



KKU Res.j. 2014; 19(2) : 333-343

<http://resjournal.kku.ac.th>

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยตัวสร้างความปั่นป่วนแบบปีกรูปตัววี

Heat Transfer Enhancement in a Tube Heat Exchanger with a V-Shape Winglet Turbulator

สุริยา โชคเพิ่มพูน^{1*}, ชีรพัฒน์ ชมภูคำ² และพงษ์เจต พรหมวงศ์¹Suriya Chokphoemphun^{1*}, Teerapat Chompookham², and Pongjet Promvongse¹¹สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง²หน่วยวิจัยท่อความร้อนและการออกแบบเครื่องมือทางความร้อน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม*Correspondent author: chok_suriya_@hotmail.com

บทคัดย่อ

บทความวิจัยนี้ทำการศึกษาอิทธิพลของตัวสร้างความปั่นป่วนแบบปีกรูปตัววีที่มีต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทำการทดลองภายใต้เงื่อนไขสภาวะพลศาสตร์ความร้อนที่ผิวคงที่ โดยใช้อากาศเป็นของไหลทำงานในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เลขเรย์โนลด์มีค่าระหว่าง 5,300 ถึง 24,000 ปีกรูปตัววีที่ใช้ในการทดสอบมีลักษณะที่แตกต่างกันของมุมปะทะการไหล ($\alpha=30^\circ$, 45° และ 60°), อัตราส่วนความสูงแผ่น ($BR=e/D=0.1$, 0.15 และ 0.2) และอัตราส่วนระยะพิทช์ ($PR=P/D=0.5$, 1.0 , 1.5 และ 2.0) ซึ่งปีกรูปตัววีจะถูกสอดใส่ในท่อช่วงทดสอบโดยชิ้นงานจะลอยอยู่บริเวณกลางหน้าตัดท่อ ผลการศึกษาของกรณีศึกษาทั้งหมดจะทำการเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบ พบว่าการใช้ปีกรูปตัววีช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและทำให้เกิดการสูญเสียความดันที่สูงกว่าท่อผิวเรียบ และมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อมุมปะทะการไหลและอัตราส่วนความสูงปีกมีค่าสูงขึ้น และที่อัตราส่วนระยะพิทช์มีค่าลดลง ภายใต้เงื่อนไขการศึกษานี้ ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมีค่าเพิ่มขึ้นจากท่อผิวเรียบประมาณ 1.40 - 2.43 เท่า ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน มีค่าอยู่ระหว่าง 1.11-1.47 ขึ้นอยู่กับค่าเลขเรย์โนลด์ มุมปะทะการไหล อัตราส่วนความสูงปีก และอัตราส่วนระยะพิทช์ โดยค่าสูงสุดเท่ากับ 1.47 เกิดขึ้นในกรณีการใช้ปีกรูปตัววีที่ $Re = 5,300$, $\alpha=30^\circ$, $BR = 0.1$ และ $PR = 1.5$

Abstract

This work presents the effect of V-Shape winglet vortex generators on heat transfer and thermal performance enhancement of a tube heat exchanger. The experiment was carried out in a uniform wall heat-fluxed tube by varying turbulent airflow for Reynolds number (Re) ranging from 5,300 to 24,000. In the present work, the winglet with three different attack angles ($\alpha=30^\circ$, 45° and 60°), three different winglet-height or blockage ratios ($BR=e/D=0.1$, 0.15 and 0.2) and four different winglet pitch ratios ($PR=P/D=0.5$, 1.0 , 1.5 and 2.0) were inserted and placed in the core flow area into the test tube. The experimental results for the winglet at various parameters were evaluated and compared with those for the smooth tube alone. The measurement reveals that the winglet provides a considerable increase in the heat transfer and friction loss above the plain tube. The Nusselt number and friction factor increase with the increment of Re , α , BR and decrease with the increment of PR .

BR and Re but with decreasing the PR. The average Nusselt numbers for the winglet with various parameters are in the range of 1.40 - 2.43 times above the plain tube. The thermal performance for the parameter is found to be much higher than that unity and is in a range of 1.11-1.47, depending on the attack Re, μ , BR and PR values. The maximum thermal enhancement factor (TEF) for using winglet tabulators is 1.47 at Re = 5,300, $\alpha=30^\circ$, BR = 0.1 and PR = 1.5 in this experiment.

คำสำคัญ: ปีกรูปตัววี เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

Keywords: V-shape winglets, heat exchanger, thermal performance enhancement

1. บทนำ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนับเป็นอุปกรณ์ที่มีใช้กันอย่างแพร่หลายในงานทางด้านวิศวกรรมในระบบอุตสาหกรรม ดังนั้นหากสามารถเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้นับว่าเป็นประโยชน์อย่างยิ่งสำหรับงานอุตสาหกรรมในแง่ของการประหยัดพลังงานเนื่องจากการดำเนินของกระบวนการที่สั้นลง หรือในแง่การลงทุนเนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็กลงในขณะที่ขีดความสามารถยังคงเดิม ดังนั้นในช่วงหลายทศวรรษที่ผ่านมาได้มีความพยายามในการศึกษาวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีการแบบต่างๆ โดยวิธีการในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งได้ 2 วิธีการ คือ วิธีการแบบ Active และวิธีการแบบ Passive ซึ่งมีความเหมาะสมแก่การนำไปประยุกต์ใช้ในรูปแบบที่แตกต่างกันไป หรือแม้กระทั่งการนำวิธีการทั้งสองนี้ไปประยุกต์ใช้ร่วมกัน แต่อย่างไรก็ตามพบว่าวิธีการแบบ Passive โดยการใช้ตัวสร้างความปั่นป่วนหรือตัวสร้างการหมุนควงมาติดตั้งในท่อนับเป็นแนวคิดที่ได้รับการนิยมนับเป็นอย่างยิ่ง ดังเห็นได้จากมีงานวิจัยจำนวนมากที่ศึกษาและนำเสนอการใช้แนวคิดนี้ในการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การสอดใส่ใบบิดและขดลวดเป็นวิธีการที่เป็นที่นิยมสำหรับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อหน้าตัดกลม Murugesan และคณะ (1) นำเสนอผลการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยใบบิดที่มีการดัดขอบเป็นช่องสี่เหลี่ยม ที่อัตราส่วนการบิดค่าต่างๆ Bhuiya และคณะ (2) ศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับเลขนัสเซิลท์ ตัวประกอบความ

เสียดและสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อที่มีการสอดใบบิดเจาะรูที่ความพรุน 1.6, 4.5, 8.9 และ 14.7% Eiamsa-ard และคณะ (3) ศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะของปีกบนใบบิดและผลของการบิดสลับแกนของใบบิดเปรียบเทียบกับใบบิดทั่วไป ในขณะที่ Bas และ Ozceyhan (4) ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยการใช้ใบบิดที่มีลักษณะต่างๆ ไปที่อัตราส่วนการบิดแตกต่างกัน แต่มุ่งเน้นถึงอิทธิพลของระยะห่างระหว่างขอบใบบิดกับผนังท่อ Promvong (5) ศึกษาอิทธิพลของการใช้ขดลวดหน้าตัดสี่เหลี่ยมเปรียบเทียบกับขดลวดหน้าตัดวงกลมในการเพิ่มสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน นอกจากหน้าตัดของขดลวดทั้งสองรูปแบบนี้แล้วยังมีการนำเสนอการใช้ขดลวดหน้าสามเหลี่ยม โดย Gunes และคณะ (6)

สำหรับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัสหรือแบบช่องขนาน ตัวสร้างการหมุนควงที่นิยมนำมาประยุกต์ได้แก่ ครีบ ปีกและแผ่นกั้นการไหล Chompookham และคณะ (7) ศึกษาถึงอิทธิพลของการใช้ครีบและปีกที่มีต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดัน ภายใต้เงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนคงที่ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน Promvong และคณะ (8) นำเสนอการศึกษาเชิงตัวเลขของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน สำหรับการไหลแบบราบเรียบในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นวางเอียงมุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° ซึ่งติดตั้งที่ผนังเพียงด้านเดียว ในขณะที่ Zhou และ Ye (9) ศึกษาทดลองถึงอิทธิพลของปีกรูปทรงต่างๆ ได้แก่ ปีกสี่เหลี่ยม ปีกสามเหลี่ยม ปีกสี่เหลี่ยมคางหมูและปีกสี่เหลี่ยมคางหมูแบบผิวโค้ง ที่มีต่อลักษณะทางความร้อนและพฤติกรรมการไหล Chandra และคณะ (10) ศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสีย

ความดันในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสซึ่งมีการติดตั้งครีบบางขวางที่ผนังภายในจำนวน 1, 2, 3 และ 4 ด้านเปรียบเทียบกับกัน โดยอัตราส่วนระยะพิคต์และอัตราส่วนความสูงครีบบางมีค่าเท่ากับ Tanda (11) ศึกษาอิทธิพลของครีบบางขวางแบบต่อเนื่องและแบบแยกตัว ครีบบางทำมุมแบบแยกตัว ที่มีต่อพฤติกรรมถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบช่องขนาน Promvonge และคณะ (12) ทำการศึกษาเชิงตัวเลขเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสโดยการใช้แผ่นกั้นรูปตัววีติดที่ผนังท่อจำนวนสองด้านที่ตรงข้ามกัน ในช่วงการไหลแบบราบเรียบ Tabish Alam และคณะ (13) รวบรวมและนำเสนองานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสและท่อแบบช่องขนานด้วยอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนรูปแบบต่างๆ เช่น ครีบบางกั้นและปีก เป็นต้น

จากงานวิจัยที่ผ่านมาจะพบว่ามีการใช้ตัวสร้างความปั่นป่วนหรือตัวสร้างการหมุนควงที่มีรูปแบบที่หลากหลายแตกต่างกันไปตามความเหมาะสมกับลักษณะของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน โดยในท่อกลมมักจะเป็นการใช้ใบบิดหรือขดลวด ในขณะที่การใช้ครีบบางหรือปีกมักนิยมประยุกต์ในท่อที่มีพื้นผิวตรงเรียบเช่นท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสหรือช่องขนานและพบว่าการใช้ปีกสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีและทำให้เกิดความสูญเสียความดันค่อนข้างต่ำ ดังนั้นงานวิจัยฉบับนี้จึงได้นำแนวความคิดการใช้ปีกเป็นตัวสร้างการหมุนควงมาประยุกต์ในท่อกลมเพื่อเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีอากาศเป็นของไหลทำงาน ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนภายใต้สภาวะฟลักซ์ความร้อนที่ผิววงที่ โดยศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะการไหล อัตราส่วนความสูงปีกและอัตราส่วนระยะพิคต์ของปีกรูปตัววีซึ่งตามกระแสน้ำไหล

ทำงาน จากความสัมพันธ์ระหว่างความร้อนที่ได้รับโดยของไหลทำงานกับปริมาณการพาความร้อนที่เกิดขึ้นแสดงดังต่อไปนี้

$$Q_a = Q_{\text{conv}} \quad (1)$$

ความร้อนที่ได้รับโดยของไหลทำงานและปริมาณการพาความร้อน นำเสนอในรูปสมการที่ (2) และ (3) ตามลำดับได้แก่

$$Q_a = \dot{m} C_{p,a} (T_o - T_i) \quad (2)$$

$$Q_{\text{conv}} = hA(\tilde{T}_w - T_b) \quad (3)$$

จากความสัมพันธ์ของสมการที่ (1), (2) และ (3) จึงได้สมการสำหรับหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ได้ดังนี้

$$h = \dot{m} C_{p,a} (T_o - T_i) / A(\tilde{T}_w - T_b) \quad (4)$$

เมื่อ $\dot{m}$ คืออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ, $C_{p,a}$ คือค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ, T_i , T_o คืออุณหภูมิทางเข้าและทางออก ตามลำดับ, A คือพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน, $\tilde{T}_w$ คืออุณหภูมิเฉลี่ยของผิวท่อจากเทอร์โมคัปเปิลจำนวน 24 ตัว และ T_b คืออุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศขาเข้าและขาออก

$$\tilde{T}_w = \sum T_w / 24 \quad (5)$$

$$T_b = (T_o + T_i) / 2 \quad (6)$$

การถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้ถูกนำเสนอในรูปตัวแปรไร้มิติคือเลขนัสเซิลท์ ซึ่งเป็นอัตราส่วนการพาความร้อนต่อการนำความร้อนภายในท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใดๆ แสดงดังสมการที่ (7)

