

การวิเคราะห์สมรรถนะและเอกเซอร์ยีของเครื่องแลกเปลี่ยนที่มีการสอดใส่แผ่นปีกใบพัด

Performance and exergy analysis of a heat exchanger with blade inserts

กฤษณพงษ์ คำบุญมา¹, สมศักดิ์ เพ็ชรกุล² ทวี เทศเจริญ¹ พงษ์เจต พรหมวงศ์^{1*}

¹ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ถ.ฉลองกรุง ลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520

โทร 0-2326-4197 โทรสาร 0-2326-4198 Email: kppongje@kmitl.ac.th

²ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร หนองจอก กรุงเทพฯ 10530

Kritsanapong khamboonma , Somsak Peatkul, Thavee Teschareon , Pongjet Promvonge

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang,
Bangkok, 10520, Thailand

Tel: 0-2326-4197, Fax: 0-2326-4198,

บทคัดย่อ

บทความวิจัยนี้ได้นำเสนอถึง เอกเซอร์ยี คุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนและความเสียหายที่เกิดขึ้นเนื่องจากการไหลภายในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่วมศูนย์ที่มีการใส่แผ่นปีกใบพัด โดยมีลักษณะการจัดวางแตกต่างกันออกไปพร้อมทั้งเปรียบเทียบประสิทธิภาพให้เอียงแตกต่างกัน ผลการทดลองถูกนำไปเปรียบเทียบกับกรณีท่อเปล่าผิวเรียบและใช้เป็นข้อ มูลในการวิเคราะห์หาสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การทดลองถูกดำเนินการในช่วงการไหลปั่นป่วนที่มีตัวเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 6150 - 42000 ข้อมูลการทดลองทางด้านการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้น้ำร้อนและน้ำเย็นเป็นของไหลทำงานในท่อทดสอบ จากผลการทดลองแสดงให้เห็นถึงศักยภาพของการสอดใส่แผ่นปีกใบพัดในท่อทดสอบที่สามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้แก่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ ค่าตัวเลขนัสเซลที่กรณีการจัดวางแผ่นปีกใบพัดในลักษณะทำมุมเอียงไปด้านหน้ามีค่าสูงกว่าท่อเปล่าผิวเรียบเฉลี่ยโดยประมาณ 237% และค่าแฟกเตอร์ความเสียหายในกรณีนี้มีค่าสูงกว่าท่อเปล่าผิวเรียบเฉลี่ยโดยประมาณ 413% ตามลำดับ

1. บทนำ

ในหลายปีที่ผ่านมา เป็นที่ทราบกันดีว่าสมรรถนะทางด้านการถ่ายเทความร้อนสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหนึ่งเฟส (single-phase) ได้ถูกปรับปรุงให้ดีขึ้นด้วยเทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนหลายวิธีด้วยกัน และเทคโนโลยีทางด้านการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ถูกพัฒนาและนำไปประยุกต์ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนอย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรม เช่นในระบบปรับอากาศ ในหม้อไอน์รถยนต์ แม้กระทั่ง

กระบวนการทางด้านการผลิตในโรงงานอุตสาหกรรมเองก็ตาม วัตถุประสงค์ของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนก็คือการทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (heat transfer coefficient) มีค่าสูงขึ้น ทุกวันนี้มีผู้สนใจทางด้านการถ่ายเทความร้อนกันมากและได้พยายามลดขนาดและต้นทุนการผลิตเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยพื้นฐานตัวแปรสำคัญที่สุดที่แสดงถึงการลดขนาดและต้นทุนการผลิตคือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมภายในท่อ การเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยทั่วไปเป็นผลดีที่นำไปสู่การลดลงของอุณหภูมิที่เข้ามาแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นและช่วยลดการเกิดเอนโทรปี (entropy) ในกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ ดังนั้นจึงมีนักวิจัยเป็นจำนวนมากที่ให้ความสนใจในเรื่องนี้ นักวิจัยเหล่านี้ได้ใช้วิธีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกันออกไป

โดยทั่วไปแล้วการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสามารถแบ่งออกเป็นสองกลุ่มใหญ่ๆ กลุ่มแรกคือกลุ่มที่ต้องอาศัยแหล่งพลังงานจากภายนอกเข้ามาช่วยกระตุ้นให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนเช่น วิธีการสร้างสนามแม่เหล็ก การฉีดกระแทบของของไหล การทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนเกิดการสั่นสะเทือน การทำให้ผิวของของไหลสั่นสะเทือน จนกระทั่งการใช้กลไกทางกลเข้ามาช่วยสร้างการกระเพื่อมให้แก่การไหลเพื่อกระตุ้นให้มีการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น วิธีนี้เรียกว่า Active method อีกกลุ่มหนึ่งคือการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีการที่ไม่ต้องอาศัยพลังงานจากแหล่งภายนอกมาช่วยกระตุ้นแต่จะใช้พื้นผิวที่ขรุขระ ใช้การปรับสภาพพื้นผิว ใช้อุปกรณ์ช่วยสร้างการไหลให้หมุนวน ใช้ท่อรูปก้นหอยหรือการเติมสารบางตัวลงไปเพื่อช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ซึ่งเป็น

