วิศวกรรมสาร มข. ปีที่ 38 ฉบับที่ 2 (139 -146) เมษายน - มิถุนายน 2554 บทความวิจัย
KKU Engineering Journal Vol.38 No.2 (139-146) April – June 2011

อัตราส่วนขนาดของท่อที่มีผลต่อค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

สาธิต ทูลไธสง[*1)] บัณฑิต กฤตาคม[2)] และ สัญชัย รำเพยพัด[2)]

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาถึงค่าประสิทธิผล (Effectiveness) คุณลักษณะทางความร้อนและการสูญเสียความดันของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นชนิดไหลสวนทางกันยาว 1.2 m ท่อชั้นนอกมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2 นิ้ว ที่มีอัตราส่วนขนาดของท่อชั้นในต่อท่อชั้นนอก (D^*) ที่แตกต่างกันจำนวน 6 ค่า และที่อัตราการไหลต่างๆ กัน โดยวิธีการทดลอง ในการทดลองได้ทำการปรับเปลี่ยน D^* 6 ขนาด คือ 0.25 0.31 0.38 0.44 0.5 และ 0.56 ส่วนอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็นทำการปรับเปลี่ยนอยู่ในช่วง 15 liter/min ถึง 40 liter/min และทำการควบคุมอุณหภูมิของน้ำร้อนและน้ำเย็นที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 70 °C และ 30 °C ตามลำดับ ผลการทดลองพบว่าค่าประสิทธิผลและค่าจำนวนหน่วยการถ่ายเท (Number of Transfer Unit) มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนขนาดของท่อเพิ่มขึ้น ส่วนค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าลดลงสวนทางกับการเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนขนาดของท่อ สำหรับการสูญเสียความดันของน้ำร้อนและน้ำเย็นพบว่าเมื่ออัตราส่วนขนาดของท่อเพิ่มขึ้นจะทำให้ความดันลดของน้ำเย็นมีค่าลดลงอย่างชัดเจนส่วนความดันลดของน้ำร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น

คำสำคัญ: เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ประสิทธิผล สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

[*1)] อาจารย์ ห้องปฏิบัติการวิจัย GST-gang สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน จังหวัดนครราชสีมา 30000 อีเมล์: toolthaisong@gmail.com

[2)] อาจารย์ ห้องปฏิบัติการวิจัย GST-gang สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน จังหวัดนครราชสีมา 30000

* Corresponding Author

The effect of the diameter ratios on the effectiveness of the concentric tube heat exchanger

Sarthit Toolthaisong[*1)] Bundit Kritacom[2)] and Sunchai Rampoepad[2)]

Abstract

This paper presents the effect of inner to outer diameter tube ratios (D^*) on the effectiveness, thermal characteristics and pressure loss of the counter flow concentric tube heat exchanger having 1.2 m long and 2 inch of outer diameter are experimentally investigated. Six different D^* are introduced with 0.25, 0.31, 0.38, 0.44, 0.5 and 0.56, flow rate of hot water and cold water ranging from 15 liter/min to 40 liter/min. The hot water and cold water inlet heat exchanger at constant temperature of 70°C and 30 °C respectively. The experimental results reveal that the effectiveness and the number of transfer unit increases with the rise of D^*, while the overall heat transfer decreases. For the pressure loss of hot water and cold water show that when the D^* increases, while the pressure loss of hot water increases but the pressure loss of cold water decreases.

Keywords: Heat exchanger, Effectiveness, Overall heat transfer coefficient

[*1)] Lecturer, GST-gang Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Rajamangala University of Technology Isan, Nakhonratchasima 30000,
Email:toolthaisong@gmail.com

[2)] Lecturer, GST-gang Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Rajamangala University of Technology Isan, Nakhonratchasima 30000