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

เมื่อ h คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อน, D คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ และ k คือค่าการนำความร้อนของของไหลทำงาน

2.2 ตัวประกอบความเสียดทาน

ค่าตัวประกอบความเสียดทานเป็นตัวแปรไร้มิติของค่าความดันตกคร่อมสำหรับการไหลภายในท่อที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาวท่อใดๆ ด้วยความเร็วของของไหลค่าหนึ่ง ดังสมการที่ (8)

2. ทฤษฎี

2.1 การถ่ายเทความร้อน

ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่นำเสนอในงานวิจัยนี้เกิดจากกระบวนการพาความร้อนที่ใช้อากาศเป็นของไหล

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

เมื่อ ΔP คือความดันตกคร่อมบริเวณท่อทดสอบ, L คือความยาวท่อช่วงทดสอบ, ρ คือความหนาแน่นของของไหลทำงาน และ U คือความเร็วเฉลี่ยในแนวแกน โดยคุณสมบัติของอากาศพิจารณาที่อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศขาเข้าและขาออก (T_b) จากสมการที่ (6)

2.3 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

การหาค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF) คือ อัตราส่วนสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของพื้นผิวทดสอบ (h) เทียบกับสัมประสิทธิ์การพาความร้อนพื้นผิวเรียบ (h_0) ที่กำลังขับของปั๊มเดียวกัน จากข้อแนะนำของ Webb (14) พิจารณาการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียจากความเสียดทานของอุปกรณ์ซึ่งเกิดขึ้นควบคู่กันไป โดยการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนนั้นสามารถอธิบายได้ด้วยอัตราส่วนของเลขนัสเซิลท์จากท่อที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ที่ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนต่อเลขนัสเซิลท์จากท่อที่ไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์ที่ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Nu/Nu_0) ในทำนองเดียวกัน อัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานสามารถอธิบายได้ด้วยอัตราส่วนของตัวประกอบความเสียดทานจากท่อที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ที่ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนต่อตัวประกอบความเสียดทานจากท่อที่ไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์ที่ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (f/f_0) อัตราส่วนทั้งสองถูกนำไปประยุกต์สำหรับค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายใต้เงื่อนไขการควบคุมกำลังทำงานของปั๊มคงที่สามารถแสดงสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ว่า

$$TEF = \frac{h}{h_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \bigg|_{pp} = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (9)$$

2.4 เลขเรย์โนลด์

เลขเรย์โนลด์เป็นตัวแปรที่ใช้แสดงเกี่ยวกับพฤติกรรมการไหลของของไหลทำงาน ซึ่งสามารถแสดงในรูปตัวแปรไร้มิติได้ดังนี้

$$Re = UD / \nu \quad (10)$$

3. อุปกรณ์การทดลอง

3.1 ชุดทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน

รูปที่ 1 แสดงการติดตั้งชุดทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อกลม มีอากาศเป็นของไหลทำงานถูกจ่ายจากพัดลมความดันสูงขนาด 1.5 kW ความเร็วของพัดลมสามารถกระทำได้โดยการควบคุมผ่านอินเวอร์เตอร์เพื่อให้ได้ปริมาณอัตราการไหลของอากาศที่ต้องการ อัตราการไหลของอากาศคำนวณได้จากการวัดค่าความดันตกคร่อมแผ่น Orifice สร้างตามมาตรฐาน ASME (15) โดยใช้ Inclined manometer เทอร์โมคัลป์เปิดชนิด K จำนวน 24 ตัวถูกติดตั้งที่ผนังด้านบนและด้านข้างของช่วงท่อทดสอบอย่างละ 12 ตัวด้วยระยะห่างที่เท่าๆกัน และเทอร์โมคัลป์เปิดชนิด RTD Pt100 จำนวน 2 ตัวใช้สำหรับวัดอุณหภูมิของอากาศขาเข้าและขาออกจากช่วงท่อทดสอบ โดยค่าอุณหภูมิทั้งหมดจะแสดงผลผ่านเครื่อง Data Logger ท่อทดสอบเป็นท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 50.8 มิลลิเมตร หนา 2 มิลลิเมตร มีความยาวทั้งสิ้น 3,000 มิลลิเมตร แบ่งเป็นท่อช่วงทดสอบความยาว 1,000 มิลลิเมตร ผนังด้านนอกของช่วงท่อทดสอบมีการติดตั้งฮีตเตอร์สำหรับให้ความร้อนภายใต้สภาวะเงื่อนไขพลศาสตร์ความร้อนคงที่และมีการหุ้มฉนวนเพื่อป้องกันความร้อนสูญเสียออกจากระบบ เครื่อง Digital manometer ถูกใช้สำหรับอ่านค่าความดันตกคร่อมที่วัดได้จากจุดวัดค่าความดันที่อยู่คร่อมช่วงท่อทดสอบ

3.2 ปีกูรูปตัววี

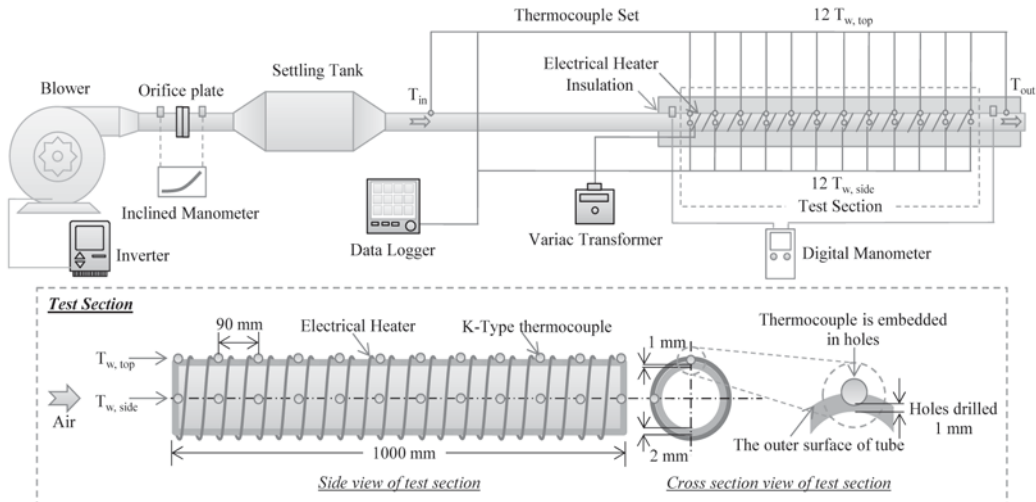
ปีกูรูปตัววีชี้ตามกระแสการไหลทำจากแผ่นอะลูมิเนียมบางมีความหนา 0.3 มิลลิเมตร ติดตั้งบนโครงลวดครึ่งวงกลมโดยให้ชิ้นงานลอยอยู่บริเวณกึ่งกลางหน้าตัดท่อทดสอบ ศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะการไหล (a) จำนวน 3 ค่า คือ 30°, 45° และ 60° ที่อัตราส่วนความสูง (BR=e/D) จำนวน 3 ค่า คือ 0.1, 0.15 และ 0.2 โดยมีอัตราส่วนระยะพิตต์ (PR=P/D) จำนวน 4 ค่า คือ 0.5, 1.0, 1.5 และ 2.0 ดังแสดงในรูปที่ 2

