

การศึกษาระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนโดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์ ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบกักเก็บน้ำแข็ง

Study of an Absorption Chiller Using Solar Energy Combined with Ice Storage System

หัฐพร ไชยญาติ¹

ทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์²

ณัฐพล ไชยแก้ว³

¹วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้

²ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

³บริษัท ทีซีเอส อินโนเวชั่น อินเทลลิเจนซ์ จำกัด

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้จำลองระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ตัวเก็บรังสีแบบท่อสุญญากาศ สำหรับจ่ายให้แก่ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่ใช้สารทำงานในระบบ คือ สารละลายลิเทียมโบรไมด์กับน้ำ เพื่อทำงานร่วมกับระบบทำความเย็นแบบกักเก็บน้ำแข็งที่ใช้สารทำงานในกลุ่มอินทรีย์ ผลิตน้ำเย็นจ่ายให้แก่อาคารที่ต้องการลดอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าในช่วงที่อัตราค่าไฟฟ้าสูง ผลการศึกษาพบว่า จำนวนตัวเก็บรังสีอาทิตย์จำนวน 35 แผง แต่ละแผงมีพื้นที่ 2.4 m² เหมาะสมต่อการผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิสูงกว่า 80 °C ต่อเนื่อง 5 ชั่วโมง ที่อัตราการให้พลังงานความร้อนประมาณ 40 kW สำหรับ การทำความเย็น 35 kW โดยระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมีค่า COP ประมาณ 0.8 และระบบทำความเย็นแบบกักเก็บน้ำแข็งมีสารทำงานที่เหมาะสม คือ Propane ทั้งนี้ระบบรวมถึงกล่าวสามารถลดค่าใช้จ่ายไฟฟ้าได้ปีละ 95,986 Baht/Y เปรียบเทียบกับระบบทำความเย็นแบบทำน้ำเย็นทั่วไป และมีระยะเวลาการคืนทุนประมาณ 8 Y

คำสำคัญ: ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน พลังงานแสงอาทิตย์ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ ระบบทำความเย็นแบบกักเก็บน้ำแข็ง

Abstract

A simulation result of a LiBr-H₂O absorption chiller with a solar water heating system having evacuated-tube solar collectors combined with an ice storage system for a building was carried out. It could be seen that the suitable number of solar collector was around 35 units each of 2.4 m² for supplying hot water temperature over 80 °C for h continuously with a heating capacity around 40 kW to generate the cooling capacity of 35 kW. The COP of the absorption chiller was around 0.8. For ice storage system, the suitable natural working fluid was propane. The modified system could decrease the electrical consumption around 95,986 Baht/Y compared with the normal chiller system of which the payback period was around 8 Y.

Keywords: Absorption chiller, Solar Energy, Vapor compression, Ice storage system

บทนำ

จากสถานการณ์ภาวะโลกร้อนในปัจจุบันส่งผลให้อุณหภูมิอากาศทั่วโลกเพิ่มสูงขึ้น ทำให้หลายฝ่ายมีการคิดค้นและพัฒนา นวัตกรรมใหม่ๆ เพื่อช่วยลดภาวะโลกร้อนนอกจากนี้ยังมีการออกแบบ สิ่งก่อสร้างหรืออาคารสีเขียว (Green building) ที่มีผลกระทบต่อ สิ่งแวดล้อมน้อยและสามารถประหยัดพลังงาน รวมไปถึงการนำ

พลังงานทางเลือกมาใช้เพิ่มมากขึ้น เพื่อลดการใช้พลังงานฟอสซิลที่ใช้ แล้วหมดไป โดยเฉพาะอย่างยิ่งในระบบทำความเย็น

ระบบทำความเย็นมีหลายรูปแบบ เช่น ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor compressor system) ระบบทำความเย็นแบบกักเก็บน้ำแข็ง (Ice storage system) และระบบทำความเย็นดูดกลืน (Absorption chiller) เป็นต้น ในปัจจุบันระบบ Vapor compressor system เป็นระบบที่ใช้งานกันอย่างแพร่หลาย โดยใช้พลังงานไฟฟ้าใน

