

การศึกษาอัตราส่วนแผ่นบิดภายในท่อต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน A Study of Heat Transfer Behaviour Due to Ratio of Twisted Tape inside the Pipe

อุทัย ผ่องรัศมี เสนีย์ ศิริไชย และ อนุชา สายสร้อย

Uthai Phongrasamee`Seney Sirichai and Anucha Saysroy

คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี

Faculty of Engineering and Industrial Technology, Phetchaburi Rajabhat University

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาอัตราส่วนแผ่นบิดอลูมิเนียม ($y/w = 2.5, 3, 4, 5$ และ 6) ภายในท่อทองแดงต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนซึ่งมีตัวแปรที่ศึกษา ได้แก่ เลขเรย์โนลด์ เลขนัสเซลท์ ตัวประกอบความเสียดทาน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ความดันตกคร่อม และค่าสมรรถนะทางความร้อน ซึ่งท่อทองแดงมีพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน 0.000519 ตารางเมตร ท่อยาว 1 เมตร โดยมีเงื่อนไขการทดลองเดียวกันที่อุณหภูมิน้ำทางเข้า 26.6 องศาเซลเซียส กำลังไฟฟ้าที่ถ่ายเทความร้อนให้แก่พื้นที่ผิวท่อทองแดง 1260 วัตต์และอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำ $20, 25, 30, 35$ และ 40 ลิตรต่อนาที ที่อัตราส่วนแผ่นบิด ($y/w=2.5$) ผลการวิจัยพบว่าเลขเรย์โนลด์ (Re) กับตัวแปรต่างๆ มีค่าเพิ่มขึ้นตามลำดับ ยกเว้นตัวประกอบความเสียดทานมีค่าลดลงซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับท่อเปล่ามีสมรรถนะทางความร้อนสูงกว่า 78 เปอร์เซ็นต์ อย่างไรก็ตามสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนจะเปลี่ยนแปลงไปตามชุดอุปกรณ์การทดลอง คุณสมบัติของวัสดุตัวนำและของไหลที่นำมาทดลอง

คำสำคัญ : ท่อทองแดง, ระยะพิตช์ของแผ่นบิด (y/w), สมรรถนะทางความร้อน

Abstract

This research is for study the ratio Aluminum twisted tape ($y/w = 2.5, 3, 4, 5$ and 6), in the copper tube on the behavior of the heat transfer, which has studied variables were Reynolds number, Nusselt number, Friction factor, Coefficient of heat transfer, Pressure drop, and Thermal performance. The copper pipe with a surface area of heat transfer 0.000519 square-metre. and long 1 metre. with the same test conditions is the inlet of temperature of the water. Power is transferred to the surface of copper 1260 watts and mass flow rates of $20, 25, 30, 35$ and 40 liter per minute at Twisted ratios ($y/w = 2.5$). The results showed that Reynolds number (Re) and the variables were increased respectively but the friction factor is reduced, that comparing the thermal performance of heat pipe is higher than 78 percent. The thermal performance of the heat transfer is depend on the set of tester, conductor and fluid properties of the object to be experimental.

Keywords : Copper Pipe, Distance of the twist tape pitch (y/w), Thermal performance

*Corresponding author. E-mail : uthai_mt@hotmail.com



บทนำ

ปัจจุบันการพัฒนาเทคโนโลยีทางด้านอุตสาหกรรมมีการพัฒนาอย่างรวดเร็ว เป็นผลให้การใช้พลังงานเพิ่มขึ้นไปด้วย ดังนั้นการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้สูงขึ้น จึงเป็นแนวทางหนึ่งที่จะสามารถลดการใช้พลังงาน รวมทั้งลดขนาด น้ำหนัก พื้นที่ในการติดตั้งด้วย

