

**การศึกษาและจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ของ
เครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหยน้ำขนาด 1,750 kW**

Mathematical Modeling of the evaporative condenser system of the size 1,750 kW

วัฒนา เจนการ¹ และ ธนาคม สุนทรชัยนาคนแสง²

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการบิน-อวกาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ บางซื่อ กรุงเทพฯ 10800
โทร 0-2913-2500 โทรสาร 0-2586-9542 E-mail: wattana.rsu@gmail.com

² ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการบิน-อวกาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยี พระจอมเกล้าพระนครเหนือ บางซื่อ กรุงเทพฯ 10800
โทร 0-2913-2500 โทรสาร 0-2586-9542 E-mail: tss@kmutnb.com

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ของเครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหยน้ำ ที่มีขนาดความกว้าง 2,200 mm ความยาว 5,500 mm และความสูง 4,000 mm มีความสามารถในการทำความเย็น 1,750 kW โดยใช้แอมโมเนียเป็นสารทำงาน ตัวแปรที่ทำการศึกษาและจำลองแบบ ประกอบด้วย อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเข้าเครื่องควบแน่น 52.5 kg/s. อุณหภูมิของน้ำที่สเปรย์บนผิวคอยล์มีค่าในช่วง 20 °C ถึง 27 °C อุณหภูมิของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องควบแน่นมีค่าในช่วง 25 °C ถึง 31 °C ชุดคอยล์ของเครื่องควบแน่นมีการติดตั้งท่อแบบเหลื่อมกัน (staggered) มีระยะห่างจากจุดกึ่งกลางท่อในแนวแกนตั้ง 60 mm และแนวแกนนอน 80 mm ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อมีขนาด 20 mm โดยใช้วิธีการวิเคราะห์ (Analytical Method) ด้วยการสมมูลมวลและพลังงาน ผลที่ได้จากการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ พบว่า ประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหยน้ำแปรผกผันกับค่าอุณหภูมิของอากาศ โดยอุณหภูมิอากาศที่เพิ่มขึ้นทุก ๆ 1 °C ส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหยน้ำมีค่าลดลง 4.6 % และค่าประสิทธิภาพแปรผกผันกับค่าเปอร์เซ็นต์ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหยน้ำ โดยความชื้นสัมพัทธ์ที่เพิ่มขึ้นทุก ๆ 5 % r.h. ทำให้ค่าประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่นลดลงประมาณ 5.6 %

คำสำคัญ: เครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหยน้ำ (Evaporative Condenser) , ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน , การจำลองแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Abstract

This research is to study mathematical models of an evaporative condenser of the dimension 2,200 x 5,500 x 4,000 mm and of the cooling capacity of 1,750 kW with the use of ammonia as its refrigerant. The mass flow rate of air entering the condenser is fixed at 52.5 kg/s. The temperature of the sprayed water varies between 20 °C to 27 °C. The dry bulk temperature air entering condenser ranges from 25 °C to 31 °C. The coil is installed in a staggered way with the distance measured from the vertical axis of 60 mm and the horizontal axis of 80 mm. The tube has the diameter of 20 mm. By using an analytical method of energy and mass balance from a computer program, the effectiveness of the evaporator is inversely proportional to the value of temperature and the relative humidity. The value of effectiveness is decreased by 4.6 % with the increase of 1 °C, and by 5.6 % with the increase of 5 % relative humidity.

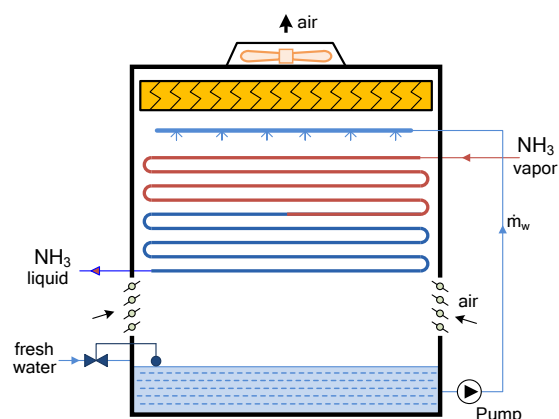
Keywords: Evaporative condenser, heat transfer coefficient, heat exchanger mathematical model.