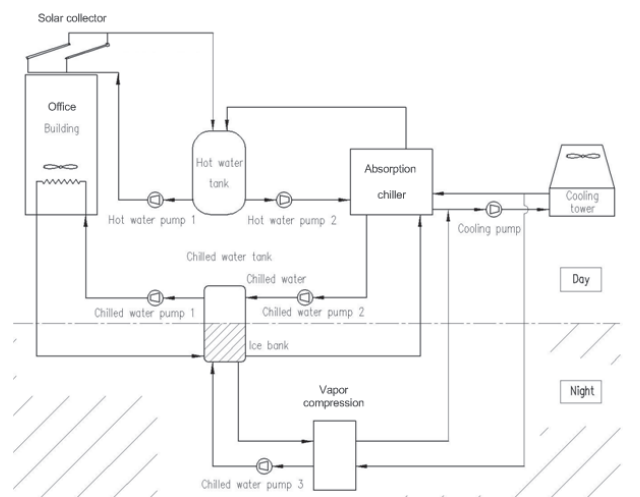


การขับเคลื่อนระบบ ซึ่งพลังงานดังกล่าวเป็นพลังงานสิ้นเปลือง มีแนวโน้มที่จะหมดไปในอนาคตอันใกล้ ทำให้ระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานทางเลือกได้รับความสนใจมากขึ้น โดยระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนเป็นหนึ่งในเทคโนโลยีที่สามารถนำพลังงานทางเลือกในรูปแบบความร้อนมาขับเคลื่อนระบบได้ กอรปกับประเทศไทยที่ตั้งอยู่ใกล้แนวเส้นศูนย์สูตรทำให้มีศักยภาพพลังงานแสงอาทิตย์ค่อนข้างสูง และพลังงานดังกล่าวยังเป็นพลังงานสะอาด ดังนั้นสามารถนำพลังงานจากแสงอาทิตย์มาผลิตน้ำร้อน เพื่อป้อนให้แก่ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมได้ (Solar-absorption chiller) ลดอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าที่ผลิตจากเชื้อเพลิงฟอสซิลรวมทั้งลดปัญหาด้านสิ่งแวดล้อมได้อีกด้วย แต่เทคโนโลยีพลังงานแสงอาทิตย์มีข้อจำกัด คือ สามารถใช้งานได้ในช่วงที่มีแสงอาทิตย์เท่านั้น ในช่วงเวลากลางคืนและช่วงที่มีปริมาณรังสีแสงอาทิตย์ต่ำจะไม่สามารถใช้งานได้ ดังนั้นในการใช้งาน Solar-absorption chiller จึงต้องมีการเสริมระบบโดยในงานวิจัยนี้ได้ให้คำแนะนำในระบบทำความเย็นแบบเก็บน้ำแข็ง [1] เนื่องจากระบบนี้สามารถผลิตน้ำแข็งในไว้จนถึงเก็บน้ำแข็งในช่วงที่มีอัตราค่าไฟฟ้าต่ำ (Off-peak demand) จากนั้นจะละลายน้ำแข็งนำความเย็นไปใช้ในช่วงที่อัตราค่าไฟฟ้าสูง (On-peak demand) นอกจากนี้การใช้ Solar-absorption chiller ร่วมกับ Ice storage system ในการทำความเย็นของระบบปรับอากาศ ยังเป็นการส่งเสริมและตอบสนองต่อนโยบายของภาครัฐ ที่มุ่งส่งเสริมการใช้พลังงานทางเลือกให้มากขึ้นและลดการใช้พลังงานสิ้นเปลือง รวมถึงเป็นต้นแบบของอาคารสีเขียวอีกด้วย

โดยงานวิจัยต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมีดังต่อไปนี้จากการศึกษางานวิจัยเกี่ยวกับระบบทำความเย็นที่ผ่านมา อุนริทซ์ กันทะวัง [2] ได้ศึกษาสมรรถนะระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่ใช้สารละลายลิเทียมโบรไมด์กับน้ำ (LiBr-H₂O) เป็นสารคู่ทำงาน โดยแหล่งพลังงานจากพลังงานแสงอาทิตย์ร่วมกับพลังงานชีวมวล ผลการศึกษาพบว่าระบบมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of performance, COP) การทำความเย็นเท่ากับ 0.609 อาจรี ศุภสุริกุล [3] ได้ทำการศึกษาระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนจากพลังงานแสงอาทิตย์โดยใช้สารทำงานทดแทน โดยการเปรียบเทียบสารทำงานระหว่างสารละลายลิเทียมโบรไมด์กับน้ำ กับสารละลายโพแทสเซียมฟอสเฟตกับน้ำ ผลที่ได้พบว่า คุณลักษณะการทำงานใกล้เคียงกัน แต่สารละลายโพแทสเซียมฟอสเฟตกับน้ำไม่มีส่วนผสมของสาร CFC และมีความเป็นพิษน้อยกว่าสารละลายลิเทียมโบรไมด์กับน้ำ นัฐพร ไชยญาติ [4] ได้ทำการออกแบบและสร้างระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่ใช้ไอเสียจากเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าก๊าซชีวภาพได้ ผลที่ได้พบว่าระบบมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นเท่ากับ 0.25 มนต์รี มนต์ไชยะ [5] ได้ทำการศึกษาและจำลองระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนชนิดเปิด โดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์ในการผลิตน้ำร้อนเพื่อให้กับเครื่องทำความเย็นแบบดูดกลืน ผลที่ได้พบว่า พลังงานแสงอาทิตย์เพียงอย่างเดียวไม่เพียงพอในการผลิตน้ำร้อนป้อนให้กับระบบทำความเย็นในกรณีที่มีปริมาณรังสีแสงอาทิตย์มีค่าน้อย เช่น ในช่วงฤดูฝนหรือในเวลากลางคืน ดังนั้นระบบทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์จึงถูกนำมาประยุกต์ใช้กับระบบทำความร้อนประเภทอื่นเพื่อช่วยในการผลิตน้ำร้อนร่วมกัน

จากการศึกษางานวิจัยต่างๆ พบว่า การทำความเย็นโดย Absorption chiller ที่ใช้แหล่งพลังงานความร้อนจากระบบผลิตน้ำร้อน

