

การศึกษาเชิงทดลองของลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อทรงกระบอกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งแผ่นปีกพรุน

ภาณุวัฒน์ หุ่นพงษ์¹ และ สมพล สกุลหลง^{2*}

¹ สาขาเทคโนโลยีเครื่องกล คณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏเทพสตรี 321 ถนนนารายณ์มหาราช ตำบลทะเลชุบศร อำเภอเมือง จังหวัดลพบุรี 15000

² ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ศรีราชา มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา 199 หมู่ 6 ถนนสุขุมวิท ตำบลทุ่งสุขลา อำเภอศรีราชา จังหวัดชลบุรี 20230

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งแผ่นปีกพรุนที่มีอากาศเป็นสารทดสอบไหลผ่านท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในสภาวะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวท่อทดสอบคงที่ ช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 4100 ถึง 25,500 โดยทำการทดสอบอิทธิพลของมุมปะทะปีก 4 ค่า คือ $\alpha = 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ และ 60° ที่ระยะพิตช์ปีกค่าเดียว ($P/D=3$) ผลของการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันแสดงในเทอมของเลขนัสเซิลท์ (Nu) และความเสียดทาน (f) ผลการทดลองพบว่า ค่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นเมื่อมุมปะทะปีกมากขึ้น แผ่นปีกพรุนที่ $\alpha = 60^\circ$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานสูงสุดในกรณีทดสอบ อย่างไรก็ตามค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดกลับพบที่ค่า $Re = 4100$, $mum(\alpha) = 30^\circ$ โดยมีค่าเท่ากับ 1.36

คำหลัก: แผ่นปีกพรุน, เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, เลขนัสเซิลท์, การไหลหมุนควง, สมรรถนะเชิงความร้อน

Experimental investigation on heat transfer and fluid flow characteristics in a heat exchanger Cylindrical tube with perforated-wing-tape insert

Panuwat Hoonpong¹ and Sompol Skullong^{2*}

¹ Department of Mechanical Technology, Faculty of Industrial Technology, Thepsatri University, 321 Naraimaharat Road, Talachubson, Lopburi 15000. Thailand.

² Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering at Sriracha, Kasetsart University Sriracha campus, 199 M.6, Sukhumvit Rd., Sriracha, Chonburi 20230, Thailand.

Abstract

An experimental work on heat transfer enhancement in a heat exchanger tube by insertion of perforated-wing-tape has been conducted. Air as the test fluid flowed through the test tube having a constant wall heat-flux with Reynolds number (Re) from 4100 to 25,500. The perforated-wing-tape parametric study includes four wing inclination angle ($\alpha = 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ and 60°) at a single wing pitch ratio ($P/D=3$). The heat transfer and pressure loss are presented in terms of Nusselt number (Nu) and friction factor (f), respectively. The experimental results show that the heat transfer and pressure loss for the perforated-wing-tape insert increase with the increment of inclination angle. The perforated-wing-tape with $\alpha = 60^\circ$ yields the highest Nu and f . However, the maximum thermal enhancement factor (TEF) is about 1.36 for the perforated-wing-tape at $Re = 4100$, $\alpha = 30^\circ$.

Keywords: Perforated-wing-tape, Heat exchanger, Nusselt number, Vortex generator, Thermal performance

