

การศึกษาเปรียบเทียบระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ใช้ ระบบโซลาร์เซลล์และระบบโซลาร์คอลเลคเตอร์

Comparative Study of Thermal Performance of Solar Cell and Solar Collector Absorption Refrigeration System

วรชาติ สุนัยขัน^{1*} และ มนต์ศักดิ์ พิมสาร¹

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

¹สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง จ.กรุงเทพฯ 10520

ติดต่อ: E-mail: woracharti@hotmail.com

โทรศัพท์: 02 329 8351, โทรสาร: 02 329 8352

บทคัดย่อ

พลังงานทดแทนเป็นสิ่งสำคัญที่ทั่วโลกกำลังให้ความสำคัญ ทำให้เกิดแนวคิดที่จะนำเอาพลังงานแสงอาทิตย์ซึ่งเป็นพลังงานทดแทนรูปแบบหนึ่งมาใช้กับเครื่องทำความเย็นแบบดูดซึม ซึ่งรูปแบบที่นำมาใช้มีสองแบบคือ ระบบทำความเย็นที่ใช้ระบบโซลาร์เซลล์และระบบโซลาร์คอลเลคเตอร์ ในงานวิจัยฉบับนี้มีจุดมุ่งหมายศึกษาเปรียบเทียบประสิทธิภาพโดยรวมของทั้งสองระบบและศึกษาความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของทั้งสองระบบ โดยในระบบโซลาร์เซลล์นั้นจะคำนึงถึงการได้รับการสนับสนุนการขอรับส่วนเพิ่มราคารับซื้อไฟฟ้าในอัตรา 9.5 บาทต่อกิโลวัตต์ - ชั่วโมง [3] จากการไฟฟ้า ระบบทำความเย็นที่ทำการศึกษามีขนาด 12,000 บีทียูต่อชั่วโมง และใช้สารคู่ทำงานคือลิเทียมโบรไมด์กับน้ำ พลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ในกรณีศึกษาคือ ค่าเฉลี่ยของแต่ละฤดูตั้งแต่ปี พ.ศ. 2542 - 2552 ซึ่งเป็นข้อมูลที่ได้จากกรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน [6] จากการศึกษาทั้งสองระบบพบว่า ประสิทธิภาพโดยรวมของการผลิตความร้อนให้กับเยอนเรเตอร์ของระบบโซลาร์เซลล์กับระบบโซลาร์คอลเลคเตอร์มีค่า 55.43% และ 66.97% จากการศึกษาทางเศรษฐศาสตร์พบว่า ระบบโซลาร์เซลล์นั้นมีความคุ้มค่าต่อการลงทุนมากกว่าระบบโซลาร์คอลเลคเตอร์ เนื่องจากระบบโซลาร์เซลล์มีผลตอบแทนจากการขายไฟฟ้าพร้อมทั้ง IRR และ Payback มีค่าเท่ากับ -8% และ 18.82 ปี

คำหลัก: ระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ระบบโซลาร์เซลล์ ระบบโซลาร์คอลเลคเตอร์

Abstract

Alternative energy is the worldwide important factor. That lead to the new idea using solar energy which is the one alternative energy for absorptive refrigerator. There are Solar cell and Solar collector. The purpose of this research is to study comparative performance of those systems and to research the benefit of economics of both systems. Solar cell system will considered to a supporting the increasing of electricity purchasing, rate 9.5 Baht per kilohour [3] from Electricity Authority. Studied 12,000 BTU per hour. Refrigerant used Lithium Bromide (LiBr) and water (H₂O). Solar energy used for this study is the average of each season from 1999 to 2009, information from the Department of Alternative Energy Development and Efficiency Ministry of Energy [6]. The research found the general performance of Solar cell system and Solar collector, 55.43% and 66.97%. From the study of economics found the Solar cell is worth for investment because Solar cell has IRR and payback, -8% and 18.82 years.

Keywords: Absorption refrigeration system; Solar cell system; Solar collector system.