พลังงานแสงอาทิตย์เพียงชนิดเดียว ไม่เพียงพอต่อการทำความเย็นของอาคารเชิงพาณิชย์ โดยเฉพาะในช่วงเช้าและเย็นเนื่องจากค่าความเข้มรังสีอาทิตย์ไม่เพียงพอต่อการผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิสูงเพื่อจ่ายให้แก่ระบบทำความเย็น รวมถึงในช่วงเวลากลางคืนหรือฤดูฝน ดังนั้นจึงต้องมีระบบทำความเย็นแบบอื่นมาช่วยเสริม ซึ่งระบบทำความเย็น Ice storage system ที่มีหลักการเก็บสะสมความเย็นในช่วงค่าไฟฟ้าถูกและนำมาใช้งานในช่วงค่าไฟฟ้าสูง จึงเหมาะสมในการทำงานร่วมกับ Absorption chiller ด้วยหลักการดังกล่าวงานวิจัยนี้จึงมุ่งศึกษาการใช้งานระบบ Solar-absorption chiller ร่วมกับ Ice storage system ภายใต้สภาวะอากาศและความเข้มรังสีแสงอาทิตย์ของประเทศไทย เพื่อหาสภาวะการทำงานที่เหมาะสมที่สุดของระบบร่วมดังกล่าวต่อไป



รูปที่ 1 การทำงานของระบบ Solar-absorption chiller ร่วมกับ Ice storage system

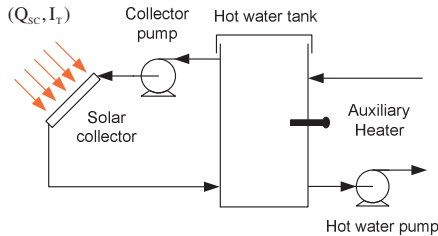
ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

การทำงานของระบบทำความเย็นร่วมแสดงดังรูปที่ 1 เริ่มต้นที่ Ice storage system ทำน้ำแข็งเก็บไว้ในถังเก็บ (Ice bank) ในช่วงอัตราค่าไฟฟ้าต่ำ และทำการละลายน้ำแข็งดังกล่าวเพื่อผลิตน้ำเย็นอุณหภูมิ 10-15 °C เพื่อใช้ในระบบปรับอากาศตอนช่วงเช้า จนกระทั่งระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์สามารถผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิสูงกว่า 80°C ป้อนให้กับ Absorption chiller เพื่อผลิตน้ำเย็นอุณหภูมิประมาณ 10-15 °C ทดแทนการละลายน้ำแข็งจาก Ice bank โดย Solar-absorption chiller จะทำหน้าที่ผลิตน้ำเย็นในช่วงประมาณ 9:00 น. ถึง 14:00 น. โดยประมาณจากนั้นในช่วงเย็นที่ระบบผลิตน้ำร้อนไม่สามารถผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิสูงเพื่อป้อนให้แก่ Absorption chiller ได้แล้วนั้น ระบบทำความเย็นรวมจะกลับไปละลายน้ำแข็งใน Ice bank มาใช้อีกครั้ง และในเวลากลางคืนระบบ Vapor compression system จะทำหน้าที่ผลิตน้ำแข็งเพื่อใช้ในช่วงกลางวันอีกครั้ง

โดยทฤษฎีเบื้องต้นของระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ Absorption chiller และ Vapor compression system มีดังต่อไปนี้

ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar Water Heating System)

ตัวเก็บรังสีอาทิตย์เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานแสงอาทิตย์ไปเป็นพลังงานความร้อน และถ่ายเทให้กับของไหลที่ไหลภายในตัวเก็บรังสีติดตั้งแสดงในรูปที่ 2 โดยการคำนวณต่างๆ ของระบบพลังงานแสงอาทิตย์มีขั้นตอนดังต่อไปนี้



รูปที่ 2 ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

- ตัวรับรังสีอาทิตย์

$$Q_{SC} = \dot{m}_{SC} C_{p,SC} (T_{SC,o} - T_{SC,i}) \quad (1)$$

$$Q_{SC} = F_R (\tau \alpha) I_T A_{SC} - F_R U_L A_{SC} (T_{SC,i} - T_a) \quad (2)$$

สำหรับการนำตัวรับรังสีมาต่อกันแบบอนุกรม [6]

$$(F_R (\tau \alpha))_{Series} = F_R (\tau \alpha) \left[\frac{1 - (1 - K)^N}{NK} \right] \quad (3)$$

$$(F_R U_L)_{Series} = F_R U_L \left[\frac{1 - (1 - K)^N}{NK} \right] \quad (4)$$

เมื่อ

$$K = \frac{A_{SC} (F_R U_L)_{Single\ unit}}{\dot{m}_{SC} C_{p,SC}} \quad (5)$$

- อัตราการใช้ความร้อนในถังเก็บน้ำร้อน

$$Q_{Sup} = \dot{m}_{Sup} C_{p,bulk} (T_{Sup,o} - T_{Sup,i}) \quad (6)$$

- อัตราการสูญเสียความร้อนของถังเก็บน้ำร้อน

$$Q_{Loss} = UA_{ST} (T_{ST} - T_a) \quad (7)$$

- ถังเก็บน้ำร้อน

$$Q_{ST} = M_{ST} C_{p,ST} \left(\frac{T_{ST}^{t+\Delta t} - T_{ST}^t}{\Delta t} \right) \quad (8)$$

