

## พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในท่อผิวปล้อง Heat Transfer and pressure loss behavior in a corrugated tube

สมิทธิ์ เอี่ยมสอาด<sup>1</sup> ขวัญจิต วงษ์ขารี<sup>2</sup> วรีสา ชูวัฒนกุล<sup>3</sup> และ เก่งกล้า ภูณรัชช์<sup>4\*</sup>

<sup>1</sup> ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร หนองจอก กรุงเทพฯ 10530

<sup>2</sup> ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร หนองจอก กรุงเทพฯ 10530

<sup>3</sup> ภาควิชาวิศวกรรมอาหาร คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520

<sup>4</sup> สาขาวิชาเทคโนโลยียานยนต์ คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี วิทยาลัยเทคโนโลยีสยาม บางกอกใหญ่ กรุงเทพฯ 10600

\*ติดต่อ: E-mail: kengkla.k@hotmail.com, โทรศัพท์: 0-2878-5032

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาผลกระทบของอัตราส่วนความลึกผิวปล้องต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทาน โดยทำการทดลองในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นที่มีการไหลแบบสวนทางกัน ท่อผิวปล้องซึ่งเป็นท่อในทำจากทองแดงมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ ( $D$ ) 18 มิลลิเมตร อัตราส่วนพิทช์ ( $p/D$ ) เท่ากับ 2.0 และอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง ( $e/D$ ) เท่ากับ 0.02, 0.04 และ 0.06 ใช้อากาศเป็นของไหลทดลองที่เลขเรย์โนลด์ส์ ( $Re$ ) อยู่ในช่วงจาก 5000 ถึง 15,000 ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าการติดตั้งท่อผิวปล้องส่งผลให้เพิ่มการถ่ายเทความร้อนอันเกิดจากความบางของชั้นการไหลและการเกิดการไหลปั่นป่วนรุนแรงมากขึ้นบริเวณใกล้ผนังท่อเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่ใช้ท่อเรียบ การถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนความลึกผิวปล้อง ( $e/D$ ) และเลขเรย์โนลด์ส์ ( $Re$ ) เพิ่มขึ้น ท่อผิวปล้องที่มีอัตราส่วนความลึกผิวปล้องที่  $e/D = 0.06$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานสูงสุดถึง 1.53 และ 2.28 เท่าของท่อผิวเรียบ

**คำหลัก:** ท่อผิวปล้อง, อัตราส่วนความลึกผิวปล้อง, การถ่ายเทความร้อน, ตัวประกอบความเสียดทาน

### Abstract

This research work studied the effect of corrugation depth ratio ( $e/D$ ) of corrugated tube on heat transfer and friction factor behavior. Counter flow double pipe heat exchanger was used as the test section. The corrugated tubes which were inner tubes, were made of copper tubes having the diameter ( $D$ ) of 18 mm, pitch ratio ( $p/D$ ) of 2.0 and corrugation depth ratios ( $e/D$ ) of 0.02, 0.04 and 0.06. Experiments were performed using the cold air as the working fluid at Reynolds numbers ( $Re$ ) ranging from 5000 to 15,000. The experimental results showed that the use of the corrugated tubes led to the increase of heat transfer rate caused by the thinner thermal boundary and extra turbulent flow near wall region as compared to that of the smooth circular tube. Heat transfer and friction factor increased with increasing corrugation depth ratio ( $e/D$ ) and Reynolds number ( $Re$ ). The corrugated tube with corrugation depth ratio ( $e/D$ ) of 0.06 gave the highest heat transfer and friction factor which were as high as 1.53 and 2.28 times of those of the smooth circular tube.