3.3 ความคลาดเคลื่อน

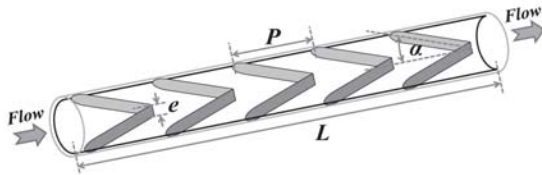
ความคลาดเคลื่อนของการวัดข้อมูลที่ได้จากการทดลองกำหนดโดยความคลาดเคลื่อนในการคำนวณอ้างอิงจากเอกสาร (16) พบว่าค่าความคลาดเคลื่อนที่มากที่สุด

สำหรับพารามิเตอร์ให้หน่วยเป็นดังนี้ เลขเรย์โนลด์มีค่า $\pm 5\%$, เลขนัสเซิลที่มีค่า $\pm 7.6\%$ และความเสียหายมีค่า $\pm 9.5\%$ ความคลาดเคลื่อนในการวัดความเร็วในแนวแกนมี

ค่าประมาณ $\pm 5\%$ และความดันมีค่าความคลาดเคลื่อนประมาณ $\pm 5\%$, ส่วนความคลาดเคลื่อนของการวัดอุณหภูมิที่ผนังท่อประมาณ $\pm 0.5\%$



รูปที่ 1 ชุดทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 2 ท่อช่วงทดสอบติดตั้งปีกรูปตัววีขึ้นตามกระแสน้ำ

4. ผลการทดลอง

4.1 ผลการทวนสอบท่อผิวเรียบ

การทดสอบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันของชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกรณีท่อผิวเรียบ ถูกนำเสนอในพจน์ของเลขนัสเซิลและตัวประกอบความเสียหายตามลำดับ โดยเปรียบเทียบผลการทดสอบที่ได้กับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter สำหรับเลขนัสเซิลและสหสัมพันธ์ของ Blasius สำหรับตัวประกอบความเสียหาย ตามอ้างอิงเอกสาร (17) ดังสมการที่ 11 และ 12 ตามลำดับ เพื่อตรวจสอบความน่าเชื่อถือของการติดตั้งชุดทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

สหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter (กรณีการให้ความร้อน) สามารถแสดงได้ดังนี้

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (11)$$

สหสัมพันธ์ของ Blasius สามารถแสดงได้ดังนี้

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad (12)$$

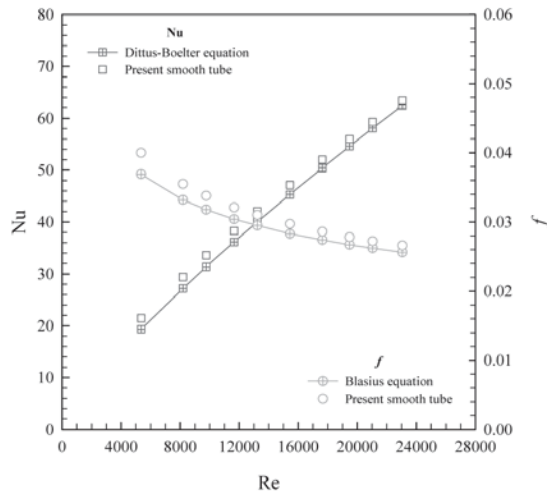
พบว่าแนวโน้มของเลขนัสเซิลและตัวประกอบความเสียหายสอดคล้องกับผลจากสหสัมพันธ์ เลขนัสเซิลที่มีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ $\pm 5\%$ ในขณะที่ตัวประกอบความเสียหายมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ $\pm 6\%$ ดังรูปที่ 3 และสามารถสร้างสหสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันของชุดทดสอบได้ดังสมการที่ 13 และ 14 ตามลำดับ

สหสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อนของชุดทดสอบ

$$Nu = 0.0435 Re^{0.738} Pr^{0.4} \quad (13)$$

สหสัมพันธ์การสูญเสียความดันของชุดทดสอบ

$$f = 0.4424 Re^{-0.28} \quad (14)$$

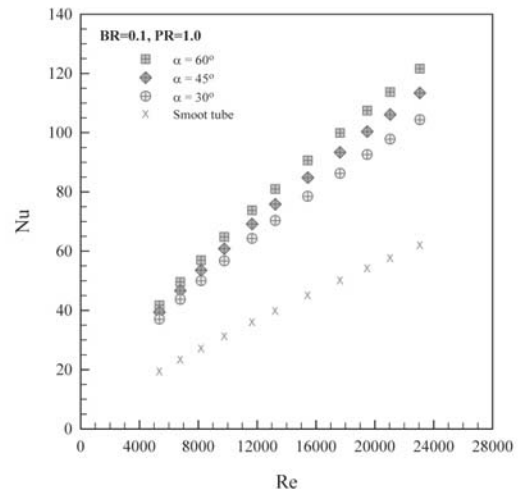


รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ f กับ Re กรณีท่อผิวเรียบ

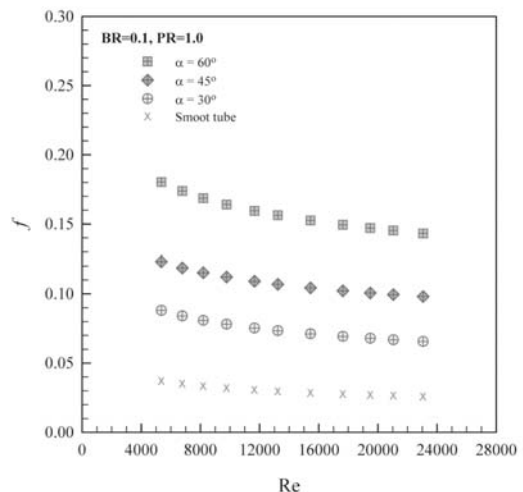
4.2 อิทธิพลของมุมปะทะการไหล (a)