ในการคำนวณเชิงตัวเลขมาช่วยในการคำนวณได้ว่า

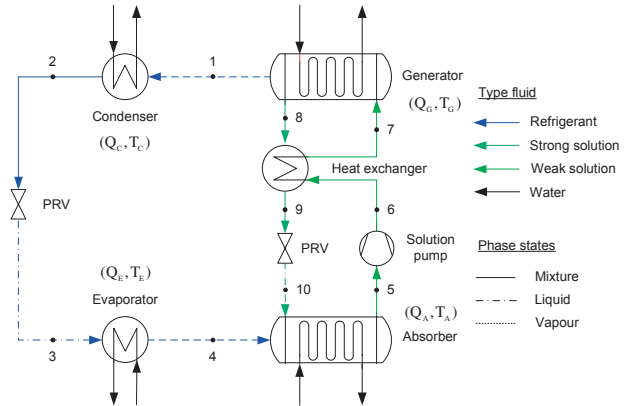
$$T_{ST}^{t+\Delta t} = T_{ST}^t + \frac{Q_{ST} \Delta t}{M_{ST} C_{p,ST}} \quad (9)$$

เมื่อมีการนำแหล่งความร้อนเสริมมาช่วยสมการที่ได้มีดังนี้

$$T_{ST}^{t+\Delta t} = T_{ST}^t + \frac{(Q_{SC} + Q_{Aux} - Q_{Loss} - Q_{Sup}) \Delta t}{M_{ST} C_{p,ST}} \quad (10)$$

ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน (Absorption Chiller)

ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมีอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบแสดงดังรูปที่ 3 และมีสมการที่ใช้ในการคำนวณของอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนดังต่อไปนี้



รูปที่ 3 ไดอะแกรมอุปกรณ์ของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

- เจนเนอเรเตอร์ (Generator)

$$Q_G = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7 \quad (11)$$

- คอนเดนเซอร์ (Condenser)

$$Q_C = \dot{m}_1 (h_1 - h_2) \quad (12)$$

- อีแวปอเรเตอร์ (Evaporator)

$$Q_E = \dot{m}_3 (h_4 - h_3) \quad (13)$$

- แอ็บซอร์เบอร์ (Absorber)

$$Q_A = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_5 h_5 \quad (14)$$

- เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger)

$$Q_{HX,act} = \dot{m}_5 C_{p,5} (T_5 - T_6) = \dot{m}_{10} C_{p,10} (T_{10} - T_9) \quad (15)$$

- ปั๊มสารละลาย (Solution pump)

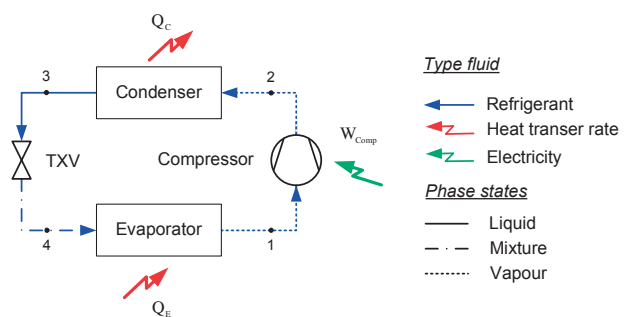
$$W_p = \dot{m}_5 (h_6 - h_5) \quad (16)$$

- สัมประสิทธิ์การทำความเย็น (Coefficient of performance, COP)

$$COP_{AB} = \frac{Q_E}{Q_G + W_p} \quad (17)$$

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression System)

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอทำหน้าที่ผลิตน้ำแข็งกักเก็บไว้ในรูปต่างๆ เช่น การผลิตน้ำแข็งบนผิวท่อ (Ice on coil) เป็นต้น ซึ่งมีลักษณะการทำงานดังแสดงในรูปที่ 3 โดยการคำนวณต่างๆ ของระบบดังกล่าวมีดังต่อไปนี้



รูปที่ 3 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

- อีแวปอเรเตอร์ (Evaporator)



$$Q_E = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (18)$$

- คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

$$W_{Comp} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (19)$$

- คอนเดนเซอร์ (Condenser)

$$Q_C = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (20)$$

- วาล์วลดความดัน (Expansion valve)

$$h_3 = h_4 \text{ (Throttling process)} \quad (21)$$

- สัมประสิทธิ์การทำความเย็น (Coefficient of performance, COP)

$$COP_{VC} = \frac{Q_C}{W_{Comp}} \quad (22)$$

เงื่อนไขการทำงานและสมมุติฐาน

เงื่อนไขการทำงานที่ใช้ในการคำนวณของระบบต่างๆ และเงื่อนไขการตั้งสมมุติฐานต่างๆ มีดังต่อไปนี้

Solar water heating system

1. ค่ารังสีอาทิตย์ (I_T) ที่ใช้ในการคำนวณอ้างอิงของจังหวัดเชียงใหม่, แสดงในภาคผนวก ก [7]
2. อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (T_a) ที่ใช้ในการคำนวณอ้างอิงของจังหวัดเชียงใหม่ [8]
3. อัตราการไหลของน้ำผ่านตัวเก็บรังสีอาทิตย์แต่ละแผง (\dot{m}_{sc}) มีค่า 0.043 l/s.
4. ถังเก็บน้ำร้อนมีขนาดความจุ 3,000 liter
5. ค่า UA ของถังเก็บน้ำร้อนมีค่า 3 W/K
6. เส้นผ่าศูนย์กลางถังเก็บน้ำร้อนเท่ากับ 1 m
7. ค่า $F_R (T\alpha)$ และ $F_R (U_L)$ ของตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบท่อสุญญากาศมีค่า 0.81 และ 2.55 $W/m^2.K$ ตามลำดับ [5]
8. ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ต่อกันแบบขนานโดยแต่ละแผงมีขนาดพื้นที่รับแสง 2.4 m^2

Absorption chiller

1. ค่าความเข้มข้นต่ำสุดของสารละลาย $H_2O-LiBr (X_{min})$ มีค่า 45 %LiBr
2. ค่าอัตราส่วนการไหล (Flow ratio, FR) สำหรับการเริ่มต้นมีค่า 20
3. ไม่คิดความดันตกต่อม (Pressure drop) ที่ Evaporator, Condenser, Generator, Absorber และ Heat exchanger
4. บั๊มสารทำงานและสารละลายมีค่าประสิทธิภาพ (η_p, η_{sp}) เท่ากับ 85%
5. ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (ϵ_{HX}) มีค่า 85%
6. คุณสมบัติของสารละลาย $H_2O-LiBr$ อ้างอิงจาก [9-12].

