

อิทธิพลของการวางท่อแบบตรงและสลับต่อคุณลักษณะ

การถ่ายเทความร้อน

Influence of inline and staggered tube banks on heat transfer characteristics

นิวัต พิริยะรุ่งโรจน์ และ กฤษณ์ เรืองพยุงค์ศักดิ์

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันนวัตกรรมมหานคร คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร 140 ถนนเชื่อมสัมพันธ์ แขวงกระทุ่มราย เขตหนองจอก กรุงเทพฯ 10530

Corresponding author: E-mail: nivat@mut.ac.th

Manuscript Received October 25, 2023

Revised November 8, 2023

Accepted November 24, 2023

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาถึงคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการจัดเรียงท่อแบบตรงและสลับในการทดลองกำหนดให้อัตราการไหลของอากาศให้เท่ากับ 489 kg/hr, 548 kg/hr, 602 kg/hr, 660 kg/hr และ 713 kg/hr และอัตราการไหลของน้ำให้เท่ากับ 486 kg/hr, 972 kg/hr, 1,944 kg/hr, 2,916 kg/hr และ 3,888 kg/hr ตามลำดับ จากการศึกษาพบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแบบสลับ และระยะห่างระหว่างครีป 3 mm ($S_t = 53.7$ mm, $S_D = 60.04$ mm) ให้ค่าประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 0.393.

คำสำคัญ: การแลกเปลี่ยนความร้อน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อีโคโนไมเซอร์ บอยเลอร์ และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเพลท

ABSTRACT

An investigation of the heat transfer characteristics of the staggered economizers with inline and staggered tube banks has been conducted. Experiments were performed at air flow rates of 489 kg/hr, 548 kg/hr, 602 kg/hr, 660 kg/hr, and 713 kg/hr, and water flow rates of 486 kg/hr, 972 kg/hr, 1,944 kg/hr, 2,916 kg/hr and 3,888 kg/hr. Experimental results revealed that a

staggered heat exchanger with a 3-mm fin spacing ($S_t = 53.7$ mm, $S_D = 60.04$ mm) yielded a maximum efficiency of 0.393.

Keywords: Heat transfer, heat exchanger, economizers, boiler, plate heat exchanger

1. บทนำ

ปัจจุบันประเทศไทยและมีความต้องการใช้พลังงานขั้นต้นของประเทศจะเพิ่มขึ้น การขยายตัวของการลงทุน ตามการฟื้นตัวของเศรษฐกิจ หนึ่งในนั้นคือการใช้พลังงานทางด้านความร้อนจำนวนมากในการบวนการผลิตในอุตสาหกรรมต่าง ๆ เช่น อุตสาหกรรมอาหารแปรรูป อุตสาหกรรมสิ่งทอ ยางและผลิตภัณฑ์ยาง และอุตสาหกรรมอื่น ๆ ที่มีกระบวนการให้ความร้อนกับผลิตภัณฑ์ การให้ความร้อนทำได้ 2 ลักษณะคือการให้ความร้อนโดยตรง (direct heating) และการให้ความร้อนทางอ้อม (indirect heating) ในการจ่ายความร้อนแบบทางอ้อมจะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นตัวกลาง ในการส่งถ่ายความร้อน โดยการใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงจะทำให้เกิดการลดใช้พลังงาน และต้นทุนการผลิต

ทงนเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ [1] ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเท

ความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางที่ใช้ ครีบเกลียวชนิดขอบหยัก กรณีศึกษาการจัดเรียงท่อแบบเหลี่ยมกัน งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาลักษณะของพารามิเตอร์ที่มีผลต่อสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนได้แก่ ขนาดของท่อ ระยะห่างระหว่างครีบ ความสูงของครีบ และระยะห่างระหว่างท่อ ซึ่งสมการที่สร้างขึ้นสามารถใช้ทำนายผลการทดลองได้ 98.6% และ 91.3% ในช่วง $\pm 15\%$ และ $\pm 20\%$ ตามลำดับ