1. บทนำ

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและการระบายความร้อนในอุปกรณ์ทางด้านความร้อน เช่น ใบกังหันก๊าซ (gas turbine blade) เครื่องปรับอากาศ (air condition) อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ (electronic devices) เตาเผา (combustor) เครื่องอบแห้ง (dryer) เครื่องอุ่นอากาศพลังแสงอาทิตย์ (solar air heater) และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (heat exchanger) เป็นสิ่งจำเป็นอย่างยิ่งต่อการเพิ่มประสิทธิภาพรวมถึงลดต้นทุนให้แก่อุปกรณ์ดังกล่าว เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ชนิดหนึ่งที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายในภาคอุตสาหกรรม ดังนั้นวิธีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้แก่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในปัจจุบันจึงมีหลายวิธี แต่วิธีที่ได้รับความนิยมมากที่สุดคือวิธี Passive [1] เนื่องจากเป็นวิธีที่สะดวกในหลายๆ กระบวนการ เช่นการผลิต การติดตั้ง การบำรุงรักษา รวมทั้งประหยัดต้นทุนและค่าใช้จ่าย โดยส่วนใหญ่การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีนี้มีมักนิยมติดตั้งใบบิด (twisted tape) และลวดขด (wire coil) ในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งสามารถช่วยเพิ่มระดับความปั่นป่วน (turbulators) ให้แก่ของไหลหรือสารทำงาน (working fluid) ภายในท่อได้เป็นอย่างดี และมีนักวิจัยจำนวนมากทำการศึกษารวมถึงการถ่ายเทความร้อนด้วยใบบิดและลวดขด โดย Promvong [2] ศึกษาสมรรถนะทางความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยลวดขดสองชนิด คือ ลวดสี่เหลี่ยมขด และลวดกลมขดที่ระยะพิทช์ต่างกัน 2 ค่า (15 mm และ 20 mm) จากการทดลองพบว่า ลวดสี่เหลี่ยมขดที่ระยะพิทช์ 15 mm ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุด ต่อมา Promvong [3] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยลวดขดผสมกับใบบิดโดยมีการปรับเปลี่ยนระยะพิทช์ลวดขด (coil spring pitch ratio, CR) และอัตราส่วนการบิดของใบบิด (twist ratio of twisted tape, Y) เพื่อเพิ่มระดับความปั่นป่วนให้แก่ของไหล (อากาศ) จากผลการศึกษาพบว่า การใช้ลวดขดผสมใบบิดที่ CR:Y=4:4 ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุด และให้ค่าสูงกว่ากรณีติดตั้งลวดขดหรือใบบิดเพียงอย่างเดียว

จากงานวิจัยข้างต้นแสดงให้เห็นว่าการใช้ใบบิดให้การถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่าลวด

ขด ต่อมาได้มีการปรับปรุงใบบิดและพัฒนาตัวสร้างความปั่นป่วนชนิดอื่นๆ เช่น ครีป และปีก เพื่อเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนให้แก่อุปกรณ์ โดย Eiamsa-ard et al. [4] ทำการทดลองเกี่ยวกับพฤติกรรมทางความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งใบบิดแบบต่างๆ คือ ใบบิดแบบธรรมดา ใบบิดสลับแกน ใบบิดตัดขอบเป็นปีก รูปทรงสามเหลี่ยม สี่เหลี่ยม และสี่เหลี่ยมคางหมู พบว่า ใบบิดตัดเป็นปีกรูปทรงสี่เหลี่ยมคางหมูให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่ากรณีอื่นๆ และสูงกว่าท่อผนังเรียบถึง 2.84 เท่า ต่อมา Eiamsa-ard [5] ทำการศึกษาพฤติกรรมทางความร้อนในช่วงการไหลปั่นป่วนของอากาศผ่านท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งใบบิดที่มีการเจาะเป็นรูรูปทรงสามเหลี่ยมและจัดขึ้น (ปีกสามเหลี่ยม) ที่บริเวณกึ่งกลางของใบบิด จากการทดลองพบว่า การติดตั้งใบบิดที่มีการเจาะเป็นปีกสามเหลี่ยมให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานสูงกว่าท่อผนังเรียบในช่วง 1.6–2.8 และ 4.4–8.4 เท่า ตามลำดับ Tamna et al. [6] ทำการทดลองการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยการติดตั้งครีปรูปตัววีบนใบบิด โดยทำการปรับเปลี่ยนสัดส่วนความสูงครีปรูปตัววีบนใบบิดต่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 4 ค่า ($B_r=0.07, 0.09, 0.14$ และ 0.19) ผลการทดลองพบว่า การติดตั้งครีปรูปตัววีบนใบบิดที่ $B_r=0.19$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ความเสียดทานและสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุด โดยมีค่าอยู่ในช่วง 1.98–2.09, 4.36–4.47 และ 1.32–1.4 ตามลำดับ Skullong et al. [7] ศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนผ่านท่อแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้แผ่นพรุนติดปีก จากการทดลองพบว่า แผ่นพรุนติดปีกที่ $B_r=0.3, P_r=0.5$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานสูงสุด โดยมีค่าเฉลี่ย 4.8 และ 35 เท่า เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ ในขณะที่สมรรถนะเชิงความร้อนมีค่าสูงสุดเท่ากับ 1.71 ที่ $B_r=0.15, P_r=0.1$ และมีค่าสูงกว่า 11% เมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นทึบติดปีก

