



## การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อกลมสอดใส่แผ่นบิดผิวคลื่นและสลับแกน

### Heat transfer enhancement in a circular tube inserted with wavy twisted tape and alternate axes

อนุชา สายสร้อย<sup>1\*</sup> อุทัย ผ่องศรี<sup>1</sup> ชวงชัย ชูปวา<sup>1</sup> และ จักรกฤษณ์ ชันทอง<sup>1</sup>

<sup>1</sup>คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี จังหวัดเพชรบุรี 76000

Anucha Saysroy<sup>1\*</sup> Uthai Phongrasamee<sup>1</sup> Chuangchai Chooppava<sup>1</sup> and Jakkrit Kuntong<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Faculty of Engineering and Industrial Technology, Phetchaburi Rajabhat University, Phetchaburi, 76000 Thailand

\*Corresponding Author, Email: anucha\_ni@hotmail.com

Received: 6 November 2019 | Revised: 19 April 2020 | Accepted: 25 April 2020

#### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาเชิงทดลองการถ่ายเทความร้อน ( $Nu$ ) ตัวประกอบความเสียดทาน ( $f$ ) และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน ( $TEF$ ) ของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนสอดใส่แผ่นบิด 6 ชนิด ประกอบด้วย 1) แผ่นบิดผิวเรียบ (smooth surface twisted tape, STT), 2) แผ่นบิดผิวคลื่น (wavy twisted tape, WTT), 3) แผ่นบิดผิวเรียบสลับแกน (smooth surface twisted tape and alternate axes, STTA), 4) แผ่นบิดผิวคลื่นสลับแกน (wavy twisted tape and alternate axes, WTTA), 5) แผ่นบิดผิวเรียบช่วงกลางสลับแกนด้วยแผ่นบิดผิวคลื่น (wavy/smooth/wavy twisted tape with alternate axes, WSW-TTA) และ 6) แผ่นบิดผิวคลื่นช่วงกลางสลับแกนด้วยแผ่นบิดผิวเรียบ (smooth/wavy/smooth twisted tape with alternate axes, SWS-TTA) โดยที่แผ่นบิดมีอัตราส่วนการบิด ( $y/W$ ) คงที่ที่ 3.0 สำหรับเลขเรย์โนลด์ ( $Re$ ) ในช่วง 4,000 – 8,000 ภายใต้เงื่อนไขพลักซ์ความร้อนคงที่ ผลการทดสอบพบว่า แผ่นบิดผิวคลื่นสลับแกนมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นบิดผิวเรียบประมาณ 10 เปอร์เซ็นต์ ที่กำลังของปั๊มเดียวกันแผ่นบิดผิวคลื่นสลับแกนมีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ 1.12

#### ABSTRACT

This paper reports the experimental study on the heat transfer (Nusselt number,  $Nu$ ), friction factor ( $f$ ) and thermal enhancement factor ( $TEF$ ) of a heat exchanger tube equipped with six types of tube inserts including 1) smooth surface twisted tape (STT), 2) wavy twisted tape (WTT), 3) smooth surface twisted tape and alternate axes (STTA), 4) wavy twisted tape and alternate axes (WTTA), 5) wavy/smooth/wavy twisted tape with alternate axes (WSW-TTA) and 6) smooth/wavy/smooth twisted tape with alternate axes, (SWS-TTA). The investigations were conducted using the twisted tapes with a constant twist ratio ( $y/W$ ) = 3.0 for Reynolds number ranging from 4,000 to 8,000 under uniform heat flux condition. The experimental results demonstrated that the WTTA has a heat

transfer performance of about 10 percent higher than that of the STT. At constant pumping power, the maximum thermal enhancement factor obtained is 1.12 by the use of WTTA inserts.

**คำสำคัญ:** แผ่นบิดผิวคลื่น การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน และการไหลหมุนควง

**Keywords:** Wavy twisted taped, Heat transfer enhancement and Swirling flow

## บทนำ

การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ในปัจจุบันสามารถแบ่งออกได้ 2 วิธี ได้แก่ วิธีการแบบแอคทีฟ (Active Method) เป็นวิธีที่ต้องใส่พลังงานจากภายนอกเข้าไปเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน และวิธีการแบบพาสซีฟ (Passive Method) เป็นวิธีที่ไม่ต้องใส่พลังงานจากภายนอกแต่สามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้โดยการปรับปรุงอุปกรณ์ต่างๆ เช่น การปรับปรุงพื้นผิวของท่อ แลกเปลี่ยนความร้อน การสอดใส่อุปกรณ์ต่างๆ เข้าไปในท่อ เช่น แผ่นบิด ขดลวด เป็นต้น ซึ่งการสอดใส่แผ่นบิดนี้ได้รับความนิยมเป็นอย่างมากและได้มีการศึกษาวิจัยกันอย่างกว้างขวาง เนื่องจากแผ่นบิดมีคุณสมบัติที่ดีต่อการถ่ายเทความร้อน แผ่นบิดนั้นสร้างการไหลแบบหมุนควงไปทำลายชั้นขอบเขตความร้อนบริเวณใกล้ผนังท่อส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น อีกทั้งยังมีต้นทุนไม่สูง สามารถติดตั้งและทำความสะอาดอุปกรณ์ได้ง่าย แต่ในขณะเดียวกันแผ่นบิดนี้ทำให้เกิดความดันตกคร่อมที่สูงขึ้นตามไปด้วย จึงต้องมีการศึกษาทั้งการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทาน ที่ส่งผลต่อสมรรถนะหรือประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจากการสำรวจงานวิจัยเกี่ยวกับแผ่นบิดมีผู้ที่ศึกษาจำนวนมากทั้งในประเทศและต่างประเทศ ซึ่งได้มีการศึกษาทั้งวิธีการทดลองและการจำลองด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ โดยได้ศึกษาแผ่นบิดในรูปแบบต่างๆ อาทิเช่น Gue et al. (2011) ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานของท่อใส่แผ่นบิดแบบมีช่องว่างตรงกลาง (Center-Cleared TT) พบว่า มีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อเปล่าและมีค่าตัวประกอบความเสียดทานต่ำกว่าแผ่นบิดทั่วไป Radha et al. (2010) ได้ศึกษาเปรียบเทียบความกว้างของแผ่นบิด พบว่าแผ่นบิดแบบเต็มท่อมี่ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นบิดแบบไม่เต็มท่อ Murugesan et al. (2010), Nakhchi et al. (2019) และ Saravanan and Jaisankar (2019) ได้ทดสอบแผ่นบิดตัดขอบสี่เหลี่ยม (Square-cut Twisted Tape) Sarviya and Fuskele (2018) แผ่นบิดตัด