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแบบโดยทั่วไป แบ่งออกได้ 2 วิธีคือ Active และแบบ Passive เป็นการสร้างการไหลแบบหมุนควงให้แก่ของไหลที่อยู่ภายในท่อวิธีแบบ Passive มีการศึกษากันมาก เพื่อนำผลมาพัฒนาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมาอย่างต่อเนื่อง ซึ่งสามารถแบ่งได้ออกเป็น 2 กลุ่มคือ การสร้างการหมุนควงอย่างต่อเนื่อง และการสร้างการหมุนควงในช่วง ต้นท่อ ซึ่งแต่ละวิธีย่อมทำให้เกิดความดันตกคร่อม (Pressure drop) ที่เพิ่มขึ้นด้วย ส่งผลให้ต้องใช้ขนาดของกำลังงานเพิ่มขึ้นตาม ดังนั้นการออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะสูงขึ้น จึงต้องคำนึงถึงพลังงานที่ต้องใช้เพิ่มขึ้นจากการสูญเสียความดันตกคร่อม เพื่อให้ได้จุดที่เหมาะสมเมื่อนำไปใช้งานแล้วมีสมรรถนะสูงสุด

โดยที่ผ่านมามีการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลภายในท่อ โดยวิธี

การใส่แผ่นบิดภายในท่อ เพื่อช่วยสร้างให้เกิดการไหลแบบหมุนควง และการไหลแบบปั่นป่วนของของไหลภายในท่อ ซึ่งเป็นผลให้ชั้นขีดผิวความร้อนที่ผนังท่อบางลง ส่งผลทำให้มีการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น เมื่อเทียบกับท่อเปล่า แต่ขณะเดียวกันความดันตกคร่อมหรือค่าความเสียดทานภายในท่อจะมีค่าสูงขึ้นตาม เนื่องจากการใส่แผ่นบิดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีราคาต้นทุนที่สูงและซ่อมบำรุงรักษาง่าย จึงเป็นเทคนิคที่ได้รับความนิยมใช้ในภาคอุตสาหกรรม โดย Eiamsa-ard และคณะ [1] ได้ทำการศึกษาคู่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการสอดใส่แผ่นบิด ตลอดความยาวท่อ (Full-length twisted tape) และแผ่นบิดแบบสั้น (Shot-length twisted tape) ผลการวิจัยพบว่า การถ่ายเทความร้อนการสอดใส่แผ่นบิดตลอดความยาวท่อให้อัตราการถ่ายเทความร้อนดีกว่าการสอดใส่แผ่นบิดแบบสั้น

งานวิจัยนี้จึงสนใจศึกษาอัตราส่วนแผ่นบิดภายในท่อต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน โดยแผ่นบิดใช้วัสดุอลูมิเนียม ซึ่งมีอัตราส่วนการบิดแตกต่างกันจำนวน 5 ค่า ซึ่งแผ่นบิดจะทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควงของของไหลและเพื่อเป็นแนวทาง วิธีการลดความเสียดทานและความดันตกคร่อมภายในท่อ

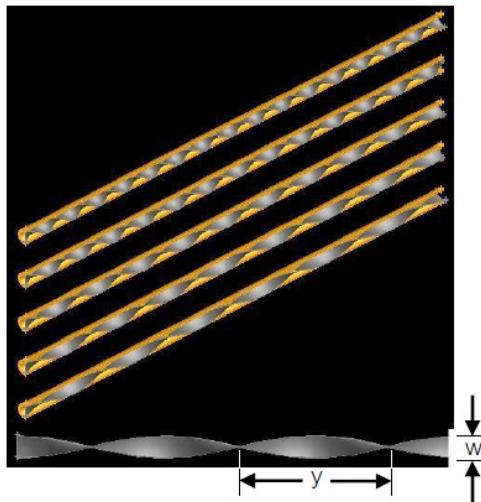


Figure 1. Photograph and geometry details of typical twisted type at differential twist ratio (y/w) 2.5, 3, 4, 5 and 6

