

คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางที่ใช้
ครีบกเกลียวชนิดขอบหยัก กรณีศึกษาการจัดเรียงท่อแบบเหลื่อมกัน
HEAT TRANSFER CHARACTERISTIC OF CROSS FLOW HEAT EXCHANGER USING CRIMPED
SPIRAL FINS A CASE STUDY OF STAGGERED ARRANGEMENT

อดิพงษ์ นันทพันธุ์*

โครงการศูนย์ฝึกอบรมเพื่อการพัฒนาพลังงานแห่งเอเชียตะวันออกเฉียงใต้ การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย
ที่ทำการ กองศูนย์ฝึกอบรมแม่เมาะ อ. แม่เมาะ จ. ลำปาง 52220 โทร. 0-5425-6932 โทรสาร 0-5425-6907 email mmmatp@egat.or.th

ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ อ. เมือง จ. เชียงใหม่ 50200
โทร. 0-5394-4146 ext. 943 โทรสาร 0-5394-4145 email tanong@dome.eng.cmu.ac.th

Atipoang Nuntaphan*

South East Asia Center for Training in Energy for Development, Electricity Generating Authority of Thailand,
Mae Moh Training Center, Mae Moh, Lampang 52220 Tel. 0-5425-6932 Fax. 0-5425-6907 email mmmatp@egat.or.th

Tanongkiat Kiatsirirot

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University, Muang, Chiang Mai 50200
Tel. 0-5394-4146 ext. 943 Fax. 0-5394-4145 email tanong@dome.eng.cmu.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางที่ใช้ครีบกเกลียวชนิดขอบหยัก (Crimped Spiral Fins) ในกรณีของการจัดเรียงท่อแบบเหลื่อมกัน โดยทำการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศที่อุณหภูมิห้อง กับน้ำอุณหภูมิประมาณ 65°C โดยอัตราการไหลของอากาศอยู่ระหว่าง 0.2-0.5 kg/s และอัตราการไหลของน้ำคงที่เท่ากับ 8 l/min

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาผลของพารามิเตอร์ที่มีผลต่อสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนได้แก่ ขนาดของท่อ ระยะห่างระหว่างครีบก ความสูงของครีบก และระยะห่างระหว่างท่อ และนอกจากนี้ได้ทำการสร้างสมการสหสัมพันธ์เพื่อใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และค่าความดันตกคร่อมของระบบศึกษา ซึ่งสมการที่สร้างขึ้น สามารถใช้ทำนายผลการทดลองได้ 98.6% และ 91.3% ในช่วง $\pm 15\%$ และ $\pm 20\%$ ตามลำดับ

Abstract

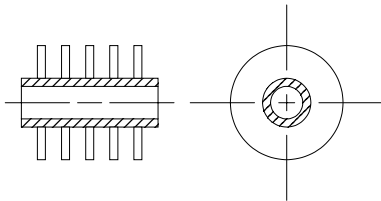
Heat transfer characteristic of cross flow heat exchanger using crimped spiral fins with staggered arrangement has been studied in this research work. This apparatus exchanges heat between ambient air and 65°C hot water. The mass flow rate of air is risen from 0.2-0.5 kg/s while the water is kept constant at 8 l/min.

The parameters affecting the performance of heat exchanger such as tube diameter, fin spacing, fin height and tube spacing have been investigated. Moreover the empirical correlation for evaluating the heat transfer coefficient and pressure drop are also developed in this work and they can predict 98.6% and 91.3% of the experimental data within the ranges of $\pm 15\%$ and $\pm 20\%$ respectively.

