaomeng, C. Thiangpong, Heat transfer in square duct fitted diagonally with angle-finned tape—Part 1: Experimental study, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39(5) (2012) 617-624.

[16] S. Skullong, P. Promvong, Experimental investigation on turbulent convection in solar air heater channel fitted with delta winglet vortex generator, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 22(1) (2014) 1-10.

[17] S. Liu, M. Sakr, A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers, *Renewable and sustainable energy reviews*, 19 (2013) 64-81.

[18] M. Ebrahimi-Dehshali, S.Z. Najm-Barzanji, A. Hakkaki-Fard, Pool boiling heat transfer enhancement by twisted-tape fins, *Applied Thermal Engineering*, 135 (2018) 170-177.

h حرارتی

nd دمای بی بعد

H هیدرولیک

m جریان مرکز لوله

x مؤلفه X

w دیوار

مراجع

[1] A. Bejan, *Convection heat transfer*, John Wiley & sons, 2013.

[2] T.L. Bergman, F.P. Incropera, A.S. Lavine, D.P. DeWitt, *Introduction to heat transfer*, John Wiley & Sons, 2011.

[3] S.-N. Li, H.-N. Zhang, X.-B. Li, Q. Li, F.-C. Li, S. Qian, S.W. Joo, Numerical study on the heat transfer performance of non-Newtonian fluid flow in a manifold microchannel heat sink, *Applied Thermal Engineering*, 115 (2017) 1213-1225.

[4] A. Esmaeilnejad, H. Aminfar, M.S. Neistanak, Numerical investigation of forced convection heat transfer through microchannels with non-Newtonian nanofluids, *International Journal of Thermal Sciences*, 75 (2014) 76-86.

[5] J.C. Kurnia, A.P. Sasmito, A.S. Mujumdar, Laminar heat transfer performance of power law fluids in coiled square tube with various configurations, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 57 (2014) 100-108.

[6] P. Li, Y. Xie, D. Zhang, Laminar flow and forced convective heat transfer of shear-thinning power-law fluids in dimpled and protruded microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 99 (2016) 372-382.

[7] P. Li, D. Zhang, Y. Xie, G. Xie, Flow structure and heat transfer of non-Newtonian fluids in microchannel heat sinks with dimples and protrusions, *Applied Thermal Engineering*, 94 (2016) 50-58.

[8] D. Martínez, A. García, J. Solano, A. Viedma, Heat transfer enhancement of laminar and transitional Newtonian and non-Newtonian flows in tubes with wire coil inserts, *International Journal of Heat and*

- Rahimi, Numerical investigation on Al₂O₃/water nanofluid flow through twisted-serpentine tube with empirical validation, *Applied Thermal Engineering*, 137 (2018) 296-309.
- [29] M. Khoshvaght-Aliabadi, A. Feizabadi, S. Khaligh, Empirical and numerical assessments on corrugated and twisted channels as two enhanced geometries, *International Journal of Mechanical Sciences*, 157 (2019) 25-44.
- [30] S. Eiamsa-Ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-Ard, P. Promvonge, Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert, *International communications in heat and mass transfer*, 36(4) (2009) 365-371.
- [31] S. Eiamsa-Ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-Ard, P. Promvonge, Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(1) (2010) 39-46.
- [32] P. Murugesan, K. Mayilsamy, S. Suresh, Heat transfer and friction factor studies in a circular tube fitted with twisted tape consisting of wire-nails, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 18(6) (2010) 1038-1042.
- [33] W. Liu, K. Yang, Z. Liu, T. Ming, A. Fan, C. Yang, Mechanism of heat transfer enhancement in the core flow of a tube and its numerical simulation, *Open Transport Phenomena Journal*, 2 (2010) 9-15.
- [34] Y. Wang, M. Hou, X. Deng, L. Li, C. Huang, H. Huang, G. Zhang, C. Chen, W. Huang, Configuration optimization of regularly spaced short-length twisted tape in a circular tube to enhance turbulent heat transfer using CFD modeling, *Applied Thermal Engineering*, 31(6-7) (2011) 1141-1149.
- [35] M.P. Mangtani, K. Watt, Effect Of Twisted-Tape Inserts On Heat Transfer In A Tube—A Review, *Int. J. Mech. Eng. & Rob. Res.*, 4(2) (2015).
- [36] A. Savekar, D. Jangid, M. Gurjar, V. Patil, C. Sewatkar, Analysis of Heat Transfer in Pipe With Twisted Tape Inserts, in: *Second International Conference on Fluid Flow, Heat and Mass Transfer*, Ottawa, ON, Canada, Apr, 2015.
- [37] S. Abolarin, M. Everts, J.P. Meyer, Heat transfer [19] R. Ellahi, A. Zeeshan, F. Hussain, T. Abbas, Thermally charged MHD bi-phase flow coatings with non-Newtonian nanofluid and hafnium particles along slippery walls, *Coatings*, 9(5) (2019) 300.
- [20] R. Ellahi, A. Zeeshan, F. Hussain, T. Abbas, Two-phase couette flow of couple stress fluid with temperature dependent viscosity thermally affected by magnetized moving surface, *Symmetry*, 11(5) (2019) 647.
- [21] S. Ponnada, T. Subrahmanyam, S. Naidu, A comparative study on the thermal performance of water in a circular tube with twisted tapes, perforated twisted tapes and perforated twisted tapes with alternate axis, *International Journal of Thermal Sciences*, 136 (2019) 530-538.
- [22] S. Zhang, L. Lu, C. Dong, S.H. Cha, Performance evaluation of a double-pipe heat exchanger fitted with self-rotating twisted tapes, *Applied Thermal Engineering*, 158 (2019) 113770.
- [23] R. Bhadouriya, A. Agrawal, S. Prabhu, Experimental and numerical study of fluid flow and heat transfer in an annulus of inner twisted square duct and outer circular pipe, *International Journal of Thermal Sciences*, 94 (2015) 96-109.
- [24] X. Tang, X. Dai, D. Zhu, Experimental and numerical investigation of convective heat transfer and fluid flow in twisted spiral tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 90 (2015) 523-541.
- [25] M. Khoshvaght-Aliabadi, Z. Arani-Lahtari, Forced convection in twisted minichannel (TMC) with different cross section shapes: a numerical study, *Applied Thermal Engineering*, 93 (2016) 101-112.
- [26] J. Cheng, Z. Qian, Q. Wang, Analysis of heat transfer and flow resistance of twisted oval tube in low Reynolds number flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109 (2017) 761-777.
- [27] W. Yan, X. Gao, W. Xu, C. Ding, Z. Luo, Z. Zhang, Heat transfer performance of epoxy resin Flows in a horizontal twisted tube, *Applied Thermal Engineering*, 127 (2017) 28-34.
- [28] A. Feizabadi, M. Khoshvaght-Aliabadi, A.B.