1. บทนำ

ในสภาวะที่เศรษฐกิจทั่วโลกมีการขยายตัวสูงขึ้นและเป็นไปอย่างต่อเนื่อง ทำให้มีการใช้ทรัพยากรอย่างฟุ่มเฟือย ส่งผลให้ทรัพยากรธรรมชาติลดน้อยลงอย่างรวดเร็วโดยเฉพาะทรัพยากรเชื้อเพลิง อาทิเช่น ก๊าซธรรมชาติ น้ำมันและถ่านหิน ฯลฯ ซึ่งทรัพยากรดังกล่าวนี้เป็นตัวขับเคลื่อนเศรษฐกิจให้เติบโตอย่างต่อเนื่อง จึงเป็นเรื่องที่สำคัญ การวิจัยและพัฒนาพลังงานทางเลือกอย่างต่อเนื่อง เพื่อเตรียมความพร้อมสำหรับการนำพลังงานทดแทนมาใช้ให้เกิดประโยชน์สูงสุดในประเทศ พลังงานแสงอาทิตย์เป็นพลังงานทางเลือกจากการสำรวจข้อมูลที่ได้จากกรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงานปี พ.ศ. 2552 เมื่อเทียบกับปี พ.ศ. 2542 [6] วิเคราะห์ได้ว่า ปัจจุบันประเทศไทยได้รับผลกระทบจากสภาวะอากาศที่เปลี่ยนแปลงไปและโลกร้อนขึ้นมาก ทำให้ค่าความเข้มข้นรังสีดวงอาทิตย์รายวันเฉลี่ยต่อปีของพื้นที่ทั่วประเทศมีค่าเท่ากับ 17.71 เมกะจูลต่อตารางเมตรต่อวัน ซึ่งลดลงถึง 2.69% และแบ่งตามฤดูกาลภูมิภาคตามตารางที่ 1 และผลงานวิจัยของ Florides, et. al. [1] ได้เสนอวิธีการออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซึมขึ้นเดี่ยวขนาด 10 กิโลวัตต์, กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงานและวิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยนเรศวร [2] ได้ทำการศึกษาระบบทำความเย็นแบบดูดซึมขนาด 35 กิโลวัตต์ โดยใช้โซลาร์คอลเลกเตอร์แบบหลอดสุญญากาศและก๊าซหุงต้ม เพื่อเป็นแหล่งทำความร้อนจากภายนอก พบว่ามีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของแผงรับแสงอาทิตย์ 42% และราคาต่อหน่วยพลังงานความเย็นที่ระบบผลิตได้ 6.66 บาท/kWh_{cooling}

ตารางที่ 1 แสดงค่าความเข้มข้นรังสีดวงอาทิตย์รายวันเฉลี่ยต่อเดือนแบ่งตามฤดูกาลภูมิภาคปี พ.ศ. 2552

ฤดูกาล	ภาคเหนือ (MJ/m ² .day)	ภาคตะวันออกเฉียงเหนือ (MJ/m ² .day)	ภาคกลาง (MJ/m ² .day)	ภาคใต้ (MJ/m ² .day)	
				ฝั่งอ่าวไทย	ฝั่งอันดามัน
ฤดูร้อน	20.13	19.64	19.64	17.59	18.35
ฤดูฝน	17.48	17.48	17.48	17.61	17.59
ฤดูหนาว	16.85	17.30	17.30	-	-

2. ทฤษฎีและหลักการทำงาน

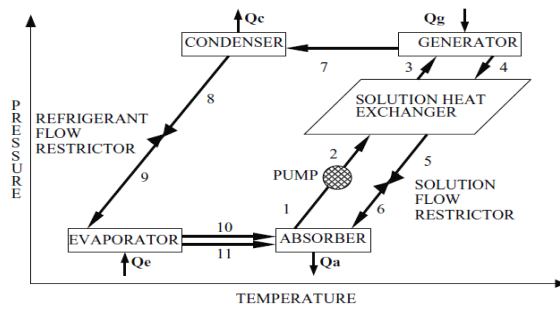
2.1. ระบบทำความเย็นแบบดูดซึม

เมื่อกกล่าวถึงระบบทำความเย็นแบบอัดไอในระบบดังกล่าวจะประกอบด้วยเครื่องควบแน่น (Condenser) วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) อีวาโปเรเตอร์ (Evaporator) และเครื่องอัดไอ (Compressor) ถ้ามีการเอาเครื่องอัดไอออกและเพิ่มเอนเนอร์เรเตอร์ (Generator) และเครื่องดูดซึม (Absorber) เข้ามาแทนที่ ระบบทำความเย็นแบบอัดไอก็จะเปลี่ยนไปเป็นระบบทำความเย็นแบบดูดซึมได้ โดยอาศัยเอนเนอร์เรเตอร์และเครื่องดูดซึมมาทำหน้าที่แทนเครื่องอัดไอ หลักการทำงานเบื้องต้นของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมสามารถศึกษาได้ [2]

2.2. ลิเทียมโบรไมด์กับน้ำ (LiBr/H₂O) อุณหภูมิที่ใช้ป้อนให้กับเครื่องทำความเย็น เพื่อใช้เป็นพลังงานในการขับเคลื่อนประมาณ 70 – 120 °C และค่า COP ประมาณ 0.7 ถึง 0.8 จึงนิยมใช้กับระบบปรับอากาศในอาคาร โดยใช้น้ำเป็นสารทำความเย็น และใช้ลิเทียมโบรไมด์เป็นสารดูดซับ เนื่องจากระบบทำความเย็นแบบนี้ต้องทำงานที่ความดันต่ำกว่าบรรยากาศมากจึงต้องระมัดระวังเรื่องการรั่วซึมของอากาศภายนอกเข้าสู่ระบบ และมีค่าความร้อนแฝงการเป็นไอต่ำ จึงใช้พลังงานความร้อนในการแยกสารละลายไม่มากนัก จึงเหมาะกับการใช้พลังงานจากแสงอาทิตย์ได้เป็นอย่างดี