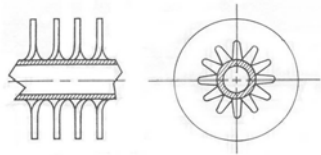
* Corresponding author

1. บทนำ

อุปกรณ์ที่สำคัญอย่างหนึ่งในการดึงความร้อนกลับมาใช้ประโยชน์คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง (Cross Flow Heat Exchanger) และ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน (Thermosyphon Heat Exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองแบบที่กล่าวมาข้างต้นมีส่วนประกอบหลักคือ ท่อซึ่งติดครีป (Finned Tube) เพื่อเพิ่มสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนโดยทั่วไปจะมีลักษณะเป็นแบบครีปวงกลม (Circular Finned) แสดงดังรูปที่ 1 และในอดีตที่ผ่านมาได้มีนักวิจัยหลายท่านได้เสนอสมการสหสัมพันธ์ (Correlation) เพื่อใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อครีปแบบวงกลม (Circular Finned Tube) ในกรณีของการจัดเรียงท่อแบบเหลื่อมกัน (Staggered) [1-3] และ ในกรณีของการจัดเรียงท่อในแนวเดียวกัน (Inline) [4-5]



รูปที่ 1 ลักษณะของท่อครีปแบบวงกลม



รูปที่ 2 ลักษณะของท่อครีปแบบเกลียวชนิดขอบหยัก

แต่อย่างไรก็ตาม รูปแบบของครีปที่ใช้ในอุตสาหกรรมมีลักษณะแตกต่างจากครีปวงกลม โดยมีลักษณะเป็นแบบครีปเกลียวชนิดขอบหยัก (Crimped Spiral Finned) แสดงดังรูปที่ 2 ทั้งนี้เนื่องจากง่ายต่อการผลิต จากการศึกษาของคณะผู้วิจัยพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับท่อครีปชนิดดังกล่าว มีความแตกต่างจากท่อครีปแบบวงกลมและปัจจุบันงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการสมรรถนะของท่อครีปประเภทนี้ยังไม่แพร่หลายนัก ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นที่จะศึกษาเพื่อหารูปแบบของสมการ สหสัมพันธ์เพื่อใช้คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อครีปแบบเกลียวชนิดขอบหยัก โดยในบทความวิจัยนี้จะเป็นกรณีของการจัดเรียงท่อแบบเหลื่อมกัน ซึ่งรูปแบบสมการสหสัมพันธ์ที่ได้คาดว่าจะจะเป็นประโยชน์ต่อการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรม

2. ทฤษฎี

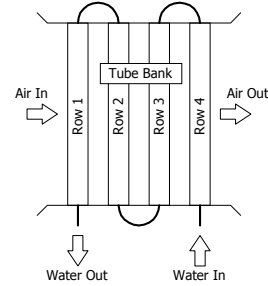
อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง ซึ่งแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำซึ่งมีอุณหภูมิสูงและอากาศซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าแสดงดังรูปที่ 3 สามารถคำนวณได้จาก

$$Q = \dot{m}_a C_{p_a} (T_{ao} - T_{ai}) \quad (1)$$

$$Q = \dot{m}_w C_{p_w} (T_{wi} - T_{wo}) \quad (2)$$

โดยที่ Q คืออัตราการถ่ายเทความร้อน $\dot{m}$ คืออัตราการไหลเชิงมวล

C_p คือค่าความจุความร้อนจำเพาะ และ T คืออุณหภูมิ



รูปที่ 3 การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและอากาศของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง

ดัชนีที่ใช้บ่งบอกสมรรถนะที่นิยมใช้ในปัจจุบันคือค่าประสิทธิผล (Effectiveness) ซึ่งสามารถคำนวณได้จาก

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

$$\varepsilon = \frac{Q}{(\dot{m}C_p)_{\min} \Delta T_{\max}} \quad (4)$$

โดยที่ ε คือค่าประสิทธิผล

ในการคำนวณค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นิยมใช้ความสัมพันธ์ของ $\varepsilon - NTU$ ในการคำนวณ ซึ่งในกรณีของงานวิจัยนี้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจัดอยู่ในประเภทไหลตามขวาง โดยมีจำนวนท่อ 4 แถว แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนซึ่งไหลภายในท่อ กับอากาศซึ่งไหลด้านนอกท่อ โดยกำหนดให้ค่า $(\dot{m}C_p)_{\min}$ อยู่ด้านอากาศ สามารถแสดงความสัมพันธ์ของ $\varepsilon - NTU$ ในรูปของ

$$\varepsilon = \frac{1}{C^*} \left\{ 1 - e^{-4KC^*} \left[\frac{1 + C^* K^2 (6 - 4K + K^2)}{4(C^*)^2 K^4 (2 - K)} + \frac{8(C^*)^3 K^6}{3} \right] \right\} \quad (5)$$

$$K = 1 - e^{-NTU/4} \quad (6)$$

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}C_p)_{\min}} \quad (7)$$

$$C^* = \frac{(\dot{m}C_p)_{\min}}{(\dot{m}C_p)_{\max}} \quad (8)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมพื้นที่ (UA) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำการศึกษาสามารถคำนวณได้จาก

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_o h_o A_o} + \frac{\ln(d_o / d_i)}{2\pi k L_t} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (9)$$

โดยที่ h_o และ h_i คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านนอกและในท่อตามลำดับ โดยที่ค่า h_i สามารถคำนวณได้จากสมการของ Gnielinski [6] คือ

$$h_i = \left(\frac{k}{d} \right)_i \frac{(Re_{Di} - 1000) Pr(f_i/2)}{1 + 12.7 \sqrt{f_i/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (10)$$

$$f_i = [1.58 \ln(Re_{Di}) - 3.28]^{-2} \quad (11)$$

โดยที่ Re_{Di} คือค่า Reynolds Number ของการไหลภายในท่อ จากสมการ (9) ค่า η_o นิยามว่าเป็น อัตราการถ่ายเทความร้อนที่แท้จริงของครีและท่อต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของครีและท่อในกรณีที่อุณหภูมิของครีและท่อมีค่าเท่ากันค่า η_o คำนวณได้จาก

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (12)$$

$$A_o = A_f + A_b \quad (13)$$

$$A_o = \frac{nL\pi}{f_s + f_t} (0.5(d_f^2 - d_o^2) + d_f f_t + d_o f_s) \quad (14)$$

$$A_f = \frac{nL\pi}{f_s + f_t} (0.5(d_f^2 - d_o^2) + d_f f_t) \quad (15)$$

โดยที่ A_f , A_b คือพื้นที่ของครีและพื้นที่ของท่อที่ไม่ถูกครีบังตามลำดับ โดยในการวิจัยนี้ได้ประมาณพื้นที่ของท่อครีที่ทดสอบว่ามีขนาดเท่ากับพื้นที่ของท่อครีแบบวงกลม ค่าประสิทธิภาพของครี (η) สามารถคำนวณได้จากสมการของ Schmidt [5] ดังนี้

$$\eta = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} \quad (16)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f \delta_f}} \quad (17)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r} \right) \right] \quad (18)$$

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.27 \frac{X_M}{r} \left(\frac{X_L}{X_M} - 0.3 \right)^{1/2} \quad (19)$$

$$X_M = \frac{S_t}{2} \quad (20)$$

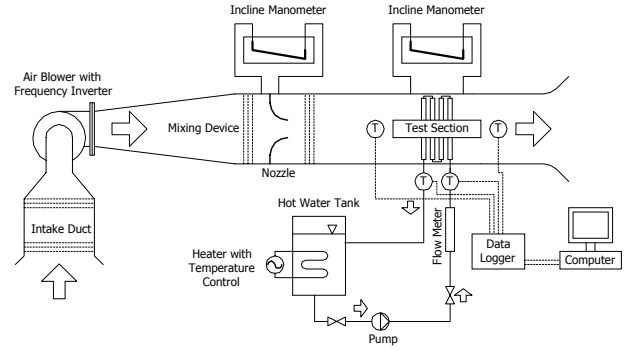
$$X_L = \frac{\sqrt{(0.5S_t)^2 + (S_i)^2}}{2} \quad (21)$$

จากสมการข้างต้น และผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถนำมาใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับกลุ่มท่อ (h_o) อนึ่งในกรณีของความดันตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถจัดอยู่ในรูปของ Friction Factor ซึ่งมีนิยามดังนี้

$$f = \frac{A_c \rho_i}{A_o \rho_m} \left[\frac{2p_i \Delta P}{G_c^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (22)$$

โดยที่ A_c คือ Minimum Flow Area σ คือ Contraction Ratio ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน G_c คือ Mass Flux ของอากาศซึ่งคำนวณ

จาก Minimum Flow Area และ Subscripts i,o,m คือสถานะด้านเข้าออก และเฉลี่ยตามลำดับ



รูปที่ 4 ลักษณะของอุปกรณ์การวิจัย

3. อุปกรณ์และวิธีการวิจัย

รูปที่ 4 แสดงอุปกรณ์การวิจัยซึ่งประกอบด้วยอุปกรณ์หลักคือ ท่อส่งอากาศขนาดหน้าตัด 0.5x0.5 m โดยมี Air Blower ขนาด 2 hp ทำหน้าที่ส่งอากาศอุณหภูมิห้องเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนที่กลุ่มท่อ โดยลักษณะของท่อที่ทดสอบแสดงดังตารางที่ 1 และอัตราการไหลของอากาศจะถูกวัดโดย Standard Nozzle และ Incline Manometer โดยในการวิจัยนี้อัตราการไหลของอากาศจะอยู่ในช่วง 0.2-0.5 kg/s โดยที่อุณหภูมิของอากาศด้านเข้ากลุ่มท่อมี่ค่าประมาณ 25 °C

น้ำร้อนอุณหภูมิ 65 °C อัตราการไหล 8 l/min จะถูกส่งจากถังน้ำร้อนเข้าไปไหลเวียนภายในกลุ่มท่อเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศ ทำการวัดอุณหภูมิของอากาศและน้ำด้านเข้าและออกจากกลุ่มท่อ โดยใช้ Thermocouple ชนิด K และ ความดันตกคร่อมกลุ่มท่อโดยใช้ Incline Manometer

ตารางที่ 1 ลักษณะของกลุ่มท่อที่ใช้ทดสอบ

d_o (mm)	d_i (mm)	f_s (mm)	f_h (mm)	f_t (mm)	S_t (mm)	S_i (mm)	n_r	n_t
21.7	16.5	6.10	10.0	0.4	72.0	36.0	4	6
21.7	16.5	3.85	10.0	0.4	72.0	36.0	4	6
21.7	16.5	2.85	10.0	0.4	72.0	36.0	4	6
21.7	16.5	6.10	10.0	0.4	84.0	24.2	4	5
21.7	16.5	3.85	10.0	0.4	84.0	24.2	4	5
21.7	16.5	2.85	10.0	0.4	84.0	24.2	4	5
21.7	16.5	6.10	10.0	0.4	50.0	43.3	4	9
21.7	16.5	3.85	10.0	0.4	50.0	43.3	4	9
21.7	16.5	2.85	10.0	0.4	50.0	43.3	4	9
21.7	16.5	6.10	10.0	0.4	55.6	48.2	4	8
21.7	16.5	3.85	10.0	0.4	55.6	48.2	4	8
21.7	16.5	2.85	10.0	0.4	55.6	48.2	4	8
21.7	16.5	3.85	15.0	0.4	55.6	48.2	4	8
27.2	21.6	3.85	10.0	0.4	50.0	43.3	4	9

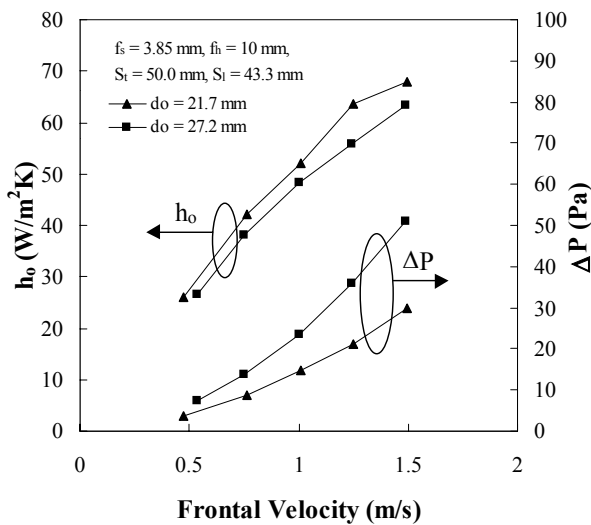
จากการทดลองเพื่อหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง นำข้อมูลที่ได้นำมาคำนวณ

หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับกลุ่มท่อ (h_o) และค่า Friction Factor (f) ของอากาศที่ไหลผ่านกลุ่มท่อ นอกจากนี้ยังทำการสร้างสมการสหสัมพันธ์เพื่อใช้ในการคำนวณค่าดังกล่าว โดยแสดงผลของพารามิเตอร์ต่างๆ ในสมการที่สร้างขึ้น

4. ผลการทดลองและการวิเคราะห์

รูปที่ 5 แสดงผลของขนาดท่อที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าความดันอากาศตกคร่อมกลุ่มท่อ ซึ่งพบว่าค่าดังกล่าวจะแปรผันตามความเร็วของอากาศ ซึ่งเป็นคุณลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อย่างไรก็ตามจากการทดลองพบว่า ท่อขนาดเล็กมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อขนาดใหญ่ ทั้งนี้เนื่องจากว่าในกรณีของท่อขนาดใหญ่มีโอกาสที่จะเกิดการหมุนวนของอากาศด้านหลังท่อ (Re-circulation) ของอากาศด้านหลังท่อมากกว่าในกรณีของท่อขนาดเล็ก ซึ่งปรากฏการณ์ดังกล่าวส่งผลให้พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนส่วนหนึ่งสูญเสียไป ทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลง ต่ำลง Wang et al. [7] ได้ทำการทดลองโดยการฉีดสี เข้าไปในบริเวณกลุ่มท่อ พบว่ามีการเกิด Re-circulation ของอากาศด้านหลังท่อ โดยเฉพาะท่อขนาดใหญ่ ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลง ซึ่งข้อมูลดังกล่าวได้สอดคล้องกับผลการทดลองที่ได้รับ

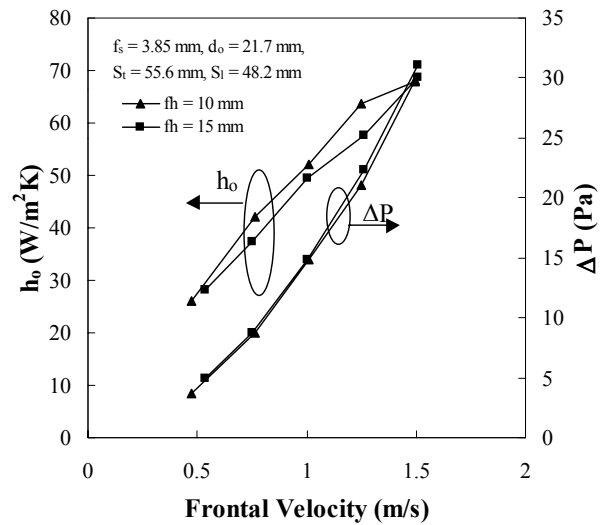
ในกรณีของความดันอากาศตกคร่อมกลุ่มท่อ พบว่าท่อขนาดใหญ่จะมีความดันตกคร่อมมากกว่าท่อขนาดเล็ก ซึ่งเป็นปรากฏการณ์ปกติของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 5 ผลของขนาดท่อต่อค่า h_o และ ΔP

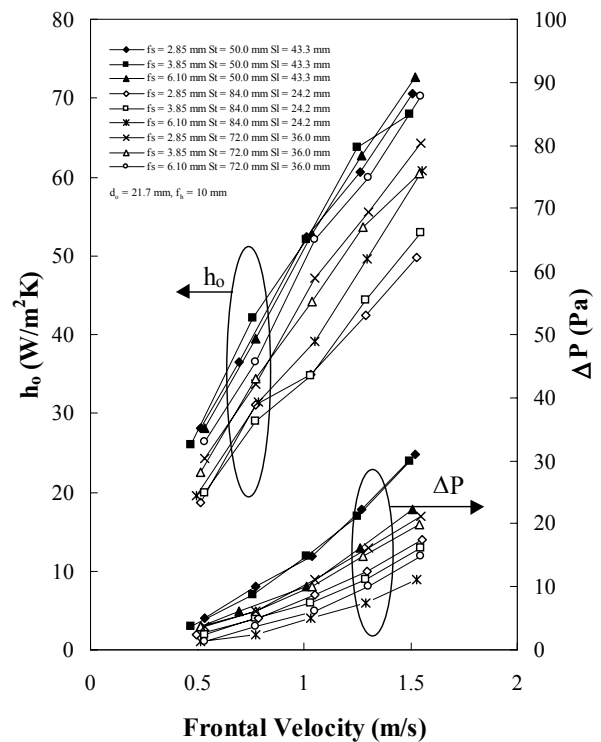
ผลของความสูงของครีบอกแสดงดังรูปที่ 6 ซึ่งพบว่าความสูงของครีบอกไม่มีผลต่อความดันอากาศตกคร่อมกลุ่มท่อมากนัก โดยเฉพาะอย่างยิ่ง ในกรณีของความความเร็วอากาศต่ำ พบว่าความดันตกคร่อมไม่มีความแตกต่างกันในกรณีของความสูงครีบอกเท่ากับ 10 และ 15 mm อย่างไรก็ตาม ในกรณีที่ความเร็วของอากาศเพิ่มมากขึ้น ความแตกต่างของค่าความดันอากาศตกคร่อมจะเด่นชัดขึ้น นอกจากนี้จากรูปดังกล่าวยังพบว่า ขนาดความสูงของครีบอกเท่ากับ 10 mm ให้ค่าสัมประสิทธิ์การ

ถ่ายเทความร้อนสูงกว่าครีบอกขนาดความสูง 15 mm ผลการทดลองดังกล่าวสามารถอธิบายได้ดังนี้



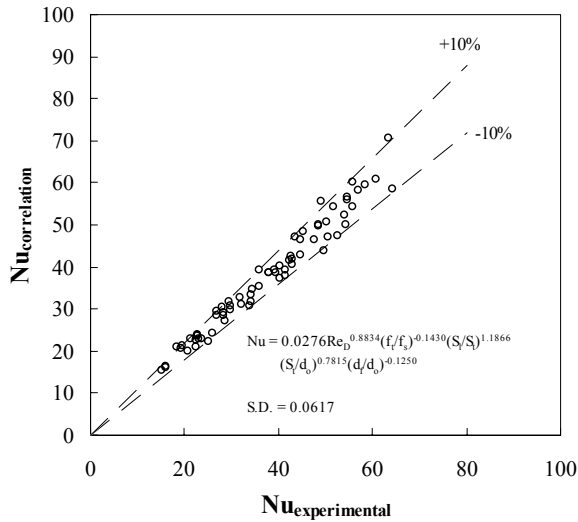
รูปที่ 6 ผลของความสูงของครีบอกต่อค่า h_o และ ΔP

ในกรณีครีบอกที่มีความสูงมาก ค่าความต้านทานการไหลของอากาศรอบๆ ท่อครีบอกสูงกว่าในกรณีของครีบอกที่มีความสูงต่ำกว่า ดังนั้นอากาศส่วนใหญ่จึงไม่ไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับพื้นผิวของท่อครีบอก แต่จะไหลผ่านไปในช่วงว่างระหว่างท่อ ทำให้ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลง

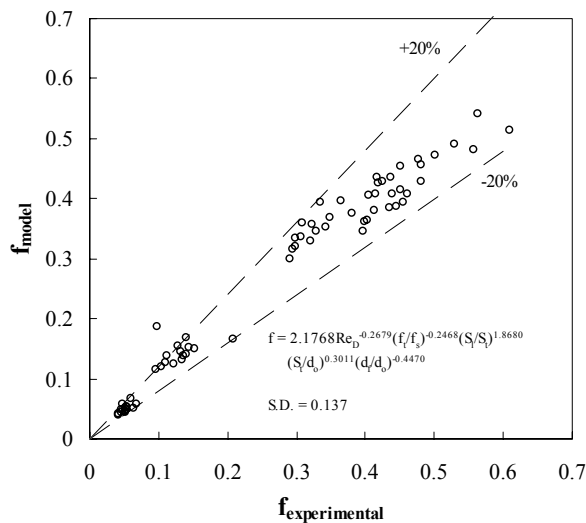


รูปที่ 7 ผลของการจัดเรียงท่อและ ระยะห่างระหว่างครีบอกต่อค่า h_o และ ΔP

รูปที่ 7 แสดงผลของผลของการจัดเรียงท่อและ ระยะห่างระหว่างครีบท่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และค่าความดันอากาศตกคร่อม พบว่าค่าความดันอากาศตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะแปรผกผันกับระยะห่างระหว่างท่อในแถวเดียวกันและระยะห่างระหว่างครีบท่อ ซึ่งปรากฏการณ์ดังกล่าว เป็นคุณลักษณะที่พบได้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้



รูปที่ 8 การเปรียบเทียบ Nu จากการทดลองและ Correlation



รูปที่ 9 การเปรียบเทียบ f จากการทดลองและ Correlation

ในกรณีของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน พบว่ากรณีระยะห่างระหว่างท่อ 50 mm อิทธิพลของระยะห่างระหว่างครีบท่อมีค่าต่ำ ซึ่งผลดังกล่าวจะสอดคล้องกับการทดลองของ Rich [8] และ Wang et al. [9] แต่อย่างไรก็ตามในกรณีของระยะห่างระหว่างท่อเท่ากับ 84 mm พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะลดลงเมื่อระยะห่างระหว่างครีบท่อลดลง ทั้งนี้เนื่องจากว่าในกรณีนี้ อากาศส่วนใหญ่จะไหลผ่านช่องว่างระหว่างท่อ ดังนั้นในกรณีของระยะห่างระหว่างครีบท่อที่น้อยซึ่งก่อให้เกิดความต้านทานการไหลบริเวณกลุ่มท่อมาก จะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลง อย่างไรก็ตามการถ่ายเทความร้อนในกลุ่มท่อครีบท่อ

ปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นมีความซับซ้อนมาก ซึ่งยังต้องอาศัยการวิจัยในระดับต่อไป

งานวิจัยนี้ได้ทำการพัฒนาแบบจำลองสำหรับคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และค่าความดันอากาศตกคร่อมกลุ่มท่อ โดยได้รวบรวมปัจจัยที่เกี่ยวข้องต่างๆ เข้าไว้ด้วยกัน โดยแบบจำลองที่พัฒนาขึ้น แสดงในสมการที่ 23-24 โดยที่ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะแสดงในรูปของ Nusselt Number (Nu) และค่าความดันอากาศตกคร่อมจะแสดงในรูปของ Friction Factor (f)

$$Nu = 0.0276 Re_D^{0.8834} \left(\frac{f_t}{f_s} \right)^{-0.1430} \left(\frac{S_t}{S_t} \right)^{1.1866} \left(\frac{S_t}{d_o} \right)^{0.7815} \left(\frac{d_f}{d_o} \right)^{-0.1250} \quad (23)$$

$$f = 2.1768 Re_D^{-0.2679} \left(\frac{f_t}{f_s} \right)^{-0.2468} \left(\frac{S_t}{S_t} \right)^{1.8680} \left(\frac{S_t}{d_o} \right)^{0.3011} \left(\frac{d_f}{d_o} \right)^{-0.4470} \quad (24)$$

รูปที่ 8-9 แสดงการเปรียบเทียบค่า Nu และ f จากการทดลองและ Correlation ที่ได้พัฒนาขึ้น โดยพบว่าสมการที่ 23 สามารถทำนายข้อมูลได้ 98.6% ในช่วง $\pm 15\%$ และสมการที่ 24 สามารถทำนายผลการทดลองได้ 91.3% ในช่วง $\pm 20\%$

5. สรุป

จากการทดลองสามารถสรุปผลได้ดังนี้

5.1 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะแปรผกผันกับขนาดท่อครีบท่อ เนื่องจากการเกิด Re-circulation บริเวณด้านหลังท่อ และในขณะเดียวกันจะแปรผกผันกับความสูงของครีบท่อทั้งนี้เนื่องจากครีบท่อความสูงมากจะเกิดความต้านทานการไหลของอากาศที่เข้ามาแลกเปลี่ยนความร้อน

5.2 ระยะห่างระหว่างท่อส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนคือ ในกรณีของระยะห่างมาก ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะลดต่ำลง เนื่องจากอากาศส่วนใหญ่จะไหลผ่านช่องว่างระหว่างท่อ และในขณะเดียวกัน ระยะห่างดังกล่าวยังส่งผลเกี่ยวเนื่องกับระยะห่างระหว่างครีบท่อ คือ ในกรณีของระยะห่างระหว่างท่อน้อย ผลของระยะห่างระหว่างครีบท่อจะไม่เด่นชัดนัก และในทางกลับกันกรณีของระยะห่างระหว่างท่อมาก ผลของระยะห่างระหว่างครีบท่อจะชัดเจนขึ้น

5.3 ความดันอากาศตกคร่อมกลุ่มท่อจะแปรผกผันกับขนาดท่อ ความสูงของครีบท่อ และแปรผกผันกับระยะห่างระหว่างท่อ และระยะห่างระหว่างครีบท่อ

5.4 สมการสหสัมพันธ์ที่พัฒนาขึ้นเพื่อใช้คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อม สามารถใช้ทำนายผลการทดลองได้เป็นอย่างดี

6. กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบพระคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยที่ให้ทุนอุดหนุนในการทำวิจัยครั้งนี้

เอกสารอ้างอิง

1. Briggs D.E. and Young E.H., "Convective Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes", Chemical Engineering Progress Symposium Series, 1963, Vol.59, No. 41, pp.1-10.
2. Robinson K.K. and Briggs D.E., "Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes", Chemical Engineering Progress Symposium Series, 1966, Vol.62, No.64, pp.177-184.
3. Rabas T.J., Eckels P.W. and Sabatino R.A., "The Effect of Fin Density on the Heat Transfer and Pressure Drop Performance of Low Finned Tube Banks", Chemical Engineering Communications, 1981, Vol.10, No.2, pp.127-147.
4. Rabas T.J. and Huber F.V., "Row Number Effects on the Heat Transfer Performance of Inline Finned Tube Banks", Heat Transfer Engineering, 1989, Vol.10, No.4, pp.19-29.
5. Schmidt, Th.E., "Heat Transfer Calculation for Extended Surfaces", Refrigeration Engineering, 1949, pp. 351-357.
6. Gnielinski V., "New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", Int. Chem. Engng, 1976, Vol.16, pp. 359-368.
7. Wang, C.C., Lou, J., Lin, Y.T. and Wei, C.S., "Flow Visualization of Annular and Delta Wilet Vortex Generators in Fin-and-tube Heat Exchanger Application", Int. J. of Heat and Mass Transfer, 2002, Vol.45, pp. 3803-3815.
8. Rich, D.G. , ASHRAE Transactions, 1973, Vol.79, No. 2, pp. 137-145.
9. Wang, C.C., Chang, Y.J., Hsieh, Y.J. and Lin, Y.T., "Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins", Int. J. of Refrigeration, 1996, Vol.19, No. 4, pp. 223-230.

Nomenclature

A	Area (m^2)
C _p	Specific heat (J/kgK)
d _f	Outside diameter of finned tube (mm)
d _i	Inside diameter of bare tube (mm)
d _o	Outside diameter of bare tube (mm)
f	Friction factor
f _h	Fin height (mm)
f _s	Fin Spacing (mm)

f _t	Fin thickness (mm)
G _c	Mass flux of air base on minimum flow area (kg/sm^2)
h	Heat transfer coefficient (W/m^2K)
k	Thermal conductivity (W/mK)
L	Length (m)
L _t	Total Length (m)
$\dot{m}$	Mass flow rate (kg/s)
n	Total number of tube
n _r	Number of tube rows
n _t	Number of tubes in row
NTU	Number of transfer unit
Nu	Nusselt Number
P	Pressure (Pa)
Q	Heat transfer rate (W)
Re _D	Reynolds number
S _t	Transverse pitch (mm)
S _l	Longitudinal pitch (mm)
S _{min}	Minimum flow area (m^2)
T	Temperature ($^{\circ}C$)
U	Overall heat transfer coefficient (W/m^2K)
V _{max}	Maximum velocity (m/s)

Greek symbols

ε	Effectiveness
η	Efficiency
μ	Dynamic viscosity (Pas)
ρ	Density (kg/m^3)
σ	Contraction ratio of cross sectional area

Subscripts

a	Air
b	Bare tube
f	Fin
i	Inlet, tube side
o	Outlet, air side
w	Water