1. บทนำ

การทำงานของระบบปรับอากาศที่มีภาวะอากาศที่เปลี่ยนแปลงมักส่งผลกระทบกับการสิ้นเปลืองพลังงานไฟฟ้าโดยตรง เฉพาะอย่างยิ่งในระบบปรับอากาศขนาดใหญ่ที่ใช้ในภาคอุตสาหกรรม ซึ่งมักใช้การระบายความร้อนด้วยอากาศหรือน้ำออกจากเครื่องควบแน่น (Condenser) กันเป็นส่วนใหญ่ จากการศึกษาเอกสารที่เกี่ยวข้องกับระบบปรับอากาศขนาดใหญ่ พบว่า ระบบปรับอากาศที่ใช้เครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหยน้ำ เป็นระบบหนึ่งที่จ่ายสารทำความเย็นเข้าสู่ชุดควบแน่นและชุดระเหย โดยการใช้สารทำความเย็นออกจรรวมอยู่ในชุดเดียวกัน เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพการทำความเย็นของระบบปรับอากาศเพิ่มขึ้น เนื่องจากมีผู้ศึกษาเพื่อจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ของเครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหยน้ำยังไม่มากนัก ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงทำการศึกษาระบบจำลองระบบเครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหยน้ำ โดยพิจารณาเครื่องควบแน่นที่มีขนาดใหญ่ เพราะเป็นขนาดที่ได้รับความนิยมและมีการติดตั้งใช้งานในภาคอุตสาหกรรม

หลักการทำงานของเครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหยน้ำ ASHRAE [1] ให้คำอธิบายไว้ว่าเป็นอุปกรณ์ที่มีหน้าที่ระบายความร้อน ออกจากระบบทำความเย็น โดยอาศัยหลักการทำงานร่วมกันของเครื่องควบแน่นสารทำความเย็นกับคอลล์ทาวเวอร์

โดยอุปกรณ์หลักที่ใช้ในระบบประกอบด้วย พัดลม มีหน้าที่ดึงอากาศภายนอก เพื่อระบายความร้อนให้กับน้ำ ระบบปั๊มน้ำหมุนเวียนภายใน มีหน้าที่สร้างแรงดันน้ำในระบบ สำหรับหัวฉีดละอองน้ำ หัวฉีดละอองน้ำทำหน้าที่สเปรย์น้ำ ให้เป็นละอองขนาดเล็ก เพื่อเพิ่มผิวสัมผัสระหว่างอากาศกับน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 1 เพื่อช่วยลดอุณหภูมิของสารทำความเย็น เมื่อสารทำความเย็นอุณหภูมิสูงและความดันสูง ในสถานะก๊าซ ไหลผ่านเข้าภายในท่อด้านบนแล้ว น้ำที่ผ่านการระบายความร้อน จากถังพักด้านล่างจะถูกปั๊มขึ้นไป



รูปที่ 1 แสดงหลักการทำงานของเครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหยน้ำ

ยังหัวฉีดให้เป็นละออง ผ่านลงบนขดท่อสารทำความเย็น ทำให้สารทำความเย็นในคอยล์ควบแน่น เป็นของเหลวด้วยการถ่ายเทความร้อนไปให้น้ำ ดังนั้น น้ำที่สัมผัสคอยล์ด้านบน มีอุณหภูมิสูงขึ้น จนทำให้น้ำ

บางส่วนเกิดการระเหยออกไป อุณหภูมิน้ำจะค่อย ๆ ลดลงเมื่อผ่านคอยล์ด้านล่าง ตกลงมาสู่ถังพักด้านล่าง และถูกปั๊มขึ้นไปยังหัวฉีดให้เป็นละออง ผ่านลงบนขดท่อสารทำความเย็นอีกครั้งหนึ่ง ในขณะที่เดียวกัน พัดลมทำหน้าที่ดูดอากาศ เพื่อทำให้เกิดกระบวนการถ่ายเทความร้อนสัมผัสระหว่างน้ำที่มีอุณหภูมิสูง กับอากาศที่มีอุณหภูมิต่ำ น้ำบางส่วนจะระเหยตัวกลายเป็นไอน้ำไปในอากาศ เพราะอากาศยังมีสภาพไม่อิ่มตัว น้ำจึงระเหยกลายเป็นไอ ส่วนการระเหยกลายเป็นไอของชั้นฟิล์มของน้ำ จะดึงความร้อนออกจากน้ำที่เหลืออยู่ออกไป อธิกร วงศธนวิศ [2] ได้ศึกษาเชิงทดลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ โดยใช้การระเหยสำหรับชุดควบแน่นของโรงงานน้ำแข็ง ซึ่งเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเปลือย เพื่อศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนภายนอก จากการจำลองการถ่ายเทความร้อนของฟิล์มน้ำภายนอกท่อและน้ำร้อนภายในท่อ กับตัวแปรต่าง ๆ คือ อัตราการไหลของฟิล์มน้ำ ระยะห่างระหว่างท่อและความเร็วลม ผลการทดลองพบว่า อัตราการไหลของฟิล์มน้ำ เป็นปัจจัยที่ส่งผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ส่วนผลของระยะห่างระหว่างท่อเพิ่มขึ้น จะได้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลง Knebel [3] ได้ศึกษาข้อดีของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ โดยเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องควบแน่น ชนิดต่าง ๆ ที่ใช้ในการระบายความร้อนให้กับเครื่องปรับอากาศ ซึ่งได้แก่การระบายความร้อนด้วยอากาศ การระบายความร้อนด้วยน้ำและการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ พบว่า การระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ สามารถประหยัดพลังงานได้มากที่สุด และพบว่า การบำรุงรักษา ไม่ได้ยุ่งยากซับซ้อนมากกว่าการระบายความร้อนด้วยน้ำโดยการใช้น้ำและเคมีบำบัดในรอบปี จะมีการใช้น้อยกว่าการระบายความร้อนด้วยน้ำ O'Neal และ Vogel [4] ได้ออกแบบเครื่องควบแน่นแบบระเหยรูปทรงกลม ที่ใช้โครงสร้างเป็นไฟเบอร์กลาส ซึ่งแตกต่างจากเครื่องควบแน่นแบบระเหยในท้องตลาดทั่วไป ที่มักทำเป็น