Vapor compression system

1. ไม่คิดความดันตก (Pressure drop) อันเนื่องมาจากการไหลของสารทำงานในอุปกรณ์ต่างๆ
2. อุณหภูมิที่ Condenser เท่ากับ 40°C

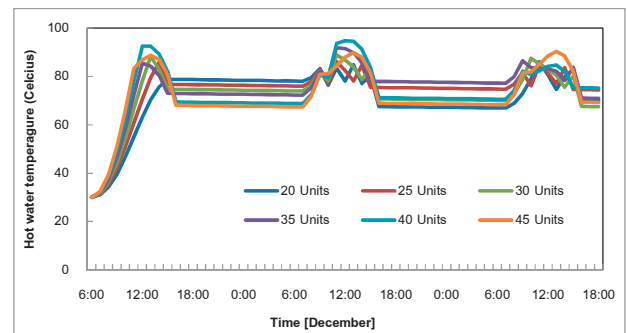
3. อุณหภูมิที่ Evaporator เท่ากับ 0°C
4. Isentropic efficiency มีค่า 80%
5. Degree of superheating มีค่า 4°C
6. Degree of subcooling มีค่า 3.5°C
7. คุณสมบัติของสารทำงานอ้างอิงจากโปรแกรม REFPROP [13]

ผลการดำเนินงานวิจัย

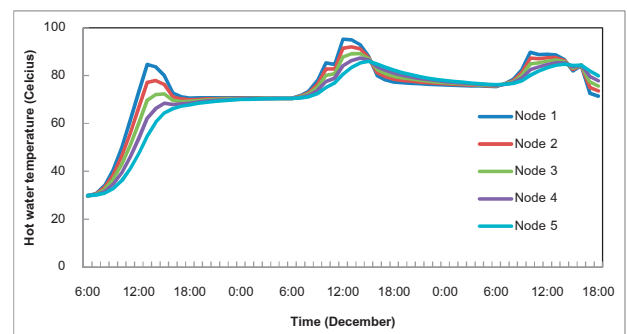
Solar water heating system

รูปที่ 4 แสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนขนาด 3,000 l ของตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบท่อสุญญากาศจำนวน 20-45 แผง ผลที่ได้พบว่าตัวเก็บรังสีอาทิตย์จำนวนน้อยที่สุดที่สามารถผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิสูงกว่า 80 °C จ่ายให้แก่ระบบ Absorption chiller เป็นเวลา 5 ชั่วโมงต่อเนื่อง คือ 35 แผง โดยระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์สามารถจ่ายน้ำร้อนให้แก่ Absorption chiller ได้ในช่วง 9:00-14:00 ได้อย่างต่อเนื่อง

โดยอุณหภูมิของน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนขนาด 3,000 l เส้นผ่าศูนย์กลาง 1 m โดยใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์จำนวน 35 แผง มีการแยกชั้นของอุณหภูมิน้ำร้อนตามความหนาแน่นดังแสดงในรูปที่ 5 [14] โดยการแบ่งชั้นของอุณหภูมิน้ำเป็น 5 ชั้น ผลที่ได้พบว่า ในช่วงที่มีการใช้น้ำร้อนจ่ายให้แก่ระบบ Absorption chiller อุณหภูมิของน้ำชั้นบนสุดและล่างสุดมีความแตกต่างกันประมาณ 10 °C



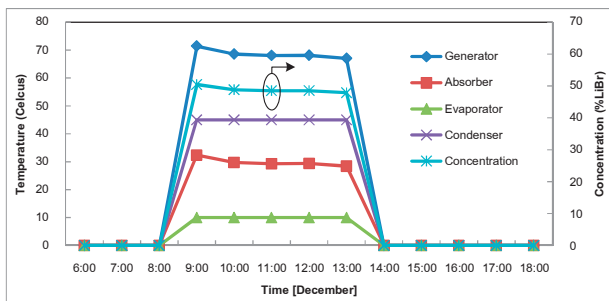
รูปที่ 4 การเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำร้อนจากระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์จากตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบท่อสุญญากาศ 20-45 แผง



รูปที่ 5 การแยกชั้นอุณหภูมิของน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนที่ระดับความสูงต่างๆ

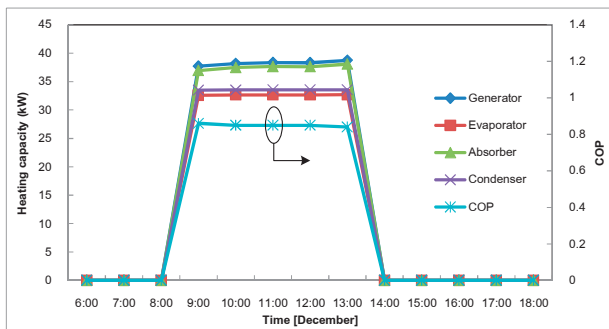
Absorption chiller

รูปที่ 6 แสดงอุณหภูมิของสารทำงานที่อุปกรณ์หลักต่างๆ ของระบบ Absorption chiller และปริมาณความเข้มข้นของสารละลาย LiBr-H₂O ที่ออกจาก Generator ผลที่ได้พบว่า เมื่อ Generator รับพลังงานความร้อนจากน้ำร้อนอุณหภูมิประมาณ 80 °C สารละลาย LiBr-H₂O ความเข้มข้น 45 %LiBr ที่อยู่ใน Generator จะเดือดที่อุณหภูมิประมาณ 70 °C และเกิดการแยกตัวของน้ำวิ่งไปยัง Condenser และควบแน่นที่อุณหภูมิ 40 °C และส่งต่อไปยัง Evaporator เพื่อดึงความร้อนออกจากน้ำที่อุณหภูมิ 10 °C จากนั้นไอน้ำที่ออกจาก Evaporator จะไปรวมตัวกับสารละลายความเข้มข้นประมาณ 50 %LiBr ที่ Absorber ที่อุณหภูมิประมาณ 30 °C และส่งกลับไปยัง Generator ต่อไปอีกครั้ง



รูปที่ 6 อุณหภูมิของสารทำงานที่อุปกรณ์หลักต่างๆ และความเข้มข้นของสารละลาย H₂O-LiBr ในระบบ Absorption chiller

รูปที่ 7 แสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบ Absorption chiller และค่า COP ผลที่ได้พบว่า ระบบ Absorption chiller ต้องการพลังงานความร้อนที่ Generator ประมาณ 40 kW เพื่อใช้ในการผลิตน้ำเย็นที่ Evaporator ประมาณ 35 kW และระบบมีค่า COP ประมาณ 0.8



รูปที่ 7 อัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ต่างๆ และค่า COP ของระบบ Absorption chiller

Vapor compression system

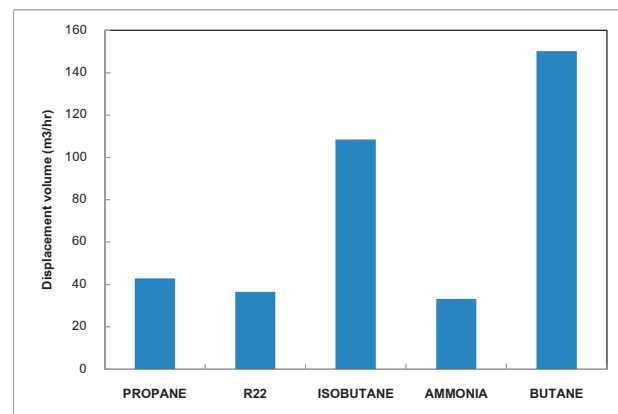
Ice storage system ที่มีระบบ Vapor compression เป็นตัวผลิตน้ำแข็งในตอนกลางคืนเพื่อลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้า สำหรับงานวิจัยนี้ เลือกใช้สารในกลุ่มสารอินทรีย์ (Organic) ที่เป็นสารธรรมชาติ (Natural working fluid) มีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมน้อยเป็นสารทำงานของระบบ Vapor compression

สารทำงานที่เลือกมาพิจารณาประกอบด้วย Propane, Isobutane, Butane และ Ammonia ซึ่งสารทำงานทั้งสี่ชนิดเป็นสารที่สามารถหาซื้อได้ในประเทศไทย แต่อุปกรณ์ในระบบ Vapor

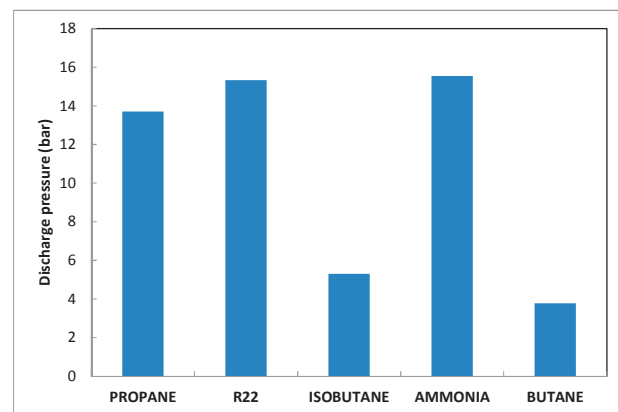
compression โดยส่วนมากมักจะผลิตสำหรับการใช้งานกับ R-22 (Mass product) ดังนั้นงานวิจัยนี้ จึงมีวัตถุประสงค์ที่ต้องการนำเอาอุปกรณ์ที่ผลิตมาสำหรับใช้กับ R-22 มาใช้กับสารทำงานชนิดอื่น แต่ได้อัตราการถ่ายเทความร้อน (Cooling capacity) ใกล้เคียงกับสารทำงานตัวเดิม ดังนั้นค่าที่ใช้ในการพิจารณาดังกล่าวจึงประกอบไปด้วย ปริมาตรการเคลื่อนที่ (Displacement volume) ความดันด้านสูง (High side pressure) และอัตราส่วนการอัด (Compression ratio) ของ Compressor