วีรชาติ นวรุ่งเรือง [2] การวิเคราะห์คุณลักษณะความถี่ของการไหลผ่านครีบระบายความร้อนแบบเกล็ดผลการคำนวณพบว่ามีรูปแบบของขนาดความเร็วที่วัดจากตำแหน่งท้ายน้ำของแต่ละเกล็ดมีรูปแบบของความถี่ที่คล้ายคลึงกัน และได้อธิบายเชื่อมโยงความสัมพันธ์รูปแบบของความถี่เข้ากับลักษณะการไหล ซึ่งค่าความถี่ที่มีสเปกตรัมของพลังงานสูงสุดจะมีนัยสำคัญต่อการไหล เรียกว่าคุณลักษณะความถี่ โดยพบว่าตัวแปรไร้นหน่วยของความถี่มีความสัมพันธ์โดยตรงกับ ตัวเลขสตรูซอร์ และมีความถี่ในกรณีรูปทรงของครีบ และเกล็ดที่ใช้ในบทความ อิศเรศ รุชกัลยา [3] สภาวะที่เหมาะสมที่สุดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกันตามกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์จากการวิเคราะห์หาสภาวะที่เหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยที่ของไหลเป็นน้ำร้อนและอากาศ โดยสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อหาสภาวะดังกล่าว โดยที่ตัวแปรที่ใช้ในการวิเคราะห์สภาวะการทำงานที่เหมาะสม ได้แก่ อัตราการไหลของอากาศและอัตราการไหลของน้ำร้อน ส่วนตัวแปรที่ใช้ในการวิเคราะห์ลักษณะทางกายภาพที่เหมาะสม ได้แก่ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ จำนวนแถวของท่อ จำนวนท่อต่อแถว ระยะห่างของครีบ ความหนาของครีบ และระยะห่างระหว่างแถว แบบจำลองทางคณิตศาสตร์นี้ จะเป็นเครื่องมือสำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงได้ นอกจากนี้ยังเป็นแนวทางในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่น ๆ อีกด้วย สรรพวรรณ วิทยาศัย [4] การพาความร้อนแบบธรรมชาติของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบแบบเกร็ดภายใต้สนามไฟฟ้า โดยจากการทดสอบพบว่า สนามไฟฟ้าสามารถเพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ประมาณ 5-30% ขึ้นอยู่กับความแรงดันของสนามไฟฟ้า และนอกจากนี้พบว่า การติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวอนจะมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าการติดตั้งในแนวตั้ง ทั้งนี้เนื่องมาจากอิทธิพลของแรงลอยตัวเนื่องจากความร้อน งานวิจัยนี้ยัง

ทำการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ทำนายข้อมูลด้านความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใต้สนามไฟฟ้า โดยแบบจำลองที่สร้างขึ้นสามารถใช้ทำนายผลได้ดีเทียบกับผลการทดลอง

ดังนั้นโครงการวิจัยนี้ได้ศึกษาถึง อิทธิพลของการจัดเรียงท่อแบบตรงและสลับ ระยะห่างระหว่างท่อ ท่อไม่มีครีบระบาย ท่อมีครีบระบายที่อัตราการไหลของน้ำที่แตกต่างกันต่อประสิทธิผลการถ่ายเทความร้อนเพื่อให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง

2. ทฤษฎีในการวิเคราะห์

การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถคำนวณการแลกเปลี่ยนความร้อนของน้ำและอากาศร้อนได้จาก

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p_w} (T_{wi} - T_{wo}) \quad (1)$$

$$Q_a = \dot{m}_a C_{p_a} (T_{ai} - T_{ao}) \quad (2)$$

เมื่อ

Q คืออัตราการถ่ายเทความร้อน

\dot{m} คืออัตราการไหลเชิงมวล

C_p คือค่าความจุความร้อนจำเพาะ

T คืออุณหภูมิ w คือน้ำ a คือ อากาศ

ค่าประสิทธิผล (Effectiveness) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ในกรณีนี้ $\dot{m}_w C_{p_w} > \dot{m}_a C_{p_a}$ สามารถคำนวณได้จาก

$$E = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (3)$$

$$E = \frac{\dot{m}_a C_{p_a} (T_{a,i} - T_{a,o})}{(\dot{m}c)_{\min} (T_{a,i} - T_{w,i})} \quad (4)$$

