

อิทธิพลของแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ต่อค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบ ความเสียดทานในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

Influence of X-Baffles on Heat Transfer and Friction Factor in a Heat Exchanger Tube

สุจินต์ นุชประเสริฐ ขวัญชัย หนาแน่น อุทัย ผ่องรัศมี และ เสนีย์ ศิริไชย

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี

อ.เมือง จ.เพชรบุรี 76000

E-mail: kwanchai.nan@mail.pbru.ac.th

Manuscript received June 9, 2015

Revised June 22, 2016

บทคัดย่อ

บทความฉบับนี้ได้ศึกษาอิทธิพลของแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ที่มีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (D) เท่ากับ 64 มิลลิเมตร ยาว 1500 มิลลิเมตร ภายใต้เงื่อนไขการให้ความร้อนที่ผนังท่ออย่างคงตัว ภายในท่อได้ถูกสอดใส่แผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ (X-baffles) ที่ทำจากอลูมิเนียมมีอัตราส่วนความกว้างต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (W/D) เท่ากับ 0.2 โดยมีอัตราส่วนระยะพิทช์ (P/D) เท่ากับ 1.0, 1.5 และ 2.0 ตามลำดับ ของไหลทดสอบที่ใช้คืออากาศมีเลขเรย์โนลด์ส (Re) ระหว่าง 6000 ถึง 20,000 ผลที่ได้จากการทดลองพบว่าท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากกรณีการสอดใส่แผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์เพื่อสร้างความปั่นป่วนส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับกรณีแผ่นกั้นแบบปกติ (Typical baffles) ถึง 45% และ 279% ตามลำดับ

คำสำคัญ: การถ่ายเทความร้อน, ตัวประกอบความเสียดทาน, แผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์

ABSTRACT

This paper investigated the influence of X-baffles on heat transfer and friction factor in a heat exchanger tube. The test tube made of copper having 64 mm inner diameter (D) and 1500 mm length. The test tube was heated by an electrical wire provided uniform wall heat flux condition. The test tube was inserted the X-baffles which made of aluminum with width ratio (W/D) of 0.2. The X-baffles were placed in a test tube at three pitch ratios (P/D) of 1.0, 1.5 and 2.0. The working fluid was air and the investigations were examined for a range of Reynolds number 6000 to 20,000. The experimental results of inserted the X-baffles revealed that the Nusselt number and the friction factor were higher than those the typical baffles around 45% and 279% respectively.

Keywords: heat transfer, friction factor, X-baffles

1. บทนำ

ปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญกับกระบวนการผลิตทั้งในภาคอุตสาหกรรม และเกษตรกรรมเป็นอย่างมาก งานวิจัยส่วนมากได้ศึกษาการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนทั้ง Active Method และ Passive Method การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนวิธีที่นิยมกันส่วนมาก คือ Passive Method เป็นวิธีที่ไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอกมากระตุ้น เป็น

การออกแบบลักษณะพื้นผิวของท่อแบบพิเศษต่างไปจากผิวเรียบ ปรับปรุงของไหลหรือสารทำงาน และการติดตั้งอุปกรณ์เพื่อเปลี่ยนแปลงพฤติกรรมของไหลเพื่อให้มีการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งมีงานวิจัยที่เกี่ยวข้องทั้งภายในและภายนอกประเทศดังนี้

Eiamsa-ard et al. [1] ได้ทำการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน โดยติดตั้งแผ่นบิดตักปีกสามเหลี่ยมใช้น้ำเป็นของไหลทดสอบมีอัตราส่วนบิด (y/w) เท่ากับ 3, 4 และ 5 และอัตราส่วนความลึกตักปีก (DR) เท่ากับ 0.11, 0.21 และ 0.32 ในช่วงเลขเรย์โนลด์สตั้งแต่ 3000 ถึง 27,000 พบว่า O-DWT ให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า S-DWT ที่อัตราส่วนการบิด เท่ากับ 3 และอัตราส่วนความลึกตักปีก เท่ากับ 0.32 ให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงสุด เมื่อเทียบการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ในท่อที่ติดตั้ง S-DWT, O-DWT และ TT จะได้เท่ากับ 1.04-1.64, 1.09-1.95 และ 1.05-1.13 ที่เลขเรย์โนลด์สต่ำ

ชินรัช ธีรพงษ์ และคณะ [2] ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของแผ่นบิดแบบสลับแกนต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะทางความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งแผ่นบิดแบบสลับแกนที่มีอัตราส่วนการบิด (y/W) เท่ากับ 3 มีมุมการดัดสลับแกนเท่ากับ 90 องศา และมีการดัดสลับแกนทุกๆ ช่วง 0.5y, 1.0y, 1.5y และ 2.0y ตามลำดับ ได้ใช้น้ำเป็นของไหลทดสอบที่ช่วงเลขเรย์โนลด์สตั้งแต่ 5000 ถึง 20,000 จากผลการทดลองพบว่า การสอดใส่แผ่นบิดแบบสลับแกนมีผลทำให้ของไหลภายในท่อเกิดความปั่นป่วนจากการสลับแกนการไหลและของไหลบริเวณผนังท่อและแกนกลางท่อผสมกันมากขึ้นจึงทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนในรูปของเลขนัสเซลท์เฉลี่ยเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับท่อเปล่าประมาณ 102 เปอร์เซ็นต์ ขณะที่ค่าความเสียหายสูงขึ้นเช่นเดียวกัน