ขอบสี่เหลี่ยมแบบต่อเนื่อง (Continuous Cut Edges TT) Murugesan et al. (2011) ศึกษาแผ่นบิดตัดขอบสามเหลี่ยม (V-cut TT) พบว่าการตัดขอบในรูปแบบต่างๆ และการเจาะรูตรงกลางจะทำให้มีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะสูงขึ้นกว่าแผ่นบิดทั่วไป Rahimi et al. (2013) ได้ทดสอบแผ่นบิดที่มีซี่ฟันตรงกลาง (jagged TT) Eiamsa-ard et al. (2009) ได้ทดสอบแผ่นบิดสั้น (Short length TT) พบว่ามีค่าการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่าแผ่นบิดที่ยาวตลอดความยาวท่อ Murugesan et al. (2010) ได้เพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการใส่ขดลวดร่วมกับแผ่นบิด (Wire nail TT)

นอกจากแผ่นบิดที่มีการปรับปรุงแล้วยังได้มีการศึกษาแผ่นบิดแบบหลายแผ่น เช่น Eiamsa-ard et al. (2010) ได้ศึกษาแผ่นบิดคู่ไหลตามและไหลสวนทางกัน Bhuiya et al. (2013) ทดสอบแผ่นบิด 3 แผ่น Chokphoemphun et al. (2015) แผ่นบิดคู่, 3 แผ่น และ 4 แผ่น Vashistha et al. (2016) ได้ใช้แผ่นบิดคู่และแผ่นบิดสี่แผ่น พบว่า แผ่นบิดที่มีหลายแผ่นจะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่าแผ่นบิดเดี่ยว และแผ่นบิดหลายแผ่นที่มีการไหลสวนทางกันจะมีค่าสมรรถนะทางความร้อนสูงกว่าแผ่นบิดหลายแผ่นไหลตามกัน

แผ่นบิดที่มีการสลับก้นถูกศึกษาโดย Eiamsa-ard et al. (2010) ได้ศึกษาแผ่นบิดแบบมีปีกตรงกลางและสลับก้น (WT-A) ที่อัตราส่วนการบิดคองที่  $y/W=3.0$  แผ่นบิดแบบปีกมีมุมปะทะสามค่าคือ 43, 53 และ 74 องศา พบว่าแผ่นบิดแบบ WT-A ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมากกว่าแผ่นบิดแบบอื่นและท่อผิวเรียบ ทั้งนี้ยังพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มมุมปะทะ Eiamsa-ard et al. (2013) ได้ทดสอบท่อกลมสอดใส่แผ่นบิดที่มีการสลับก้นด้วยอัตราส่วนความยาวช่วงสลับก้นต่อความยาวช่วงการบิด ( $l/y=0.5, 1.0, 1.5$  และ  $2.0$ ) โดยแผ่นบิดที่ใช้มี 2 แบบ คือ แบบความยาวช่วงสลับก้นเท่ากันและไม่เท่ากัน (TAs และ N-TAs) ที่อัตราส่วนการบิด ( $y/W=3, 4$  และ  $5$ ) พบว่า เลขนัสเซลท์และตัวประกอบความเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อลดความยาวช่วงสลับก้น ( $l$ )

Eiamsa-ard et al. (2018) ได้จำลองการไหลและการถ่ายเทความร้อนของท่อสอดใส่แผ่นบิดตัดเป็นช่องสี่เหลี่ยมและสลับแกน (Rectangular-cut twisted tapes with alternate axes, ARC-TTs) พบว่า ARC-TTs มีการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นบิดทั่วไป 14.68%–38.85% Ponnada et al. (2019) ได้ทดลองแผ่นบิดเจาะรูและสลับแกน ที่อัตราส่วนการบิด 3, 4 และ 5 พบว่าแผ่นบิดเจาะรูและสลับแกนที่อัตราส่วนการบิด 3 มีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุด 1.433

จากงานวิจัยเกี่ยวกับแผ่นบิดที่ผ่านมา พบว่า แผ่นบิดแบบต่างๆ สามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้แต่ในขณะเดียวกันสัมประสิทธิ์ความเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย ซึ่งก็ได้มีการปรับปรุงแผ่นบิดเพื่อให้มีสมรรถนะที่สูงขึ้นหลากหลายวิธี ดังได้กล่าวมาแล้วข้างต้น แต่ยังไม่มียานวิจัยใดที่มีการปรับปรุงผิวของแผ่นบิด โดยในงานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการสอดใส่แผ่นบิดผิวคลื่นและสลับแกน