ค่าตัวเลขเรย์โนลด์หาได้จาก

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (5)$$

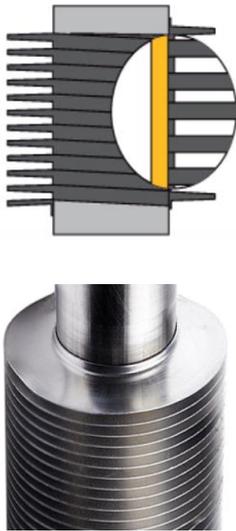
ค่าความเสียดทานหาได้จาก

$$f = \frac{\Delta P 2D}{\rho L V^2} \quad (6)$$

● ชุดแลกเปลี่ยนความร้อน

ชุดแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบท่อเหล็ก มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 26.7 mm และมีความหนา 2.87 mm ยาว 50 cm และพันด้วยฟิน ชนิด L ฟิน ที่มีความสูง 12 mm บริเวณผิวท่อด้านนอก โดยใช้พินหนา 0.45 mm พินพินจำนวน 8 พินต่อ 1 นิ้ว ความโดยเว้นระยะฝั่งหัวท้ายไว้ มีทั้งแบบตรงและสลับ

L ฟิน ขดครึ่งเป็นตัวทำให้เกิดความแข็งแรง ลดการเสียรูปจากแรงดึง ฐานครึ่งกับกับท่อ ทำให้คุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนที่ดี การทำฐานครึ่งยังช่วยในการป้องกันการกัดกร่อนของท่อค่าอุณหภูมิในการใช้งานสูงสุดของครึ่งประเภทนี้คือ 150°C