รูปทรงสี่เหลี่ยม โดยให้ลมไหลผ่านคอยล์ที่ติดตั้งในลักษณะกันหอย (spiral) ซึ่งจากการเลือกใช้วัสดุดังกล่าว ทำให้อายุการใช้ของเครื่องระเหยยาวนานขึ้น เพราะทนต่อการกัดกร่อนของเคมี และข้อดีของการออกแบบเป็นทรงกลมคือ จะทำให้เครื่องควบแน่น มีประสิทธิภาพสูงขึ้นเพราะสามารถรับลมได้ดี อย่างไรก็ตาม ผู้วิจัยไม่ได้แสดงการคำนวณหรือสมการในการออกแบบไว้ De Bruijn และคณะ [5] ได้ออกแบบวงจรน้ำเติมเครื่องควบแน่นแบบระเหยน้ำ โดยติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อความสะดวกในการเคลื่อนย้าย เครื่องระเหยมาใช้ ส่งผลให้น้ำที่เข้าเติมเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิต่ำลงถึง $10 - 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ทำให้สมรรถนะโดยรวมของระบบทำความเย็นสูงขึ้น $8 - 10\%$ Zukauskas [6] ได้ทำการศึกษาทดลองเพื่อหาสมการการไหลข้ามกลุ่มท่อ โดยหาความสัมพันธ์ของค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์และการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของของไหล จนได้ค่าคงที่เพื่อใช้กับการถ่ายเทความร้อนในกลุ่มท่อ Chato [7] ได้ศึกษาการควบแน่นของสารทำความเย็นที่มีความเร็วไหลต่ำภายในท่อที่วางแนวนอน โดยแสดงสัมพัทธ์เอมไพริคัลของชั้นฟิล์มที่เกิดการควบแน่น ทำให้สามารถนำไปประยุกต์ใช้กับระบบการทำความเย็นได้

จากการศึกษาเอกสารที่เกี่ยวข้องในเบื้องต้นพบว่า ยังขาดความชัดเจนในการวิเคราะห์ระบบเครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหยน้ำ ผู้วิจัยเล็งเห็นถึงความสำคัญดังกล่าว จึงทำการศึกษาและจำลองแบบระบบ โดยทำการวิเคราะห์สภาวะอากาศ เช่น อุณหภูมิ ความชื้นในบรรยากาศที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่น โดยการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ เพื่อเป็นพื้นฐานในการพัฒนาระบบที่ใช้ในปัจจุบัน และนำไปใช้ในการศึกษาเพื่อเปรียบเทียบหาตัวแปรอื่น ๆ ที่มีผลกับประสิทธิภาพของระบบต่อไป

2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ในกระบวนการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหยน้ำ ใช้สมมุติฐานในการออกแบบดังนี้

- 1) ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม มีค่าคงที่ตลอดในอุปกรณ์
- 2) อุปกรณ์ถือว่าเป็นแอเดียเบติก (adiabatic) ความร้อนจะแลกเปลี่ยนกัน ระหว่างของไหลสองกระแสเท่านั้น
- 3) เป็นของไหลที่อัดตัวไม่ได้ (incompressible fluid)
- 4) ความเร็วและอุณหภูมิของของไหลในอุปกรณ์ มีค่าสม่ำเสมอตลอดพื้นที่หน้าตัด (cross section) ในการไหลของของไหลในอุปกรณ์
- 5) ค่าความจุความร้อน (specific heats) ของของไหลมีค่าคงที่
- 6) ไม่มีการนำความร้อนตามแนวแกน ในของไหลและในผนัง