### วิธีดำเนินการวิจัย

ในการดำเนินการวิจัยได้ทำการศึกษาทฤษฎีและงานวิจัยต่างๆ เกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน จนนำมาสู่การออกแบบและสร้างชุดทดลอง ทดลองแผ่นบิดในกรณีต่างๆ และวิเคราะห์ผลการทดลองขั้นตอนการออกแบบและสร้างชุดทดลอง

ชุดทดลองการแลกเปลี่ยนความร้อนใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 38.1 mm (1.5 in) หนา 1.5 mm และยาว 3.1 m ส่วนที่ใช้ทดสอบยาว 1.6 m ให้ความร้อนที่ผิวท่อทองแดงด้วยปริมาณความร้อนคงที่ที่ 65 W ติดตั้งตัววัดอุณหภูมิของผิวท่อ ( $T_w$ ) โดยใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิดเจ (Thermocouple type J) ที่ผิวท่อโดยเจาะรูที่ผิวท่อลึก 0.5

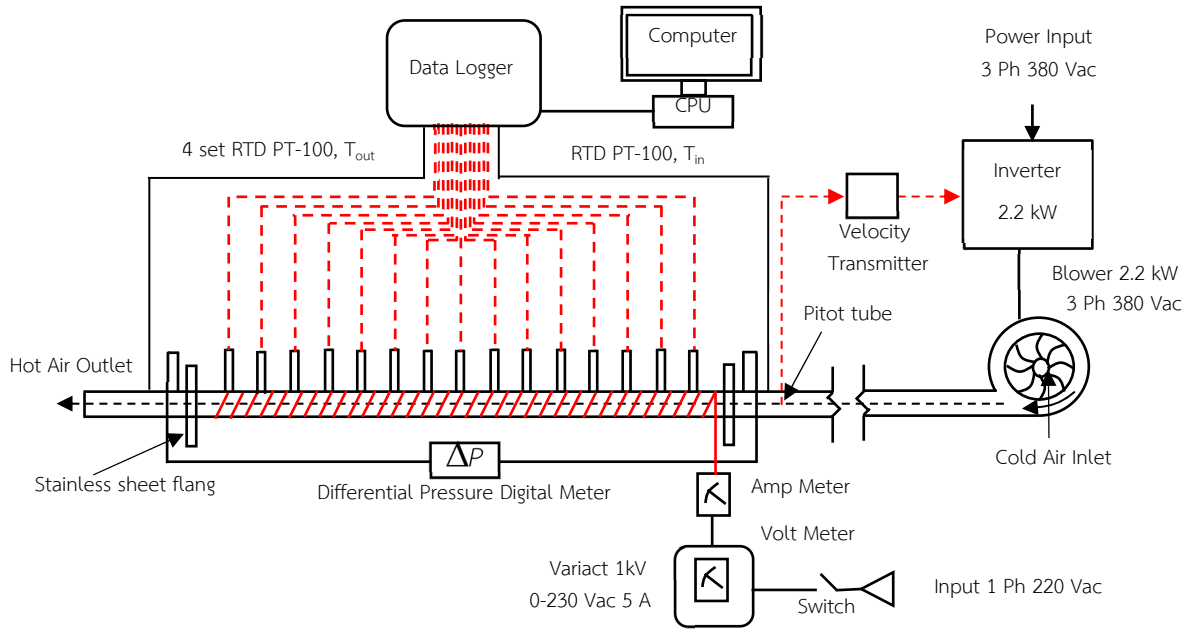
ตารางที่ 1 รายละเอียดชุดทดสอบและเงื่อนไขขอบเขต

วัสดุอุปกรณ์	รายละเอียด
ท่อทองแดง	$D = 38.1 \text{ mm}$ , $t = 1.5 \text{ mm}$
แผ่นบิดอลูมิเนียม	$W = 38 \text{ mm}$ , $t = 2 \text{ mm}$ , $y/W = 3.0$
พัดลมโบลเวอร์	2.2 kW 3 Ph 380 Vac
อินเวอร์เตอร์	2.2 kW
อุปกรณ์วัดอุณหภูมิทางเข้าและทางออก	อาร์ทีดี-พีที100 (RTD-PT100)
อุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่ผิวท่อทดสอบ	เทอร์โมคัปเปิลชนิดเจ (Thermocouple type J)
อุปกรณ์วัดความเร็วและวัดอัตราการไหล	KIMO CTV 210
อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม	Dwyer DM-2000
เลขเรย์โนลด์ ( $Re$ )	4,000 – 8,000

