

การเพิ่มประสิทธิภาพพลังงานและเอ็กเซอร์จีของระบบกักเก็บความเย็น ในรูปน้ำแข็งบนขดท่อด้วยความร้อนทิ้ง

ทวีวัฒน์ สุภารส¹ รัฐศักดิ์ พรหมมาศ^{2*} และ วิทยา พวงสมบัติ³

^{1,3} วิทยาลัยพลังงานและสิ่งแวดล้อมอย่างยั่งยืนรัตนโกสินทร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลรัตนโกสินทร์

² ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลรัตนโกสินทร์

E-mail: taveewat.sup@rmutr.ac.th¹, ratthasak.pro@rmutr.ac.th^{2*}, withaya.pua@rmutr.ac.th³

บทคัดย่อ

การวิจัยการเพิ่มประสิทธิภาพพลังงานและเอ็กเซอร์จีของระบบกักเก็บความเย็นในรูปน้ำแข็งบนขดท่อด้วยความร้อนทิ้ง ประกอบด้วยระบบทำความเย็นแบบอัดไอ 2 TR ร่วมกับระบบผลิตน้ำแข็งขนาด 250 L หุ้มฉนวนกันความร้อนอย่างดีภายในถังติดตั้งขดท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 9.5 mm. ขดเป็นคอยล์จำนวน 15 ชั้น ใช้ R410A แลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำปริมาณ 210 L อุณหภูมิเริ่มต้น 30°C สารทำความเย็นจากคอมเพรสเซอร์ไหลผ่านขดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งติดตั้งภายในถังบรรจุความร้อนทิ้งขนาด 80 L ก่อนไหลเข้าสู่คอนเดนเซอร์ โดยในการทดลองปรับตั้งความถี่ไฟฟ้าคอมเพรสเซอร์ที่ 40, 45 และ 50 Hz สัมพันธ์กับความร้อนทิ้งอุณหภูมิ 70, 80 และ 90°C ตามลำดับ จากการศึกษาพบว่า สมรรถนะด้านพลังงานของระบบที่ความถี่ 40 Hz ร่วมกับความร้อนทิ้งอุณหภูมิ 90°C มีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงสุดเมื่อเทียบกับระบบเดิมที่ไม่ติดตั้งระบบความร้อนทิ้งร้อยละ 10.15 นอกจากนี้ระบบที่เปลี่ยนแปลงความถี่ไฟฟ้าสัมพันธ์กับความร้อนทิ้งยังมีค่าความสามารถในการทำความร้อนใกล้เคียงกัน ต่างจากระบบเดิมที่ไม่ติดตั้งระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ซึ่งมีค่าลดลงเมื่อเวลาเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีมีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ยร้อยละ 8.0-18.0 ประสิทธิภาพพลังงานเพิ่มขึ้นเฉลี่ยร้อยละ 89.0-91.0 ผลประหยัดพลังงานไฟฟ้าสูงสุดร้อยละ 19.1 และระยะเวลาคืนทุนเร็วสุด 2.11 ปี สามารถประยุกต์ใช้งานกับระบบทำความเย็นและปรับอากาศทั้งภาคอุตสาหกรรมและที่อยู่อาศัยได้

คำสำคัญ: ความร้อนทิ้ง ระบบกักเก็บความเย็นในรูปน้ำแข็งแบบขดท่อ สัมประสิทธิ์สมรรถนะ ประสิทธิภาพ

* Corresponding author, e-mail: ratthasak.pro@rmutr.ac.th

1. ที่มาและความสำคัญ

ปัจจุบันการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิโลก มีผลกระทบต่อชีวิตประจำวันของคนไทย ทำให้มีการใช้ระบบปรับอากาศมากขึ้น ส่งผลให้มีการใช้ไฟฟ้าในประเทศมากขึ้นตามไปด้วย สถิติการใช้พลังงานในปี 2566 [1] มีการใช้พลังงานไฟฟ้าทั้งหมด 203,923 ล้านหน่วย ภาคอุตสาหกรรม 86,274 ล้านหน่วย ภาคครัวเรือน 57,726 ล้านหน่วย ภาคธุรกิจ 49,962 ล้านหน่วย และอื่น ๆ 9,961 ล้านหน่วย และมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง การผลิตพลังงานไฟฟ้าส่วนใหญ่มาจากฟอสซิล ซึ่งจะปล่อยคาร์บอนไดออกไซด์และก๊าซที่เป็นมลพิษต่อสิ่งแวดล้อมและมนุษย์ และยังเป็นสาเหตุของสภาวะโลกร้อนในปัจจุบัน ดังนั้นผู้วิจัยเห็นถึงปัญหาในส่วนนี้จึงสนใจที่จะศึกษาการใช้พลังงานความร้อนเหลือทิ้งจากกระบวนการทางอุตสาหกรรมร่วมกับระบบปรับอากาศด้วยระบบกักเก็บความเย็นในรูปน้ำแข็งบนขดท่อเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพด้านพลังงาน (Energy) และมีศักยภาพการใช้พลังงานสูง (Exergy) มาประยุกต์ใช้เพื่อลดการใช้พลังงานไฟฟ้าในระบบปรับอากาศ แต่ก็เป็นที่ทราบกันดีว่าระบบปรับอากาศประกอบด้วยเครื่องจักรและอุปกรณ์จำนวนมาก ทำให้การใช้พลังงานรวมมีค่าใช้จ่ายสูง จึงได้มีการนำเทคโนโลยีระบบกักเก็บพลังงานความเย็นในรูปของน้ำแข็ง (Ice Storage) มาใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศ ซึ่งการทำงานของระบบนี้จะเป็นการกักเก็บความเย็นในรูปแบบของน้ำแข็งในช่วงกลางคืน (Off-Peak) และจะนำมาใช้ปรับอากาศในช่วงกลางวัน (On-Peak) ทำให้ลดปริมาณการใช้พลังงานและค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน

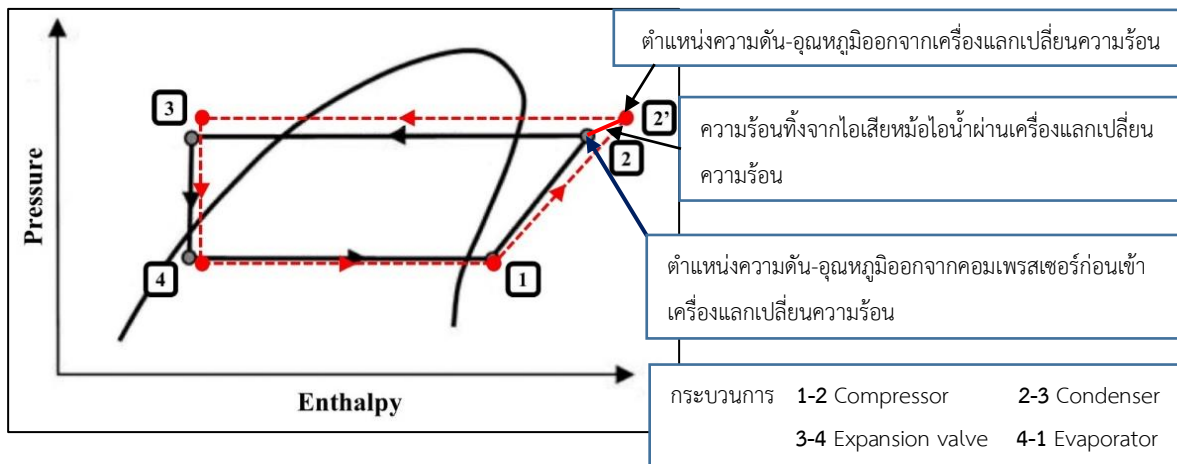
2. วัตถุประสงค์

โครงการวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ออกแบบและสร้างระบบกักเก็บความเย็นในรูปน้ำแข็งบนขดท่อโดยใช้ความร้อนทิ้งเพื่อวิเคราะห์ตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะการเพิ่มประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของระบบกักเก็บความเย็นในรูปน้ำแข็งบนขดท่อโดยใช้ความร้อนทิ้ง

3. ทฤษฎี และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

3.1 ระบบทำความเย็น (Refrigeration System) การทำงานของระบบกักเก็บความเย็นในรูปน้ำแข็งบนขดท่อยุบรวมกับความร้อนทิ้ง โดยที่สารทำความเย็นสถานะไอจากคอมเพรสเซอร์จะไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของระบบความร้อนทิ้งจากไอเสียหม้อไอน้ำ ทำให้สารทำความเย็นมีความดันและอุณหภูมิเพิ่มขึ้นและไหลไปยังคอนเดนเซอร์เพื่อระบายความร้อน พร้อมเปลี่ยนสถานะจากแก๊สมาเป็นของเหลวอิมัลชันไหลผ่านไปยังท่อลดความดัน เมื่อสารทำความเย็นมีความดันและอุณหภูมิลดลง ผ่านขดท่ออีวาพอเรเตอร์ในถังผลิตน้ำแข็ง ผลทำให้สารทำความเย็นเดือดกลายเป็นไอและดูดซับความร้อนแฝงจากน้ำรอบขดท่อ ทำให้น้ำมีอุณหภูมิต่ำลงถึงจุดแข็งตัวจนเป็นน้ำแข็งรอบขดท่อ สารทำความเย็นกลายเป็นไอไหลเข้าคอมเพรสเซอร์ เพื่ออัดสารทำความเย็นอีกครั้ง ดังแสดงในรูปที่ 1 และจากแผนภาพ P-h ไดอะแกรมจะเห็นได้ว่าการลดงานของคอมเพรสเซอร์ นั้นจะอยู่ในช่วงที่คอมเพรสเซอร์อัดสารทำความเย็น ดังนั้นเมื่อความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ลดลง ทำให้สารทำความเย็นมีความดันและอุณหภูมิต่ำกว่าปกติ จึงต้องเพิ่มความดันให้สูงขึ้นด้วย

ความร้อนทิ้งที่อยู่ภายในถึงบรรจุน้ำมันทิ้ง (ซึ่งติดตั้งอยู่ระหว่างคอมเพรสเซอร์และคอนเดนเซอร์) ทำให้ได้ความดันที่ต้องการและส่งผลให้อุณหภูมิสูงขึ้น ดังนั้นในช่วงกระบวนการควบแน่นนั้นสารทำความเย็นจึงมีอุณหภูมิสูงกว่าระบบปกติเล็กน้อย ทำให้สารทำความเย็นมีความสามารถในการทำความเย็นลดลงเล็กน้อย แต่จะมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเพิ่มขึ้นเนื่องจากงานของคอมเพรสเซอร์น้อยลง



รูปที่ 1 การวิเคราะห์ P- h ไดอะแกรม

3.2 การวิเคราะห์ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

3.2.1 คอมเพรสเซอร์ ดูดและอัดไอสารทำความเย็นให้มีการไหลสม่ำเสมอแบบอะเดียแบติกที่ย้อนกลับได้ หรือไอเซนโทรปิก สามารถหาค่ากำลังงานและเอ็กเซอร์จีของคอมเพรสเซอร์ได้ดังสมการต่อไปนี้

แบบจำลองของคอมเพรสเซอร์และการสิ้นเปลืองพลังงานของคอมเพรสเซอร์พิจารณาได้จากสมการ

$$\frac{P_{cp,i}}{P_{cp,o}} = f \left[\frac{m_r^o T_{cp,o}^{0.5}}{P_{cp,o}}, N \right] \quad (1)$$

$$W_{com} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2)$$

โดยที่ $P_{cp,i}$ คือ ความดันด้านดูด (Barg) $P_{cp,o}$ คือ ความดันด้านส่ง (Barg) N คือ ความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ (RPM) m_r^o , $\dot{m}$ คือ อัตราการไหลสารทำความเย็น (kg/s) $T_{cp,o}$ คือ อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์ ($^{\circ}\text{C}$) W_{com} คือ กำลังงานคอมเพรสเซอร์ (W), h_1 , h_2 คือ เอนทาลปีสารทำความเย็นเข้าและออกคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg)

$$\dot{X}_{comp} = \dot{m}[(h_1 - h_2) - T_0(S_1 - S_2)] \quad (3)$$

โดยที่ $\dot{X}_{comp}$ คือ เอ็กเซอร์จีคอมเพรสเซอร์ (W), S_1 , S_2 คือ เอนโทรปีสารทำความเย็นเข้าและออกคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg.K), และ T_0 คือ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ($^{\circ}\text{C}$)

3.2.2 คอนเดนเซอร์หรือเครื่องควบแน่น จะทำการลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นในสถานะความดันคงที่สามารถหาความร้อนที่ระบายออกจากคอนเดนเซอร์ได้ดังสมการต่อไปนี้

$$Q_{cond} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (4)$$

โดยที่ Q_{cond} คือ ความร้อนที่ระบายภายในเครื่องควบแน่น (W), h_3 คือ เอนทาลปีสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่น (kJ/kg), $\dot{m}$ คือ อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