เมื่อน้ำและอากาศที่ยังไม่อิ่มตัวสัมผัสกัน โดยไม่มีอิทธิพลจากตัวแปรอื่น การถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้น ซึ่งเป็นผลจากความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิและความดันไอ ความร้อนจะถ่ายเทจากที่อุณหภูมิสูงไปยังอุณหภูมิต่ำ และไอน้ำจะไหลจากความดันสูงไปยังที่ความดันต่ำ

กระบวนการต่อมาจะอยู่ในรูป การถ่ายเทมวล ซึ่งโดยปกติจะเป็นการระเหยจากผิวของน้ำเข้าไปผสมกับอากาศ แต่กระบวนการนี้อาจเกิดขึ้นในทางกลับกัน โดยไอน้ำในอากาศจะควบแน่นสู่ผิวเปียกที่มีอุณหภูมิที่ทำให้มีความดันไอลดต่ำกว่า ถ้ามีเวลาเพียงพอ อุณหภูมิและความดันไอจะเข้าสู่สมดุลกัน ขณะนั้น อากาศจะเป็นอากาศอิ่มตัว (Saturated air)

จากสมการสมดุลมวลของน้ำแสดงได้ดังนี้

มวลเข้า = มวลออก

$$\dot{m}_i + \dot{m}_a(1+w) + \dot{m}_w = \dot{m}_w + d\dot{m}_w + \dot{m}_i + \dot{m}_a(1+w+dw) \quad (1)$$

จัดรูปสมการใหม่จะได้

$$d\dot{m}_w = -\dot{m}_a dw \quad (2)$$

เมื่อ $\dot{m}_a$ เป็นอัตราการไหลของอากาศที่ผ่านเข้าเครื่องควบแน่น (kg/s)

$\dot{m}_i$ เป็นอัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

$\dot{m}_w$ เป็นอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน (kg/s)

w เป็นอัตราส่วนความชื้น (Humidity ratio)

จากสมการสมดุลพลังงานของน้ำแสดงได้ดังนี้

พลังงานเข้า = พลังงานออก

$$\dot{m}_i h_i + \dot{m}_a h_a + \dot{m}_w c_{pw} T_w = \dot{m}_i (h_i + dh_i) + \dot{m}_a (h_a + dh_a) + (\dot{m}_w + d\dot{m}_w) c_{pw} (T_w + dT_w) \quad (3)$$

h_i เป็นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลในท่อ (W/m²·°C)

h_a เป็นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ (W/m²·°C)

h_w เป็นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำระบายความร้อน (W/m²·°C)

T_w เป็นอุณหภูมิของน้ำระบายความร้อน (°C)

c_{pw} เป็นค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ (J/kgK)

จัดรูปสมการใหม่จะได้

$$dT_w = \frac{1}{\dot{m}_w c_{pw}} (-\dot{m}_a dh_a - c_{pw} T_w d\dot{m}_w - \dot{m}_i dh_i) \quad (4)$$

หาอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพาจากสารทำความเย็นสู่ท่อด้านใน

$$Q_c = h_i A_{p,i} (T_f - T_{p,i}) \quad (5)$$

เมื่อ Q_c เป็นความร้อนที่ถ่ายเทออกจากเครื่องควบแน่น (W)

$A_{p,i}$ เป็นพื้นที่ผิวด้านในท่อต่อหน่วยความยาว (m²)

T_s เป็นอุณหภูมิของสารทำความเย็นในท่อ (°C)

$T_{i,j}$ เป็นอุณหภูมิที่ผิวท่อด้านใน (°C)

อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำจากท่อด้านในสู่ท่อด้านนอก

$$Q_c = \frac{k A_{p,o} (T_{i,j} - T_{i,o})}{L} \quad (6)$$

$A_{p,o}$ เป็นพื้นที่ผิวเฉลี่ยของท่อต่อหน่วยความยาว (m^2)

k_p เป็นค่าการนำความร้อนของท่อ ($W/m \cdot ^\circ C$)

$T_{i,o}$ เป็นอุณหภูมิที่ผิวท่อด้านนอก ($^\circ C$)

L เป็นความหนาของท่อ (m)

อัตราการถ่ายเทความร้อนจากสารทำความเย็นสู่อากาศ

$$Q_c = U_o A_o (T_{i,o} - T_d) \quad (7)$$

U_o เป็นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของระบบ ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

ดังนั้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของระบบจะได้ว่า

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{p,i} h_i} + \frac{A_o}{2\pi k L} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{h_{c,o}}} \quad (8)$$

โดย D_o เป็นเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ (m)

D_i เป็นเส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อ (m)

เครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหย น้ำขนาดใหญ่ที่ใช้ในอุตสาหกรรมจะจัดให้มี จำนวน แถวของท่อเป็นจำนวนมาก โดยเมื่อพิจารณาเครื่อง ควบแน่นขนาด 1,750 kW ที่ใช้ในการวิจัยนี้ พบว่า ชุดคอยล์ของเครื่องควบแน่น มีการติดตั้งท่อ แบบเหลื่อมกัน (staggered) และเป็นการไหลผ่าน กลุ่มท่อมีจำนวนแถวมากกว่า 20 แถว ดังนั้น จึงได้ใช้ สมการของ Zukauskas [6] ในการออกแบบ โดยค่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากผนังท่อ ไปยัง ฟิล์มน้ำ แสดงในสมการของ Zukauskas ดังนี้

$$Nu_D = \frac{h D}{k} = c_2 Re^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^n \quad (9)$$

เมื่อ Nu_D เป็นค่าตัวเลขนัมเบอร์

Re เป็นค่าเรย์โนลด์ส นัมเบอร์

Pr เป็นค่าพรันด์นัมเบอร์

n มีค่าเป็น 0 เมื่อของไหลอยู่ในสถานะก๊าซ และมีค่าเป็น 0.25 เมื่อของไหลอยู่ในสถานะของเหลว

c_2 และ m เป็นค่าคงที่ที่ได้จากการทดลอง ซึ่งคิดช่วงของเรย์โนลด์ส นัมเบอร์กว้าง ๆ และการ เปลี่ยนแปลงคุณสมบัติในรูปของความสัมพัทธ์ ที่ได้ จากตารางที่ 1

ตารางที่ 1 แสดงค่าคงที่สำหรับความสัมพัทธ์ ของ Zukauskas เพื่อใช้ในการคำนวณสำหรับการ ติดตั้งท่อในแบบเหลื่อมกัน (staggered)

Re	c_2	m
$10 - 10^2$	0.9	0.40
$10^3 - 2 \times 10^5$	$0.35 \left(\frac{S_r}{S_L}\right)$ เมื่อ $\frac{S_r}{S_L} < 2$	0.60
$10^3 - 2 \times 10^5$	0.40 เมื่อ $\frac{S_r}{S_L} > 2$	0.60
$2 \times 10^5 - 10^6$	0.022	0.84

โดย S_r เป็นระยะจากเส้นผ่าศูนย์กลางระหว่างท่อ ในแนวตั้ง

S_L เป็นระยะจากเส้นผ่าศูนย์กลางระหว่างท่อ ในแนวระนาบ

เนื่องจากลักษณะของท่อในงานวิจัย ติดตั้งอยู่ ในแนวระนาบและ สารทำความเย็นในท่อเกิดการ ควบแน่นดังนั้น ในการหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเท ความร้อนภายในท่อซึ่งเกิดจากการควบแน่นของไอ สารทำความเย็นในท่อแนวระนาบ จึงใช้สมการของ Chato [7] ในการออกแบบ

$$h_{int} = 0.555 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D} (h_{fg}') \right]^{1/4} \quad (10)$$

$$h_{fg}' = h_{fg} + \frac{3}{8} C_{pl} (T_{sat} - T_s) \quad (11)$$

จากสมการสมดุลพลังงาน ของการถ่ายเทความร้อน จากพื้นผิวน้ำบนท่อไปยังอากาศ ที่ผ่านเข้าเครื่อง ควบแน่นจะได้

$$\dot{m}_a (h_{a,2} - h_{a,1}) = Q_c + \dot{m}_e h_w \quad (12)$$

$h_{a,1}$ เป็นเอนทัลปีของอากาศที่เข้าสู่เครื่องควบแน่น (J/kg)

$h_{a,2}$ เป็นเอนทัลปี ของอากาศที่ออกจาก เครื่องควบแน่น (J/kg) ,

h_w เป็นเอนทัลปีของน้ำบนพื้นผิวท่อเครื่องควบแน่น (J/kg)

ค่าประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่น จะหาได้จาก อัตราส่วนระหว่างความร้อน ที่ถ่ายเทออกจากเครื่องควบแน่นได้จริงต่อความร้อน ที่ถ่ายเทออกจากเครื่องควบแน่นได้สูงสุด ณ สภาวะเงื่อนไขเดียวกัน นั่นคือ

$$\text{effectiveness} = \frac{\text{Condenser Capacity}}{\text{Maximum Capacity}}$$

$$\mathcal{E} = \frac{\dot{m}_a (h_{a, \text{out}} - h_{a, \text{in}})}{\dot{m}_a (h_{a, \text{out}} - h_{a, \text{in}}) \big|_{T_{c, \text{sat}}}} \quad (13)$$

โดย $\mathcal{E}$ เป็นค่าประสิทธิภาพ (effectiveness) ,

$h_{a, \text{in}}$ เป็นค่าเอนทัลปีของอากาศที่เข้าเครื่องควบแน่น (J/kg)