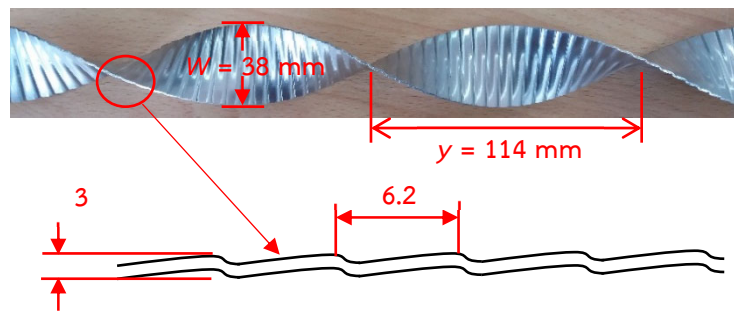
mm จำนวน 15 จุด โดยแต่ละจุดห่างกัน 0.1 m เท่ากัน สวมทับด้วยท่อ PP-R ทำจากพลาสติกมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 41 mm และหนา 11 mm ด้วยวิธีการให้ความร้อนทำให้ท่อทองแดงและข้อต่อสามารถเชื่อมประสานกันเป็นเนื้อเดียว และหุ้มฉนวนใยหินชนิดท่อที่ผลิตจากเส้นใยจากธรรมชาติที่ไม่มีสารประกอบของแอสเบสตอส (Asbestos) ความหนาของฉนวนเท่ากับ 50.8 mm ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 50.8 mm วัดอุณหภูมิที่ทางเข้า ( $T_{in}$ ) 1 จุด และอุณหภูมิทางออก ( $T_{out}$ ) 4 จุด ด้วยอาร์ทีดี-พีที100 (RTD-PT100) มีค่าความแม่นยำอยู่ที่เทคนิคตำแหน่งที่ 3 เก็บข้อมูลอุณหภูมิด้วยอุปกรณ์เก็บข้อมูล (Data logger) ส่งข้อมูลไปยังเครื่องคอมพิวเตอร์ ของไหลที่ใช้ในการทดลองคืออากาศถูกส่งจ่ายเข้าในท่อด้วยพัดลมโบลเวอร์ (Blower) ปรับความเร็วของอากาศด้วยอินเวอร์เตอร์ (Inverter) วัดความเร็วหรืออัตราการไหลของอากาศโดยใช้อุปกรณ์วัดความเร็วและวัดอัตราการไหล KIMO CTV 210 มีค่าความแม่นยำ 0.01 และวัดความดันตกคร่อม ( $\Delta P$ ) ด้วยอุปกรณ์วัดความดันแบบดิจิตอล รุ่น Dwyer DM-2000 มีค่าความแม่นยำอยู่ที่เทคนิคตำแหน่งที่ 1 โดยไดอะแกรมของชุดทดลองแสดงดังรูปที่ 1 ส่วนแผ่นบิดทำมาจากแผ่นอลูมิเนียมหนา ( $t$ ) 2 mm กว้าง ( $W$ ) 38 mm ทำการบิดด้วยเครื่องบิดให้ได้อัตราส่วนการบิด ( $y/W$ ) 3.0 ยาว 1.6 m ส่วนการทำแผ่นบิดผิวคลื่นนั้นจะนำแผ่นอลูมิเนียมไปรีดขึ้นลอน (คลื่น) ลักษณะ ดังรูปที่ 2ก ก่อนทำการบิด โดยลักษณะของแผ่นบิดผิวคลื่นและแผ่นบิดแต่ละกรณีแสดงดังรูปที่ 2

### ข้อมูลชุดทดสอบและเงื่อนไขของการทดลอง

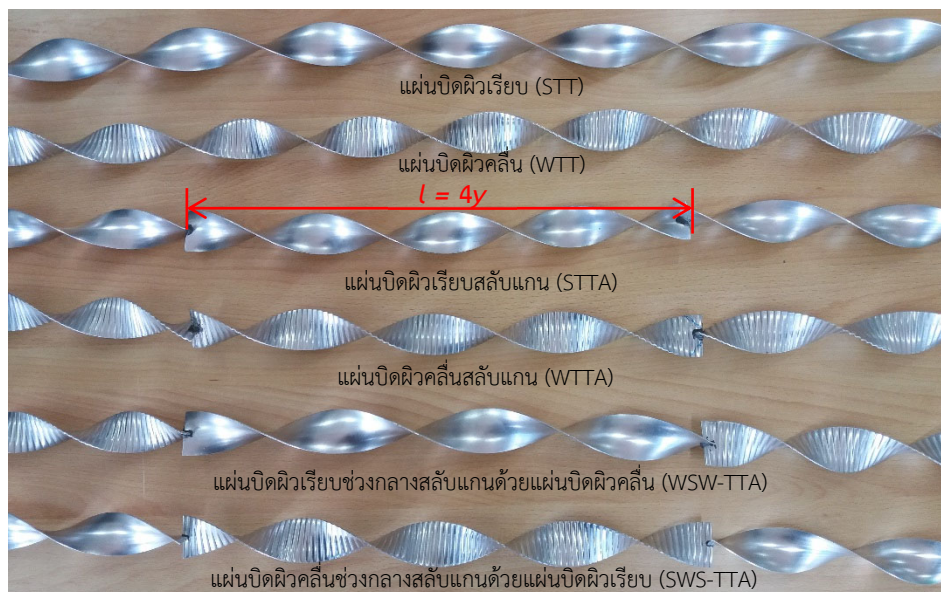
การทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อนของท่อสอดใส่แผ่นบิดกรณีต่างๆ มีรายละเอียดของชุดทดสอบและเงื่อนไขขอบเขต ดังตารางที่ 1



รูปที่ 1 ไดอะแกรมของชุดทดลอง



ก. ลักษณะรูปร่างของแผ่นบิดผิวคลื่น



ข. แผ่นบิดแต่ละกรณี

รูปที่ 2 ลักษณะรูปร่างของแผ่นบิดผิวคลื่น (ก.) และแผ่นบิดแต่ละกรณี (ข.)

### การวิเคราะห์ผลการทดลอง

ในการวิเคราะห์ผลการทดลองนี้ ทำการวิเคราะห์ผลของการไหลและการถ่ายเทความร้อนในรูปของตัวแปรต่างๆ โดยการถ่ายเทความร้อนสามารถวิเคราะห์ได้จากเลขนัสเซลท์ (Nusselt Number,  $Nu$ ) การสูญเสียจากการไหลวิเคราะห์จากตัวประกอบความเสียดทาน (Friction Factor,  $f$ ) และสมรรถนะของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่สอดคล้องกับผนังสลับแกน พิจารณาจากค่าตัวประกอบสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Thermal Enhancement Factor,  $TEF$ ) ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่เลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number,  $Re$ ) ระหว่าง 4,000 – 8,000 โดยที่เลขเรย์โนลด์ขึ้นอยู่กับความเร็วของอากาศ ซึ่งหาได้จากสมการ

