

ศึกษาเชิงทดลองการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานในท่อไมโครฟิน Experimental Study of Heat Transfer and Friction Factor in Micro-fin Tubes

ชลภัทร ตันประดิษฐ์¹ และ ไพรัช ก้านยก^{1*}

¹ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีปทุมวัน 833 ถนนพระราม1 แขวงวังใหม่ เขตปทุมวัน กรุงเทพฯ 10330

* ติดต่อ: โทรศัพท์: (662) 2193862, โทรสาร: (662) 2193862,

E-mail: cholapatr_tan@hotmail.com

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาถึงการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานในท่อไมโครฟิน นำมาเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบในชุดทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนไหลสวนทางกันโดยใช้น้ำ เป็นสารทำงาน ทำการทดสอบกับท่อทองแดงผิวเรียบ 1 ท่อ และไมโครฟินจำนวน 3 ท่อ ซึ่งถูกแสดงด้วยค่า อัตราส่วนของพื้นที่ผิวที่เพิ่มขึ้น (ไมโครฟิน) ต่อพื้นที่ผิวเรียบ (Area Ratio; AR) ได้ดังนี้ 1.00 1.36 1.61 และ 2.15 ตามลำดับ แต่ละท่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเท่ากับ 9.52 มิลลิเมตร กำหนดให้อุณหภูมิของน้ำร้อนอยู่ในช่วง 60 – 64°C โดยที่ Reynolds number อยู่ระหว่าง 4,500 – 14,000 ส่วนน้ำเย็นอุณหภูมิอยู่ในช่วง 29.6 – 30.6°C กำหนดค่า Reynolds number ของน้ำเย็นคงที่ จากการทดสอบพบว่า เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยเฉลี่ยของท่อที่มี AR เท่ากับ 1.36 1.61 และ 2.15 มีอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นคิดเป็นร้อยละ 10.20 26.14 และ 50.34 ตามลำดับ รวมถึงค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้นคิดเป็นร้อยละ 7.42 27.71 และ 44.55 ส่วนตัวประกอบความเสียดทานของท่อไมโครฟินทั้ง 3 ท่อเฉลี่ยมากกว่าท่อผิวเรียบคิดเป็นร้อยละ 9.94 40.03 และ 81.90 ตามลำดับ

คำหลัก: ท่อไมโครฟิน ส่งเสริมการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียดทาน

Abstract

This research aims to study of heat transfer and friction factor in micro-fin tubes, in horizontal double pipes, counter-flow as heat exchanger device. Hot and cold water were used as working fluid in tube and shell sides, respectively. A plain and three micro-fin copper tubes with the outer diameters of 9.52 mm were defined as the area ratio (AR) of 1.00, 1.36, 1.61 and 2.15 respectively. The inlet hot and cold water temperatures were between 60 – 64°C and 29.6 – 30.6°C respectively. The Reynolds number in range of 4,500 – 14,000 of hot water was adjusted by the flow meter while the Reynolds number of cold water was fixed throughout the test. The results were revealed that micro-fin tubes provided higher rate of heat transfer than the plain tube at 10.20%, 26.14% and 50.34%, respectively, and the convective heat transfer coefficients increased of 7.42%, 27.71% and 44.55%, respectively, by average. However, the micro-fin tubes provided higher friction factor than the plain tube at 9.94%, 40.03% and 81.90% respectively.

Keywords: Micro-fin, Enhancement of Heat Transfer, Friction Factor

1. บทนำ

ปัจจุบันมีความพยายามคิดค้นวิธีพัฒนาสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในรูปแบบต่างๆ ไม่ว่าจะเป็นวิธีแบบ Passive และ Active method แบบ Passive method เป็นอีกหนึ่งวิธีที่นิยมมากสำหรับกลุ่มนักวิจัยเนื่องจากไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอกมากระตุ้นแต่เป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวภายในท่อให้มากขึ้นซึ่งวิธีนี้ก็มีเทคนิคแตกต่างกันไป โดยส่วนใหญ่จะทำให้ผิวภายในนั้นเป็นร่องเกลียวลักษณะต่างๆ เพื่อส่งผลให้มีการถ่ายเทความร้อนขึ้น ท่อไมโครฟินนิยมใช้ในการระบายความร้อนคอนเดนเซอร์หรือฮีวโปเรเตอร์สำหรับระบบปรับอากาศซึ่งมีนักวิจัยให้ความสนใจเรื่องนี้เป็นอย่างมากมาตั้งแต่ยุคสมัยแรกๆจนถึงปัจจุบัน โดย Al-Fahed S.F. และคณะ (1993) [1] ศึกษาถึงการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในท่อไมโครฟินในสถานะน้ำไหลแบบปั่นป่วน พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของไมโครฟินมีค่า 1.2-1.8 เท่าของท่อผิวเรียบ และตัวประกอบแรงเสียดทานของท่อไมโครฟินมีค่า 1.3-1.8 เท่าของท่อผิวเรียบ Brognaux และคณะ (1997) [2] ศึกษาถึงลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานของท่อไมโครฟินแบบร่องเดี่ยวและแบบร่องกากบาท พบว่าท่อไมโครฟินแบบร่องกากบาทมีสมรรถนะดีกว่าท่อไมโครฟินแบบร่องเดี่ยว Copetti และคณะ (2004) [3] ได้ทำการทดลองในท่อไมโครฟินสำหรับน้ำไหลแบบปั่นป่วนพบว่าท่อไมโครฟินให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีกว่าท่อผิวเรียบประมาณ 2.9 เท่า ส่วนความดันลดมีค่าเพิ่มขึ้น 1.7 เท่า Han และ Lee (2005) [4] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนแบบสถานะเดี่ยวและคุณลักษณะการไหลของท่อไมโครฟิน 4 แบบ พบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อที่มีผิวหยาบมากและมีมุมขดน้อยจะให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีกว่าท่อที่มีมุมขดกว้างและมีผิวหยาบน้อย ซึ่งการเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนทำได้โดยการเพิ่มความ

