

การเลือกขนาดของบ่อแบบเปิดสำหรับระบายความร้อนในเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ Sizing of Open Pond for Cooling of Water-Cooled Air Conditioner

วัชรพล วัชรจินดา^{1*} อรรถกร อาสนคำ² ธรรณิศา ดีทยาพ² และทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์²

¹สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ และบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ เชียงใหม่ 50200

²ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ เชียงใหม่ 50200

บทคัดย่อ

เครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ สามารถใช้บ่อแบบเปิดเพื่อระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศแทนการใช้หอผึ่งเย็น บ่อแบบเปิดมีสมรรถนะในการระบายความร้อนโดยกลไกต่าง ๆ ซึ่งสามารถรับความร้อนจากเครื่องปรับอากาศและระบายสู่สิ่งแวดล้อม หากบ่อมีขนาดเล็กเกินไป COP ของเครื่องปรับอากาศจะลดลง หรือหากบ่อมีขนาดใหญ่เกินไป จะทำให้สิ้นเปลืองค่าก่อสร้างและพื้นที่ งานวิจัยนี้ได้สร้างแบบจำลองในการทำนายอุณหภูมิของน้ำในบ่อเปิด และเลือกขนาดของบ่อเปิดสำหรับอาคารสำนักงานที่ใช้เครื่องปรับอากาศเฉพาะตอนกลางวัน โดยค่า COP ของเครื่องปรับอากาศไม่ต่ำกว่า 3.22 ตามเกณฑ์ระดับของเครื่องปรับอากาศเบอร์ 5 จากการศึกษาพบว่าปริมาตรของน้ำในบ่อที่เหมาะสมสำหรับเครื่องปรับอากาศขนาด 12,000, 24,000, 36,000 และ 48,000 BTU/h จะมีค่า 0.82, 1.68, 2.54 และ 3.4 m³ ตามลำดับ ที่อัตราส่วนระหว่างพื้นที่หน้าตัดกับความลึกของน้ำในบ่อเท่ากับ 10 โดยเครื่องปรับอากาศขนาด 12,000 BTU/h และ 24,000 BTU/h มีอุณหภูมิของน้ำในบ่อในวันถัดไปเท่ากับ 26.10 และ 28.29 °C ซึ่งมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิในวันก่อนหน้า ซึ่งมีค่าเท่ากับ 28.3 °C แต่ในส่วนเครื่องปรับอากาศขนาด 36,000 BTU/h และ 48,000 BTU/h มีอุณหภูมิของน้ำในบ่อในวันถัดไปเท่ากับ 30.34 และ 32.00 °C ซึ่งมีค่าสูงกว่า และจากการศึกษาการเปลี่ยนอัตราส่วนระหว่างพื้นที่หน้าตัดต่อความลึกของบ่อ โดยที่ปริมาตรของน้ำเท่าเดิม พบว่ามีผลต่ออุณหภูมิของน้ำในบ่อในวันถัดไป โดยการเลือกอัตราส่วนระหว่างพื้นที่หน้าตัดกับความลึกที่เหมาะสม จะช่วยลดอุณหภูมิของน้ำในบ่อ โดยที่อัตราส่วนมากกว่า 15.2 และ 20.1 อุณหภูมิของน้ำในบ่อในวันถัดไปพบว่า มีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิในบ่อวันก่อนหน้า สำหรับเครื่องปรับอากาศขนาด 36,000 และ 48,000 BTU/h ตามลำดับ

คำสำคัญ : บ่อแบบเปิด, การเลือกขนาด, เครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ, การระบายความร้อน, สมรรถนะการทำความเย็น

บทนำ

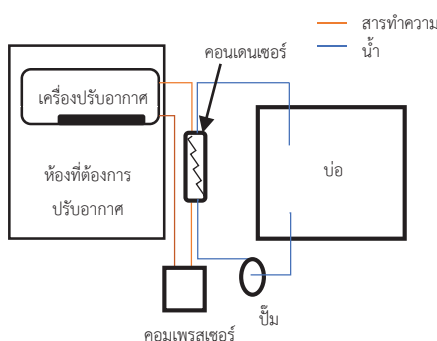
เครื่องปรับอากาศเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการปรับอากาศบริเวณที่ต้องการให้มีอุณหภูมิที่ทำให้ผู้อยู่อาศัยรู้สึกสบาย มีความสำคัญต่อชีวิตประจำวันโดยเฉพาะประเทศไทยที่ตั้งอยู่ในเขตร้อนซึ่งมีภูมิอากาศแบบร้อน แต่เป็นที่ทราบกันดีว่าระบบปรับอากาศมีการใช้พลังงานและค่าใช้จ่ายด้านพลังงานที่สูง ส่วนใหญ่ระบบปรับอากาศจะใช้วัฏจักรการทำความเย็นแบบวงจรอัดไอ โดยมีสารทำความเย็นที่ทำหน้าที่ดึงความร้อนจากบริเวณที่ต้องการปรับอากาศและระบายออกที่ชุดระบายความร้อนหรือคอนเดนเซอร์ มีรายงานการทดสอบสมรรถนะระบบปรับอากาศที่ใช้ น้ำ และอากาศระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ พบว่าแบบระบายความร้อนด้วยน้ำลดการใช้พลังงานไฟฟ้าได้ถึง 25% เทียบกับการระบายความร้อนด้วยอากาศ [1]