รูปที่ 4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีมุมปะทะต่างๆ ที่ $BR=0.1$ และ $PR=1.0$ พบว่า แนวโน้มค่าเลขนัสเซลท์ของกรณีศึกษาทั้งหมดรวมทั้งกรณีท่อผิวเรียบมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น เพราะว่าเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มขึ้นแสดงถึงลักษณะความปั่นป่วนที่รุนแรงขึ้น นอกจากนี้ยังแสดงถึงปริมาณการไหลเข้าสู่ระบบของอากาศเย็นที่เพิ่มมากขึ้น ทำให้มีของไหลทำงานสำหรับรับการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มากขึ้น การติดตั้งปีกรูปตัววีทุกระณิกของมุมปะทะให้ค่าเลขนัสเซลท์ที่สูงกว่ากรณีท่อผิวเรียบ เนื่องจากปีกรูปตัววีจะช่วยสร้างการไหลแบบหมุนควงตามแนวยาวและช่วยเพิ่มระดับความปั่นป่วนของการไหลภายในท่อ ส่งผลให้เกิดผสมผสานของของไหลที่ดีและรวดเร็วขึ้นทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีขึ้นระหว่างกระแสของไหลกับผิวร้อนของท่อ และระหว่างกระแสของไหลร้อนกับกระแสของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า จึงช่วยให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เพิ่มมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบกับอิทธิพลของมุมปะทะที่มีต่อค่าเลขนัสเซลท์พบว่า ค่าเลขนัสเซลท์มีค่าเพิ่มขึ้นตามขนาดมุมปะทะการไหล เนื่องจากลักษณะทางกายภาพของปีกรูปตัววีที่มีมุมปะทะการไหลมีค่าสูงทำให้เกิดการขัดขวางการไหลที่สูงซึ่งนำไปสู่การไหลแบบหมุนควงและเกิดการผสมผสานที่ดีกว่า โดยที่ปีกรูปตัววีที่มีมุมปะทะเท่ากับ 30° , 45° และ 60° ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อ

ผิวเรียบในช่วง 1.69-1.92, 1.83-2.04 และ 1.96-2.17 เท่าตามลำดับ ขึ้นกับค่าของเลขเรย์โนลด์



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re กรณีมุมปะทะต่างๆ ที่ $BR=0.1$ และ $PR=1.0$

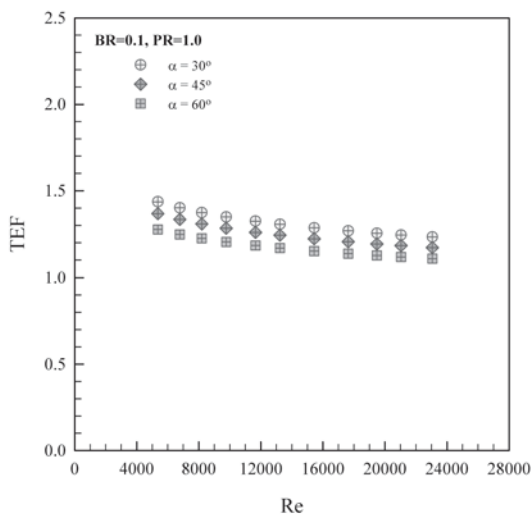


รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re กรณีมุมปะทะต่างๆ ที่ $BR=0.1$ และ $PR=1.0$

อิทธิพลของการติดตั้งปีกรูปตัววีต่อการสูญเสียความดันภายในท่อทดสอบแสดงในรูปที่ 5 พบว่าการติดตั้งปีกรูปตัววีส่งผลให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าเพิ่มสูงขึ้นกว่าท่อผิวเรียบ เนื่องมาจากปีกรูปตัววีจะเพิ่มพื้นผิวสัมผัสที่สูงขึ้นและขัดขวางการไหลภายในท่อ เป็นผลให้เกิดการไหลย้อนกลับเมื่อเปรียบเทียบกับอิทธิพลของมุมปะทะที่มีต่อค่าการสูญเสียความดันพบว่า ค่าการสูญเสียความดันมีค่าเพิ่มขึ้นตามขนาดมุมปะทะการไหล โดยที่ปีกรูปตัววีที่มีมุม

ปะทะเท่ากับ 30° , 45° และ 60° ให้ค่าตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าท่อผิวเรียบในช่วง 2.39-2.56, 3.33-3.82 และ 4.89-5.59 เท่าตามลำดับ ขึ้นกับค่าของเลขเรย์โนลด์ กรณีสปีกรูปตัววีมุมปะทะเท่ากับ 60° ให้ค่าการสูญเสียความดันเฉลี่ยสูงกว่ากรณีมุมปะทะ 45° และ 30° เท่ากับ 46% และ 111% ตามลำดับ

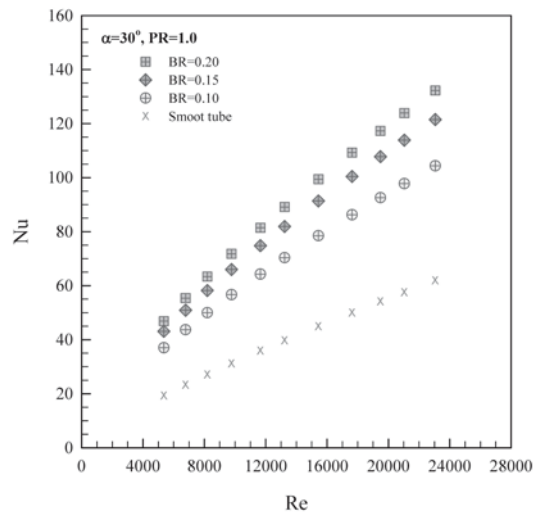
จากความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนการเพิ่มของการถ่ายเทความร้อนและอัตราส่วนการเพิ่มของสูญเสียความดันถูกนำเสนอในรูปของสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF) ที่เลขเรย์โนลด์ต่างๆ ดังรูปที่ 6 พบว่าการติดตั้งสปีกรูปตัววีให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่า 1 ทุกกรณีศึกษาแสดงถึงการประยุกต์ใช้สปีกรูปตัววีนี้ให้ผลลัพธ์ในทางที่ดี เมื่อเปรียบเทียบอิทธิพลของมุมปะทะที่มีต่อค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนพบว่า ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อขนาดมุมปะทะการไหลมีค่าลดลง เนื่องจากสปีกรูปตัววีจะช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันขึ้นตามขนาดของมุมปะทะการไหล แต่จะพบว่าอัตราส่วนการเพิ่มการสูญเสียความดันมีค่าสูงกว่าอัตราส่วนการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนอย่างชัดเจน กรณีสปีกรูปตัววีมุมปะทะเท่ากับ 30° ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 1.44 ภายใต้เงื่อนไขขอบเขตการศึกษา