3.2.3 เอกซ์เพนชันวาล์ว เป็นกระบวนการเอนทาลปีคงที่ ดังนั้น $h_3 = h_4$

3.2.4 อีวาพอเรเตอร์ การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นและน้ำภายในถังกักเก็บพลังงานในรูปน้ำแข็ง พิจารณาความสัมพันธ์จากแบบจำลองและความสามารถในการทำความเย็นของอีวาพอเรเตอร์ โดยสามารถหาความร้อนที่ระเหยและเอ็กเซอร์ยีของอีวาพอเรเตอร์ได้ดังสมการต่อไปนี้

$$\frac{T_{ev}}{(T_L - T_{ev})} = f \left[\frac{(UA)_{ev}}{m_r^o}, T_{cd} \right] \quad (5)$$

$$Q_{Evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (6)$$

โดยที่ T_{ev} คือ อุณหภูมิอีวาพอเรเตอร์ ($^{\circ}\text{C}$) T_{cd} คือ อุณหภูมิคอนเดนเซอร์ ($^{\circ}\text{C}$) T_L คือ อุณหภูมิน้ำภายในถัง ($^{\circ}\text{C}$) $(UA)_{ev}$ คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมกับพื้นที่อีวาพอเรเตอร์ ($\text{W}/^{\circ}\text{C}$) Q_{Evap} คือ ความร้อนของอีวาพอเรเตอร์ (W), h_4, h_1 คือ เอนทาลปีสารทำความเย็นเข้าและออกอีวาพอเรเตอร์ (kJ/kg)

$$\dot{X}_{evap} = \dot{m}[(h_1 - h_4) - T_0(S_1 - S_4)] \quad (7)$$

โดย $\dot{X}_{evap}$ คือ เอ็กเซอร์ยีของอีวาพอเรเตอร์ (W), S_4, S_1 คือ เอนโทรปีสารทำความเย็นเข้าและออกอีวาพอเรเตอร์ (kJ/kg), และ T_0 คือ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ($^{\circ}\text{C}$)

3.3 สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) คือ อัตราส่วนความร้อนที่สารทำความเย็นดูดไว้ในขณะไหลผ่านอีวาพอเรเตอร์ต่องานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์อัดไอ สามารถหาได้ดังสมการต่อไปนี้

$$C.O.P. = \frac{Q_{Evap}}{W_{com}} \quad (8)$$

3.4 ประสิทธิภาพพลังงานและประสิทธิภาพเอ็กเซอร์ยี

3.4.1 ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์ยี คือ ศักยภาพที่แท้จริงในการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ เท่ากับเอ็กเซอร์ยีของอีวาพอเรเตอร์ต่อเอ็กเซอร์ยีของคอมเพรสเซอร์ สามารถหาได้ดังสมการต่อไปนี้

$$\eta_x = \frac{\dot{X}_{evap}}{\dot{X}_{comp}} \quad (9)$$

โดยที่ η_x คือ ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ, $\dot{X}_{evap}$ คือ เอ็กเซอร์จีของอีวาพอเรเตอร์ (W) และ $\dot{X}_{comp}$ คือ เอ็กเซอร์จีของคอมเพรสเซอร์ (W)

การเปลี่ยนแปลงเอ็กเซอร์จีของระบบกักเก็บความเย็นในรูปน้ำแข็งบนขดท่อพิจารณาจากการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในและเอนโทรปีของน้ำภายในถังกักเก็บน้ำแข็งที่สถานะเริ่มต้นและสุดท้าย คือ

$$\Delta X = X_f - X_i = m [(u_f - u_i) - T_o(s_f - s_i)] \quad (10)$$

โดย ΔX คือ การเปลี่ยนแปลงเอ็กเซอร์จีของระบบกักเก็บพลังงาน, X_f, X_i คือ เอ็กเซอร์จีของระบบกักเก็บพลังงานที่สถานะสุดท้ายและเริ่มต้น (kJ), u_f, u_i คือ พลังงานของระบบกักเก็บพลังงานที่สถานะสุดท้ายและสถานะเริ่มต้น (kJ), s_f, s_i คือ เอนโทรปีของระบบกักเก็บพลังงานที่สถานะสุดท้ายและเริ่มต้น (kJ/kg.K) ดังนั้นประสิทธิภาพพลังงานและประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีของระบบกักเก็บพลังงานในรูปน้ำแข็ง คือ

$$\eta_x = \left[1 - \frac{\text{Total exergy destruction rate of overall system}}{\text{Total exergy Input rate into ITES system}} \right] \quad (11)$$

3.4.2 ประสิทธิภาพพลังงาน คือ อัตราส่วนของพลังงานที่ระบบได้รับกับพลังงานสุทธิที่ป้อนให้กับระบบ ดังสมการ

$$\eta_e = \left[1 - \frac{\text{Energy loss}}{\text{Energy Input}} \right] \quad (12)$$

และพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งที่ระบบสามารถกักเก็บได้เป็นผลรวมของพลังงานภายในของน้ำและความร้อนแฝงที่น้ำเปลี่ยนสถานะเป็นน้ำแข็ง คือ

$$Q_s = m_w c_p [(\Delta T) + m_{ice}(h_{fg})] \quad (13)$$

โดยที่ m_w, m_{ice} คือ มวลน้ำและน้ำแข็ง (kg), h_{fg} คือ ปริมาณความร้อนแฝงเท่ากับ 334 kJ/kg

3.5 การวิเคราะห์ความเชื่อมั่นของระบบ

การวิเคราะห์ความเชื่อมั่นผลการวิจัย ดังสมการที่ 14 และสมการที่ 15

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (Y_{pred,i} - Y_{data,m})^2} \quad (14)$$

$$CV = \frac{RMSE}{Y_{data,m}} \times 100\% \quad (15)$$

กำหนดให้ $y_{data,i}$ คือ ข้อมูลการตรวจวัด $y_{data,m}$ คือ ค่าเฉลี่ยข้อมูลการตรวจวัด s_x คือ ค่าการเบี่ยงเบนมาตรฐาน และ N คือ จำนวนข้อมูลการตรวจวัด ดังนั้นค่าความเชื่อมั่นพิจารณาได้จากสมการ

จากผลการวิจัยการเพิ่มประสิทธิภาพด้านพลังงานและประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีระบบกักเก็บพลังงานในรูปน้ำแข็งแบบขดท่อ มีความไม่แน่นอน (Uncertainty) ของข้อมูลและเครื่องมือการทดลองสำหรับการประจุความเย็นหรือผลิตน้ำแข็งเฉลี่ยร้อยละ 12.5