$h_{a, \text{out}}$ เป็นค่าเอนทัลปีของอากาศที่ออกจากเครื่องควบแน่น (J/kg)

$h_{a, \text{out}} \big|_{T_{c, \text{sat}}} - h_{a, \text{in}}$ เป็นค่าเอนทัลปีของอากาศอิ่มตัว ณ อุณหภูมิสารทำความเย็น (J/kg)

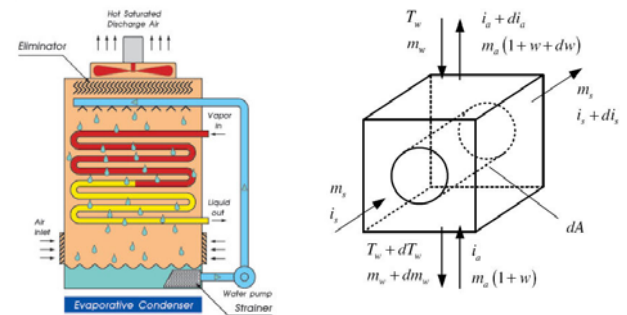
3. ขั้นตอนการออกแบบ

จากสมการการออกแบบในขั้นต้น พิจารณา การส่งผ่านความร้อนจากสารทำความเย็น ภายในท่อ ไปยังน้ำระบายความร้อนนอกท่อ เป็นช่วง ๆ ดังนี้

- 1.การถ่ายเทความร้อนภายในท่อเกิดจากการควบแน่นของไอของสารทำความเย็นภายในท่อที่อุณหภูมิ T_s
- 2.การถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนของผนังท่อที่อุณหภูมิ $T_{t,i}$
- 3.การถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนของอากาศและน้ำระบายความร้อนภายนอกท่อ แบ่งได้ 2 ลักษณะดังนี้

3.1 การถ่ายเทความร้อน เนื่องจากการพาความร้อนของของไหลภายนอกท่อที่อุณหภูมิระหว่าง $T_{t,o}$ กับ T_d

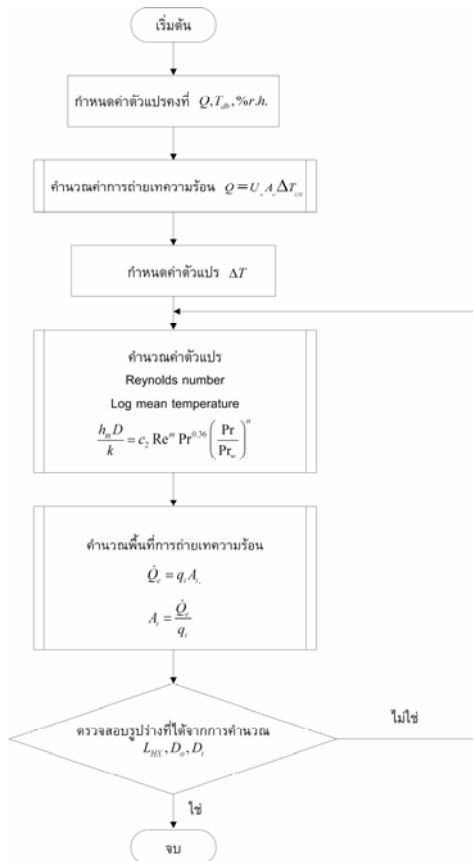
3.2 การถ่ายเทความร้อน เนื่องจากการระเหยของน้ำระบายความร้อนที่สัมผัสภายนอกของผิวท่อ ที่อุณหภูมิระหว่าง $T_{t,o}$ กับ T_d



รูปที่ 2 แสดงหลักการทำงานของเครื่องควบแน่นแบบระเหยน้ำและตัวแปรที่ทำการศึกษา

การออกแบบจะเริ่มจากการกำหนดค่าตัวแปรคงที่ต่าง ๆ ได้แก่ ขนาดของเครื่องควบแน่น อุณหภูมิอากาศขาเข้า กำหนดค่าอุณหภูมิแตกต่าง (ΔT) ที่ใช้ในการออกแบบ จากความสัมพันธ์ของอากาศชื้นจะได้ค่าเอนทัลปีของอากาศที่ใช้ในการออกแบบ จากสมการที่ 4 – 8 จะได้ค่าเอนทัลปีของน้ำและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของน้ำ กำหนดค่าอัตราการไหลของฟิล์มน้ำ กำหนดขนาดของเครื่องควบแน่น ขนาดของคอยล์ คำนวณค่าเรย์โนลด์สแนมเบอร์ จากนั้นจึงใช้สมการที่ 9 เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากผนังท่อ ไปยังฟิล์มน้ำ และใช้สมการที่ 10 และ 11 เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อซึ่งเกิดจากการควบแน่นของไอสารทำความเย็นในท่อแนวระนาบ จะได้พื้นที่ถ่ายเทความร้อน จากนั้นจึงตรวจสอบรูปร่างที่ได้จากการคำนวณ