Promvong et al. [3] ได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในทอลานเกลียวที่มีการสอดใส่แผ่นบิดเกลียวคู่ ใช้น้ำเป็นสารทดลอง ที่เลขเรย์โนลด์สระหว่าง 6000 ถึง 60,000 อัตราส่วนความสูงลานเกลียวต่อท่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง, E/DH เท่ากับ 0.06 และอัตราส่วนระยะห่างของลานเกลียวต่อเส้นผ่าศูนย์กลางอัตราส่วน P/DH เท่ากับ 0.27 เป็นส่วนการทดสอบ อัตราส่วนการบิด (Y) ในช่วง 2.17-9.39 เปรียบเทียบกับท่อ

เรียบ และทอลานเกลียว พบว่าให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด ที่ Y ประมาณ 8 ที่เลขเรย์โนลด์สต่ำ

Eiamsa-ard et al. [4] ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนที่มีการสอดใส่แผ่นบิดที่มีการขดเกลียว (HTTs) เพื่อเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนโดยใช้ของไหลทดสอบเป็นอากาศ ที่เลขเรย์โนลด์สระหว่าง 6000 ถึง 20,000 แผ่นบิดมีอัตราส่วนการบิด 2, 2.5 และ 3 และอัตราส่วนการขดเกลียว 1, 1.5 และ 2 เปรียบเทียบกับแผ่นเรียบที่มีการขดเกลียวธรรมดา (CHT) ที่ระยะเดียวกัน พบว่าปัจจัยที่ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและความเสียหายสูงขึ้นจะขึ้นอยู่กับอัตราส่วนการบิดและอัตราส่วนการขดเกลียว โดยสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุด 1.29 ที่อัตราส่วนการบิด (y/W) เท่ากับ 3 และอัตราส่วนการขดเกลียว (p/D) เท่ากับ 2 ที่เลขเรย์โนลด์ส 6000

Thianpong et al. [5] ได้ทำการศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งวงแหวนบิด (TRs) ที่อัตราส่วน W/D เท่ากับ 0.05, 0.1 และ 0.15 และอัตราส่วน P/D เท่ากับ 1, 1.5 และ 2 ใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบที่เลขเรย์โนลด์ส 6000 ถึง 20,000 เปรียบเทียบกับวงแหวนวงกลมทั่วไป (CRs) พบว่า ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้ง TRs ที่ W/D เท่ากับ 0.15 และ P/D เท่ากับ 1 มีการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดแต่มีผลเรื่องปัจจัยแรงเสียดทานมีค่าสูง ให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุดคือ TRs ที่ W/D เท่ากับ 0.05 และ P/D เท่ากับ 1 มีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีกว่า CRs

Nanan et al. [6] ทำการศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่สอดใส่แผ่นบิดเกลียวที่ทำให้เกิดการรวมและไหลหมุนวนกระแสการไหล (Co-HTTs) เปรียบเทียบกับแผ่นบิดที่มีการขดเกลียว (HTTs) โดยใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ ที่เลขเรย์โนลด์สระหว่าง 6000 ถึง 20,000 ซึ่งแผ่นบิดขดเกลียวมีอัตราส่วนขดเกลียว P/D เท่ากับ 1.0 และ 2.0 อัตราส่วนความกว้างแผ่นบิด w/D และอัตราส่วนการบิด (y/w) เท่ากับ 0.2 และ 3.0 ตามลำดับ พบว่า Co-HTTs ให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงสุด 1.29 ที่ P/D เท่ากับ 2.0 ที่เลขเรย์โนลด์ส 6000

Promvong et al. [7] ได้ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการสอดใส่วงแหวนเข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนทำมุมเอียงกับระนาบท่อ 30 องศา อัตราส่วนของความกว้างของหน้าวงแหวนต่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ ($BR=b/D$) เท่ากับ 0.1, 0.15 และ 0.2 และอัตราส่วนระยะห่าง

ของวงแหวนแต่ละตัว ($PR=P/D$) เท่ากับ 0.5, 1.0, 1.5, และ 2.0 ของไหลที่ทดสอบเป็นอากาศ เลขเรย์โนลด์สระหว่าง 5000 และ 26,000 พบว่าวงแหวนที่มี อัตราส่วนของความกว้างของหน้าวงแหวนต่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ ($BR=b/D$) เท่ากับ 0.1 อัตราส่วนระยะห่างของวงแหวนแต่ละตัว ($PR=P/D$) เท่ากับ 0.5 มีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงสุด

Promvong et al. [8] ได้ทำการศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียหายจากการสอได้โลหะรูปเกือกม้าภายในท่อกลมทำมุมเอียงกับระนาบท่อ 20 องศา มีอัตราส่วนระยะพิทช์ (PR) เท่ากับ 0.5, 1.0 และ 2 อัตราส่วนความกว้าง (BR) เท่ากับ 0.1, 0.15 และ 0.2 ของไหลทดสอบเป็นอากาศ เลขเรย์โนลด์สระหว่าง 5300 ถึง 24,000 จากการทดลองแสดงให้เห็นว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อเปล่า 92 ถึง 208 เปอร์เซ็นต์ มีความเสียหายเพิ่มขึ้น 1.76 ถึง 6.37 ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงสุด 1.34 ถึง 1.92 ที่อัตราส่วนระยะพิทช์ (PR) เท่ากับ 0.5 และ 2 อัตราส่วนความกว้าง (BR) เท่ากับ 0.1