กลุ่มที่นักวิจัยจำนวนมากนิยมใช้กันในวงการวิจัยวิธีนี้เรียกกันว่า Passive Method เทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีหลังสุดนี้ได้ถูกนำไปประยุกต์ใช้งานอย่างแพร่หลายเช่นการใส่แผ่นปิดเข้าไปในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [1-6] การใส่ขดลวดและการใส่ขดลวดแบบเอียงเข้าไปในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [7-8] การติดตั้งอุปกรณ์ช่วยสร้างการไหลให้ปั่นป่วน [9-11] จากผลการศึกษาทั้งหลายเหล่านี้ชี้ให้เห็นว่าถึงแม้การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มสูงขึ้นก็ตาม แต่หากพิจารณาถึงความเสียหายที่เกิดขึ้นเนื่องจากการไหลที่สูงขึ้นด้วยเช่นกัน

แนวคิดใหม่ในการทำให้มีการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นด้วยการใช้แผ่นปีกใบพัดใส่เข้าไปในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ถูกพัฒนาและทดสอบขึ้นมา ซึ่งแผ่นปีกใบพัดนี้ถือว่าเป็นอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการผสมกันของของเหลวได้รวดเร็วยิ่งขึ้นและทำให้เกิดการไหลที่ปั่นป่วนสูงมากยิ่งขึ้นด้วย และยังทำให้เกิดการไหลหมุนวนตามแนวยาว(Longitudinal vortex flow) ที่มีลักษณะคล้ายกับการไหลที่เกิดขึ้นบนปีกรูปสามเหลี่ยม (Delta wing) เป็นผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนภายในท่อดีขึ้น

2. การวิเคราะห์ข้อมูลจากการทดลอง

การสมดุลพลังงานความร้อนในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนและน้ำเย็นถูกใช้เพื่อนำไปสู่การหาค่าการพาความร้อนของน้ำร้อนภายในท่อทองแดง อัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งน้ำร้อนและน้ำเย็นสามารถคำนวณได้จากสมการ (1) และ (2) ตามลำดับ

$$\dot{Q}_{hot} = \dot{m}_h c_p h (T_{hot,I} - T_{hot,O}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{cold} = \dot{m}_c c_p c (T_{cold,O} - T_{cold,I}) \quad (2)$$

การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย ($\dot{Q}_{aver}$) ถูกใช้เป็นการวัดที่ป้อนให้แก่การไหลโดยการพาความร้อนที่อยู่ในสถานะคงตัวสามารถคำนวณได้บนพื้นฐานของสมการสมดุลพลังงานซึ่งได้แสดงตามมาดังนี้

$$\dot{Q}_{aver} = (\dot{Q}_{hot} + \dot{Q}_{cold})/2 = \dot{Q}_{conv} \quad (3)$$

เมื่อพิจารณาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ป้อนให้แก่ท่อทดสอบซึ่งจะเท่ากับการพาความร้อนที่ไหลผ่านพื้นที่ผิวภายในท่อทดสอบที่สถานะคงตัว การพาความร้อนที่ได้รับจากท่อทดสอบสามารถคำนวณได้จากสมการ (4)

$$\dot{Q}_{conv} = h A_h [\bar{T}_w - (T_{hot,I} + T_{hot,O})/2] \quad (4)$$

แล้วสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยคิดบนพื้นฐานของการให้ความร้อนแก่พื้นที่ผิวภายในท่อน้ำร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการ (5)

$$h = \dot{Q}_{conv} / A_h [\bar{T}_w - (T_{hot,I} + T_{hot,O})/2] \quad (5)$$

เมื่อ $\bar{T}_w$ เป็นอุณหภูมิเฉลี่ยที่วัดได้จากผิวภายในของท่อน้ำร้อนที่ตำแหน่งต่างๆ โดยทำการเจาะที่ผิวแล้วทำการวัดลึกลงไปประมาณ 1 มิลลิเมตรจากความหนาทั้งหมดประมาณ 1.3 มิลลิเมตร เพราะฉะนั้น

ค่าความหนาของผนังท่อส่วนที่เหลือจะส่งผลต่อค่าความต้านทานความร้อนของผนังท่อน้อยมากจึงสามารถตัดส่วนของการนำความร้อนนี้ทิ้งไปได้เลย จากทางเข้าไปจนถึงทางออกของท่อทดสอบได้ทำการวัดอุณหภูมิที่ผิวท่อทั้งหมดรวม 7 จุดด้วยกัน จากความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนกับค่าตัวเลขนัสเซลท์ในทางทฤษฎีสามารถทำให้คำนวณค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยได้ดังนี้

$$Nu = hD/k \quad (6)$$

ในขณะที่ค่าแฟกเตอร์ความเสียหายที่เกิดขึ้นเนื่องจากการไหลภายในท่อทดสอบหาได้จากการวัดค่าความดันตกคร่อม (ΔP) ตลอดช่วงของความยาวท่อทดสอบโดยคำนวณได้จากสมการที่ (7)