- inserts, *Applied Thermal Engineering*, 112 (2017) 895-910.
- [46] S. Eiamsa-ard, P. Seemawute, K. Wongcharee, Influences of peripherally-cut twisted tape insert on heat transfer and thermal performance characteristics in laminar and turbulent tube flows, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(6) (2010) 711-719.
- [47] M. Nakhchi, J. Esfahani, Numerical investigation of rectangular-cut twisted tape insert on performance improvement of heat exchangers, *International Journal of Thermal Sciences*, 138 (2019) 75-83.
- [48] K. Ruengpayungsak, M. Kumar, V. Chuwattanakul, S. Eiamsa-ard, Experimental Study of the Effects of Inclusion of Rectangular-Cut Twisted Tapes on Heat Transfer and Pressure Drop in a Round Tube, *Arabian Journal for Science and Engineering*, 44(12) (2019) 10303-10312.
- [49] Y. He, L. Liu, P. Li, L. Ma, Experimental study on heat transfer enhancement characteristics of tube with cross hollow twisted tape inserts, *Applied Thermal Engineering*, 131 (2018) 743-749.
- [50] K.I. Patil, D. S. Mayadevi, D. S.V. Anekar, G.S. Kamble, D.G. B.S., laminar flow heat transfer augmentation by using inserts, *International Journal of Advance Engineering and Research Development*, 5(2) (2018).
- [51] G. Biswas, K. Torii, D. Fujii, K. Nishino, Numerical and experimental determination of flow structure and heat transfer effects of longitudinal vortices in a channel flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39(16) (1996) 3441-3451.
- [52] A. Ebrahimi, S. Kheradmand, Numerical simulation of performance augmentation in a plate fin heat exchanger using winglet type vortex generators, *International Journal of Mechanical Engineering and Mechatronics*, 1(2) (2012) 109-121.
- [53] S. Ferrouillat, P. Tochon, C. Garnier, H. Peerhossaini, Intensification of heat-transfer and mixing in multifunctional heat exchangers by artificially generated streamwise vorticity, *Applied Thermal Engineering*, 26(16) (2006) 1820-1829.
- [54] A. Ebrahimi, B. Naranjani, S. Milani, F.D. Javan, and pressure drop characteristics of alternating clockwise and counter clockwise twisted tape inserts in the transitional flow regime, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 133 (2019) 203-217.
- [38] J.P. Meyer, S. Abolarin, Heat transfer and pressure drop in the transitional flow regime for a smooth circular tube with twisted tape inserts and a square-edged inlet, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 117 (2018) 11-29.
- [39] M.H. Esfe, H. Mazaheri, S.S. Mirzaei, E. Kashi, M. Kazemi, M. Afrand, Effects of twisted tapes on thermal performance of tri-lobed tube: an applicable numerical study, *Applied Thermal Engineering*, 144 (2018) 512-521.
- [40] Y. Hong, J. Du, Q. Li, T. Xu, W. Li, Thermal-hydraulic performances in multiple twisted tapes inserted sinusoidal rib tube heat exchangers for exhaust gas heat recovery applications, *Energy conversion and management*, 185 (2019) 271-290.
- [41] P. Acharya, R. Mamadapur, S. Dalvi, Effect of Twisted Tape insert on Heat Transfer in Tube, *International Journal of Recent Advances in Engineering & Technology (IJRAET)* 4(8) (2016).
- [42] M.M. Bhuyan, U.K. Deb, M. Shahriar, S. Acherjee, Simulation of Heat Transfer in a Tubular Pipe Using Different Twisted Tape Inserts, *Open Journal of Fluid Dynamics*, 7(03) (2017) 397.
- [43] P. Murugesan, K. Mayilsamy, S. Suresh, P. Srinivasan, Heat transfer and pressure drop characteristics in a circular tube fitted with and without V-cut twisted tape insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(3) (2011) 329-334.
- [44] A. Hasanpour, M. Farhadi, K. Sedighi, Experimental heat transfer and pressure drop study on typical, perforated, V-cut and U-cut twisted tapes in a helically corrugated heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 71 (2016) 126-136.
- [45] A. Sroysroy, S. Eiamsa-ard, Periodically fully-developed heat and fluid flow behaviors in a turbulent tube flow with square-cut twisted tape