จากงานวิจัยที่ผ่านมาเผยให้เห็นถึงอิทธิพลของการไหลหมุนวนและการสร้างความปั่นป่วนให้แก่ของไหลซึ่งส่งผลโดยตรงต่อค่าการเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนและความเสียหาย ซึ่งเป็นที่มาของงานวิจัยนี้ได้ศึกษาผลของการติดตั้งแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ที่สามารถสร้างความปั่นป่วนและกระแสมุขวนจากการไหลผ่านแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ถึง 4 กระแสการไหล ซึ่งสูงกว่ากรณีแผ่นกั้นแบบปกติ โดยผลการทดลองได้นำเสนอและเปรียบเทียบในรูปของค่าการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียหาย และประเมินถึงสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

สัญลักษณ์

A	= พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน (m^2)
C_p	= ความจุความร้อนจำเพาะ ($J/kg\ K$)
D	= เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)
f	= ตัวประกอบความเสียหาย
f_p	= ตัวประกอบความเสียหายท่อเปล่า
h	= สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($W/m^2\ K$)
I	= กระแสไฟฟ้า (A)
k	= ค่าการนำความร้อน ($W/m\ K$)
L	= ความยาวท่อทดสอบ (m)

$\dot{m}$	= อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)
Nu	= เลขนัสเซิลท์กรณีติดตั้งแผ่นกั้น
Nu_p	= เลขนัสเซิลท์ของท่อเปล่า
P	= ความดัน (Pa)
Q_{air}	= อัตราการถ่ายเทความร้อนอากาศ (W)
Q_{conv}	= อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพา (W)
Re	= เลขเรย์โนลด์ส
T_b	= อุณหภูมิอากาศเฉลี่ย ($^{\circ}C$)
T_i	= อุณหภูมิที่ทางเข้า ($^{\circ}C$)
T_o	= อุณหภูมิที่ทางออก ($^{\circ}C$)
$\tilde{T}_w$	= อุณหภูมิที่ผิวท่อเฉลี่ย ($^{\circ}C$)
U	= ความเร็วเฉลี่ยของไหล (m/s)
V	= แรงดันไฟฟ้า (Voltage)
W	= ความกว้างแผ่นกั้น (m)
ρ	= ความหนาแน่นของไหล (kg/m^3)
μ	= ความหนืดสัมบูรณ์ ($Pa\ s$)
η	= สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (-)

2. ทฤษฎีในการวิเคราะห์

จากการทดลองค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อน เลขนัสเซิลท์เฉลี่ย สามารถหาได้ดังต่อไปนี้

$$Q_{air} = Q_{conv} \quad (1)$$

$$Q_{air} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) = VI \quad (2)$$

สำหรับผลการสมดุลความร้อนระหว่างความร้อนที่จ่ายให้กับขดลวดความร้อนกับความร้อนที่อากาศได้รับพบว่ามีความคลาดเคลื่อนประมาณ 4 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งเกิดจากผลของการแผ่รังสีของความร้อนสู่สิ่งแวดล้อม โดยค่าการพาความร้อนที่ผิวสามารถหาได้ดังนี้

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

เมื่อ

$$T_b = (T_o + T_i) / 2 \quad (4)$$

และ

$$\tilde{T}_w = \sum T_w / 10 \quad (5)$$

เมื่อ T_w เป็นค่าอุณหภูมิที่ผิวท่อทดลองโดยวัดที่ผิวด้านนอกของท่อจากทางเข้าถึงทางออกจำนวน 10 จุด ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และค่าเลขนัสเซิลต์เฉลี่ย สามารถหาได้ดังสมการที่ 6 และ 7 ตามลำดับ

$$h = \dot{m} C_p (T_o - T_i) / A (\tilde{T}_w - T_b) \quad (6)$$

$$Nu = hD / k \quad (7)$$

และค่าตัวประกอบความเสียดทานหาได้จาก

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

สำหรับค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ได้พิจารณาภายใต้กำลังขับปั๊มเดียวกัน สามารถหาได้จากสมการ

$$\eta = \frac{(Nu / Nu_p)^{1/3}}{(f / f_p)^{1/3}} \quad (9)$$

สำหรับการไหลของไหลในท่อทดลอง เลขเรย์โนลด์ส์หาได้จาก

$$Re = \rho U D / \mu = U D / \nu \quad (10)$$

สหสัมพันธ์ของ Dittus and Boelter สำหรับเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนกับกรณีท่อเปล่า แสดงดังสมการที่ 11

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (11)$$

โดยมีเงื่อนไขดังนี้

$n = 0.4$ สำหรับการให้ความร้อนแก่ของไหล ($T_w > T_b$)

$n = 0.3$ สำหรับการให้ความร้อนแก่ของไหล ($T_w < T_b$)

$$\text{และ} \quad \left[\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10,000 \\ L/D \geq 10 \end{array} \right]$$

สหสัมพันธ์ของ Gnielinski สำหรับเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนกับกรณีท่อเปล่า แสดงดังสมการที่ 12

$$Nu_D = \frac{(f/8) Re_D - 1000}{1.07 + 12.7 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} Pr \quad (12)$$

$$\text{เมื่อ} \quad \left[\begin{array}{l} 0.5 < Pr < 2000 \\ 3000 < Re_D \leq 15 \times 10^6 \end{array} \right]$$

