การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17
15 – 17 ตุลาคม 2546 จังหวัด ปราจีนบุรี

การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนโดยใช้แผ่นบิดสอดในท่อ

Performance Enhancement of a Double Pipe Heat Exchanger Using Twisted Tape Inserts

นิติเวศ ทองนุช บุญชัย ศิลปกิจวงษ์กุล มณฑา เทียมเมือง พงษ์เจต พรหมวงศ์
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ถนนฉลองกรุง เขต ลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520
โทรศัพท์ 0-2326-4197,โทรสาร 0-2326-4198 อีเมล์ : thpigeon@ksc.th.com, kppongje@kmitl.ac.th

Nitiwait Thongnuch Boonchai Silapakijwongkul Mondha Theimmuang Pongjet Promwong
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King mongkut's Institute of Technology Lardkabang
Chalongkrung road Lardkabang Bangkok. 10520
Tel: 0-2326-4197, Fax:0-2326-4198 E-mail: thpigeon@ksc.th.com, kppongje@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน(double pipe) เป็นการไหลแบบสวนทางกัน (counter flow) โดยมีการติดตั้งแผ่นใบบิดสองปากและแผ่นใบบิดเป็นช่วงๆ ใส่ เข้าไปในท่อกลม ซึ่งมีหน้าที่บังคับให้เกิดการหมุนวนของ ของไหลร้อนที่ไหลผ่านเข้าไปในท่อส่วนท่อเปลือกจะเป็นการไหลของน้ำเย็นและ ปรับอัตราการไหลคงที่ที่ 100 ลิตรต่อชั่วโมง และปรับอัตราการไหลของน้ำร้อน 50-450 ลิตรต่อชั่วโมง ในช่วง Reynolds number ที่เป็น Turbulent แล้วพิจารณาผลของแผ่นใบบิดต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมของ ของไหลร้อนและผลการทดลองแสดงในรูปของค่า Nusselt number ที่สัมพันธ์กับค่า Reynolds number และ ค่า Friction factor กับ Reynolds number ซึ่งผลการทดลองแผ่นบิดเป็นช่วงๆ จะมีค่า Nusselt number สูงสุดเมื่อเทียบกับท่อเรียบ มีค่า Friction factor ไม่มากนักและสามารถทำให้สมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดีขึ้น

Abstract

Heat transfer performance enhancement of a double pipe , counter flow heat exchanger with a twisted tape or a span twisted tape inserted into the tube is investigated. The hot fluid flows into the tube and the cold fluid enters the shell. Gradually adjusting flow rate to be 100 L/hr. and 50-450 L/hr. for cold and hot flows respectively, is maded. The study is done by taking a consideration of the experimental results of using the twisted tapes to heat transfer and pressure-drop of hot flow. The results are shown in terms of Nusselt number and friction factor against Reynolds number. Nusselt number value from using the tape inserts is higher than that without the tape but friction factor is found to be larger. This result shows the increase in performance of the heat exchanger.when the twisted is applied.

1.บทนำ

กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลเป็นสิ่งสำคัญมากและกระบวนการดังกล่าวพบได้ในอุตสาหกรรม เช่น หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ ซึ่งมีความพยายามที่จะหาทางลดขนาด และค่าใช้จ่ายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ตัวแปรที่สำคัญต่อการลดขนาดและมูลค่า คือการทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้น โดยมีวิธีการต่างๆ ในการเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน เช่นเพิ่มพื้นที่หน้าตัดครีบระบายความร้อน และมีบทความวิจัยจากต่างประเทศมากมายที่วิจัยในเรื่องการใช้แผ่นบิดในการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน โดยมีรูปแบบแนวทางวิจัยที่แตกต่างกันออกไปเช่น การศึกษาแรงเสียดทานและคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมด้วยแผ่นบิด[5]ซึ่งเป็นการนำเสนอแบบวิเคราะห์เชิงตัวเลข และการศึกษา แรงเสียดทานและคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนแบบ Laminar ในท่อกลมด้วยแผ่นบิดแบบต่างๆ[7]ซึ่งแสดงให้เห็นว่าสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบิดเป็นช่วงๆ ดีกว่าแบบท่อเรียบและแบบแผ่นบิดเต็ม แต่มีค่าแรงเสียดทานน้อยกว่าแบบแบบแผ่นบิดเต็ม และในส่วน งานวิจัยอื่นๆที่คล้ายกัน จะเป็นการศึกษาในแนววิเคราะห์เชิงตัวเลข [4],[6]