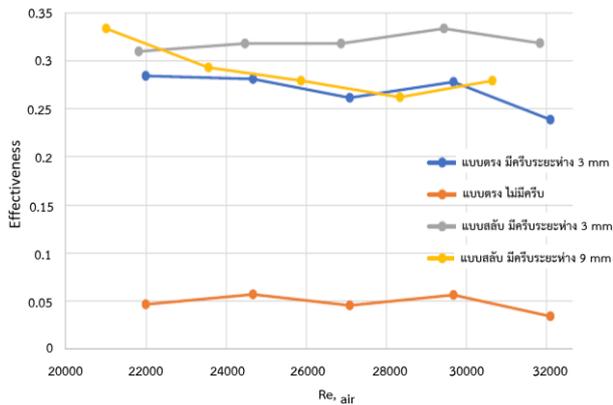
รูปที่ 1 ลักษณะของฟินแต่ละชนิด

3. วิธีการทดลอง

- ประกอบชุดแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเท่ากับ 2.67 cm ยาว 50 cm ซึ่งท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีครีบริบายความร้อน ($S_t = 53.7$ mm, $S_l = 53.7$ mm) แบบ 3 กลับ 2 แถว
- เปิดฮีตเตอร์ให้ความร้อนกับน้ำในถังมีอุณหภูมิ 80 องศาเซลเซียส
- เปิดพัดลมและปรับอัตราการไหลของอากาศให้เท่ากับ 489 kg/hr โดยวัดอัตราการไหลจากชุดออร์ฟิตมิเตอร์
- เปิดปั้มน้ำและปรับอัตราการไหลของน้ำให้เท่ากับ 486 kg/hr โดยใช้อุปกรณ์โรตاميเตอร์ ให้น้ำผ่านเข้าไปในชุดท่อของแลกเปลี่ยนความร้อน
- บันทึกอุณหภูมิอากาศร้อน ตำแหน่งด้านเข้า, ด้านออก, บันทึกอุณหภูมิอุณหภูมิน้ำ ตำแหน่งด้านเข้า, ด้านออก, ทำการวัดอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม โดยเกจวัดอุณหภูมิที่มีความคลาดเคลื่อน $\pm 0.5\%$ ถึง 2%
- วัดผลต่างระดับน้ำที่คร่อมระหว่างชุดแลกเปลี่ยนความร้อน
- ปรับอัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 972 kg/hr, 1,944 kg/hr, 2,916kg/hr และ 3,888 kg/hr ตามลำดับ
- ทำการทดลองซ้ำข้อ 1 - 7 ทำการปรับอัตราการไหลของอากาศให้เท่ากับ 548 kg/hr, 602 kg/hr, 660 kg/hr และ 713 kg/hr ตามลำดับ
- ทำการทดลองซ้ำข้อ 1 - 8 ทำการเปลี่ยนชุดแลกเปลี่ยนความร้อนอีก 3 กรณี 1) ท่อติดตั้งแบบตรงมีครีบริบายความร้อน ระยะห่างระหว่างครีบริบ 3 mm ($S_t = 53.7$ mm, $S_l = 53.7$ mm) 2) ท่อติดตั้งแบบสลับมีครีบริบายความร้อน ระยะห่างระหว่างครีบริบ 3 mm ($S_t = 53.7$ mm, $S_D = 60.04$ mm) และ 3) ท่อติดตั้งแบบสลับมีครีบริบายความร้อน ระยะห่างระหว่างครีบริบ 9 mm ($S_t = 59.7$ mm, $S_D = 66.75$ mm)

5. ผลการทดลอง

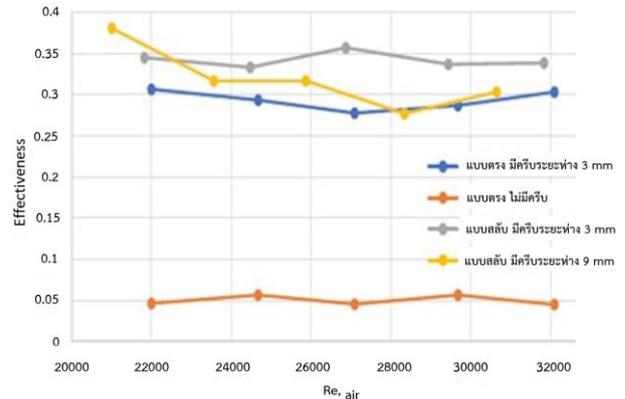
กรณีศึกษาการถ่ายเทความร้อนของชุดแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ 2 แถว 3 กลีบแบบที่ 1) ท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีครีบริบ 2) ท่อติดตั้งแบบตรงมีครีบริบ ระยะห่างระหว่างครีบริบ 3 mm 3) ท่อติดตั้งแบบสลับมีครีบริบ ระยะห่างระหว่างครีบริบ 3 mm 4) ท่อติดตั้งแบบสลับมีครีบริบ ระยะห่างระหว่างครีบริบ 9 mm พบว่า



รูปที่ 7 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง Re_{air} กับค่า Effectiveness ที่อัตราการไหลของน้ำ 486 kg/hr

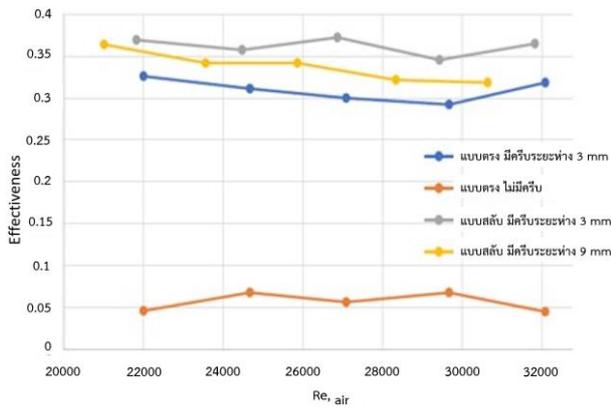
รูปที่ 7 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าประสิทธิผล ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ของอากาศต่าง ๆ กัน ที่อัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 486 kg/hr อิทธิพลของค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์จะมีผลกับกรณี ท่อติดตั้งแบบสลับ และระยะห่างระหว่างครีบริบ 9 mm มากกว่ากรณีอื่นๆ โดยค่าเฉลี่ยประสิทธิผลจะลดลง เมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มมากขึ้น ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเรียงจากมากไปน้อยคือ กรณี ท่อติดตั้งแบบสลับ และระยะห่างระหว่างครีบริบ 3 mm ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.319 ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประสิทธิผลสูงกว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิผลท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีครีบริบระบายความร้อนเท่ากับ 6.68เท่า กรณี ท่อติดตั้งแบบสลับ และระยะห่างระหว่างครีบริบ 9 mm ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.289 ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประสิทธิผลสูงกว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิผลท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีครีบริบระบายความร้อนเท่ากับ 6.05เท่า กรณี ท่อติดตั้งแบบตรงและระยะห่างระหว่างครีบริบ 3 mm ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.269 ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประสิทธิผลสูงกว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิผลท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีครีบริบระบายความร้อนเท่ากับ 5.62 เท่า กรณีท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีครีบริบระบายความร้อน ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.048 กรณี ท่อติดตั้งแบบสลับ และระยะห่าง