สหสัมพันธ์ของ Petukhov and Popov สำหรับเปรียบเทียบค่าความเสียดทานกับกรณีท่อเปล่า แสดงดังสมการที่ 13

$$f = (1.82 \log Re_D - 1.64)^{-2} \quad (13)$$

สหสัมพันธ์ของ Blasius สำหรับเปรียบเทียบค่าความเสียดทานกับกรณีท่อเปล่า แสดงดังสมการที่ 14 และ 15

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad \text{สำหรับในช่วง } Re \leq 20000 \quad (14)$$

$$f = 0.184 Re^{-0.2} \quad \text{สำหรับในช่วง } Re \geq 20000 \quad (15)$$

3. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ในการทดลองหาค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความเสียดทานที่เกิดจากผลของการติดตั้งแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์สำหรับการไหลภายในท่อทดสอบที่มีอากาศเป็นของไหลในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ระหว่าง 6,000 ถึง 20,000 มีอุปกรณ์ดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งวัดค่าความเร็วของอากาศได้จากอุปกรณ์ Pitot โดยของไหลไหลมาจากพัดลมแรงดันสูงขนาด 2 แรงม้า ที่ควบคุมด้วย Inverter เพื่อไหลเข้าท่อทดสอบที่ทำจากทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 64

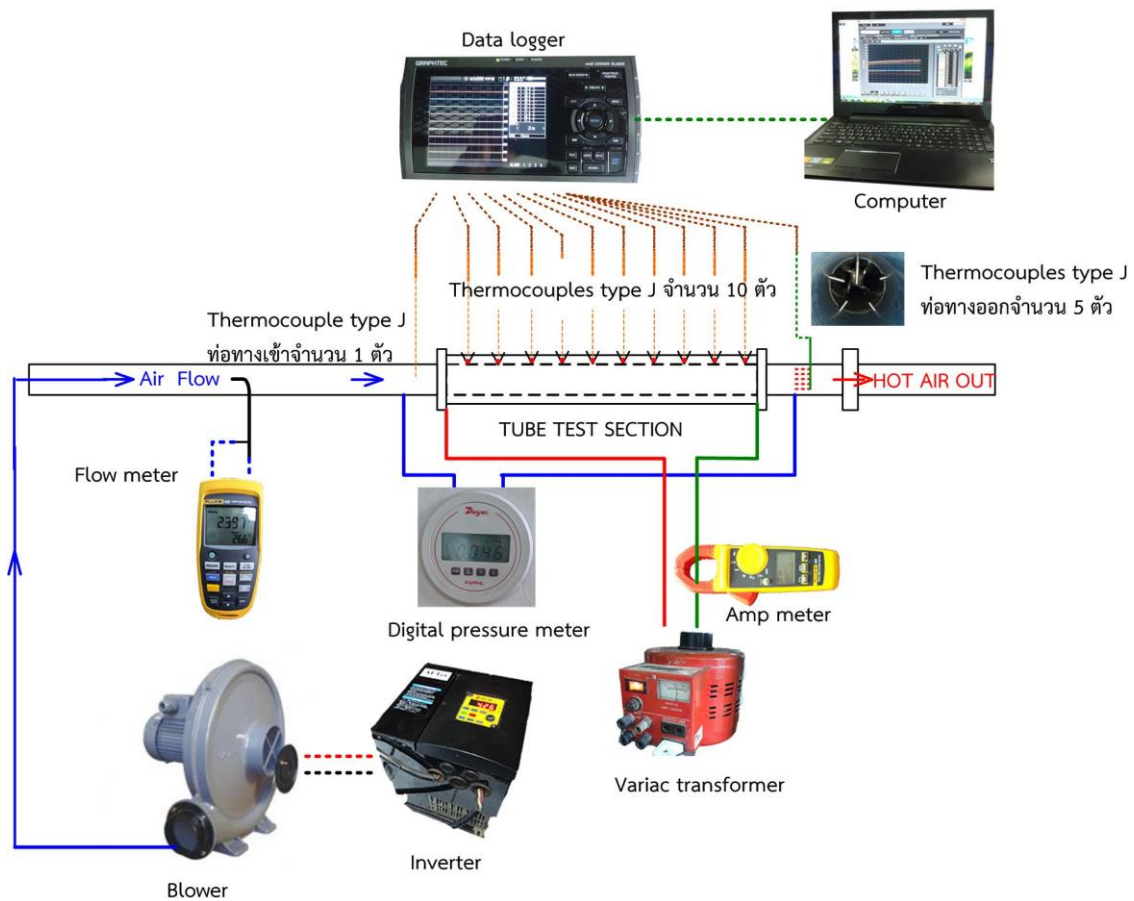
มิลลิเมตร หน้า 1.5 มิลลิเมตร และยาว 1,500 มิลลิเมตร ผนังท่อทดสอบถูกพันด้วยขดลวดความร้อนอย่างสม่ำเสมอและมี Variac เป็นตัวจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับขดลวดความร้อนอย่างคงตัว ที่ทางเข้าและทางออกท่อทดสอบได้ติดตั้งหัววัดความดันแบบดิจิตอล สำหรับการวัดอุณหภูมิจะใช้ RTD ในการวัดอุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้าและทางออกของท่อทดสอบ ขณะที่ผิวท่อทดสอบจะใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิดเจทั้งหมด 10 จุด ซึ่งภายนอกท่อถูกหุ้มฉนวนกันความร้อนชนิดใยแก้วอย่างดี ขณะที่แผ่นกั้นที่ถูกติดตั้งในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมีแบบปกติ (Typical baffles) และแบบแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ (X-baffles) ดังรูปที่ 2 ซึ่งแผ่นกั้นทั้งสองแบบทำจากอลูมิเนียมมีอัตราส่วนความกว้างต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (W/D) เท่ากับ 0.2 โดยมีอัตราส่วนระยะพิทช์ (P/D) เท่ากับ 1.0, 1.5 และ 2.0 ตามลำดับ โดยผลที่ได้จากการทดลองทั้งค่าอุณหภูมิและค่าความดันตกคร่อมจะถูกนำไปคำนวณหาค่าการถ่ายเทความร้อนที่นำเสนอในเทอมของตัวเลขนัสเซิลท์ (Nu) ซึ่งมีค่าความไม่แน่นอนประมาณ 5.8 เปอร์เซ็นต์ ขณะที่ค่าความเสียหายได้นำเสนอในรูปของตัวประกอบความเสียหาย (f) ซึ่งมีค่าความไม่แน่นอนประมาณ 4.3 เปอร์เซ็นต์ [9] โดยได้นำไปพิจารณาถึงค่าสมรรถนะการเพิ่มการ