ซึ่งสามารถสรุป ขั้นตอนการออกแบบเครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหยน้ำได้ตามรูปที่ 2

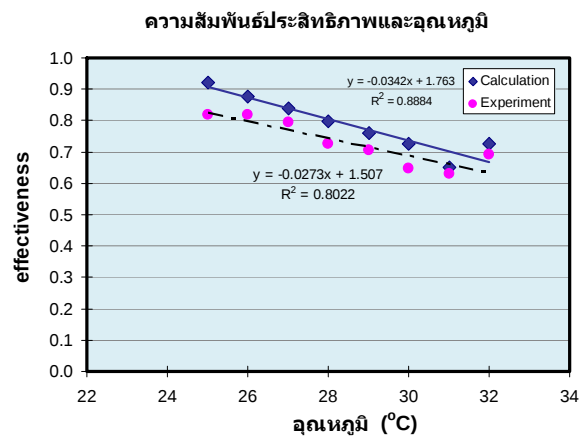


รูปที่ 3 ขั้นตอนการออกแบบเครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหยน้ำโดยใช้การคำนวณ

จากนั้น จึงทำการเปรียบเทียบผลการคำนวณกับการทดลอง โดยทำการเก็บข้อมูลเป็นระยะเวลาต่อเนื่องทุก ๆ 15 นาทีเป็นเวลา 5 วัน เครื่องควบแน่นสารทำความเย็นเป็นเครื่องที่มี ขนาดความกว้าง 2,200 mm ความยาว 5,500 mm และความสูง 4,000 mm มีความสามารถในการทำความเย็น 1,750 kW ใช้แอมโมเนียเป็นสารทำความเย็น อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเข้าเครื่องควบแน่น 52.5 kg/s. อุณหภูมิของน้ำที่สเปรย์บนผิวคอยล์มีค่าในช่วง 20 °C ถึง 27 °C อุณหภูมิของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องควบแน่นมีค่าในช่วง 25 °C ถึง 31 °C ท่อของชุดคอยล์เครื่องควบแน่น มีการติดตั้งแบบเหลื่อมกัน (staggered) โดยมีระยะห่างจากจุดกึ่งกลางท่อ ในแนวแกนตั้งเป็นระยะ 60 mm และแนวแกนนอนเป็นระยะ 80 mm ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ มีขนาด 20 mm จากนั้น จึงนำผลที่ได้มาเลือกช่วงอุณหภูมิเฉลี่ยซึ่งตรงกับที่อุณหภูมิ ประมาณ 32 °C ส่วนความชื้นเฉลี่ยอยู่ที่ 75 % r.h.

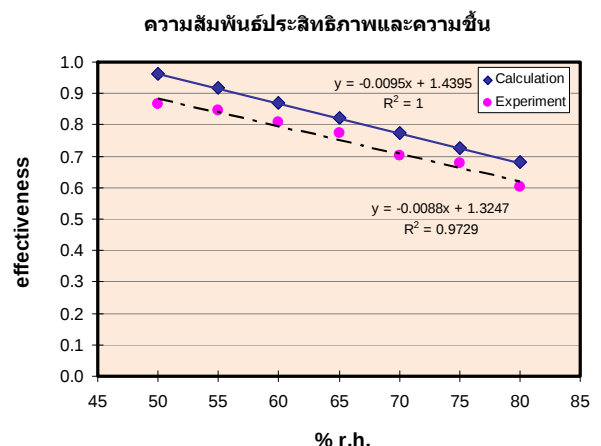
4. ผลที่ได้จากการจำลองแบบ

ผลที่ได้จากการดำเนินการวิจัย แบ่งเป็นผลจากการคำนวณโดยจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ และผลจากการทดลอง โดยจากผลกระทบที่เกิดจากอุณหภูมิอากาศที่ไหลเข้าสู่เครื่องควบแน่นแสดงได้ดังรูปที่ 4



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพกับอุณหภูมิที่ไหลเข้าเครื่องควบแน่น

จากรูปที่ 4 แสดงถึงอุณหภูมิของอากาศที่ไหลเข้าตั้งแต่ 25 – 32 °C โดยพิจารณาที่อุณหภูมิอากาศไหลเข้าต่ำ เครื่องควบแน่นจะมีประสิทธิภาพสูงกว่าจุดที่มีอุณหภูมิอากาศไหลเข้าสูง ส่วนตัวแปรด้านความชื้นของอากาศที่ไหลเข้าสู่เครื่องควบแน่น ที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่น แสดงดังรูปที่ 5



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพกับความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องควบแน่น