- performance by the combined influence of a twisted tube and twisted tape, *Case Studies in Thermal Engineering*, 14 (2019) 100489.
- [63] S. Zhang, L. Lu, C. Dong, S.H. Cha, Thermal characteristics of perforated self-rotating twisted tapes in a double-pipe heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 162 (2019) 114296.
- [64] E.Y. Rios-Irribé, M.E. Cervantes-Gaxiola, E. Rubio-Castro, J.M. Ponce-Ortega, M.D. González-Llanes, C. Reyes-Moreno, O.M. Hernández-Calderón, Heat transfer analysis of a non-Newtonian fluid flowing through a circular tube with twisted tape inserts, *Applied Thermal Engineering*, 84 (2015) 225-236.
- [65] S.N. Sarada, A.S.R. Raju, K.K. Radha, L.S. Sunder, Enhancement of heat transfer using varying width twisted tape inserts, *International Journal of Engineering, Science and Technology*, 2(6) (2010).
- [66] X. Zhang, Z. Liu, W. Liu, Numerical studies on heat transfer and friction factor characteristics of a tube fitted with helical screw-tape without core-rod inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60 (2013) 490-498.
- [67] O.A. Akbari, H.H. Afrouzi, A. Marzban, D. Toghraie, H. Malekzade, A. Arabpour, Investigation of volume fraction of nanoparticles effect and aspect ratio of the twisted tape in the tube, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 129(3) (2017) 1911-1922.
- [68] S. Alzahrani, S. Usman, CFD simulations of the effect of in-tube twisted tape design on heat transfer and pressure drop in natural circulation, *Thermal Science and Engineering Progress*, 11 (2019) 325-333.
- [69] S. Kumar, P. Dinesha, A. Narayanan, R. Nanda, Parametric study on the heat transfer characteristics in a circular tube with helical tape insert under laminar flow conditions, *Heat Transfer—Asian Research*, (2019).
- Laminar convective heat transfer of shear-thinning liquids in rectangular channels with longitudinal vortex generators, *Chemical Engineering Science*, 173 (2017) 264-274.
- [55] R. Bhatia, Effect of molecular mass, concentration and temperature on the rheological properties of non-newtonian aqueous polymeric solutions, University of Cincinnati, 2011.
- [56] A. Metzner, J. Reed, Flow of non-newtonian fluids—correlation of the laminar, transition, and turbulent-flow regions, *Aiche journal*, 1(4) (1955) 434-440.
- [57] S.C. Siw, M.K. Chyu, T.I.-P. Shih, M.A. Alvin, Effects of pin detached space on heat transfer and pin-fin arrays, *Journal of Heat Transfer*, 134(8) (2012) 081902.
- [58] G. Xie, J. Liu, W. Zhang, G. Lorenzini, C. Biserni, Numerical prediction of flow structure and heat transfer in square channels with dimples combined with secondary half-size dimples/protrusions, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 65(4) (2014) 327-356.
- [59] A. Ebrahimi, E. Roohi, S. Kheradmand, Numerical study of liquid flow and heat transfer in rectangular microchannel with longitudinal vortex generators, *Applied Thermal Engineering*, 78 (2015) 576-583.
- [60] A. Ebrahimi, B. Naranjani, An investigation on thermo-hydraulic performance of a flat-plate channel with pyramidal protrusions, *Applied Thermal Engineering*, 106 (2016) 316-324.
- [61] N. Piriyarungrod, M. Kumar, C. Thianpong, M. Pimsarn, V. Chuwattanakul, S. Eiamsa-ard, Intensification of thermo-hydraulic performance in heat exchanger tube inserted with multiple twisted-tapes, *Applied Thermal Engineering*, 136 (2018) 516-530.
- [62] P. Samruaisin, S. Kunlabud, K. Kunarak, V. Chuwattanakul, S. Eiamsa-ard, Intensification of convective heat transfer and heat exchanger

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

B. Fathipour, A. Ghafouri, K. Mohammadzadeh, Numerical Simulation of Heat Transfer and Pressure Drop of Pseudo-Plastic Fluid in a Pipe Heat Exchanger Equipped with a Modified Twisted Tape, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(5) (2021) 3077- 3098.

DOI: [10.22060/mej.2020.3880](https://doi.org/10.22060/mej.2020.3880)