ถ่ายเทความร้อน (η) ภายใต้กำลังปั๊มเดียวกันต่อไป

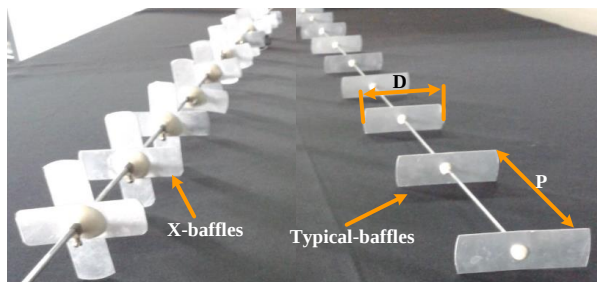
4. ผลการทดลอง

4.1 การสอบเทียบผลการทดลอง

จากรูปที่ 3 เป็นการแสดงผลการสอบเทียบค่าที่ได้จากการทดลองในกรณีท่อเปล่ากับสหสัมพันธ์ไนอิตต์เพื่อความน่าเชื่อถือของค่าที่ได้จากการทดลอง โดยค่าการถ่ายเทความร้อนได้นำไปเปรียบเทียบกับความน่าเชื่อถือกับค่าที่ได้จากสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และ Gnielinski ดังรูปที่ 3 (ก) พบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลองในกรณีท่อเปล่ามีแนวโน้มเดียวกับค่าที่ได้จากสหสัมพันธ์ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนกันเพียง 7.3 และ 4.2 เปอร์เซ็นต์ ขณะที่ตัวประกอบความเสียหายถูกนำไปเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Petukhov and Popov และ Blasius ดังรูปที่ 3 (ข) พบว่าค่าตัวประกอบความเสียหายที่ได้จากการทดลองมีค่าสูงกว่าสหสัมพันธ์เล็กน้อย โดยมีแนวโน้มสอดคล้องกันเป็นอย่างดีซึ่งมีค่าแตกต่างกันประมาณ 2.4 และ 3.1 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ โดยแสดงความน่าเชื่อถือของค่าที่ได้จากการทดลองเป็นอย่างดี



รูปที่ 1 แผนภาพชุดทดลองการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทาน



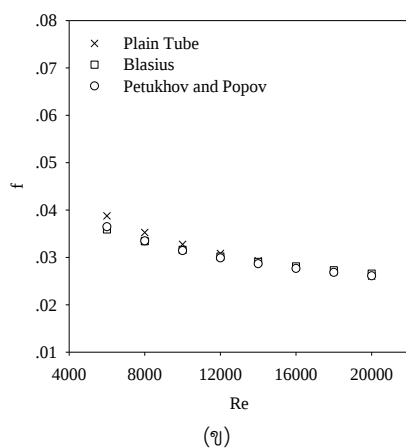
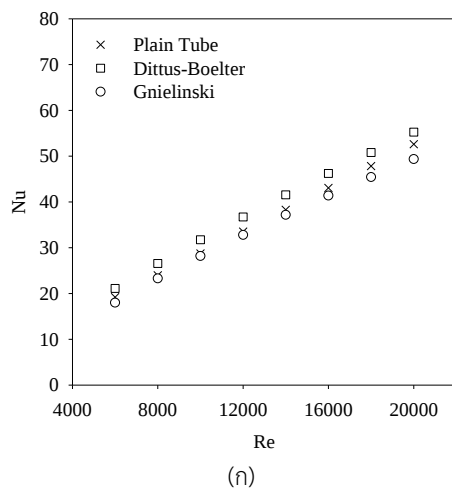
รูปที่ 2 แผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์

4.2 ค่าการถ่ายเทความร้อน

ผลของการติดตั้งแผ่นกั้นแบบปกติและแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่าสามารถช่วยให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้นได้จากกรณีท่อเปล่าตลอดช่วงการทดลอง ดังแสดงในรูปที่