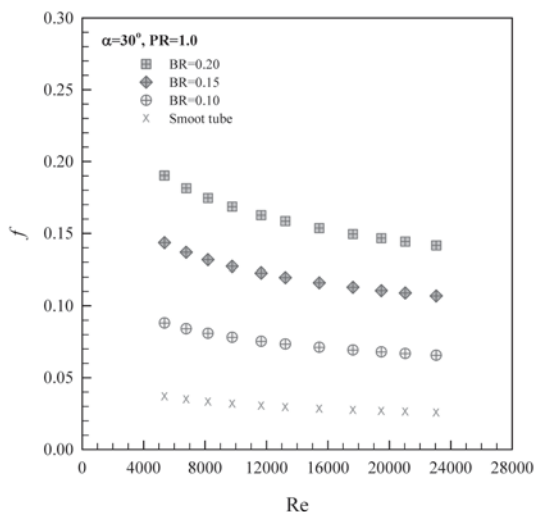
รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF กับ Re กรณีมุมปะทะต่างๆที่ BR=0.1 และ PR=1.0

4.3 อิทธิพลของอัตราส่วนความสูง (BR)

จากการศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะที่มีต่อค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่ BR=0.1 และ PR=1.0 พบว่า กรณีสปีกรูปตัววีมุมปะทะเท่ากับ 30° ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุด จึงได้นำกรณีศึกษาที่มุมปะทะดังกล่าวมาศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนความสูง (BR) ต่างๆ ได้แก่ BR=0.10, 0.15 และ 0.20 ที่อัตราส่วนระยะพิศต์เท่ากับ 1.0

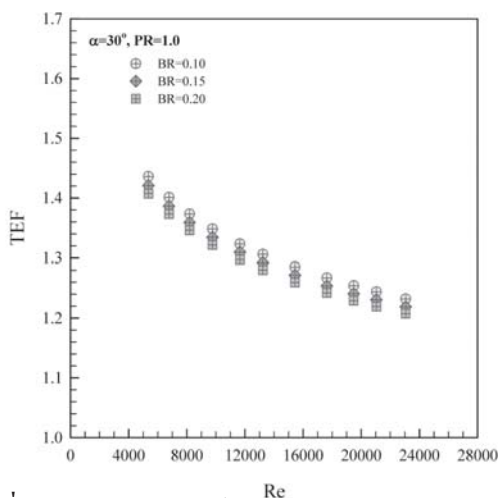


รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re กรณีความสูงสปีกรูปตัววีต่างๆที่ $\alpha=30^\circ$ และ PR=1.0



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re กรณีความสูงสปีกรูปตัววีต่างๆที่ $\alpha=30^\circ$ และ PR=1.0

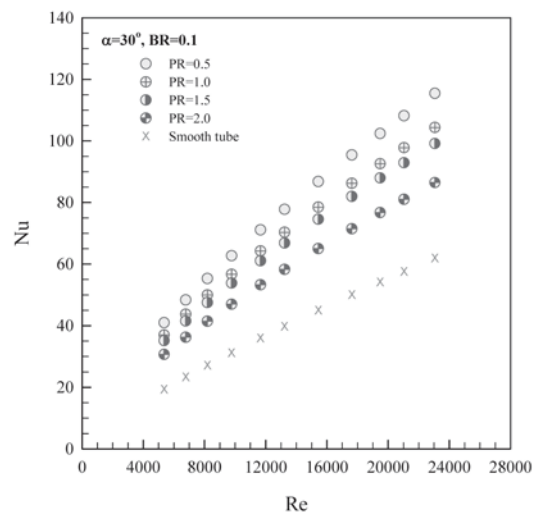
อิทธิพลของอัตราส่วนความสูงต่อการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันแสดงในรูปที่ 7 และ 8 ตามลำดับ พบว่า การถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันมีค่าเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนความสูงของปีกรูปตัววี เนื่องจากลักษณะทางกายภาพของปีกรูปตัววีที่มีอัตราส่วนความสูงปีกมีค่าสูงกว่าทำให้สามารถชักชวนการไหลได้มากกว่าจึงช่วยเพิ่มความรุนแรงและความเข้มของการไหลแบบหมุนควงและเกิดการผสมผสานที่ดีกว่าส่งผลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีกว่า รวมทั้งยังเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสที่สูงขึ้นซึ่งทำให้ค่าการสูญเสียความดันมีค่าเพิ่มขึ้นด้วย กรณี $BR=0.20$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่ากรณี $BR=0.15, 0.10$ และกรณีท่อผิวเรียบ เท่ากับ 1.09, 1.27 และ 2.26 เท่า ตามลำดับ สำหรับค่าการสูญเสียความดัน พบว่ากรณี $BR=0.20$ ให้ค่าสูงกว่ากรณี $BR=0.15, 0.10$ และกรณีท่อผิวเรียบ เท่ากับ 1.32, 2.16 และ 5.37 เท่า ตามลำดับ เมื่อพิจารณาค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่เลขเรย์โนลด์ต่างๆ ภายใต้เงื่อนไขการใช้ปีกรูปตัววีปะทะเท่ากับ 30° และอัตราส่วนระยะพิคต์เท่ากับ 1.0 พบว่า ที่อัตราส่วนความสูงเท่ากับ 0.10 ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าที่อัตราส่วนความสูงอื่นๆ ที่เลขเรย์โนลด์เดียวกัน โดยมีค่าอยู่ในช่วงระหว่าง 1.23-1.44 ซึ่งจะมีค่าลดลงเมื่ออัตราส่วนความสูงเพิ่มขึ้น ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนกรณี $BR=0.15$ และ 0.20 มีค่าอยู่ในช่วงระหว่าง 1.22-1.42 และ 1.20-1.40 ตามลำดับ ดังรูปที่ 9



รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF กับ Re กรณีความสูงปีกรูปตัววีต่างๆที่ $\alpha=30^\circ$ และ $PR=1.0$

4.4 อิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิคต์ (PR)

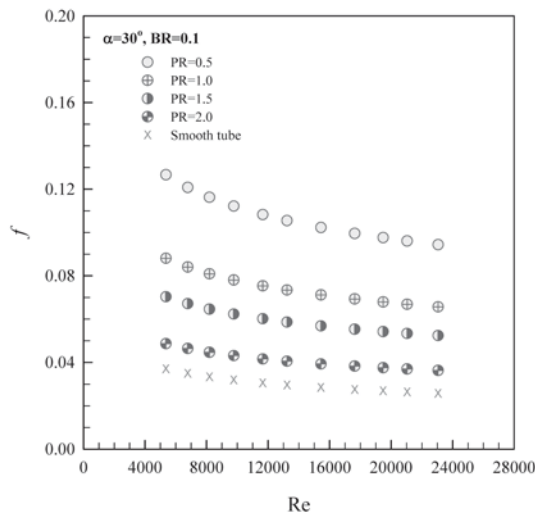
จากการศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะและอัตราส่วนความสูงต่างๆที่มีต่อค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสำหรับกรณี $PR=1.0$ พบว่า กรณีปีกรูปตัววีมุมปะทะเท่ากับ 30° ที่ $BR=0.10$ ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุด จึงได้นำกรณีศึกษาที่มุมปะทะและอัตราส่วนความสูงดังกล่าวมาศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิคต์ (PR) ต่างๆ ได้แก่ $PR=1.0, 1.5$ และ 2.0 เพื่อหากรณีศึกษาที่ให้ผลลัพธ์ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุดภายใต้เงื่อนไขการศึกษาทดลองนี้



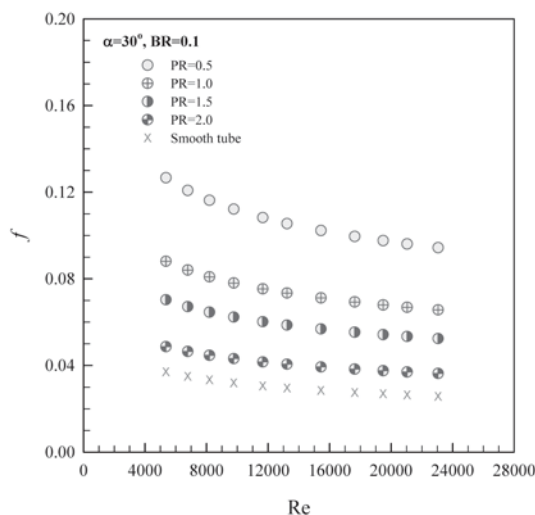
รูปที่ 10 ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ เปรียบเทียบกรณีระยะพิคต์ต่างๆที่ $\alpha=30^\circ$ และ $BR=1.0$ พบว่า การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้นเมื่ออัตราส่วนระยะพิคต์มีค่าลดลง เนื่องจากอัตราส่วนระยะพิคต์ที่ลดลงแสดงถึงจำนวนปีกรูปตัววีที่มีมากขึ้นภายในช่วงท่อทดสอบ ซึ่งส่งผลต่อความรุนแรงและความเข้มของพฤติกรรมการไหลแบบหมุนควงที่สูงกว่า โดยกรณี $PR=0.5$ ให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุดและที่ $PR=2.0$ ให้การถ่ายเทความร้อนต่ำสุด มีค่าอยู่ระหว่าง 1.86-2.12 และ 1.40-1.59 เท่าเมื่อเทียบกับกรณีท่อผิวเรียบ ตามลำดับ ส่วนกรณี $PR=1.0$ และ 1.5 มีค่าการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน ซึ่งกรณี $PR=1.0$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงกว่า $PR=1.5$ ประมาณ 5%

ความสัมพันธ์ระหว่างการสูญเสียความดันกับเลขเรย์โนลด์ กรณีระยะพิคต์ต่างๆที่ $\alpha=30^\circ$ และ $BR=1.0$ แสดงในรูปที่ 11 พบว่าค่าการสูญเสียความดันมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อ

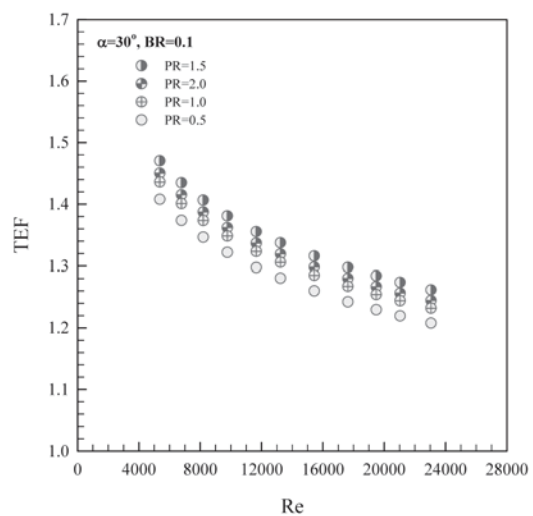
อัตราส่วนระยะพิศมีมีค่าลดลงคล้ายกับผลลัพธ์ในส่วนของการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากจำนวนปีกรูปตัววีที่มีเพิ่มมากขึ้นในช่วงทดสอบทำให้เกิดการขวางการไหลที่มากขึ้นและเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสที่สูงขึ้นจึงส่งผลต่อค่าการสูญเสียความดันที่เพิ่มมากขึ้น สำหรับกรณี PR=0.5 ให้ค่าการสูญเสียความดันเพิ่มสูงขึ้นจากกรณี PR=0.1, 0.15, 0.2 และกรณีท่อผิวเรียบประมาณ 44%, 79%, 160% และ 257%