3. ขั้นตอนออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซึม

การออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซึมโดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์นี้ จะเป็นระบบทำความเย็นแบบดูดซึมชนิดหนึ่งชั้น โดยอาศัยพลังงานแสงอาทิตย์เป็นแหล่งความร้อนที่ป้อนให้แก่เอนเนอร์เรเตอร์ ซึ่งมีสารคู่ทำงานคือลิเทียมโบรไมด์กับน้ำดังแสดงในรูปที่ 1 การออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซึมสามารถทำได้โดยการใช้กฎของการอนุรักษ์มวล (Conservation of Mass) และกฎของการอนุรักษ์พลังงาน (Conservation of Energy)



รูปที่ 1 แสดงแผนภูมิระหว่างความดันกับอุณหภูมิของระบบการทำความเย็นแบบดูดซึมหนึ่งชั้น

เพื่อประมาณการขนาดของอุปกรณ์หลักและการประเมินผลการออกแบบของระบบการทำความเย็นแบบดูดซึมชนิดหนึ่งชั้น ของสารคู่ทำงานคือลิเทียมโบรไมด์กับน้ำ ในการศึกษาและวิเคราะห์มีสมมติฐานการทำงานขั้นพื้นฐานที่ต้องพิจารณาตามรูปที่ 1 ดังนี้

1. สารทำความเย็นเป็นน้ำบริสุทธิ์ที่สภาวะการไหลคงที่
2. ไม่เกิดการเปลี่ยนแปลงความดันภายในระบบ ซึ่งยกเว้นวาล์วลดความดันและปั๊ม
3. สภาวะที่ 1, 4, 8 และ 11 เป็นของเหลวอิ่มตัว
4. สภาวะที่ 10 เป็นไออิ่มตัว
5. การทำงานวาล์วลดความดันเป็นแบบอะเดียแบติก
6. การทำงานของปั๊มเป็นแบบไอเซนโทรปิก
7. ไม่มีการสูญเสียความร้อนภายในระบบ

จากสมมติฐานดังกล่าวนำมาใช้ในการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ โดยใช้หลักการสมดุลมวล สมดุลสารดูดซึมและสมดุลพลังงานกับอุปกรณ์หลักๆ ของระบบ ตามตารางที่ 2

ตารางที่ 2 ค่าตัวแปรที่ใช้ในออกแบบระบบทำความเย็น

Parameter	Symbol	Example
Capacity	$\dot{Q}_e$	3516 W
Evaporator Temp	T_{10}	5 °C
Generator solution exit Temp	T_4	100 °C
Weak solution mass fraction	x_1	56%LiBr
Strong solution mass fraction	x_4	60%LiBr
Solution vapor exit Temp	T_3	65 °C
Generator vapor exit Temp	T_7	95 °C
Liquid carryover from evaporator	$\dot{m}_{11}$	0.025 $\dot{m}_{10}$

3.1 การวิเคราะห์อุปกรณ์ต่างๆของระบบ

โดยหลักการออกแบบจะอาศัยจากผลงานวิจัยของ G.A. Florides [1] และมีขั้นตอนดังนี้

1. หาความดัน P_{10} ($P_{10} = P_{11} = P_9 = P_6 = P_1$)
2. หาเอนทาลปี h_{10} และ h_{11}

3. หาความดัน P_4 ($P_4 = P_8 = P_7 = P_5 = P_3 = P_2$)

และเอนทาลปี h_4

4. หาอุณหภูมิ T_8 และเอนทาลปี h_8 ($h_8 = h_9$)

5. หาอัตราการไหลเชิงมวล $\dot{m}_9$ ($\dot{m}_9 = \dot{m}_8 = \dot{m}_7$) จากหลักสมดุลมวลและหลักสมดุลพลังงานที่อีวาโปเรเตอร์

6. หาอัตราการไหลเชิงมวล $\dot{m}_1$ ($\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3$)

7. หาอัตราการไหลเชิงมวล $\dot{m}_6$ ($\dot{m}_6 = \dot{m}_5 = \dot{m}_4$)

8. หาอุณหภูมิ T_1 และเอนทาลปี h_1

9. หาปริมาตรจำเพาะ V_1

10. หาเอนทาลปี h_2

11. หาเอนทาลปี h_5 ($h_5 = h_6$) และหาอุณหภูมิ T_5

12. หา Q_g จากหลักสมดุลพลังงานที่ตัวดูดซึม

13. หาเอนทาลปี h_7

14. หา Q_c จากหลักสมดุลพลังงานที่คอนเดนเซอร์

15. หา Q_s จากหลักสมดุลพลังงานที่เยนเนอเรเตอร์

16. หาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ COP

จากขั้นตอนทั้งหมดสามารถคำนวณคุณสมบัติทางกายภาพของระบบด้านเทอร์โมไดนามิกส์ดังตารางที่ 3

ตารางที่ 3 คุณสมบัติทางกายภาพของระบบ

Point	h (kJ/kg)	$\dot{m}$ (kg/s)	P (kPa)	T (°C)	x (%LiBr)
1	88.197	0.02222	0.871	35.567	56
2	88.197	0.02222	14.820	35.567	56
3	148.308	0.02222	14.820	65	56
4	213.503	0.02075	14.820	100	60
5	146.375	0.02075	14.820	55.900	60
6	146.375	0.02075	0.871	43.322	60
7	2682.915	0.00150	14.820	95	0
8	127.139	0.00150	14.820	52.855	0
9	127.139	0.00150	0.871	5	0
10	2509.931	0.00147	0.871	5	0
11	19.228	0.000036	0.871	5	0