4 ขณะที่ผลของอัตราส่วนระยะ P/D ที่มีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อนพบว่า การใช้แผ่นกั้นแบบปกติที่ระยะ P/D เท่ากับ 1.0 จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าระยะ P/D เท่ากับ 1.5 และ 2.0 ประมาณ 6.5 และ 15.6 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ โดยที่ผลของการใช้แผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ ที่ระยะ P/D เท่ากับ 1.0 จะมีค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าที่ระยะ P/D เท่ากับ 1.5 และ 2.0 ประมาณ 10.7 และ 27.3 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ ซึ่งเกิดจากความถี่ของการไหลผ่านแผ่นกั้นแบบปกติจะก่อให้เกิดการสร้างความปั่นป่วนและการไหลหมุนวนด้านหลังของแผ่นกั้นเพียงแนวแกนเดียว และเมื่อพิจารณาผลของการไหลผ่านแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ อากาศจะเกิดความปั่นป่วนและเกิดการไหลหมุนวนด้านหลังของแผ่นกั้นมากขึ้นเป็นสองแนวแกน การผสมกันระหว่างของไหลที่มีอุณหภูมิสูงที่บริเวณใกล้เคียงท่อกับของไหลที่กลางท่อจึงเพิ่มมากขึ้น อีกทั้งผลจากการไหลหมุนวนและ

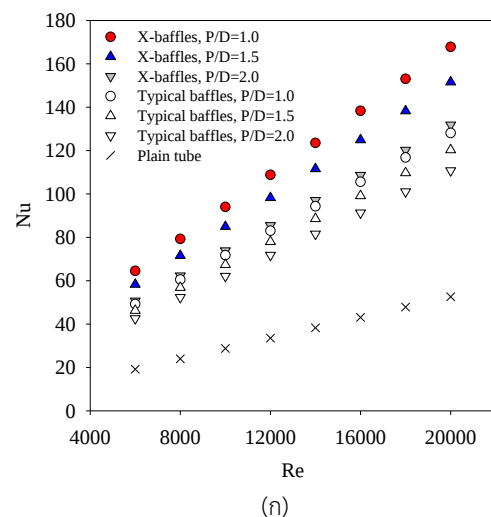
ปั่นป่วนยังเข้าไปทำลายชั้นขีตผิวความร้อนให้บางลง ส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสำหรับกรณีแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ มีค่าสูงกว่าค่าที่ได้จากแผ่นกั้นแบบปกติประมาณ 31 เปอร์เซ็นต์ และมีการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเมื่อเทียบกับท่อเปล่าถึง 223 เปอร์เซ็นต์ ในขณะที่จากการสังเกตรูปที่ 4 (ข) ที่แสดงถึงอัตราส่วนการเพิ่มของค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากท่อที่สอดใส่แผ่นกั้นต่อค่าการถ่ายเทความร้อนกรณีท่อเปล่าพบว่า แนวโน้มของอัตราส่วนของการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลงตามการเพิ่มขึ้นของเลขเรย์โนลด์ส ซึ่งแสดงถึงอิทธิพลของการสร้างกระแสหมุนวนจากแผ่นกั้นลดลงเมื่อเทียบกับกรณีท่อเปล่า สำหรับการสร้างการไหลหมุนวนจากการสอดใส่แผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ที่เลขเรย์โนลด์สเท่ากับ 6000 จะให้ค่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุดถึง 3.36



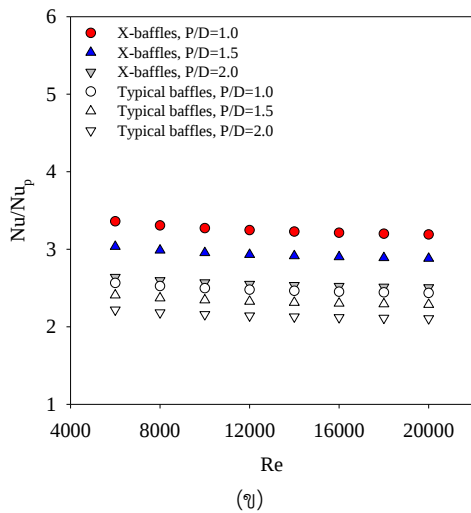
รูปที่ 3 ผลการสอบเทียบกับสหสัมพันธ์ในอดีตรณท่อเปล่า; (ก) ค่าการถ่ายเทความร้อน; (ข) ตัวประกอบความเสียดทาน