* Corresponding Author

1. บทนำ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Concentric tube heat exchanger) มีการใช้กันอย่างแพร่หลายในโรงงานอุตสาหกรรม เนื่องจากว่ามีราคาถูก สร้างง่าย ง่ายต่อการบำรุงรักษา แต่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้มีข้อเสีย คือ ให้ค่าประสิทธิผลการถ่ายเทความร้อนที่ต่ำเมื่อเทียบกับชนิดอื่น ซึ่งค่าประสิทธิผลดังกล่าวอาจขึ้นกับหลายตัวแปร เช่น อัตราการไหลของของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อนกัน พื้นที่การถ่ายเทความร้อน สัดส่วนขนาดของท่อชั้นในและท่อชั้นนอก เป็นต้น ที่ผ่านมาได้มีผู้ศึกษาถึงตัวแปรต่างๆ ที่ส่งผลกระทบต่อการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเอาไว้พอสมควร ในปี ค.ศ. 1999 S.Al-Fahed (1999) ได้ทำการศึกษาการถึงการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันของท่อที่มีการสอดใส่แผ่นบิดและท่อที่มีการทำครีบที่ด้านในท่อ โดยทั้งสองกรณีได้ทำการศึกษาในกรณีที่การไหลเป็นแบบราบเรียบ จากการทดลองพบว่าการสอดใส่แผ่นบิดและการทำครีบด้านในท่อทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นจากท่อเปล่า โดยการใส่แผ่นบิดสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้มากกว่าการทำครีบด้านในท่อ แต่ในขณะเดียวกันการใส่แผ่นบิดก็จะทำ ให้เกิดความดันตกคร่อมที่มากกว่า ต่อมาในปี ค.ศ. 2004 Aydm Durmus (2004) ทำการทดลองใส่กรวยปลายตัดที่ทำการเจาะรูด้านข้างเข้ากับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อหาค่า การถ่ายเทความร้อนและเอกเซอรจี จากการทดลองพบว่าในช่วงค่าเรโนล์ 15000 ถึง 60000 กรวยที่ทำมุม 20 องศา ให้ค่านัสเซลและตัวประกอบความเสียดทานสูงที่สุด ส่วนค่าเอกเซอรจีมีค่าลดลงเมื่อมุมของกรวยมีค่าเพิ่มขึ้น และในปีเดียวกัน Kenan Yakut (2004) ได้ทำการศึกษาถึงการสั่นสะเทือนของกรวยวงแหวนที่ใช้สำหรับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการศึกษาเขาพบว่าค่าการสั่นสะเทือนและค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนโดยตรงกับค่าตัวเลขเรโนล์ และพบว่าสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนจากเดิม 250 % ต่อมาในปี ค.ศ. 2006 Eiamsa-ard and Promvong (2006) พบว่าการสอดใส่ V-nozzle เพื่อสร้างการไหลแบบปั่นป่วนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถ ทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานที่เพิ่มขึ้นสูงสุดจากท่อเปล่า และในปีเดียวกัน Timothy J (2006)ได้ทำการศึกษาค่าตัวเลข Dean Number ที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นโค้งเป็นรูปเกลียว จากการศึกษาโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์พบว่าที่ค่าตัวเลข Dean Number ต่ำๆ จะให้ค่าตัวเลข Nusselt Number ที่มากกว่าค่าตัวเลข Dean Number สูงๆ ต่อมาในปี ค.ศ. 2007 Paisarn (2007) พบว่าอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็นและอุณหภูมิของน้ำร้อนที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนส่งผลอย่างมากต่อค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขด และในปีเดียวกัน Eiamsa-ard and Promvong (2007) ได้ทำการศึกษาถึงการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในท่อที่สอดใส่หัวฉีดรูปทรงกรวย (conical-nozzle) ซึ่งพบว่าการสอดใส่หัวฉีดสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจากเดิมที่เป็นท่อเปล่าประมาณ 236 -344% ต่อมาในปี ค.ศ. 2008 Promvonge (2008) ได้ทำการศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับท่อที่สอดใส่สปริงที่ทำจากลวดที่มีหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยอากาศจะไหลเข้าไปในท่อที่อุณหภูมิผิวคงที่ ซึ่งท่อดังกล่าวมีอุณหภูมิสูงกว่าอากาศที่ไหลในท่อ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของอากาศอยู่ในช่วง 5000 – 25000 จากการทดลองพบว่าการใช้ลวดหน้าตัดสี่เหลี่ยมสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้มากกว่าลวดที่มีหน้าตัดกลม นอกจากนั้นเขายังพบว่า การสอดใส่สปริงร่วมกับแผ่นบิด ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้มากกว่าการสอดใส่เพียงสปริงหรือแผ่นบิดเพียงอย่างเดียว โดยสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสามารถเพิ่มขึ้นประมาณ 200-350 % ต่อมาในปี ค.ศ. 2009 M.R. Shaeri and M. Yaghoubi (2009) ได้ทำการศึกษาการพาความร้อนแบบการไหลปั่นป่วนของกลุ่มครีบที่มีการเจาะรูเทียบกับครีบที่ไม่ได้เจาะรูโดยการใช้แบบจำลอง จากการศึกษาพบว่าครีบที่ไม่มีรูจะให้ค่านัทเซลที่สูงกว่าครีบที่มีรู แต่ครีบที่มีการ