โดยจากรูปที่ 5 จะพบว่าความชื้นของอากาศที่ไหลเข้าตั้งแต่ 50 – 80 % r.h. โดยพิจารณาที่ความชื้นของอากาศไหลเข้าต่ำ เครื่องควบแน่นจะมีประสิทธิภาพสูงกว่าจุดที่มีความชื้นของอากาศไหลเข้าสูง ส่วนความสัมพันธ์ของเปอร์เซ็นต์ความชื้นกับประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่นพบว่า ถ้าเปอร์เซ็นต์ความชื้นสัมพัทธ์เพิ่มขึ้นทุก ๆ 5 % r.h. จะทำให้ค่าประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่นลดลงประมาณ 5.6 % ทั้งนี้ เนื่องจากค่าเปอร์เซ็นต์ความชื้นของอากาศมีค่าสูงจะทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนของอากาศและน้ำทำได้ยาก ทำให้ค่าประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่นสารทำความเย็นลดลง และจากรูปที่ 4 พบว่าประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่น จะแปรผกผันกับค่าอุณหภูมิของอากาศไหลเข้า พบว่า ทุก ๆ 1 °C ที่เพิ่มขึ้นของอุณหภูมิจะส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพ ของเครื่องควบแน่นมีค่าลดลง 4.6 % อันเนื่องมาจากสภาวะอากาศที่ใช้ในการระบายความร้อนภายนอกมีอุณหภูมิสูง อุณหภูมิควบแน่นของสารทำความเย็นจะสูงขึ้นตามดังกล่าว โดยค่าประสิทธิภาพทางทฤษฎีจะมีค่าสูงกว่าค่าที่ได้จากการตรวจวัดเล็กน้อย

5. สรุปผลวิจัย และข้อเสนอแนะ

ผลการศึกษาผลกระทบที่เกิดจากอุณหภูมิและความชื้นของอากาศที่ไหลเข้าต่อประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่น พบว่าอุณหภูมิและความชื้นต่างมีผลกระทบด้วยกันทั้งคู่ โดยอุณหภูมิอากาศไหลเข้ามีผลกระทบมากกว่า ทั้งนี้หากพิจารณาติดตั้งเครื่องควบแน่นในบริเวณที่มีการระบายความร้อนได้ดี เพื่อให้อุณหภูมิของอากาศที่ไหลเข้ามีอุณหภูมิและความชื้นต่ำ จะทำให้ประสิทธิภาพของระบบดีขึ้น ทั้งนี้ควรดำเนินการบำรุงรักษาสภาพน้ำ และชุดแลกเปลี่ยนความร้อนให้อยู่ในสภาพดีเสมอจะช่วยทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่นอยู่ในเกณฑ์ที่ดี

ผลจากการจำลองแบบนี้จะนำไปใช้ในการศึกษาเพื่อเปรียบเทียบหาตัวแปรอื่น ๆ ที่มีผลกับประสิทธิภาพของระบบต่อไป

6. กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณ ศูนย์วิจัยและพัฒนา ระบบการควบคุมการตรวจวัด – พิสูจน์การใช้พลังงาน มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้า พระนครเหนือ ที่ให้การสนับสนุนการดำเนินงานวิจัยชิ้นนี้ บริษัทปิโตรเลียม จำกัด ที่อำนวยความสะดวกในการทดสอบ ตรวจวัดเครื่องควบแน่นสารทำความเย็นแบบระเหย น้ำที่ใช้ในงานนี้

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] ASHRAE Handbook , *HVAC Systems and Equipment Volume* ,chap. 35 American Society of Heating , Refrigerating and Air conditioning Engineers , Atlanta , GA.
- [2] อธิกร วงศธนวิธ การศึกษาเชิงทดลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อโดยใช้การระเหยสำหรับชุดควบแน่นของโรงน้ำแข็ง . วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย , 2549
- [3] David E. Knebel (1997) . Evaporative Condensing Minimizes System Power Requirements. *HPAC Heating , Piping , Air Conditioning* Vol.69 , Apr 1997 , pp 93 - 160.
- [4] Robert G.O'Neal and Kenneth E.Vogel (1991) ,Evaporative Condenser United States Patent 5,406,331 .
- [5] De Bruijn , Leendert , C. et al (1997) . Method for supplying make-up water from a source to the receptacle tank of an evaporative condenser and/or a cooling tower . PCT international patent WO 99/20958 .
- [6] Zukauskas , A : (1972). Heat transfer from tubes in Cross Flow, *Adv. Heat transfer*, vol. 8, 1972, pp. 93 – 160.
- [7] Chato,J.C , A : (1962). Laminar Condensation inside Horizontal and Inclined tubes, *J.Am.Soc. Heating Refrig, Aircond, Engrs* , vol. 4,: 1962, pp. 52.