หยาบให้มากขึ้น Pethkool และ Promvong (2007) [5] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ท่อผิวร่องเกลียว ในพบว่าการลด ΔT_{lmtd} ความเสียดทานของท่อผิวร่องเกลียวมีค่า ΔT_{lmtd} สูงกว่าท่อผิวเรียบภายใต้ ΔT_{lmtd} เงื่อนไขการทำงานเดียวกัน ในการศึกษาครั้งนี้เป็นการศึกษาถึงการถ่ายเทความร้อนซึ่งพิจารณาความสัมพันธ์การพาความร้อนและอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของท่อต่างๆ รวมถึงศึกษาตัวประกอบความเสียดทาน ในงานวิจัยนี้จะไม่คำนึงอิทธิพลของความสูงฟิน จำนวนร่องเกลียว และขนาดร่องเกลียวเหมือนงานวิจัยที่ผ่านมาแต่จะคิดให้อยู่ในรูป AR (Area Ratio) ซึ่งแสดงถึงคุณลักษณะของผิวภายในรวมทั้งหมด

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

ในส่วนนี้จะอธิบายถึงทฤษฎีที่ใช้ในการศึกษานี้ซึ่งประกอบด้วยวิธีการคำนวณตัวแปรไร้หน่วยเพื่อใช้กำหนดเงื่อนไขการทดสอบ การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน สัมประสิทธิ์การพาความร้อนและการคำนวณตัวประกอบความเสียดทาน รวมถึงการเปรียบเทียบกับแบบจำลองของนักวิจัยที่ได้ศึกษามาก่อนหน้านี้ การคำนวณดังกล่าวทั้งหมดถูกแสดงดังต่อไปนี้

2.1 การคำนวณตัวแปรไร้หน่วย

ตัวแปรไร้หน่วยที่ใช้ในการวิเคราะห์การศึกษานี้เริ่มจากการคำนวณหา AR (Area Ratio) พื้นที่ผิวของไมโครฟินเทียบกับพื้นที่ผิวเรียบหรือเรียกว่า Area Ratio; AR แสดงได้ดังสมการ (1)

$$AR = \frac{A_m}{A_s} \quad (1)$$

A_m คือพื้นที่ผิวของท่อไมโครฟิน, A_s คือพื้นที่ผิวของท่อผิวเรียบ การคำนวณเกี่ยวข้องกับพื้นที่ผิวภายในท่อของท่อไมโครฟินซึ่งมีลักษณะแตกต่างกัน 3 ท่อคิดเป็นพื้นที่ผิวเทียบเท่า [2] ดังสมการ (2) และ (3)

$$d_e = d_o - 2t_{ave} \quad (2)$$

$$A_m = \pi \cdot d_e \cdot L \quad (3)$$

โดยที่ d_e คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า d_o คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ t_{ave} คือความหนาเฉลี่ยท่อ A_m คือพื้นที่ผิวภายในเทียบเท่าต่อหน่วยความยาว และ L คือความยาวท่อ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ถูกนำมากำหนดเงื่อนไขการทดสอบสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (4)

$$Re = \frac{\rho V_{ave} d_e}{\mu} = \frac{G d_e}{\mu} \quad (4)$$

โดยที่ Re คือค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ d_e คือเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่าของท่อ μ คือค่าความหนืดของน้ำซึ่งพิจารณาจากอุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำ ส่วนอัตราการไหลมวลต่อหน่วยพื้นที่ (G) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (5)

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \rho V_{ave} \quad (5)$$

โดยที่ \dot{m} คืออัตราการไหลมวล A คือพื้นที่หน้าตัด ρ คือความหนาแน่นของน้ำ V_{ave} คือความเร็วน้ำเฉลี่ย และการคำนวณหาค่าเลขเซลท์นัมเบอร์ (Nu) สามารถหาได้จากสมการ (6)

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

โดยที่ k คือสัมประสิทธิ์การนำความร้อน

2.3 การคำนวณการถ่ายเทความร้อน

การคำนวณในเรื่องของอัตราการถ่ายเทความร้อนของของไหล [6] นั้นสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการ (7) และ (8)

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h C_{ph} \Delta T_h \quad (7)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c C_{pc} \Delta T_c \quad (8)$$

โดยที่ \dot{Q}_h และ \dot{Q}_c คืออัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนและน้ำเย็น \dot{m}_h และ \dot{m}_c คืออัตราการไหลมวลน้ำร้อนและน้ำเย็นตามลำดับ C_p คือค่าความร้อนจำเพาะ $\Delta T_h, \Delta T_c$ คือผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำร้อนและน้ำเย็นตามลำดับ การศึกษานี้จะใช้อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยดังสมการ (9)

$$\dot{Q}_{ave} = \frac{\dot{Q}_h + \dot{Q}_c}{2} \quad (9)$$

จากนั้นนำมาคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยได้จากสมการ (10)

$$h = \frac{\dot{Q}_{ave}}{A_m \cdot \Delta T} \quad (10)$$

โดยที่ h คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ΔT คือผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยผิวท่อกับน้ำ