รูปที่ 8 แสดงการเปรียบเทียบ Displacement volume ของสารทำงานทั้ง 5 ชนิด ผลที่ได้พบว่า Propane และ Ammonia มีค่า Displacement volume ใกล้เคียงกับ R-22 แต่ Ammonia เป็นสารทำงานที่กัดกร่อนทองแดงและทองเหลือง จึงไม่เหมาะสมต่อการใช้งานกับอุปกรณ์ที่ผลิตมาสำหรับใช้งานกับ R-22

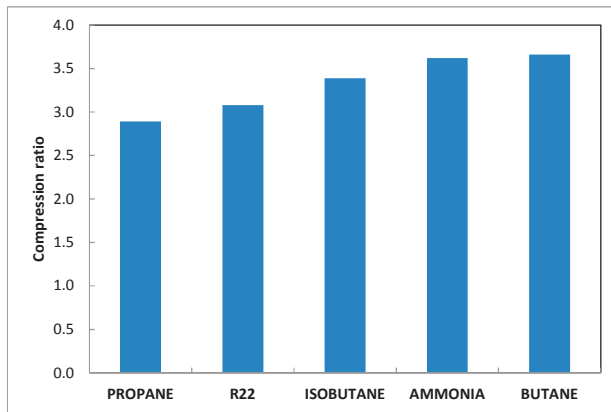
รูปที่ 9 แสดงการเปรียบเทียบความดันด้านสูงที่ออกจาก Compressor ผลที่ได้พบว่าสารทำงานทั้ง 4 ชนิด มีความดันด้านสูงน้อยกว่า R-22 รวมทั้งค่าอัตราส่วนการอัดที่แสดงในรูปที่ 10 แสดงให้เห็นว่า Compressor ที่ออกแบบมาสำหรับ R-22 สามารถรองรับความดันจากสารทำงานทั้ง 4 ชนิดนี้ได้



รูปที่ 8 การเปรียบเทียบ Displacement volume

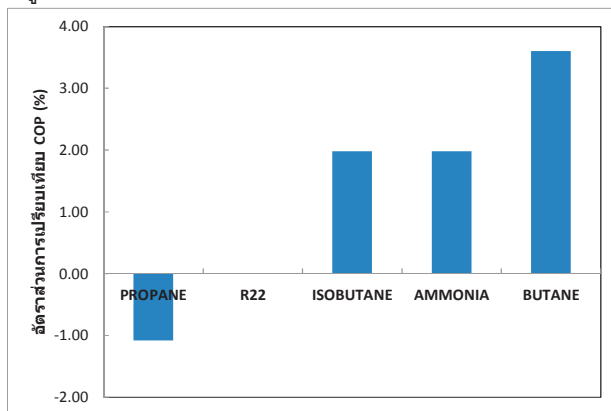


รูปที่ 9 การเปรียบเทียบความดันออกจากคอมเพรสเซอร์



รูปที่ 10 การเปรียบเทียบอัตราส่วนการอัดของคอมเพรสเซอร์

จากผลในรูปที่ 8-10 สามารถสรุปได้ว่า Propane เหมาะสมมากที่สุดในการนำมาใช้งานในระบบ Vapor compression ที่ใช้อุปกรณ์ที่ผลิตมาสำหรับ R-22 เพื่อใช้ในการทำความเย็นร่วมกับระบบ Absorption chiller ในอาคารสีเขียว (Green building) ต่อไป ถึงแม้ค่า COP ของระบบ Vapor compression จะลดลงเล็กน้อยก็ตาม ดังแสดงในรูปที่ 11



รูปที่ 11 อัตราส่วนการเปรียบเทียบค่า COP

การประเมินด้านเศรษฐศาสตร์

ตารางที่ 1 แสดงผลการวิเคราะห์ด้านเศรษฐศาสตร์เปรียบเทียบระบบรวมของ Solar-Absorption system และ Ice storage system กับระบบผลิตน้ำเย็น (Chiller) โดย Vapor compression system แบบทั่วไป ผลที่ได้พบว่า ระบบรวมสามารถประหยัดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าได้ 95,986 Baht/Y และมีระยะเวลาการคืนทุนประมาณ 8 Y

ตารางที่ 1 ผลการวิเคราะห์ด้านเศรษฐศาสตร์

Devices	Chiller ¹	ระบบรวม ²
ราคาระบบ [15]		
<ul style="list-style-type: none"> Vapor compression system Absorption chiller 	365,000	365,000
ความสามารถการทำความเย็น(kW)	35	35
อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้า (kW)		

Devices	Chiller ¹	ระบบรวม ²
<ul style="list-style-type: none"> Vapor compression system [16] Absorption chiller [3] 	10	10
ช่วงเวลาการทำงาน (h)	10	10
<ul style="list-style-type: none"> Vapor compression system Absorption chiller 	8:00-18:00	0:00-5:00
ค่าไฟฟ้าต่อปี ³ (Baht)		
<ul style="list-style-type: none"> Vapor compression system Absorption chiller 	196,610.33	83,382.85
	-	17,241.48