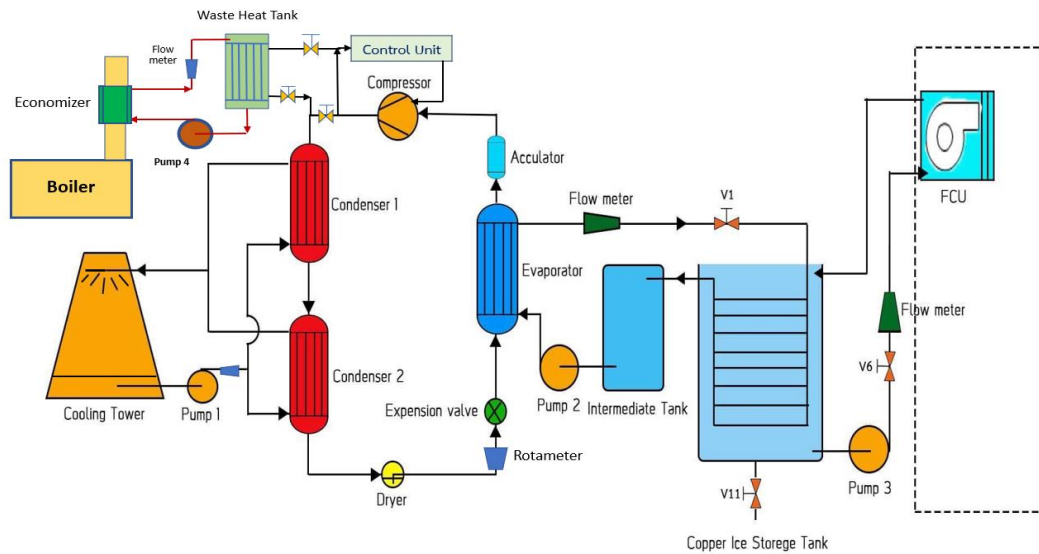
3.6 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การวิเคราะห์เอ็กเซอร์จี [2,3,4] เป็นเครื่องมือที่มีประสิทธิภาพสูงในการประเมินกระบวนการทางอุณหพลศาสตร์ และประสิทธิภาพของระบบทำความเย็น โดยพิจารณาจากกฎการอนุรักษ์มวลและพลังงานร่วมกับกฎข้อที่สองของอุณหพลศาสตร์ ซึ่งสามารถหาประสิทธิภาพและแนวทางในการปรับปรุงระบบทำความเย็นได้อย่างมีประสิทธิภาพ Rosen et al. [2] ได้ทำการศึกษาผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิต่อความสามารถในการกักเก็บเอ็กเซอร์จี นอกจากนี้ Fertelli et al. [5] ได้ทดลองเกี่ยวกับผลกระทบของอุณหภูมิทางเข้าของสารทำความเย็นต่อการก่อตัวของน้ำแข็งรอบท่อแนวนอน Lin [6] ได้นำเสนอระบบปรับอากาศสองรูปแบบที่ใช้พลังงานความเย็นจากการกักเก็บน้ำแข็งสามารถลดต้นทุนพลังงานไฟฟ้าได้ถึง 40% ในขณะที่ Choi et al. [7] ได้ศึกษาลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนและประสิทธิภาพในช่วงผลิตน้ำแข็งและการดึงความเย็นในถังเก็บน้ำแข็งแบบทั่วไปและระบบการเก็บน้ำแข็งแบบใหม่ Yamada et al. [8] ได้พัฒนาระบบกักเก็บพลังงานความเย็นแบบของเหลว-น้ำแข็ง และทำการศึกษผลกระทบของลักษณะการทำงาน เช่น ช่วงเวลาการเก็บน้ำแข็งและช่วงเวลาการละลายน้ำแข็งที่มีต่อประสิทธิภาพของระบบ ขณะที่ Henze et al. [9] ใช้การจำลองเพื่อวิเคราะห์ระบบทำความเย็นเชิงพาณิชย์ที่มีระบบกักเก็บน้ำแข็งโดยใช้การควบคุมที่แตกต่างกัน นอกจากนี้ Kousksou et al. [10] ได้สร้างแบบจำลองพลวัตของการกักเก็บน้ำแข็งภายในถังทรงกระบอกที่บรรจุสาร PCM และ Habeebullah [11] ได้ศึกษาการเติบโตของน้ำแข็งบนผิวด้านนอกของท่อทองแดงที่ถูกทำให้เย็นลง ในขณะที่ Shih และ Chou [12] ศึกษาการแข็งตัวของน้ำรอบทรงกระบอกหลายท่อที่จัดเรียงในภาชนะ Aytunc Erek et al. [13] ได้ศึกษากระบวนการสร้างน้ำแข็งภายนอกท่อและทดสอบผลกระทบของอัตราการไหลและอุณหภูมิของสารไหลคอลในกระบวนการประจุความเย็น ขณะที่ Merve Altuntas et al. [14] ได้ศึกษาการใช้ระบบกักเก็บความเย็นจากน้ำแข็งเป็นแหล่งพลังงานสำหรับปั๊มความร้อน โดยวิเคราะห์ทั้งในเชิงอุณหพลศาสตร์และเศรษฐศาสตร์

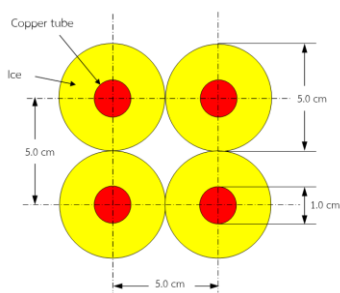
4. วิธีดำเนินการวิจัย

อุปกรณ์วิจัยประกอบด้วยระบบทำความเย็นแบบอัดไอเพื่อผลิตน้ำแข็งสำหรับการปรับอากาศขนาด 24,000 Btu/hr ใช้ R-401A เป็นสารทำงาน ถึงความร้อนทิ้งขนาดความจุ 80 L ภายในติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับ R-401A ที่มาจากคอมเพรสเซอร์ ระบบระบายความร้อนแบบน้ำ ถึงผลิตน้ำแข็งหุ้มฉนวนกันความร้อนอย่างดีความจุ 250 L ติดตั้งขดท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 9.5 mm ขดเป็นคอยล์จำนวน 15 ชั้น ความยาวชั้นละ 7.0 m ทำหน้าที่เป็นฮีวพอเรเตอร์ โดย R-401A ที่ไหลผ่านอุปกรณ์ลดความดันเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำปริมาณ 210 L อุณหภูมิเริ่มต้น 30°C ภายในถังผลิตน้ำแข็งติดตั้ง Ball valve ควบคุมทิศทางการไหล เครื่องวัดอัตราการไหลชนิดโรตาริเตอร์ เทอร์โมคัปเปิลชนิด T สำหรับวัดอุณหภูมิ เครื่องวัดพลังงานไฟฟ้า Power recording and Analysis การทดลองนำความร้อนทิ้งจากแก๊สไอเสียหม้อไอน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำที่อุณหภูมิ 70, 80 และ 90°C ตามลำดับ เพื่อไหลเวียนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในถังความร้อนทิ้งเพื่อเพิ่มอุณหภูมิและ