**Keywords:** corrugated tube, corrugation depth ratio, heat transfer, friction factor

## 1. บทนำ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความจำเป็นอย่างมากในอุตสาหกรรมการผลิต เช่น อุตสาหกรรมการผลิตชิ้นส่วนยานยนต์ และอุตสาหกรรมการผลิตโลหะ ดังนั้น การเพิ่มความสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีความสำคัญอย่างมาก เพื่อให้เกิดความคุ้มค่าในการลงทุน ประหยัดพลังงานที่ใช้ในกระบวนการผลิต ในปัจจุบันจึงได้มีการวิจัยและพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอย่างต่อเนื่องมุ่งเน้นทางด้าน การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยท่อเพิ่มสมรรถนะ (Enhance tube) ในอดีตที่ผ่านมาวิธีเพิ่มการถ่ายเทความร้อน 2 แบบ คือแบบแอคทีฟ (Active method) และแบบ พาสซีฟ (Passive method) วิธีที่ง่ายและเป็นที่น่าสนใจคือแบบพาสซีฟ เช่น การปรับปรุงผิวท่อให้มีลักษณะเป็นผิวปล้อง เพื่อให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น แต่ส่งผลให้ความดันสูญเสียเพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อย ซึ่งมีงานวิจัยที่ผ่านมาดังนี้

Simparov [1] ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของท่อผิวปล้องร่วมกับแผ่นบิดส่งผลต่อตัวประกอบความเสียดทาน ทดลองในช่วงการไหลปั่นป่วนพัฒนาเต็มที เลขเรย์โนลด์ส์ ( $Re$ ) อยู่ในช่วงระหว่าง 7000 ถึง 60,000 อัตราส่วนพิตช์ต่อความลึก ( $p/e$ ) ระหว่าง 7.45 ถึง 21.17 และอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง ( $e/D$ ) ระหว่าง 0.0224 ถึง 0.0569 และแผ่นบิดมีอัตราส่วนการบิด ( $H/D$ ) ระหว่าง 0 ถึง 15.97 ผลการทดลองพบว่าท่อผิวปล้องร่วมกับแผ่นบิดให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่าท่อผิวเรียบ ตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง และเพิ่มขึ้นตามการลดลงของอัตราส่วนพิตช์ต่อความลึกและอัตราส่วนการบิดของแผ่นบิด Simparov [2] ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของท่อผิวปล้องร่วมกับแผ่นบิดส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อน ต่อเนื่องจากงานวิจัยที่ผ่านมา พบว่าท่อผิวปล้องร่วมกับ

แผ่นบิดช่วยเพิ่มความสามารถการถ่ายเทความร้อน การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของตามการเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง และเพิ่มขึ้นตามการลดลงของอัตราส่วนพิตช์ต่อความลึกและอัตราส่วนการบิดของแผ่นบิดเช่นกัน Chen และคณะ [3] ได้ทำการทดลองการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยท่อผิวปล้อง เลขเรย์โนลด์ส์ ( $Re$ ) อยู่ในช่วงระหว่าง 9000 ถึง 35,000 ท่อมีอัตราส่วนพิตช์ ( $p/D$ ) เท่ากับ 0.31, 0.57 และ 1.0 และอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง ( $e/D$ ) เท่ากับ 0.034 และ 0.047 พบว่าท่อผิวปล้องทุกกรณีให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ท่อผิวปล้องมีอัตราส่วนพิตช์ ( $p/D$ ) เท่ากับ 0.57 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด สูงกว่าท่อผิวปล้องมีอัตราส่วนพิตช์ ( $p/D$ ) เท่ากับ 0.31 และ 1.0 ตามลำดับ และตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง และเพิ่มขึ้นตามการลดลงของอัตราส่วนพิตช์ Jianfeng [4] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนในท่อผิวปล้อง เลขเรย์โนลด์ส์ ( $Re$ ) อยู่ในช่วงระหว่าง 10,607 ถึง 30,004 ท่อมีอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง ( $e/D$ ) เท่ากับ 0.038, 0.046 และ 0.092 ผลการทดลองพบว่าท่อมีอัตราส่วนความลึกผิวปล้องมากที่สุด ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง Huang [5] ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของท่อผิวปล้องส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อน เลขเรย์โนลด์ส์ ( $Re$ ) อยู่ในช่วงระหว่าง 3601 ถึง 26,000 อัตราส่วนพิตช์ ( $p/D$ ) ระหว่าง 0.29 ถึง 5.8 และอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง ( $e/D$ ) ระหว่าง 0.025 ถึง 0.069 พบว่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มอัตราส่วนความลึกผิวปล้องและตามการลดลงของอัตราส่วนพิตช์