Note: ¹ระบบผลิตน้ำเย็นโดย Vapor compression system

²ระบบ Solar-absorption chiller ร่วมกับ Ice storage system

³ประเภทผู้ใช้ไฟฟ้า 4.2.3

สรุปผลการวิจัย

- ผลการวิจัยสามารถสรุปผลการดำเนินงานได้ดังต่อไปนี้
1. จำนวนตัวเก็บรังสีอาทิตย์จำนวน 35 แผง พื้นที่แต่ละแผง 2.4 m² เหมาะสมต่อการป้อนน้ำร้อนอุณหภูมิสูงกว่า 80 °C ให้แก่ Absorption chiller ขนาดความสามารถการทำความเย็น 35 kW ต่อเนื่อง 5 ชั่วโมง
 2. Absorption chiller ขนาดความสามารถการทำความเย็น 35 kW ต้องการแหล่งพลังงานความร้อนประมาณ 40 kW และมีค่า COP ประมาณ 0.8
 3. สารทำงานที่เหมาะสมสำหรับ Vapor compression system ของระบบ Ice storage คือ Propane
 4. ระบบรวมของ Solar-absorption chiller และ Ice storage system สามารถลดค่าใช้จ่ายไฟฟ้าได้ปีละ 95,986 Baht/Y และมีระยะเวลาการคืนทุนประมาณ 8 Y

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ และหน่วยวิจัยระบบทางอุณหภาพ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ สำหรับการสนับสนุนในการทำวิจัย

เอกสารอ้างอิง

- [1] แหล่งรวบรวมข้อมูลสำหรับผู้รับเหมาก่อสร้างไทย.2555. ระบบออนไลน์, www.thaiccontractors.com
- [2] อนิรุทธ์ กันทะวัง, อารีย์อัจฉริยวิริยะ, นัฐพร ไชยญาติ และทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์.2555. การศึกษาระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนโดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์ร่วมกับพลังงานชีวมวล. สาขาวิศวกรรมพลังงาน, คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
- [3] อาจารย์ ศุภสุธีกุล.2553. ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมจากพลังงานแสงอาทิตย์โดยใช้สารทำงานทดแทน. วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ปีที่ 5. หน้า 8.
- [4] นัฐพร ไชยญาติ.2551. การออกแบบสร้างระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ใช้ไอเสียจากเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าก๊าซชีวภาพ. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
- [5] มนต์รี มนต์ไชยะ.2552. การศึกษาและจำลองระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนชนิดเปิด โดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระนครเหนือ.
- [6] Duffie, J.A. and Beckman, W.A. 1980. Solar engineering of thermal processes, English.
- [7] NASA Surface meteorology and Solar Energy. 2010. RETScreen Data. Online, <http://eosweb.larc.nasa.gov/sse/RETScreen/>.
- [8] Thai Meteorological Department. 2010. The ambient temperature at Chiang Mai. Online, <http://www.tmd.go.th/thailand.php>.
- [9] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE).2001. Refrigerants. Atlanta.
- [10] Khairulin, R.A, Gruzdev, V.A, Stankus, S.V, Verba, O.I. 2006. Experimental study of the density of aqueous solutions of lithium bromide at temperature of up to 250 in the range of mass concentrations from 30 to 65 %.Thermophysics and Aeromechanics, Vol. 13, pp. 575-583.
- [11] Kaita Y. 2000. Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures. Int J of Refrigeration, Vol. 24, pp. 374-390.
- [12] Feuerecker, G, Scharfe, J, Greiter, I, Frank, C, Alfeld, G. 1993. Measurement of thermophysical properties of LiBr-solutions at high temperatures and concentrations. International Absorption Heat Pump Conference ASME,Vol. 31, pp. 493-499.
- [13] National Institute of Standards and Technology, Inc. (NIST, REFPROP Version 7). 2000. Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Software.
- [14] Vijay Dwivedi.2009. Thermal modeling and control of domestic hot water tank. University of Strathclyde Engineering, pp. 41-42.
- [15] บริษัท ทีซัส อินโนเวชั่น อินเทลลิเจนซ์ จำกัด.2556. ระบบออนไลน์,www.tsus.co.th
- [16] เทคโนโลยีเพื่อการประหยัดพลังงานและรักษาสีแก๊วดี.2556. ระบบออนไลน์, <http://energysavingtechnology.blogspot.com>
- [17] อัตราค่าไฟฟ้าการไฟฟ้าแห่งประเทศไทย. 2556. ระบบออนไลน์, <http://www.pea.co.th>

รายการสัญลักษณ์

อักษรย่อ

A	Area, (m ²)
C _p	Heat capacity, (kJ/kg·K)
COP	Coefficient of performance
h	Enthalpy, (kJ/kg)
I _T	Solar radiation, (W/m ²)
m	Mass flow rate, (kg/s)
M	Mass, (kg)
P	Pressure, (bar)
Q	Heat rate, (kW)
T	Temperature, (°C)
U	Overall heat transfer coefficient, (W/m ² ·K)

สัญลักษณ์

ε	Effectiveness, (%)
---	--------------------

ตัวห้อย

a	Ambient
A	Absorber
AB	Absorption chiller
Aux	Auxiliary heat
C	Condenser
Comp	Compressor
E	Evaporator
G	Generator
HX	Heat exchanger
i	Inlet
o	Outlet
P	Pump
PRV	Pressure relief valve
SC	Solar collector
ST	Storage tank
Sup	Supply
VC	Vapor compression



ภาคผนวก

(ภาคผนวก ก) ค่ารังสีอาทิตย์ของจังหวัดเชียงใหม่

Month	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun
I_T (MJ/m ² · d)	17.82	20.34	21.71	22.36	19.69	16.88
Month	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
I_T (MJ/m ² · d)	15.66	15.23	15.77	15.73	15.84	16.45