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

เลขนัสเซลท์ ( $Nu$ ) สามารถหาได้จากสมการ

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (2)$$

โดยที่  $h$  หาได้จาก

$$h = \frac{\dot{Q}}{A(T_w - T_b)} \quad (3)$$

ตัวประกอบความเสียดทาน ( $f$ ) ได้จากการวัดความดันตกคร่อม ( $\Delta P$ ) ระหว่างทางเข้าและทางออกของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน และคำนวณจากสมการ

$$f = \frac{2D\Delta P}{\rho L u^2} \quad (4)$$

ค่าตัวประกอบสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ( $TEF$ ) หาได้จากสมการ

$$TEF = \frac{Nu_{TT} / Nu_{PT}}{(f_{TT} / f_{PT})^{1/3}} \quad (5)$$

### ผลการวิจัยและวิจารณ์ผล

#### 1. การตรวจสอบอุปกรณ์การทดลอง

สำหรับการตรวจสอบอุปกรณ์การทดลองนั้น ใช้การทดสอบกรณีของท่อเปล่า โดยนำผลการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานในท่อผิวเรียบ ในรูปของตัวแปรเลขนัสเซลท์และตัวประกอบความเสียดทาน เปรียบเทียบกับผลการทดลองที่ได้กับสมการสหสัมพันธ์ในอดีตที่เชื่อถือได้ โดยผลของการถ่ายเทความร้อนจากการทดลองนำมาเปรียบเทียบกับค่าที่คำนวณจากสมการสหสัมพันธ์ในอดีตของ Gnielinski (1976) ตั้งสมการที่ 6 และ Dittus และ Bouldter (1930) สมการที่ 7 ส่วนค่าตัวประกอบความเสียดทานเปรียบเทียบกับสมการสหสัมพันธ์ของ Blasius (1908) ตั้งสมการที่ 8 และ Petukhov (1970) สมการที่ 9 เพื่อเป็นการตรวจสอบความน่าเชื่อถือของอุปกรณ์การทดลอง

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1,000)Pr}{1+12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (6)$$

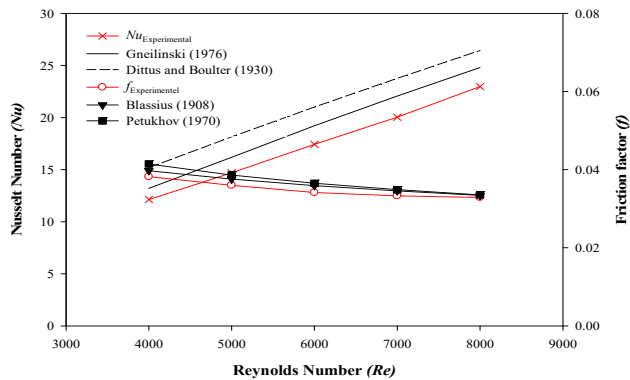
เมื่อ  $f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (7)$$

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad (8)$$

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (9)$$

ผลการเปรียบเทียบแสดงดังรูปที่ 3

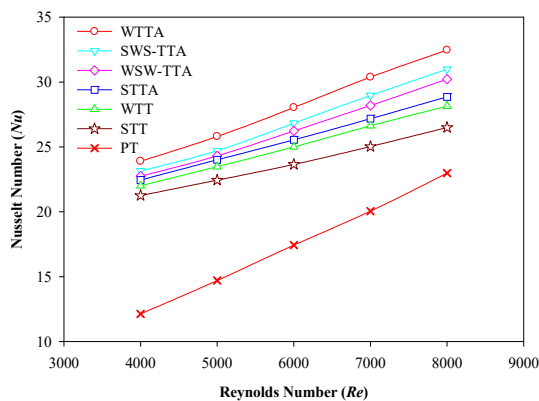


รูปที่ 3 เปรียบเทียบกับผลการทดลองท่อเปล่ากับสมการสหสัมพันธ์ในอดีต

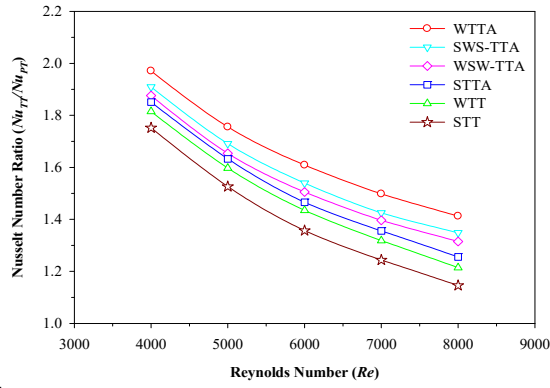
จากการวิเคราะห์ผลการเปรียบเทียบพบว่า ค่าการถ่ายเทความร้อนหรือเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้นตามเลขเรย์โนลด์ที่สูงขึ้น และค่านัสเซลท์จากการทดลองมีค่าน้อยกว่าค่าของ Gneilinski (1976) โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 9.3% และ Dittus และ Boultter (1930) 16.5% ส่วนค่าตัวประกอบความเสียดทานมีค่าลดลงเมื่อเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น และค่าตัวประกอบความเสียดทานจากการทดลองมีค่าน้อยกว่า Blassius (1908) โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.8% และ Petukhov (1970) 5.2%