* Corresponding author: Tel.: 091-8514372. E-mail address: watcharapon_wa@cmu.ac.th

ระบบระบายความร้อนด้วยน้ำมักจะใช้กับระบบที่มีความต้องการภาระการทำความเย็นสูง หรือเป็นระบบที่มีการระบายความร้อนแบบรวมศูนย์ใช้เครื่องปรับอากาศหลายเครื่อง โดยจะมีหอผึ่งเย็น (Cooling Tower) ขนาดใหญ่ผลิตน้ำเย็นไปใช้ระบายความร้อนให้แก่ชุดทำความเย็น อย่างไรก็ตามระบบหอผึ่งเย็นใช้พลังงานค่อนข้างสูงโดยเฉพาะหากมีการใช้เครื่องปรับอากาศในจำนวนน้อย

การใช้อุปกรณ์เปิดเพื่อระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์เครื่องปรับอากาศโดยมีกลไกต่างๆ เช่น การแผ่รังสีของน้ำสู่ท้องฟ้า การนำความร้อน การพาความร้อน และการระเหยของน้ำ [2] สามารถรับความร้อนจากเครื่องปรับอากาศและระบายสู่สิ่งแวดล้อมทดแทนและลดการใช้พลังงานไฟฟ้าที่หอผึ่งเย็น แต่หากมีการใช้เครื่องปรับอากาศขนาดใหญ่หรือจำนวนมาก เช่นการใช้เครื่องปรับอากาศในอาคารสำนักงาน หากบ่อมีขนาดเล็กเกินไปอุณหภูมิในบ่อน้ำจะสูงขึ้นเรื่อยๆ จะทำให้สัมประสิทธิ์การทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ (Coefficient of Performance, COP) ลดลง หรือหากบ่อมีขนาดใหญ่เกินไป ทำให้อุณหภูมิของน้ำในบ่อยังคงมีค่าสูง และการระบายความร้อนในตอนกลางคืนไม่สามารถทำให้อุณหภูมิในบ่อต่ำกว่าในวันก่อนหน้าได้ ทำให้เกิดความร้อนสะสมในบ่อ สมรรถนะการระบายความร้อนในตอนกลางวันลดลง อีกทั้งยังสิ้นเปลืองค่าก่อสร้างและพื้นที่

ดังนั้นแนวคิดสำหรับงานวิจัยนี้เพื่อออกแบบและเลือกขนาดบ่อน้ำแบบเปิด สำหรับระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยน้ำแทนการใช้หอผึ่งเย็นของอาคารสำนักงานที่ใช้เครื่องปรับอากาศเฉพาะตอนกลางวัน ดังภาพที่ 1 โดยความร้อนที่ได้จากการปรับอากาศ จะระบายสู่บ่อน้ำในตอนกลางวัน และตอนกลางคืนความร้อนที่สะสมในบ่อจะถูกระบายสู่สิ่งแวดล้อม เพื่อทำให้อุณหภูมิของน้ำลดต่ำลงไม่น้อยกว่าอุณหภูมิของน้ำในวันก่อนหน้า ทำให้สามารถนำน้ำจากบ่อน้ำมาระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์อีกครั้งในตอนกลางวัน ซึ่งเป็นการระบายความร้อนแบบธรรมชาติสามารถทดแทนและลดการใช้พลังงานไฟฟ้าที่หอผึ่งเย็น

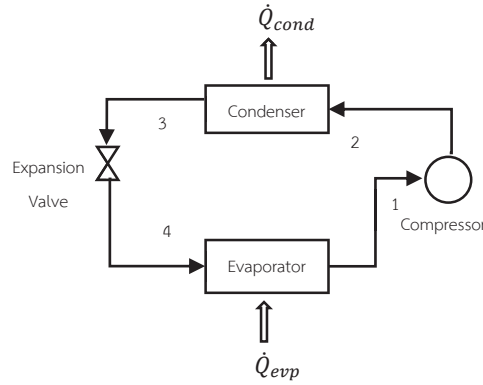


ภาพที่ 1 การใช้น้ำแบบเปิดในการระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

1. วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอจะประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลักคือ คอมเพรสเซอร์ คอนเดนเซอร์ วาล์วขยายตัว และอีวาพอเรเตอร์ ดังภาพที่ 2 คอมเพรสเซอร์ดูดสารทำความเย็นซึ่งอยู่ในสถานะเป็นไอที่จุด 1 และอัดให้มีความดันสูงขึ้นมาที่จุด 2 สารทำงานจะเป็นแก๊สที่ความดันสูงและอุณหภูมิสูง ถูกนำมาระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ และสารทำงานจะควบแน่นเป็นของเหลว ที่จุด 3 จากนั้นสารทำงานจะลดความดันและอุณหภูมิโดยผ่านเอ็กซ์แพนชันวาล์วมาที่จุด 4 เพื่อมารับความร้อนที่อีวาพอเรเตอร์ และเปลี่ยนสถานะเป็นไอใหม่ที่จุด 1 จากนั้นเริ่มวัฏจักรการทำงานใหม่ต่อไป [3]



ภาพที่ 2 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

อัตราความร้อนที่อีวาพอเรเตอร์ คำนวณจาก

$$\dot{Q}_{evp} = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) \quad (1)$$

อัตราความร้อนระบายออกที่คอนเดนเซอร์ คำนวณจาก

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3) \quad (2)$$

เมื่อ $\dot{m}_{ref}$ คืออัตราการไหลสารทำความเย็น (kg/s)

กำลังงานที่คอมเพรสเซอร์ คำนวณได้จาก

$$\dot{W} = \dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{evp} \quad (3)$$

การหาประสิทธิภาพของระบบทำความเย็น ส่วนใหญ่นิยมหาในรูปแบบของค่าสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP) สามารถคำนวณได้จาก

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evp}}{\dot{W}} \quad (4)$$

และค่า COP ยังสามารถประเมินได้จาก

$$COP = \eta \left(\frac{T_L}{T_H - T_L} \right) \quad (5)$$

เมื่อ η คือค่าคงที่มีค่าประมาณ 0.5 [4], T_L คืออุณหภูมิอีวาพอเรเตอร์ ในที่นี้จะกำหนดให้ T_L ต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างสถานะอากาศภายในห้อง $T_{room@dewpoint}$ (โดยกำหนดให้มีค่าเท่ากับ 13 °C) โดย

$$T_L = T_{room@dewpoint} - \Delta T_{evp} \quad (6)$$

เมื่อ ΔT_{evp} คืออุณหภูมิแตกต่างระหว่างอุณหภูมิอีวาพอเรเตอร์กับอุณหภูมิจุดน้ำค้างของสถานะอากาศภายในห้อง (°C)

T_H คืออุณหภูมิคอนเดนเซอร์ จะมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิของน้ำในบ่อ โดย

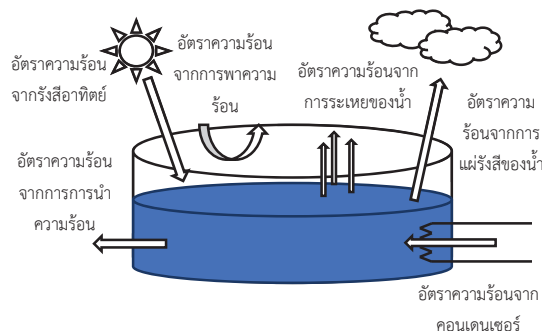
$$T_H = T_{pond} - \Delta T_{cond} \quad (7)$$

เมื่อ T_{pond} คืออุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำในบ่อ (°C), ΔT_{cond} คืออุณหภูมิแตกต่างระหว่างอุณหภูมิคอนเดนเซอร์และอุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำในบ่อ (°C)

ค่า COP จะถูกนำไปเป็นดัชนีชี้วัดเพื่อทำการเลือกขนาดของบ่อแบบเปิด โดยขนาดของบ่อที่เหมาะสมจะทำให้ค่า COP ของระบบทำความเย็นมีค่าไม่ต่ำกว่า 3.22 ซึ่งเป็นค่า COP ของเครื่องปรับอากาศเบอร์ 5 ที่กำหนดโดยการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย

2. แบบจำลองสมการของบ่อน้ำ

อัตราการความร้อนที่ได้รับจากเครื่องปรับอากาศจะถูกส่งมาที่บ่อน้ำ ทั้งนี้บ่อน้ำจะมีกลไกการระบายความร้อนในรูปแบบต่าง ๆ [2] ดังภาพที่ 3 ในตอนกลางวันบ่อน้ำได้รับอัตราการความร้อนที่ระบายออกที่คอนเดนเซอร์และอัตราการความร้อนจากรังสีอาทิตย์ มากกว่าอัตราการความร้อนที่ระบายออกของบ่อสู่สิ่งแวดล้อม ทำให้อุณหภูมิของน้ำในบ่อเพิ่มสูงขึ้น และในตอนกลางคืนไม่มีการระบายความร้อนจากเครื่องปรับอากาศ รวมถึงอัตราการความร้อนที่เกิดจากรังสีอาทิตย์ มีเพียงอัตราการความร้อนที่ระบายออกของบ่อสู่สิ่งแวดล้อม ซึ่งจะทำให้อุณหภูมิของน้ำในบ่อลดลง และถ้าเลือกขนาดที่เหมาะสม อุณหภูมิในบ่อจะสูงขึ้นจะมีค่าต่ำกว่าหรือเท่ากับอุณหภูมิในบ่อน้ำในวันก่อนหน้า ทำให้การระบายความร้อนจากระบบปรับอากาศในวันถัดมาทำได้ดีขึ้น



ภาพที่ 3 อัตราการถ่ายเทความร้อนของบ่อน้ำ

สมดุลพลังงานของบ่อน้ำแสดงดังสมการต่อไปนี้

$$\rho_w C_{pw} V_{pond} \frac{dT_{pond}}{dt} = \dot{Q}_{tot} \quad (8)$$

เมื่อ ρ_w คือค่าความหนาแน่นของน้ำ (kg/m^3), C_{pw} คือ ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ (kJ/kg.K), V_{pond} คือปริมาตรของน้ำในบ่อ (m^3), T_{pond} คืออุณหภูมิของน้ำในบ่อ ($^{\circ}\text{C}$), $\dot{Q}_{tot}$ คืออัตราการถ่ายเทความร้อนของบ่อน้ำ (kW)

โดยที่อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมของบ่อ ($\dot{Q}_{tot}$) ประกอบด้วย อัตราความร้อนจากคอนเดนเซอร์ อัตราความร้อนจากรังสีอาทิตย์ การระเหยของน้ำ และ การระบายความร้อนจากบ่อสู่สิ่งแวดล้อมด้วยวิธีการอื่น

อัตราการความร้อนที่บ่อน้ำได้รับจากรังสีอาทิตย์ สามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{Q}_{sol} = A_{pond} \alpha_{sol} G_{sol} \quad (9)$$

เมื่อ A_{pond} คือพื้นที่หน้าตัดของบ่อน้ำ (m^2), α_{sol} คือสภาพการดูดกลืนรังสีอาทิตย์ของน้ำ, G_{sol} คือความเข้มของรังสีอาทิตย์ต่อพื้นที่ (W/m^2)

อัตราการความร้อนที่ออกจากบ่อน้ำ โดยการแผ่รังสีระหว่างน้ำในบ่อกับท้องฟ้า สามารถคำนวณได้จาก [5]

$$\dot{Q}_{rad} = A_{pond} \epsilon_f \sigma \left[(T_{pond} + 273)^4 - (T_{sky} + 273)^4 \right] \quad (10)$$

เมื่อ ϵ_f คือ ค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีของน้ำมีค่าเท่ากับ 0.95 [2], σ คือ ค่าคงที่ของสเตฟาน-โบลต์ซมานน์ค่าเท่ากับ $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$, T_{sky} คือ อุณหภูมิของท้องฟ้า ($^{\circ}\text{C}$)

โดยที่อุณหภูมิของท้องฟ้าคำนวณจาก [6]

$$T_{sky} = T_{amb} \epsilon_{sky}^{0.25} \quad (11)$$

เมื่อ T_{amb} คืออุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ($^{\circ}\text{C}$), ϵ_{sky} คือค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีของท้องฟ้า โดยค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีของท้องฟ้าคำนวณจาก[6]

$$\varepsilon_{sky} = 0.754 + 0.0044T_{dew} \quad (12)$$

เมื่อ T_{dew} คืออุณหภูมิจุดน้ำค้าง (°C)
โดยที่ค่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างคำนวณจาก [8]

$$T_{dew} = \left(\frac{RH}{100} \right)^{\frac{1}{8}} (112 + 0.9T_{amb}) + 0.1T_{amb} - 112 \quad (13)$$

เมื่อ RH คือความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศ (%)
การคำนวณอัตราความร้อนที่ออกจากบ่อน้ำจากการระเหยของน้ำ คำนวณได้จาก [5]

$$\dot{Q}_{evap} = h_{evap} A_{pond} (P_w - P_a) \quad (14)$$

เมื่อ h_{evap} คือสัมประสิทธิ์การระเหยของน้ำ ($W/m^2 \cdot Pa$), P_w คือความดันไออิ่มตัวที่อุณหภูมิผิวน้ำ (kPa), P_a คือความดันไออิ่มตัวที่อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (kPa)
โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์การระเหยของน้ำ คำนวณจาก [5]