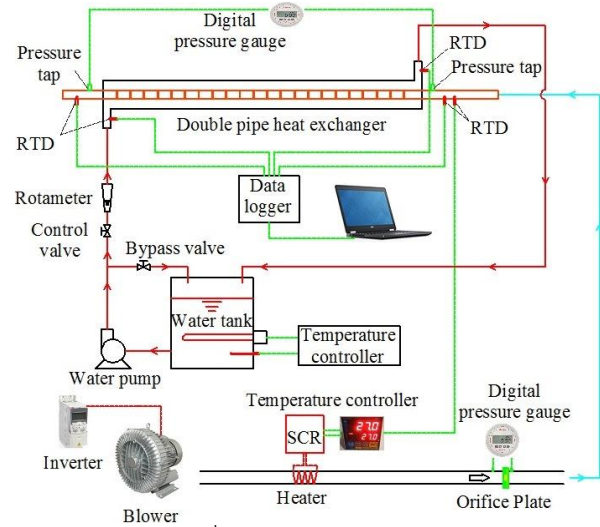
ในงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าท่อเพิ่มสมรรถนะที่มีลักษณะผิวปล้องช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ดังนั้น งานวิจัยครั้งนี้จึงได้ทำการศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเท

ความร้อนและความดันสูญเสียในท่อผิวปล้อง ท่อผิวปล้องมีอัตราส่วนพิทช์ ( $p/D$ ) เท่ากับ 2.0 และอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง ( $e/D$ ) เท่ากับ 0.02, 0.04 และ 0.06 นำผลการทดลองมาเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบธรรมดา

## 2. ชุดทดลองและวิธีการทดลอง

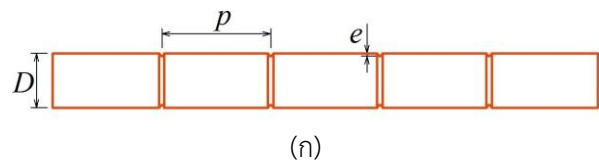
### 2.1 ชุดอุปกรณ์การทดลอง

ได้ดำเนินการทดลองการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในท่อผิวปล้อง โดยการเปลี่ยนแทนที่ท่อผิวเรียบในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น ดังแสดงในรูปที่ 1 โบลเวอร์อัดอากาศส่งไปยังชุดทดลองซึ่งถูกควบคุมด้วยอัตราการไหลด้วยอินเวอร์เตอร์ อากาศไหลผ่านชุดฮีตเตอร์ที่ควบคุมอุณหภูมิด้วยเครื่องควบคุมอุณหภูมิที่เชื่อมต่อกับ RTD วัดอัตราการไหลของอากาศด้วยชุดแผ่นออร์ฟิสร่วมกับเพรสเซอร์เกจ อากาศไหลเข้าสู่ชุดอุปกรณ์การทดลองที่ท่อด้านในที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 18 มิลลิเมตร ที่ทางเข้าและทางออกของท่อด้านในได้มีการติดตั้งเซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิ RTD และติดตั้งอุปกรณ์วัดความดันแตกต่างกันระหว่างทางเข้ากับทางออก เพื่อนำไปคำนวณหาค่าตัวประกอบความเสียดทาน ของไหลในท่อด้านนอกเป็นน้ำร้อนซึ่งถูกขับให้ไหลเข้าสู่ชุดทดลองด้วยปั๊มน้ำ ซึ่งเป็นระบบหมุนเวียนน้ำร้อนประกอบด้วย ถังน้ำร้อนที่ติดตั้งฮีตเตอร์ซึ่งควบคุมอุณหภูมิด้วยชุดควบคุมอุณหภูมิทำให้น้ำร้อนมีอุณหภูมิคงที่ตลอดการทดลอง วัดอัตราการไหลของน้ำด้วยโรตاميเตอร์ก่อนเข้าสู่ชุดทดลองที่ท่อด้านนอก และได้ติดตั้งเซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิ RTD ที่ทางเข้าและทางออกของท่อด้านนอกเพื่อนำข้อมูลไปคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 1 อุปกรณ์การทดลอง

ท่อทดลองทำมาจากทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 18 มิลลิเมตร หนา 0.5 มิลลิเมตร ความยาวช่วงทดสอบ 1200 มิลลิเมตร ท่อผิวปล้องมีอัตราส่วนพิทช์ ( $p/D$ ) เท่ากับ 2.0 และอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง ( $e/D$ ) เท่ากับ 0.02, 0.04 และ 0.06 ดังแสดงในรูปที่ 2 นำผลการทดลองมาเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบ



รูปที่ 2 ท่อผิวปล้อง ( $e/D$ ) เท่ากับ 0.02, 0.04 และ 0.06

### 2.2 วิธีการทดลอง

ดำเนินการทดลองในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น ใช้อากาศเย็นเป็นของไหลที่ท่อด้านใน และน้ำร้อนเป็นของไหลที่ท่อด้านนอก เริ่มจากเปิด

อินเวอร์เตอร์ที่ควบคุมความเร็วรอบของโบลเวอร์ ปรับตั้งเครื่องควบคุมอุณหภูมิอากาศให้คงที่ 27 °C ปรับอัตราการไหลของอากาศตามค่าเลขเรย์โนลด์ส์ที่น้อยที่สุด 5000 โดยการปรับความเร็วรอบมอเตอร์ของโบลเวอร์ให้สัมพันธ์กับค่าความดันแตกต่างที่ได้คำนวณไว้ เปิดปั๊มน้ำร้อนและชุดควบคุมอุณหภูมิน้ำร้อนภายในถังเพื่อหมุนเวียนน้ำร้อนที่ท่อด้านนอกของชุดทดลอง ปรับอุณหภูมิคงที่ 25 °C รอจนกว่าอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกจะคงที่ บันทึกค่าด้วยเครื่องบันทึกอุณหภูมิที่เชื่อมต่อกันคอมพิวเตอร์ และบันทึกค่าความดันสูญเสียระหว่างทางเข้ากับทางออกของชุดทดลอง จากนั้นทดลองที่เลขเรย์โนลด์ส์เพิ่มขึ้นตามขั้นตอนที่กล่าวมาข้างต้น จนถึงเลขเรย์โนลด์ส์ที่มากที่สุด 15,000 เสร็จแล้วเปลี่ยนท่อด้านในแทนที่ด้วยท่อผิวปล้อง ( $e/D$ ) เท่ากับ 0.02, 0.04 และ 0.06 และดำเนินการทดลองตามขั้นตอนเดียวกันกับท่อผิวเรียบ

### 3. ทฤษฎีที่ใช้ในการวิเคราะห์

การทดลองในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นจำเป็นต้องทราบอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย พิจารณาจากอัตราการถ่ายเทความร้อนของของไหลร้อนและอัตราการถ่ายเทความร้อนของของไหลเย็น

$$Q_{ave} = \frac{(Q_h + Q_c)}{2} \quad (1)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของของไหลร้อน พิจารณาจากของไหลที่ท่อด้านนอกหรือท่อวงแหวน

$$Q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของของไหลเย็น พิจารณาจากของไหลที่ท่อด้านใน

$$Q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (3)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นซึ่งมีการแลกเปลี่ยนความร้อน

ตลอดความยาวท่อ สามารถพิจารณาด้วยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก

$$Q_{ave} = UA\Delta T_{LMTD} \quad (4)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านใน พิจารณาจากสมการสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (5)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านใน ใช้สมการการถ่ายเทความร้อนของ Dittus และ Boelter

$$\frac{h_o D_{h,o}}{k} = 0.023 Re_o^{4/5} Pr_o^{0.3} \quad (6)$$

เลขนัสเซลท์ที่ท่อด้านใน

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

เลขเรย์โนลด์ส์ที่ท่อด้านใน

$$Re = \frac{\rho V D_i}{\mu} \quad (8)$$

ตัวประกอบความเสียดทานที่เกิดจากการไหลภายในท่อ

$$f = \frac{2D_i \Delta P}{\rho L V^2} \quad (9)$$

สหสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อนของ Dittus และ Boelter [6]

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^{0.4} \quad (10)$$

สหสัมพันธ์ตัวประกอบความเสียดทานของ Blasius [6]

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad (11)$$

### 4. ผลการทดลองและการวิเคราะห์

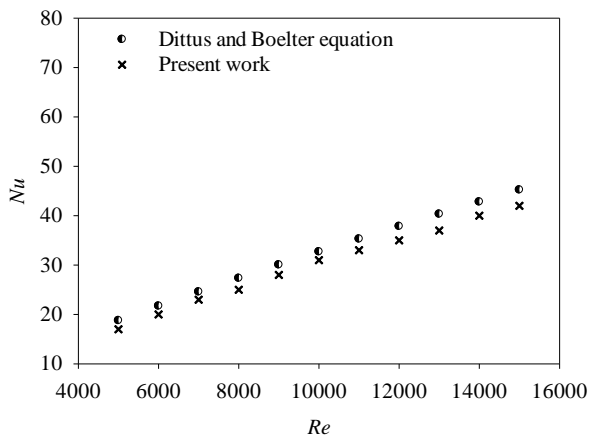
#### 4.1 การสอบเทียบอุปกรณ์การทดลอง

ในการทดลองครั้งนี้ได้มีการได้มีการทดลองซ้ำและมีการสอบเทียบเครื่องมือวัดก่อนดำเนินการทดลอง ผลการ

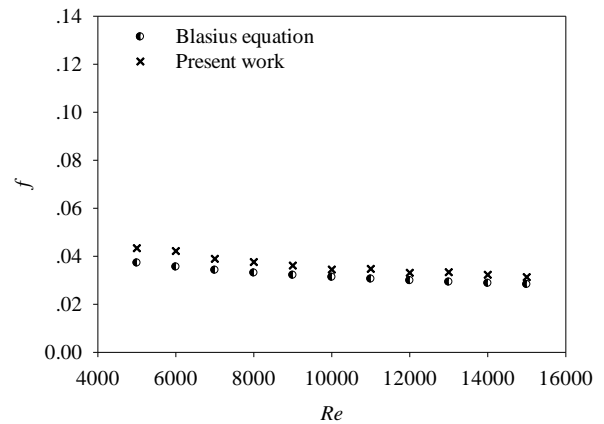
สอบเทียบพบว่า เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิ RTD, แผ่นออริฟิส, โรตารีมิเตอร์ และอุปกรณ์วัดความดันสูญเสียระหว่างทางเข้ากับทางออกชุดทดลองมีความคลาดเคลื่อน 1.2%, 1.8%, 1.5% และ 1.9% ตามลำดับ

การทดลองครั้งนี้ได้นำผลการทดลองท่อผิวเรียบมาเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อนของ Dittus และ Boelter สมการที่ 10 พบว่าผลการทดลองมีแนวโน้มใกล้เคียงกัน ผลการทดลองมีค่าการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่าเพียงเล็กน้อย และมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 7.3%

ในส่วนของค่าตัวประกอบความเสียดทานของท่อผิวเรียบได้นำผลการทดลองมาเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ตัวประกอบความเสียดทานของ Blasius สมการที่ 11 พบว่าท่อผิวเรียบให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่า มีแนวโน้มใกล้เคียงกัน และมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 13.3%