โดยทั่วไปเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบธรรมดา อาจแบ่งได้ 2 ชนิด โดยขึ้นโดยขึ้นอยู่กับการจัดวางทิศทางสัมพันธ์ของทิศทาง

การไหล ถ้ากระแสทั้งสองไหลตัดกันซึ่งกันและกันในช่องว่างที่โดยปกติเป็นมุมฉาก เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือตั้งฉากกัน (Cross flow heat exchanger) ตัวอย่างเช่น หม้อน้ำรถยนต์ หรือหน่วยหล่อเย็นในท่อระบบปรับอากาศ ส่วนชนิดที่สองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยกระแสการไหล 2 ชนิดเคลื่อนที่ในทิศทางขนานกันในช่องว่าง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell and tube และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกัน (หรือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น) เป็นตัวอย่างเครื่องชนิดนี้.

2.ทฤษฎี

การคำนวณในส่วนการถ่ายเทความร้อน วิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (Log-mean temperature difference ,LMTD) พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกันโดยการไหลแบบ Counter flow หรือ Parallel flow ก็ได้ และรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลทั้ง 2 กรณีนี้ สามารถหาค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อซ้อนกันสองชั้นได้ การออกแบบทางด้านความร้อนสมการพื้นฐานที่แสดงถึงความสัมพันธ์ของอัตราความร้อน Q

อัตราการถ่ายเทความร้อน

$$Q = UA\Delta T_m \tag{1}$$

โดยที่

$$\Delta T_m = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \tag{2}$$

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co} \tag{3}$$

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci} \tag{4}$$

$$A = \pi D_i L \tag{5}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \tag{6}$$

$$Q = Q_h = Q_c \tag{7}$$

การถ่ายเทความร้อนด้านท่อใน(น้ำร้อน)

$$Q_h = m_h C_{ph}(T_{hi} - T_{ho}) \tag{8}$$

การถ่ายเทความร้อนด้านท่อนอก(น้ำเย็น)

$$Q_c = m_c C_{pc}(T_{co} - T_{ci}) \tag{9}$$

A = พื้นที่ผิวสำหรับการถ่ายเทความร้อน (m^2)

Q = อัตราความร้อนที่ถ่ายเท (W)

U = สัมประสิทธิ์ถ่ายเทความร้อนรวม (W/m^2 K)

T = อุณหภูมิ (K)

h_i = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านท่อใน (W/m^2 K)

h_o = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านท่อนอก (W/m^2 K)

m = อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

C_p = ค่าความร้อนจำเพาะ (J/Kg K)

ΔT_m = อุณหภูมิเฉลี่ย (K)

D_I = เส้นผ่าศูนย์กลางท่อใน (m)

L = ความยาวของท่อ (m)

-c = Cold fluid

-h = Hot fluid

-i = Inlet

-o = Outlet

การหาค่า Nusselt number (Nu)

$$Nu_c = \frac{h_o D_H}{k_c} \tag{10}$$

โดยที่

$$D_H = \frac{4(\pi/4)(D_o^2 - D_i^2)}{\pi D_o - \pi D_i} \tag{11}$$

$$= D_o - D_i \tag{12}$$

$$Nu_h = \frac{h_i D_i}{k_h} \tag{13}$$

$$Nu = 0.023\, Re_h^{4/5}\, Pr^n \tag{14}$$

ที่ค่า n = 0.4 สำหรับการทำให้ร้อน (Ts>Tm)

ที่ค่า n = 0.3 สำหรับการทำให้เย็น (Ts<Tm)

k = ค่าการนำความร้อน (W/m K)

D_H = Equivalent hydraulic diameter (m)

Ts = อุณหภูมิที่ผิวท่อ(K)

Tm = อุณหภูมิเฉลี่ย(K)

การหาค่า Reynolds number

$$Re_c = \frac{V_o D_H}{\nu_c} \tag{15}$$

$$Re_h = \frac{V_i D_H}{\nu_h} \tag{16}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = f\frac{L}{D_i}\frac{V_i^2}{2g} \tag{17}$$

ν = Kinematic viscosity (m^2 /s)

ΔP = ความดันตกคร่อม (N/m^2)

g = ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง (9.81 m/s^2)

f = สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

V = ความเร็วของของไหล (m/s)

Di = Diameter ท่อใน (m)

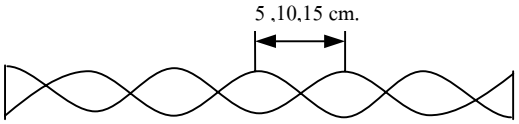
ρ = ความหนาแน่นของของไหล

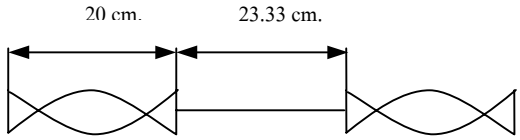
L = ความยาวของท่อ (m)

3.การทดลอง

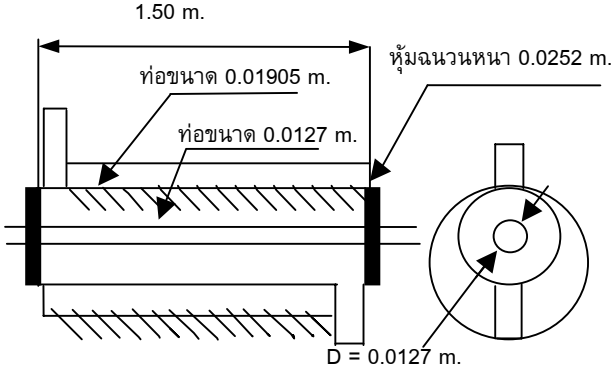
3.1 ขอบเขตการทดลอง

- การทดลองใช้ท่อสแตนเลสสตีล แทนท่อเปลือก(shell)
- การทดลองใช้แผ่นบิดที่มีระยะพิตช์ตั้งแต่ 5 ,10 ,15 cm.
- การทดลองใช้แผ่นบิดแบ่งเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm. ความห่าง 23.3 cm ในท่อใน
- อัตราการไหลของน้ำเย็น 100 ลิตรต่อชั่วโมง ตลอดการทดลอง อัตราการไหลของน้ำร้อนเริ่มตั้งแต่ 50 ลิตรต่อชั่วโมงและเพิ่มขึ้นครั้งละ 25 ลิตรต่อชั่วโมงจนถึง 450 ลิตรต่อชั่วโมง
- ทดลองที่อุณหภูมิการทำงานของน้ำร้อน 80 ±1 องศาเซลเซียส ตลอดการทดลอง





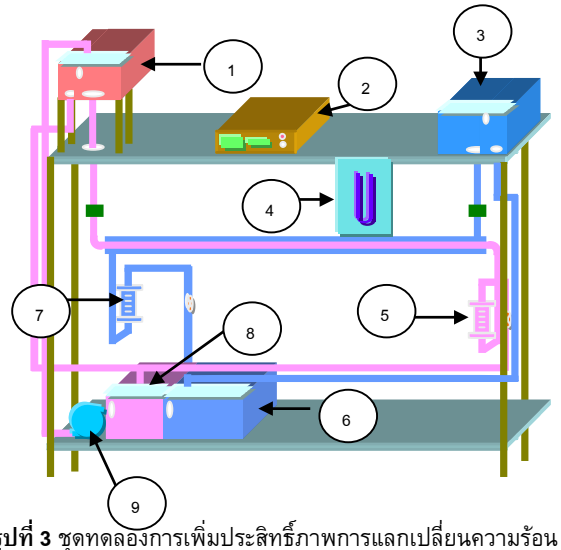
รูปที่ 1 แผ่นบิดที่ใช้ในการทดลองใส่ในท่อน้ำร้อน



รูปที่ 2 ขนาดชุด double pipe

3.2 หลักการทำงาน

การทำงานของชุดทดลองเบื้องต้นเปิดปั๊มน้ำเข้าสู่ระบบจนเต็มถัง 1 และ 8 ส่วนของถัง 3 ต่อกับระบบน้ำประปา โดยที่ปั๊มมีอัตราการไหลคงที่ จากนั้นเปิดสวิทช์ให้เครื่องทำความร้อนทำตามอุณหภูมิที่ต้องการ จากนั้นเปิดน้ำร้อนจากถัง 1 และน้ำประปาจาก ถัง 3 ให้ไหลผ่านระบบทดลองผ่านชุดท่อโดย ปรับอัตราการไหลทั้งสอง ให้มีปริมาณที่ต้องการ จากนั้นตรวจวัดค่าอุณหภูมิทางเข้า-ออกของน้ำร้อนและน้ำเย็น บันทึกค่าที่ได้ เพื่อนำไปคำนวณหาประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อไป ทำการทดลองประมาณ 3-5 ครั้ง เพื่อหาค่าที่แม่นยำที่สุด จากนั้นทำการเปลี่ยนแผ่นบิดที่มีความห่างของระยะแผ่นบิดที่ต่างออกไป เพื่อทดสอบและเปรียบเทียบค่าการแลกเปลี่ยนความร้อนของระยะเกลียวแบบไหนที่มีสมรรถนะดีกว่ากัน



รูปที่ 3 ชุดทดลองการเพิ่มประสิทธิ์ภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน

ส่วนประกอบ

1. ถังน้ำร้อน
2. ชุดวัดอุณหภูมิด้วยเทอร์โมคับเปิ้ล
3. ถังน้ำเย็นต่อกับระบบน้ำประปา
4. U tube วัดความดัน
5. ชุดปรับอัตราการไหลของน้ำร้อน
6. ถังพักน้ำเย็น
7. ชุดปรับอัตราการไหลของน้ำเย็น
8. ถังพักน้ำร้อน
9. Pump จ่ายน้ำให้กับน้ำร้อน

3.2.1 การเตรียมการทดลอง

1 เปิดน้ำเย็นลงในถังที่ 3 และถังที่ 8 จนเต็มและปิดวาล์ว

2 กดสวิทช์ให้ปั๊มน้ำทำงาน จะส่งน้ำจากถังที่ 8 ไปสู่ถังที่ 1 จนเต็มแล้วปิดสวิทช์ปั๊มน้ำ

3 กดสวิทช์ให้ Heater ตัวที่อยู่ในถังที่ 1 และถังที่ 2 ทำงาน โดยตั้งค่าอุณหภูมิไว้ที่ 93°C

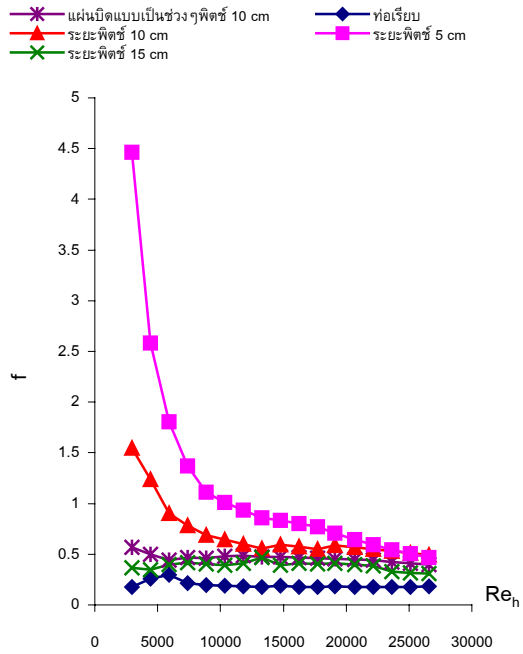
4 เมื่อ Heater ทำงานจน อุณหภูมิน้ำถึง 93°C ก็ให้เปิดสวิทช์ปั๊มน้ำทำงานและเปิดวาล์วของน้ำร้อนให้ลงผ่านโรตามิเตอร์

ที่มีขนาด 50-500 L/hr. โดยจะปรับอัตราการไหลไว้ที่ 50 L/hr. เพื่อให้น้ำไหลเวียนกันภายใน

3.2.2 ขั้นตอนการทดลอง

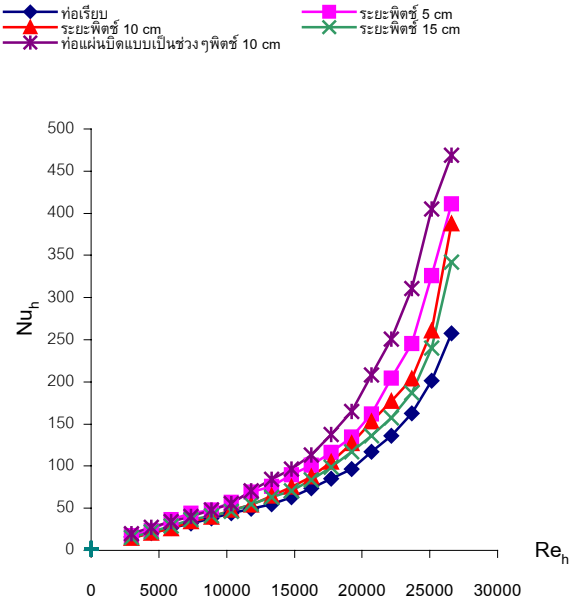
1. ทดลองโดยใช้ท่อเรียบก่อน
2. ปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นไว้ที่ 100 L/hr.โดยดูอัตราการไหลจากโรตามิเตอร์
3. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนที่ 50 L /hr เพิ่มทีละ 25 L/hr จนถึง 450 L/hr โดยดูอัตราการไหลจาก โรตามิเตอร์
4. เมื่ออุณหภูมิทางเข้าของน้ำร้อน T_{hi} = 80° C ให้อ่านค่า T_{ho}, T_{co}, T_{ci} และ Pressure drop แล้วบันทึกผลการทดลองในตารางการทดลอง
5. เมื่อทำการทดลองท่อเรียบเสร็จแล้ว ต่อไปทดลองใส่แผ่นบิดขนาดต่าง ๆ ลงไปแล้วให้ทำตามขั้นตอนเหมือนท่อเรียบจากข้อ 1-4
6. นำแผ่นบิดที่มีขนาด 5 cm, 10 cm, 15 cm และแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆระยะพิตช์ 10 cm ใส่เข้าไปในชุดทดลอง.

4.ผลการทดลอง



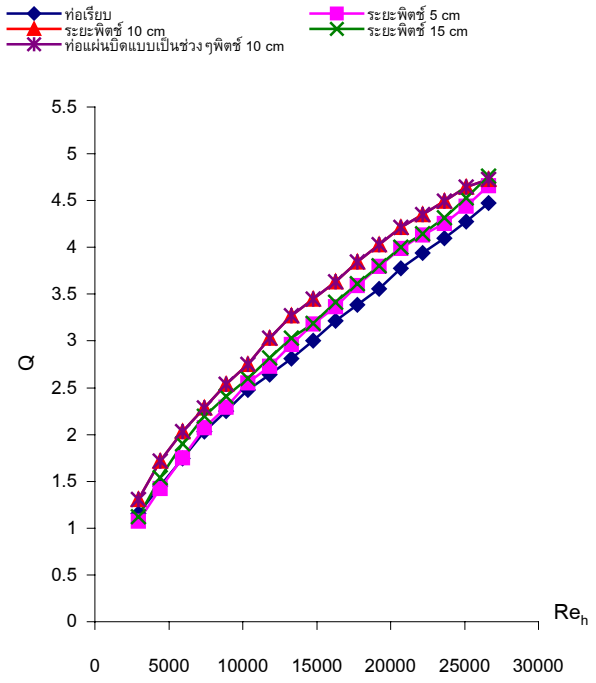
รูปที่ 4 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re

จากรูปที่ 4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า f (แรงเสียดทาน) กับ Re ซึ่งคำนวณมา จาก Pressure drop (ΔP) จะเห็นได้ว่า ที่แผ่นใบบิดที่มีระยะ พิตช์ 5 cm. จะมีค่า f สูงกว่าแผ่นใบบิดทุกชนิด และแผ่นใบบิดที่มีระยะพิตช์เท่ากับ 10 cm. มีค่า f ถัดมา โดยมีแผ่นบิดเป็นช่วงๆที่มีระยะพิตช์ 10 cm.เป็นลำดับที่ 3 ซึ่งเปรียบเทียบกับแบบท่อเรียบ จะมีค่าแตกต่างกันไม่มากนัก และที่ Re สูงๆ จะมีค่า f ไม่แตกต่างกันมาก เนื่องจากในแผ่นบิดที่มีระยะพิตช์ 5 cm. มีการบิดโค้งงอมาก มีแรงเสียดทานทำให้ความเร็วของของไหลลดลง จากสมการที่ (17) ส่งผลให้ค่า f มากขึ้นด้วยในช่วง Re ต่ำ เมื่อความเร็วมากขึ้น ค่า f จะมีค่าน้อยลงตามลำดับ เป็นผลมาจาก ค่าความเร็ว V ในสมการที่(17) เป็นค่ายกกำลังสอง ดังนั้นเมื่อของไหลมีความเร็วสูงขึ้นค่าแรงเสียดทานจะน้อยลง จนใกล้เคียงกันทั้งหมดและในแบบแผ่นบิดเป็นช่วงๆ 10 cm. จะมีค่า f น้อยกว่าแบบแผ่นบิดเต็ม 10 cm. เป็นผลมาจากช่วงว่างที่แรงเสียดทานน้อยกว่าในแผ่นบิด

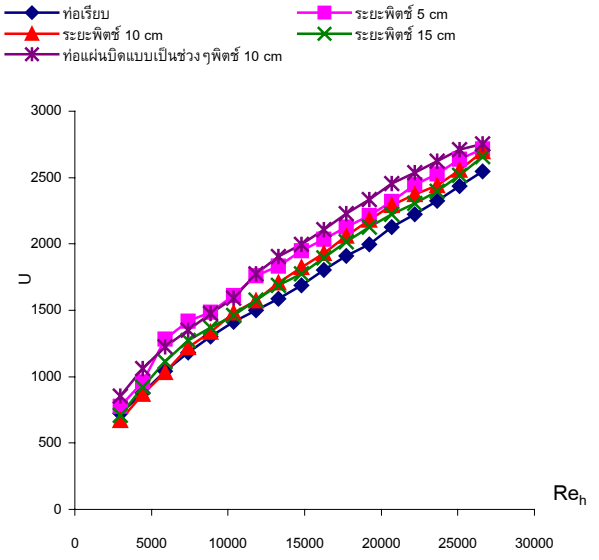


รูปที่ 5 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re

จากรูปที่ 5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re ที่ค่า Re ต่ำๆ จะมีค่า Nu ไม่แตกต่างกันมากนัก ถ้า Re มีค่าสูงขึ้น จะเห็นความแตกต่างมากขึ้น และที่แผ่นบิดที่มีระยะ พิตช์ เท่ากับ 5 cm.จะมีค่า Nu สูง กว่า แผ่นบิดที่มีระยะพิตช์ 10 cm. และ 15 cm. แต่น้อยกว่า แผ่นบิดเป็นช่วงๆที่มีระยะพิตช์ 10 cm.จะเห็นได้ว่าค่า Nu มีค่าแปรผันตามค่า Re ถ้าค่า Re สูงขึ้น ค่า Nu ก็มีค่าสูงขึ้นด้วย ตามสมการที่(14) ดังนั้น ถ้าค่า Re สูงขึ้นการไหลแบบปั่นป่วนในแผ่นบิดที่มีระยะพิตช์เท่ากับ 5 cm. ซึ่งมีลักษณะการบิดโค้งงอมากจึงมีแรงต้านจากความเสียดทาน อย่างไรก็ตามเมื่อเพิ่ม Re ผลของการแยกตัวและแรงต้านที่ก่อตัวขึ้นให้เกิด wake ก็มีมากขึ้น ทำให้ค่า Nu ของ แผ่นบิดที่มีระยะ พิตช์เท่ากับ 5 cm.มีค่ามากกว่าแบบแผ่นบิดเต็มที่มีระยะพิตช์ 10 cm.และ 15 cm. ในขณะที่แบบแผ่นบิดเป็นช่วงจะมีเหตุผลต่างกัน เนื่องจากว่าเมื่อของไหลผ่านแผ่นบิดจะมีการหมุนวนและเมื่อถึงช่วงว่างจะมีความเร็วในการหมุนวนต่อเนื่องรวมกับช่วงว่างทำให้การไหลปั่นป่วนมีความรุนแรงขึ้น ทำให้ค่า Nu ของแผ่นบิดชนิดนี้มีค่าสูงกว่าทุกแบบ



รูปที่ 6 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Q กับ Re



รูปที่ 7 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง U กับ Re

จากรูปที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Q ซึ่งเป็นการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย กับ Re จะเห็นได้ว่าที่ Re สูงขึ้นจะมีการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงขึ้นตาม และแผ่นใบบิดเป็นช่วงๆจะมีการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงกว่า แผ่นใบบิดประเภทอื่น และ แบบท่อเรียบจะมีการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยต่ำที่สุด ค่า Q ซึ่งแปรผันตาม ความเร็วของของไหล จากสมการที่(8),(9) จะเห็นว่าถ้าค่า m มีค่าสูงค่า Q จะสูงตาม และ ค่า Q ในแต่ละแบบแผ่นบิดที่มีความแตกต่างกัน ตามค่า Nu ของรูปที่ 5 ดังนั้น เหตุผลของความแตกต่างแต่ละแบบแผ่นบิด จะเหมือนกับรูปที่ 5 ซึ่งเป็นผลของการไหลแบบปั่นป่วน แต่ค่า Q ในรูปที่ 6 นี้จะมีผลไม่แตกต่างกันมากนักเมื่อมีการเปรียบเทียบในแผ่นบิดแต่ละแบบ อาจจะเป็นผลมาจาก ขนาดท่อที่ใช้ในการทดลองมีขนาดค่อนข้างเล็ก และจำกัดค่าการไหลของน้ำเย็นคงที่ ไว้ที่ 100 L/hr ดังนั้นในการทดลองครั้งต่อไป อาจจะมีการทดลองโดยใช้ท่อที่ใหญ่ขึ้น และทดลองปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นไว้หลายๆค่า

จากรูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน U กับ Re ที่ Re สูงขึ้นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนก็จะสูงขึ้นตามค่า Re เช่นเดียวกันกับ Q ในรูปที่ 6

จากตารางที่1 แสดงการเปรียบเทียบค่า Nu ท่อเรียบกับท่อที่ใส่แผ่นบิดระยะพิตช์ต่างๆกันพบว่าช่วงอัตราการไหลของน้ำร้อนที่ 375-450 L/hr แบบแผ่นบิดเป็นช่วงๆ จะให้ค่า Nu สูงกว่าแบบอื่น

ตารางที่1 เปรียบเทียบค่า Nu ท่อเรียบกับระยะพิตช์ต่างๆกันเป็น %

. V(L/hr)	Re	5 cm.	10 cm.	15cm.	แบบเป็นช่วงๆ
375	22168.8	50.1%	25.3%	14.9%	82.1%
400	23646.7	51.1%	29.3%	15.5%	84.2%
425	25124.6	58.2%	29.35%	18.9%	91.6%
450	26602.5	64.6%	50.6%	32.8%	100.9%

จากการทดลองพบว่าอัตราการไหลหรือค่า Re ที่ต่ำๆจะให้ค่า Nu ที่ไม่แตกต่างกันมาก เนื่องจากค่า Nu แปรผันตามค่า Re จะเห็นได้จากสมการของ Dittus-Boelter จะเห็นได้ว่า $Nu_D = 0.023Re_D^{4/5} Pr^n$ ซึ่งมีค่า Re เป็นตัวแปรด้วย ดังนั้น การที่เราใส่แผ่นบิดเข้าไปนั้นเป็นการเพิ่ม Turbulent ของการไหลให้มากขึ้นทำให้ Nu เพิ่มขึ้นด้วย โดยสังเกตได้จากค่า Nu_D จะมีค่ามากกว่าท่อเรียบตลอดไม่ว่าจะเป็นแผ่นบิดระยะใดก็ตามซึ่งผลการทดลองครั้งนี้ ที่ทำแผ่นบิดระยะพิตช์ 5 cm. ให้ค่า Nu สูงกว่าแผ่นบิดที่มีระยะพิตช์ที่ 10 cm. และ 15 cm. (โดยไม่เปรียบเทียบกับแผ่นบิดเป็นช่วงๆที่ระยะพิตช์ 10 cm.) แต่เมื่อพิจารณาในเรื่องแรงเสียดทานพบว่า Pressure Drop สูงกว่าแบบอื่นถึงแม้ว่าจะมีค่า Nu มาก แต่ต้องสูญเสียพลังงานให้กับแรงเสียดทานมาก ซึ่งอาจจะไม่คุ้มทุนในการใส่แผ่นบิดนี้ ดังนั้นเมื่อพิจารณาท่อที่ใส่แผ่นบิดชนิดที่เป็นช่วงๆมีระยะพิตช์ 10 cm. จะมีค่า Nu สูงสุด และมี Pressure drop ไม่มากนัก ซึ่งน้อยกว่าแผ่นบิดที่มีระยะพิตช์ 5 cm. และ 10 cm. และที่อัตราการไหล 375-450 L/hr นั้นสามารถเพิ่มค่า Nu ได้มากถึง 80-100 % เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบ

5.สรุปผลการทดลอง

การที่ท่อใส่แผ่นบิดเป็นช่วงๆ ให้สมรรถนะมากกว่า แบบอื่น เนื่องมาจากเมื่อน้ำไหลเข้าแผ่นบิดแล้วเกิดการหมุนวน ไปตามใบแผ่นบิดและเมื่อออกจากแผ่นบิด ที่เป็นช่วงว่างก็มีระยะที่ยังคงไหลปั่นป่วนด้วยตนเองอีกระยะหนึ่ง ซึ่งอาจจะไหลหมุนวนมากกว่าการไหลในแผ่นบิดเพียงอย่างเดียว และช่องว่างนี้ยังลดแรงเสียดทานของการไหลลงด้วย จึงทำให้การถ่ายเทความร้อนได้ดี

จากผลการทดลองนี้ เราสามารถนำหลักการนี้ไปเพิ่มสมถรรนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้หรือสามารถลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้

เอกสารอ้างอิง

[1] พงษ์เจต พรหมวงศ์,"การถ่ายเทความร้อน", มิถุนายน พ.ศ.2542

[2] ชัชวาล เขียวละลิ้ม และคณะ(2542) วิทยานิพนธ์,"การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ",ภาควิชาวิศกรรมเครื่องกล, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง,ปี พ.ศ. 2544

[3] Holman,JP,"Heat Transfer",McGraw-Hill,New York,1989

[4] R.M.Manglik and A.E. Bergles,"Laminar flow heat transfer in a semi- circular tube with uniform wall temperature", Heat Mass Transfer vol.31, No.3, pp.625-636,1988

[5] S.Ray,AW.Date,"Friction and heat transfer characteristics of flow though square duct with twisted tape insert", International Journal of Heat and Mass Transfer , Vol.46, pp889-902, 2003

[6] S.K.Agarwal and M.Raj Rao, "Heat transfer augmentation for the flow of a viscous liquid in circular tubes using twisted tape inserts",Heat Mass Transfer, vol.39, No.17, pp.3547-3557,1996

[7] S.K. Saha, A.Dutta,S.K.Dhal,"Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements" International Journal of Heat and Mass Transfer,Vol.44, pp.4211-4223, 2001