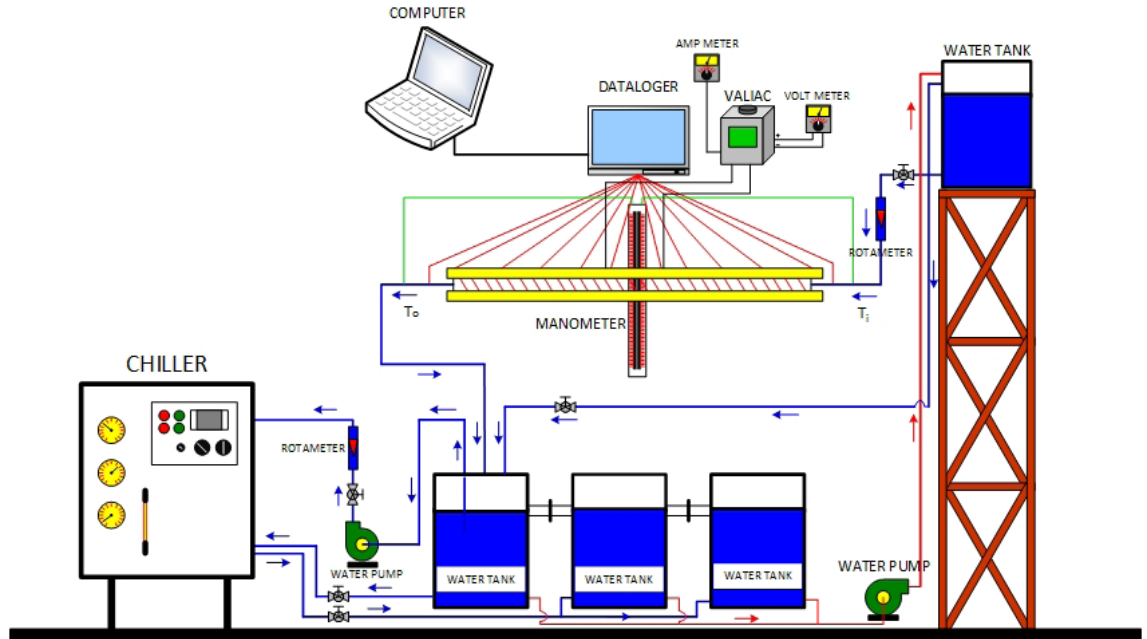


Figure 2. Experimental apparatus

วิธีการวิจัย

ชุดทดลองและขั้นตอนการทดลอง

ในการทดลองได้ทำการใช้แผ่นปิดอลูมิเนียมที่มีความยาว 1 m. และมีความหนา 0.001 m. และกว้าง 0.0254 m. $y/w = 2.5, 3, 4, 5$ และ 6

การทดลองใช้อุปกรณ์การทดลองดังแสดงใน Figure 2 ท่อทดสอบใช้ท่อทองแดงกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.0264 m. มีความหนา 0.0015 m. และท่อมีความยาว 1 m. มีพื้นที่ผิวภายในและนอก แบบเรียบ พื้นที่ผิวท่อจะถูกติดตั้งขดลวดความร้อนแบบประกบ เพื่อให้ความร้อนที่สม่ำเสมอตลอดผิวท่อทดสอบ ซึ่งจ่ายพลังงานไฟฟ้าให้แก่ขดลวดประมาณ 1260 W. ซึ่งควบคุมโดยหม้อแปลงแรงดันไฟฟ้า ส่วนพื้นที่ผิวนอกของท่อทดสอบมีการหุ้มฉนวนเพื่อลดการรั่วไหลของความร้อนออกสู่ระบบ ซึ่งท่อทดสอบถูกแบ่งออกเป็น 12 ช่วง แต่ละช่วงมีระยะห่างกัน 0.1 m. เพื่อติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลชนิดเค 10 จุด สำหรับผิวท่อ นอกจากนี้ยังมีการวัดอุณหภูมิของไหลที่ทางเข้าและทางออกท่อทดสอบด้วยอุปกรณ์วัดอุณหภูมิแบบ RTD ซึ่งต่อเข้ากับอุปกรณ์เก็บข้อมูล แผ่นปิดทำจากวัสดุอลูมิเนียม มีความกว้าง 0.0254 m. ความหนา 0.001 m. และความยาว