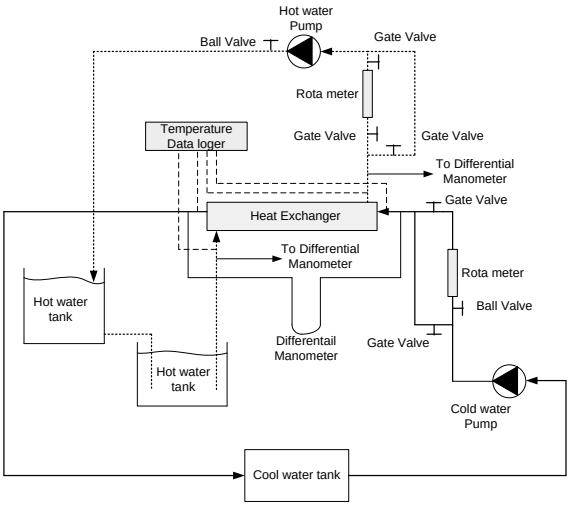
เจาะรูจะให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าทั้งนี้เพราะว่ามีพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่า และในปีเดียวกัน Hussein (2009) ได้ทำการทดลองการถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อกลมกับอากาศที่ไหลแบบราบเรียบ โดยทำการเปลี่ยนลักษณะรูปร่างทางเข้าของท่อกลม ซึ่งพบว่ารูปร่างทางเข้ามีผลต่อการถ่ายเทความร้อน

จากงานวิจัยที่กล่าวมาแล้วข้างต้นล้วนแล้วแต่มุ่งหวังที่จะศึกษาหาวิธีการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนด้วยการเพิ่มอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนขึ้น ซึ่งถือว่าเป็นการปรับปรุงอุปกรณ์เดิมที่มีอยู่ แต่การศึกษาเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างขนาดของท่อ และอัตราการไหลที่ส่งผลถึงคุณลักษณะทางความร้อนที่สำคัญอันประกอบด้วย ประสิทธิผล สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และจำนวนหน่วยการถ่ายเท รวมทั้งการสูญเสียความดัน นับเป็นสิ่งที่สำคัญไม่แพ้กัน ดังนั้นสิ่งดังกล่าวจึงถูกนำเสนอในงานวิจัยนี้ ซึ่งจะสามารถเป็นแนวทางในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นได้

2. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ชุดทดลองแสดงดังในรูปที่ 1 ประกอบด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นที่ทำการหุ้มฉนวนที่ท่อชั้นนอกเพื่อป้องกันการถ่ายเทความร้อนสู่สิ่งแวดล้อม ชุดผลิตน้ำร้อนและเครื่องมือวัดต่างๆ ที่ต่อเข้ากับชุดทดลอง ณ จุดต่างๆ เพื่อวัดค่าที่จำเป็นสำหรับการวิเคราะห์ผล อุณหภูมิของน้ำร้อนและน้ำเย็นที่ไหลเข้าออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถูกวัดโดยเทอร์โมคัปเปิ้ลชนิด K ช่วงการวัด -20 ถึง 1200 °C อัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็นถูกวัดด้วยโรตามิเตอร์ ช่วงการวัด 0 – 60 liter/min ความดันของน้ำที่ไหลเข้าออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนวัดโดยใช้ดิฟเฟอเรนเชียลมานอมิเตอร์