ความดันให้ R 410A ชุด Control Unit นำค่าอุณหภูมิของความร้อนทั้งมาควบคุมความเร็วรอบการทำงานของคอมเพรสเซอร์โดยสัมพันธ์กับอุณหภูมิความร้อนทั้งเพื่อรักษาความสามารถการทำความเย็นให้คงที่หรือสม่ำเสมอ บันทึกผลการทดลองทุก ๆ 2 นาที จากการทดสอบได้ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิความร้อนทั้งและการปรับตั้งความถี่ คือ อุณหภูมิ 70°C ความถี่ไฟฟ้า 50 Hz, อุณหภูมิ 80°C ความถี่ไฟฟ้า 45 Hz, และอุณหภูมิ 90°C ความถี่ไฟฟ้า 40 Hz, ดังแสดงในรูปที่ 2 และรูปที่ 3



รูปที่ 2 ระบบปรับอากาศแบบกักเก็บความเย็นในรูปแบบน้ำแข็งบนขดท่อร่วมกับความร้อนทั้ง



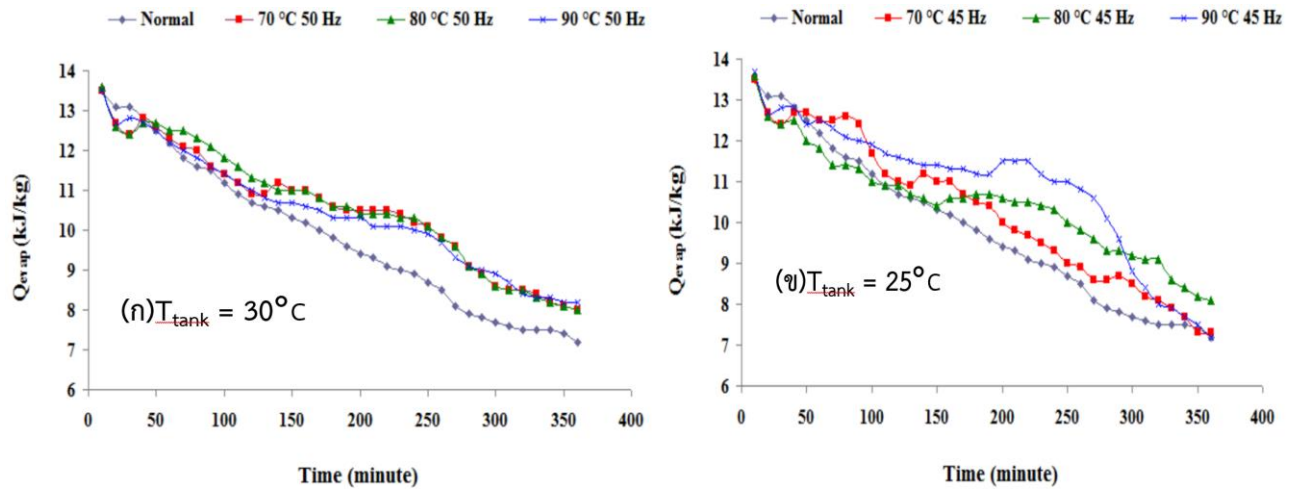
รูปที่ 3 ส่วนประกอบระบบกักเก็บความเย็นในรูปแบบน้ำแข็งบนขดท่อร่วมกับความร้อนทั้ง

5. ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

5.1 ความสามารถในการทำความเย็นของระบบปรับอากาศแบบกักเก็บความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง

จากรูปที่ 4ก และ 4ข แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสามารถในการทำความเย็นกับเวลา อุณหภูมิน้ำในถังผลิตน้ำแข็ง 30°C และ 25°C พบว่า ความสามารถในการทำความเย็นของระบบกักเก็บความเย็นในรูปแบบน้ำแข็งบนขดท่อร่วมกับความร้อนทั้งที่อุณหภูมิ 70, 80 และ 90°C ตามความถี่ไฟฟ้า 40, 45 และ 50 Hz มีค่าลดลงเมื่อเวลาการทำงาน

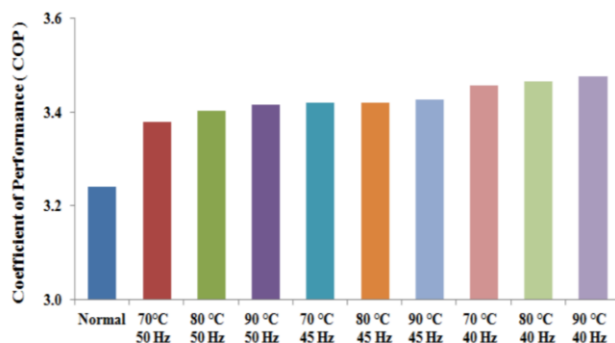
เพิ่มขึ้น เช่นเดียวกับระบบเดิมเนื่องจากในช่วงต้นน้ำภายในถังผลิตน้ำแข็งมีอุณหภูมิสูง ทำให้สารทำความเย็นดึงความร้อนได้มาก ค่าความสามารถในการทำความเย็นจึงมีค่าสูง แต่เมื่อระบบทำงานไปเรื่อย ๆ น้ำจะมีอุณหภูมิต่ำลงจนกระทั่งกลายเป็นน้ำแข็งรอบขดท่อ ทำให้ความสามารถในการทำความเย็นค่อย ๆ ลดลงไปตามเวลา



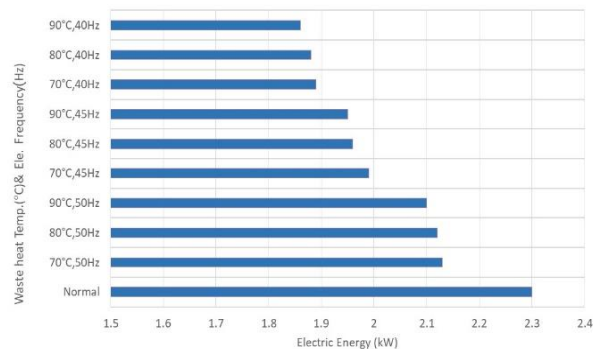
รูปที่ 4 การประจุความเย็นของระบบกักเก็บพลังงานแปรผันความถี่ไฟฟ้าและความร้อนทั้ง

5.2 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบกักเก็บความเย็นในรูปแบบน้ำแข็งบนขดท่อ

สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะแสดงดังรูปที่ 5 พบว่า ความร้อนทั้งอุณหภูมิ 90°C ความถี่ 40 Hz มีค่า COP สูงสุด เนื่องจากความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ลดลงมากที่สุด และกำลังไฟฟ้าลดลงด้วย ส่งผลให้ความดัน R-410A ที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ลดลง เมื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับความร้อนทั้งทำให้ความดันและอุณหภูมิ R-410A เพิ่มขึ้นช่วยชดเชยคอมเพรสเซอร์สอดคล้องกับสมการที่ (8) แสดงว่า COP แปรผกผันกับงานคอมเพรสเซอร์



รูปที่ 5 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเมื่อปรับความถี่สัมพันธ์กับความร้อนทั้งและแบบปกติ (เดิม)