1 m. สัดส่วนการบิดมี 5 ค่า คือ $y/w = 2.5, 3, 4, 5$ และ 6 โดยมีมุมหมุนคง 180 องศา และใช้เครื่องทำน้ำเย็น เพื่อรักษาอุณหภูมิน้ำที่ใช้ในการทดลองให้อุณหภูมิน้ำคงที่ และวัดอัตราการไหลของน้ำด้วยโรตاميเตอร์ในการทดลองเริ่มจากน้ำเย็นจากถังจะถูกส่งไปยังถังเก็บในถังพักด้านบนด้วยปั๊มน้ำ จากนั้นจะถูกปล่อยน้ำเข้าสู่ท่อทดสอบโดยมีระยะความสูง 9 m. น้ำจะไหลผ่านโรตاميเตอร์ก่อนและทำการปรับอัตราการไหลของน้ำโดยให้ค่าเลขเรย์โนลด์ อยู่ใน ช่วง 20,343 ถึง 40,685 จากนั้นน้ำจะไหลผ่านแผ่นปิดที่ถูกติดตั้งไว้บริเวณท่อทดสอบเพื่อให้น้ำเกิดการหมุนวนที่เข้มขึ้นขึ้น และไหลเข้าสู่ภายในท่อทดสอบ น้ำเย็นจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับผนังท่อที่ถูกทำให้ร้อนด้วยขดลวดความร้อนที่ติดตั้งไว้ที่พื้นผิวท่อภายนอก ในแต่ละการทดลองที่อัตราการไหลของน้ำแต่ละค่าจะใช้เวลาให้น้ำไหลผ่านท่อประมาณ 45 นาที เพื่อให้อุณหภูมิน้ำคงที่ จากนั้นจึงทำการบันทึกอุณหภูมิผิวท่อทั้ง 10 จุด รวมทั้งอุณหภูมิน้ำเข้าและอุณหภูมิน้ำออก และบันทึก ความดันตกคร่อมภายในท่อทดสอบด้วยแมนอมิเตอร์สำหรับค่าที่ได้จะนำมาวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบความเสียดทาน และนำค่าที่ได้ไปเปรียบเทียบกับกรณีอื่น ๆ เพื่อใช้ในการวิเคราะห์ต่อไป



สมการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน

ตัวประกอบความเสียดทาน (f) สามารถคำนวณได้จากค่าความดันตกคร่อม (ΔP) ที่เกิดขึ้นตลอดความยาวท่อทดสอบ ดังนี้

$$f = \frac{2D_s \Delta P}{\rho L V^2} \quad (1)$$

เมื่อ $\Delta P = \rho g \Delta h$ (2)

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและเลขนัสเซลท์เฉพาะจุดสามารถหาได้จากความสัมพันธ์ดังนี้

$$h = \frac{\dot{m} C_p (T_o - T_i)}{A_s (T_s - T_b)} \quad (3)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (4)$$

เมื่อ k คือ ค่าการนำความร้อนของการไหล ซึ่งสามารถคำนวณได้จากคุณสมบัติของน้ำ ณ อุณหภูมิเฉลี่ยดังนี้

$$T_b = \frac{(T_o + T_i)}{2} \quad (5)$$

เลขเรย์โนลด์จะขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของน้ำที่เข้าไปในท่อทดสอบ ซึ่งสามารถแสดงได้ดังนี้

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (6)$$

สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากชุดทดลอง ซึ่งสามารถแสดงได้ดังนี้

$$\eta = \left(\frac{Nu_t}{Nu_p} \right) \left(\frac{f_t}{f_p} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (7)$$

สัญลักษณ์

A_s = พื้นที่ผิววัตถุที่สัมผัสกับของไหล (m^2)

A_c = พื้นที่หน้าตัดของท่อ (m^2)

D_s = เส้นผ่านศูนย์กลางท่อทดสอบ (m)

C_p = ความจุความร้อนของของไหล

($J / kg \cdot ^\circ C$)

f = ตัวประกอบความเสียดทาน

h = สัมประสิทธิ์การพาความร้อน
($W / m^2 \cdot ^\circ C$)

k = สัมประสิทธิ์การนำความร้อน
($W / m \cdot ^\circ C$)

L = ความยาวท่อ (m)

\dot{m} = อัตราการไหลเชิงมวล (kg / s)

Nu = เลขนัสเซลท์

ΔP = ความดันตกคร่อม (วัดจากความสูงที่แตกต่าง) (m)

Re = เลขเรย์โนลด์ส์

Pr = เลขพรันด์

T_b = อุณหภูมิน้ำทดสอบเฉลี่ย ($^\circ C$)

T_i = อุณหภูมิน้ำทางเข้า ($^\circ C$)

T_o = อุณหภูมิน้ำทางออก ($^\circ C$)

T_s = อุณหภูมิที่ผิวท่อ ($^\circ C$)

V = ความเร็วการไหล (m / s)

y = ระยะการบิด (m)

w = ความกว้างของแผ่นบิด (m)

สัญลักษณ์กรีก

ρ = ความหนาแน่น (kg / m^3)

μ = ความหนืดสัมบูรณ์ ($kg / m \cdot s$)

ν = ความหนืดจลน์ของไหล (m^2 / s)

η = สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

ผลการวิจัยและวิจารณ์ผล

ความสัมพันธ์เลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์กรณท่อเปล่า

ผลการถ่ายเทความร้อนในกรณีท่อเปล่า ความสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ค่าการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มขึ้นเมื่อเปรียบเทียบ ค่าการถ่ายเทความร้อนจากการทดลองกับค่าการถ่ายเทความร้อนจากสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter [2] Gnielinski [3] และ Eiamsa-ard and Promvong [4] พบว่า ค่าการถ่ายเทความร้อนจากการทดลองมีค่าน้อยกว่า ค่าการถ่ายเทความร้อนจากสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter, Gnielinski และ Eiamsa-ard [2-4] โดยค่าการถ่ายเทความร้อนจากการทดลองมีค่าความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 1.13% 1.8% และ 0.76% ตามสมการสหสัมพันธ์จากการทดลองคือ $Nu = 0.0176 Re^{0.815} \cdot Pr^{0.709}$ ดัง Figure 3



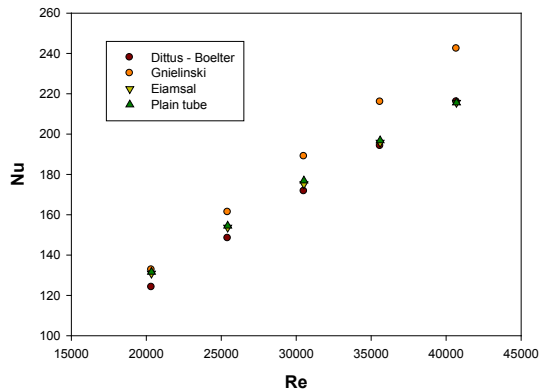


Figure 3. Confirmation of the plain channel Reynolds number (Re) in term of Nusselt number (Nu)

ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อเปล่า

ในกรณีท่อเปล่า จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าตัวประกอบความเสียดทาน มีค่าลดลง เมื่อมีค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่าตัวประกอบความเสียดทานจากการทดลองและค่าตัวประกอบความเสียดทานจากสหสัมพันธ์ของ Eiamsa-ard and Promvong [1] และ Pelukhov [5] พบว่า ในช่วงการไหล

แบบปั่นป่วนค่าตัวประกอบความเสียดทานจากการทดลองมีค่ามากกว่าตัวประกอบความเสียดทาน จากสหสัมพันธ์ของ Eiamsa-ard and Promvong [1] และ Pelukhov [5] โดยค่าตัวประกอบความเสียดทานทดลองจะมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 6% 10.95% และ 0.95% ตามสมการสหสัมพันธ์จากการทดลอง $f = 0.617Re^{-0.0257}$ ดัง Figure 4

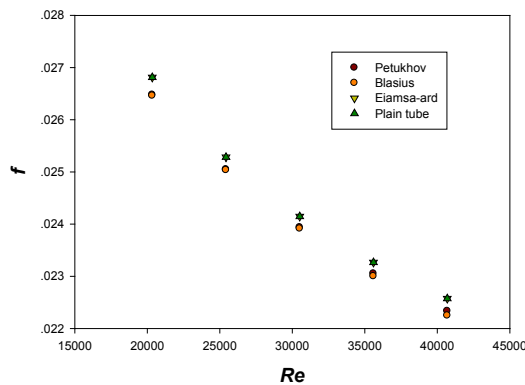


Figure 4. Confirmation of the plain channel Reynolds number (Re) in term of friction factor (f)

ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีใส่แผ่นบิด

การทดลองค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกับค่าเลขเรย์โนลด์ในกรณีใส่แผ่นบิด $y/w = 2.5, 3, 4, 5$ และ 6 ทิศทางการบิดเกลียวมีทิศทางเดียวกัน สอดใส่ในท่อผิวเรียบ ผลการทดลองพบว่าเมื่อเลขเรย์โนลด์สูงขึ้น

จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นด้วย เช่น ที่อัตราการไหล 20 L/min ค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ที่ 20,343 จะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน $4788.49 \text{ W/m}^2\text{C}$ และที่อัตราการไหลที่ 40 L/min ค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ที่ 40,685 จะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน $9876.02 \text{ W/m}^2\text{C}$ ดังแสดงใน Figure 5



ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลล์และเลขเรย์โนลด์ กรณีใส่แผ่นบิด

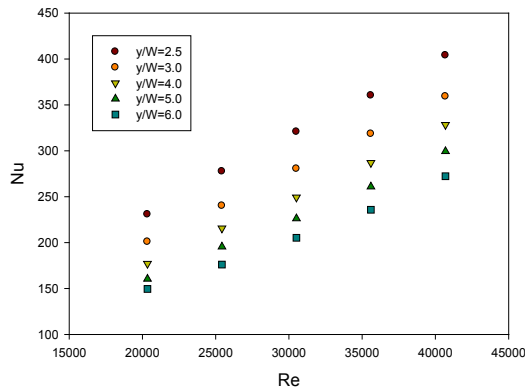
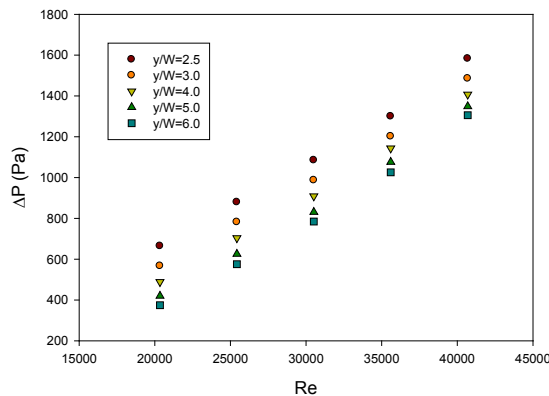


Figure 6. Effect of twist ratio Nusselt number (Nu)

จาก Figure 6 เป็นการศึกษารทดลอง การถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการใส่ แผ่นบิด $y/w = 2.5, 3, 4, 5$ และ 6 มีทิศทาง การบิดไป ทางเดียวกันในเทอมของเลขนัสเซลล์และเลขเรย์โนลด์ จะพบว่า ค่าเลขนัสเซลล์เพิ่มขึ้นเนื่องจากค่าเลขเรย์โนลด์มี

ค่าสูงขึ้น เช่นที่อัตราการไหลที่ 20 L/min มีค่าเลขเรย์โนลด์ อยู่ที่ $20,343$ จะมีค่าเลขนัสเซลล์ที่ 200.76 และที่อัตราการไหล 40 L/min มีเลขเรย์โนลด์อยู่ที่ $40,685$ จะมีค่าเลข นัสเซลล์ที่ 413.98 ตามลำดับ

ความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมกับเลขเรย์โนลด์ กรณีใส่แผ่นบิด

Figure 7. Effect of twist ratio on pressure drop (ΔP)

จาก Figure 7 การทดลองการถ่ายเทความร้อนใน ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนในเทอมของความดันตกคร่อมกับ เลขเรย์โนลด์ โดยการสอดใส่แผ่นบิด $y/w = 2.5, 3, 4, 5$ และ 6 มีทิศทางการบิดเกลียวมีทิศทางเดียวกัน สอดใส่แผ่นบิด เข้าไปในท่อผิวเรียบผลจากการทดลองพบว่าความดันตกคร่อม

จะมีค่าสูงขึ้นตามค่าเลขเรย์โนลด์ เช่น ที่อัตราการไหล 20 L/min มีค่าความดันตกคร่อม 644.55 Pa และค่า เลขเรย์โนลด์ $20,343$ และที่อัตราการไหลที่ 40 L/min จะมีความดันตกคร่อม 1533.15 Pa และมีค่าเลขเรย์โนลด์ $40,685$ ตามลำดับ

ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีใส่แผ่นบิด

Figure 8 แสดงผลการทดลองการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนในทอมของตัวประกอบความเสียดทาน โดยการสอดใส่แผ่นบิด $y/w = 2.5, 3, 4, 5$ และ 6 มีทิศทางการบิดไปในทิศทางเดียวกัน สอดใส่เข้าไปในท่อผิวเรียบผลจากการทดลองพบว่า ค่าตัวประกอบความเสียดทานจะมีค่าลดลง

เมื่อเพิ่มค่าอัตราการไหลเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น เช่น ที่อัตราการไหลที่ 20 L/min ลักษณะการบิด $y/w = 2.5$ มีค่าเลขเรย์โนลด์ $20,343$ มีค่าตัวประกอบความเสียดทาน 0.0480 และเมื่อปรับอัตราการไหล 40 L/min จะมีค่าเลขเรย์โนลด์ 40685 และมีค่าตัวประกอบความเสียดทาน 0.0286 เพราะว่าชุดทดลอง มีขนาดความยาว 1 m . และอุณหภูมิน้ำคงที่ ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทให้คงที่ จะเป็นผลให้ตัวประกอบความเสียดทานลดลงตามลำดับ

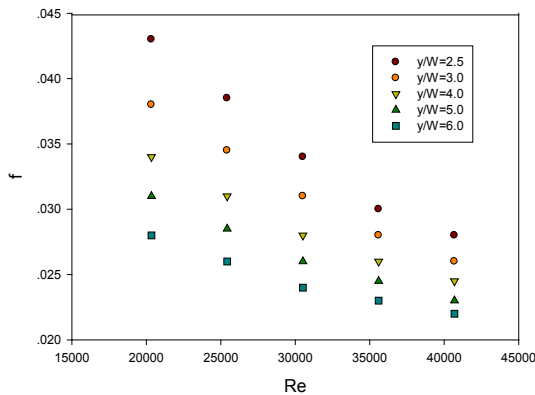


Figure 8. Effect of twist ratio on friction factor (f)

ความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะทางความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ กรณีใส่แผ่นบิด

Figure 9 แสดงผลการทดสอบสมรรถนะทางความร้อนกับเลขเรย์โนลด์เมื่อเทียบกับท่อเปล่า สมรรถนะทางความร้อน จะลดลงเท่ากับ $100\%, 99\%, 98\%, 97\%$ และ 96% ที่อัตราการไหล $20, 25, 30, 35$

และ 40 L/min และเมื่อสอดใส่แผ่นบิดที่มีสัดส่วน (y/w) = $2.5, 3, 4, 5$ และ 6 ในที่ทองแดงที่มีพื้นที่ผิวเรียบที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากัน ที่อัตราการไหลเดียวกัน ผลการทดลองพบว่าสมรรถนะทางความร้อนที่สอดใส่แผ่นบิดที่มีระยะพิทช์ที่ (y/w) = 2.5

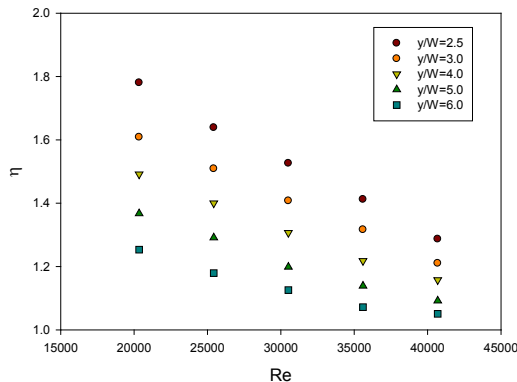


Figure 9. Effect of twist ratio on thermal performance factor



มีสมรรถนะทางความร้อนสูงกว่าแผ่นบิดที่มีระยะพิตช์ (y/w) = 3, 4, 5 และ 6 ดังภาพที่ 9 ซึ่งเมื่อเทียบกับท่อเปล่าจะเท่ากับ 27, 49, 58, 64, และ 78% เพราะระยะพิตช์ที่มีสัดส่วนต่ำ และอัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้น จะมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น และจะมีฟิล์มที่อยู่ระหว่างผิวท่อกับของไหลจะบางลง ส่งผลให้สมรรถนะทางความร้อนสูงขึ้น ยิ่งอัตราส่วนการบิดยิ่งดี จะทำให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนยิ่งสูงขึ้น

สรุปผลการวิจัย

จากการศึกษาอัตราส่วนแผ่นบิดภายในท่อต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนที่มีอัตราส่วนการบิด $y/w = 2.5, 3, 4, 5$ และ 6 สอดใส่แผ่นบิดภายในท่อทองแดงที่มีความยาว 1 m. ท่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.0254 m. ที่อัตราการไหลของน้ำ 20, 25, 30, 35 และ 40 L/min และพลังงานที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อน 1260 W. อุณหภูมิน้ำป้อน 26.6 °C (คงที่) เพื่อศึกษาตัวแปรต่าง ๆ เช่น เลขเรย์โนลด์, เลขนัสเซลท์, ตัวประกอบความเสียดทาน, ความดันตกคร่อม, สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และสมรรถนะทางความร้อน ผลการวิจัยพบว่า สัดส่วนการบิด $y/w = 2.5$ ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นบิดที่มีสัดส่วน $y/w = 3, 4, 5$ และ 6 เพราะว่าอัตราส่วนการบิดยิ่งถี่มาก (ระยะพิตช์ต่ำ) จะมีพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น และจะมีฟิล์มที่อยู่ระหว่างผิวท่อกับของไหลจะบางลง ส่งผลให้สมรรถนะทางความร้อนสูงขึ้น และ ผลที่ได้จากการวิเคราะห์ตัวแปรต่างๆ สามารถมาสร้างสมการสหสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ ดังนี้

$$Nu = 0.02798Re^{0.9399} \cdot Pr^{-0.00819} \cdot (y/w)^{-0.50252}$$

$$f = 0.617Re^{0.202} \cdot (y/w)^{-0.586}$$

$$\eta = 0.065972Re^{0.338317} \cdot Pr^{0.007032} \cdot (y/w)^{-0.37486}$$

เมื่อเปรียบเทียบผลการคำนวณและการทดลองจะได้ค่าสหสัมพันธ์แตกต่างกันไม่เกิน 10%

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณคณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรีที่ได้สนับสนุนทุนการวิจัยและขอขอบคุณ รศ.ดร.สมิทธิ เอี่ยมสอาด และคุณสุทธิศักดิ์ กุลบุตร ที่ช่วยเป็นที่ปรึกษาการวิจัย นอกจากนี้ยังขอขอบคุณสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลที่สนับสนุนเครื่องมืออุปกรณ์การวิจัย จนทำให้งานวิจัยนี้สำเร็จตามวัตถุประสงค์ที่วางไว้ทุกประการ

เอกสารอ้างอิง

1. Eiamsa-ard, S. and Promvonge, P. 2010. Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counterclockwise twisted-tape inserts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 53: 1364-1372.
2. Dittus, F.W. and Boelter L.M.K. 1930. *Heat transfer in automobile radiators of tabular type*. University of California: 470.
3. Gnielinski. 1976. *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow*, *Int. Chem.* 16: 359-367.
4. Eiamsa-ard, S. and Promvonge, P. 2006. Experimental Investigation of Heat Transfer and Friction Characteristics in a Circular Tube Fitted with V-Nozzle Turbulators, *International Communication Heat and Mass Transfer*. 33: 591-600.
5. Petuknov, B.S. 1970. Heat transfer and friction in turbulent pipes flow with variable physical properties. *In Advances in Heat Transfer*. 6: 254-264.