และสามารถสรุปพลังงานอุปกรณ์ต่างๆ ของระบบได้ตามตารางที่ 4 ซึ่งทำการออกแบบขนาดของอุปกรณ์ต่างๆได้ต่อไป

ตารางที่ 4 พลังงานของอุปกรณ์ต่างๆของระบบ

Description	Symbol	kW
Capacity	$\dot{Q}_c$	3.516
Pump minimum work input	w	0.195
Absorber heat	$\dot{Q}_a$	4.768
Generator heat	$\dot{Q}_g$	4.919
Condenser heat	$\dot{Q}_c$	3.833
Coefficient of performance	COP	0.715

3.2. การออกแบบขนาดของอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [1]

ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดไหลทางเดียว (Single Pass) ระหว่างสารละลายที่ร้อนกับสารละลายที่เย็นค่าความแตกต่างของอุณหภูมิ (ΔT) นี้จะไม่คงที่ ดังนั้นในการวิเคราะห์จึงต้องใช้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก (ΔT_m) ระหว่างสารละลายที่ร้อนและสารละลายที่เย็น ส่วนอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน (Q) ระหว่างของไหลสามารถคำนวณได้จาก

$$Q = AU\Delta T_m \quad (1)$$

และ ΔT_m

$$\Delta T_m = F\Delta T_{ln} = F \left(\frac{\Delta T_0 - \Delta T_L}{\ln(\Delta T_0 / \Delta T_L)} \right) \quad (2)$$

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม (U) ของผิวท่อด้านนอกสามารถหาได้จากสมการ

$$U = \frac{1}{(D_o/D_i)(1/h_i) + (D_o/D_i)F_i + [1/(2k)]D_o \ln(D_o/D_i) + F_o + 1/h_o} \quad (3)$$

3.2.1. การออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคอนเดนเซอร์ [1]

ค่า U สามารถใช้ได้จากสมการที่ (3) สำหรับสมการนี้ค่าปัจจัยที่เปราะเปื้อน (fouling factors or F_i, F_o) ของผิวด้านในและด้านนอกของท่อตามลำดับสามารถใช้ค่า $0.09 \text{ m}^2 \text{ K/kW}$ ส่วนค่าการนำความร้อนของทองแดง (thermal conductivity of copper (K_{copper})) หาได้จากสมการที่ (5) และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (heat transfer coefficients), h_i, h_o สำหรับการไหลแบบราบเรียบของท่อด้านในและด้านนอกสามารถหาได้จากสมการนี้

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} \quad (4)$$

สมการที่ใช้หาค่าการนำความร้อนของทองแดง (K_{copper})

$$K_{copper} = 4.583333E - 09T^4 - 2.916667E - 06T^3 + 6.541667E - 04T^2 - 0.1108333T + 386 \quad (5)$$

โดยที่ T = Temperature ($^{\circ}\text{C}$)

เมื่อทราบค่าข้างต้นก็สามารถนำมาหาขนาดความยาวท่อที่จะใช้โดยการนำค่าต่างๆ มาแทนในสมการที่ (2) และ (1) ตามลำดับ

3.2.2. การออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารละลายลิเทียมโบรไมด์และน้ำ [1]

ค่า U สามารถใช้ได้จากสมการที่ (3) สำหรับสมการนี้ ปัจจัยที่เปราะเปื้อน (fouling factors or F_i, F_o) ของผิวด้านในและด้านนอกของท่อตามลำดับสามารถใช้ค่า $0.09 \text{ m}^2 \text{ K/kW}$ ส่วนค่าการนำความร้อนของทองแดง (thermal conductivity of copper (K_{copper})) หาได้จากสมการที่ (5) และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (heat transfer coefficients - U), h_i, h_o สำหรับการไหลด้านในและด้านนอก

การหาค่าคุณสมบัติของสาร LiBr [1] และค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ (Re) จะแบ่งออกเป็นกรณีการไหลด้านในและสำหรับการไหลด้านนอก ดังนั้นเราสามารถหาค่าสมการดังนี้

$$\text{สำหรับการไหลด้านใน } Re = 4m / \pi D \mu$$

สำหรับการไหลราบเรียบคือค่านัสเซลต์นัมเบอร์ (Nu)

$$Nu = h_i D_i / K = 3.66 \quad (6)$$

สำหรับการไหลด้านนอก

$$Re_{D_H} = \frac{\rho U D_H}{\mu} = \frac{m D_H}{A \mu}; Nu = h_o D_o / K = 3.66$$

โดยที่ μ = Dynamic viscosity (Pa.s)

ν = Kinematic viscosity (m^2/s)

ρ = Density (kg/m^3)

D_H = Hydraulic diameter (m)

สามารถหาค่า h_i, h_o ได้ แทนค่าต่างๆ ลงในสมการที่ (3) เพื่อหาค่า U ขึ้นอยู่กับพื้นที่ผิวด้านนอกของการการประเมน และค่าความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก (ΔT_{LMTD}) หาได้จากสมการที่ (2) และขนาดความยาวของท่อสามารถหาได้จากสมการที่ (1)

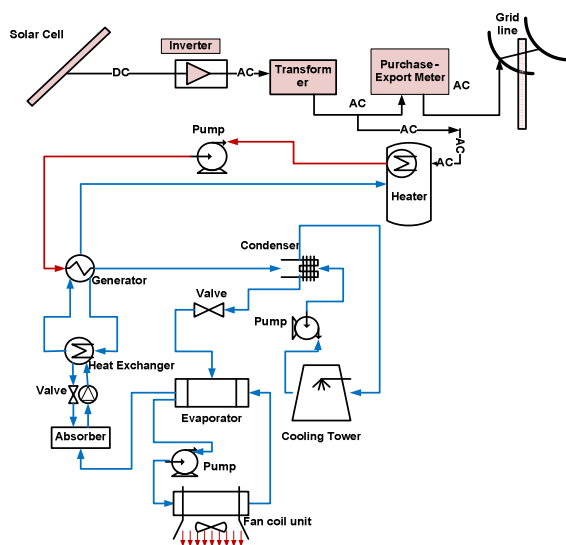
3.2.3. การออกแบบอุปกรณ์ต่างๆของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ในการออกแบบอุปกรณ์ต่างๆของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะอาศัยหลักการเดียวกันกับการออกแบบคอนเดนเซอร์ โดยค่า U จะได้จากสมการที่ (18), ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกและขนาดของท่อสามารถหาจากสมการที่ (2) และ (1) ตามลำดับ

3.3. การวิเคราะห์แผงรับแสงอาทิตย์

3.3.1. พลังงานแสงอาทิตย์ที่ขับเคลื่อนด้วยไฟฟ้า (Solar cell) [4]

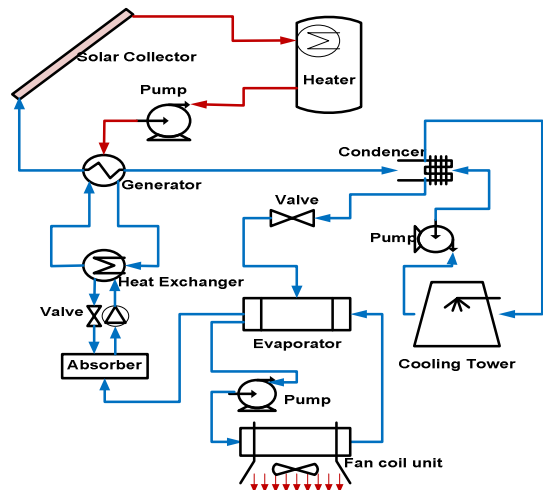
จากการคำนวณข้างต้นทำให้ทราบค่าความร้อนที่ต้องป้อนให้กับเอนเนอเรียเตอร์มีค่าเท่ากับ 4.919 kW เนื่องจากโซลาร์เซลล์จะผลิตไฟฟ้ากระแสตรง แต่เครื่องปรับอากาศที่เราใช้อยู่เป็นกระแสสลับ ดังนั้นควรจะต้องมีอินเวอร์เตอร์เป็นอุปกรณ์แปลงกระแสไฟฟ้าตรงให้เป็นกระแสสลับ ในการแปลงดังกล่าวจะมีค่าสูญเสีย 10% เกิดขึ้นเสมอ โดยทั่วไปประสิทธิภาพของอินเวอร์เตอร์จะอยู่ที่ประมาณ 90% ดังนั้นอินเวอร์เตอร์ที่ใช้ต้องมีขนาดไม่ต่ำกว่า 5.465 kW ขนาดของแผงรับแสงอาทิตย์จะมีขนาดเท่ากับ 6.012 kW พร้อมทั้งเพิ่มระบบความร้อนเสริม 0.331 kW โดยรวมทั้งระบบค่าประมาณ 6.343 kW ตามรูปที่ 4 จากความร่วมมือบริษัท ชาร์ป ไทย จำกัด ได้ผลิตแผงรับแสงอาทิตย์รุ่น NA-F121GK เราต้องใช้แผงโซลาร์เซลล์ทั้งหมด 53 แผงเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้าที่ได้จากแผงรับแสงอาทิตย์ป้อนให้กับเอนเนอเรียเตอร์ต่อไป



รูปที่ 4 ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมโดยใช้โซลาร์เซลล์

3.3.2. พลังงานแสงอาทิตย์ที่ขับเคลื่อนด้วยความร้อน (Solar Collector) [4]

จากข้อมูลที่ได้พบว่าค่าพลังงานความร้อนที่ต้องป้อนให้กับอุปกรณ์เอนเนอเรียเตอร์มีค่าประมาณ 4.919 kW พร้อมทั้งเพิ่มระบบความร้อนเสริม 0.331 kW โดยรวมทั้งระบบค่าประมาณ 5.250 kW ดังนั้นหาขนาดของแผงรับแสงอาทิตย์แบบหลอดสุญญากาศที่เหมาะสมกับระบบได้ โดยอาศัยสมการที่ (7)



รูปที่ 5 ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมโดยใช้โซลาร์คอลเลกเตอร์

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_{f,i} - T_o)] \quad (7)$$

โดยที่ Q_u = ปริมาณความร้อนจริงที่ได้จากแผงรับแสงอาทิตย์ (W)

A_c = พื้นที่ของแผงรับแสงอาทิตย์ (m^2)

F_R = Collector Heat Removal Factor

S = ค่าพลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบแผงรับแสงอาทิตย์ (W/m^2)

U_L = ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนของแผงรับแสงอาทิตย์ ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

$T_{f,i}$ = อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าแผงรับแสงอาทิตย์ ($^\circ C$)

T_o = อุณหภูมิของบรรยากาศ ($^\circ C$)

ค่าตัวแปรที่เกี่ยวข้องในสมการ (7) ได้แก่ S คือ ค่าความเข้มของแสงอาทิตย์, ค่า U_L มีค่าเท่ากับ $5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ และ F_R มีค่าเท่ากับ 0.8 สามารถนำค่าเหล่านี้มาคำนวณได้ดังนี้ กรณีค่าความเข้มของแสงอาทิตย์แสงอาทิตย์ของภาคเหนือช่วงสูงสุดปี พ.ศ. 2552 ที่ 798.80 W/m^2 ดังนั้นขนาดพื้นที่แผงรับแสงอาทิตย์ของภาคเหนือคือ

$$A = \frac{Q_u}{q_u} = \frac{5250}{339.04} = 15.48 \text{ m}^2$$

จากความร่วมมือบริษัท ราโวเทค จำกัด ได้ผลิตแผงรับแสงอาทิตย์รุ่น TRP-24 เราสามารถคำนวณแผงโซลาร์คอลเลคเตอร์ทั้งหมด 5 แผง จำนวน 120 หลอด เพื่อให้ความร้อนที่ได้จากแผงรับแสงอาทิตย์ป้อนให้กับเยนเนอเรเตอร์ต่อไป ตามรูปที่ 5

3.4. ประสิทธิภาพของระบบทำความร้อนป้อนเยนเนอเรเตอร์

3.4.1. ระบบโซลาร์เซลล์ [2]

ประสิทธิภาพของโซลาร์เซลล์ได้จากสมการ (8)

$$\eta_{sys} = \eta_M(T) \times \eta_B \times \eta_o \quad (8)$$

โดยที่ η_{sys} คือ ประสิทธิภาพโดยรวมของระบบ

η_M คือ ประสิทธิภาพของเซลล์แสงอาทิตย์ ณ ค่าอุณหภูมิทำงาน

η_B คือ ประสิทธิภาพของแบตเตอรี่

η_o คือ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ประกอบระบบ

ระบบนี้เลือกใช้เซลล์แสงอาทิตย์ชนิด Amorphous Silicon Solar Cell ซึ่งมีประสิทธิภาพประมาณ 8.5% จากการคำนวณจะได้

$$\eta_{sys} = 0.92 \times 0.085 = 7.82\%$$

ประสิทธิภาพของระบบโดยรวม [2] ได้จากสมการ (9)

$$\eta_{overall} = Q_e / Q_{source} \quad (9)$$

$$\eta_{overall} = 3.516 / 6.343 = 55.43\%$$

ดังนั้นประสิทธิภาพของระบบโดยรวมมีค่า 55.43%

3.4.2. ระบบโซลาร์คอลเลคเตอร์ [2]

ประสิทธิภาพของโซลาร์คอลเลคเตอร์ได้จากสมการ (10)

$$\eta_{sol} = \frac{Q_g}{I_p \times A_s} \quad (10)$$

โดยที่ Q_g คือ พลังงานที่ระบบต้องการ (kW)

I_p คือ พลังงานแสงอาทิตย์ (W/m^2)

A_s คือ พื้นที่รับพลังงานแสงอาทิตย์ (m^2)

จะได้ค่าประสิทธิภาพของแผงเท่ากับ 39.78%

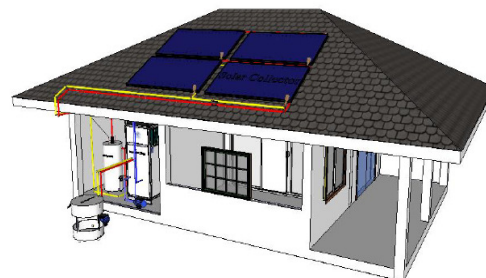
และจากสมการ (9)

$$\eta_{overall} = 3.516 / 5.250 = 66.97\%$$

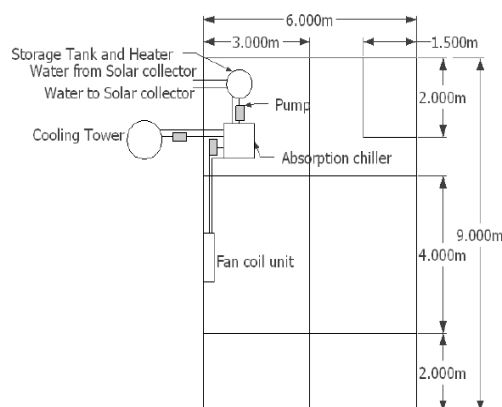
มีค่าประสิทธิภาพของโซลาร์คอลเลคเตอร์โดยรวมเท่ากับ 66.97%

3.5. รูปแบบการใช้งานและการออกแบบระบบท่อ

ระบบจะนำไปใช้ในบ้านจำลองดังรูปที่ 6 และมีการติดตั้งอุปกรณ์ดังรูปที่ 7 เพราะฉะนั้นจะทำให้สามารถประเมินทางด้านเศรษฐศาสตร์ได้ตามลำดับ



รูปที่ 6 ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ใช้พลังงานแสงอาทิตย์โดยจำลองติดตั้งภายในบ้าน



รูปที่ 7 แผนผังการวางระบบเครื่องทำความเย็นแบบดูดซึมและการเดินระบบท่อน้ำภายในบ้าน

ตารางที่ 5 สรุปผลการออกแบบของอุปกรณ์ต่างๆ และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 3.516 kW

Heat exchanger	Cooling/heating water temperature, (°C)		Overall heat transfer coefficient, U (kW/m ² K)	
	Entering	Leaving	Theoretically estimated	A (m ²)
Generator	92	88	4.580	0.75
Condenser	27	28.5	3.008	0.13
Evaporator	13	11	1.806	0.42
Absorber	30	31	3.145	0.20
Solution heat exchanger	-	-	0.0056	1.28
Cooling tower				2.83 Ton
Storage Tank	70	125	7 hr	600 Lit
System	η_{sol}	$\eta_{overall}$		
Solar cell	7.82%	55.43%	6.343 kW	53 Modules
Solar collector	39.78%	66.97%	5.250 kW	120 Tubes

4. ผลการวิเคราะห์และการออกแบบ

การตรวจสอบความถูกต้องของขั้นตอนทางทฤษฎีนั้น สามารถอธิบายข้างต้นสำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ พร้อมทั้งออกแบบการเครื่องทำความเย็นแบบดูดซึมขนาด 3.516 kW โดยใช้เงื่อนไขค่าต่างๆ ตามตารางที่ 4 และสรุปผลการวิเคราะห์และออกแบบตามแสดงดังตารางที่ 5

4.1 การประเมินผลทางด้านเศรษฐศาสตร์

การประมาณราคาตามความเหมาะสมจากผู้ผลิตและที่มีขายตามท้องตลาด สามารถสรุปราคาดังในตารางที่ 6 เพื่อประเมินผลทางด้านเศรษฐศาสตร์ต่อไป ตารางที่ 6 แสดงประมาณราคาอุปกรณ์และการติดตั้ง

Description	Solar Cell System (Baht)	Solar Collector System (Baht)
Solar	358,810	96,000
Grid connected inverter	217,464	-
Absorption refrigeration / Vapor system	340,000	340,000
Storage Tank	-	20,000
Cooling tower	40,000	40,000
Fan coil unit	7,000	7,000
Backup system	8,600	8,600
Pump 2 unit	10,000	10,000
Installation	142,500	15,000
Other installation	10,000	10,000
Total	1,134,374	546,600
Vat 7%	79,406	38,262
Total price	1,213,780	584,862

4.1.1. อัตราผลตอบแทนภายในของโครงการ [5] (Internal Cost Ratio of Return: IRR) หาได้จาก

$$IRR = \sum_{t=0}^n \frac{B_t}{(1+i)^t} - \sum_{t=0}^n \frac{C_t}{(1+i)^t} = 0 \quad (11)$$

โดยที่ IRR คือ อัตราผลตอบแทนภายในจากการลงทุน
 B_t คือ มูลค่าของผลตอบแทนในปีที่ t
 C_t คือ มูลค่าของต้นทุนในปีที่ t
 t คือ ปีของโครงการ คือ ปีที่ 0, 1, 2, 3, ..., n โดย n คือ อายุของโครงการ

4.1.2. ระยะเวลาคืนทุน (Payback Period) [5]

$$\text{ระยะเวลาคืนทุน} = \frac{\text{ค่าใช้จ่ายในการลงทุน}}{\text{ผลตอบแทนสุทธิเฉลี่ยต่อปี}} \quad (12)$$

การประเมินผลทางด้านเศรษฐศาสตร์ต้องมีเงื่อนไขสมมติฐานและตัวแปรที่ใช้ในการประเมินมีดังนี้

1. ราคาลงทุนเริ่มต้นของระบบทั้งหมด (ตารางที่ 6)
2. ค่าบำรุงรักษา 0.1% ของระบบทั้งหมด
3. ค่าขายซาก 5% ของระบบทั้งหมด
4. จำนวนวันที่ระบบทำงาน 260 วันต่อปี
5. อัตราดอกเบี้ยของธนาคาร [7] เท่ากับ 7.375%
6. ค่าไฟฟ้าที่ใช้ 3.9 บาทต่อหน่วย
7. รายได้ที่ลดจากการไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ 12,000 บาทต่อปี
8. รายได้การขายไฟฟ้าให้กับการไฟฟ้า 9.5 บาทต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง [3]
9. อายุการใช้งาน 15 ปี
10. ขนาดกำลังวัตต์เฉลี่ย 3.5 กิโลวัตต์
11. เวลาการทำงาน 7 ชั่วโมงต่อวัน

4.2. ราคาต่อหน่วยความเย็น

จากสมมติฐานข้างต้น สามารถคำนวณราคาต่อหน่วยความเย็นได้จาก

$$= \frac{\text{ผลรวมค่าใช้จ่ายในการลงทุน}}{\text{ผลรวมความเย็นต่อปีที่ผลิตได้}} \quad (13)$$

เมื่อนำเงื่อนไขสมมติฐานต่างๆ จะได้ผลลัพธ์ตามตารางที่ 7

ตารางที่ 7 ผลลัพธ์ทางด้านเศรษฐศาสตร์

System	NPV (Baht)	IRR (%)	Pay back (Year)	Price/Cooling (Baht/kW h _{cooling})
Solar cell	-619,336	-8	18.82	27.32
Solar collector	-522,876	-20	101.50	10.16

จากตารางที่ 7 ผลลัพธ์ทางด้านเศรษฐศาสตร์พบว่าระบบโซลาร์เซลล์และระบบโซลาร์คอลเลคเตอร์จะมีค่าอัตราผลตอบแทนภายในของโครงการเท่ากับ -8% และ -20% และราคาต่อหน่วยพลังงานความเย็นที่ผลิตได้เท่ากับ 27.32 บาท/kWh_{cooling} และ 10.16 บาท/kWh_{cooling}

5. สรุปผลการศึกษา

จากผลการศึกษาพบว่า ค่าสมรรถนะทางความร้อนของทั้งสองระบบมีค่าแตกต่างกัน โดยระบบโซลาร์คอลเลคเตอร์จะมีค่าประสิทธิภาพโดยรวมสูงกว่า แต่ระบบโซลาร์เซลล์นั้น มีความคุ้มค่าต่อการลงทุนมากกว่า หากได้รับการสนับสนุนการขอรับส่วนเพิ่มราคารับซื้อไฟฟ้า และพบว่าต้นทุนของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ใช้โซลาร์เซลล์มีค่าสูงกว่าโซลาร์คอลเลคเตอร์ โซลาร์เซลล์นั้นต้องใช้ต้นทุนที่สูง เพื่อผลตอบแทนในระยะยาว จึงเหมาะสมกับการลงทุนในภาคอุตสาหกรรมมากกว่าในครัวเรือน อย่างไรก็ตามระบบทำความเย็นแบบดูดซึมทั้งสองระบบนั้น จะอนุรักษ์พลังงานและใช้พลังงานแสงอาทิตย์ทดแทน รวมทั้งแสวงหาโอกาสต่อยอดและเพิ่มคุณค่าจากการดำเนินธุรกิจในสภาวะการที่บีบคั้นด้วยต้นทุนราคาพลังงาน

6. เอกสารอ้างอิง

6.1. บทความจากวารสาร (Journal)

[1] G.A. Florides, "Design and construction of LiBr-Water absorption machine", Journal of Energy Conversion and Management, 2002, Vol.44, pp.2483-2508

6.2. รายงาน

[2] กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงานและวิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยนเรศวร (2552), โครงการศึกษาศักยภาพการผลิตและการใช้ระบบทำความเย็นด้วยพลังงานความร้อนแสงอาทิตย์.

[3] การไฟฟ้าส่วนภูมิภาค (2554), ขั้นตอนและแนวทางการปฏิบัติในการดำเนินการรับซื้อไฟฟ้าจากผู้ผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กมากที่มีขนาดไม่เกิน 1 MW.

6.3. หนังสือ

[4] มานิจ ทองประเสริฐ และ สมศรี จรุงเรือง (2524). พลังงานแสงอาทิตย์ ทฤษฎีและการใช้ประโยชน์ทางความร้อน.

[5] วันชัย ธิวัชรนิช และ ชุ่ม พลอยมีค่า (2554). เศรษฐศาสตร์วิศวกรรม, กรุงเทพฯ: ศูนย์หนังสือแห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

6.4. เว็บไซต์

[6] กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน, ข้อมูลศักยภาพพลังงานแสงอาทิตย์ของประเทศไทย

<http://www.energy.go.th/?q=th/Statistics>, แหล่งที่มาเข้าดูเมื่อวันที่ 11/06/2554.

[7] ธนาคารกรุงเทพ, อัตราดอกเบี้ยเงินกู้, แหล่งที่มา <http://www.bangkokbank.com/Bangkok%20Bank/Web%20Services/Rates/Pages/Loan%20Interest%20Rates.aspx>, เข้าดูเมื่อวันที่ 02/04/2555.