ระหว่างครีบริบ 9 mm ค่าประสิทธิผลสูงสุดเท่ากับ 0.333 ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 21,008



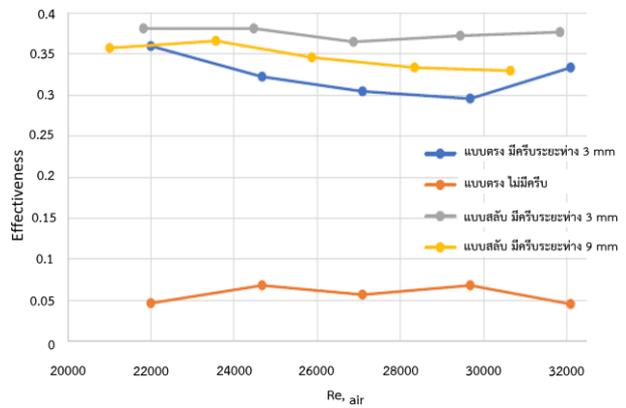
รูปที่ 8 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง Re_{air} กับค่า Effectiveness ที่อัตราการไหลของน้ำ 972 kg/hr

รูปที่ 8 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าประสิทธิผลที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ของอากาศต่าง ๆ กัน ที่อัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 972 kg/hr ซึ่งสามารถเรียงค่าเฉลี่ยประสิทธิผลจากมากไปน้อยคือ กรณีชุดการทดลองที่ท่อติดตั้งแบบสลับ และระยะห่างระหว่างครีบริบ 3 mm ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.342 ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประสิทธิผลสูงกว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิผลท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีครีบริบระบายความร้อนมีค่าเท่ากับ 6.83เท่า กรณีท่อติดตั้งแบบสลับและระยะห่างระหว่างครีบริบ 9 mm ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.319 ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประสิทธิผลสูงกว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิผลท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีครีบริบระบายความร้อนเท่ากับ 6.36เท่า กรณี ท่อติดตั้งแบบตรงและระยะห่างระหว่างครีบริบ 3 mm ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.294 ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประสิทธิผลสูงกว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิผลท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีครีบริบระบายความร้อนเท่ากับ 5.86เท่า กรณี ท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีครีบริบระบายความร้อน ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.050กรณี ท่อติดตั้งแบบสลับ และระยะห่างระหว่างครีบริบ 9 mm ค่าประสิทธิผลสูงสุดเท่ากับ 0.342 ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 21,008



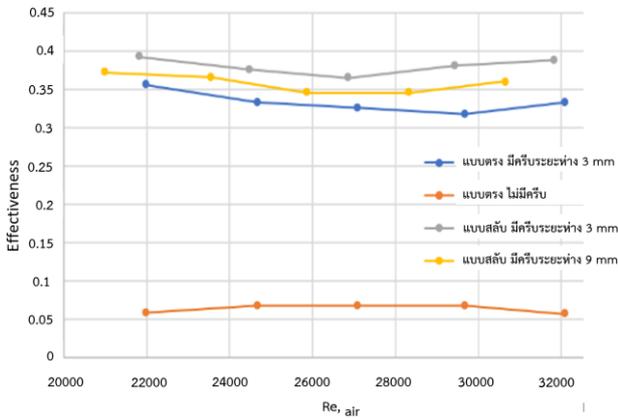
รูปที่ 9 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง Re_{air} กับค่า Effectiveness ที่อัตราการไหลของน้ำ 1,944 kg/hr