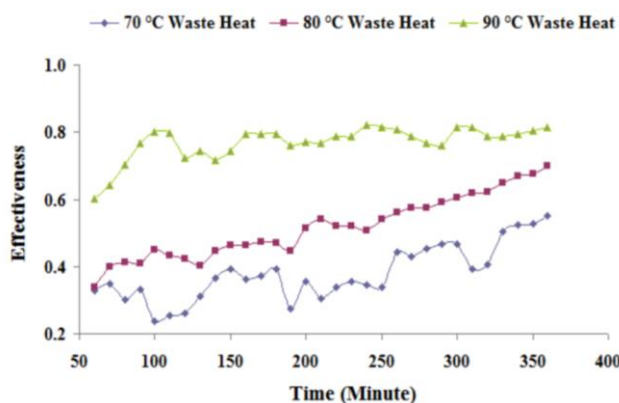
รูปที่ 6 กำลังไฟฟ้าคอมเพรสเซอร์เมื่อปรับความถี่สัมพันธ์กับความร้อนทั้งและแบบปกติ (เดิม)

5.3 กำลังไฟฟ้าของระบบกักเก็บความเย็นในรูปแบบน้ำแข็งบนขดท่อ

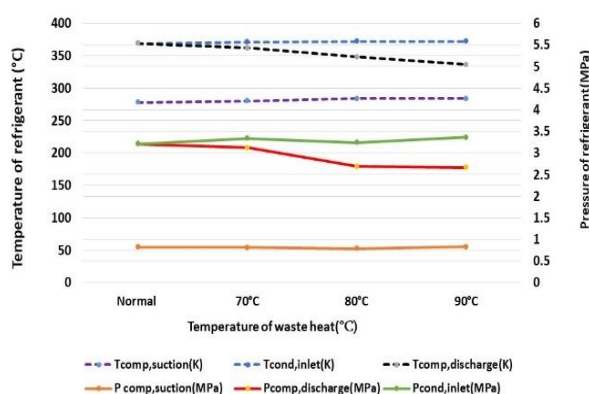
รูปที่ 6 พบว่า ความถี่ไฟฟ้าต่ำสัมพันธ์กับอุณหภูมิความร้อนทิ้งค่าสูง ส่งผลให้ระบบใช้กำลังไฟฟ้าน้อยที่สุด เพราะความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ลดลง กำลังไฟฟ้าลดลง ทำให้ R-410A มีความดันและอุณหภูมิลดลง จึงต้องแลกเปลี่ยนความร้อนกับความร้อนทิ้งที่อุณหภูมิสูง ช่วยให้ R-410A มีความดันและอุณหภูมิเพิ่มขึ้น สามารถทำความเย็นได้คงที่เท่าเดิม โดยที่ความถี่ไฟฟ้า 40 Hz รวมกับความร้อนทิ้ง 90°C ประหยัดพลังงานไฟฟ้ามากกว่าระบบกักเก็บความเย็นในรูปแบบน้ำแข็งบนขดท่อที่ไม่ได้ติดตั้งระบบความร้อนทิ้งเฉลี่ยเท่ากับ 19.10 %

5.4 ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ระบบมีประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับความร้อนทิ้งที่อุณหภูมิ 90°C เฉลี่ยเท่ากับ 0.77 ที่อุณหภูมิ 80°C เฉลี่ยเท่ากับ 0.52 และที่อุณหภูมิ 70°C เฉลี่ยเท่ากับ 0.38 เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจะแปรผันตรงกับอุณหภูมิความร้อนทิ้ง ดังแสดงในรูปที่ 7



รูปที่ 7 ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
อุณหภูมิความร้อนทิ้ง 70°C, 80°C, และ 90°C



รูปที่ 8 การเปลี่ยนแปลงความดัน อุณหภูมิ สารทำความเย็นกับความร้อนทิ้ง

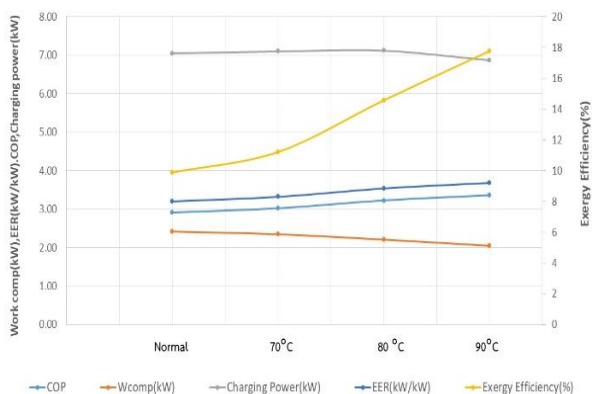
5.5 ผลการเปลี่ยนแปลงความดันสารทำความเย็น R410A

ผลของอุณหภูมิความร้อนทิ้ง มีผลต่อความดันและอุณหภูมิของ R-410A ที่ออกจากคอมเพรสเซอร์และเข้าคอนเดนเซอร์หลังจากผ่านชุดแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่าง R-410A ที่ออกจากคอมเพรสเซอร์และความร้อนทิ้งจากหม้อไอน้ำ แสดงในรูปที่ 8 ความดันและอุณหภูมิ R-410A ที่ออกของคอมเพรสเซอร์รักษาความสัมพันธ์ที่เพิ่มขึ้นเป็นเส้นตรงพร้อมกับการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิความร้อนเหลือทิ้ง เมื่ออุณหภูมิความร้อนเหลือทิ้งเพิ่มขึ้น ความดันสารทำความเย็นและอุณหภูมิเฉลี่ยในการทำงานปกติ คือ 3.21 MPa และ 369 K ตามลำดับ ในขณะที่ทำงานด้วยอุณหภูมิความร้อนเหลือทิ้งที่ 70°C คือ 3.12 MPa และ 371K ตามลำดับ อุณหภูมิความร้อนเหลือทิ้งสูงสุดเท่ากับ 90°C ความดันสารทำความเย็นและอุณหภูมิเฉลี่ย คือ 2.66 MPa และ 372 K ตามลำดับ