2.4 การคำนวณตัวประกอบความเสียดทาน

ความเสียดทานในท่อที่เพิ่มขึ้น [4] ของท่อไมโครฟินนั้นสามารถพิจารณาได้จากความดันลดซึ่งสามารถคิดเป็นสัดส่วนเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบได้ดังสมการที่ (11)

$$F_h = \frac{\Delta P_{microfin}}{\Delta P_{smooth}} \quad (11)$$

โดยที่ F_h คือการเพิ่มขึ้นของความเสียดทาน ΔP คือค่าความดันลดซึ่งสามารถนำไปคำนวณค่าตัวประกอบของความเสียดทานได้ดังสมการที่ (12)

$$f = \frac{2\rho d_e \Delta P}{G^2 L} \quad (12)$$

โดยที่ f คือตัวประกอบแรงเสียดทาน

3. อุปกรณ์ที่ใช้และวิธีการทดสอบ

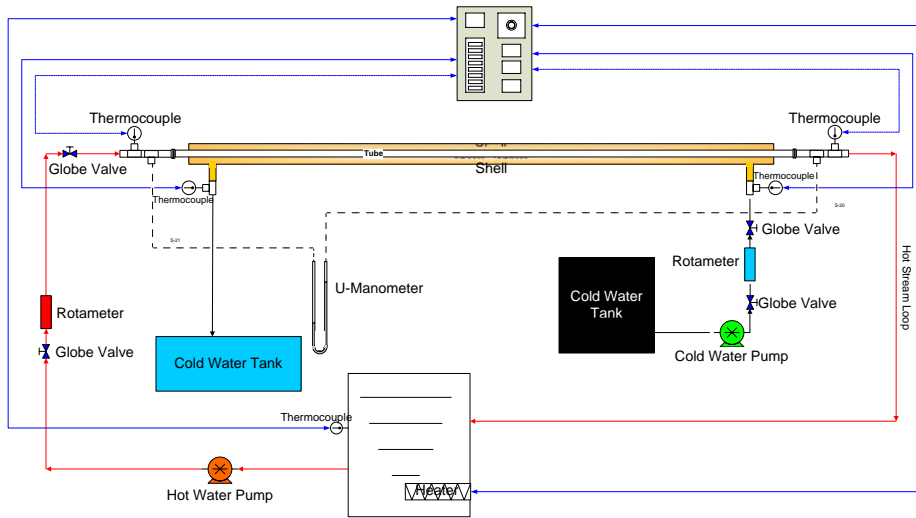
3.1 อุปกรณ์ที่ใช้และสภาวะการทดสอบ

การจัดเตรียมอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบต่างๆและวิธีการทดสอบได้ถูกนำเสนอไว้ในส่วนของหัวข้อนี้ รวมถึงแผนผังการติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆบนชุดทดสอบซึ่งถูกแสดงไว้ดังรูปที่ 1 เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นแบบท่อซ้อนไหลแบบสวนทางกัน ใช้น้ำเป็นสารทำงานและไม่มี การเปลี่ยนแปลงสถานะ มีการหุ้มฉนวนทั้งหมดที่ผิวท่อชั้นนอก ท่อทำจากทองแดงมีลักษณะผิวภายในแตกต่างกัน 4 ท่อโดยใช้ค่าสัดส่วนพื้นที่ผิวไมโครฟินเทียบกับท่อผิวเรียบคือ Area Ratio (AR) เป็นการระบุชนิดของท่อแสดงดังรูปที่ 2 และท่อทั้ง 4 ลักษณะนี้มีคุณลักษณะเฉพาะของท่อแต่ละแบบแสดงดังตารางที่ 1

คุณลักษณะของแต่ละค่านี้นจะมีรูปอธิบายประกอบดังรูปที่ 3 ส่วนอุปกรณ์อื่นๆซึ่ง

ประกอบด้วยถังพักน้ำทรงกระบอกมีปริมาตร 15 ลิตร

ภายในถังติดตั้ง ฮีตเตอร์ (Heater) ขนาด 3500 วัตต์ และ



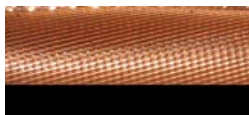
รูปที่ 1 แผนผังการติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆกับชุดทดสอบ



(ก) AR=1.00



(ข) AR=1.36



(ค) AR=1.61

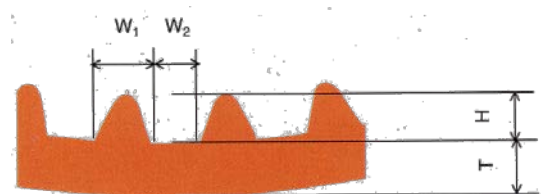


(ง) AR=2.15

รูปที่ 2 ลักษณะผิวภายในของท่อทั้ง 4 ลักษณะ

ตารางที่ 1 คุณลักษณะของท่อ 4 ลักษณะที่ใช้ในการทดสอบ

Out Dia. (D _o)	Bott Thic. (T)	Aver. Thick (T _{av})	Num Groov (N)	Spiral Angle (β)	Groove Depth (H)	Widt h Fin (w ₁)	Fin Clear (w ₂)
mm	mm	mm	-	Deg.	mm	mm	mm
9.52	0.30	-	-	-	-	-	-
9.52	0.28	0.31	65	15	0.12	0.15	0.27
9.52	0.30	0.35	60	18	0.20	0.20	0.25
9.52	0.28	0.34	54	30	0.25	0.12	0.42
						7	7



รูปที่ 3 ลักษณะผิวของท่อไมโครฟิน

ชุดควบคุมอุณหภูมิน้ำร้อนให้มีอุณหภูมิคงที่ ป้อนน้ำร้อน SUN PUMP GPA-90S HEAD 35 เมตร ป้อนน้ำเย็น DRANO DA/25 HEAD 32 เมตร ขนาด 0.5 แรงม้า มาตรฐานอัตราการไหลของน้ำซึ่งมีช่วงการทดสอบอยู่ระหว่าง 1-7 ลิตรต่อนาที เทอร์โมมิเตอร์แบบดิจิตอลรุ่น SEJOY FT101 ความแม่นยำ ± 1.0 °C ช่วงการวัด -50.0 - 200.0 °C ความละเอียด 0.1 °C มาตรฐานมิเตอร์รูปตัว U ใช้ปรอทเป็นสารทำงาน ส่วนอุณหภูมิทดสอบของน้ำร้อนและน้ำเย็นอยู่ในช่วง 60 – 64 °C และ 29.6-30.6 °C ตามลำดับ โดยที่ Reynolds number ของน้ำร้อนอยู่ระหว่าง 4,500 - 14,000 ส่วนของน้ำเย็นมีค่าคงที่ คุณสมบัติต่างๆของน้ำได้มาจากค่าอุณหภูมิจริง