## 2. ผลการทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนสอดใส่แผ่นบิดกรณีต่างๆ

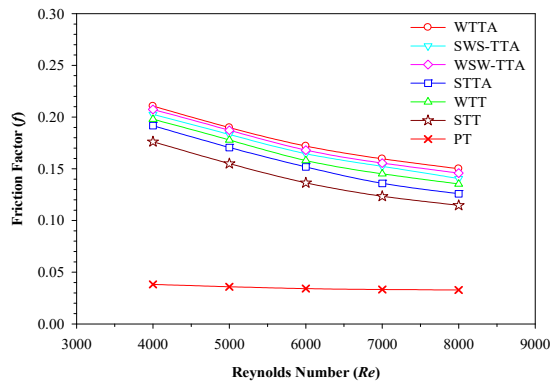
ผลการทดลองการไหลและการถ่ายเทความร้อนของท่อสอดใส่แผ่นบิดกรณีต่างๆ ได้แก่ แผ่นบิดผิวเรียบ (smooth surface twisted tape, STT), แผ่นบิดผิวคลื่น (wavy twisted tape, WTT), แผ่นบิดผิวเรียบสลับแกน (smooth surface twisted tape and alternate axes, STTA), แผ่นบิดผิวคลื่นสลับแกน (wavy twisted tape and alternate axes, WTTA), แผ่นบิดผิวเรียบช่วงกลางสลับแกนด้วยแผ่นบิดผิวคลื่น (wavy/smooth/wavy twisted tape with alternate axes, WSW-TTA) และแผ่นบิดผิวคลื่นช่วงกลางสลับแกนด้วยแผ่นบิดผิวเรียบ (smooth/wavy/smooth twisted tape with alternate axes, WSW-TTA) แสดงได้ดังรูปที่ 4 – 8



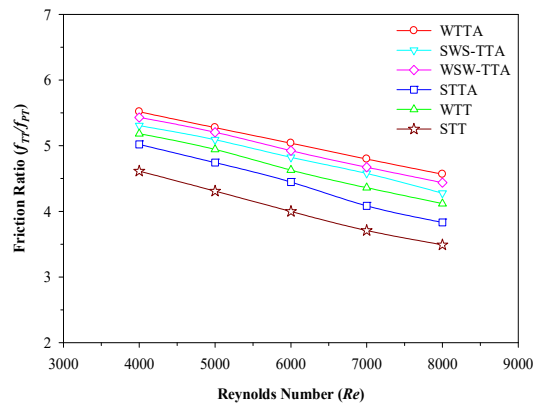
รูปที่ 4 เลขนัสเซลท์ (Nu) กับเลขเรย์โนลด์ (Re)



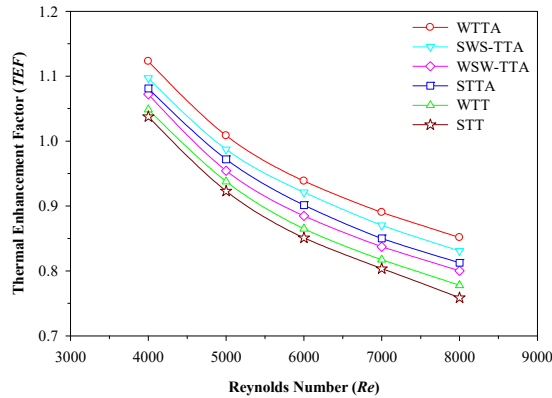
รูปที่ 5 อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ ( $Nu_{TT}/Nu_{PT}$ ) กับเลขเรย์โนลด์ ( $Re$ )



รูปที่ 6 ตัวประกอบความเสียดทาน ( $f$ ) กับเลขเรย์โนลด์ ( $Re$ )



รูปที่ 7 อัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทาน ( $f_{TT}/f_{PT}$ ) กับเลขเรย์โนลด์ ( $Re$ )



รูปที่ 8 ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน (TEF) กับเลขเรย์โนลด์ (Re)

ผลของการถ่ายเทความร้อนซึ่งแสดงโดยค่าของเลขนัสเซลท์ ( $Nu$ ) นั้นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเลขเรย์โนลด์ ( $Re$ ) สูงขึ้น เนื่องจากความเร็วของอากาศภายในท่อสูงขึ้นทำให้เกิดการพาความร้อนได้มากขึ้น ส่งผลให้ชั้นขอบเขตทางความร้อนบริเวณใกล้ผนังบางลง เมื่อมีการสอดใส่แผ่นบิดผิวเรียบเข้าไปในท่อทำให้เกิดการไหลแบบหมุนควง (Swirling flow) ของไหลบริเวณกึ่งกลางท่อจะไหลออกไปที่ผนังท่อทำให้ที่บริเวณผนังท่อเกิดความเร็วที่สูงขึ้น ยิ่งทำให้ชั้นขอบเขตบางลงไปอีก ขณะที่แผ่นบิดผิวคลื่นนั้นนอกจากจะทำให้เกิดการไหลแบบหมุนควงยังทำให้เกิดความปั่นป่วนของอากาศภายในท่อมากขึ้นด้วยซึ่งจะทำให้เกิดการพาความร้อนที่ดีขึ้น ส่วนแผ่นบิดที่มีการสลักแกนนั้นส่งผลให้เพิ่มความปั่นป่วนซึ่งเกิดจากการทำให้ของไหลหมุนควงสลับทิศทางการกันส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น จากรูปที่ 4 พบว่า ค่าเลขนัสเซลท์ของแผ่นบิดผิวคลื่นสลักแกนบิด (WTTA) มีค่าสูงที่สุด รองลงมาคือแผ่นบิดผิวเรียบช่วงกลางสลักแกนด้วยแผ่นบิดผิวคลื่น (WSW-TTA) แผ่นบิดผิวเรียบช่วงกลางสลักแกนด้วยแผ่นบิดผิวคลื่น (SWS-TTA) แผ่นบิดผิวเรียบสลักแกน (STTA) แผ่นบิดผิวคลื่น (WTT) ตามลำดับ ส่วนแผ่นบิดผิวเรียบ (STT) มีค่าเลขนัสเซลท์ต่ำที่สุดแต่ยังสูงกว่าท่อเปล่า (PT) โดยแผ่นบิดผิวคลื่นสลักแกน (WTTA) มีค่าเลขนัสเซลท์สูงกว่าท่อสอดใส่แผ่นบิดผิวเรียบและท่อเปล่าเฉลี่ย 18% และ 69% ตามลำดับ

