



ผลกระทบของลอนที่ไม่สมมาตรกันและการจัดวางตำแหน่งที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

Effect of asymmetrical chevron corrugation and position arrangement on thermal performance of plate heat exchanger

กิตติ นิลผึ่ง^{1*} และ ธวัชชัย วงศ์ช่าง¹

¹ ศูนย์วิจัยเทคโนโลยีการเผาไหม้และพลังงานทางเลือก ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องต้นกำลัง วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ 1518 ถนนประชาราษฎร์ 1 แขวงวงศ์สว่าง เขตบางซื่อ กรุงเทพมหานคร 10800

*ติดต่อ: nilpueng@yahoo.com, 02- 555-2000

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอผลกระทบของลอนที่ไม่สมมาตรกันและการจัดวางตำแหน่งที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในการไหลของน้ำภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการทดสอบมีความกว้างแผ่น 12.5 cm และ ยาว 71 cm โดยมีมุมลอนสมมาตรกัน (30°) และไม่สมมาตรกัน (10°/55°) การจัดวางตำแหน่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ในแนวตั้งและแนวนอน สภาวะการทดสอบคืออุณหภูมิของน้ำร้อน 40 °C อุณหภูมิของน้ำเย็น 25 °C และอัตราการไหลระหว่าง 2 – 6 LPM การเปรียบเทียบผลการทดลองของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมลอนสมมาตรกันกับสหสัมพันธ์ พบว่าตัวเลขนัสเซลและตัวประกอบความเสียดทานมีค่าสูงขึ้นเมื่อมุมลอนมีค่าลดลงที่ตัวเลขเรย์โนลด์เท่ากัน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมลอนไม่สมมาตรกันมีค่าสูงกว่ามุมลอนสมมาตรกัน 4.16%

คำหลัก: สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, ความดันตกคร่อม, แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนลายก้างปลา, มุมลอน

Abstract

This article presents the effect of asymmetrical chevron corrugation and position arrangement on heat transfer coefficient and pressure drop of water inside a plate heat exchanger. The heat exchanger plate which has plate width of 12.5 cm, plate height of 71 cm with symmetric chevron angle (30°) and asymmetric chevron angle (10°/55°) is used. A plate heat exchanger is arranged in vertical and horizontal position. Experiment is performed at hot water temperature 40 °C, cold water temperature 25 °C and volumetric flow rate 2 – 6 LPM. Comparison of the experimental results obtained from a plate heat exchanger with symmetric heat plate with the previous correlations found that Nusselt number and friction factor were increased when the chevron angle decreased at the same Reynolds number. The average heat transfer coefficient of heat exchanger with the asymmetric heat plate was higher than that symmetric heat plate of 4.16%.

Keywords: heat transfer coefficient, pressure drop, chevron type plate, chevron angle



1. บทนำ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate Heat Exchangers) เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่ง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นประกอบด้วยชุดแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน มีลักษณะเป็นลอนใช้เป็นตัวกลางสำหรับแลกเปลี่ยนความร้อนของของไหลสองด้าน แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกประกอบอยู่ระหว่างเฟรมหน้าและเฟรมอัด โดยมีชุดสลักยึดให้แน่น ปะเก็นอยู่โดยรอบแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อป้องกันการรั่ว และบังคับทิศทางการไหลของของไหล ปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นได้ถูกนำมาประยุกต์ใช้ในงานทางด้านวิศวกรรมอย่างแพร่หลาย เช่น อุตสาหกรรมเคมี โรงไฟฟ้า อุตสาหกรรมกระดาษ อุตสาหกรรมเหล็ก อุตสาหกรรมอาหาร ระบบปรับอากาศ (HVAC) เนื่องจากมีข้อดีคือ ขนาดกะทัดรัด น้ำหนักเบา สามารถถอดเพื่อเพิ่มหรือลดอัตราการถ่ายเทความร้อน ตรวจซ่อมและทำความสะอาดได้ง่าย และมีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า 3 – 5 เท่าเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and Tube Heat Exchanger) [1] อย่างไรก็ตามพบว่าสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นขึ้นอยู่กับตัวแปรต่างๆ เช่น การจัดทิศทางการไหล มุมลอน ระยะพิตช์ของลอน รูปทรงของท่อทางเข้า และสภาวะการทำงาน ดังนั้นการศึกษาและทำความเข้าใจถึงผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลจึงมีความสำคัญต่อการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนที่เหมาะสม นำไปสู่การประหยัดพลังงานในภาคอุตสาหกรรม โดยพบว่าที่ผ่านมาได้มีการศึกษาวิจัยเกี่ยวกับสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นดังนี้

Savostin และ Tikhonov [2] ได้ศึกษาผลกระทบของมุมลอนที่มีต่อตัวเลขนัสเซิลและตัวประกอบความ

เสียดทานของน้ำ โดยศึกษาที่ช่วงมุมลอนระหว่าง $0 - 72.2^\circ$ จากนั้น Okada และคณะ [3] ได้ศึกษาผลของมุมลอน 30° 45° 60° และ 75° ที่มีต่อตัวเลขนัสเซิลและความดันตกคร่อม ต่อมา Rosenblad และ Kullendorff [4], Focke และคณะ [5] ได้ศึกษาผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงมุมลอนที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนและการไหลภายในแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสมมาตร เทคนิคการวัดการถ่ายเทมวลได้ถูกประยุกต์ใช้ ผลการทดลองพบว่า การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้นเมื่อมุมลอนลดลง ต่อมา Marriot [6], Chisholm และ Wanniarachchi [7], Heavner และคณะ [8], Muley และ Manglik [9] ได้ศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่สมมาตรกันแต่มีมุมของแต่ละแผ่นแตกต่างกัน โดยการศึกษาของ Marriot [6] ที่มุมลอนของแต่ละด้าน $32.5^\circ/32.5^\circ$ $65^\circ/65^\circ$ และ $32.5^\circ/65^\circ$ พบว่าการเพิ่มขึ้นของความดันตกคร่อมมีค่าสูงกว่าการเพิ่มของการถ่ายเทความร้อนเมื่อค่าเฉลี่ยของมุมลอนเพิ่มขึ้น

ข้อมูลการศึกษาวิจัยในอดีตพบว่าได้มีการศึกษาสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการไหลสถานะเดียวอยู่พอสมควร โดยพบว่างานวิจัยส่วนใหญ่มุ่งเน้นศึกษาถึงผลกระทบของมุมลอนโดยมีลอนที่สมมาตรกัน และบางกลุ่มได้ศึกษาในลอนที่สมมาตรกันผสมกันกล่าวคือมีมุมลอนของแผ่นสูงและต่ำรวมกัน อย่างไรก็ตามไม่นานมานี้ได้มีการผลิตแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมลอนไม่สมมาตรกันนำมาใช้งาน แต่ยังมีข้อมูลการศึกษาน้อยมาก ในงานวิจัยนี้จึงมีแนวคิดในการศึกษาเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ความดันตกคร่อมและสัมประสิทธิ์สมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่มีมุมลอนสมมาตรกันและไม่สมมาตรกัน โดยได้ทำการเปรียบเทียบกันที่ค่าเฉลี่ยของมุมลอนใกล้เคียงกัน นอกจากนี้ยังได้ศึกษาผลกระทบของการจัดวางตำแหน่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่มีสมรรถนะเชิงความร้อน

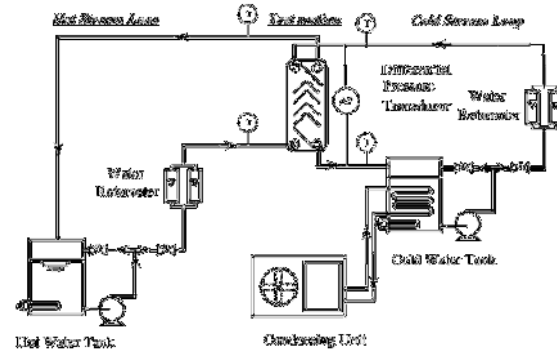
ร้อน เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบและเลือกใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นได้อย่างเหมาะสม

2. อุปกรณ์การทดลอง

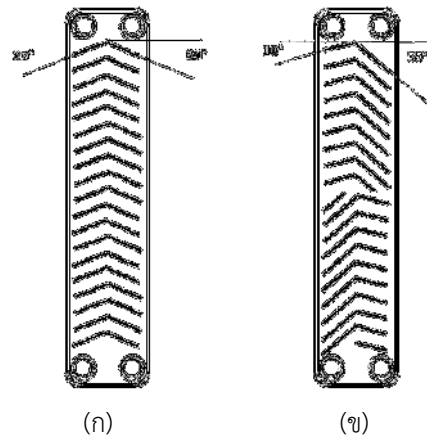
ในรูปที่ 1 แสดงแผนภาพของชุดอุปกรณ์การทดลองเพื่อใช้ในการทดสอบการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อม ซึ่งในภาพประกอบด้วย 3 ส่วนหลักคือวงจรร้อน (Hot Stream Loop) วงจรน้ำเย็น (Cold Stream Loop) และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Test section) สำหรับวงจรร้อนและน้ำเย็น น้ำภายในถังพักจะถูกควบคุมอุณหภูมิตามที่กำหนด จากนั้นน้ำจะถูกปั๊มไหลผ่านโรตารีเตอร์และวาล์วเพื่อปรับอัตราการไหลของน้ำก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบและไหลกลับมายังถังพักน้ำ โดยถังพักน้ำร้อน (Hot water tank) ได้ติดตั้งตัวทำความร้อน ส่วนถังพักน้ำเย็น (Cold water tank) ได้ติดตั้งตัวทำความร้อนและชุดทำความเย็นเพื่อควบคุมอุณหภูมิ

แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการทดสอบมีทั้งหมด 3 แผ่น โดยถูกจัดเรียงให้มีทิศทางการไหลของน้ำร้อนลงในแนวตั้งและสวนทางกับการไหลขึ้นในแนวตั้งของน้ำเย็น เพื่อศึกษาผลกระทบของมุมลอนในการศึกษานี้ได้ใช้แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมลอนแตกต่างกันคือมุมลอนสมมาตรกัน (30°) และมุมลอนไม่สมมาตรกัน (10°/55°) ดังแสดงในรูปที่ 2 ซึ่งแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนมีมุมระหว่างลอนที่ใกล้เคียงกัน รายละเอียดของขนาดของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนดังแสดงในตารางที่ 1 นอกจากนี้ในงานวิจัยนี้ยังได้ศึกษาผลกระทบของการจัดวางตำแหน่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่แตกต่างกันคือการวางในแนวตั้ง และแนวนอนดังแสดงในรูปที่ 3 การทดสอบถูกดำเนินการที่สภาวะอุณหภูมิน้ำร้อน 40°C และอุณหภูมิน้ำเย็น 25°C อัตราการไหลของน้ำ 2 – 8 LPM เทอร์โมคัปเปิลชนิดที่ ได้ติดตั้งที่ตำแหน่งทางเข้าและทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่ออ่านค่าอุณหภูมิของสายน้ำร้อนและสายน้ำเย็น ความดันตกคร่อมทางด้านสายน้ำเย็นวัดค่าได้โดยเครื่องมือวัดความ

ดันตกคร่อม (Differential Pressure Transducer) ซึ่งติดตั้งที่ตำแหน่งทางเข้าและออกของสายน้ำเย็น



รูปที่ 1 ชุดอุปกรณ์ทดลอง

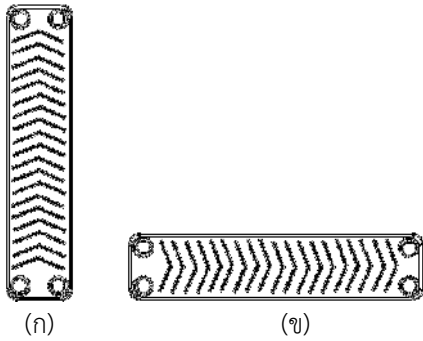


รูปที่ 2 แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน

(ก) แบบสมมาตร (ข) แบบไม่สมมาตร

ตารางที่ 1 ขนาดของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน (หน่วย:เมตร)

พารามิเตอร์	ขนาด
ความยาวแผ่น	0.710
ความกว้างแผ่น	0.125
ระยะห่างระหว่างแผ่นเฉลี่ย (bc)	0.0025
ความหนาแผ่น (t)	0.0005
ระยะระหว่างท่อทางเข้า	0.635
เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อทางเข้า	0.0254
ความกว้างแผ่นภายในปะเก็น	0.1



รูปที่ 3 การจัดวางตำแหน่งแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน

(ก) แนวตั้ง (ข) แนวนอน

3. การวิเคราะห์ข้อมูล

ข้อมูลการทดลองของอุณหภูมิ อัตราการไหล ความดันตกคร่อมได้ถูกนำมาคำนวณเพื่อใช้ในการวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยตัวแปรต่างๆดังนี้

3.1 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านสายเย็น (h_c) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\frac{1}{h_c} = \frac{1}{U} - \frac{\Delta x}{k} - \frac{1}{h_h} \quad (1)$$

ในสมการที่ (1) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) หาค่าได้จากสมการ

$$U = \frac{Q_{ave}}{\Delta T_{lm}} \quad (2)$$

เมื่อ

$$Q_{avg} = \frac{\dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) + \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i})}{2}$$

$$\text{และ } \Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)}$$

เมื่อ \dot{m}_h และ \dot{m}_c คืออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำร้อนและน้ำเย็น $c_{p,h}$ และ $c_{p,c}$ คือความร้อนจำเพาะของน้ำร้อนและน้ำเย็น $T_{h,i}$ และ $T_{h,o}$ คืออุณหภูมิของน้ำร้อนด้านทางเข้าและทางออก $T_{c,i}$ และ $T_{c,o}$ คืออุณหภูมิของน้ำเย็นด้านทางเข้าและทางออก และจากสมการที่ (1)

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านสายของไหลร้อน (h_h) หาค่าได้จากสมการสหสัมพันธ์ที่ถูกสร้างขึ้นจากผลการทดลองนี้โดยใช้เทคนิคของวิลสัน (Modified Wilson plot Technique) [10]

3.2 ตัวประกอบความเสียดทาน

ความดันตกคร่อมเนื่องจากความเสียดทาน (ΔP_F) สามารถหาค่าได้โดยนำความดันตกคร่อมรวม (อ่านค่าได้จากเครื่องมือวัด) ลบด้วยความดันตกคร่อมเนื่องจากแรงโน้มถ่วงและการสูญเสียความดันที่ทางเข้าและออก ส่วนตัวประกอบความเสียดทานคำนวณได้ตามสมการ

$$f = \frac{\Delta P_F}{4 \left(\rho \frac{V^2 L}{2 D_H} \right)} \quad (3)$$

เมื่อ L คือระยะระหว่างท่อทางเข้า V คือความเร็วของน้ำ D_H คือเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก

โดยที่

$$D_H = \frac{2wb_c}{w + b_c}$$

เมื่อ w คือความกว้างแผ่นที่อยู่ภายในปะเก็น b_c คือระยะห่างระหว่างแผ่นเฉลิย

3.3 ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน

ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนถูกใช้ในการประเมินการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [11] โดยพิจารณาที่กำลังงานเท่ากันซึ่งคำนวณได้จากอัตราส่วนของตัวเลขนัสเซล (Nu) และตัวประกอบความเสียดทาน (f) ตามสมการ

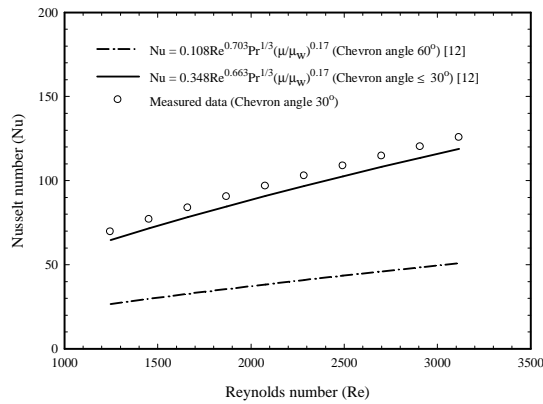
$$TPF = \frac{Nu / Nu_s}{(f / f_s)^{1/3}} \quad (4)$$

โดยที่ Nu_s และ f_s คือตัวเลขนัสเซลและตัวประกอบความเสียดทานของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนในกรณีแผ่นเรียบ

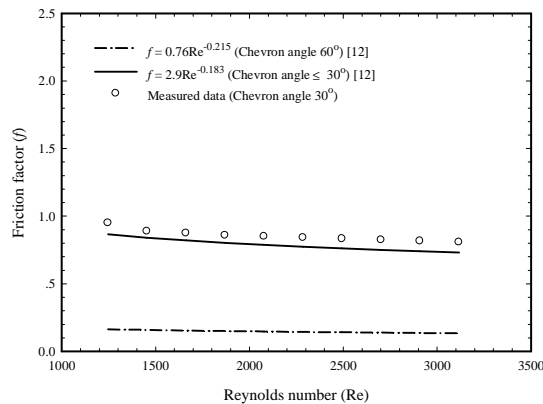
4. ผลการทดลอง

ผลการทดลองของตัวเลขนัสเซลและตัวประกอบความเสียดทานสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่มีลอนสมมาตรกัน (มุมลอน 30°) แสดงในรูปที่ 4

และ 5 พบว่าการเพิ่มตัวเลขเรย์โนลด์มีผลทำให้ตัวเลข นัสเซลสูงขึ้นและตัวประกอบความเสียดทานมีค่าลดลง และพบว่าผลการทดลองในการศึกษานี้ของตัวเลขนัสเซล และตัวประกอบความเสียดทานมีความสอดคล้องกับค่าที่ได้จากการคำนวณด้วยสหสัมพันธ์ที่ได้นำเสนอในอดีตที่ มุมลอน $\leq 30^\circ$ [12] โดยให้ค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 5.97% และ 7.30% สำหรับตัวเลขนัสเซลและตัว ประกอบความเสียดทานตามลำดับ ซึ่งสามารถกล่าวได้ว่า ผลการทดลองที่ได้จากชุดทดลองนี้มีความเชื่อถือได้



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ของตัวเลขนัสเซลและตัวเลข เรย์โนลด์ที่มุมลอนแตกต่างกัน



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ของตัวประกอบความเสียดทานและ ตัวเลขเรย์โนลด์ที่มุมลอนแตกต่างกัน

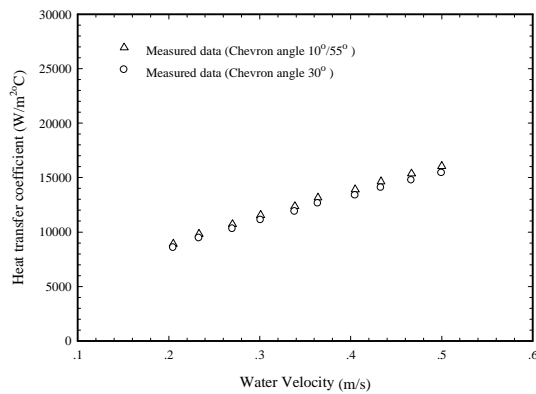
นอกจากนั้นในรูปที่ 4 และ 5 ยังได้แสดงข้อมูลของ ตัวเลขนัสเซลและตัวประกอบความเสียดทานที่ได้จาก สหสัมพันธ์ของมุมลอน 60° ซึ่งพบว่าแนวโน้มการ เปลี่ยนแปลงไปในลักษณะเดียวกันกับมุมลอน 30°

กล่าวคือตัวเลขนัสเซลมีค่าสูงขึ้นและตัวประกอบความ เสียดทานมีค่าลดลงเมื่อเรย์โนลด์สูงขึ้น และสรุปได้ว่าการ ลดลงของมุมลอนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลอน สมมาตรกันเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์เท่ากัน มีผลให้ตัวเลข นัสเซลและตัวประกอบความเสียดทานมีค่าสูงขึ้น ซึ่ง อธิบายได้ว่าเมื่อมุมลอนลดลงส่งผลให้การเกิดการไหล หมุนวนของน้ำที่บริเวณร่องลอนมากขึ้น และก่อให้เกิด การไหลปั่นป่วนภายในช่องทางการไหล นำไปสู่การ เพิ่มขึ้นของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดัน ตกคร่อมเนื่องจากความเสียดทาน

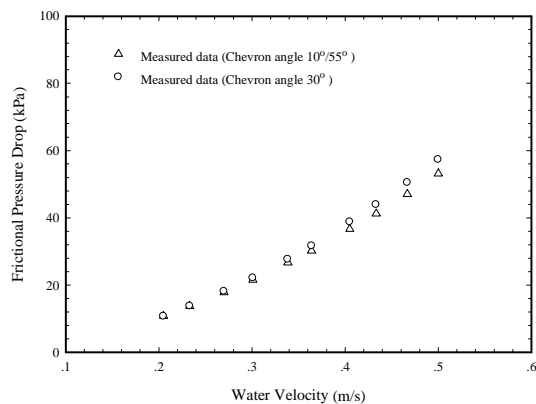
รูปที่ 6 แสดงผลกระทบบของความเร็วน้ำที่มีต่อค่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่มุมลอนสมมาตรกัน (30°) และมีมุมลอนไม่สมมาตรกัน ($10^\circ/55^\circ$) โดยที่แผ่น แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองมีมุมระหว่างลอนด้านซ้าย และขวาใกล้เคียงกันกล่าวคือ 120° และ 115° ผลการ ทดลองพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผ่น แลกเปลี่ยนความร้อนที่มุมลอนสมมาตรกันและมุมลอนไม่ สมมาตรกันมีค่าใกล้เคียงกัน โดยสัมประสิทธิ์การถ่ายเท ความร้อนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มุมลอนไม่ สมมาตรกันมีค่าสูงกว่ามุมลอนสมมาตรกันเฉลี่ย 4.16% ในทางกลับกันเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบค่าความดันตก คร่อม (รูปที่ 7) พบว่าความดันตกคร่อมที่มุมลอน สมมาตรกันมีค่าสูงกว่าที่มุมลอนไม่สมมาตรกัน โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อความเร็วของน้ำมากกว่า 0.3 m/s ซึ่งพบว่าความดันตกคร่อมของมุมลอนสมมาตรกันมีค่าสูง กว่ามุมลอนไม่สมมาตรกันเฉลี่ย 8.87%

ผลจากการทดลองอธิบายได้ว่าการไหลของของไหล ภายในแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่งออกเป็น 2 ทิศทาง หลักคือการไหลตามร่องลอนและไหลขึ้นในแนวตั้ง[13- 15] ซึ่งพบว่าในการไหลตามร่องลอนจะเกิดขึ้นมากเมื่อ มุมลอนมีค่าสูงเนื่องจากความต้านทานการไหลน้อยกว่า สำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้งตัดกับการไหลตามร่องลอน จะก่อให้เกิดการไหลหมุนวนเมื่อไหลตัดกับการไหลตาม ร่องลอน โดยการเกิดการไหลหมุนวนจะขึ้นอยู่กับมุมลอน

ที่กระทำกันระหว่างแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนดังแสดงในรูปที่ 8 ซึ่งพบว่ามุมลอนที่กระทำกันของมุมลอนสมมาตรกันและมุมลอนไม่สมมาตรกันมีมุมใกล้เคียงกันและส่งผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ใกล้เคียงกัน อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาความดันตกคร่อมสำหรับแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมลอนไม่สมมาตร เป็นไปได้ว่าน้ำส่วนมากจะไหลมายังร่องลอนด้านที่มีความต้านทานการไหลต่ำกว่า (ด้านหนึ่งที่มีมุมลอนสูง, 55°) จึงมีผลความดันตกคร่อมมีค่าต่ำกว่าแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนของมุมลอนสมมาตรกัน



รูปที่ 6 ผลกระทบของความเร็วของน้ำที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านสายของไหลเย็น

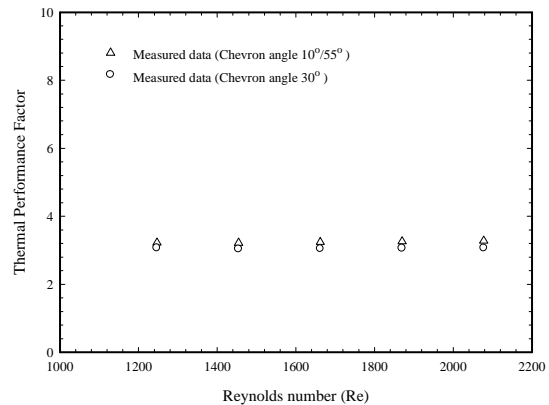


รูปที่ 7 ผลกระทบของความเร็วที่มีต่อความดันตกคร่อมด้านสายของไหลเย็น

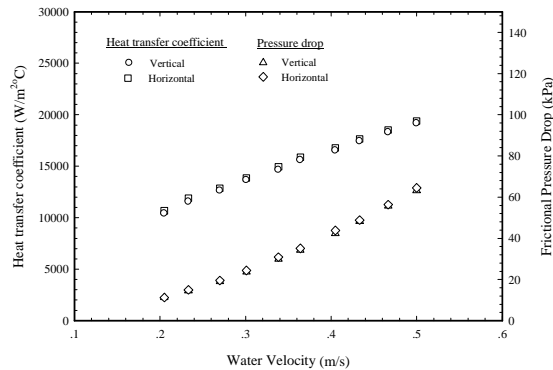


รูปที่ 8 แสดงมุมลอนที่กระทำระหว่างแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนของมุมลอนสมมาตรกันและไม่สมมาตรกัน

ผลการทดลองของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมได้ถูกนำไปประเมินสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Performance factor, TSF) ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบอัตราส่วนของตัวเลขนัสเซลต่อตัวประกอบความเสียดทานระหว่างแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีลอนที่ได้จากการทดลองนี้และแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนเรียบซึ่งคำนวณได้จากสหสัมพันธ์ของ Kakac และ Liu [10] ได้นำเสนอในรูปที่ 9 ซึ่งพบว่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่ลอนไม่สมมาตรกันมีค่าสูงกว่าลอนสมมาตรกัน โดยเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 7.16% เมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมลอนสมมาตรกัน



รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ของตัวประกอบสมรรถนะทางความร้อนและตัวเลขเรย์โนลด์



รูปที่ 10 การเปรียบเทียบผลกระทบบของการจัดวางตำแหน่งที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อม

ในการทดลองนี้ได้ทำการศึกษาผลกระทบของการจัดวางตำแหน่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งอยู่ในแนวตั้งและแนวนอนที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมดังรูปที่ 10 ซึ่งพบว่า การเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีผลกระทบต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมน้อยมาก

5. สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ใช้แผ่นแลกเปลี่ยนที่มีลอนสมมาตรกัน (30°) และไม่สมมาตรกัน (10°/55°) โดยใช้แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมระหว่างลอนใกล้เคียงกัน และศึกษาผลกระทบของการจัดวางตำแหน่งที่แตกต่างกันที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อม ผลจากการทดลองสามารถสรุปเป็นข้อได้ดังนี้

1. ตัวเลขนัสเซลและตัวประกอบความเสียหายสำหรับแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมลอนสมมาตรกัน (มุมลอนระหว่าง 30° - 60°) มีค่าสูงขึ้นเมื่อมุมลอนมีค่าลดลง เมื่อเปรียบเทียบกับตัวเลขเรย์โนลด์ส์เท่ากัน

2. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมลอนไม่สมมาตรกันมีค่าสูงกว่ามุมลอนสมมาตรกัน 4.16% ในขณะที่ความดันตกคร่อมของมุมลอนสมมาตรกันมีค่าสูงกว่ามุมลอนไม่สมมาตรกันเฉลี่ย 8.87%
3. ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมลอนไม่สมมาตรกันมีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 7.16% เมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมลอนสมมาตรกัน
4. การเปลี่ยนแปลงตำแหน่งการจัดวางของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวตั้งและแนวนอนมีผลกระทบต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมน้อยมาก

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (The Thailand Research Fund) ที่ได้มอบเงินทุนสนับสนุนในการทำวิจัยในครั้งนี้

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] เอกสารเผยแพร่ความรู้เทคโนโลยีประหยัดพลังงาน การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย, แหล่งที่มา <http://www2.dede.go.th/bhrd/old/dataenergy/DocEnergy/energy%20saving%20technology13.htm>, เข้าดูเมื่อวันที่ 23/04/2560.
- [2] A.F. Savostin, A.M. Tikhonov, (1970), Investigation of the characteristics of plate type heating surfaces, *Thermal Engineering*, vol.17, pp. 113–117.
- [3] K. Okada, M. Ono, T. Tomimura, T. Okuma, H. Konno, S. Ohtani, (1972), Design and heat transfer characteristics of a new plate heat exchanger, *Heat Transfer Japanese Research*, vol. 1, pp. 90–95.



- [4] G. Rosenblad, A. Kullendorff, (1975), Estimating heat transfer from mass transfer studies on plate heat exchanger surfaces, *Warme – und Stoffuberragung*, vol.8, pp. 187–191.
- [5] W.W. Focke, J. Zacharides, I. Oliver, (1985), The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 28, pp. 1469–1479.
- [6] J. Marriott, (1977), Performance of Alfaflex plate heat exchangers, *Chemical Engineering Progress*, vol. 73, pp. 73–78.
- [7] D. Chisholm, A.S. Wanniarachchi, 1992, Maldistribution in single-pass mixedchannel plate heat exchangers, in: *Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries, HTD-ASME*, vol. 201, New York, pp. 95–99.
- [8] R.L. Heavner, H. Kumar, A.S. Wanniarachchi, 1993, Performance of an industrial heat exchanger: effect of chevron angle, in: *AIChE Symposium Series No. 295*, vol. 89, New York, pp. 262–267.
- [9] A. Muley, R.M. Manglik, (1999), Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger, *Journal of Heat Transfer*, vol. 121, pp. 110–117.
- [10] R.K. Shah, (1985), Compact heat exchangers, in: W.M. Rohsenow, J.P. Partnett, E.N. Ganic (Eds.), *Handbook of Heat Transfer Applications*, McGraw-Hill, New York, pp. 209–212.
- [11] R.L. Webb, (1981), Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 24 (4), pp. 715–726.
- [12] S. Kakac, S. Liu, (2002), *Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design* (Chapter 10), CRC, USA.
- [13] K. Nilpueng, S. Wongwises, (2006), Flow pattern and pressure drop of vertical upward gas–liquid flow in sinusoidal wavy channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 30, pp. 523–534.
- [14] K. Nilpueng, S. Wongwises, (2010), Two-phase gas–liquid flow characteristics inside a plate heat exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 34, pp. 1217–1229.
- [15] K. Nilpueng, S. Wongwises, (2015), Experimental study of single-phase heat transfer and pressure drop inside a plate heat exchanger with a rough surface, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 68, pp. 268–275.