สำหรับการทดลองจะทำการเปลี่ยนขนาดของท่อชั้นในจำนวน 6 ขนาด คือ 1/2 นิ้ว 5/8 นิ้ว 3/4 นิ้ว 7/8 นิ้ว 1 นิ้ว และ 9/8 นิ้ว ส่วนท่อชั้นนอกมีขนาด 2 นิ้ว ซึ่งแต่ละขนาดจะทำการปรับอัตราไหลของน้ำเย็น 6 ค่า คือ 15 liter/min ถึง 40 liter/min โดยเพิ่มครั้งละ 5 liter/min ในขณะที่อัตราการไหลของน้ำร้อนคงที่ 40 liter/min และปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนจำนวน 6 ค่า เช่นเดียวกับน้ำเย็น ส่วนน้ำเย็นให้มีอัตราการไหลคงที่ 40 liter/min น้ำร้อนที่ไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกควบคุมให้มีอุณหภูมิคงที่ 70 °C และจะไหลกลับไปยังถังน้ำร้อนเพื่อเพิ่มอุณหภูมิอีกครั้งหลังจากแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเย็น ส่วนน้ำเย็นที่อุณหภูมิ คงที่ 30°C จะไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและทำการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำร้อนจากนั้นจะถูกนำมาลดอุณหภูมิให้ได้ 30°C ที่ถังน้ำเย็นด้วยเครื่องทำความเย็นขนาด 36000 Btu/hr เพื่อนำกลับไปใช้ใหม่



รูปที่ 1 อุปกรณ์การทดลอง

3. ทฤษฎีที่ใช้ในการวิเคราะห์

อัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็นสามารถหาได้จากการทำสมดุลพลังงาน โดยสมมติให้ไม่การสูญเสียความร้อนสู่สิ่งแวดล้อม ซึ่งสามารถหาได้ดังนี้

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c C_p (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h C_p (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{he} = \frac{\dot{Q}_c + \dot{Q}_h}{2} \quad (3)$$

เมื่อพิจารณาถึงอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในรูปของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสามารถแสดงได้ดังนี้

$$\dot{Q}_{he} = AU \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \Delta T_1 / \Delta T_2} \quad (4)$$

เมื่อ

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

$$A = \pi D_i L$$

ค่าประสิทธิผลการถ่ายเทความร้อนหาได้ดังนี้

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{he}}{(\dot{m}C_p)_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \qquad (5)$$

เมื่อ

$\dot{m}_c C_{pc} < \dot{m}_h C_{ph}$ จะได้

$(\dot{m}C_p)_{\min} = \dot{m}_c C_{pc}$

หรือ

$\dot{m}_c C_{pc} > \dot{m}_h C_{ph}$ จะได้

$(\dot{m}C_p)_{\min} = \dot{m}_c C_{ph}$

ค่าจำนวนหน่วยของการถ่ายเทหาได้ดังนี้

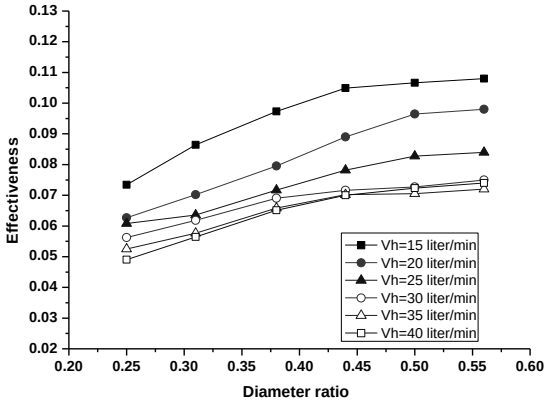
$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}C_p)_{\min}} \qquad (6)$$

4. ผลการทดลอง

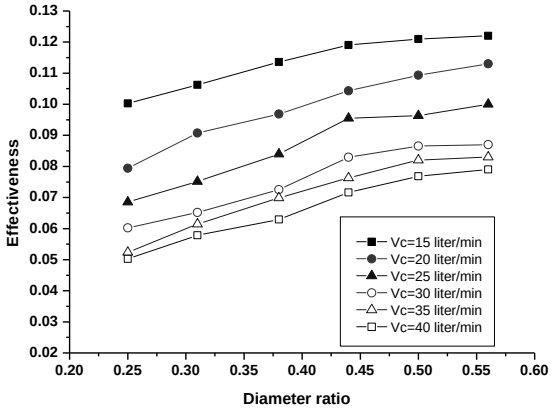
การทดลองตามวิธีการที่ได้กล่าวมาแล้วพบว่าอัตราส่วนขนาดของท่อชั้นในต่อท่อชั้นนอก (D_i / D_o) และอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็น ส่งผลต่อค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนรวมทั้งค่าปริมาณต่างๆ ที่สำคัญดังนี้

4.1 ประสิทธิผล (Effectiveness)

ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนขนาดของท่อทั้งในกรณีที่น้ำเย็นมีอัตราการไหลคงที่ดังแสดงในรูปที่ 2 และในกรณีน้ำร้อนมีอัตราการไหลคงที่ดังแสดงในรูปที่ 3 ทั้งนี้เนื่องจากว่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ซึ่งในกรณีที่อัตราการไหลของน้ำร้อนคงที่จะให้ค่าประสิทธิผลที่สูงกว่ากรณีของน้ำเย็นมีอัตราการไหลคงที่เฉลี่ยประมาณ 14 เปอร์เซ็นต์ ทั้งนี้เนื่องจากว่าน้ำร้อนมีพลังงานความร้อนสูงกว่าน้ำเย็น และยังพบว่าทุกอัตราส่วนขนาดของท่อที่อัตราการไหลต่ำๆ จะให้ค่าประสิทธิผลที่ดีกว่าอัตราการไหลสูงๆ เนื่องจากว่าน้ำร้อนและน้ำเย็นมีระยะเวลาในการถ่ายเทความร้อนมากกว่าที่อัตราการไหลสูงๆ

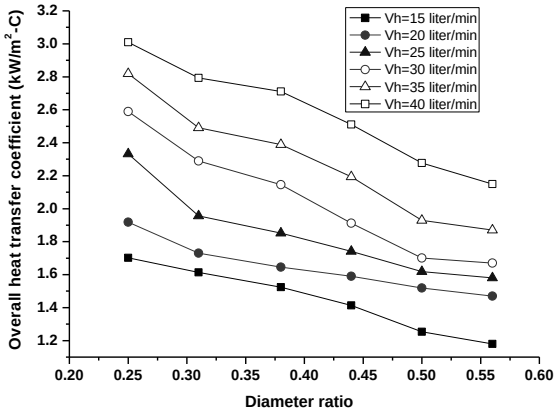


รูปที่ 2 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลและอัตราส่วนขนาดของท่อในกรณีอัตราการไหลน้ำเย็น 40 liter/min



รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลและอัตราส่วนขนาดของท่อในกรณีอัตราการไหลน้ำร้อน 40 liter/min

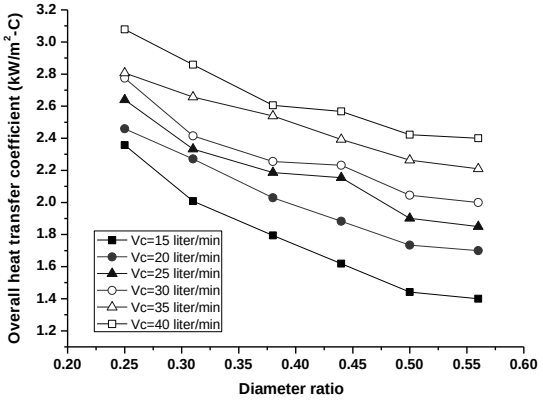
4.2 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมผลและอัตราส่วนขนาดของท่อในกรณีอัตราการไหลน้ำเย็น 40 liter/min

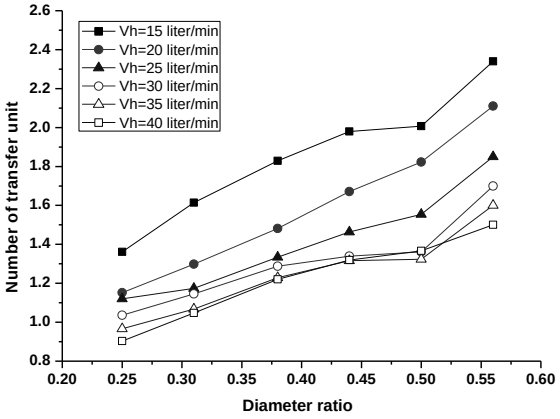
การเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนขนาดของท่อจะส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมลดลงทั้งในกรณีที่

อัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่และอัตราการไหลของน้ำร้อนคงที่ดังแสดงในรูปที่ 4 และรูปที่ 5 ตามลำดับ เพราะว่าการเพิ่มขึ้นของพื้นที่การถ่ายเทความร้อนในขณะที่อัตราการถ่ายเทความร้อนเปลี่ยนแปลงน้อยมาก และยังพบว่าที่อัตราส่วนขนาดของท่อเดียวกันที่ความแตกต่างของอัตราการไหลระหว่างน้ำร้อนและน้ำเย็นเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมลดลง

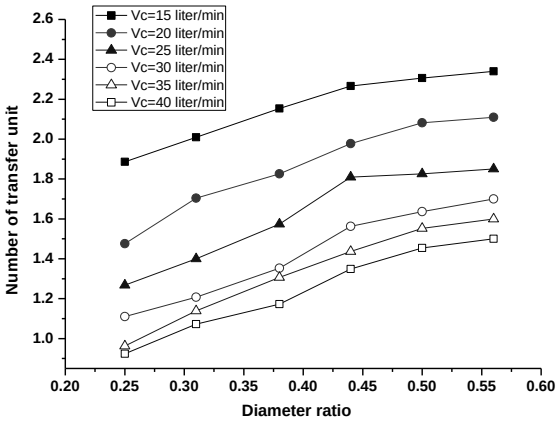


รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิการถ่ายเทความร้อนรวมผลและอัตราส่วนขนาดของท่อในกรณีอัตราการไหลน้ำร้อน 40 liter/min

4.3 จำนวนหน่วยการถ่ายเท (Number of Transfer Unit)



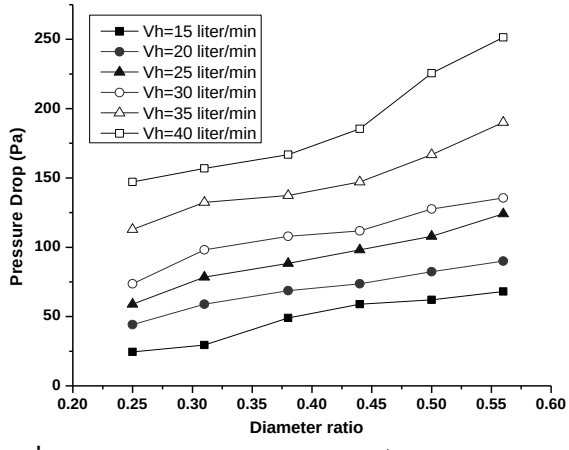
รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนหน่วยการถ่ายเทและอัตราส่วนขนาดของท่อในกรณีอัตราการไหลน้ำเย็น 40 liter/min



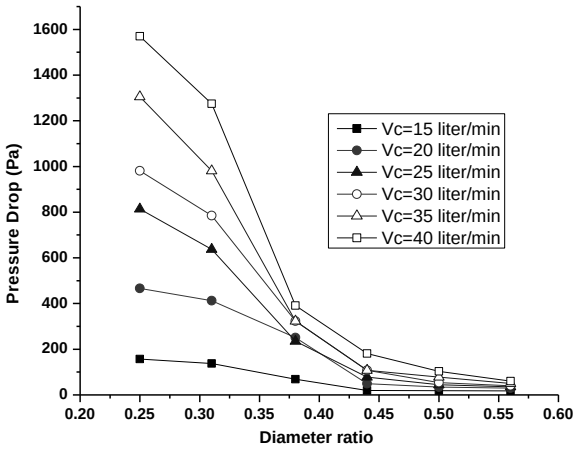
รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนหน่วยการถ่ายเทและอัตราส่วนขนาดของท่อในกรณีอัตราการไหลน้ำร้อน 40 liter/min

จำนวนหน่วยการถ่ายเทมีค่าเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนขนาดของท่อดังแสดงในรูปที่ 6 และรูปที่ 7 โดยที่ในกรณีของน้ำร้อนมีอัตราการไหลคงที่จะให้ค่าจำนวนหน่วยการถ่ายเทเฉลี่ยที่สูงกว่า และพบว่าที่อัตราส่วนขนาดของท่อเดียวกันจำนวนหน่วยการถ่ายเทมีการเปลี่ยนแปลงตามความแตกต่างระหว่างอัตราการไหลของน้ำร้อนกับน้ำเย็น ซึ่งจะมีค่าลดลงถ้าอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็นมีความแตกต่างกันน้อย

4.4 ความดันลด



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างการสูญเสียความดันและอัตราส่วนขนาดของท่อในกรณีอัตราการไหลน้ำเย็น 40 liter/min



รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่างการสูญเสียความดันและอัตราส่วนขนาดของท่อในกรณีอัตราการไหลน้ำร้อน 40 liter/min

เมื่อพิจารณาถึงความดันลดเนื่องจากการไหล พบว่าอัตราส่วนขนาดของท่อส่งผลต่อการสูญเสียความดันของท่อชั้นในมากกว่าท่อชั้นนอกเพราะมีการเปลี่ยนแปลงพื้นที่การไหลมากกว่า และการสูญเสียความดันของท่อชั้นในจะมีค่าลดลงเมื่ออัตราส่วนขนาดของท่อเพิ่มมากขึ้นเนื่องจากว่าการเพิ่มขึ้นของพื้นที่การไหลของน้ำเย็น แต่ในขณะเดียวกันจะทำให้การสูญเสียความดันลดของท่อชั้นนอกมีค่าเพิ่มขึ้นเพราะพื้นที่การไหลของน้ำร้อนลดลง

5. สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

อัตราส่วนขนาดของท่อชั้นในต่อท่อชั้นนอกส่งผลกระทบกับค่าต่างๆ ดังนี้

5.1 ค่าประสิทธิผลโดยเฉลี่ยที่เพิ่มขึ้นต่อการเพิ่มอัตราส่วนขนาดของท่อประมาณ 0.0827 : 1 และ 0.0927 : 1 ในกรณีที่อัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่และในกรณีของน้ำร้อนมีอัตราการไหลคงที่ตามลำดับ นอกจากนั้นยังพบว่าถ้าอัตราการไหลของน้ำร้อนมากกว่าน้ำเย็นจะให้ค่าประสิทธิผลเพิ่มขึ้นประมาณ 14 เปอร์เซ็นต์

5.2 ค่าสัมประสิทธิการถ่ายเทความร้อนรวมโดยเฉลี่ยลดลงต่อการเพิ่มอัตราส่วนขนาดของท่อประมาณ 0.1501 kW/m^2°C : 1 และ 0.1519 kW/m^2°C : 1 ในกรณีที่อัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่และในกรณีของน้ำร้อนมีอัตราการไหลคงที่ตามลำดับ

5.3 ค่าจำนวนหน่วยการถ่ายเทเฉลี่ยที่เพิ่มขึ้นต่อการเพิ่มอัตราส่วนขนาดของท่อประมาณ 0.1521 : 1 และ 0.1158 : 1 ในกรณีที่อัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่และในกรณีของน้ำร้อนมีอัตราการไหลคงที่ตามลำดับ

5.4 ค่าความดันลดโดยเฉลี่ยของน้ำเย็นลดลงต่อการเพิ่มอัตราส่วนขนาดของท่อประมาณ 168.667 Pascal : 1 ส่วนค่าความดันลดเฉลี่ยของน้ำร้อนเพิ่มขึ้นต่อการเพิ่มอัตราส่วนขนาดของท่อประมาณ 13.271 Pascal : 1

ในการวิจัยนี้จะเห็นได้ว่าค่าประสิทธิผลที่ได้มีค่าที่ต่ำนั่นเป็นเพราะว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดสั้นเกินไป ดังนั้นสำหรับผู้ที่สนใจทำการวิจัยเกี่ยวกับเรื่องนี้ควรเพิ่มความยาวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้ยาวขึ้นและควรเพิ่มจำนวนอัตราส่วนมากขึ้น ซึ่งอาจจะทำให้ผลการทดลองที่ได้มีความชัดเจนมากขึ้น

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบพระคุณสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน นครราชสีมา ที่ให้ทุนสนับสนุนการทำวิจัยในครั้งนี้ และขอขอบคุณ นายณัฐพงษ์ รัตนบุตร นายศรายุทธ บุตรดา และ นายวุฒิชัย พูนโตนด นักศึกษาสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่ช่วยสร้างอุปกรณ์สำหรับการทดลองในครั้งนี้

7. รายการสัญลักษณ์

A = พื้นที่การถ่ายเทความร้อน (m^2)

C_p = ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ (kJ/kg °C)

D_i = เส้นผ่านศูนย์กลางท่อชั้นใน (m)

D_o = เส้นผ่านศูนย์กลางท่อชั้นนอก (m)

D^* = อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางท่อชั้นในต่อท่อชั้นนอก

L = ความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (m)

$\dot{m}_c$ = อัตราการไหลของน้ำเย็น (kg/s)

$\dot{m}_h$ = อัตราการไหลของน้ำร้อน (kg/s)

NTU = จำนวนหน่วยการถ่ายเท (Number of Transfer Unit)

$\dot{Q}_c$ = อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำเย็น (kW)

$\dot{Q}_h$ = อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อน (kW)

$\dot{Q}_{he}$ = อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (kW)

$T_{c,i}$ = อุณหภูมิน้ำเย็นเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)

$T_{c,o}$ = อุณหภูมิน้ำเย็นออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)

$T_{h,i}$ = อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)

$T_{h,o}$ = อุณหภูมิน้ำร้อนออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)

U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (kW/m^2°C)

8. เอกสารอ้างอิง

A.Durmus. (2004). Heat transfer and exergy loss in cut out conical turbulators. *Energy Conversion and Management* , Vol.45, 785-796.

Hussein A.Mohammed. (2009).The effect of different inlet geometries on laminar flow combined convection heat transfer inside a horizontal circular pipe. *Applied Thermal Engineering* ,Vol.29, 581–590

K.Yakut and B.Sahin. (2004). Flow-induced vibration analysis of conical rings used of heat transfer enhancement in heat exchanger. *Applied Energy*, Vol. 78, 273-288.

M.R. Shaeri, M. Yaghoubi. (2009). Numerical analysis of turbulent convection heat transfer from an array of perforated fins. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 30, 218-228.

Paisarn Naphon.(2007). Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol.34, 321–330.

P.Promvonge. (2008). Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires. *Energy Conversion & Management,* Vol.49, 980-987.

P.Promvonge. (2008). Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators. *Energy Conversion and Management,* Vol. 49, 2949-2955.

P.Promvonge and S.Eiamsa-ard. (2007). Heat transfer and turbulent flow friction in a circular tube fitted with conical-nozzle turbulators. International Communications in heat and mass transfer, Vol. 34, 72-82.

S. Al-Fahed, L.M. Chamra, W. Chakroun. (1999). Pressure drop and heat transfer comparison for both microfin tube and twisted-tape inserts in laminarflow. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 18, 323-333.

S.Eiamsa-ard and P.Promvonge. (2006). Experimental investigation of heat transfer and friction characteristics in a circular tube fitted with V-nozzle turbulators. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 33, 591-600.

Timothy J. Rennie, Vijaya G.S. Raghavan. (2006). Effect of fluid thermal properties on the heat transfer characteristics in a double-pipe helical heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.45, 1158-1165.