การศึกษาที่ผ่านมาชี้ให้เห็นว่าการใช้ปีกสามารถช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนรวมถึงสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีกว่าตัวสร้างความปั่นป่วนชนิดอื่น แต่ยังมีการศึกษาเกี่ยวกับค่าพารามิเตอร์อยู่ค่อนข้างน้อย ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะปีก (α) ที่มีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนของท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วงระหว่าง 4100 ถึง 25,500

2. อุปกรณ์ชุดทดลองและวิธีดำเนินการ

แผ่นปีกพรุณและวิธีการติดตั้งในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงดังรูปที่ 1 โดยแผ่นปีกรูปทรงสามเหลี่ยม (แผ่นปีกพรุณ) ทำจากอะลูมิเนียมที่มีความยาว (l) 1200 มิลลิเมตร หนา (t) 0.5 มิลลิเมตร กว้าง (w) 49.8 มิลลิเมตร ปีกมีความกว้าง 20 มิลลิเมตร ยาว 20 มิลลิเมตร รูเจาะมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (d) 5 มิลลิเมตร ระยะพิตซ์ปีกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อคงที่ ($P/D=3$) ทำมุมปะทะ (α) 4 ค่า คือ 20° , 30° , 45° และ 60° ขณะที่ท่อทดสอบมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (D) 50 มิลลิเมตร และถูกให้ความร้อนแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ (constant heat-fluxed) ด้วยขดลวดไฟฟ้าตลอดความยาว (L) 1200 มิลลิเมตร จากนั้นท่อทดสอบจะถูกหุ้มด้วยฉนวนอย่างดีเพื่อป้องกันความร้อนสูญเสียออกสู่บรรยากาศ

ชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงดังรูปที่ 2 ซึ่งประกอบด้วยแหล่งกำเนิดกำลังงาน พัดลม (blower) มีหน้าที่จ่ายสารทำงาน (อากาศ) เข้าสู่ชุดทดสอบ โดยผ่านตัววัดอัตราการไหล (orifice meter) และอ่านค่าจากเครื่องวัดความดันตกคร่อมแบบระนาบเอียง (inclined manometer) จากนั้นไหลเข้าสู่ช่วงปรับสภาพการไหล (calm section) และการไหลจะแปรผันเป็นการไหลแบบสมบูรณ์ก่อนเข้าสู่ส่วนทดสอบตามลำดับ ข้อมูลอุณหภูมิผิว (เทอร์โมคัปเปิลชนิด K จำนวน 24 ตัว) และข้อมูลอุณหภูมิที่ตำแหน่งทางออกและทางเข้าส่วนทดสอบ (เทอร์โมคัปเปิลชนิด RTD จำนวน 2 ตัว) จะถูกบันทึกลงคอมพิวเตอร์โดยมีเครื่อง

บันทึกข้อมูล (data logger) เป็นอุปกรณ์ส่งข้อมูล ขณะที่ค่าความดันตกคร่อมระหว่างทางเข้าและทางออกของส่วนทดสอบจะใช้ digital manometer ในการวัด รายละเอียดของเงื่อนไขในการทดสอบรวมถึงค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้ในงานวิจัยแสดงดังตารางที่ 1