คุณลักษณะของแต่ละค่านี้จะมีรูปอธิบายประกอบดังรูปที่ 3 ส่วนอุปกรณ์อื่นๆซึ่งประกอบด้วยถังพักน้ำทรงกระบอกมีปริมาตร 15 ลิตร ภายในถังติดตั้ง ฮีตเตอร์ (Heater) ขนาด 3500 วัตต์ และชุด

ควบคุมอุณหภูมิน้ำร้อนให้มีอุณหภูมิคงที่ ปั๊มน้ำร้อน SUN PUMP GPA-90S HEAD 35 เมตร ปั๊มน้ำเย็น DRANO DA/25 HEAD 32 เมตร ขนาด 0.5 แรงม้า มาตรฐานอัตราการไหลของน้ำซึ่งมีช่วงการทดสอบอยู่ระหว่าง 1-7 ลิตรต่อนาที เทอร์โมมิเตอร์แบบดิจิตอล รุ่น SEJOY FT101 ความแม่นยำ $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$ ช่วงการวัด $-50.0 - 200.0^{\circ}\text{C}$ ความละเอียด 0.1°C มาอิมิเตอร์รูปตัว U ใช้ปรอทเป็นสารทำงาน ส่วนอุณหภูมิทดสอบของน้ำร้อนและน้ำเย็นอยู่ในช่วง $60 - 64^{\circ}\text{C}$ และ $29.6-30.6^{\circ}\text{C}$ ตามลำดับ โดยที่ Reynolds number ของน้ำร้อนอยู่ระหว่าง 4,500 - 14,000 ส่วนของน้ำเย็นมีค่าคงที่ คุณสมบัติต่างๆ ของน้ำได้มาจากค่าอุณหภูมิเฉลี่ย

3.2 วิธีการทดสอบ

การติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือต่างๆที่ใช้ในการทดสอบถูกแสดงไว้ดังรูปที่ 1 เริ่มจากใส่น้ำในถังน้ำร้อนและถังน้ำเย็นให้ได้ระดับพอดีต่อการทดสอบ ตั้งค่าอุณหภูมิที่ชุดควบคุมเพื่อรักษาระดับอุณหภูมิของน้ำร้อนไว้ที่ 60-64 องศาเซลเซียส จากนั้นเปิดปั๊มน้ำร้อนและปรับอัตราการไหลให้ได้ค่าตามที่ต้องการทดสอบ จากนั้นเปิดปั๊มน้ำเย็นและปรับอัตราการไหลที่ที่ 7 ลิตรต่อนาทีที่ตลอดการทดสอบ ส่วนอัตราการไหลของน้ำร้อนถูกปรับเปลี่ยนอยู่ในช่วง 1-7 ลิตรต่อนาที เมื่ออุณหภูมิของน้ำร้อนได้ค่าตามที่ตั้งไว้ บันทึกผลการทดสอบซึ่งได้แก่ อุณหภูมิของน้ำร้อนที่ทางเข้า -ออก อุณหภูมิของน้ำเย็นที่ทางเข้า -ออกและความดันทางเข้า -ออกของน้ำร้อน ทุกๆ 15 วินาที จนกว่าอุณหภูมิของน้ำร้อนและน้ำเย็นมีค่าคงที่ ทำการทดสอบทุกๆสภาวะโดยหนึ่งสภาวะทดสอบสองครั้งเพื่อเป็นการยืนยันผล

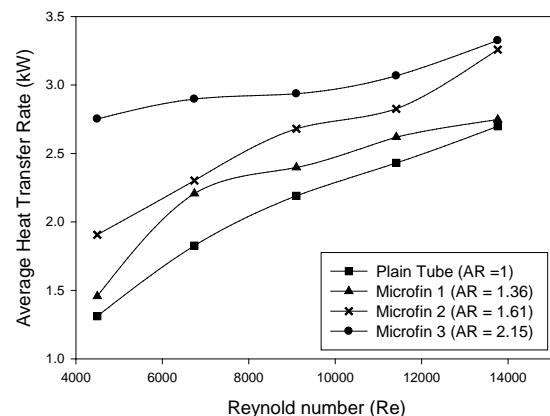
4. ผลการทดสอบและวิจารณ์

การศึกษาการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียหายของท่อไมโครฟินซึ่งถูกหาโดยวิธีการทดสอบดังกล่าวจากหัวข้อที่ผ่านมา ดังนั้นในส่วนนี้ก็เป็นารายงานผลที่ได้จากการทดสอบและวิเคราะห์ การนำเสนอผลการทดสอบนั้นถูกแบ่ง

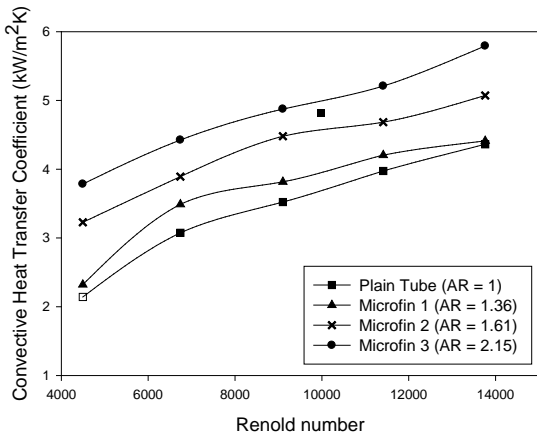
ออกเป็น 3 ส่วนด้วยกันคือการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียหายและการตรวจสอบผลดังที่จะกล่าวในหัวข้อต่อไป