4.3 ความเสียดทาน

ผลของการติดตั้งแผ่นกั้นแบบปกติและแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่า จากการติดตั้งแผ่นกั้นทั้งสองแบบจะก่อให้เกิดการขัดขวางทางการไหลของอากาศในท่อ ซึ่งทำให้อากาศไหลผ่านได้ยากขึ้น โดยเมื่ออากาศไหลมาปะทะแผ่นกั้นจะถูกบังคับให้เกิดการเปลี่ยนทิศทางการไหลเมื่อผ่านแผ่นกั้นแต่ละตัว ส่งผลให้เกิดการสูญเสียโมเมนตัมของการไหลตามแนวท่อไปเป็นแนวรัศมีที่ค่าตัวประกอบความเสียดทานสำหรับท่อที่ติดตั้งแผ่นกั้นแบบปกติและแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ จึงมีค่าเพิ่มขึ้นจากกรณีท่อเปล่าประมาณ 24 ถึง 34 และ 77 ถึง 142 เท่า ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 5 นอกจากนี้เมื่อพิจารณาถึงผลของอัตราส่วนระยะ P/D ต่อค่าตัวประกอบความเสียดทานพบว่าที่ระยะ P/D เท่ากับ 1.0 จะมีค่าตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่าระยะ P/D เท่ากับ 1.5 และ 2.0 ประมาณ 18 และ 41 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ และสำหรับผลของการติดตั้งแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ ทำให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานที่ได้จากการทดลองมีค่าสูงขึ้นจากกรณีของท่อที่ติดตั้งแผ่นกั้นแบบปกติประมาณ 317 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งผลเสียนี้เกิดจากแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ไปขัดขวางการไหลของอากาศมากขึ้น ทำให้ความดันลดมีค่าเพิ่มขึ้นขณะที่ความเร็วในการไหลของอากาศตามแนวแกนท่อลดลง



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส; (ก) Nu; (ข) Nu/Nu_p (cont.)



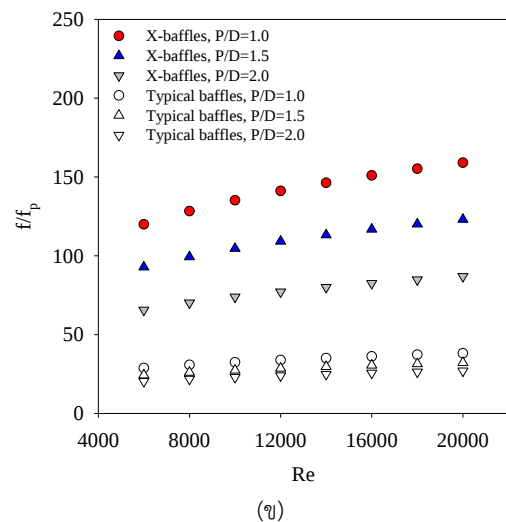
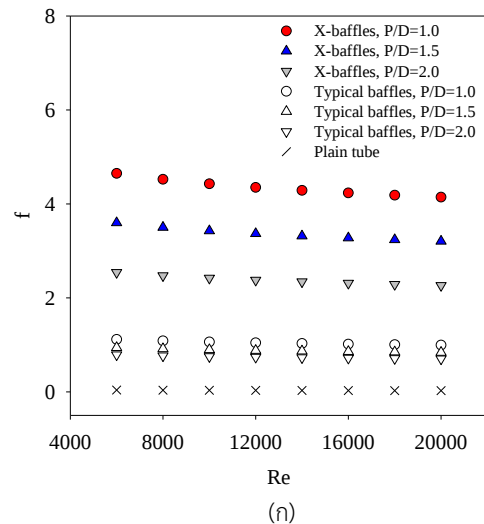
รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส์; (ก) Nu ; (ข) Nu/Nu_p

ในขณะที่ผลของการเพิ่มขึ้นของค่าความเสียดทาน ดังรูปที่ 5 (ข) แสดงถึงการสูญเสียพลังงานการไหลของอากาศที่ไหลผ่านแผ่นกันเปรียบเทียบกับกรณีท่อเปล่าพบว่า แนวโน้มของอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของค่าความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของเลขเรย์โนลด์ส์ ซึ่งเป็นการบ่งบอกว่าอิทธิพลของการสอดใส่แผ่นกันในแง่ของพลังงานที่ใช้สำหรับขับเคลื่อนของไหลเมื่อเทียบกับกรณีท่อเปล่าจะเหมาะสมใช้งานในช่วงการไหลที่เลขเรย์โนลด์ส์ต่ำ ๆ ($Re=6000$)

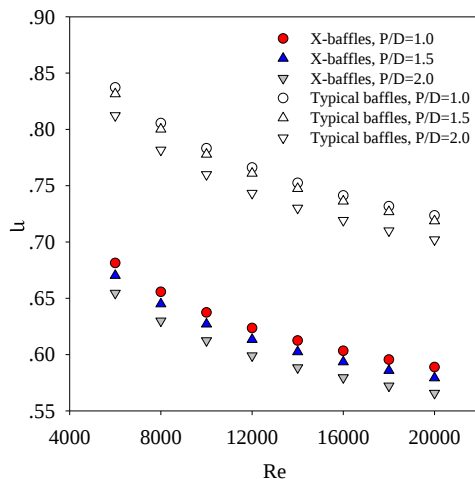
4.4 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

จากผลการทดลองที่ได้นำเสนอไปก่อนหน้านี้แสดงให้เห็นว่าการติดตั้งแผ่นกันแบบปกติและแผ่นกันรูปตัวเอ็กซ์ ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถช่วยให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้น ขณะเดียวกันค่าความเสียดทานที่เกิดขึ้นก็มีค่าเพิ่มสูงขึ้นตามเช่นกัน ดังนั้นในการประเมินถึงสมรรถนะของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งแผ่นกันทั้งสองแบบนี้ จึงถูกพิจารณาขึ้นภายใต้เงื่อนไขกำลังขับของไหลเดียวกัน โดยค่าสมรรถนะการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อนพิจารณาจาก “สัดส่วนการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อนเทียบกับสัดส่วนการเพิ่มขึ้นของค่าความเสียดทาน” ภายใต้กำลังขับของไหลเดียวกัน ดังสมการที่ 9 ผลจากการวิเคราะห์สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสำหรับท่อที่ติดตั้งแผ่นกันได้แสดงดังรูปที่ 6 พบว่า ผลของการติดตั้งแผ่นกันแบบปกติมีค่า

สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนค่อนข้างต่ำ ซึ่งมีค่าสูงสุดเพียง 0.83 ที่ระยะ P/D เท่ากับ 1.0 และเลขเรย์โนลด์ส์ 6000 ในขณะที่ผลของการติดตั้งแผ่นกันรูปตัวเอ็กซ์ ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเพียง 0.68 ภายใต้เงื่อนไขเดียวกัน ซึ่งเป็นผลมาจากการเพิ่มขึ้นของแรงเสียดทานที่มีค่าสูงมากเมื่อเทียบกับการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์; (ก) f ; (ข) f/f_p



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส์

5. สรุปผลการทดลอง

1. การติดตั้งแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ สามารถช่วยให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยเพิ่มสูงขึ้นจากท่อเปล่าถึง 223, 192 และ 154 เปอร์เซ็นต์ สำหรับที่ระยะ P/D เท่ากับ 1.0, 1.5 และ 2.0 ตามลำดับ อีกทั้งยังมีค่าสูงกว่ากรณีแผ่นกั้นแบบปกติประมาณ 45 เปอร์เซ็นต์

2. ผลของค่าความเสียดทานที่ได้จากกรณีการติดตั้งแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ ทำให้ค่าความเสียดทานเฉลี่ยมีค่าเพิ่มสูงขึ้นถึง 279 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับกรณีแผ่นกั้นแบบปกติ

3. กรณีการติดตั้งแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ จะให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่าค่าที่ได้จากแผ่นกั้นแบบปกติถึง 19 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งเกิดจากผลของค่าความเสียดทานที่เพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัด โดยแผ่นกั้นรูปตัวเอ็กซ์ จะให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเพียง 0.68, 0.67 และ 0.65 สำหรับที่ระยะ P/D เท่ากับ 1.0, 1.5 และ 2.0 ตามลำดับ ที่ Re=6000

เอกสารอ้างอิง

- [1] S. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, P. Eiamsa-ard and C. Thianpong; "Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts", *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 310–318, 2010.
- [2] ชินรัช ธีรพงษ์, ภูวนาด สัมเกลี้ยง และ สมิต์ เอี่ยมสะอาด; "อิทธิพล

ของแผ่นบิดแบบสลับแกนต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะทางความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน", *บทความวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 25, กระบี่ ประเทศไทย, พ.ศ. 2554.*

- [3] P. Promvonge, S. Pethkool, M. Pimsarn and C. Thianpong; "Heat transfer augmentation in a helical-ribbed tube with double twisted tape inserts", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp. 953–959, 2012.
- [4] S. Eiamsa-ard, K. Yongsiri, K. Nanan and C. Thianpong; "Heat transfer augmentation by helically twisted tapes as swirl and turbulence promoters", *Chemical Engineering and Processing*, vol. 60, pp. 42–48, 2012.
- [5] C. Thianpong, K. Yongsiri, K. Nanan and S. Eiamsa-ard; "Thermal performance evaluation of heat exchangers fitted with twisted-ring turbulators", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp. 861–868, 2012.
- [6] K. Nanan, K. Yongsiri, K. Wongcharee, C. Thianpong and S. Eiamsa-ard; "Heat transfer enhancement by helically twisted tapes inducing co- and counter-swirl flows", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 67–73, 2013.
- [7] P. Promvonge, N. Koolnapadol, M. Pimsarn and C. Thianpong; "Thermal performance enhancement in a heat exchanger tube fitted with inclined vortex rings", *Applied Thermal Engineering*, vol. 62, pp. 285–292, 2014.
- [8] P. Promvonge, S. Tamna, M. Pimsarn and C. Thianpong; "Thermal Characterization in a circular tube fitted with inclined horseshoe baffles", *Applied Thermal Engineering*, vol. 75, pp. 1147–1155, 2015.
- [9] ANSI/ASME, Measurement Uncertainty, PTC 19, 1-1985, Part I, 1986.



นายสุจินต์ นุชประเสริฐ สำเร็จการศึกษา ระดับปริญญาตรี วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล กำลังศึกษา ระดับปริญญาโท สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี ปัจจุบันดำรงตำแหน่งครู คศ.๑ ประจำแผนกวิชาช่างยนต์ วิทยาลัยเทคนิคสมุทรสงคราม



ผศ.ดร.ชัยชาญ หนานแน่น สำเร็จการศึกษา ระดับปริญญาตรี โท เอก สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร ปัจจุบันดำรงตำแหน่งอาจารย์ประจำ สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี



รศ.ดร.อุทัย ผ่องรัศมี สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยปทุมธานี ระดับปริญญาโท สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร และปริญญาเอก สาขาการจัดการเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี ปัจจุบันดำรงตำแหน่งอาจารย์ประจำสาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยราชภัฏ

เพชรบุรี



ผศ.ดร.เสนีย์ ศิริไชย สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี โท เอก สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จาก Feati University, Loyola Marymount University และ Curtin University of Technology ตามลำดับ ปัจจุบันดำรงตำแหน่งอาจารย์ประจำสาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี