

การทำนายสภาวะอากาศขาออกของคอยล์เย็นแบบท่อติดครีบบน
ภายใต้สภาวะอากาศขาเข้าที่มีความชื้นสูง
Prediction of outlet air conditions on fin tube cooling coils
under highly moist inlet air conditions

ธีระชัย ห่อวงศ์สกุล*, สมนึก ธีระกุลพิศุทธิ์, ปุริมพัฒน์ สุจ้านงค์โตกุล และพัทธยากร ปาลสาร

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น

123 ถ.มิตรภาพ อ.เมือง จ.ขอนแก่น 40002

*ติดต่อ: E-mail: Ho.teerachai@gmail.com, โทรศัพท์ 043-202845 โทรสาร 043-202849

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาการทำนายสภาวะอากาศขาออกซึ่งได้แก่ ความชื้นจำเพาะและอุณหภูมิ กระเปาะแห้งของคอยล์ทำความเย็นแบบท่อติดครีบบนแบบลูกคลื่น(wavy fin) แบบจำลองของคอยล์ทำความเย็นมีวิธีการวิเคราะห์การถ่ายโอนความร้อนซึ่งอยู่บนวิธีผลต่างเฉลี่ยเชิงลอการิทึมของเอนทัลปี(logarithmic mean enthalpy difference, LMED) การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองทำได้โดยการเปรียบเทียบกับข้อมูลที่ได้จากการทดลอง การทดสอบคอยล์เย็นทดลองภายใต้สภาวะอากาศขาเข้าซึ่งอุณหภูมิกระเปาะแห้งมีค่า 27 °C ถึง 40 °C ความชื้นสัมพัทธ์มีค่า 50%-100% และความเร็วของอากาศหน้าคอยล์เย็นมีค่าระหว่าง 1m/s ถึง 3 m/s ผลการทำนายอุณหภูมิกระเปาะแห้งขาออกมีความคลาดเคลื่อนระหว่าง -1.40% ถึง 10.40% กับค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยสัมบูรณ์เท่ากับ 3.49% ในด้านการทำนายความชื้นจำเพาะของอากาศขาออกให้ความคลาดเคลื่อนระหว่าง -10.89% ถึง-0.27% โดยที่มีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยสัมบูรณ์เท่ากับ 5.26%

คำหลัก: ทำความเย็น; ผลต่างเฉลี่ยเชิงลอการิทึมของเอนทัลปี; ระบบปรับอากาศ; ครีบบนแบบลูกคลื่น

Abstract

The objective of this research is to study on the prediction of outlet air conditions such as specific humidity and dry-bulb temperature in wavy finned tube cooling coil. Heat transfer analysis of the cooling coil model is base on logarithmic mean enthalpy difference(LMED) method. To validate this model, the predicted outlet air conditions must be compared with experimental data. The cooling coil was tested under inlet air conditions which dry-bulb temperature from 27 °C to 40 °C, relative humidity from 50% to 100%, and frontal air velocity from 1 m/s to 3m/s; in summary, the result of predicted outlet air dry-bulb temperature yields values with discrepancy ranging from -1.40% to 10.40% and Mean Absolute Error(MAE) of 3.49%; furthermore, the discrepancy of the predicted value of outlet air specific humidity ranges from -10.89% to-0.27% and MAE of 5.26%.

Keywords: cooling coils; logarithmic mean enthalpy difference(LMED); air condition; wavy fin

1. บทนำ

คอยล์ทำความเย็นหรือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบบนมีใช้กันอย่างแพร่หลายในระบบปรับอากาศ ในขณะที่อากาศไหลผ่านคอยล์เย็น ถ้าอุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศมีค่ามากกว่าอุณหภูมิของผิวครีบบน

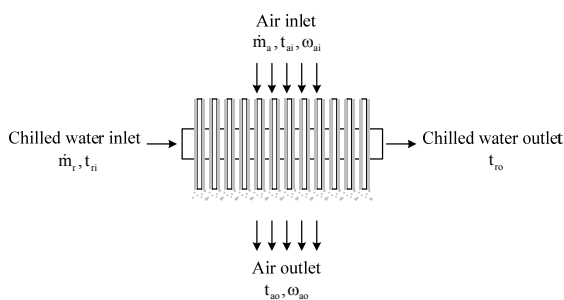
ในอากาศจะควบแน่น น้ำควบแน่นจะจับตัวที่บริเวณผิวครีบบนซึ่งส่งผลให้เกิดการถ่ายโอนความร้อนแบบผิวน้ำเปียกด้วยเหตุนี้จึงทำให้การทำนายสภาวะของอากาศขาออกมีความซับซ้อนกว่าการถ่ายโอนความร้อนบนผิวคอยล์ที่แห้ง โดยในปี 1972 Threlkeld [1] ได้นำเสนอการ

วิเคราะห์การถ่ายโอนความร้อนบนผิวเปียกด้วยวิธีผลต่างของเอนทัลปี ซึ่งมีหลายงานวิจัยได้ใช้ทฤษฎีดังกล่าวในแบบจำลองของคอยล์เย็น อาทิเช่น Mirth et al.[2] ได้ทำนายสมรรถนะของคอยล์เย็น ซึ่งผลที่ได้คือการทำนายอัตราการถ่ายโอนความร้อนมีค่าความคลาดเคลื่อนระหว่าง $\pm 5\%$ Theerakulpisut et al.[3] นำเสนอถึงแบบจำลองของคอยล์เย็นซึ่งมีสารทำความเย็นเป็นสารทำงาน นอกจากนี้ Techarungpaisan et al.[4] ได้นำแบบจำลองคอยล์เย็นของ Theerakulpisut et al.[3] ไปประยุกต์ใช้ในแบบจำลองของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

การทำนายสภาวะของอากาศขาออกของคอยล์เย็น เช่น อุณหภูมิและความชื้น เป็นสิ่งที่จำเป็นต่อการออกแบบและการเลือกใช้คอยล์เย็นได้อย่างถูกต้อง ดังนั้นในการศึกษานี้จึงนำเสนอแบบจำลองของคอยล์เย็นซึ่งมีกระบวนการการถ่ายโอนความร้อนแบบผิวเปียก และสภาวะของอากาศขาออกที่ทำนายได้จากแบบจำลองจะถูกนำมาเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลองเพื่อตรวจสอบความถูกต้อง

2. แบบจำลองของคอยล์ทำความเย็น

คอยล์ทำความเย็นแบบท่อติดครีปซึ่งมีการไหลตามขวาง(cross flow) ดังรูปที่ 1 มีน้ำเย็นไหลอยู่ภายในท่อและอากาศไหลผ่านพื้นผิวภายนอก อากาศซึ่งมีอุณหภูมิสูงกว่าจะถ่ายโอนความร้อนให้กับน้ำเย็น



รูปที่ 1 แบบจำลองของคอยล์ทำความเย็น

เมื่อทราบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนโดยรวมของคอยล์เย็น (U_{ow}) และเอนทัลปีของอากาศขาเข้าและอากาศขาออก อัตราการถ่ายโอนความร้อนสามารถคำนวณได้โดยใช้วิธี Logarithmic mean enthalpy difference(LMED)[1] ดังสมการที่ 1

$$\dot{Q} = F \cdot U_{ow} A_e \Delta h_{am} \quad (1)$$

โดยที่ F คือตัวประกอบปรับแก้ค่าในกรณีที่เป็นการไหลตามขวาง สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนโดยรวมบนผิวเปียกของคอยล์เย็นคำนวณโดยใช้พื้นที่ผิวด้านนอกของคอยล์ทำความเย็นดังสมการที่ 2

$$\frac{1}{U_{ow}} = \frac{b'_r A_e}{h_i A_{pi}} + \frac{b_{wm} (1 - \phi_w)}{h_{ow} (A_{po}/A_f + \phi_w)} + \frac{b_{wm}}{h_{ow}} \quad (2)$$

Threlkeld[1] ได้ให้นิยามของพารามิเตอร์ b'_r ดังสมการที่ 3 และสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อน (h_{ow}) ดังสมการที่ 4

$$b'_r = \frac{h_{aspm} - h_{asrm}}{t_{pm} - t_{rm}} \quad (3)$$

$$\frac{1}{h_{ow}} = \frac{c_{pa}}{b_{wm} h_{co}} + \frac{y_w}{k_w} \quad (4)$$

ความหนาของชั้นฟิล์มน้ำควบแน่น (y_w) กำหนดให้มีค่าเท่ากับ 0.1 mm [5] อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวท่อ (t_{pm}) คำนวณได้ดังสมการที่ (5)

$$t_{pm} = t_{rm} + \frac{U_{ow} A_e \Delta h_{am}}{h_i A_{pi}} \quad (5)$$

ค่าเอนทัลปีจำเพาะของอากาศอิมตัว (h_{as}) สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 6 [3]

$$h_{as} = 9.3839 + 1.71137 t_{as} + 0.0222 t_{as}^2 + 0.000063 t_{as}^3 \quad (6)$$

โดยที่ t_{as} คืออุณหภูมิของอากาศอิมตัว การคำนวณเอนทัลปีจำเพาะของอากาศอิมตัวที่อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวท่อ (h_{aspm}) ให้ใช้อุณหภูมิเฉลี่ยของท่อ (t_{pm}) แทนอุณหภูมิของอากาศอิมตัวและการคำนวณเอนทัลปีจำเพาะของอากาศอิมตัวที่อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำเย็น (h_{asrm}) ให้ใช้อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำเย็น (t_{rm}) แทนอุณหภูมิของอากาศอิมตัว

ค่าความชื้นของเส้นเอนทัลปีของอากาศอิมตัวที่อุณหภูมิเฉลี่ยของฟิล์มน้ำซึ่งมีช่วงอุณหภูมิการใช้งานระหว่าง 0°C ถึง 50°C [3] คำนวณได้ดังสมการที่ 7

$$b_{wm} = 1.71137 + 0.0444 t_{wm} + 0.00189 t_{wm}^2 \quad (7)$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนแบบการพาความร้อนด้านอากาศ (h_{co}) สามารถคำนวณได้จาก Colburn j_h -factor ดังสมการที่ 8

$$h_{co} = j_h \frac{G_{a,max} c_{pa}}{Pr^{2/3}} \quad (8)$$

โดยที่ $G_{a,max}$ คืออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศต่อพื้นที่ที่มีค่าเท่ากับ $\rho_a v_{a,max}$

ประสิทธิภาพของครีบบนผิวเปียกสามารถคำนวณได้
ดังสมการที่ 9 ถึง สมการที่ 11[6]

$$\phi_w = \frac{\tanh(Mr_i \phi) \cos(0.1Mr_i \phi)}{Mr_i \phi} \quad (9)$$

$$\phi = \left[\frac{r_o}{r_i} - 1 \right] \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) \right] \quad (10)$$

$$M = \sqrt{\frac{2h_{co}}{k_f \delta_f}} \quad (11)$$

เมื่อใช้น้ำเย็นเป็นสารทำความเย็น อุณหภูมิของน้ำเย็นภายในท่อจะเปลี่ยนแปลงไปตลอดความยาวท่อซึ่งส่งผลให้เอนทัลปีของอากาศอิมตัวที่อุณหภูมิของน้ำเย็นขาเข้าและที่อุณหภูมิของน้ำเย็นขาออกมีค่าไม่คงที่ ดังนั้นผลต่างเฉลี่ยเชิงลอการิทึมของเอนทัลปี (Δh_{am})[1] จึงถูกนำมาใช้ในการคำนวณ ดังสมการที่ 12 และค่าเอนทัลปีของอากาศอิมตัวที่อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำเย็น (h_{asrm}) สามารถได้ดังสมการที่ 13 [5]

$$\Delta h_{am} = \frac{(h_{ai} - h_{asro}) - (h_{ao} - h_{asri})}{\ln \left[\frac{h_{ai} - h_{asro}}{h_{ao} - h_{asri}} \right]} \quad (12)$$

$$h_{asrm} = h_{asro} + \frac{(h_{asro} - h_{asri})}{\ln \left[\frac{(h_{ai} - h_{asro})}{(h_{ao} - h_{asri})} \right]} - \frac{(h_{asro} - h_{asri})(h_{ai} - h_{asro})}{(h_{ai} - h_{asro}) - (h_{ao} - h_{asri})} \quad (13)$$

นอกจากนี้อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำเย็นสามารถคำนวณโดยใช้ค่า h_{asrm} แทนค่า h_{aswm} ลงในสมการที่ 16

เอนทัลปีของอากาศขาออกสามารถคำนวณได้ ดังสมการที่ 14 ถึงสมการที่ 15[7]

$$h_{ao} = \frac{h_{asri} (1 - e^{-(I-C_1)C_2}) + h_{ai} (I - C_1) e^{-(I-C_1)C_2}}{I - C_1 e^{-(I-C_1)C_2}} \quad (14)$$

$$C_1 = \frac{\dot{m}_a b_{rm}}{\dot{m}_r c_{pr}}, \quad C_2 = \frac{U_{ow} A_e}{\dot{m}_a} \quad (15)$$

อุณหภูมิเฉลี่ยของฟิล์มน้ำควบแน่น (t_{wm}) สามารถได้จากเอนทัลปีของอากาศอิมตัวที่อุณหภูมิเฉลี่ยของฟิล์มน้ำควบแน่น (h_{aswm}) ดังสมการที่ 16 และสมการที่ 17 ตามลำดับ

$$t_{wm} = -5.7986 + 0.656758 h_{aswm} - 0.004502852 h_{aswm}^2 + 0.0000153577 h_{aswm}^3 \quad (16)$$

$$h_{aswm} = h_{am} - \frac{c_{pa} h_{ow} \phi_w}{b_{wm} h_{co}} \left(1 - \frac{b'_r U_{ow} A_e}{h_i A_{pi}} \right) (h_{am} - h_{asrm}) \quad (17)$$

เอนทัลปีจำเพาะเฉลี่ยของอากาศ (h_{am}) นิยามดังสมการที่ 18

$$h_{am} = h_{asrm} + \Delta h_{am} \quad (18)$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนภายในท่อ สามารถได้จากสหสัมพันธ์ของ Gnielinski[8] ดังสมการที่ 19

$$h_i = \frac{(f_r/8)(Re_{Di} - 1000)Pr_r}{1 + 12.7(f_r/8)^{1/2}(Pr_r^{2/3} - 1)} \left(\frac{k_r}{D_i} \right) \quad (19)$$

ตัวประกอบความเสียดทาน (f_r) ของท่อที่มีผิวเรียบ และมีการไหลแบบปั่นป่วนสามารถคำนวณจากสหสัมพันธ์ของ Petukhov[7] ดังสมการที่ 20

$$f_r = \frac{1}{(0.790 \ln Re_{Di} - 1.64)^2} \quad (20)$$

Threlkeld[1] ให้ความสัมพันธ์ของการเปลี่ยนแปลงระหว่างความชื้นจำเพาะของอากาศกับเอนทัลปีของอากาศ ดังสมการที่ 21

$$\frac{d\omega}{dh_a} = \left[Le \left(\frac{h_a - h_{aswm}}{\omega_a - \omega_{aswm}} \right) + (h_g - 2501Le) \right]^{-1} \quad (21)$$

โดยที่ Le คือ Lewis number

ในกรณีที่คอยล์ทำความเย็นมีจำนวนแถวไม่มาก การเปลี่ยนแปลงของเอนทัลปีและความชื้นจำเพาะของอากาศจะเกิดขึ้นเพียงช่วงสั้นๆ อาจประมาณเทอมของ $\frac{d\omega}{dh_a} \square \frac{\Delta\omega}{\Delta h_a} = \frac{\omega_{ai} - \omega_{ao}}{h_{ai} - h_{ao}}$ [3] ดังนั้นความชื้นจำเพาะของอากาศขาออกสามารถคำนวณได้ ดังสมการที่ 22

$$\omega_{ao} = \omega_{ai} - (h_{ai} - h_{ao}) \left(\frac{d\omega}{dh_a} \right)_i \quad (22)$$

เทอมของ $(d\omega/dh_a)_i$ ในสมการที่ 22 ให้หาค่าที่สภาวะอากาศที่ทางเข้าของคอยล์ทำความเย็น เมื่อแทนค่าดังกล่าวลงในสมการที่ 21 จะได้สมการที่ 23

$$\left(\frac{d\omega}{dh_a} \right)_i = \left[Le \left(\frac{h_{ai} - h_{aswm}}{\omega_{ai} - \omega_{aswm}} \right) + (h_g - 2501Le) \right]^{-1} \quad (23)$$

อุณหภูมิของอากาศขาออกสามารถคำนวณได้เมื่อทราบความชื้นจำเพาะและเอนทัลปีของอากาศขาออกของคอยล์ทำความเย็น ดังสมการที่ 24

$$t_{ao} = \frac{(h_{ao} - 2501\omega_{ao})}{(1 + 1.805\omega_{ao})} \quad (24)$$

อุณหภูมิของน้ำเย็นขาออกคำนวณได้จากสมดุลเชิงความร้อนของคอยล์ทำความเย็นดังสมการที่ 25

$$t_{ro} = t_{ri} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_r c_{pr}} \quad (25)$$

สำหรับลำดับขั้นตอนการคำนวณของแบบจำลองของคอยล์เย็น ดังแสดงในรูปที่ 2

3. อุปกรณ์การทดลอง

3.1 การติดตั้งอุปกรณ์การทดลอง

ลักษณะการติดตั้งอุปกรณ์การทดลองแสดงดังรูปที่ 3 ซึ่งประกอบด้วยเครื่องเป่าอากาศ(Air-blower) ขดลวดความร้อนเพื่อเพิ่มความร้อนให้อากาศ (Air heater) ซึ่งมีขนาด 9.0-kW เครื่องเพิ่มความชื้นให้อากาศ (Humidifier) โดยใช้ไอน้ำจากหม้อไอน้ำซึ่งมีขนาด 13.5-kW อุปกรณ์ผสมอากาศ (Mixing device) ซึ่งติดตั้งตามมาตรฐาน ASHRAE41.2 [9] นอกจากนี้ยังติดตั้งอุปกรณ์ลดการหมุนวนของอากาศ(Flow straightened) ซึ่งมีลักษณะตามมาตรฐาน ISO5167-2[10]

การวัดความเร็วของอากาศใช้ Pitot tube ซึ่งติดตั้งตำแหน่งการวัดความเร็วและการคำนวณความเร็วเฉลี่ยตามมาตรฐาน ASHRAE41.2[9] การอ่านค่าความดันใช้เครื่องวัดความดันรุ่น Testo 435-4 ซึ่งมีความแม่นยำเท่ากับ $\pm 2\text{Pa}$

การวัดอุณหภูมิกระเปาะแห้งและกระเปาะเปียกที่ตำแหน่งทางเข้าและทางออกของคอยล์เย็นใช้เทอร์โมคัปเปิล T-type ซึ่งมีความแม่นยำเท่ากับ $\pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ การอ่านค่าอุณหภูมิใช้เครื่องบันทึกข้อมูลยี่ห้อ Agilent 34972A สำหรับตำแหน่งการวัดอุณหภูมิติดตั้งตามมาตรฐาน ASHRAE41.1[11]

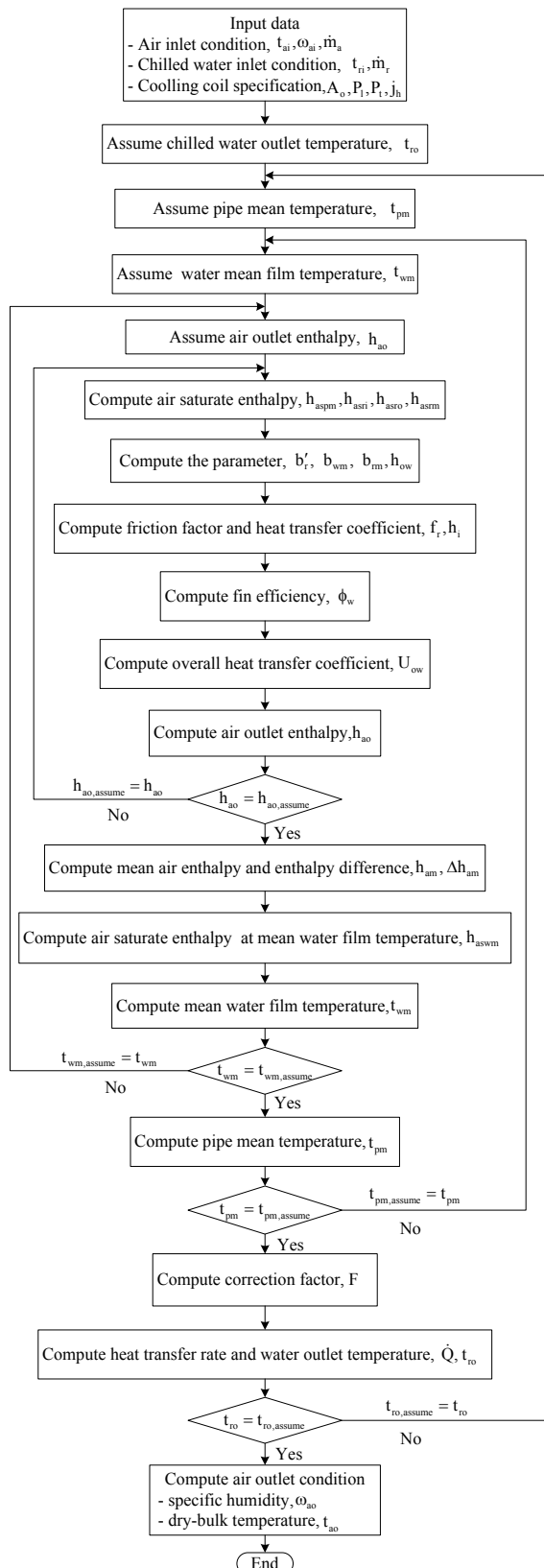
ในส่วนของวงจรน้ำเย็นประกอบด้วย ปั๊มน้ำเย็น (Chilled-water pump) มาตรฐานอัตราการไหลของน้ำเย็นแบบโรตารีซึ่งมีความแม่นยำ $\pm 50\text{ L/h}$

3.2 สภาวะอากาศและน้ำเย็นขาเข้า

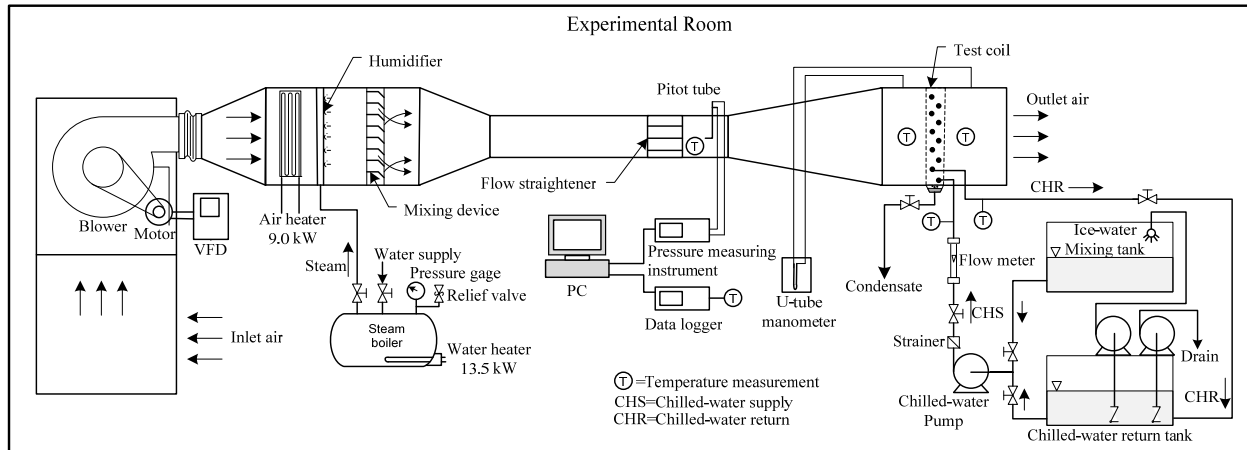
สภาวะของอากาศและน้ำเย็นขาเข้าที่ใช้ในการทดสอบคอยล์ทำความเย็นแสดงในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 สภาวะขาเข้าที่ใช้ทดสอบคอยล์เย็น

พารามิเตอร์	สภาวะขาเข้า
อุณหภูมิอากาศ	27, 30, 35, 40 $^{\circ}\text{C}$
ความชื้นสัมพัทธ์	50, 60, 70, 80, 90, 100%
ความเร็วอากาศ	1, 2, 3 m/s
อุณหภูมิน้ำเย็น	7 $^{\circ}\text{C}$
อัตราการไหลของน้ำเย็น	800 L/h (0.2232 kg/s)



รูปที่ 2 ลำดับขั้นตอนการคำนวณ



รูปที่ 3 การติดตั้งอุปกรณ์การทดลอง

3.3 ลักษณะของคอยล์เย็นที่ใช้ทดสอบ

คอยล์ทำความเย็นที่ใช้ทดสอบเป็นแบบท่อทองแดง ติดครีบลูมิเนียมซึ่งรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ 2

ตารางที่ 2 ข้อมูลเฉพาะของคอยล์ทำความเย็น

รายการ	ข้อมูลเฉพาะ
ความกว้างของหน้าคอยล์	545 mm
ความสูงของคอยล์	204 mm
ความลึกของคอยล์	57 mm
จำนวนแถวของท่อ	3
จำนวนของท่อในแถว	8
การจัดเรียงตัวของกลุ่มท่อ	Staggered
ระยะห่างของท่อในแนวตั้ง	25.40 mm
ระยะห่างของท่อในแนวนอน	19.00 mm
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ	9.70 mm
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ	8.40 mm
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเมื่อติดครีบลูมิเนียม	10.09 mm
ความหนาของครีบลูมิเนียม	0.15 mm
ระยะห่างของครีบลูมิเนียม	2.09 mm
จำนวนของครีบลูมิเนียม	259 fins
ความยาวคลื่นของครีบลูมิเนียม	9.00 mm
ความสูงยอดคลื่นของครีบลูมิเนียม	0.60 mm

4. ผลการทดลอง

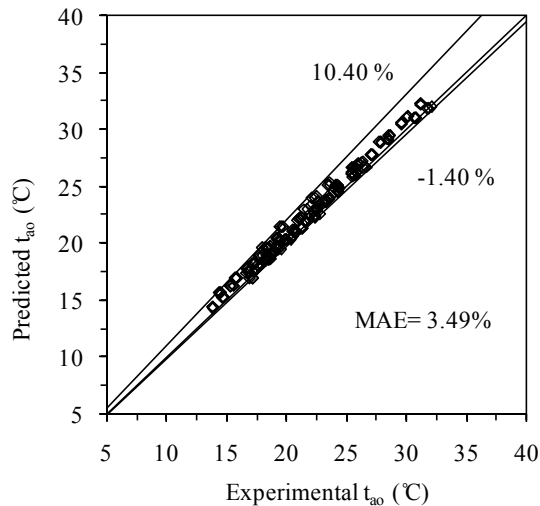
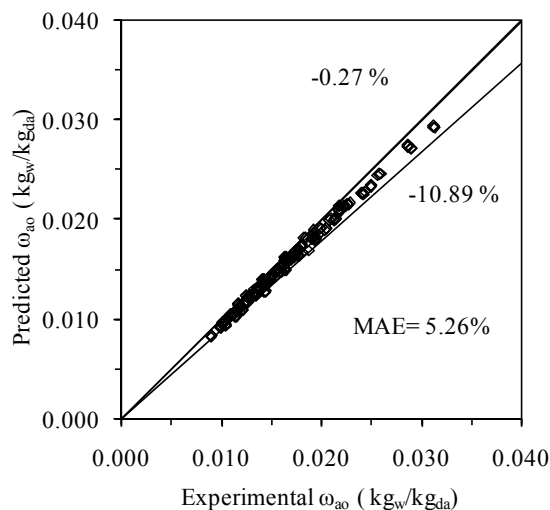
ผลการทดลองมีบางสภาวะอากาศเข้าที่ไม่สามารถทดสอบได้ เช่น ที่ความเร็วของอากาศหน้าคอยล์

เท่ากับ 3 m/s อุณหภูมิอากาศ 35 และ 40°C กับค่าความชื้นสัมพัทธ์ 90 และ 100% จึงทำให้ผลจากการทดลองมีจำนวนข้อมูลเท่ากับ 69 การทดลอง จากทั้งหมด 72 การทดลอง นอกจากนี้ในแต่ละการทดลองจะนำข้อมูลของสภาวะอากาศขาออกจำนวน 3 ข้อมูล ดังนั้นในการศึกษานี้จึงมีสภาวะอากาศขาออกที่ได้จากการทดลองเท่ากับ 207 ข้อมูล

ผลการทดลองแสดงถึงการเปรียบเทียบอุณหภูมิกระเปาะแห้งและความชื้นจำเพาะของอากาศขาออก ระหว่างค่าที่ทำนายได้จากแบบจำลองกับค่าที่ได้จากการทดลอง ในส่วนของค่า Colburn j_h -factor คำนวณจากสหสัมพันธ์ของ Wang et al.[12] นอกจากนี้กำหนดให้ Lewis number มีค่าเท่ากับ 0.9 [3]

พิจารณารูปที่ 4 ซึ่งแสดงถึงการเปรียบเทียบระหว่างค่าที่ทำนายกับค่าที่ได้จากการทดลองของอุณหภูมิอากาศขาออก พบว่าอุณหภูมิกระเปาะแห้งขาออกมีความคลาดเคลื่อนระหว่าง -1.40 % ถึง 10.40 % ในทุกจุดข้อมูล และมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยสัมบูรณ์เท่ากับ 3.49 % อย่างไรก็ตามค่าจากการทำนายส่วนใหญ่จะมีแนวโน้มที่มากกว่าค่าจากการทดลองอยู่เล็กน้อย

ในด้านของการทำนายความชื้นจำเพาะของอากาศขาออก ดังแสดงในรูปที่ 5 ค่าความชื้นจำเพาะของอากาศขาออกจากการทำนายทั้งหมดมีแนวโน้มที่ต่ำกว่าค่าจากการทดลองอยู่เล็กน้อย โดยมีความคลาดเคลื่อนระหว่าง -10.89 % ถึง -0.27% ในทุกข้อมูลจากการคำนวณและมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยสัมบูรณ์เท่ากับ 5.26%

รูปที่ 4 การทำนายอุณหภูมิของอากาศขาออก(t_{ao})รูปที่ 5 การทำนายความชื้นจำเพาะของอากาศขาออก(ω_{ao})

5.สรุปผลการทดลอง

การศึกษานี้นำเสนอแบบจำลองของคอยล์ทำความเย็นซึ่งมีกระบวนการถ่ายโอนความร้อนภายใต้สภาวะผิวเปียก เมื่อนำค่าอุณหภูมิและค่าความชื้นจำเพาะของอากาศขาออกที่ได้จากการแบบจำลองมาเปรียบเทียบกับผลจากการทดลองพบว่า แบบจำลองนี้มีความแม่นยำค่อนข้างสูงในการทำนายสภาวะอากาศขาออก

6.กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนขอขอบคุณ สถานจัดการและอนุรักษ์พลังงาน มหาวิทยาลัยขอนแก่น ที่สนับสนุนทางด้านทุนวิจัย นอกจากนี้ขอขอบคุณ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น ที่เอื้อเฟื้อ

สถานที่ติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบและให้การสนับสนุนในด้านต่างๆเป็นอย่างดี

คำอธิบายสัญลักษณ์

A	surface area [m^2]
b'_r	parameter defined in Equation 3
c_p	specific heat at constant pressure [$kJ / kg \cdot ^\circ C$]
b	slope of saturated specific enthalpy line evaluated at mean water film temperature [$kJ / kg \cdot ^\circ C$]
D	diameter [m]
f	friction factor
F	correction factor
G	air mass flux [$kg / s \cdot m^2$]
h	enthalpy [kJ / kg_{da}], heat transfer coefficient [$kW / m^2 \cdot ^\circ C$]
h_{co}	convective heat transfer coefficient for outside surface of the cooling coil [$kW / m^2 \cdot ^\circ C$]
h_{ow}	heat transfer coefficient defined in Equation 4 [$(kW/m^2)/(kJ/kg_{da})$]
Δh_{am}	log-mean enthalpy difference [kJ / kg_{da}]
j_h	dimensionless heat transfer
k	thermal conductivity [$kW/m \cdot ^\circ C$]
Le	Lewis number [dimensionless]
$\dot{m}$	mass flow rate [kg/s]
P	tube pitch [m]
Pr	Prandtl number
$\dot{Q}$	heat transfer rate [kW]
r	radius [m]
Re	Reynolds number
RH	relative humidity [%]
t	temperature [$^\circ C$]
U_{ow}	overall heat transfer coefficient [$(kW/m^2)/(kJ/kg_{da})$]
v	air velocity [m/s]
y	thickness [m]

ตัวห้อย

<i>a</i>	air
<i>av</i>	average
<i>D</i>	diameter
<i>Dc</i>	collar diameter
<i>da</i>	dry air
<i>e</i>	evaporator, cooling coil
<i>f</i>	fin
<i>fr</i>	frontal
<i>g</i>	dry air
<i>i</i>	inlet, inside
<i>l</i>	longitudinal
<i>t</i>	transverse
<i>m</i>	mean value, measurement
<i>max</i>	maximum
<i>o</i>	overall, outlet, outer
<i>p</i>	pipe, tube, prediction
<i>r</i>	chilled water
<i>s</i>	saturate
<i>w</i>	wet surface, water film, water

อักษรกรีก

δ	fin thickness [m]
ω	specific humidity, humidity ratio [kg_w / kg_{da}]
ϕ	fin efficiency [dimensionless]
ρ	density [kg / m^3]

เอกสารอ้างอิง

- [1] Threlkeld, J.L.(1972).Thermal Environmental Engineering, Prentice-Hall,Inc.
- [2] Mirth, D.R.and Ramadhyani, S. (1993). Prediction of cooling-coil performance under condensing conditions, Inter Journal Heat and fluid flow,vol 4(14), pp. 391-400.
- [3] Theerakulpisut, S. and Priprem, S.(1998). Modeling Cooling Coil. Int. Comm. Heat Mass Transfer.; 25(1): pp. 127-137.
- [4] Techarungpaisan, P., Theerakulpisut, S. and Priprem, S.(2007). Modeling of a split type air conditioner with integrated water heater, Energy Conversion and Management, vol(48), pp. 1222-1237.
- [5] Myers, R.J.(1967). The Effect of Dehumidification on the Air-side Heat Transfer Coefficient for a Finned-tube Coi, M.S. Thesis, University of Minnesota, Minneapolis.
- [6] Hong, K.T. asnd Webb, R.L.(1996). Calculation of fin efficiency for wet and dry fins, HVAC&R, vol 2(1), pp. 27-41.
- [7] Kuehn, T.H., Ramsey, J.W. and Threlkeld, J.L.(1998). Thermal Environmental Engineering, 3rd ed, Prentice-Hall.
- [8] Cengel, Y.A. and Ghajar, A.J.(2011). Heat and Mass Transfer Fundamental and Applications, 4th ed, McGraw-Hill.
- [9] ASHRAE(1987). Standard 41.2 methods for Laboratory Airflow measurement, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers,Inc, Atlanta.
- [10] ISO(2003). standard 5167-2 measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full-Part 2:Orifice plate Switzerland, International Organization for Standardization.
- [11] ASHRAE(1986). Standard 41.1 method for temperature measurement American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta.
- [12] Wang, C.C., Hsieh, Y.C. and Lin, Y.T.(1997). Performance of plate fined tube heat exchanger under dehumidifying conditions, Transaction of the ASME Journal of heat transfer, vol. 119, pp. 109-119.