รูปที่ 9 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าประสิทธิผลที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ของอากาศต่าง ๆ กัน ที่อัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 1,944 kg/hr ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเรียงจากมากไปน้อยคือ กรณีชุดการทดลองท่อติดตั้งแบบสลับ และระยะห่างระหว่างค้ำ 3 mm ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.362 ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประสิทธิผลสูงกว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิผลท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีค้ำระบายความร้อนเท่ากับ 6.34เท่า กรณี ท่อติดตั้งแบบสลับ และระยะห่างระหว่างค้ำ 9 mm พบว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.337 ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประสิทธิผลสูงกว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิผลท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีค้ำระบายความร้อนเท่ากับ 5.91เท่ากรณี ท่อติดตั้งแบบตรงและระยะห่างระหว่างค้ำ 3 mm ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.309 ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประสิทธิผลสูงกว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิผลท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีค้ำระบายความร้อนเท่ากับ 5.43เท่า กรณีท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีค้ำระบายความร้อน ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.057 กรณีท่อติดตั้งแบบสลับ และระยะห่างระหว่างค้ำ 3 mm ค่าประสิทธิผลสูงสุดเท่ากับ 0.372 ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 26,870



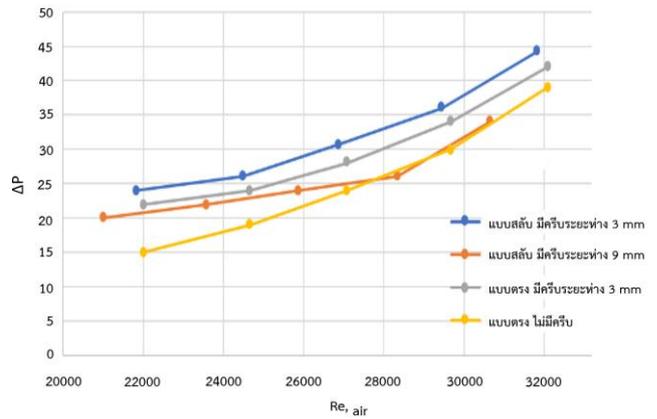
รูปที่ 10 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง Re_{air} กับค่า Effectiveness ที่อัตราการไหลของน้ำ 2,916kg/hr

รูป 10 ที่แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าประสิทธิผล ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ของอากาศต่าง ๆ กัน ที่อัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 2,916kg/hr ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเรียงจากมากไปน้อยคือ กรณีชุดการทดลองท่อติดตั้งแบบสลับ และระยะห่างระหว่างค้ำ 3 mm ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.375 ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประสิทธิผลสูงกว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิผลท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีค้ำระบายความร้อนเท่ากับ 6.58เท่า กรณี ท่อติดตั้งแบบสลับ และระยะห่างระหว่างค้ำ 9 mm ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.346 ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประสิทธิผลสูงกว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิผลท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีค้ำระบายความร้อนเท่ากับ 6.07เท่า กรณี ท่อติดตั้งแบบตรงและระยะห่างระหว่างค้ำ 3 mm ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.323 ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประสิทธิผลสูงกว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิผลท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีค้ำระบายความร้อนเท่ากับ 5.66เท่า กรณี ท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีค้ำระบายความร้อน ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.057 กรณี ท่อติดตั้งแบบสลับ และระยะห่างระหว่างค้ำ 3 mm ค่าประสิทธิผลสูงสุดเท่ากับ 0.381 ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 21,821



รูปที่ 11 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง Re_{air} กับค่า Effectiveness ที่อัตราการไหลของน้ำ 3,888 kg/hr

รูปที่ 11 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าประสิทธิผล ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ของอากาศต่าง ๆ กัน ที่อัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 3,888 kg/hr ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเรียงจากมากไปน้อยคือ กรณีชุดการทดลองท่อติดตั้งแบบสลั และระยะห่างระหว่างครีบริยะ 3 mm ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.381 ซึ่งพบว่ามีความเฉลี่ยประสิทธิผลสูงกว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิผลของท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีครีบริยะระบายความร้อนเท่ากับ 5.96เท่า กรณี ท่อติดตั้งแบบสลั และระยะห่างระหว่างครีบริยะ 9 mm ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.358 ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประสิทธิผลสูงกว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิผลท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีครีบริยะระบายความร้อนเท่ากับ 5.60เท่า กรณี ท่อติดตั้งแบบตรงและระยะห่างระหว่างครีบริยะ 3 mm ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.333 ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประสิทธิผลสูงกว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิผลท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีครีบริยะระบายความร้อนเท่ากับ 5.22เท่า กรณี ท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีครีบริยะระบายความร้อน ค่าเฉลี่ยประสิทธิผลเท่ากับ 0.064 กรณี ท่อติดตั้งแบบสลั และระยะห่างระหว่างครีบริยะ 3 mm ค่าประสิทธิผลสูงสุดเท่ากับ 0.393 ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 31,833



รูปที่ 12 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง Re_{air} กับค่า ΔP (Pa)

รูปที่ 12 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าความดันตกคร่อม ที่ค่าของอากาศต่าง ๆ กัน ค่าความดันตกคร่อมจะแปรผันตรงกับค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของชุดแลกเปลี่ยนความร้อน ทั้ง 4 แบบ โดยสามารถเรียงลำดับค่าความดันตกคร่อมจากมากไปหาน้อยได้ คือ 1)ชุดแลกเปลี่ยนความร้อนที่

ท่อติดตั้งแบบสลั และระยะห่างระหว่างครีบริยะ 3 mm 2)ท่อติดตั้งแบบตรงและระยะห่างระหว่างครีบริยะ 3 mm 3)ท่อติดตั้งแบบสลั และระยะห่างระหว่างครีบริยะ 9 mm และ 4) ท่อติดตั้งแบบ แบบตรงไม่มีครีบริยะระบายความร้อน กรณี ท่อติดตั้งแบบสลั และระยะห่างระหว่างครีบริยะ 3 mm ค่าความดันตกคร่อมเท่ากับ 44.25 Pa ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 31,833

6. สรุปผลการทดลอง

กรณีศึกษาการถ่ายเทความร้อนของชุดแลกเปลี่ยนความร้อน 2 แถว 3 กลัแบบ 1) ท่อติดตั้งแบบตรงไม่มีครีบริยะ ($S_t = 53.7$ mm, $S_l = 53.7$ mm) 2) ท่อติดตั้งแบบตรงมีครีบริยะ ระยะห่างระหว่างครีบริยะ 3 mm ($S_t = 53.7$ mm, $S_l = 53.7$ mm) 3) ท่อติดตั้งแบบสลัมีครีบริยะ ระยะห่างระหว่างครีบริยะ 3 mm ($S_t = 53.7$ mm, $S_D = 60.04$ mm) 4) ท่อติดตั้งแบบสลั แบบมีครีบริยะ ระยะห่างระหว่างครีบริยะ 9 mm ($S_t = 59.7$ mm, $S_D = 66.75$ mm) พบว่า

1. ชุดแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบบ จะให้ค่าประสิทธิภาพ มากกว่าชุดแลกเปลี่ยนความร้อนที่ไม่มีครีบบทุกกรณีในการทดลอง เนื่องจาก 1) เป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อน 2) เพิ่มความปั่นป่วนการไหลของอากาศ โดยที่อัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 2,916 kg/hr การจัดเรียงท่อแบบ ท่อติดตั้งแบบสลับ และระยะห่างระหว่างครีบบ 3 mm ท่อติดตั้งแบบสลับ และระยะห่างระหว่างครีบบ 9 mm ท่อติดตั้งแบบตรงและระยะห่างระหว่างครีบบ 3 mm จะให้ค่าเฉลี่ยประสิทธิภาพสูงกว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิภาพท่อติดตั้งแบบตรงเท่ากับ 6.58 เท่า, 6.07 เท่า และ 5.66 เท่า ตามลำดับ