4.1 การถ่ายเทความร้อน

พิจารณารูปที่ 4 เป็นการเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยระหว่างท่อผิวเรียบกับท่อไมโครฟินที่ค่า AR ต่างๆ พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของท่อไมโครฟินสูงกว่าท่อผิวเรียบที่ Re เท่ากัน โดยที่ AR สูงสุด มีอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงสุดประมาณ 3.32 kW ที่ Re เท่ากับ 14,000 ทั้งนี้อาจเป็นเพราะการเพิ่มพื้นที่ผิวทำให้ของไหลสัมผัสผิวมากขึ้นส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่เพิ่มมากขึ้น รวมถึงความขรุขระภายในท่อจะช่วยส่งเสริมการถ่ายเทความร้อนได้ดียิ่งขึ้นบริเวณผิวสัมผัสของน้ำกับผิวท่อ อีกทั้งยังพบว่า Re เพิ่มขึ้นอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นในท่อทุกชนิด

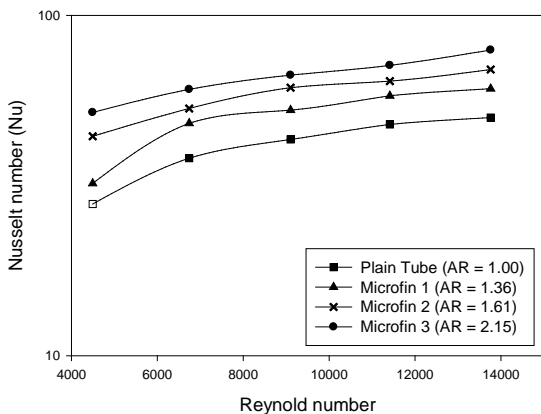


รูปที่ 4 อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของท่อต่างๆ ในแต่ละค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Re)



รูปที่ 5 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของท่อต่างๆที่แต่ละ Re

พิจารณารูปที่ 5 พบว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนนั้นเป็นสัดส่วนโดยตรงกับ AR ที่ค่า Re เดียวกัน ทั้งนี้เป็นเพราะท่อไมโครฟินเป็นท่อที่มีลักษณะผิวภายในขรุขระดังนั้นการเพิ่มพื้นที่ผิวขรุขระส่งเสริมให้น้ำไหลแบบปั่นป่วนซึ่งส่งผลให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยเพิ่มขึ้น อีกทั้งยังพบว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามค่า Re จากรูปที่ 5 สามารถนำมาคำนวณค่า Nusselt number (Nu) ได้จากการสมการที่ (6) สามารถแสดงค่า Nu ได้ดังรูปที่ 6



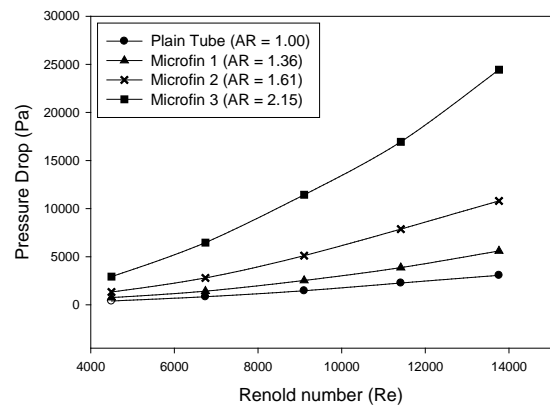
รูปที่ 6 ค่า Nu ของท่อลักษณะต่างๆที่ได้จากการทดลองแต่ละค่า Re

4.2 ผลตัวประกอบความเสียดทาน

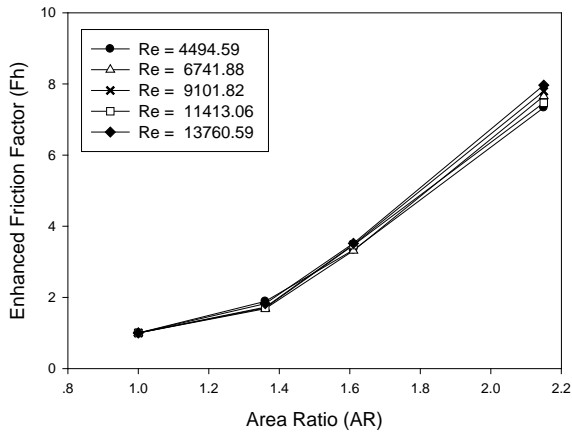
จากรูปที่ 7 การเปรียบเทียบความดันลดเมื่อของไหลไหลผ่านท่อไมโครฟินและท่อผิวเรียบ พบว่า

ความดันลดของท่อไมโครฟินสูงกว่าท่อผิวเรียบทุกๆค่า Re เนื่องจากผนังของท่อไมโครฟินมีความขรุขระมากกว่าท่อผิวเรียบส่งผลให้ความเสียดทานในท่อเพิ่มมากขึ้นส่งผลให้ความดันในท่อลดลง ดังนั้นเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นค่าความดันลดก็มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นด้วยโดยที่เพิ่มมากที่สุดประมาณ 24.48 kPa ที่ Re สูงสุดคือท่อไมโครฟินที่มี AR สูงสุด ซึ่งเป็นท่อที่มีพื้นที่ผิวมากที่สุด ท่อที่มีค่าความดันลดน้อยที่สุดทุกๆช่วง Re คือท่อผิวเรียบ ส่วนท่อไมโครฟินอื่นๆก็เป็นไปตามสัดส่วน