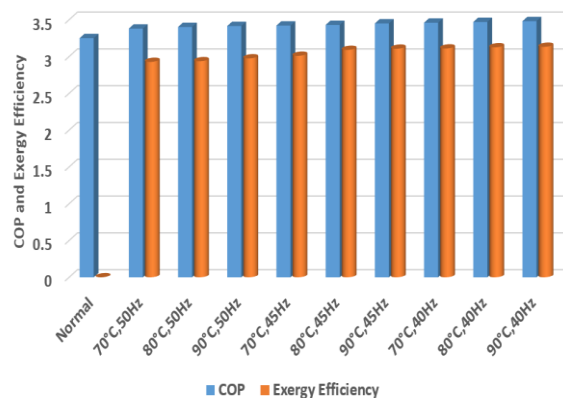
งานของคอมเพรสเซอร์จะแปรผกผันกับอุณหภูมิความร้อนเหลือทิ้ง ดังนั้นอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน EER จึงแสดงแนวโน้มคงที่ กำลังงานการประจุความเย็นเฉลี่ยและ ค่าEER อยู่ที่ 7.0 กิโลวัตต์ และ 3.5 ตามลำดับ นอกจากนี้ ยังพบว่าการเพิ่มอุณหภูมิความร้อนทิ้งมีผลในเชิงบวกต่อประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีสามารถเพิ่มเอ็กเซอร์จีภายนอกที่ถูกทำลายของระบบและเพิ่มเอ็กเซอร์จีของการประจุความเย็น อุณหภูมิความร้อนทิ้งเพิ่มขึ้นจากอุณหภูมิ 70°C เป็นอุณหภูมิ 90°C และประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีเพิ่มขึ้นจาก 9.87% เป็น 17.77% ตามลำดับ ดังรูปที่ 9

5.6 ประสิทธิภาพพลังงานและเอ็กเซอร์จีของระบบกักเก็บความเย็นในรูปน้ำแข็งแบบข่อก

ปริมาณความร้อนทิ้งที่อุณหภูมิ 90°C, 80°C และ 70°C สัมพันธ์กับความถี่ไฟฟ้า 40 Hz, 45 Hz และ 50 Hz สามารถหาค่าประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีของระบบที่อุณหภูมิสิ่งแวดล้อมคงที่ 30°C ดังรูปที่ 10 พบว่า ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีสูงกว่าระบบแบบเดิม (ปกติ) เนื่องจากความร้อนทิ้งช่วยเพิ่มความร้อนแก่ R-410A ที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ แทนงานไฟฟ้าเมื่อความเร็วรอบการทำงานต่ำลงประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีจะเพิ่มขึ้น โดยมีประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีมากที่สุดคือ 3.132 kW ที่อุณหภูมิความร้อนทิ้ง 90°C และการเปลี่ยนแปลงความถี่ไฟฟ้า 40 Hz

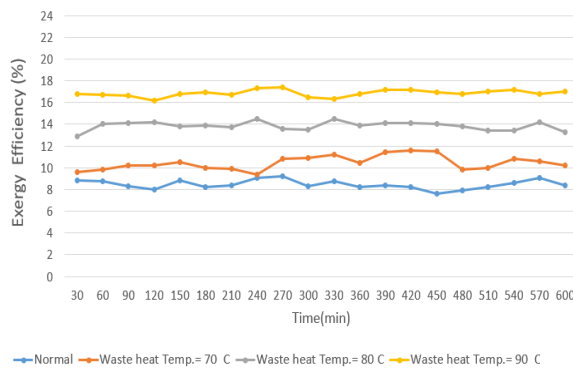


รูปที่ 9 ค่า COP ค่า EER, งานคอมเพรสเซอร์, การประจุ ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีกับอุณหภูมิความร้อนทิ้ง

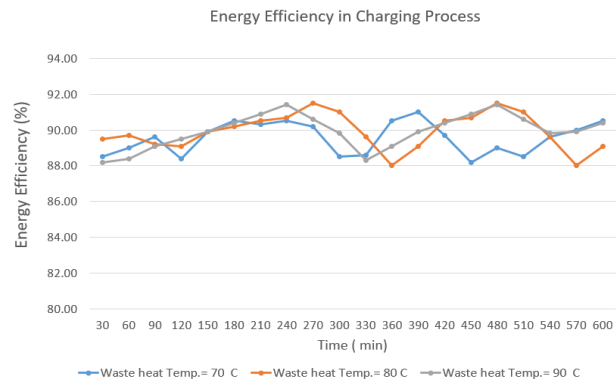


รูปที่ 10 ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีกับอุณหภูมิ ความร้อนทิ้ง

ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีของระบบกักเก็บพลังงานในรูปน้ำแข็งบนข่อกแสดงในรูปที่ 11 ตลอดระยะเวลาประจุ ความเย็น (ผลิตน้ำแข็ง) มีค่าเฉลี่ยร้อยละ 18.0 เนื่องจากการควบคุมอุณหภูมิของสารทำงานทั้งสองค่อนข้างคงที่ และไม่เกิดการสูญเสียความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อม และประสิทธิภาพจะแปรผันเป็นสัดส่วนตรงกับอุณหภูมิความร้อนทิ้ง เมื่ออุณหภูมิความร้อนทิ้งมีค่าเพิ่มขึ้นผลทำให้ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีมีค่าเพิ่มขึ้นตามด้วย

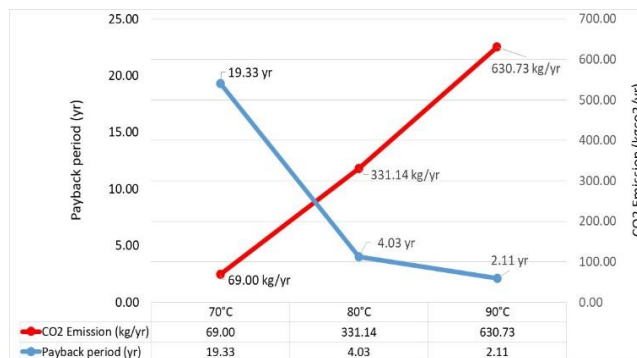


รูปที่ 11 ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีการประจุความร้อน

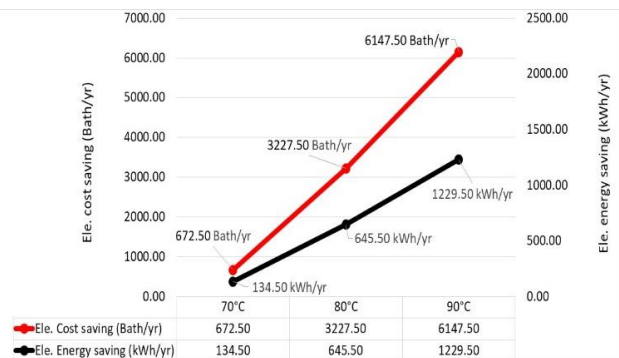


รูปที่ 12 ประสิทธิภาพพลังงานการประจุความร้อน

ประสิทธิภาพพลังงานสำหรับกระบวนการผลิตน้ำแข็งบนชุดท่อโดยความร้อนทิ้ง เมื่อแก๊สไอเสียมีอุณหภูมิเฉลี่ย 180°C แลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำภายใน Economizer เพื่อนำไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับ R410A ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอุณหภูมิ 70°C, 80°C และ 90°C ตามลำดับ จากรูปที่ 12 พบว่า ประสิทธิภาพพลังงานการประจุความร้อนเป็นอัตราส่วนของพลังงานที่กักเก็บและพลังงานที่ประจุความร้อน มีค่าเฉลี่ยคงที่ร้อยละ 90 เนื่องจากกระบวนการประจุความร้อนใกล้เคียงกับกระบวนการ adiabatic จากฉนวนป้องกันความร้อนรอบชุดท่อและถังกักเก็บความร้อน และค่าความต้านทานความร้อนที่ต่ำของชุดท่อทองแดง