$$h_{evap} = 0.036 + 0.025v_{wind} \quad (15)$$

เมื่อ v_{wind} คือความเร็วลม (m/s)
การคำนวณอัตราความร้อนที่ออกจากบ่อน้ำจากการพาความร้อนที่ผิวน้ำของบ่อ สามารถคำนวณได้จาก [5]

$$\dot{Q}_{conv} = A_{pond} h_c (T_{pond} - T_{amb}) \quad (16)$$

เมื่อ h_c คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($W/m^2 \cdot K$)
โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนคำนวณได้จาก [7]

$$h_c = 2.8 + 3.0v_{wind} \quad (17)$$

อัตราสูญเสียความร้อนด้านข้างของบ่อน้ำจากการนำความร้อน มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับอัตราการถ่ายเทความร้อนแบบอื่น [8] อีกทั้งสามารถหุ้มฉนวนรอบบ่อ เพื่อลดการสูญเสียอัตราความร้อนจากการนำได้ ดังนั้นจึงไม่คิดการสูญเสียนี้

จากสมการที่ (8) แทนค่าตัวแปรต่างๆที่อยู่ในสมการ ทำให้ได้แบบจำลองที่ใช้ทำนายอุณหภูมิของน้ำในบ่อในแต่ละช่วงเวลา โดยแบ่งการทำงานของระบบเป็นสองช่วงเวลาคือกลางวันและกลางคืน

-ตอนกลางวัน (8:00-17:00น.) ระบบทำความเย็นจะดึงความร้อนภายในห้องโอบายที่บ่อน้ำ การหาอุณหภูมิของน้ำในบ่อตอนกลางวัน สามารถหาได้ดังนี้

$$T_{pond_{t+\Delta t}} = T_{pond_t} + \Delta t [\dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{sol} - \dot{Q}_{rad} - \dot{Q}_{evap} - \dot{Q}_{conv}] / \rho_w c_{pw} V_{pond} \quad (18)$$

-ตอนกลางคืน (17:00-8:00น.) บ่อน้ำจะระบายความร้อนกับสิ่งแวดล้อม และสมมติว่าพลังงานแสงอาทิตย์ที่ถูกดูดกลืนในช่วงเช้ามีค่าน้อยมาก ($\dot{Q}_{sol} = 0$) และอัตราความร้อนจากคอนเดนเซอร์ ($\dot{Q}_{conden} = 0$) สามารถหาอุณหภูมิของน้ำในบ่อตอนกลางคืนได้ดังนี้

$$T_{pond_{t+\Delta t}} = T_{pond_t} + \Delta t [-\dot{Q}_{rad} - \dot{Q}_{evap} - \dot{Q}_{conv}] / \rho_w c_{pw} V_{pond} \quad (19)$$

เมื่อสามารถทำนายอุณหภูมิของน้ำในบ่อแต่ละช่วงเวลาก็จะสามารถหาอุณหภูมิคอนเดนเซอร์ (T_H) เพื่อใช้ในการหาค่า COP ของเครื่องปรับอากาศได้จากสมการที่ (5) ทั้งนี้ขนาดและรูปร่างของบ่อจะต้องมีความเหมาะสม เพื่อให้ COP มีค่าไม่ต่ำกว่า 3.22 และอุณหภูมิของน้ำในบ่อในวันถัดไปสามารถลดลงโดยที่อุณหภูมิไม่สูงกว่าอุณหภูมิในบ่อในวันก่อนหน้า