$$f = \Delta P / \left(\rho U^2 / 2 \right) (L / D) \quad (7)$$

สำหรับค่าตัวเลขเรย์โนลด์คิดบนพื้นฐานของค่าความเร็วเฉลี่ยของการไหลที่ทางเข้าถูกกำหนดโดยสมการที่ (8)

$$Re = UD/\nu \quad (8)$$

ในกรณีพิจารณาถึงการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหลเดียวกัน (Constant pumping power) ระหว่างท่อทดสอบผิวเรียบกับท่อทดสอบที่ใส่แผ่นปีกใบพัดเข้าไป ซึ่งสามารถจัดสมการให้อยู่ในรูปของสมการพลังงานของการไหลได้ตามนี้

$$(\Delta P)_s = (\Delta P)_b \quad (9)$$

เมื่อเทอมซ้ายมือของสมการที่ 9 เป็นพลังงานของการไหลในท่อเปล่าผิวเรียบและเทอมขวามือเป็นพลังงานของการไหลในท่อทดสอบที่ผ่านการปรับปรุงแล้วด้วยการใส่แผ่นปีกใบพัดโดยพิจารณานบนพื้นฐานของการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหลเดียวกัน แล้วลดรูปสมการลงมาให้อยู่ในกลุ่มของตัวแปรไร้มิติและจัดรูปสมการให้สัมพันธ์กันระหว่างค่าแฟกเตอร์ความเสียหายกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ซึ่งสามารถแสดงได้ตามนี้

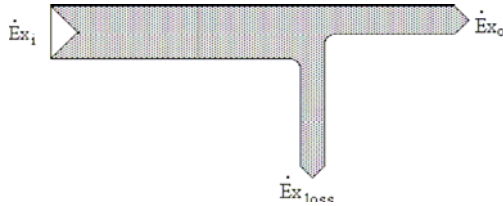
$$\begin{aligned} (f Re^3)_s &= (f Re^3)_b \\ Re_s &= Re_b (f_b / f_s)^{1/3} \end{aligned} \quad (10)$$

แล้วประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจึงถูกนิยามขึ้นมาด้วยสัดส่วนของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อทดสอบที่ผ่านการปรับปรุงแล้วโดยใช้แผ่นปีกใบพัด (h_b) กับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อเปล่าผิวเรียบ (h_s) ซึ่งตามคำแนะนำของ Webb [12]

$$\begin{aligned} \eta &= \left[\frac{h_b}{h_s} \right]_{pp} = \left[\frac{Nu_b}{Nu_s} \right]_{pp} \\ \eta &= \left(\frac{Nu_b}{Nu_s} \right) \left(\frac{f_b}{f_s} \right)^{-1/3} \end{aligned} \quad (11) \quad (12)$$

โครงสร้างของเอกซ์เซอีย

จากกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ เราทราบว่าในกระบวนการใดๆ ในทางปฏิบัติมีปัจจัยปัจจัยที่เรียกว่า Irreversibility ซึ่งเป็นสาเหตุทำให้อุปกรณ์หรือระบบมีประสิทธิภาพลดลง หมายความว่าเราสามารถนำพลังงานมาใช้ประโยชน์ได้จริงในปริมาณที่น้อยและจำกัด เมื่อเทียบกับปริมาณของพลังงานที่มีอยู่ทั้งหมด จากที่ได้กล่าวมาคือข้อมูลพลังงานในแง่ที่เป็นคุณภาพ “(quality)” ซึ่งมีส่วนกระตุ้นให้มีการพัฒนาอุปกรณ์และเทคนิคที่จะทำให้มีการนำพลังงานมาใช้ให้เกิดประโยชน์มากที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้



รูปที่ 3 แผนภาพแถบ Exergy สำหรับความร้อนที่ถูกแลกเปลี่ยน

จากสมการหาค่า $\dot{Ex}_{loss}$

$$\dot{Ex}_{loss} = \dot{m}_c(h_{ci} - h_{co}) + \dot{m}_h(h_{hi} - h_{ho}) + T_e[\dot{m}_c(s_{co} - s_{ci}) + \dot{m}_h(s_{ho} - s_{hi})] \quad (13)$$

จากสมการที่ 13 สามารถจัดรูปใหม่ได้

$$\dot{Ex}_{loss} = T_e[\dot{m}_c(s_{co} - s_{ci}) + (\dot{m}_h(s_{ho} - s_{hi}))] \quad (14)$$

Entropy ผิวของของเหลวร้อนที่มีค่าความร้อนจำเพาะและความดันคงที่

$$s_{co} - s_{ci} = C_{p_c} \ln(T_{co} / T_{ci}) \quad (15)$$

$$s_{ho} - s_{hi} = C_{p_h} \ln(T_{ho} / T_{hi}) \quad (16)$$

จัดสมการได้

$$\dot{Ex}_{loss} = T_h [\dot{m}_h C_{p_h} \ln(T_{ho} / T_{hi}) + (\dot{m}_c C_{p_c} \ln(T_{co} / T_{ci}))] \quad (17)$$

เมื่อเพิ่มความร้อนของของเหลวร้อนและอัตราของความจุคือ

$$C_h = \dot{m}_h C_{p_h}, \quad C_c = \dot{m}_c C_{p_c}$$

$$C_r = C_{\min} / C_{\max} \quad (18)$$

และถ้าความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้ถูกเขียนในรูป

$$T_r = T_{hi} / T_{ci}$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_{\max}(T_{co} - T_{ci})}{C_{\min}(T_{hi} - T_{ci})} = \frac{C_{\min}(T_{hi} - T_{ho})}{C_{\min}(T_{hi} - T_{ci})} \quad (19)$$

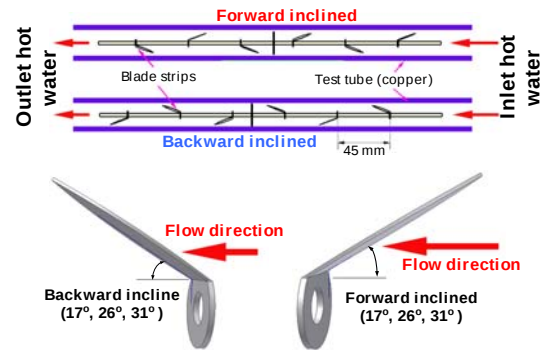
ขอบเขต exergy บอกถึงการสูญเสียของพลังงานทั้งหมดถูกเขียนในรูปแบบดังต่อไปนี้:

$$e = \frac{\dot{Ex}_{loss}}{T_e C_{\min}} \quad (20)$$

$$= \ln \left[1 - \varepsilon \left(1 - \frac{1}{T_r} \right) \right] + \frac{1}{C_r} \ln [1 + \varepsilon C_r (T_r - 1)]$$

3. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

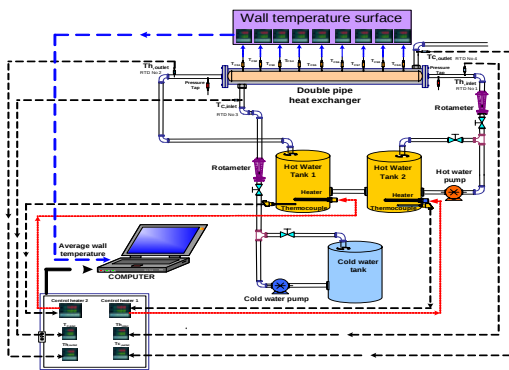
งานวิจัยนี้ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาถึงผลกระทบทางด้านสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนและแฟกเตอร์ความเสียหายที่เกิดขึ้นเนื่องจากการไหลในกรณีที่มีการใส่แผ่นปีกใบพัดเข้าไปในท่อทดสอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในรูปที่ 1 แสดงถึงการนำแผ่นปีกใบพัดมาจัดวางเรียงสลับกันทั้งด้านบนและด้านล่างของแกนทองเหลืองแล้วทำการเชื่อมติดกับแกนทองเหลืองเพื่อมาทดสอบดังรูป แผ่นปีกใบพัดแต่ละแผ่นวางห่างกันประมาณ 45 mm แล้วในการทดสอบได้นำเอาแกนแผ่นปีกใบพัดที่ได้นี้ไปใส่ในท่อทดสอบและทำการปรับมุมปะทะ (Attack angle) ของแผ่นปีกใบพัดให้เอียงทำมุมกับกระแสการไหลของของไหลร้อนที่มุม 17° , 26° และ 31° ทั้งวางตามทิศทางกระแสการไหลหรือวางเอียงไปด้านหลัง (Backward inclined angle) และวางทวนกระแสการไหลหรือวางเอียงไปด้านหน้า (Forward inclined angle) ดังแสดงในรูปที่ 1



รูปที่ 1 ลักษณะการจัดวางแผ่นปีกใบพัดและการติดตั้งแกนแผ่นปีกใบพัดภายในท่อทดสอบ

ลักษณะการจัดวางอุปกรณ์ชุดทดลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันพร้อมทั้งรายละเอียดต่างๆของท่อทดสอบได้แสดงเอาไว้ในรูปที่ 2 ท่อในเป็นท่อน้ำร้อนมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 19.6 มิลลิเมตรสร้างมาจากวัสดุทองแดง ส่วนท่อนอกใช้เป็นท่อน้ำเย็นสร้างมาจากวัสดุ PVC มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 38 มิลลิเมตรและหุ้มด้วยฉนวนเพื่อป้องกันให้ความร้อนสูญเสียไปกับสิ่งแวดล้อมน้อยที่สุดในการศึกษาผลกระทบทางด้านคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนและแฟกเตอร์ความเสียหายที่เกิดขึ้นจากการไหลหมุนวนและการไหลปั่นป่วนที่ถูกสร้างขึ้นมาโดยแผ่นปีกใบพัดที่ใส่เข้าไปในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การทดลองทุกกรณีถูกนำมาเปรียบเทียบในสภาวะเดียวกัน โดยทำการทดสอบในช่วงค่าตัวเลขเรย์โนลด์อยู่ระหว่าง 6000 – 42000.

ในรูปที่ 2 น้ำร้อนจากถังพักที่มีอุณหภูมิคงที่ (55°C) ถูกปั๊มเข้าไปในท่อความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยผ่านอุปกรณ์วัดอัตราการไหล (Rota meter) บริเวณทางเข้าและทางออกของท่อความร้อนได้ติดตั้ง Thermocouple แบบ RTD เอาไว้ เพื่อวัดอุณหภูมิของน้ำร้อนขาเข้าและขาออกของท่อทดสอบ พร้อมทั้งติดตั้งอุปกรณ์วัดความดันตกคร่อมโดยใช้มอนิเตอร์ จากนั้นน้ำร้อนก็ไหลกลับเข้าสู่ถังพักน้ำร้อนดั้งเดิม ซึ่งในถังพักน้ำร้อนนี้มีชุดฮีตเตอร์ติดตั้งอยู่ เพื่อใช้ควบคุมอุณหภูมิของน้ำร้อนให้ได้ตามที่ต้องการและถูกควบคุมโดยชุดควบคุมอุณหภูมิ (Temperature Controller) ส่วนระบบน้ำเย็นนั้น มีหลักการทำงานดังนี้คือ น้ำเย็นที่มีอุณหภูมิ 20°C ถูกปั๊มขึ้นไปเข้าสู่ท่อน้ำเย็นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยผ่านอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำเย็น (Rota meter) เช่นกัน บริเวณทางเข้าและทางออกของท่อน้ำเย็นได้ติดตั้งตัววัดอุณหภูมิไว้ด้วย แล้วน้ำเย็นที่ไหลผ่านท่อจะมีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำร้อนที่ไหลในท่อน้ำร้อนจนได้รับอุณหภูมิสูงขึ้น จากนั้นน้ำเย็นก็ไหลกลับเข้าสู่ถังพักน้ำเย็นของเครื่องทำน้ำเย็น (Water chiller) แล้วเครื่องทำน้ำเย็นควบคุมอุณหภูมิของน้ำให้เย็นลงที่ประมาณ 20°C ขณะเดียวกันได้วัดอุณหภูมิของน้ำเย็นขาเข้าและขาออกไว้ด้วย ส่วนบริเวณผนังผิวท่อทองแดงของน้ำร้อนได้วัดอุณหภูมิผิวสัมผัสเอาไว้ทั้งหมด 7 จุดตลอดแนวความยาวของท่อทดสอบและค่าที่อ่านได้ถูกนำมาหาค่าเฉลี่ยอุณหภูมิผิวทดสอบที่สภาวะคงตัวตามที่แสดงในรูป 2.

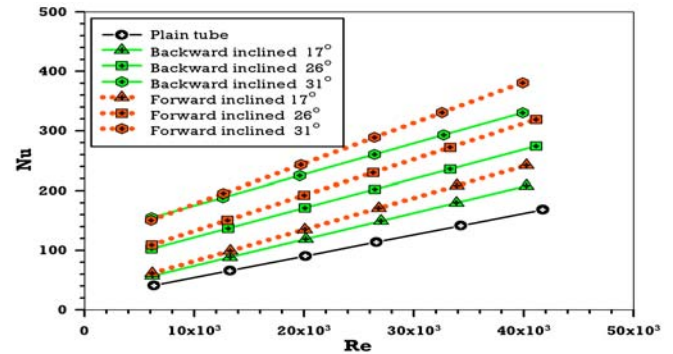


รูปที่ 2 คือแตรมแสดงการทำงานของชุดทดลอง

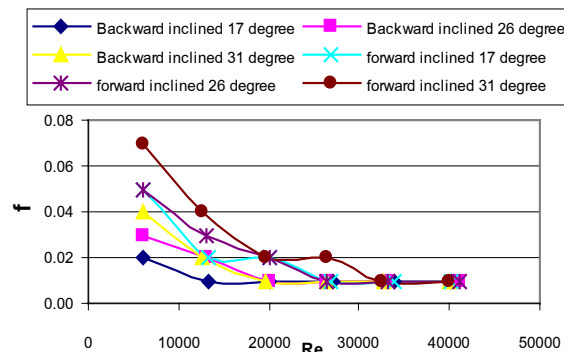
4. ผลการทดลองและบทวิเคราะห์

การทดลองได้ทำการศึกษาถึงการถ่ายเทความร้อนและความเสียหายของการไหลที่เกิดขึ้นจากการใส่แผ่นปีกใบพัดเข้าไปในท่อทดสอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนกับน้ำเย็น แผ่นปีกใบพัดนี้ถูกติดตั้งเอาไว้บนแกนทองเหลืองในลักษณะวางสลับเยื้องกันบนและล่างแล้วปรับมุมปะทะของการไหลให้เอียงไปด้านหลังและเอียงไปด้านหน้าด้วยมุม 17° 26° และ 31° รูปที่ 4 แสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนัสเซลที่ระหว่างท่อเปล่าผิวเรียบกับท่อที่ใส่แผ่นปีกใบพัดที่มีการจัดวางในลักษณะเอียงไป ด้านหลังและเอียงไปด้านหน้าที่มีค่ามุมเอียงต่างๆ ภายในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในรูปแสดงให้เห็นว่าค่าตัวเลขนัสเซลของท่อเปล่าผิวเรียบนั้นมีค่าตัวเลขนัสเซลที่ต่ำที่สุดในช่วงค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่ใช้ทดสอบ และเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มสูงขึ้นการถ่ายเทความร้อนก็สูงขึ้นด้วย เนื่องจากความเร็วในการ

ไหลของน้ำร้อนภายในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงขึ้นตามค่าตัวเลขเรย์โนลด์แล้วทำให้เกิดการไหลที่ปั่นป่วนมากยิ่งขึ้นส่งผลให้ชั้นขีดผิวของอุณหภูมิบางลงมากขึ้นและทำให้มีการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น โดยท่อที่ใส่แผ่นปีกใบพัดที่มีการจัดวางในลักษณะเอียงไปด้านหน้าที่มุม เอียง 31° ทั้งสองกรณีมีค่าตัวเลขนัสเซลที่สูงที่สุด ซึ่งตรงกับมุมเอียงที่มี ค่ามากที่สุด อันนี้สามารถอธิบายได้ว่าความหนาแน่นของการไหลปั่น ป่วนจะช่วยทำให้การไหลผสมกันได้รวดเร็วยิ่งขึ้นตามค่ามุมเอียงที่สูง ขึ้น



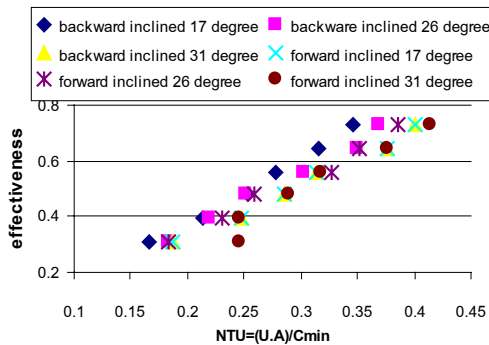
รูปที่ 4 Nu กับ Re ของการใส่แผ่นปีกใบพัด วางเอียงไปด้านหลังและด้านหน้าที่มุมต่างๆ ซึ่งจะเห็นว่าใบพัดแบบ forward inclined 31° จะมีค่าการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าใบพัดแบบอื่นๆ



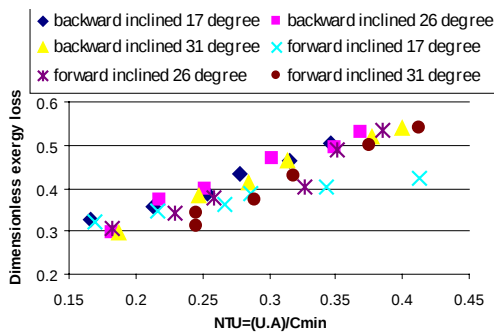
รูปที่ 5 เปรียบเทียบแฟกเตอร์ความเสียดทานกับ ตัวเลขเรย์โนลด์ของการใส่แผ่นปีกใบพัดวางเอียงไปด้านหลังและด้านหน้าที่มุมต่างๆ

รูปที่ 5 แสดงการเปลี่ยนแปลงของค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นเนื่องจากการไหลระหว่างท่อเปล่าผิวเรียบกับท่อที่ใส่แผ่นปีกใบพัดที่มีมุมต่างๆ ทั้งกรณีวางเอียงไปด้านหลังและวางเอียงไปด้านหน้า ในรูปแสดงให้เห็นว่าค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานมีค่าสูงที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำๆ เส้นแนวโน้มลดลงอย่างรวดเร็วจนกระทั่งถึงค่า Reynolds number ประมาณ 20000 แล้วค่อยลดลงอย่างช้าๆ ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานจากการใช้แผ่นปีกใบพัดทั้งสองกรณีมีค่าสูงกว่าท่อเปล่า และพบว่าค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นในกรณีใส่แผ่นปีกใบพัดวางเอียงไปด้านหน้ามีค่าสูงที่สุดที่มุมเอียง 31°

ค่า effectiveness กับ NTU สำหรับใบพัด backward inclined และ forward inclined ซึ่งแสดงในกราฟรูปที่ 6 การเพิ่มขึ้นของ NTU ซึ่งมีความสัมพันธ์กันทั้งมุม backward และ forward ความชันของกราฟอยู่ในระดับใกล้เคียงกัน



รูปที่ 6 การเปรียบเทียบค่า effectiveness กับ NTU



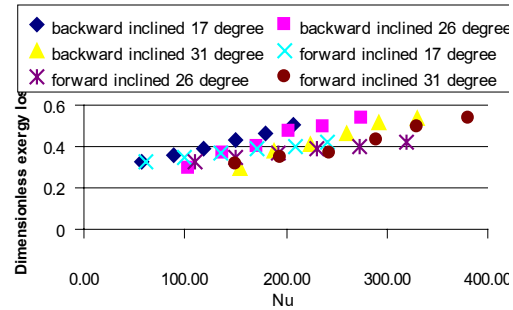
รูปที่ 7 การแปรเปลี่ยนของการสูญเสีย exergy กับ NTU

ความร้อนจำนวนมากมาถูกถ่ายเทในหน่วย, NTU, คือถูกแสดงในแง่ของความจุที่เกิดจากความร้อน, กับ exergy loss แสดงในกราฟรูปที่ 7.



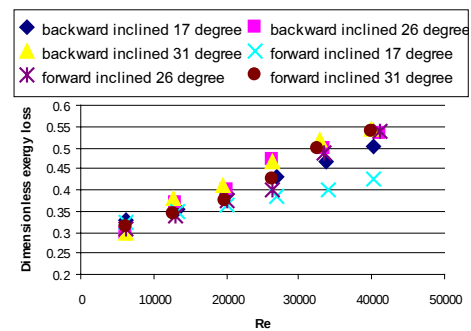
รูปที่ 8 การแปรเปลี่ยนของการสูญเสีย exergy กับ แฟกเตอร์เสียดทาน

ขอบเขตของการแปรเปลี่ยนของ exergy ที่สูญเสียไปกับการเสียดทานสำหรับรูปแบบท่อต่างๆถูกแสดงในรูปที่ 8 สามารถแสดงให้เห็นการสูญเสีย exergy เพิ่มขึ้นจากการเสียดทาน, irreversibility ซึ่งเป็นสาเหตุ ทำให้อุปกรณ์หรือระบบมีประสิทธิภาพลดลง หมายความว่าเราสามารถนำพลังงานมาใช้ประโยชน์ได้จริงในปริมาณที่น้อยและจำกัด ในการแลกเปลี่ยนความร้อนคือเนื่องจากการสูญเสียการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมจากการสูญเสียสามารถนำมาคิดค่าการสูญเสีย exergy กับความเสียดทานที่เสียไป ใน Counter flow



รูปที่ 9 การเปรียบเทียบค่า Nu กับ Dimensionless exergy loss

จากกราฟที่ 9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu กับ exergy ที่สูญเสียไป จะเห็นได้ว่าที่ Nu ต่ำๆ ค่า exergy ที่สูญเสียสูง และที่ Nu สูงๆ ค่า exergy ที่สูญเสียจะต่ำลง ก็แสดงเห็นว่าการถ่ายเทความร้อน ของใบพัดแต่ละรูปแบบต่างๆ มีการถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกันไป และใบพัดแบบ forward inclined 31° มีการถ่ายเทความร้อนได้มาก แล้วสูญเสีย exergy loss น้อยกว่า ใบพัดแบบอื่นๆ แล้วให้ค่า exergy ที่ไปใช้ประโยชน์ได้มากที่สุดในกลุ่มใบพัดในรูปแบบต่างๆ



รูปที่ 10 การเปรียบเทียบค่า Re กับ Dimensionless exergy loss

จากกราฟรูปที่ 10 จะเห็นได้ว่าที่ เลขเรย์โนลด์ต่ำๆ จะเกิดการสูญเสีย exergy มาก และงานที่จะได้ประโยชน์นั้นจะน้อยลงเนื่องจากการสูญเสีย Dimensionless exergy loss จะเป็นตัวบอกถึงงานที่ไม่ได้ประโยชน์ แต่เมื่อเลขเรย์โนลด์ที่สูงขึ้น การสูญเสียของ Dimensionless exergy loss นั้นจะน้อยลง ก็แสดงให้เห็นว่า ค่า exergy ที่จะให้ประโยชน์มากที่สุดจะอยู่ในช่วงเลขเรย์โนลด์ที่สูงๆ

5. สรุปผลการทดลอง

การใส่แผ่นปีกใบพัดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่าสามารถช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้เพราะการใส่แผ่นปีกใบพัดสามารถช่วยให้เกิดการไหลที่ปั่นป่วนมากยิ่งขึ้นและนั่นหมายถึงสามารถช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนให้สูงเพิ่มขึ้นด้วยและในการนำมาคิดค่า exergy จะได้งานที่เป็นประโยชน์ ที่จะเลือกนำไปใช้งานจริงได้ถูกช่วงของเลขเรย์โนลด์ จากการทดลองสามารถสรุปได้ดังนี้

1. การใส่แผ่นปีกใบพัดที่มีการวางเรียงกันทำมุมเอียงไปด้านหลัง 31° กับกระแสการไหลนั้นมีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์เดียวกัน เนื่องจากความหนาแน่นของการไหลปั่นป่วนมีมากกว่า

2. การวางแผนปีกใบพัดในลักษณะต่างๆ สามารถช่วยให้เกิดการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ แผ่นปีกใบพัดที่มีการจัดวางเรียงกันทำมุมเอียงไปด้านหน้า 17° 26° และ 31°

สามารถช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้โดยเฉลี่ยประมาณ 129% 183% และ 237% ในขณะที่การวางแผนปีกใบพัดทำมุมเอียงไปด้านหลังมีค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อเปล่าโดยเฉลี่ยประมาณ 113% 164% และ 220% ตามลำดับ

3. แפקเตอร์ความเสียหายที่เกิดขึ้นเนื่องจากการไหลของการวางแผนปีกใบพัดในลักษณะทำมุมเอียงไปด้านหน้า 17° 26° และ 31° มีค่าสูงกว่าท่อเปล่าผิวเรียบโดยประมาณ 279% 322% และ 413% ส่วนการวางแผนปีกใบพัดทำมุมเอียงไปด้านหลังมีค่าสูงกว่าท่อเปล่าเฉลี่ยโดยประมาณ 155% 198% และ 236%

4. ประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนกรณีคิดบนพื้นฐานของการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหลเดียวกันพบว่า การวางแผนปีกใบพัดทำมุมเอียงไปด้านหลัง 17° 26° และ 31° มีประสิทธิภาพสูงกว่าท่อเปล่า 1.16 เท่า 1.54 เท่า และ 1.94 เท่า ส่วนการวางแผนเอียงไปด้านหน้ามีค่าสูงกว่าท่อเปล่า 1.11 เท่า 1.48 เท่า และ 1.76 เท่า

สัญลักษณ์

$\dot{m}_c$ อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเย็น (kg s^{-1})

$\dot{m}_h$ อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำร้อน (kg s^{-1})

cp_c ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของน้ำเย็น ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)

cp_h ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของน้ำร้อน ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)

$T_{hot,I}$ อุณหภูมิทางเข้าของน้ำร้อน (K)

$T_{hot,O}$ อุณหภูมิทางออกของน้ำร้อน (K)

$T_{cold,I}$ อุณหภูมิทางเข้าของน้ำเย็น (K)

$T_{cold,O}$ อุณหภูมิทางออกของน้ำเย็น (K)

$\bar{T}_w$ อุณหภูมิผิวน้ำภายในท่อเฉลี่ยของน้ำร้อน (K)

K ค่าการนำความร้อนเฉลี่ยของน้ำร้อน ($\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$)

A_h พื้นที่การถ่ายเทความร้อนภายในท่อทองแดง (m^2)

D เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อน้ำร้อน (m)

ΔP ความดันตกคร่อมของท่อทดสอบ (Pa)

∇ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของของเหลว ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)

L ความยาวของท่อทดสอบ (m)

ρ ค่าความหนาแน่นของน้ำร้อน (kg/m^3)

U ความเร็วเฉลี่ยของน้ำร้อน (m s^{-1})

เอกสารอ้างอิง

- [1] Cengiz Y.Yasar B.and Dursun P.Effect.t,1998. of twisted strips on heat transfer and pressure drop in heat exchangers. Energy Conv. Manage. vol 39. p331-336.
- [2] Manglik R.M. and Bergles A.E.,1992. Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Twisted-Tape Inserts in isothermal Tubes: Part II-Transition and Turbulent Flows. Enhanced Heat Transfer. ASME HTD. vol 202. p99-106.
- [3] Sarma P.K. Subramanyam T. Kishore P.S. Dharma Rao V. and Kakac S., 2003 Laminar convective heat transfer with twisted tape inserts in a tube. Int. J. Ther. Sci., Vol 42. p. 821-828.
- [4] Smithberg E. and Landis F.,1964. Friction and forced convection heat transfer characteristics in tube with twisted tape swirl generators. Trans.ASME J. Heat transfer. vol 86. p39-49.
- [5] Agarwal S.K. and Raja Rao M.,1996. Heat transfer augmentation for the flow of a viscous liquid in circular tubes using twisted tape inserts. Int. J. Heat Mass Transfer. vol 39 (17). p3547-3557.
- [6] Saha S.K. Dutta A. and Dhal S.K., 2001. Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements. Int. J. Heat Mass Transfer. vol 44. p 4211- 4223.
- [7] Yakut K. and Sahin B., 2004. The effects of vortex characteristics on performance of coiled wire turbulators used for heat transfer augmentation. Appl. Ther. Eng. vol 24. p2427-2438.
- [8] Sethumadhavan R. and Rao M.R., 1983. Turbulent Flow Heat Transfer and Fluid Friction in Helical-Wire-Coil-Inserted Tubes. Int. J. Heat Mass Transfer. vol 26 (12). p1833-1845.
- [9] Yilmaz M. Comakli O. and Yapici S., 1999 Enhancement of heat transfer by turbulent decaying swirl flow. Energy Conv. Manage. vol 40. p1365-1376.
- [10] Yilmaz M. Comakli O. Yapici S. and Nuri Sara O., 2003. Heat transfer and friction characteristics in decaying swirl flow generated by different radial guide vane swirl generators. Energy Conv. Manage. vol 44. p283-300.
- [11] Aydin D. Ayla D. and Mehmet E., 2002. Investigation of heat transfer and pressure drop in a concentric heat exchanger with snail entrance. Applied Thermal Engineering. vol 22. p321-332.
- [12] Webb Ralph L., 1992. Principles of Enhanced Heat Transfer. John Wiley & Sons. USA. 2005.