2. จากการทดลองพบว่าสามารถเรียงลำดับค่าประสิทธิภาพเฉลี่ยจากมากไปหาน้อยได้ตามลำดับดังต่อไปนี้ ระยะห่างระหว่างครีบบ 3 mm แบบสลับ ระยะห่างระหว่างครีบบ 9 mm แบบสลับ แบบตรงมีครีบบ แบบตรงไม่มีครีบบ ที่อัตราการไหลของน้ำ 486 kg/hr, 972 kg/hr, 1,944 kg/hr, 2,916 kg/hr และ 3,888 kg/hr ตามลำดับ เนื่องจากเกิดการไหลแบบหมุนวนของอากาศมากกว่าขณะเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน

3. จากการทดลองพบว่า ชนิดของชุดทดลองที่ถ่ายเทความร้อนท่อติดตั้งแบบสลับ และระยะห่างระหว่างครีบบ 3 mm ($S_t = 53.7$ mm, $S_D = 60.04$ mm) ค่าประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 0.393 มีความดันตกคร่อมเท่ากับ 36 Pa ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 31,833

4. ค่าความดันตกคร่อมจะแปรผันตรงกับค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของชุดแลกเปลี่ยนความร้อนทั้ง 4 แบบท่อติดตั้งแบบสลับ และระยะห่างระหว่างครีบบ 3 mm ค่าความดันตกคร่อมเท่ากับ 44.25 Pa ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 31,833

เอกสารอ้างอิง

[1] อติพงศ์ นันทพันธุ์ และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, “คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางที่ใช้ครีบบเกลียวชนิดขอบหยัก กรณีศึกษาการจัดเรียงท่อแบบเหลี่ยมกัน”, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17, ตุลาคม 2546

- [2] วีระชาติ นวรุ่งเรือง, อุดมเกียรติ นนทแก้ว, และ โอนทัย สุขแสงพนมรุ่ง, “การวิเคราะห์คุณลักษณะความถี่ของการไหลผ่านครีบบระบายความร้อนแบบเกล็ด”, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17, ตุลาคม 2546
- [3] อิศเรศ ธุชกัลยา, “สภาวะที่เหมาะสมที่สุดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกันตามกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์”, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17, ตุลาคม 2546
- [4] สรรพวรรณ วิทยาศัย และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, “การพาความร้อนแบบธรรมชาติของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบบแบบเกร็ดภายใต้สนามไฟฟ้า”, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 19, ตุลาคม 2548
- [5] นิวัติ พิริยะรุ่งโรจน์ และ จารุวัตร เจริญสุข (2553), “ศึกษาถึงการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีโคโนไมเซอร์”, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 24, ตุลาคม 2553
- [6] P. Incropera, D. P. DeWitt, “Introduction to Heat Transfer”, John Wiley & Sons, New York, 2001.



นิวัติ พิริยะรุ่งโรจน์ จบการศึกษาระดับปริญญาโท สาขาวิศวกรรม

ศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร และ วิศวกรรม

ศาสตรดุษฎีบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหาร

ลาดกระบัง ปัจจุบันเป็นอาจารย์ประจำภาควิชา

วิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหา

นคร มีความสนใจงานวิจัยในด้านเทคโนโลยีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หม้อต้มไอน้ำ หม้อต้มน้ำร้อน



กฤษณ์ เรืองพุงศักดิ์ จบการศึกษาระดับปริญญาโท สาขาวิศวกรรม

ศาสตรบัณฑิตและวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยี

มหานคร ปัจจุบันเป็นอาจารย์ประจำภาควิชา

วิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหา

นคร มีความสนใจงานวิจัยในด้านเทคโนโลยี

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน