

การศึกษาเชิงทดลองโดยการพาความร้อนแบบบังคับในท่อกลมด้วยแผ่นปีก Experimental Investigation on Forced Convective Heat Transfer in Circular Tube with Winged Tape

สมพล สกุนหลง^{1*} และ พงษ์เจต พรหมวงศ์²

¹ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ศรีราชา มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา
199 หมู่ 6 ถนนสุขุมวิท ตำบลทุ่งสุขลา อำเภอศรีราชา จังหวัดชลบุรี 20230

² สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ซอยฉลองกรุง 1 ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520

*ติดต่อ: E-mail: sfengsps@src.ku.ac.th

บทคัดย่อ

อิทธิพลของมุมปะทะแผ่นปีกสร้างการไหลหมุนวนต่อคุณลักษณะทางความร้อนในท่อกลมแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ จุดมุ่งหมายของการสอดใส่แผ่นปีกเพื่อช่วยสร้างการไหลหมุนวนตามแนวยาวของท่อซึ่งส่งผลให้เกิดความปั่นป่วนที่นำไปสู่การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่สูงขึ้น การทดลองดำเนินการโดยใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบในช่วงอัตราการไหลที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส 4200 ถึง 26,000 ผลของมุมปะทะปีก 5 มุมปะทะที่ ($\alpha=20^\circ$, 30° , 45° , 60° และ 90°) และมีระยะพิตช์ตามแนวการไหลเป็นสองเท่าของเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ ($PR=P/D=2$) เพื่อพิจารณาค่าการถ่ายเทความร้อน โดยแสดงในเทอมของเลขนัสเซลท์และความเสียดทานในเทอมของตัวประกอบความเสียดทาน ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่า การใช้แผ่นปีกที่มีมุมปะทะขนาดใหญ่ที่ $\alpha=90^\circ$ ส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นกว่าการใช้แผ่นปีกที่มีมุมปะทะขนาดเล็ก อย่างไรก็ตาม ค่าสมรรถนะความร้อนสูงสุดกลับพบที่ $\alpha=30^\circ$

คำหลัก: ท่อกลม; การถ่ายเทความร้อน; สมรรถนะเชิงความร้อน; ปีก; การไหลหมุนวน

Abstract

The influence of angle-winged tape vortex generators (WVGs) on thermal characteristics in a uniform heat-fluxed circular tube is experimentally investigated in the present work. The aim at using the WVG inserted is to create longitudinal vortex flow in the tube to help increase the turbulence intensity leading to higher heat transfer enhancement. The experiments are carried out by varying airflow rate for Reynolds number ranging from 4200 to 26,000. Effects of five wing attack angles ($\alpha=20^\circ$, 30° , 45° , 60° and 90°) at a single axial pitch equal to two times of tube diameter on heat transfer in terms of Nusselt number and pressure loss in the form of friction factor are experimentally investigated. The experimental result shows that at larger WVG attack angle, the winged tape with $\alpha=90^\circ$ provides the highest heat transfer and friction factor than the one with smaller attack angle. However, the highest thermal performance is found for using the $\alpha=30^\circ$.

Keywords: circular tube; heat transfer; thermal performance; wing; vortex flow.

TSF-199

1. บทนำ

ในช่วงหลายปีที่ผ่านมามีความพยายามอย่างจริงจังที่จะประยุกต์กลไกของวิธี active, passive และ compound เพื่อเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อน รวมถึงสมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็ก เช่น อุปกรณ์ชีวการแพทย์ อุตสาหกรรมยานยนต์ เครื่องปรับอากาศ พลังแสงอาทิตย์ เครื่องปรับอากาศ เครื่องทำความเย็น การระบายความร้อนภายในสำหรับใบกังหัน ก๊าซ และวงจรอิเล็กทรอนิกส์ ฯลฯ เป้าหมายหลักคือเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนที่สูงขึ้นโดยใช้เทคนิคเสริมต่างๆ ทำให้สามารถประหยัดพลังงาน อุปกรณ์มีขนาดกะทัดรัดมากขึ้นและสามารถลดต้นทุนในการผลิตเมื่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าสูงขึ้น สำหรับกลไกต่างๆ ที่นิยมใช้กันทั่วไป เช่น การสร้างสนามแม่เหล็ก การฉีดกระแทบแบบเจ็ตส์ การสั่นสะเทือนของของไหล และการออกแบบพื้นผิวพิเศษหรือรูปทรงต่างๆ ล้วนถูกนำมาใช้สำหรับการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนทั้งสิ้น โดยสามารถแบ่งออกเป็นสองกลุ่มคือ การเพิ่มประสิทธิภาพการไหลแบบ main-flow และ secondary-flow ต่างเป็นกลไกของวิธี active, passive และ compound ทั้งสิ้น สามารถดูได้จากเอกสารอ้างอิง [1-4]

สำหรับงานวิจัยนี้จะเจาะจงการใช้วิธี passive ในการเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อน และสมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยนักวิจัยจำนวนมากได้ทำการศึกษาถึงการใช้เทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแบบ passive ในรูปแบบพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนที่หลากหลาย ได้แก่การใช้ใบพัด Eiamsa-ard และคณะ [5] ทำการศึกษาเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียจากการสอดใบพัดเดี่ยว ใบพัดคู่ที่มีอัตราส่วนการบิด 3 ค่า ($y/W=3.0, 4.0$ และ 5.0) และใบพัดคู่แบบแยกตัวที่มีอัตราส่วนการเว้นระยะ 3 ค่า ($s/D=0.75, 1.5$ และ 2.25) ภายใต้สภาวะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ 4000-19,000 Murugesan และคณะ [6] นำเสนอผลศึกษาผลกระทบของใบพัดที่มีการตัดขอบว่าเป็น

รูปตัววีที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียดทานและตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนในท่อทรงกลมช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ 2000-12,000 ที่อัตราส่วนการบิด (y) เป็น 2.0, 4.4 และ 6.0 โดยใช้ค่าอัตราส่วนความลึก (DR) และอัตราส่วนความกว้าง (WR) ของการตัดแตกต่างกัน จำนวน 3 ค่า Promvongse [7] ศึกษาผลกระทบจากการใช้ลวดขดหน้าตัดรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสเป็นอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อภายใต้ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ และทำการเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้กับกรณีท่อที่ใช้ลวดขดหน้าตัดรูปวงกลม Gunes และคณะ [8] ศึกษาเชิงทดลองถึงการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียที่เกิดจากการสอดใส่ลวดขดที่มีหน้าตัดเป็นรูปสามเหลี่ยมด้านเท่าภายในท่อ ทำการปรับอัตราส่วนระยะพิตต์ (P/D) จำนวน 3 ค่า ที่อัตราส่วนความกว้างของด้านหน้าตัดลวดต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (a/D) เป็น 0.0714 และ 0.0892 โดยมีระยะห่างระหว่างลวดขดกับผิวท่อด้านในเท่ากับ 1 มิลลิเมตร

นอกจากการใช้ใบพัดและลวดขดรูปแบบต่างๆ ซึ่งเป็นอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนสำหรับการไหลภายในท่อกลมที่ได้รับความนิยมแล้วยังมีงานวิจัยที่ศึกษาถึงอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนในรูปแบบอื่นๆ Wang และคณะ [9] ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ท่อที่มีร่องบ่มเป็นรูปวงรี Tandiroglu [10] ใช้แผ่นกันครึ่งวงกลมจัดวางในลักษณะต่างๆ เพื่อเป็นตัวช่วยในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน Bilen และคณะ [11] นำเสนอการใช้ท่อที่มีการเจาะร่องพื้นผิวด้านในในรูปแบบต่างแทนการใช้ท่อผิวเรียบ

เมื่อทำการศึกษาควบคู่กับการใช้อุปกรณ์สร้างการไหลปั่นป่วน/หมุนวน/หมุนควง ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนหน้าตัดอื่นๆ เช่น ท่อหน้าตัดรูปทรงสี่เหลี่ยมจัตุรัส [12,13] และท่อหน้าตัดรูปทรงสี่เหลี่ยมผืนผ้า [14,15] พบว่าอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนควงที่ได้รับความนิยมและให้ผลลัพธ์ที่

TSF-199

ดีนั้นคือการใช้ปีกรูปแบบต่างๆ โดยศึกษาถึงลักษณะของปีกและระยะการจัดวาง เป็นต้น แต่การศึกษาเชิงทดลองโดยการใช้ปีกเป็นอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนภายในท่อทรงกลมยังมีอยู่ในปริมาณน้อย ดังนั้นงานวิจัยฉบับนี้จึงได้นำแนวคิดการประยุกต์ใช้แผ่นปีกสอดใส่ในท่อเพื่อเป็นอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนของการไหลภายในท่อทรงกลม

2. การวิเคราะห์ข้อมูล

เลขเรย์โนลด์ส (Re) เป็นตัวแปรที่ใช้แสดงเกี่ยวกับพฤติกรรมการไหลของของไหลทำงาน ซึ่งสามารถแสดงในรูปตัวแปรไร้มิติได้ดังนี้

$$Re = UD_h / \nu \quad (1)$$

ความสามารถในการพาความร้อนที่นำเสนอในงานวิจัยฉบับนี้จะนำเสนอในรูปของเลขนัสเซลท์จากความสัมพันธ์ระหว่างความร้อนที่ได้รับโดยของไหลทำงานกับการพาความร้อนที่เกิดขึ้นจะได้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแสดงดังต่อไปนี้

$$Q_{air} = Q_{conv} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) = hA(\tilde{T}_s - T_b) \quad (2)$$

โดยที่ T_b คือ bulk temperature สามารถคำนวณได้จากอุณหภูมิทางเข้าและทางออกของของไหลทำงาน ตามสมการที่ (3)

$$T_b = (T_o + T_i) / 2 \quad (3)$$

และ $\tilde{T}_s$ คือ อุณหภูมิผิวท่อเฉลี่ย

$$\tilde{T}_s = \sum T_s / 24 \quad (4)$$

โดยค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสามารถพิจารณาได้ดังนี้

$$h = \frac{\dot{m}C_p(T_o - T_i)}{A(\tilde{T}_s - T_b)} \quad (5)$$

เลขนัสเซลท์สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (6)

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (6)$$

เมื่อ h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ และ k คือ สภาพการนำความร้อนของของไหลทำงาน

ตัวประกอบความเสียดทาน (f) สามารถอธิบายได้ดังสมการที่ (7) โดย ΔP คือความดันตกคร่อมบริเวณท่อทดสอบ, L คือความยาวท่อทดสอบ, ρ คือความหนาแน่นของของไหลทำงานที่อุณหภูมิบัลค์ และ U คือความเร็วเฉลี่ยในแนวแกน

$$f = \frac{2}{(L/D)} \frac{\Delta P}{\rho U^2} \quad (7)$$

การหาค่าขีดความสามารถของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะพิจารณาจากการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนและการเพิ่มขึ้นของการสูญเสียจากความเสียดทานจากอุปกรณ์ ภายใต้เงื่อนไขการควบคุมกำลังทำงานของปั๊มคงที่ โดยสามารถแสดงในรูปของสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Thermal performance enhancement factor, TEF) ดังสมการที่ (8)

$$TEF = \frac{h}{h_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \bigg|_{pp} = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (8)$$

3. การติดตั้งอุปกรณ์

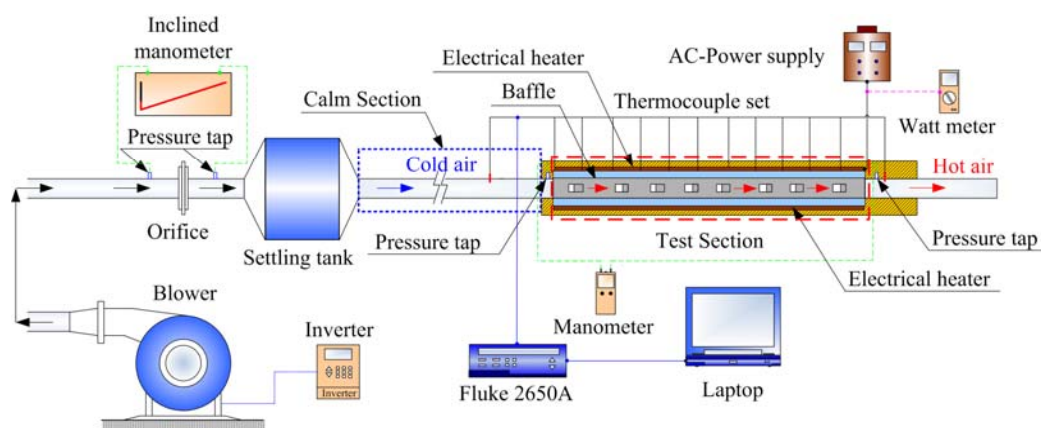
รูปที่ 1 แสดงลักษณะการติดตั้งชุดอุปกรณ์ทดสอบ โดยใช้อากาศเป็นของไหลทำงานถูกจ่ายจากพัดลมความดันสูงขนาด 1.9 kW ความเร็วของพัดลมสามารถกระทำได้โดยการควบคุมผ่านอินเวอร์เตอร์เพื่อให้ได้ปริมาณอัตราการไหลของ

TSF-199

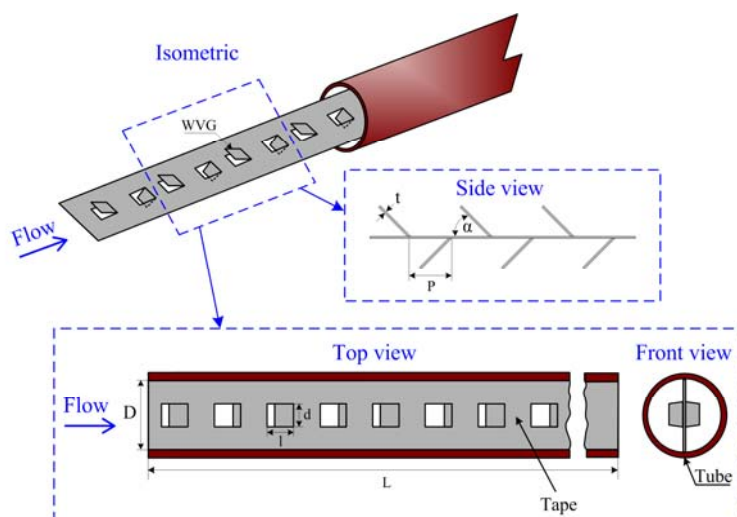
อากาศที่ต้องการ อัตราการไหลของอากาศคำนวณได้จากการวัดค่าความดันตกคร่อมแผ่น Orifice โดยใช้ Inclined manometer เทอร์โมคัลป์เบิ้ลชนิด K จำนวน 24 ตัวถูกติดตั้งที่ผนังด้านบนและด้านข้างของท่อทดสอบอย่างละ 12 ตัว และเทอร์โมคัลป์เบิ้ลชนิด RTD อีกจำนวน 2 ตัวใช้สำหรับวัดอุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้าและทางออกท่อทดสอบ โดยค่าอุณหภูมิทั้งหมดจะส่งสัญญาณไปยัง Data Logger (Fluke 2650A) แล้วแสดงผลมายังเครื่องคอมพิวเตอร์ (Laptop) ผนังด้านนอกของช่วงท่อทดสอบมีการติดตั้งฮีตเตอร์สำหรับให้ความร้อนภายใต้สภาวะเงื่อนไขพลั๊กซ์ความร้อนที่ผิวคงที่โดยมีฉนวนกันความร้อนหุ้มไว้อย่างดีเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนออกสู่ภายนอก เครื่อง

Digital differential pressure ถูกใช้สำหรับอ่านค่าความดันตกคร่อมที่วัดได้จากจุดวัดค่าความดันที่อยู่คร่อมช่วงท่อทดสอบ

รูปที่ 2 แสดงลักษณะของแผ่นปีกที่ใช้สำหรับสอดใส่ในท่อทดสอบที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (D) 50 มิลลิเมตร ยาว (L) 1 เมตร เพื่อทำการทดสอบ แผ่นปีกทำจากแผ่นอะลูมิเนียมที่มีความหนา (t) 0.5 มิลลิเมตร ตัวปีกมีรูปทรงสี่เหลี่ยมกว้าง (d) 20 มิลลิเมตร ยาว (l) 20 มิลลิเมตร โดยมีระยะพิชต์ตามแนวการไหลเป็นสองเท่าของความสูงท่อ ($PR=P/D=2$) และมุมปะทะปีก 5 มุมปะทะที่ ($\alpha=20^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ และ 90°)



รูปที่ 1 การติดตั้งชุดอุปกรณ์ทดลอง



รูปที่ 2 ลักษณะแผ่นปีกที่ใช้ทดสอบในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4. ผลการทดลองและการอภิปรายผล

4.1 การทดสอบท่อผนังเรียบ

การนำเสนอผลการศึกษาทดลองของการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานภายในท่อผนังเรียบแสดงในเทอมเลขนัสเซลท์ (Nu) และตัวประกอบความเสียดทาน (f) ตามลำดับ และเพื่อความน่าเชื่อถือของชุดทดสอบจึงทำการทดสอบท่อผนังเรียบและนำผลที่ได้เปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ โดยผลของ Nu จากการทดลองได้นำไปเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski ในขณะที่ค่า f จะทำการเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Petukhov [16] โดยสหสัมพันธ์ทั้งหมดแสดงในสมการที่ 9 และ 10

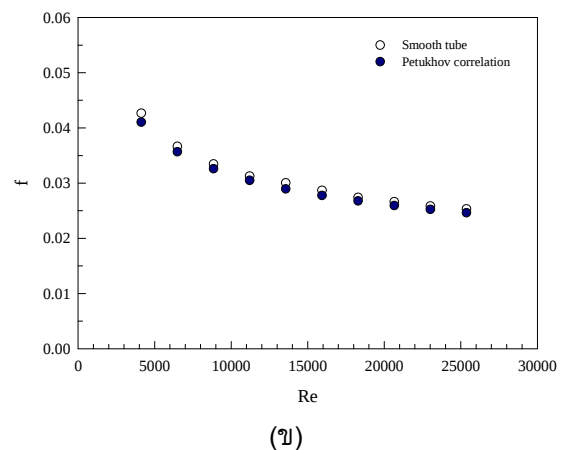
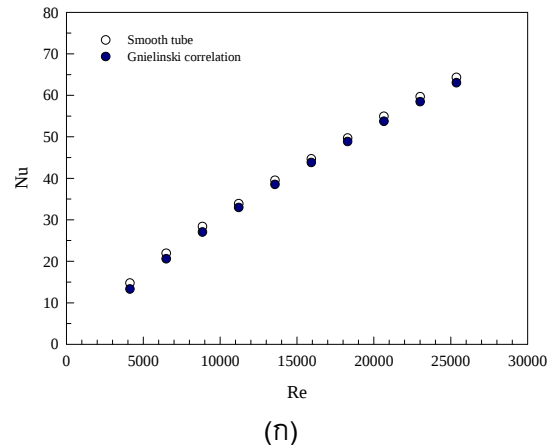
สหสัมพันธ์ของ Gnielinski

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (9)$$

สหสัมพันธ์ของ Petukhov

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (10)$$

รูปที่ 3 (ก) แสดงการเปรียบเทียบค่า Nu ที่ได้จากการทดลองกับสมการที่ (9) พบว่าค่า Nu ที่ได้จากการทดสอบมีค่ามากกว่าค่า Nu จากสหสัมพันธ์ โดยมีค่าความผิดพลาด 5% และรูปที่ 4 แสดงการเปรียบเทียบค่า f ที่ได้จากการทดลองกับสมการที่ (10) พบว่าค่า f จากการทดสอบมีค่ามากกว่าค่าที่ได้จากสหสัมพันธ์ โดยมีค่าความผิดพลาดประมาณ 6%

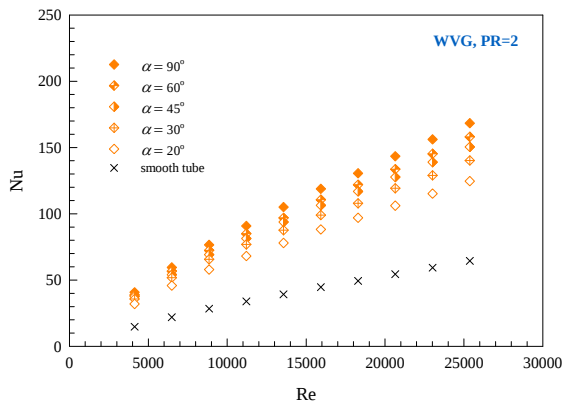


รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่าง (ก) Nu และ (ข) f กับ Re กรณีท่อผนังเรียบ

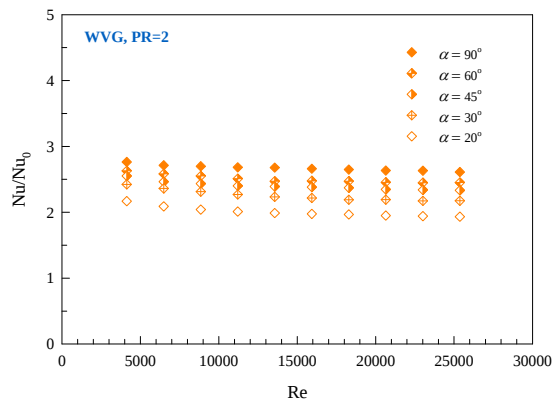
4.2 การถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re พบว่า ค่า Nu กรณีการใช้แผ่นปีกจะให้ค่าที่สูงกว่ากรณีท่อผนังเรียบทุกกรณีศึกษา เนื่องจากแผ่นปีกจะช่วยเพิ่มระดับการหมุนวนของของไหลภายในท่อ จึงส่งผลให้ค่า Nu สูงกว่ากรณีท่อผนังเรียบ ทำให้ของไหลทำงานสามารถเพิ่มการแลกเปลี่ยนความร้อนจากบริเวณผิวท่อร้อนได้มากขึ้น โดยแผ่นปีกที่ $\alpha = 90^\circ$ ให้ค่า Nu มากกว่า $\alpha = 60^\circ, 45^\circ, 30^\circ$ และ 20° ตามลำดับ ภายใต้ขอบเขตการศึกษาจะพบอีกว่าการใช้แผ่นปีกสามารถเพิ่มค่า Nu ได้สูงกว่ากรณีท่อผนังเรียบประมาณ 32–168%

TSF-199



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu₀ กับ Re

รูปที่ 5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วน เลขนัสเซลท์กรณีทดสอบต่อเลขนัสเซลท์ของท่อผนังเรียบ (Nu/Nu_0) กับ Re จากการทดลองพบว่า Nu/Nu_0 มีแนวโน้มลดลงเล็กน้อยเมื่อ Re เพิ่มขึ้น โดยการใช้แผ่นปีกมีค่า Nu/Nu_0 เฉลี่ยเท่ากับ 2.67, 2.5, 2.4, 2.25 และ 2.0 สำหรับแผ่นปีกที่ $\alpha = 90^\circ$, 60° , 45° , 30° และ 20° ตามลำดับ

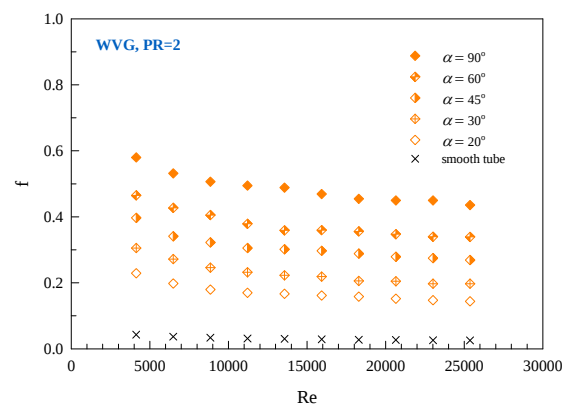
4.3 ตัวประกอบความเสียหาย

ความเสียหายที่เกิดขึ้นเนื่องจากกรณีการใช้แผ่นปีกแสดงดังรูปที่ 6 และ 7 ในรูปของตัวประกอบความเสียหาย (f) และอัตราส่วนตัวประกอบความเสียหายกรณีทดสอบต่อตัวประกอบความเสียหายของท่อผนังเรียบ (f/f_0) ของแต่ละกรณีศึกษาตามลำดับ

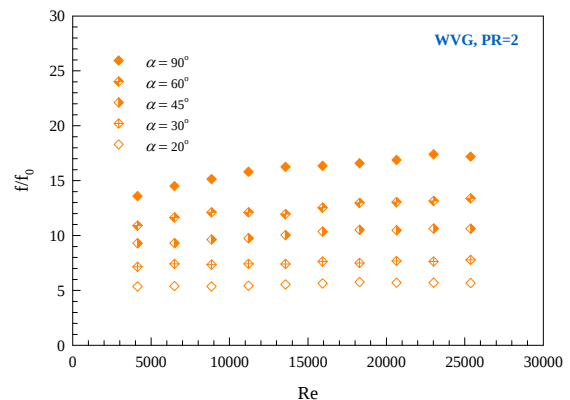
รูปที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re จากการทดลองพบว่า การใช้แผ่นปีกส่งผลให้ค่า f เพิ่มขึ้นประมาณ 5–17 เท่า เมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ

โดยแผ่นปีกที่ $\alpha = 90^\circ$ ให้ค่า f มากกว่า $\alpha = 60^\circ$, 45° , 30° และ 20° ตามลำดับ เนื่องจากปีกจะขัดขวางการไหลของของไหลทำงาน ส่งผลให้เกิดความดันตกคร่อมเพิ่มมากขึ้นตามลักษณะของมุมที่ขวางการไหล

รูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 กับ Re จากการทดลองพบว่า f/f_0 มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเมื่อ Re เพิ่มขึ้น โดยค่า f/f_0 เฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 16.1, 12.4, 10.1, 7.5 และ 5.6 สำหรับแผ่นปีกที่ $\alpha = 90^\circ$, 60° , 45° , 30° และ 20° ตามลำดับ



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re



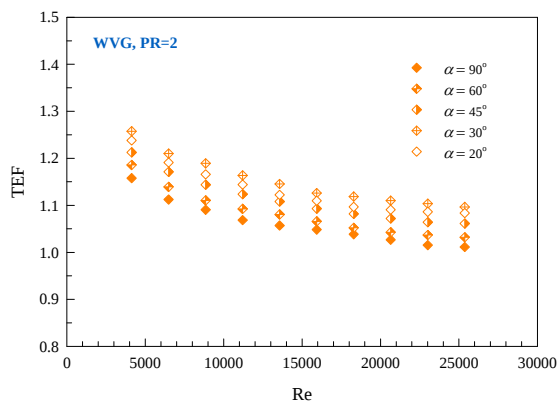
รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 กับ Re

4.4 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) กับ Re ซึ่งเป็นข้อมูลที่คำนวณจากค่า Nu และ f โดยคิดที่กำลังขับเดียวกัน ดังแสดงในสมการที่ (8) จากการทดลองพบว่า ค่า TEF มีแนวโน้มลดลงเมื่อ Re เพิ่มขึ้น การใช้ปีกสี่เหลี่ยมที่มุม

TSF-199

ปะทะ $\alpha = 30^\circ$ ให้ค่า TEF สูงกว่า $\alpha = 20^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ และ 90° ตามลำดับที่ทุกค่า Re โดยค่า TEF สูงสุดมีค่าเท่ากับ 1.24, 1.26, 1.21, 1.18 และ 1.16 สำหรับการใช้แผ่นปีกที่ $\alpha = 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ และ 90° ตามลำดับ



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF กับ Re

5.สรุปผลการทดลอง

การศึกษาเชิงทดลองโดยการพาความร้อนแบบบังคับในท่อกลมด้วยแผ่นปีกในช่วง $Re = 4200-26,000$ ด้วยการใช้ปีกที่มีมุมปะทะแบบต่างๆ สามารถสรุปได้ ดังนี้

1. การสอดใส่แผ่นปีกสี่เหลี่ยมในท่อกลมช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้นเมื่อเทียบกับท่อผนังเรียบ โดยเฉพาะแผ่นปีกที่มีมุมปะทะ $\alpha = 90^\circ$ มีค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดในกรณีทดสอบ

2. แผ่นปีกที่ $\alpha = 30^\circ$ มีค่า TEF สูงสุด เนื่องจากมีค่า f ที่ต่ำกว่า $\alpha = 90^\circ, 60^\circ$ และ 45° ค่อนข้างมาก ในขณะที่เดียวกันก็ให้ค่า Nu ที่สูงกว่า $\alpha = 20^\circ$ เมื่อนำมาวิเคราะห์หาค่า TEF จึงส่งผลให้มีค่าสูงสุดสำหรับกรณีทดสอบนี้

3. การศึกษาดังกล่าวแสดงให้เห็นถึงค่า TEF ที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นผลจากการศึกษาวิจัยนี้บ่งชี้ให้เห็นว่าการใช้แผ่นปีกสำหรับเป็นอุปกรณ์สร้างการไหลหมุนวนสามารถช่วยการพัฒนาประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ในแง่ของการประหยัดพลังงานสำหรับอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เพิ่มขึ้น หรือการในแง่ของการประหยัดต้นทุนสำหรับ

การจัดสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเนื่องจากความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มากขึ้น

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Webb, R.L. (1994). Principles of Enhanced Heat Transfer, John Wiley & Sons, Chichester, UK.
- [2] Jacobi, A.M., Shah, R.K. (1995). Heat transfer surface enhancement through the use of longitudinal vortices: a review of recent progress, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 11, 1995, pp. 295–309.
- [3] Jacobi, A.M., Shah, R.K. (1998). Air-side flow and heat transfer in compact heat exchangers: a discussion of enhancement mechanisms, *Heat Transfer Engineering*, vol. 19, 1998, pp. 29–41.
- [4] Liu, S., Sakr, M. (2013). A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 19, 2013, pp. 64–81.
- [5] Eiamsa-ard, S., Thianpong, C., Eiamsa-ard, P., Promvong, P. (2010). Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, 2010, pp. 39–46.
- [6] Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh S., 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*, vol. 38, 2011, pp. 329–334.
- [7] Promvong, P. (2008). Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires, *Energy Conversion and Management*, vol. 49, 2008, pp. 980–987.

TSF-199

- [8] Gunes, S., Ozceyhan, V., Buyukalaca, O. (2010). Heat transfer enhancement in a tube with equilateral triangle cross sectioned coiled wire inserts, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 34, 2010, pp. 684–691.
- [9] Wang, Y., He, Y.L., Lei, Y.G., Zhang, J. (2010). Heat transfer and hydrodynamics analysis of a novel dimpled tube, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 34, 2010, pp. 1273–1281.
- [10] Tandiroglu, A. (2006). Effect of flow geometry parameters on transient heat transfer for turbulent flow in a circular tube with baffle inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, 2006, pp. 1559–1567.
- [11] Bilen, K., Cetin, M., Gul H., Balta, T. (2009). The investigation of groove geometry effect on heat transfer for internally grooved tubes, *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, 2009, pp. 753–761.
- [12] Promvonge, P., Skullong, S., Kwankaomeng, S., Thiangpong, C. (2012). Heat transfer in square duct fitted diagonally with angle-finned tape—Part 1: experimental study, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39(5), 2012, pp. 617–624.
- [13] Promvonge, P., Skullong, S., Kwankaomeng, S., Thiangpong, C. (2012). Heat transfer in square duct fitted diagonally with angle-finned tape—Part 2: numerical study, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39(5), 2012, pp. 625–633.
- [14] Skullong, S., Kwankaomeng, S., Thiangpong, C., Promvonge, P. (2014). Thermal performance of turbulent flow in a solar air heater channel with rib-groove turbulators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 50, 2014, pp. 34–43.
- [15] Skullong, S., Promvonge, P. (2014). Experimental investigation on turbulent convection in solar air heater channel fitted with delta winglet vortex generator, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, vol. 22, 2014, pp. 1–10.
- [16] Incropera, F., Dewitt, P.D. (1996) *Introduction to heat transfer, 3rd edition*, John Wiley & Sons Inc.