ตารางที่ 1 รายละเอียดของเงื่อนไขในการทดสอบและค่าพารามิเตอร์ที่ใช้ในงานวิจัย

Working fluid	Air
Reynolds number	4100 to 25,500
α	20° , 30° , 45° , 60°
d	5 mm
P/D	3
Tape thickness	0.5 mm
Tape length	1200 mm
Wing thickness	0.5 mm
Wing length	20 mm

3. ทฤษฎีและการคำนวณ

การไหลของของไหลผ่านชุดทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงในเทอมของค่าตัวแปรไร้มิติ คือค่าเลขเรย์โนลด์ (Re) สามารถหาได้จากสมการที่ (1)

$$Re = \bar{V}D/\nu \quad (1)$$

โดยที่ \bar{V} และ ν คือความเร็วเฉลี่ยและความหนืดเชิงจลน์ของของไหลตามลำดับ

อัตราการถ่ายเทความร้อนกรณีการไหลของของไหล
ภายในท่อสามารถคำนวณได้ดังนี้
ความร้อนที่อากาศได้รับ

$$\dot{Q}_{\text{air}} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (2)$$

การพาความร้อนที่ผิว

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA(\bar{T}_s - T_b) \quad (3)$$

สมดุลความร้อนกรณีการไหลภายในท่อ

$$\dot{Q}_{\text{air}} = \dot{Q}_{\text{conv}} \quad (4)$$

จะได้

$$\dot{Q}_{\text{air}} = \dot{Q}_{\text{conv}} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (5)$$

ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพา
สามารถหาได้ดังสมการต่อไปนี้

$$h = \frac{\dot{Q}_{\text{conv}}}{A(\bar{T}_s - T_b)} \quad (6)$$

ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยหาได้จาก

$$\text{Nu} = \frac{hD}{k} \quad (7)$$

ค่าความเสียดทาน (f) สามารถหาได้ดังสมการต่อไปนี้

$$f = \frac{2}{(L/D)} \frac{\Delta P}{\rho U^2} \quad (8)$$

และเพื่อประเมินสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
ค่าสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement
Factor, TEF) สามารถหาได้ดังสมการที่ (8) จาก
เอกสารอ้างอิง [2-7]

$$TEF = (\text{Nu} / \text{Nu}_0) / (f / f_0)^{1/3} \quad (9)$$

โดยที่

A คือ พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน (m^2)

C_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ ($\text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$)

D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (m)

k คือ สภาพการนำความร้อน ($\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$)

\dot{m} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ (kg/s)

ΔP คือ ค่าความดันตกคร่อมชุดทดสอบ

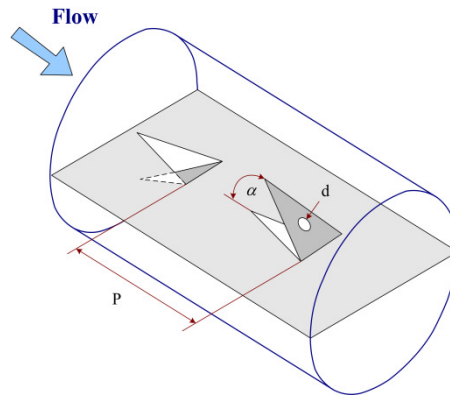
T_b คือ อุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างทางเข้าและทางออกของส่วน
ทดสอบ ($^\circ\text{C}$) หาได้จาก $T_b = (T_o + T_i) / 2$

T_i คือ อุณหภูมิทางเข้า ($^\circ\text{C}$)

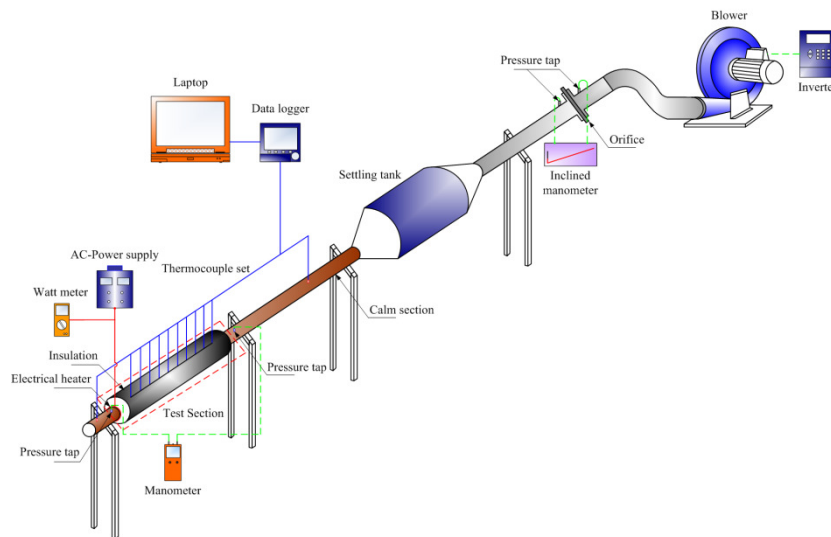
T_o คือ อุณหภูมิทางออก ($^\circ\text{C}$)

\bar{T}_s คือ อุณหภูมิผิวเฉลี่ย ($^\circ\text{C}$) หาได้จาก $\bar{T}_s = \sum T_s / 24$

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3)



รูปที่ 1 การติดตั้งแผ่นปีกพรุนในท่อทดสอบ



รูปที่ 2 ชุดทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4. ผลการทดลอง

4.1 การสอบเทียบผลการทดลอง

เพื่อความถูกต้องของผลการทดลองจึงได้มีการสอบเทียบท่อผนังเรียบกับสหสัมพันธ์ในอดีตดังแสดงในรูปที่ 3ก และ ข โดยผลของการถ่ายเทความร้อนได้นำไปเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski (สมการที่ 9) ในขณะที่ผลของความเสียดทานจะเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Petukhov (สมการที่ 10) จากเอกสารอ้างอิง [8] ผลการทดลองเมื่อ

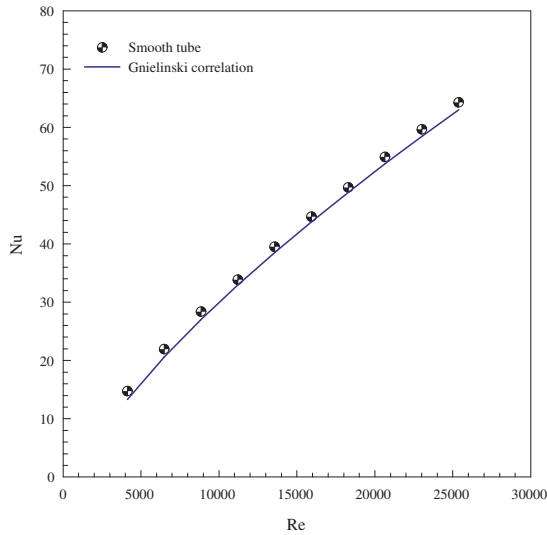
เทียบกับสหสัมพันธ์พบว่ามีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 5% และ 6% สำหรับค่าการถ่ายเทความร้อนในทอม Nu และความเสียดทานในทอม f ตามลำดับ

สหสัมพันธ์ของ Gnielinski,

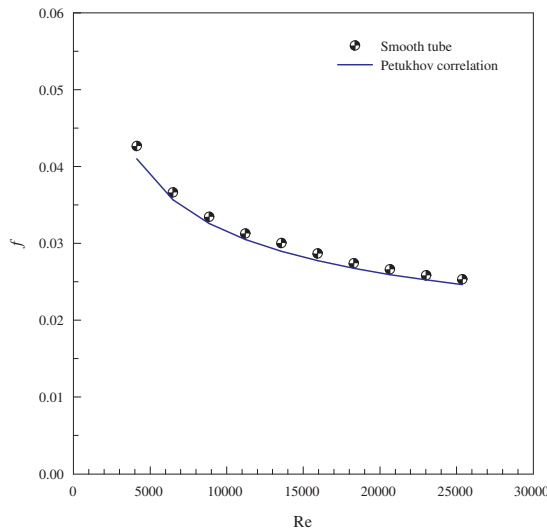
$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (10)$$

สหสัมพันธ์ของ Petukhov,

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (11)$$



(ก)



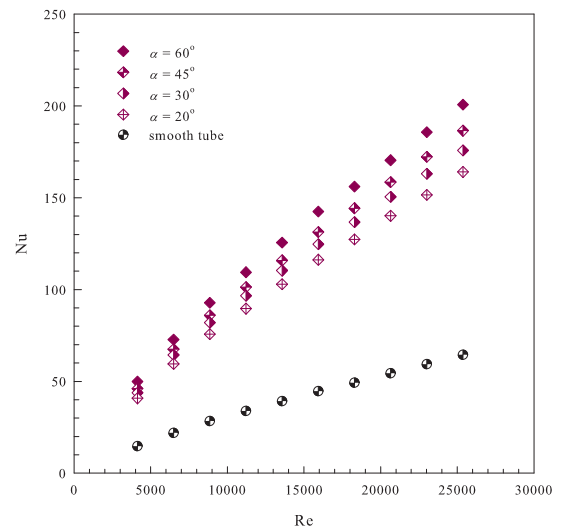
(ข)

รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่าง (ก) Nu และ (ข) f กับ Re กรณีท่อผนังเรียบ

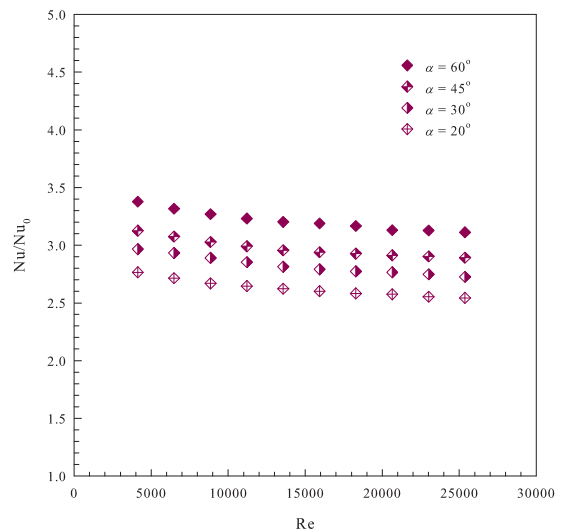
4.2 การถ่ายเทความร้อน

ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re แสดงดังรูปที่ 4 จากการทดลองพบว่า การติดตั้งแผ่นปีกพรุณมีค่าการถ่ายเทความร้อนในเทอมของ Nu สูงกว่าท่อผนังเรียบทุกมุมปะทะ อันเป็นผลมาจากปีกสามารถช่วยสร้างระดับการไหลหมุนวนให้แก่ของไหลภายในส่วนทดสอบได้เป็นอย่างดี โดยที่

มุมปะทะปีกค่ามาก ($\alpha = 60^\circ$) จะมีระดับการไหลหมุนวนวงสูงสุด ตามด้วยมุมปะทะปีกค่าน้อย ($\alpha = 45^\circ, 30^\circ$ และ 20°) ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์กรณีติดตั้งปีกต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อผนังเรียบ (Nu/Nu_0) กับ Re แสดงดังรูปที่ 5 จากรูปแสดงให้เห็นว่า Nu กรณีติดตั้งปีกมีค่าสูงกว่ากรณีผนังเรียบ (Nu_0) อยู่ในช่วง 60.7–70.4% โดยการติดตั้งแผ่นปีกพรุณมีค่า Nu/Nu_0 เฉลี่ยเท่ากับ 3.21, 2.97, 2.83 และ 2.63 สำหรับ $\alpha = 60^\circ, 45^\circ, 30^\circ$ และ 20° ตามลำดับ



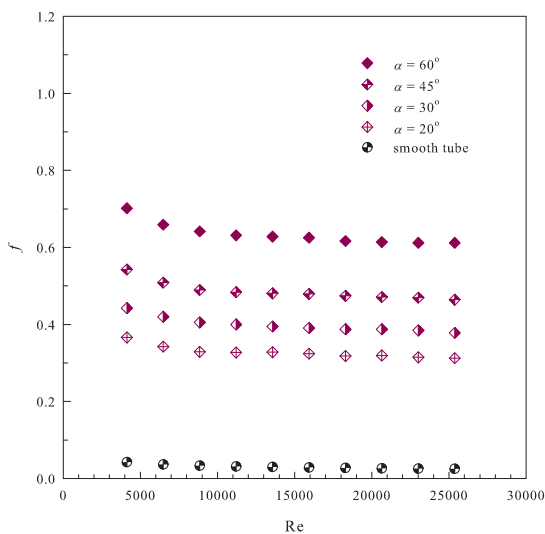
รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re



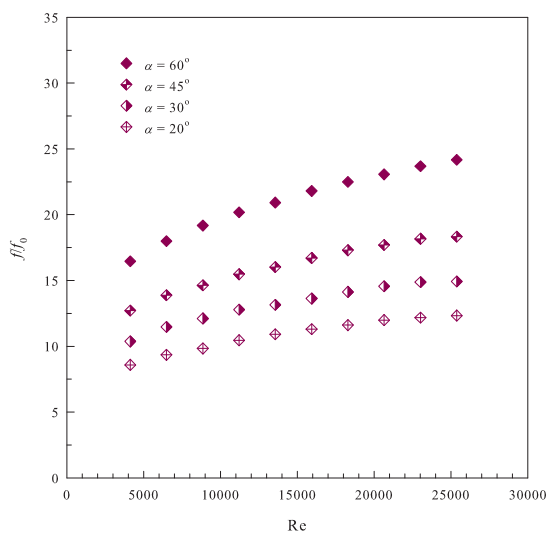
รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 กับ Re

4.3 ความเสียดทาน

ผลของความเสียดทานกรณีติดตั้งแผ่นปีกพรุนภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงดังรูปที่ 6 และ 7 ตามลำดับ โดยรูปที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re จากการทดลองพบว่า การติดตั้งแผ่นปีกพรุนภายในท่อส่งผลให้เกิดการกีดขวางการไหลและทำให้ค่า f เพิ่มสูงขึ้นกว่าท่อผนังเรียบประมาณ 8.6–24.2 เท่า โดยเฉพาะที่ $\alpha = 60^\circ$ มีค่า f สูงสุด ตามด้วย 45° , 30° และ 20° ตามลำดับ เนื่องจากปีกเป็นตัวขัดขวางทิศทางการไหลของของไหลภายในท่อ ส่งผลให้ของไหลเกิดการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลจากแนวแกนกระจายเป็นแนวรัศมีเมื่อมาปะทะกับปีก



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re

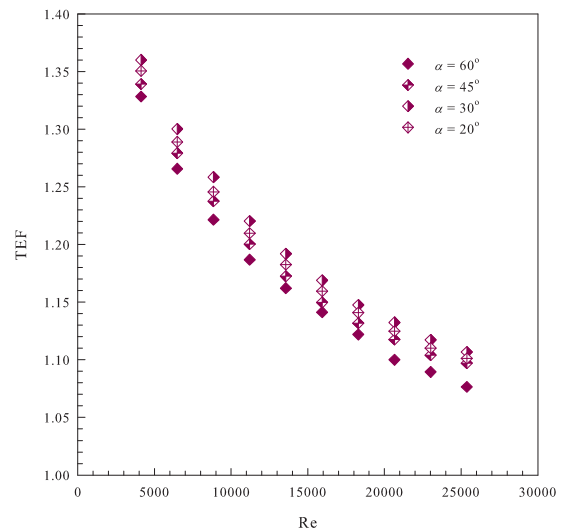


รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 กับ Re

ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 กับ Re แสดงดังรูปที่ 7 จากรูปแสดงให้เห็นว่าค่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น โดยการติดตั้งปีกพรุนภายในท่อมีค่า f/f_0 เฉลี่ยเท่ากับ 21.1, 16.1, 13.2 และ 10.9 สำหรับ $\alpha = 60^\circ$, 45° , 30° และ 20° ตามลำดับ

4.4 สมรรถนะเชิงความร้อน

การประเมินสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นปีกพรุนจะถูกพิจารณาภายใต้เงื่อนไขกำลังขับของไหลเดียวกัน กล่าวคือพิจารณาจากอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อน (Nu/Nu_0) เทียบกับอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของค่าความเสียดทาน (f/f_0) ภายใต้กำลังขับของไหลเดียวกัน ดังแสดงไว้แล้วในสมการที่ 8 และความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) กับ Re แสดงดังรูปที่ 8 จากการทดลองพบว่า การติดตั้งแผ่นปีกพรุนมีค่า TEF อยู่ในช่วง 1.11–1.36, 1.10–1.35, 1.09–1.34 และ 1.07–1.32 สำหรับ $\alpha = 30^\circ$, 20° , 45° และ 60° ตามลำดับ โดย $\alpha = 30^\circ$ มีค่า TEF สูงสุดในกรณีทดสอบ และมีค่าสูงกว่า $\alpha = 20^\circ$, 45° และ 60° เฉลี่ยประมาณ 1%, 1.6% และ 3% ตามลำดับ



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF กับ Re

5. สรุปผลการทดลอง

การติดตั้งแผ่นปีกพรุนภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าท่อผนังเรียบถึง 2.54–3.38 เท่า ในขณะที่มีค่าความเสียดทาน 8.6–24.2 เท่า โดยการติดตั้งแผ่นปีกพรุนที่มุมปะทะ 60° ให้ค่า Nu และ f สูงสุดตามด้วยมุมปะทะ 45° , 30° และ 20° ตามลำดับ เมื่อพิจารณาในแง่ของสมรรถนะเชิงความร้อนค่า TEF สูงสุดในกรณีทดสอบที่ $\alpha = 30^\circ$ โดยมีค่าเท่ากับ 1.36 ที่ $Re = 4100$, ดังนั้นจากผลการทดลองจึงสรุปได้ว่าควรเลือกใช้แผ่นปีกพรุน ที่มุม(α) = 30° ในการติดตั้งเพื่อลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีอยู่ในปัจจุบัน

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Liu, S., Sakr, M. A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 19, 2013, pp. 64–81.
- [2] Promvong, P. Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires. *Energy Conversion and Management*, vol. 49, 2008, pp. 980–987.
- [3] Promvong, P. Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators. *Energy Conversion and Management*, vol. 49, 2008, pp. 2949–2955.
- [4] Wongchareea, K., Eiamsa-ard, S. Heat transfer enhancement by twisted tapes with alternate-axes and triangular, rectangular and trapezoidal wings. *Chemical Engineering and Processing*, vol. 50, 2011, pp. 211–219.
- [5] Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, P., Thianpong, C. 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*, vol. 34, 2010, pp. 1151–1161.

- [6] Tamna, S., Kaewkohkiat, Y., Skullong, S., Promvong, P. Heat transfer enhancement in tubular heat exchanger with double V-ribbed twisted-tapes. *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 7, 2016, pp. 14–24.
- [7] Skullong, S., Promvong, P., Thianpong, C., Pimsarn, M. Heat transfer and turbulent flow friction in a round tube with staggered-winglet perforated-tapes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 95, 2016, pp. 230–242.
- [8] Incropera, F.P., Witt, P.D., Bergman, T.L., Lavine, A.S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John- Wiley & Sons, 2006