รูปที่ 3 เลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ส  
ท่อผิวเรียบ

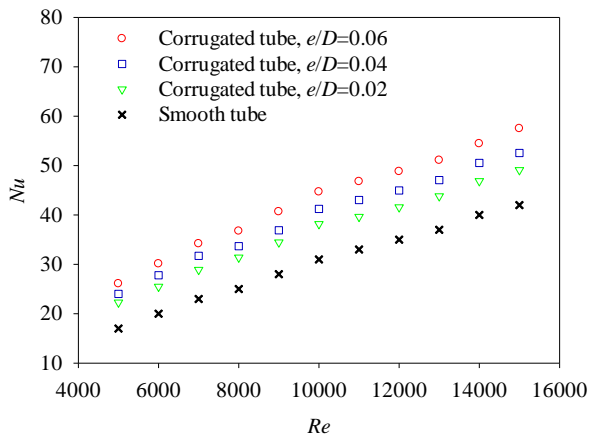


รูปที่ 4 ตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส  
ท่อผิวเรียบ

#### 4.2 การถ่ายเทความร้อน

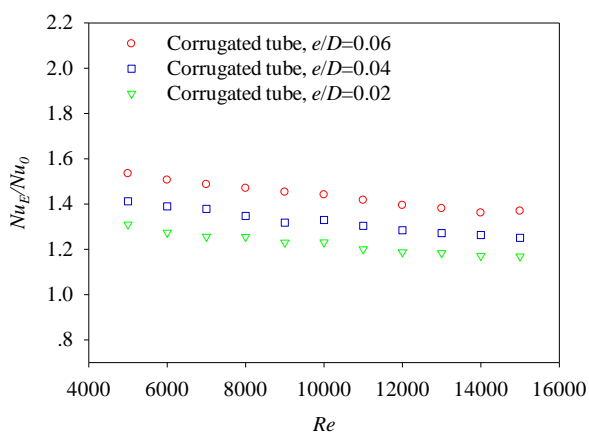
การศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของท่อผิวปล้องในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น ท่อผิวปล้องมี 3 ลักษณะ คือมีอัตราส่วนพิตช์ ( $p/D$ ) เท่ากับ 2.0 เท่ากันทุกท่อ และแต่ละท่อมีอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง ( $e/D$ ) เท่ากับ 0.02, 0.04 และ 0.06 ตามลำดับ ใช้อากาศเป็นของไหลทดลองที่เลขเรย์โนลด์ส ( $Re$ ) ระหว่าง 5000 ถึง 15,000 ผลการทดลองได้แสดงในรูปที่ 5 พบว่าท่อผิวปล้องช่วยเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าท่อผิวเรียบ ท่อผิวปล้องที่มีอัตราส่วนความลึกผิวปล้องมากที่สุด  $e/D=0.06$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด สูงกว่าอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง  $e/D=0.04$  และ 0.02 ตามลำดับ อาจเกิดจากผิวปล้องที่ยื่นออกมาตัดชั้นกระแสของไหลบริเวณใกล้ผนังท่อทำให้เกิดการไหลปั่นป่วนส่งผลให้ของไหลเกิดการผสมกันและเกิดเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลได้ดีขึ้น เมื่อผิวยื่นออกมามากขึ้นทำให้เกิดความปั่นป่วนรุนแรงมากขึ้นยิ่งทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้น อิทธิพลของเลขเรย์โนลด์สพบว่าทั้งท่อผิวเรียบและท่อผิวปล้องมีค่าเพิ่มสูงขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของเลขเรย์โนลด์ส





รูปที่ 5 เลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ส์

จากการเปรียบเทียบผลการทดลองการถ่ายเทความร้อนในท่อมเลขนัสเซลท์ระหว่างท่อผิวปล้อง ( $Nu_E$ ) กับท่อผิวเรียบ ( $Nu_o$ ) ดังแสดงในรูปที่ 6 พบว่าท่อผิวปล้องที่มีอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง  $e/D=0.6$  มีอัตราส่วนการถ่ายเทความร้อนในท่อมเลขนัสเซลท์มากที่สุดมากกว่าท่อผิวปล้องที่มีอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง  $e/D=0.4$  และ  $0.2$  เฉลี่ยประมาณ 8.7% และ 17.4% ตามลำดับ ท่อที่มีอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง ( $e/D$ ) เท่ากับ 0.06, 0.04 และ 0.02 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อผิวเรียบเฉลี่ยประมาณ 43.8%, 32.3% และ 22.4% ตามลำดับ ท่อผิวปล้องที่มีอัตราส่วนความลึกผิวปล้องที่  $e/D = 0.06$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดถึง 1.53 เท่าของท่อผิวเรียบที่เลขเรย์โนลด์ส์  $Re=5000$  ผลการทดลองมีค่าใกล้เคียงกับ Chen และคณะ [3] ท่อที่มีอัตราส่วนพิทช์ ( $p/D$ ) เท่ากับ 0.31

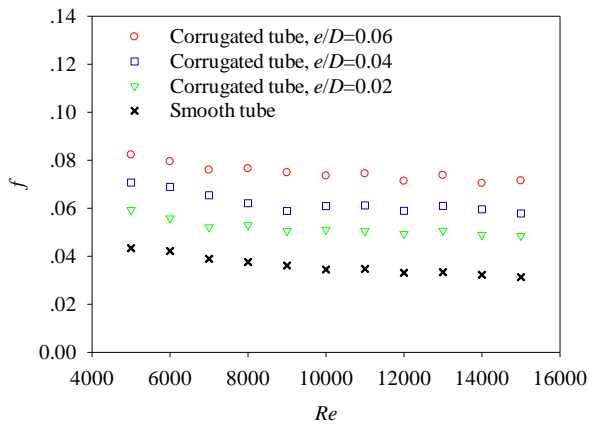


รูปที่ 6 อัตราส่วนเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ส์

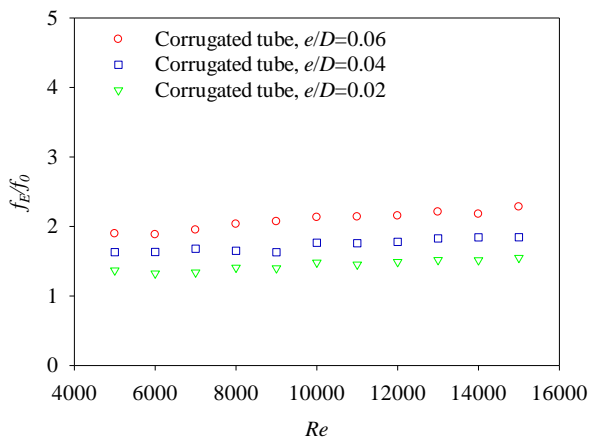
### 4.3 ความดันสูญเสีย

การศึกษาการเกิดความดันสูญเสียของท่อผิวปล้องเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบ ดังแสดงในรูปที่ 7 พบว่าท่อผิวปล้องทุกท่อทำให้เกิดความดันสูญเสียในท่อมของตัวประกอบความเสียดทานเพิ่มมากกว่าท่อผิวเรียบ ท่อที่มีอัตราส่วนความลึกผิวปล้องมากที่สุด  $e/D=0.6$  ให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานสูงที่สุด และตัวประกอบความเสียดทานลดลงตามการลดลงของความลึกผิวปล้อง ทั้งนี้ อาจเกิดจากผิวปล้องที่ยื่นออกมาขวางกระแสการไหลของไหลทำให้ของไหลปะทะกับผิวท่อทำให้กระแสการไหลไม่สามารถไหลตามแนวแกนของท่อได้อย่างสะดวกจึงให้เกิดความดันสูญเสียเพิ่มสูงขึ้น และเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มความลึกของผิวปล้อง และยังพบว่าตัวประกอบความเสียดทานมีแนวโน้มลดลงตามการเพิ่มขึ้นของเลขเรย์โนลด์ส์

จากการเปรียบเทียบผลการทดลองการเกิดความดันสูญเสียในท่อมของตัวประกอบความเสียดทานระหว่างท่อผิวปล้อง ( $f_E$ ) กับท่อผิวเรียบ ( $f_o$ ) ดังแสดงในรูปที่ 8 พบว่าท่อผิวปล้องให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่าท่อผิวเรียบทุกกรณี ท่อที่มีอัตราส่วนความลึกผิวปล้องมากที่สุด  $e/D=0.6$  มีค่าอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานสูงที่สุด สูงกว่าอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง  $e/D=0.4$  และ  $0.2$  เฉลี่ยประมาณ 20.3% และ 44.7% ตามลำดับ ท่อที่มีอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง ( $e/D$ ) เท่ากับ 0.06, 0.04 และ 0.02 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อผิวเรียบเฉลี่ยประมาณ 108.4%, 73.2% และ 44.0% ตามลำดับ และยังพบว่าอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มเลขเรย์โนลด์ส์ ท่อผิวปล้องที่มีอัตราส่วนความลึกผิวปล้องที่  $e/D = 0.06$  ให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานสูงที่สุดถึง 2.28 เท่าของท่อผิวเรียบที่เลขเรย์โนลด์ส์  $Re=1,5000$



รูปที่ 7 ตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์



รูปที่ 8 อัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์

### 5. สรุปผลการทดลอง

การทดลองในครั้งนี้ได้ทำการศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในท่อผิวปล้อง อัตราส่วนพิตช์ ( $p/D$ ) เท่ากับ 2.0 และอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง ( $e/D$ ) เท่ากับ 0.02, 0.04 และ 0.06 นำข้อมูลมาเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบ จากผลการทดลองสามารถสรุปได้ดังนี้

ผลการทดลองการถ่ายเทความร้อนพบว่าท่อผิวปล้องที่มีอัตราส่วนความลึกผิวปล้อง ( $e/D$ ) เท่ากับ 0.02, 0.04 และ 0.06 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบ อาจเกิดจากผิวที่ยื่นออกมาทำลายชั้นไหลบริเวณผนังท่อและทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วน การถ่ายเทความร้อน

เพิ่มขึ้นตามความลึกผิวปล้อง ท่อผิวปล้อง ( $e/D$ ) เท่ากับ 0.06, 0.04 และ 0.02 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบ 43.8%, 32.3% และ 22.4% ตามลำดับ

ผลการทดลองความดันสูญเสียพบว่าท่อผิวปล้องทุกท่อให้ค่าความดันสูญเสียสูงกว่าท่อผิวเรียบ ท่อผิวปล้องที่มีความลึกมากที่สุดให้ค่าความดันสูญเสียสูงสุด ท่อผิวปล้อง ( $e/D$ ) เท่ากับ 0.06, 0.04 และ 0.02 ให้ค่าความดันสูญเสียในเทอมของตัวประกอบความเสียดทานสูงกว่าท่อผิวเรียบ 108.4%, 73.2% และ 44.0% ตามลำดับ

### 6. รายการสัญลักษณ์

$A$	พื้นที่ผิวสำหรับถ่ายเทความร้อน ( $m^2$ )
$c_p$	ความจุความร้อนจำเพาะ ( $J/kg \text{ } ^\circ C$ )
$D$	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)
$e$	ความลึกผิวปล้อง (m)
$h$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )
$k$	การนำความร้อน ( $W/m \text{ } ^\circ C$ )
$L$	ความยาวช่วงทดสอบ (m)
$\dot{m}$	อัตราการไหลโดยมวล ( $kg/s$ )
$Nu$	เลขนัสเซลท์ (-)
$p$	ระยะพิตช์ (m)
$Pr$	เลขพรันด์เทิล (-)
$\Delta P$	ความดันสูญเสีย ( $N/m^2$ )
$Q$	อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)
$Re$	เลขเรย์โนลด์ส์ (-)
$T$	อุณหภูมิของของไหล ( $^\circ C$ )
$U$	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )
$V$	ความเร็วเฉลี่ยของการไหล (m/s)
สัญลักษณ์กรีก	
$\rho$	ความหนาแน่นของของไหล ( $kg/m^3$ )
$\mu$	คือความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ( $N \text{ s}/m^2$ )
$f$	ตัวประกอบความเสียดทาน (-)
สัญลักษณ์ตัวห้อย	

## HTE – 001

*O* ท่อผิวเรียบ  
*ave* ค่าเฉลี่ย  
*c* ของไหลเย็น  
*E* ท่อเพิ่มสมรรถนะ (ท่อผิวปล้อง)  
*h* ของไหลร้อน  
*i* ด้านใน  
*in* ด้านทางเข้า  
*o* ด้านนอก  
*out* ด้านทางออก

[5] Huang, W.C., Chen, C.A., Chen C. and San, Y.J. (2015). Effects of characteristic parameters on heat transfer enhancement of repeated ring-type ribs in circular tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 68, November 2015, pp. 371 – 380.

[6] Incropera F. and Dewitt, P.D. (1996). *Introduction to Heat Transfer*, 3<sup>rd</sup> edition, John Wiley & Sons, New York.

### 7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Zimparov, V. (2004). Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twisted tape inserts. Part 1: friction factors, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47(3), January 2004, pp. 589 – 599.
- [2] Zimparov, V. (2004). Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twisted tape inserts. Part 2: heat transfer coefficients, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47(2), January 2004, pp. 385 – 393.
- [3] Chen, C., Wu, Y.T., Wang S.T. and Ma, C.F. (2013). Experimental investigation on enhanced heat transfer in transversally corrugated tube with molten salt, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 47, May 2013, pp. 108 – 116.
- [4] Jianfeng, L., Xiangyang, S., Jing, D., Qiang P. and Yuliang, W. (2013). Convective heat transfer of high temperature molten salt in transversely grooved tube, *Applied Thermal Engineering*, vol. 61(2), November 2013, pp. 157 – 162.