รูปที่ 10 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re กรณีระยะพิศมีต่าง ๆ ที่ $\alpha=30^\circ$ และ $BR=1.0$



รูปที่ 11 ความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re กรณีระยะพิศมีต่าง ๆ ที่ $\alpha=30^\circ$ และ $BR=1.0$



รูปที่ 12 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF กับ Re กรณีระยะพิศมีต่าง ๆ ที่ $\alpha=30^\circ$ และ $BR=1.0$

รูปที่ 12 ความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ เปรียบเทียบกรณีระยะพิศมีต่าง ๆ ที่ $\alpha=30^\circ$ และ $BR=1.0$ พบว่า ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลงเมื่อเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้น และมีค่าอยู่ในช่วงระหว่าง 1.21-1.41, 1.23-1.44, 1.26-1.47 และ 1.24-1.45 สำหรับกรณี PR=0.5, 1.0, 1.5 และ 2.0 ตามลำดับ โดยกรณี PR=0.5 ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่ากรณีอัตราส่วนระยะพิศมีอื่นๆ และกรณี PR=1.5 ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเมื่อเปรียบเทียบกับอัตราส่วนระยะพิศมีอื่นๆ ที่เลขเรย์โนลด์เดียวกัน ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุดภายใต้ขอบเขตการศึกษาที่มีค่าเท่ากับ 1.47 เกิดขึ้นในกรณีการใช้ปีกรูปตัววีที่ $Re = 5,300$, $\alpha=30^\circ$, $BR = 0.1$ และ $PR = 1.5$

5. สรุปผลการทดลอง

การศึกษาการถ่ายเทความร้อน การสูญเสียความดัน และสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อกลมด้วยสอติได้อุปกรณ์สร้างการหมุนควงแบบปีกรูปตัววีในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่เลขเรย์โนลด์ตั้งแต่ 5,300 ถึง 24,000 ภายใต้เงื่อนไขสภาวะปลั๊กความร้อนที่ผิวคงที่ โดยลำดับการศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะการไหล อัตราส่วนความสูงและอัตราส่วนระยะ

พิดต์ พบว่า การใช้ปีกรูปตัววีช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน และทำให้เกิดการสูญเสียความดันที่สูงกว่าท่อผิวเรียบและ มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อมุมปะทะการไหลและอัตราส่วนความสูง แผ่นมีค่าสูงขึ้น และที่อัตราส่วนระยะพิดต์มีค่าลดลง เมื่อ พิจารณาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนการเพิ่มของ การถ่ายเทความร้อนและอัตราส่วนการเพิ่มของสูญเสีย ความดันในรูปของสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน พบว่า กรณีการใช้ปีกรูปตัววีที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ 30° อัตราส่วนความสูงเป็นเท่ากับ 0.1 และอัตราส่วนระยะ พิดต์เท่ากับ 1.5 ที่เลขเรย์โนลด์ 5,300 ให้สมรรถนะการเพิ่ม การถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ค่าเท่ากับ 1.47 โดยสามารถเพิ่ม ค่าการถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่ากรณีท่อผิวเรียบถึง 1.82 เท่า และค่าการสูญเสียความดันเพิ่มขึ้นประมาณ 1.9 เท่าของ กรณีท่อผิวเรียบ

6. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับทุนสนับสนุนจากสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย โครงการปริญญาเอกกาญจนาภิเษก (คปอ.)

7. เอกสารอ้างอิง

- (1) Murugesan P, Mayilsamy K, Suresh S. Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Tube Fitted with Square-cut Twisted Tape, Chinese Journal of Chemical Engineering. 2010; 18(4): 609-617.
- (2) Bhuiya MMK, Chowdhury MSU, Saha M, Islam MT. Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts, International Communications in Heat and Mass Transfer. 2013; 43: 49-57.
- (3) 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. 2010; 34: 1151-1161.
- (4) Bas H, Ozceyhan V. Heat transfer enhancement in a tube with twisted tape inserts placed separately from the tube wall, Experimental Thermal and Fluid Science, 2012; 41: 51-58.
- (5) Promvong P. Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires, Energy Conversion and Management 2008; 49(5): 980-987.
- (6) Gunes S, Ozceyhan V, Buyukalaca O. Heat transfer enhancement in a tube with equilateral triangle cross sectioned coiled wire inserts, Experimental Thermal and Fluid Science 2010; 34(6): 684-691.
- (7) Chompookham T, Thianpong C, Kwankaomeng S, Promvong P. Heat transfer augmentation in a wedge-ribbed channel using winglet vortex generators, International Communications in Heat and Mass Transfer. 2010; 37: 163-169.
- (8) Promvong P, Sripattanapipat S, Tamna S, Kwankaomeng S, Thianpong C. Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45 inclined baffles, International Communications in Heat and Mass Transfer 2010; 37(2): 170-177.
- (9) Zhou G, Ye Q. Experimental investigations of thermal and flow characteristics of curved trapezoidal winglet type vortex generators, Applied Thermal Engineering, 2012; 37: 241-248.
- (10) Chandra PR, Alexander CR, Han JC. Heat transfer and friction behaviour in rectangular channels with varying number of ribbed walls, International Journal of Heat and Mass Transfer 2003; 46: 481-495.
- (11) Tanda G. Heat transfer in rectangular channel with transverse and V-shaped broken ribs, International Journal of Heat and Mass Transfer 2004; 47: 229-243.
- (12) Promvong P, Jedsadaratanachai W, Kwankaomeng S, Thianpong C. 3D simulation of laminar flow and heat transfer in V-baffled square channel, International Communications in Heat and Mass Transfer 2012; 39: 170-177.

- (13) Tabish Alam, Saini RP, Saini JS. Use of turbulators for heat transfer augmentation in an air duct- A review, Renewable Energy 2014; 62: 689-715.
- (14) Webb RL. Principles of Enhanced Heat Transfer. New York: John-Wiley & Sons; 1992.
- (15) ASME. Standard measurement of fluid flow in pipes using orifice, nozzle and venture. ASME MFC-3M-1984 United Engineering Center 345 East 47th Street. New York: 1-56 1984.
- (16) ANSI/ASME. Measurement uncertainty. 1986 PTC 19, Part I, 1-1985 1986.
- (17) Incropera FP, Witt PD, Bergman TL, Lavine AS. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John-Wiley & Sons; 2006.