รูปที่ 13 ระยะเวลาคืนทุนและการลดการปล่อย CO₂



รูปที่ 14 ผลประหยัดพลังงานและค่าไฟฟ้า

ระยะเวลาคืนทุนเมื่อการติดตั้งระบบความร้อนทิ้งมีค่าต่ำสุดที่อุณหภูมิความร้อนทิ้ง 90°C เท่ากับ 2.11 ปี และสามารถลดการปล่อย CO₂ สู่บรรยากาศสำหรับระบบทำความเย็นขนาด 2.0 TR เท่ากับ 630.73 kgCO₂/ปี โดยมีค่าลดลงตามอุณหภูมิความร้อนทิ้งที่ลดลง ดังรูปที่ 13 และเมื่อพิจารณาผลประหยัดพลังงานไฟฟ้าและค่าใช้จ่ายพบว่า มีค่าแปรผันตรงกับอุณหภูมิความร้อนทิ้ง มีค่าสูงสุด 1,229.50 kWh/ปี และ 6,147.50 บาท/ปี ดังรูปที่ 14

6. ส่วนสรุปผลการวิจัย

ระบบกักเก็บความเย็นในรูปน้ำแข็งบนขดท่อโดยนำความร้อนทิ้งจากไอเสียหม้อไอน้ำช่วยเพิ่มความดันและอุณหภูมิของ R410A แทนการทำงานของคอมเพรสเซอร์ สามารถช่วยลดความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์และงานคอมเพรสเซอร์ลดลง ผลทำให้ความดันและอุณหภูมิของ R-410A ที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ลดลง ซึ่งปริมาณความร้อนทิ้งช่วยเพิ่มความดันและอุณหภูมิให้กับ R-410A ทำให้ระบบสามารถทำความเย็นได้ดังเดิม ดังนั้นการควบคุมความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์สัมพันธ์กับความร้อนทิ้งมีผลต่อความสามารถในการทำความเย็น สัมประสิทธิ์สมรรถนะและกำลังไฟฟ้าของระบบเปรียบเทียบกับระบบแบบเดิมที่ไม่ติดตั้งระบบความร้อนทิ้ง พบว่า ระบบที่ใช้งานร่วมกับความร้อนทิ้งมีค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะด้านพลังงาน (COP) เพิ่มขึ้นร้อยละ 10.15-15.10 ตามลำดับ ส่วนประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีเพิ่มขึ้นร้อยละ 8.0-18.0 ตามลำดับ ประสิทธิภาพด้านพลังงานกระบวนการผลิตน้ำแข็งในขดท่อร้อยละ 89.0-91.0 ตามลำดับ สำหรับประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสูงที่สุด ที่อุณหภูมิความร้อนทิ้ง 90°C มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 0.77 และผลประหยัดพลังงานสูงสุดร้อยละ 19.1 (1,229.50 kWh/ปี และ 6,147.50 บาท/ปี ลดการปล่อย CO₂ จำนวน 630.73 kgCO₂/ปี) ระยะเวลาคืนทุนเร็วสุด 2.11 ปี และสามารถนำระบบดังกล่าวไปใช้งานร่วมกับระบบทำความเย็นและปรับอากาศได้ทั้งในภาคอุตสาหกรรมและภาคครัวเรือนที่อยู่อาศัยเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานและลดการปลดปล่อยคาร์บอนไดออกไซด์ของประเทศ

7.เอกสารอ้างอิง

- [1] Department of Alternative Energy Development and Efficiency. (2024). Ministry of Energy, Thailand. Search at <https://www.dede.go.th>
- [2] Rosen, M.A., Pedinelli, N. and Dincer, I (1999). Energy and Exergy Analyses of Cold Thermal Storage Systems. *International Journal of Energy Research*, 23(12), 1029-1038.
- [3] Chen, S.L., Lee, T.S. (1998). A Study of Supercooling Phenomenon and Freezing Probability of Water Inside Horizontal Cylinders. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 41(4-5), 769-783.
- [4] Rosen, M.A., Dincer, I. and Pedinelli, N. (2000). Thermodynamic Performance of Ice Thermal Energy Storage Systems. *Journal of Energy Resources Technology*, 122(4), 205-211.
- [5] Fertelli, A., Bueyuekalaca, O., Yilmaz, A. (2009). Ice Formation Around a Horizontal Tube in a Rectangular Vessel. *Journal of Thermal Science and Technology*, 29(2), 75-87.
- [6] H. Lin, X. Li, P. Cheng, B. Xu. (2014). Study on Chilled Energy Storage of Air-Conditioning System with Energy Saving. *Energy and Buildings*, 79, 41-46.
- [7] Choi, I.S., Kim, J.D., Kim, E., and Yoon, J.I. (2002). Experimental Characteristics of a Storage Tank on A Harvest-Type Ice Storage System. *International Journal Heat Mass Transfer*, 45(7), 1407-1412.
- [8] Yamada, M., Fukusako, S. and Kawanami, T. (2002). Performance Analysis on the Liquid-Ice Thermal Storage System for Optimum Operation. *International Journal of Refrigeration*, 25(2), 267-277.

- [9] Henze, G. P. (2023). Impact of Real-Time Pricing Rate Uncertainty on the Annual Performance of Cool Storage Systems. *Energy and Buildings*, 35(3), 313-325.
- [10] Kousou, T., Bedecarrats, J.P., Dumas, J.P. and Minet, A. (2025). Dynamic Modeling of the Storage of an Encapsulated Ice Tank. *Applied Thermal Engineering*, 25(10), 1534-1548.
- [11] Habeebullah, B.A. (2007). An Experimental Study on Ice Formation Around Horizontal Long Tubes, *International Journal of Refrigeration*, 30(5), 789-797.
- [12] Shih, Y.C. and Chou, H. (2005). Numerical Study of Solidification Around Staggered Cylinders in a Fixed Space. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 48(3), 239- 260.
- [13] Ereke, A. and Dincer, I. (2009). A New Approach to Energy and Exergy Analyses of Latent Heat Storage Unit. *Heat Transfer Engineering*, 30(6), 506–515.
- [14] Altuntas, M. and Erdemir, D. (2022). An Investigation on Potential Use of Ice Thermal Energy Storage System as Energy Source for Heat Pumps. *Journal of Energy Storage*, 55(Part B), 105588
<https://doi.org/10.1016/j.est.2022.105588>.