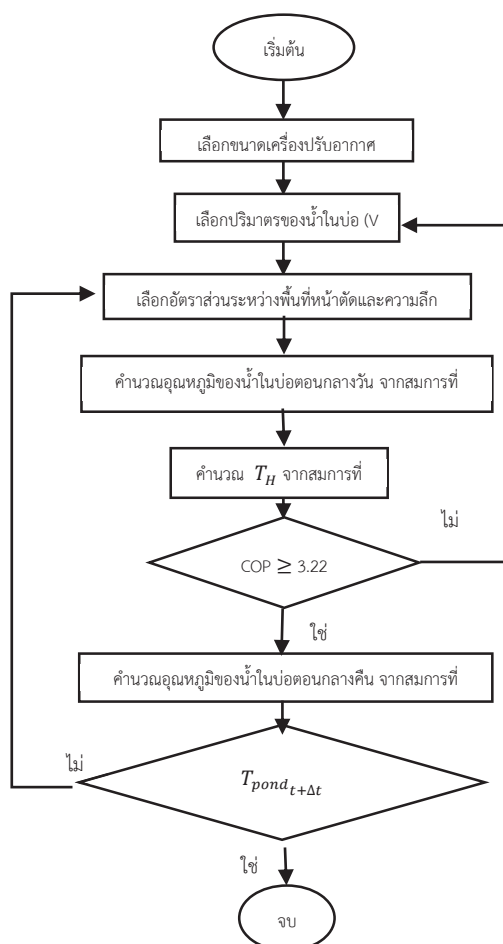
วิธีการศึกษา

ในงานวิจัยนี้ต้องการศึกษาการเลือกขนาดของบ่อแบบเปิดสำหรับระบายความร้อนที่เหมาะสมกับเครื่องปรับอากาศ โดยการจำลองการเลือกขนาด กำหนดเปิดใช้เครื่องปรับอากาศตั้งแต่เวลา 8:00-17:00 น. และระบายความร้อนของบ่อแบบเปิดตอนกลางคืนตั้งแต่เวลา 18:00-6:00 น. ในพื้นที่จังหวัดเชียงใหม่ วันที่ 15-16 เมษายน กำหนดให้ห้องฟ้าแจ่มใส โดยกำหนดพารามิเตอร์ที่ใช้ในการจำลองดังตารางที่ 1

ตารางที่ 1 พารามิเตอร์ที่ใช้ในการจำลอง

พารามิเตอร์	ค่า	หน่วย
-อุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำในบ่อ	28.3	°C
-อุณหภูมิของพื้นที่ที่ต้องการปรับอากาศ	25	°C
-อุณหภูมิแตกต่างที่ฮีวเปอร์เตอร์	5	°C
-อุณหภูมิแตกต่างที่คอนเดนเซอร์	5	°C
-ความชื้นสัมพัทธ์อากาศในห้อง	50%	-
-ความชื้นสัมพัทธ์อากาศภายนอก	60%	-
-ความเร็วลม	1	m/s

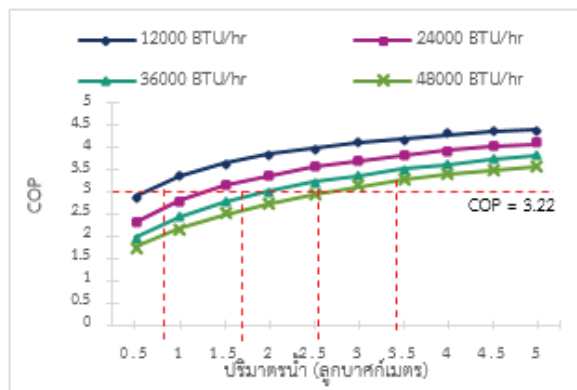
โดยเงื่อนไขในการเลือกขนาดของบ่อแบบเปิดที่เหมาะสม ค่า COP ของเครื่องปรับอากาศจะต้องมีระดับประสิทธิภาพเท่ากับ เบอร์ 5 หรือ COP ไม่ต่ำกว่า 3.22 โดยอุณหภูมิของน้ำในบ่อวันถัดไป จะไม่สูงกว่าอุณหภูมิในวันก่อนหน้า โดยการจำลองการเลือกขนาด มีขั้นตอนดังภาพที่ 4



ภาพที่ 4 ขั้นตอนการจำลองการเลือกขนาดของบ่อแบบเปิดสำหรับระบายความร้อนที่เหมาะสมกับเครื่องปรับอากาศ

ผลการวิจัยและอภิปรายผลการวิจัย

จากการจำลองการทำงานของระบบ การเปลี่ยนขนาดปริมาตรของน้ำในบ่อของเครื่องปรับอากาศขนาดต่างๆ โดยอัตราส่วนระหว่างพื้นที่หน้าตัดและความลึกของบ่อ (A/D) เท่ากับ 10 ส่งผลต่อค่า COP ของเครื่องปรับอากาศ



ภาพที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่าง COP กับปริมาตรของน้ำของเครื่องปรับอากาศในแต่ละขนาด

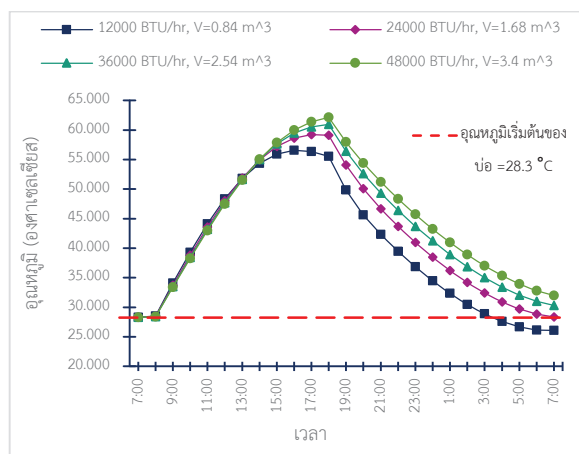
จากภาพที่ 5 แสดงค่า COP เครื่องปรับอากาศในแต่ละขนาด เมื่อมีการเปลี่ยนปริมาตรของบ่อน้ำ ที่มีการใช้ระบายนความร้อน โดย COP ของเครื่องปรับอากาศมีค่าสูงขึ้น ตามปริมาตรของน้ำในบ่อที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิของน้ำในบ่อตอนกลางวันจะเพิ่มขึ้นช้ากว่าในบ่อขนาดเล็ก ทำให้สามารถระบายความร้อนได้ดีขึ้น และ COP จะมีค่าลดลงตามขนาดของเครื่องปรับอากาศ เนื่องจากมีอัตราการระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์สูงขึ้นทำให้อุณหภูมิของน้ำในบ่อมีค่าสูง

ปริมาตรของน้ำในบ่อที่เหมาะสมจะต้องสอดคล้องกับขนาดของเครื่องปรับอากาศ ตามเกณฑ์เครื่องปรับอากาศเบอร์ 5 โดยค่า COP จะต้องไม่ต่ำกว่า 3.22 จากผลการศึกษาพบว่าขนาดของบ่อที่เหมาะสมกับขนาดเครื่องปรับอากาศขนาดต่างๆ แสดงในตารางที่ 2

จากภาพที่ 6 แสดงตัวอย่างการระบายความร้อนเครื่องปรับอากาศในแต่ละขนาด โดยเครื่องปรับอากาศขนาด 12,000 BTU/h และ 24,000 BTU/h มีอุณหภูมิของน้ำในบ่อในวันถัดไปเท่ากับ 26.10 และ 28.29 °C ซึ่งมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิในวันก่อนหน้า ซึ่งมีค่าเท่ากับ 28.3 °C แต่ในส่วนเครื่องปรับอากาศขนาด 36,000 BTU/h และ 48,000 BTU/h มีอุณหภูมิของน้ำในบ่อในวันถัดไปเท่ากับ 30.34 และ 32.00 °C ซึ่งมีค่าสูงกว่า ดังนั้นจึงต้องเปลี่ยนขนาดของบ่อเพื่อให้อุณหภูมิของน้ำในบ่อในวันถัดไปมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิในวันก่อนหน้า

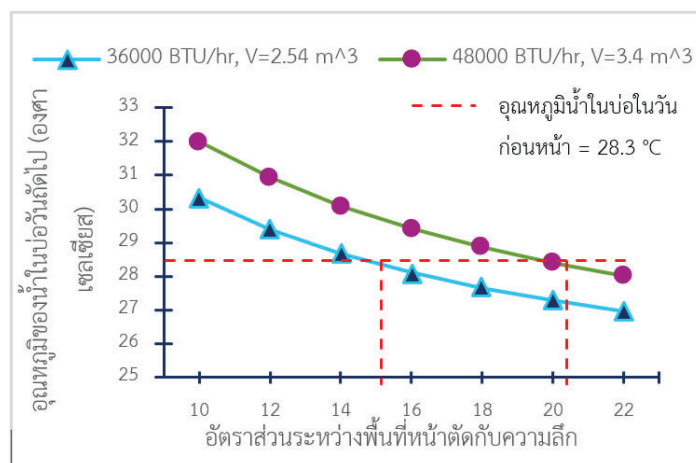
ตารางที่ 2 ปริมาตรน้ำที่เหมาะสมของเครื่องปรับอากาศแต่ละขนาด

ขนาดเครื่องปรับอากาศ (BTU/h)	ปริมาตรน้ำ (m³)
12,000	0.84
24,000	1.68
36,000	2.54
48,000	3.40



ภาพที่ 6 อุณหภูมิของน้ำในบ่อที่ใช้ระบายความร้อนของเครื่องปรับอากาศแต่ละขนาดในแต่ละช่วงเวลา

ดังนั้นในงานวิจัยนี้ จึงได้ศึกษาผลของอัตราส่วนระหว่างพื้นที่หน้าตัดต่อความลึกของน้ำในบ่อ ซึ่งมีผลต่อการระบายความร้อนตอนกลางคืนและอุณหภูมิของน้ำในบ่อในวันถัดไป จากการจำลองการเปลี่ยนอัตราส่วนระหว่างพื้นที่หน้าตัดต่อความลึกของบ่อ โดยที่ปริมาตรของน้ำเท่าเดิม พบว่าค่า COP ของเครื่องปรับอากาศขนาด 36,000 และ 48,000 BTU/h มีการเปลี่ยนแปลงน้อยมากเมื่อเทียบกับการเปลี่ยนปริมาตรน้ำในบ่อ แต่มีผลต่ออุณหภูมิของน้ำในบ่อในวันถัดไป โดยการเลือกอัตราส่วนระหว่างพื้นที่หน้าตัดกับความลึกที่เหมาะสม จะช่วยลดอุณหภูมิของน้ำในบ่อ ดังผลแสดงในภาพที่ 8 ที่อัตราส่วนมากกว่า 15.2 และ 20.1 อุณหภูมิของน้ำในบ่อในวันถัดไปพบว่า มีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิน้ำในบ่อวันก่อนหน้า สำหรับเครื่องปรับอากาศขนาด 36,000 และ 48,000 BTU/h ตามลำดับ



ภาพที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของน้ำสำหรับกลับมาระบายความร้อนในวันถัดไป กับอัตราส่วนระหว่างพื้นที่หน้าตัดกับความลึก

สรุปผลการศึกษา

จากการศึกษาการเลือกขนาดของบ่อแบบเปิดสำหรับระบายความร้อนที่เหมาะสมกับเครื่องปรับอากาศ โดยการจัดการทำงานของระบบ สรุปผลการศึกษาดังนี้

1. ขนาดของบ่อที่มากขึ้น จะมีศักยภาพในการระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์ในตอนกลางคืนมากขึ้น โดย COP จะมีค่าสูงขึ้น บ่อที่มีขนาดเล็กเกินไปการระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์จะมีสมรรถนะลดลง และถ้าบ่อมีขนาดใหญ่เกินไป

ถึงแม้ COP จะมีค่าสูงขึ้น แต่จะมีค่าใช้จ่ายที่สูงขึ้นเช่นเดียวกัน ขนาดของบ่อที่สามารถนำมาใช้ประโยชน์ควรจะมีค่าที่ทำให้ COP ของระบบมีค่าไม่ต่ำกว่า 3.22 ซึ่งเป็นค่าที่สอดคล้องกับสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศเบอร์ 5

2. ปริมาตรของน้ำในบ่อที่มีค่าสูง แม้ว่าจะช่วยให้การระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์ในตอนกลางวันทำได้ดี แต่การระบายความร้อนในช่วงเวลากลางคืน อาจไม่เพียงพอในการลดอุณหภูมิของน้ำในบ่อในวันถัดไป ให้ต่ำกว่าตอนเริ่มต้นของวันแรก ในกรณีเครื่องปรับอากาศมีขนาดใหญ่

3. การเลือกอัตราส่วนของพื้นที่หน้าตัดต่อความลึกของน้ำในบ่อที่เหมาะสม จะช่วยเพิ่มศักยภาพในการลดอุณหภูมิของน้ำในบ่อในช่วงเวลากลางคืน ที่อัตราส่วนมากกว่า 15.2 และ 20.1 อุณหภูมิของน้ำในบ่อในวันถัดไปสำหรับเครื่องปรับอากาศขนาด 36,000 และ 48,000 BTU/h ตามลำดับ พบว่า มีค่า 28.3 °C เท่ากับอุณหภูมิของน้ำในบ่อวันก่อนหน้า จากเดิมที่มีค่าเท่ากับ 30.34 และ 32.00 °C ตามลำดับ ที่อัตราส่วนระหว่างพื้นที่หน้าตัดกับความลึกของน้ำในบ่อเท่ากับ 10

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณ ภาควิชาเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ และบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ที่สนับสนุนงานวิจัยนี้

เอกสารอ้างอิง

- [1] R. K. Sun, A. M. R. Al-Marafie, and G. P. Maheshwari. **Water-cooled air-conditioning systems for energy and power saving.** *Int. J. Ambient Energy*, vol. 10, no. 3, pp. 123–128, 1989.
- [2] E. Ruiz and P. J. Martínez. **Analysis of an open-air swimming pool solar heating system by using an experimentally validated TRNSYS model.** *Sol. Energy*, vol. 84, no. 1, pp. 116–123, 2010
- [3] J. Liu, F. Qin, X. Xie, and L. Zhang. **An Applied Research on the Compound Air Conditioning System of Ground Source Direct Cooling System and Water Storage Tank System.** *Procedia Eng.*, vol. 146, pp. 559–566, 2016.
- [4] Riffe, D. R. . **Is There a Relationship Between the Ideal Carnot Cycle and the Actual Ideal Carnot Cycle and the Actual Vapor Compression Cycle?.** (1994). *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 249.
- [5] G. Zsembinszki, M. M. Farid, and L. F. Cabeza. **Analysis of implementing phase change materials in open-air swimming pools.** *Sol. Energy*, vol. 86, no. 1, pp. 567–577, 2012.
- [6] J. C. Lam and W. W. Chan. **Life cycle energy cost analysis of heat pump application for hotel swimming pools.** *Energy Convers. Manag.*, vol. 42, no. 11, pp. 1299–1306, 2001.
- [7] M. P. Wanielista, R. Kersten, and R. Eaglin. **Hydrology : Water Quantity and Quality Control , 2nd Edition.** 1996.
- [8] J. Woolley, C. Harrington, and M. Modera. **Swimming pools as heat sinks for air conditioners: Model design and experimental validation for natural thermal behavior of the pool.** *Build. Environ.*, vol. 46, no. 1, pp. 187–195, 2011.