เมื่อนำค่าเลขนัสเซลท์ของท่อสอดใส่แผ่นบิดกรณีต่าง ๆ ไปคิดเป็นอัตราส่วนต่อค่าเลขนัสเซลท์ของท่อเปล่า ( $Nu_{TT}/Nu_{PT}$ ) ดังรูปที่ 5 ซึ่งมีค่าอัตราส่วนของเลขนัสเซลท์อยู่ระหว่าง 1.15–1.97 โดยที่แผ่นบิดผิวคลื่นสลักแกน (WTTA) มีค่าสูงที่สุด 1.41–1.97

การสูญเสียพลังงานจากการไหลพิจารณาได้จากค่าตัวประกอบความเสียหาย ( $f$ ) ดังรูปที่ 6 จากการทดสอบพบว่า

แผ่นบิดผิวคลื่นสลักแกนมีค่าตัวประกอบความเสียหายสูงที่สุด ส่วนแผ่นบิดผิวคลื่นมีค่าสูงกว่าแผ่นบิดผิวเรียบ ขณะที่ท่อเปล่ามีค่าตัวประกอบความเสียหายต่ำที่สุด เนื่องมาจากการสอดใส่แผ่นบิดทำให้เกิดการขวางการไหลทำให้อากาศไหลได้ช้าลงและเกิดความเสียหายระหว่างอากาศกับผิวของแผ่นบิดทำให้มีค่าตัวประกอบความเสียหายสูงกว่าท่อเปล่า ขณะที่แผ่นบิดผิวคลื่นจะมีพื้นที่ผิวมากกว่าแผ่นบิดผิวเรียบอีกทั้งยังทำให้เกิดความปั่นป่วนมากขึ้นทำให้เกิดความเสียหายสูงขึ้นไปด้วย ค่าตัวประกอบความเสียหายจึงสูงขึ้น ส่วนแผ่นบิดที่มีการสลักแกนมีความปั่นป่วนที่มากกว่าแผ่นบิดที่ไม่มีการสลักแกน โดยแผ่นบิดผิวคลื่นสลักแกน (WTTA) มีค่าตัวประกอบความเสียหายสูงกว่าท่อสอดใส่แผ่นบิดผิวเรียบและท่อเปล่าเฉลี่ย 25% และ 82% ตามลำดับ

ค่าอัตราส่วนของตัวประกอบความเสียหาย ( $f_{TT}/f_{PT}$ ) ของท่อสอดใส่แผ่นบิดกรณีต่างๆ กับท่อเปล่า ดังรูปที่ 7 มีค่าอยู่ระหว่าง 3.50–5.50 โดยที่ค่าอัตราส่วนของแผ่นบิดผิวคลื่นสลักแกน มีค่าสูงสุด 4.56–5.50

ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน (TEF) เป็นสัดส่วนระหว่างการถ่ายเทความร้อนกับการสูญเสียจากการไหลที่กำลังงานของพัดลมเดียวกัน จากรูปที่ 8 พบว่าค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนลดลงเมื่อเลขเรย์โนลด์สูงขึ้น โดยมีค่าสูงกว่า 1 ในช่วง  $Re$  4,000 ขณะที่  $Re$  5,000 ขึ้นไปมีค่าน้อยกว่า 1 เนื่องจากแผ่นบิดมีค่าความเสียหายที่สูงแต่เพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ไม่มากนัก และเมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นบิดแบบต่างๆ พบว่าแผ่นบิดผิวคลื่นสลักแกน (WTTA) มีค่าสูงสุด รองลงมาคือ แผ่นบิดผิวเรียบช่วงกลางสลักแกนด้วยแผ่นบิดผิวคลื่น (WSW-TTA), แผ่นบิดผิวเรียบสลักแกน (STTA), แผ่นบิดผิวเรียบช่วงกลางสลักแกนด้วยแผ่นบิดผิวคลื่น (SWS-TTA), แผ่นบิดผิว



คลื่น (WTT) และแผ่นบิดผิวเรียบ (STT) ตามลำดับ โดยแผ่นบิดผิวคลื่นสลับแกน (WTTA) มีค่าตัวประกอบกำเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนสูงสุด 1.12

### สรุปผลการวิจัย

การทดสอบท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการสอดใส่แผ่นบิดผิวคลื่นและสลับแกน (WTTA) ที่มีอัตราส่วนการบิด ( $y/W$ ) 3.0 ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่เลขเรย์โนลด์ระหว่าง 4,000 – 8,000 ทดสอบเปรียบเทียบกับท่อเปล่า (PT) ท่อสอดใส่แผ่นบิดผิวเรียบ (STT) แผ่นบิดผิวคลื่น (WTT) แผ่นบิดผิวเรียบสลับแกน (STTA) แผ่นบิดผิวเรียบช่วงกลางสลับแกนด้วยแผ่นบิดผิวคลื่น (WSW-TTA) และแผ่นบิดผิวเรียบช่วงกลางสลับแกนด้วยแผ่นบิดผิวคลื่น (SWS-TTA) ผลการทดสอบพบว่า แผ่นบิดผิวคลื่นและสลับแกน (WTTA) มีอัตราการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสูงกว่าท่อสอดใส่แผ่นบิดกรณีอื่นๆ และท่อเปล่า และมีค่าตัวประกอบกำเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนสูงสุด 1.12 ที่เลขเรย์โนลด์ 4,000

### คำอธิบายสัญลักษณ์

$A$	พื้นที่ ( $m^2$ )
$D$	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อด้านใน (m)
$f$	ตัวประกอบความเสียดทาน (-)
$h$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ( $W/m^2 K$ )
$k$	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน ( $W/m K$ )
$L$	ความยาวช่วงทางเข้าและทางออก (m)
$Nu$	เลขนัสเซลท์ (-)
$Pr$	เลขพรันด์เทิล (-)
$\Delta P$	ความดันตกคร่อม (Pa, $N/m^2$ )
$\dot{Q}$	อัตราการถ่ายเทความร้อน (W, J/s)
$Re$	เลขเรย์โนลด์ (-)
$T$	อุณหภูมิของอากาศ (K)
$TEF$	ตัวประกอบกำเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน (-)
$u$	ความเร็วของอากาศ (m/s)
$W$	ความกว้างของแผ่นบิด (m)
$y$	ความยาวของแผ่นบิด (m)

### สัญลักษณ์กรีก

$\rho$	ความหนาแน่นของอากาศ ( $kg/m^3$ )
$\mu$	ความหนืดสัมบูรณ์ของอากาศ ( $N s/m^2$ )

### สัญลักษณ์ตัวห้อย

$b$	อุณหภูมิบัลค์ (เฉลี่ยทางเข้าและทางออก)
$i$	ด้านทางเข้า

$o$	ด้านทางออก
$PT$	ท่อเปล่า
$TT$	แผ่นบิด
$w$	ผนังท่อ

### กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี ที่ได้เอื้อเฟื้อสถานที่และอุปกรณ์ต่างๆ สำหรับใช้ในการทดลอง และนักศึกษาสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี ที่ให้การสนับสนุนช่วยเหลือการทํารายงานวิจัยเป็นอย่างดี จนทำให้งานวิจัยสำเร็จลุล่วงตามเป้าหมายทุกประการ

### เอกสารอ้างอิง

- Bhuiya, M. M. K., Chowdhury, M. S. U., Shahabuddin, M., Saha, M. and Memon, L. A. (2013). Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with triple twisted tape inserts. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 48: 124–132.
- Blasius, H. Z. (1908) *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Physik* (English: *Journal of Applied Mathematics and Physics*) 56: 1-37. English translation in *NACA Technical Memo* 1256.
- Chokphoemphun, S., Pimsarn, M., Thianpong C. and Promvong, P. (2015). Thermal performance of tubular heat exchanger with multiple twisted-tape inserts. *Chinese Journal of Chemical Engineering* 23: 755-762.
- Dittus, F. W., and Boelter, L. M. K. (1930). Heat Transfer in Automobile radiators of the Tubular Type, *University of California Public Engineering* 2(13): 443-461.
- Eiamsa-ard S., Thianpong, C., Eiamsa-ard, P. and Promvong, P. (2009). Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36: 365–371.
- Eiamsa-ard, S., Thianpong, C. and Eiamsa-ard, P. (2010). Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tapes. *Experimental Thermal and Fluid Science* 34: 53-62.
- Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, P. and Thianpong, C. (2010). Thermohydraulic investigation of turbulent flow

- through a round tube equipped with twisted tapes consisting of centre wings and alternate- axes. *Experimental Thermal and Fluid Science* 34: 1151–1161.
- Eiamsa-ard, S., Somkleang, P., Nuntadusit, C. and Thianpong, C. (2013). Heat transfer enhancement in tube by inserting uniform/non-uniform twisted-tapes with alternate axes: Effect of rotated- axis length. *Applied Thermal Engineering* 54: 289–309.
- Eiamsa-ard, S., Sroysroy, A. and Changcharoen, W. (2018). Performance assessment of turbular heat exchanger tubes containing rectangular-cut twisted tapes with alternate axes. *Journal of Mechanical Science and Technology* 32(1): 433–445.
- Gnielinski, V. (1976). New Equations for Heat and mass Transfer in Turbulent Pipe Channel Flow, *International Journal of Chemical Engineering* (16): 359–368.
- Murugesan, P., Mayilsamy, K. and Suresh, S. (2010). 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): 1038–1042.
- Murugesan, P., Mayilsamy, K. and Suresh, S. (2010). Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Tube Fitted with Square-cut Twisted Tape. *Chinese Journal of Chemical Engineering* 18(4): 609–617.
- Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S. and Srinivasan, P. S. S. (2011). 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): 329–334.
- Nakhchi, M. E. and Esfahani, J. A. (2019). Numerical investigation of rectangular-cut twisted tape insert on performance improvement of heat exchangers. *International Journal of Thermal Sciences* 138: 75–8376.
- Petukhov, B. S. (1970). Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties, *Advances in Heat Transfer* 6: 503–564. Edited by J. P. Hartnett and T. F. Irvine, Academic Press, (New York 1970).
- Ponnada, S., Subrahmanyam, T. B. and Naidu, S. V. (2019). 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: 530–538.
- Radha, K. K., Sarada, S. N., Sita Rama Raju, A. V. and Sunder, L. S. (2010). Enhancement of heat transfer using varying width twisted tape inserts. *International Journal of Engineering Science and Technology* 2(6): 107–118.
- Rahimi, M., Shabaniyan, S. R., Shahhosseini, M. and Alsairafi, A. A. (2011) CFD and experimental studies on heat transfer enhancement in an air cooler equipped with different tube inserts. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 38: 383–390.
- Sarviya, R. M. and Fuskele, V. (2018). Heat Transfer and Pressure Drop in a Circular Tube Fitted with Twisted Tape Insert Having Continuous Cut Edges. *Journal of Energy Storage* 19: 10–14.
- Vashistha, C., Patil, A. K. and Kumar, M. (2016). Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a circular tube with multiple inserts. *Applied Thermal Engineering* 96: 117–129.