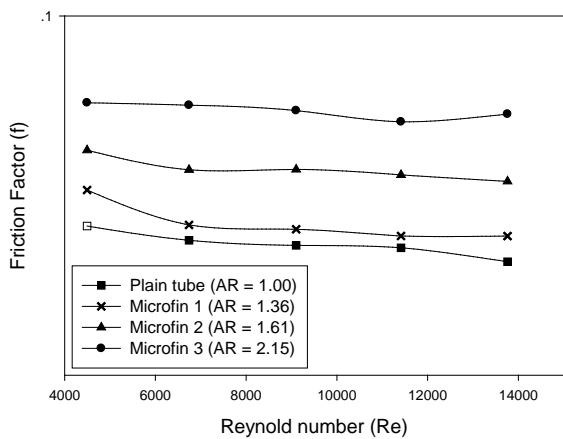
พิจารณารูปที่ 8 และ 9 แสดงการเพิ่มขึ้นของค่าความเสียดทานของท่อเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ จากข้อมูลชี้ให้เห็นว่าการเพิ่มขึ้นของความเสียดทานเป็นสัดส่วนโดยตรงกับค่า AR โดยที่ท่อไมโครฟินที่มี AR สูงสุด มีการเพิ่มขึ้นของความเสียดทานคิดเป็น 8 เท่าของท่อผิวเรียบ ทั้งนี้เป็นเพราะความขรุขระของผิวภายในท่อไมโครฟินที่ทำให้ความเสียดทานเพิ่มขึ้นซึ่งสอดคล้องกับผลของรูปที่ 7



รูปที่ 7 ความดันลดของท่อต่างๆที่แต่ละค่า Re



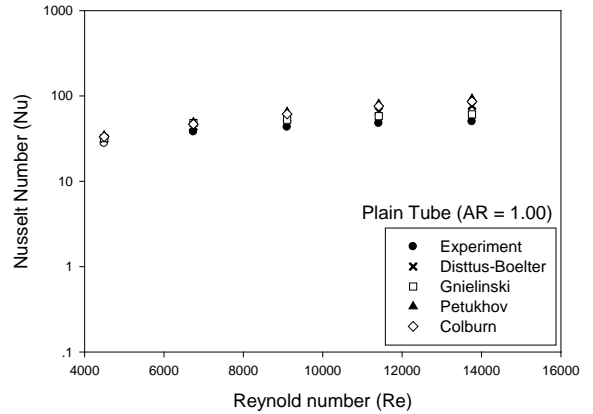
รูปที่ 8 ค่าความเสียดทานเพิ่มขึ้นของท่อไมโครฟิน และท่อผิวเรียบที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ



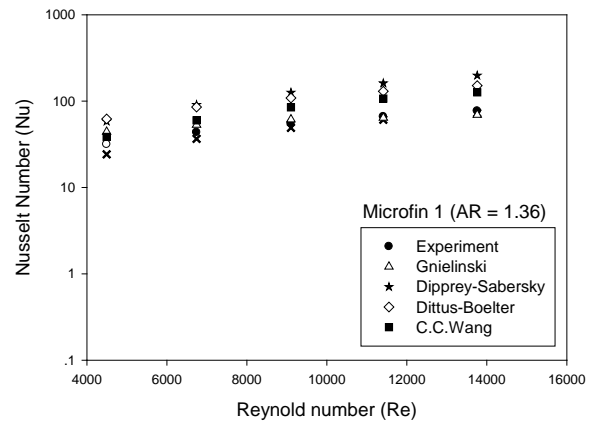
รูปที่ 9 ตัวประกอบความเสียดทานของท่อชนิดต่างๆ ที่แต่ละค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์

4.3 การตรวจสอบผลการทดลอง

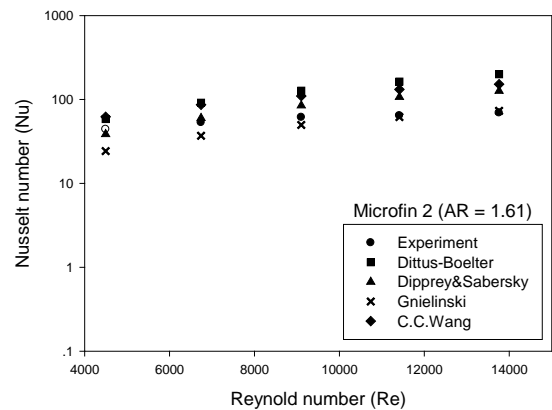
การตรวจสอบคุณภาพของผลที่ได้จากการทดลองกระทำได้นำผลการทดลองนั้นมาเปรียบเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของนักวิจัยอื่นๆ ที่ได้ศึกษามาก่อนหน้านี้สามารถแสดงได้ดังรูปที่ 10 – 17



รูปที่ 10 การเปรียบเทียบค่า Nu ของท่อผิวเรียบที่ค่า Re ต่างๆ

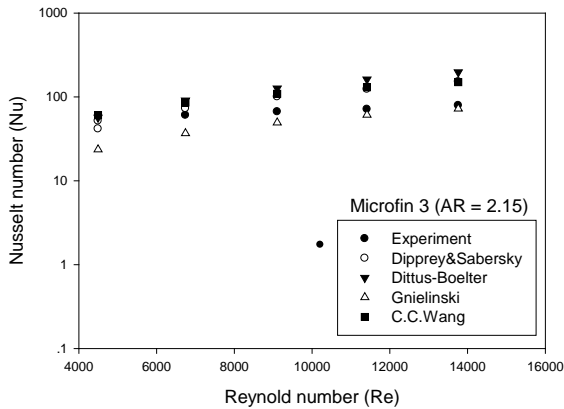


รูปที่ 11 การเปรียบเทียบค่า Nu ของท่อ AR = 1.36

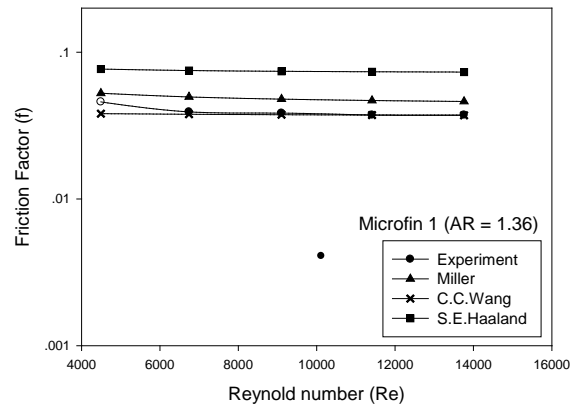


รูปที่ 12 การเปรียบเทียบค่า Nu ของท่อ AR = 1.61

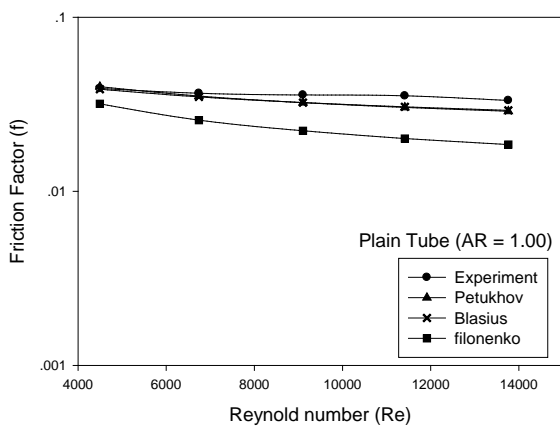
พิจารณาจากรูปที่ 10 – 13 เป็นการเปรียบเทียบค่า Nu ระหว่างการทดลองกับแบบจำลอง ซึ่งพบว่ามีความสอดคล้องกับผลของนักวิจัยท่านอื่น



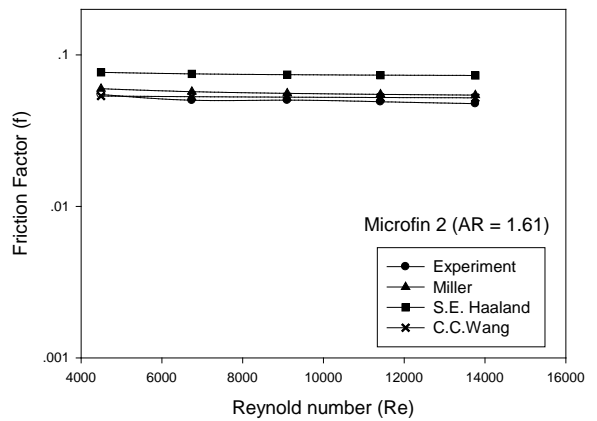
รูปที่ 13 การเปรียบเทียบค่า Nu ของท่อ AR = 2.15



รูปที่ 15 การเปรียบเทียบ f ของท่อ AR = 1.36



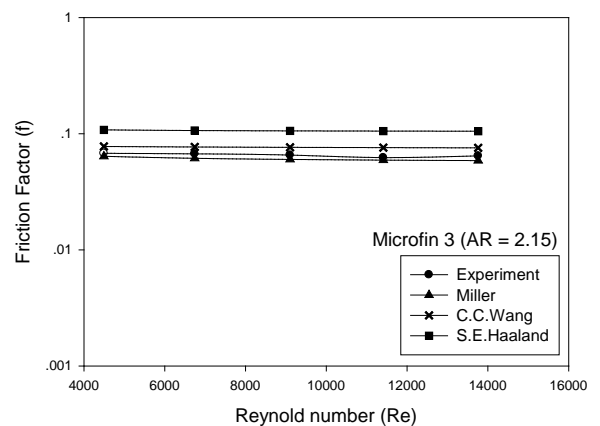
รูปที่ 14 การเปรียบเทียบ f ของท่อผิวเรียบ



รูปที่ 16 การเปรียบเทียบ f ของท่อ AR = 1.61

พิจารณารูปที่ 14 แสดงการเปรียบเทียบตัวประกอบความเสียดทานในท่อผิวเรียบที่ได้จากการทดลองกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ Blasius Petukhov และ Filonenko เพื่อเป็นการตรวจสอบแนวโน้มพบว่าแนวโน้มของตัวประกอบความเสียดทานเป็นแนวทางเดียวกันกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ Blasius และ Petukhov โดยตัวประกอบความเสียดทานมีค่าลดลงตามค่า Re ที่เพิ่มขึ้นโดยมีค่าลดต่ำลงเล็กน้อยที่สุดโดยประมาณร้อยละ 8.26 และ 8.64 ตามลำดับ

นอกเหนือจากนี้ยังพบว่าค่าตัวประกอบความเสียดทานของการทดลองมีค่ามากกว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์โดยเฉพาะที่ Re สูง ทั้งนี้อาจเป็นเพราะความละเอียดของเครื่องมือวัดอาจยังไม่เหมาะสมกับเงื่อนไขของสมการที่นำมาเปรียบเทียบ



รูปที่ 17 การเปรียบเทียบ f ของท่อ AR = 2.15

จากรูปที่ 15 – 17 แสดงถึงการเปรียบเทียบตัวประกอบความเสียดทานของท่อไมโครฟินที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากแบบจำลองคณิตศาสตร์ของนักวิจัยท่านอื่น พิจารณารูปที่ 15 พบว่ามีความใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากแบบจำลองของ

C.C.Wang เนื่องจากมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยน้อยที่สุดประมาณร้อยละ 4.73 พิจารณารูปที่ 16 พบว่ามีความใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากแบบจำลองของ C.C.Wang เนื่องจากมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยน้อยที่สุดประมาณร้อยละ 5.72 พิจารณารูปที่ 17 พบว่ามีความใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากแบบจำลองของ Miller เนื่องจากมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยน้อยที่สุดประมาณร้อยละ 7.27

5. สรุปและข้อเสนอแนะ

การทดสอบนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาถึงการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียหายของท่อแบบไมโครฟินและผิวเรียบ ท่อไมโครฟินมีทั้งหมด 3 ท่อซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเท่ากับ 9.52 มิลลิเมตรมีพื้นผิวภายในต่างกันทั้ง 3 ท่อโดยแบ่งตาม Area Ratio; AR ได้แก่ 1.00 1.36 1.61 และ 2.15 ตามลำดับ ติดตั้งเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนวางในแนวระดับ ใช้น้ำเป็นสารทำงาน ไม่มีการเปลี่ยนสถานะ กำหนดให้การไหลของน้ำที่อยู่ในท่อชั้นในและท่อชั้นนอกเป็นแบบสวนทางกัน (Counter flow) อุณหภูมิน้ำร้อนอยู่ในช่วง 58-60 °C Reynolds number เริ่มตั้งแต่ 4,500-14,000 ตามลำดับ และอุณหภูมิน้ำเย็น 28-30 °C กำหนดให้ค่า Reynolds number คงที่ จากผลการทดสอบทำให้ได้ข้อสรุปดังต่อไปนี้

5.1 สัมประสิทธิ์การพาความร้อน

ท่อไมโครฟินที่มี AR = 1.36, 1.61 และ 2.15 เมื่อพิจารณาที่ Reynolds number เท่ากับ 14,000 พบว่าท่อไมโครฟินทั้ง 3 ท่อให้อัตราการถ่ายเทความร้อนดีกว่าท่อผิวเรียบคิดเป็นร้อยละ 10.20, 26.14 และ 50.34 ตามลำดับ และค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนคิดเป็นร้อยละ 7.42 27.71 และ 44.55 ตามลำดับ

5.2 ตัวประกอบความเสียหาย

ค่าความดันลดของท่อไมโครฟินที่มี AR = 1.36 1.61 และ 2.15 พบว่ามีค่าเพิ่มขึ้นคิดเป็นร้อยละ 9.94, 40.03 และ 81.90 ตามลำดับ โดยค่าความดันลดสูงสุดของท่อไมโครฟิน AR = 2.15 เท่ากับ 24.45 kPa ส่วนท่อผิวเรียบมีค่าความดันลดสูงสุดเพียง 3.07 kPa ซึ่งท่อไมโครฟิน AR = 2.15 มีความดันลดมากกว่าท่อผิวเรียบคิดเป็นร้อยละ 87

5.3 การตรวจสอบผลการทดลอง

การเปรียบเทียบผลการทดลองกับแบบจำลองของนักวิจัยท่านอื่นที่ได้ศึกษามาก่อนหน้านี้พบว่าค่า Nu นั้นอาจไม่สอดคล้องกับแบบจำลองมากนักแต่แนวโน้มไปในทางเดียวกัน ส่วนตัวประกอบความเสียหายนั้นที่ AR=1.00 มีความใกล้เคียงกับแบบจำลองของ Petukhov และ Blasius โดยมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยน้อยที่สุดโดยประมาณร้อยละ 8.26 และ 8.64 ตามลำดับ ท่อ AR=1.36 และ 1.61 มีความใกล้เคียงกับแบบจำลองของ C.C.Wang โดยมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยน้อยที่สุดประมาณร้อยละ 4.73 และ 5.72 ตามลำดับ และท่อ AR = 2.15 มีความใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากแบบจำลองของ Miller เนื่องจากมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยน้อยที่สุดประมาณร้อยละ 7.27

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยและทีมงานขอขอบคุณบริษัทฟูรุกาวาเมทัลไทยแลนด์ จำกัด (มหาชน) ที่ได้เอื้อเฟื้อท่อไมโครฟินที่ใช้ในการทดสอบจนเป็นผลสำเร็จในครั้งนี้

เอกสารอ้างอิง

7.1 บทความจากวารสาร (Journal)

[1] Al-Fahed, S.F., Ayub, Z.H., Al-Marafie, A.M., and Soliman, B.M., 1993, Heat Transfer and Pressure Drop in a Tube with Internal Microfins under Turbulent Water Flow Conditions,

Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 7, pp. 249 – 253.

[2] Brognaux, L.J., Webb, R.L., and Chamra, L.M., Chung B.Y., 1997, Single Phase Heat Transfer in Micro-fin Tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 40, Number 18, pp. 4345-4357.

[3] Copetti, J.B., Macagnan, M.H., Souza, D.D., and Ce'saro Oliveski, R.D., 2004, Experiments with Micro-fin Tube in Single Phase, International Journal of Refrigeration, Volume 27, pp. 867-883.

[4] Han, D.H., and Lee, K.J., 2005, Single-phase Heat Transfer and Flow Characteristics of Micro-

fin Tubes, Applied Thermal Engineering, Volume 25, pp. 1657-1669.

7.2 บทความจากเอกสารประกอบการประชุม (Proceedings)

[5] สมศักดิ์ เพ็ชรกุล และพงษ์เจต พรหมวงศ์ , การศึกษาเชิงทดลองของการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ท่อผิวร่องเกลียว , การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 21, 2550.

7.3 หนังสือ

[6] Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., Introduction to Heat Transfer, Third Edition, Wiley, 1996.

[7] Webb, R.L. and Kim, N.H., Principles of Enhanced Heat Transfer, Second Edition, Taylor & Francis, 2005.