



รายงานโครงการวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ การวิเคราะห์ทางเทคนิคและเศรษฐศาสตร์สำหรับระบบทำความเย็น
โดยใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ในประเทศไทย

โดย

นางสาววิมลศิริ ปรีดาสวัสดิ์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

๑๕ กันยายน ๒๕๕๔

สัญญาเลขที่ MRG5280202

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ การวิเคราะห์ทางเทคนิคและเศรษฐศาสตร์สำหรับระบบทำความเย็น
โดยใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ในประเทศไทย

นางสาววิมลศิริ ปรีดาสวัสดิ์
สังกัด มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

สนับสนุนโดยสำนักงานคณะกรรมการการอุดมศึกษา
และสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย

(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย สกอ. และ สกว. ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบพระคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย และสำนักงานคณะกรรมการการอุดมศึกษา ที่ให้การสนับสนุนงานวิจัยนี้ ผ่านทุนพัฒนาศักยภาพในการทำงานวิจัยของอาจารย์รุ่นใหม่ ปี ๒๕๕๒

วิมลศิริ ปรีดาสวัสดิ์

กันยายน ๒๕๕๔

Abstract

Project Code: MRG5280202

Project Title: Techno-Economics Analysis of Solar-Driven Refrigeration Systems in Thailand

Investigator: Ms. Wimolsiri Pridasawas, King Mongkut's University of Technology Thonburi

Project Period: 16th March 2009 – 15th September 2011

This work aims to study the feasibility of solar thermal-driven air-conditioning systems in Thailand. A transient analysis was used for determining the characteristics and effectiveness of the solar cooling system by using Transient System Simulation 17 and Engineering Equation Solver softwares. The 10-year weather data of Bangkok, Chiang Mai, Ubon Ratchathani, Nakhon Ratchasima and Songkhla were used for the simulation. The results showed that almost all cooling systems can meet the demand of air-conditioning application except the solid desiccant system. The temperature of the cooled space of solid desiccant system cannot be kept below 27°C as designed due to the limited capability of the desiccant material and high humidity ratio. The System Thermal Ratios (STR) of the selected provinces are similar. The larger system performs a little bit better than the smaller systems. The average STR of the absorption, adsorption, chemical reaction, liquid desiccant, ejector and duplex-rankine systems are 0.66, 0.48, 0.24, 0.70, 0.34 and 0.58 respectively. A large absorption cooling system with evacuated tube solar collector (ETC) has the lowest operating cost, accounted for 2.87 Baht/kWh_{th,cooling load} (at the ETC price of 15,000 Baht/m² and electricity price of 3.50 Baht/kWh_e). The ETC price is, however, decreasing due to the continuous development. If the ETC price is down to 4,800 Baht/m², the operating cost for this system will be 1.35 Baht/kWh_{th,cooling load}. Furthermore, if the government subsidises 0.92 Baht/kWh_{th,cooling load} (equivalent to the subsidise of the electricity at 7.23 Baht/kWh_e), this system will reach the break even point.

Waste heat from industries can also be applied for solar cooling application. And this should be further investigated in order to decrease the electricity consumption together with the environmental impact regarding to the electricity production.

Keywords: Solar Cooling; Techno-Economics Analysis

บทคัดย่อ

รหัสโครงการ: MRG5280202

ชื่อโครงการ: การวิเคราะห์ทางเทคนิคและเศรษฐศาสตร์สำหรับระบบทำความเย็นโดยใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ในประเทศไทย

ชื่อนักวิจัย: นางสาววิมลศิริ ปรีดาสวัสดิ์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

ระยะเวลาโครงการ: 16 มีนาคม 2552 ถึงวันที่ 15 กันยายน 2554

งานวิจัยนี้มุ่งศึกษาศักยภาพในการประยุกต์ใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ในการขับเคลื่อนระบบทำความเย็นในประเทศไทย ในการศึกษาครั้งนี้ใช้การสร้างแบบจำลอง และดำเนินการจำลองแบบ Transient บนโปรแกรม Transient System Simulation 17 และแบบจำลองแบบสถานะคงตัวบนโปรแกรม Engineering Equation Solver โดยใช้ข้อมูลสภาพอากาศเฉลี่ย 10 ปี ของกรุงเทพมหานคร เชียงใหม่ นครราชสีมา อุบลราชธานี และ สงขลา จากผลการจำลองพบว่าค่าเฉลี่ยของสมรรถภาพของระบบทั้งห้าจังหวัดแตกต่างกันไม่มากนัก ระบบขนาดใหญ่มีค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานต่ำกว่าระบบขนาดเล็ก ระบบทำความเย็นเกือบทุกชนิดสามารถทำงานได้ แต่มีประสิทธิภาพไม่สูงนัก อย่างไรก็ตามระบบทำความเย็นประเภท Solid Desiccant ไม่สามารถทำให้ภาระทางความเย็น มีอุณหภูมิต่ำกว่า 27°C ตลอดทั้งปีได้ เนื่องจากข้อจำกัดของสารดูดความชื้น และความชื้นในอากาศที่สูง ผลการจำลองพบว่าระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานแสงอาทิตย์แบบ Absorption, Adsorption, Chemical Reaction, Liquid Desiccant, Ejector และ Duplex-Rankine มีอัตราส่วนภาระทางความเย็นต่อความร้อนทั้งหมดที่ป้อนเข้าระบบ (STR) ที่ 0.66, 0.48, 0.24, 0.70, 0.34 และ 0.58 ตามลำดับ สำหรับการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์นั้นพิจารณาที่ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน พบว่าระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ภาระทางความเย็นขนาดใหญ่ และใช้ Evacuated Tube Solar Collector (ETC) ราคา $15,000 \text{ บาท/m}^2$ และค่าไฟฟ้า 3.50 บาท/kWh มีค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานต่ำสุดที่ $2.87 \text{ บาท/kWh}_{\text{th,cooling load}}$ หากราคา ETC solar collector ลดลงมาในระดับ $4,800 \text{ บาท/m}^2$ จะมีค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน $1.35 \text{ บาท/kWh}_{\text{th,cooling load}}$ และหากรัฐอุดหนุนที่ $0.92 \text{ บาท/kWh}_{\text{th,cooling load}}$ ซึ่งเทียบเท่ากับการอุดหนุนค่าไฟฟ้าที่ 7.23 บาท/kWh ระบบนี้ก็จะคุ้มทุนในการดำเนินงาน

ระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนขับเคลื่อนนี้มีศักยภาพสูงที่จะใช้ความร้อนจากทั้งจากอุตสาหกรรม เป็นแหล่งพลังงาน ซึ่งต้องการพัฒนา และวิจัยอย่างต่อเนื่อง เพื่อให้ระบบทำงานอย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้น และสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของประเทศ รวมทั้งผลกระทบทางสิ่งแวดล้อมอันเนื่องมาจากการผลิตพลังงานไฟฟ้าลงได้

คำหลัก: ระบบทำความเย็นที่ใช้ความร้อนจากแสงอาทิตย์; การวิเคราะห์ทางเทคนิค-เศรษฐศาสตร์

Output จากโครงการวิจัยที่ได้รับทุนจาก สกอ. และ สกว.

1. ผลงานตีพิมพ์ในวารสารวิชาการนานาชาติ

- (อยู่ในระหว่างการดำเนินการ)

2. การนำเสนอผลงานวิจัยไปใช้ประโยชน์

- เชิงนโยบาย: งานวิจัยนี้สามารถนำไปประยุกต์ใช้เป็นข้อมูลสำหรับการตัดสินใจในการกำหนดนโยบายส่งเสริมการใช้พลังงานทดแทน ด้านการทำความเย็นและปรับอากาศในประเทศไทยได้ โดยในรายงานมีการวิเคราะห์เชิงเทคนิค ถึงสมรรถภาพของระบบต่างๆ รวมทั้งประมาณการค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้น พร้อมประมาณการเงินอุดหนุน เพื่อผลักดันให้เกิดการใช้เทคโนโลยีนี้ในประเทศไทย
- เชิงวิชาการ: มีการพัฒนาการเรียนการสอนผ่านงานวิจัยนี้ โดยเปิดวิชาเลือก CHE 544 Heat Driven Cooling Technology เพื่อเป็นการเผยแพร่ความรู้เทคโนโลยีการทำความเย็นโดยใช้ความร้อนเป็นแหล่งพลังงานหลัก ผ่านการเรียนรู้ในห้องเรียน

3. อื่นๆ

- (อยู่ในระหว่างการดำเนินการ เขียนบทความเสนอในที่ประชุมวิชาการ)

สารบัญ

สารบัญ	7
สารบัญรูป	9
สารบัญตาราง	12
อักษรย่อ	14
1. บทนำ	18
วัตถุประสงค์ของโครงการ	20
ขอบเขตของการวิจัย	20
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	21
2. ทฤษฎี และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	22
งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง (Literature Review)	23
3. ระเบียบวิธีการวิจัย และสมมุติฐาน	38
3.1 แบบจำลองระบบเปลี่ยนรังสีแสงอาทิตย์เป็นพลังงานความร้อน	39
3.2 แบบจำลองภาระทางความเย็น	43
3.3 แบบจำลองระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์เป็นตัวขับเคลื่อนระบบ ..	46
3.4 การวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์	49
4. ผลการวิจัย และวิเคราะห์	51
4.1 ระบบย่อย Solar Collector และ ภาระทางความเย็น	51
ระบบทำความเย็น	54
ระบบทำความเย็นแบบ Absorption	54
ระบบทำความเย็นแบบ Adsorption	56
ระบบทำความเย็นแบบ Chemical Reaction	58
ระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant Cooling	60
ระบบทำความเย็นแบบ Liquid Desiccant Cooling	60
ระบบทำความเย็นแบบ Ejector	62
ระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine	63

4.2 ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบใช้ความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์.....	66
ระบบทำความเย็นแบบ Absorption	67
ระบบทำความเย็นแบบ Adsorption	70
ระบบทำความเย็นแบบ Chemical Reaction.....	72
ระบบทำความเย็นแบบ Liquid Desiccant Cooling	74
ระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant Cooling.....	77
ระบบทำความเย็นแบบ Ejector	79
ระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine.....	81
ผลการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์.....	84
5. สรุป.....	98
เอกสารอ้างอิง.....	100
ภาคผนวก.....	104
ก. ตัวอย่าง TRNSYS Code ของระบบ Solar-Driven Absorption Refrigeration Cycle	105
ข. ตัวอย่าง EES Code สำหรับระบบ Absorption Refrigeration Cycle.....	122

สารบัญรูป

รูปที่ 2-1	ความเป็นไปได้ในการเลือกระบบทำความเย็นแบบใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ที่สามารถรองรับภาระทางความเย็นในระดับอุณหภูมิต่างๆ	22
รูปที่ 2-2	ระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ใช้ความร้อนจากแสงอาทิตย์เป็นแหล่งพลังงานหลัก	27
รูปที่ 2-3	แผนภาพ ความดัน-อุณหภูมิ-ความเข้มข้น ของสารละลายในระบบ Absorption (ตัวเลขในรูปอ้างอิงบริเวณที่สารไหลผ่านอุปกรณ์ต่างๆ แสดงดังรูปที่ 2-2).....	28
รูปที่ 2-4	ระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์แบบ Adsorption อย่างง่ายที่ทำงานแบบไม่ต่อเนื่อง-ซ้ำ (Hu, 1996) และทำงานแบบต่อเนื่อง-ขวา	29
รูปที่ 2-5	ระบบทำความเย็นแบบ Sorption ที่มีปฏิกิริยาเคมีร่วมด้วย (Erhard, Spindler et al. 1998)	31
รูปที่ 2-6	ระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant Cooling ซึ่งทำงานร่วมกับระบบระบายอากาศ ...	32
รูปที่ 2-7	ระบบทำความเย็นแบบ Liquid Desiccant Cooling ที่ใช้ความร้อนจากแสงอาทิตย์	33
รูปที่ 2-8	ระบบทำความเย็นแบบ Ejector ที่ใช้ความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์.....	35
รูปที่ 2-9	ระบบทำความเย็นแบบ Solar-Driven Duplex-Rankine Cycle	36
รูปที่ 3-1	ระบบย่อยรับความร้อนจากรังสีดวงอาทิตย์.....	39
รูปที่ 3-2	ถังเก็บน้ำร้อน	42
รูปที่ 3-3	ความร้อนที่ผ่านเข้า-ออก อาคารที่ใช้เป็นแบบจำลอง.....	45
รูปที่ 3-4	ส่วนประกอบหลักของระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ขับเคลื่อนระบบ	47
รูปที่ 3-5	การวิเคราะห์ระบบทำความเย็นที่เหมาะสมกับแหล่งความร้อนและภาระทางความเย็นต่างๆ	49
รูปที่ 4-1	ค่าเฉลี่ยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบบนแนวราบพื้นที่ 1m^2 ในรอบวัน และภาระทางความเย็นของแต่ละเดือน ของภาระทางความเย็นขนาดเล็ก (< 5 kW).....	52
รูปที่ 4-2	ค่าเฉลี่ยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบบนแนวราบพื้นที่ 1m^2 ในรอบวัน และภาระทางความเย็นของแต่ละเดือน ของภาระทางความเย็นขนาดกลาง (5-50 kW).....	52
รูปที่ 4-3	ค่าเฉลี่ยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบบนแนวราบพื้นที่ 1m^2 ในรอบวัน และภาระทางความเย็นของแต่ละเดือน ของภาระทางความเย็นขนาดใหญ่ (>50 kW).....	53
รูปที่ 4-4	ภาระทางความเย็นขนาดเล็กในรอบปี	53

รูปที่ 4-5	ภาระทางความเย็นขนาดกลางในรอบปี	53
รูปที่ 4-6	ภาระทางความเย็นขนาดใหญ่ในรอบปี	53
รูปที่ 4-7	การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Evaporator กับค่าความเข้มข้นของสารละลาย LiBr.....	54
รูปที่ 4-8	การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Evaporator กับค่าCOP	54
รูปที่ 4-9	ผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Absorberกับค่าความเข้มข้นของสารละลาย LiBr	55
รูปที่ 4-10	การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Absorber กับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)	55
รูปที่ 4-11	การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Generatorกับค่าความเข้มข้นของสารละลาย LiBr	55
รูปที่ 4-12	การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Generator กับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)	55
รูปที่ 4-13	การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Condenserกับค่าความเข้มข้นของสารละลาย LiBr.....	56
รูปที่ 4-14	การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Condenser กับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)	56
รูปที่ 4-15	สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบ Adsorption ที่น้ำหล่อเย็นสำหรับระบายความร้อนมี อุณหภูมิ 25°C.....	57
รูปที่ 4-16	สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบ Adsorption ที่น้ำหล่อเย็นสำหรับระบายความร้อนมี อุณหภูมิ 30 °C	57
รูปที่ 4-17	สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบ Adsorption ที่น้ำหล่อเย็นสำหรับระบายความร้อนมี อุณหภูมิ 35 °C	58
รูปที่ 4-18	COP ของระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียวแบบChemical Reaction ที่ใช้ $\text{BaCl}_2\text{-NH}_3$ เป็นคู่สารทำความเย็น ตามการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ Evaporator	59
รูปที่ 4-19	COP ของระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียวแบบChemical Reaction ที่ใช้ $\text{BaCl}_2\text{-NH}_3$ เป็นคู่สารทำความเย็น ตามการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ Condenser	59
รูปที่ 4-20	COP ของระบบ Liquid Desiccant Cooling โดย Xie (Xie, Jiang et al. 2008).....	61
รูปที่ 4-21	ความชื้นของอากาศที่ป้อนเข้าอาคารของระบบ Liquid Desiccant Cooling โดย Xie (Xie, Jiang et al. 2008)	61
รูปที่ 4-22	อุณหภูมิของอากาศที่ป้อนเข้าอาคารของระบบ Liquid Desiccant Cooling โดย Xie (Xie, Jiang et al. 2008)	62
รูปที่ 4-23	COP ของระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่อุณหภูมิ Evaporator 15 °C	63
รูปที่ 4-24	COP ของระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่อุณหภูมิ Condenser 30°C	63

รูปที่ 4-25 COP ของระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่อุณหภูมิ Evaporator 15 °C และอุณหภูมิ Generator และ Condenser ต่างๆ	63
รูปที่ 4-26 งานกลที่ผลิตได้จากระบบ Rankine Power Cycle ที่ใช้ในการจำลอง สำหรับภาระทางความเย็นขนาดเล็ก	64
รูปที่ 4-27 งานกลที่ผลิตได้จากระบบ Rankine Power Cycle ที่ใช้ในการจำลอง สำหรับภาระทางความเย็นขนาดกลาง	64
รูปที่ 4-28 งานกลที่ผลิตได้จากระบบ Rankine Power Cycle ที่ใช้ในการจำลอง สำหรับภาระทางความเย็นขนาดใหญ่	65
รูปที่ 4-29 COP ของระบบ Reverse Rankine Cycle ที่ใช้ R134a เป็นสารทำงาน	65
รูปที่ 4-30 ตัวอย่างการหาพื้นที่ Solar Collector และอัตราการไหลที่เหมาะสม	66
รูปที่ 4-31 ตัวอย่างการหาขนาด Storage Tank ที่เหมาะสม	67
รูปที่ 4-32 ค่าใช้จ่ายเฉลี่ยในการดำเนินงานระบบ	91
รูปที่ 4-33 ค่าใช้จ่ายเฉลี่ยในการดำเนินงานระบบ Absorption ขนาดใหญ่ที่ราคา ETC Solar Collector และค่าไฟฟ้าต่างๆ	93
รูปที่ 4-34 ประมาณการเงินอุดหนุนเพื่อให้คุ้มทุนกับการดำเนินงานระบบ Absorption ขนาดใหญ่ที่ราคา ETC Solar Collector และราคาไฟฟ้าต่างๆ	94
รูปที่ 4-35 ประมาณการเงินอุดหนุนระบบ Absorption ขนาดใหญ่ (ตามรูป 4-34) เมื่อคิดเทียบเท่ากับค่าไฟฟ้าที่ใช้ในระบบ Vapour Compression	94
รูปที่ 4-36 ค่าใช้จ่ายเฉลี่ยในการดำเนินงานระบบ Duplex-Rankine ขนาดใหญ่ ที่ราคา CPC Solar Collector และค่าไฟฟ้าต่างๆ	95
รูปที่ 4-37 ประมาณการเงินอุดหนุนเพื่อให้คุ้มทุนกับการดำเนินงานระบบ Duplex-Rankine ขนาดใหญ่ที่ราคา CPC Solar Collector และค่าไฟฟ้าต่างๆ	96
รูปที่ 4-38 เงินอุดหนุนระบบ Duplex-Rankine ขนาดใหญ่ (ตามรูป 4-37) เมื่อคิดเทียบเท่ากับค่าไฟฟ้าที่ใช้ในระบบ Vapour Compression	97

สารบัญตาราง

ตารางที่ 2-1 ข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Absorption	28
ตารางที่ 2-2 ข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Adsorption	30
ตารางที่ 2-3 ข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Sorption ที่มีปฏิกิริยาเคมีร่วมด้วย.....	31
ตารางที่ 2-4 ข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Desiccant Cooling	33
ตารางที่ 2-5 ข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Ejector	35
ตารางที่ 2-6 ข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine Cycle	37
ตารางที่ 3-1 ความสูง และรัศมี ของถังเก็บน้ำร้อนที่ทำให้พื้นที่ผิวต่ำที่สุด.....	42
ตารางที่ 3-2 คุณสมบัติ ขนาด และวัสดุของอาคารจำลองภาระทางความร้อนขนาดเล็ก	44
ตารางที่ 4-1 อุปกรณ์หลักที่ใช้ในการสร้างแบบจำลองระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant Cooling	60
ตารางที่ 4-2 ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ภาระทางความร้อนขนาดเล็ก และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube.....	68
ตารางที่ 4-4 ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ภาระทางความร้อนขนาดใหญ่ และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube.....	69
ตารางที่ 4-6 ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Adsorption ที่ภาระทางความร้อนขนาดกลาง และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube.....	70
ตารางที่ 4-8 ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Chemical Reaction ที่ภาระทางความร้อนขนาดเล็ก	72
ตารางที่ 4-10 ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Chemical Reaction ที่ภาระทางความร้อนขนาดใหญ่ และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube	73
ตารางที่ 4-12 ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Liquid Desiccant ที่ภาระทางความร้อนขนาดกลาง	75
ตารางที่ 4-14 ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant ที่ภาระทางความร้อนขนาดเล็ก และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube	77
ตารางที่ 4-16 ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant ที่ภาระทางความร้อนขนาดใหญ่ และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube	78
ตารางที่ 4-18 ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Ejector ที่ภาระทางความร้อนขนาดกลาง และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube.....	79

ตารางที่ 4-20 ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine ที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก และ Solar Collector แบบ Concentric Parabolic Collector.....	81
ตารางที่ 4-21 ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine ที่ภาระทางความเย็นขนาดกลาง และ Solar Collector แบบ Concentric Parabolic Collector.....	82
ตารางที่ 4-23 System Thermal Ratio, Coefficient of Performance และ Solar Fraction เฉลี่ย.....	83
ตารางที่ 4-25 ค่าใช้จ่ายการผลิตพลังงานเพื่อขับเคลื่อนระบบทำความเย็นขนาดเล็ก.....	85
ตารางที่ 4-26 ค่าใช้จ่ายการผลิตพลังงานเพื่อขับเคลื่อนระบบทำความเย็นขนาดกลาง	87
ตารางที่ 4-27 ค่าใช้จ่ายการผลิตพลังงานเพื่อขับเคลื่อนระบบทำความเย็นขนาดใหญ่	89
ตารางที่ 4-28 ค่าใช้จ่ายการผลิตพลังงานเพื่อขับเคลื่อนระบบทำความเย็นแบบต่างๆ	91

อักษรย่อ

A	พื้นที่ของ Solar Collector	$[m^2]$
a_0	Intercept Efficiency	
a_1	Negative of the First Order Efficiency Coefficient	$[kJ\ h^{-1}\ m^{-2}\ K^{-1}]$
a_2	Negative of the Second Order Efficiency Coefficient	$[kJ\ h^{-1}\ m^{-2}\ K^{-2}]$
ABS	Absorption Refrigeration Cycle	
ADS	Adsorption Refrigeration Cycle	
CHX	Chemical Refrigeration Cycle	
COP	สัมประสิทธิ์สมรรถนะ	[-]
$COP_{thermal}$	สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นที่ใช้ความร้อนเป็นแหล่งพลังงานหลัก	[-]
CPC	Concentric Paraolic Solar Collector	
C_{pc}	Specific Heat of Collector Fluid	$[kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}]$
EJC	Ejector Refrigeration Cycle	
ETC	Evacuated Tube Solar Collector	
FP	Flat Plate Solar Collector	
F_R	Overall Collector Heat Removal Efficiency Factor	[-]
Flow_sc	อัตราการไหลของน้ำที่ไหลผ่าน Solar Collector	$[kg\ h^{-1}]$
Flow_st	อัตราการไหลของน้ำที่ไหลระหว่าง Storage Tank และระบบทำความเย็น	$[kg\ h^{-1}]$
G	รังสีจากดวงอาทิตย์ที่ตกกระทบบต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ (Solar Flux)	$[W/m^2]$
I	Incident Solar Radiation per Unit Area	$[kJ\ h^{-1}\ m^{-2}]$
LDEC	Liquid Desiccant Refrigeration Cycle	

m_{sc}	Mass Flow Rate of the Solar Collector Fluid	[kg h ⁻¹]
m_{st}	Mass Flow Rate of the Heat Transfer Fluid ที่ไหลระหว่าง Storage Tank และระบบทำความเย็น	[kg h ⁻¹]
N_s	Number of Identical Collectors in Series	
$Q_{air\ coupling, i}$	Convective heat flow จากบริเวณหลังคาที่ติดกับ ห้องใต้หลังคา (Attic) ไปยังพื้นที่ใช้สอย	[kW]
Q_{aux}	Auxiliary Energy Consumption	[kWh]
Q_{conv}	Convective heat flow เข้ามายังพื้นที่ใช้สอย	[kW]
Q_e	ภาระทางความเย็น	[W]
Q_g	ความร้อนที่ขับเคลื่อนระบบทำความเย็น	[W]
Q_{gen}	Energy required for driving cooling cycle	[kWh]
$Q_{infiltration, i}$	Infiltration heat flow เข้ามายังพื้นที่ใช้สอย	[kW]
$Q_{internal\ gain}$	Internal heat gain ในพื้นที่ใช้สอย	[kW]
Q_{load}	ภาระทางความเย็น (Cooling Load)	[kWh]
$Q_{r, long, wall}$	Long wave radiation จากกำแพงเข้ามายังพื้นที่ใช้สอย	[kW]
$Q_{r, sol, wall}$	Solar radiation ที่ผ่านกำแพงเข้ามายังพื้นที่ใช้สอย	[kW]
$Q_{r, w}$	Radiative heat flow ผ่านผนังและกำแพง	[kW]
$Q_{r, wall, int}$	Internal radiation จากกำแพงเข้ามายังพื้นที่ใช้สอย	[kW]
Q_{sc}	Useful Energy Gain from Solar Collector	[kWh]
Q_u	Useful Energy Gain	[kJ h ⁻¹]
$Q_{ventilation, i}$	Convective heat flow ที่ผ่านเข้ามาในอาคารโดย air ventilation	[kW]
RANK	Duplex-Rankine Cycle	

SDEC	Solid Desiccant Refrigeration Cycle	
SF	Solar Fraction	[-]
STR	Solar Fraction	[-]
	อัตราส่วนระหว่างพลังงานแสงอาทิตย์ และพลังงานทั้งหมดที่ใช้ในการขับเคลื่อนระบบทำความเย็น	
T_a	Ambient Temperature	[°C]
T_{abs}	Absorber Temperature	[°C]
T_c	Condensing Temperature	[°C]
T_e	Evaporating Temperature	[°C]
T_g	Generating Temperature	[°C]
T_i	Inlet Temperature to the Solar Collector	[°C]
T_o	Outlet Temperature to the Solar Collector	[°C]
T_p	Stagnation Temperature of the Solar Collector	[°C]
ton_{ref}	Ton of Refrigeration	ton_{ref}
U	Overall Heat Transfer Coefficient	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
U_L	Overall Thermal Loss Coefficient of the Collector per Unit Area	$[\text{kJ h}^{-1} \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}]$
V_{st}	ปริมาตรของ Storage Tank	m^3
W_{comp}	Compressor Work	[kW]
η	Solar Collector Efficiency	[-]
$(\tau\alpha)$	ผลคูณของค่า Cover Transmittance และ Absorber Absorptance	[-]
$(\tau\alpha)_b$	ค่า $(\tau\alpha)$ สำหรับ Beam Radiation	[-]

Subscript

e	Electricity
th	Thermal
load	Cooling Load
ref	Refrigeration

1. บทนำ

ในประเทศเขตร้อนเช่นประเทศไทย มีการใช้พลังงานในระบบทำความเย็น และ ระบบปรับอากาศ ในปริมาณที่สูง มาก เมื่อเทียบกับการใช้พลังงานในด้านอื่นๆ สถาบันนานาชาติด้านทำความเย็น (International Institute of Refrigeration, IIR) ได้มีการคาดประมาณว่า 15% ของไฟฟ้าที่ผลิตทั่วโลก ถูกใช้ไปในระบบทำความเย็น และ ระบบปรับอากาศ ในด้านต่างๆ (Lucas 1988)นอกจากนี้ทางองค์กรด้านการทำความเย็นและระบบปรับอากาศแห่งประเทศไทย (Japan Refrigeration and Air Conditioning Industry Association, JRAIA;(IIR 2006))ได้ทำการสำรวจ และผลทางสถิติ แสดงให้เห็นว่า พลังงานที่ใช้ไปในระบบทำความเย็น และ ระบบปรับอากาศทั่วโลกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น 17% ต่อปี ในสถานการณ์ปัจจุบันซึ่งราคาเชื้อเพลิงฟอสซิลมีแนวโน้มที่พุ่งขึ้นสูง จนทำให้ระบบเศรษฐกิจของประเทศเกิดการชะงัก อันเนื่องมาจากการพึ่งพาและการนำเข้าพลังงานเชื้อเพลิงฟอสซิลเป็นอัตราส่วนที่สูง

ภาระทางความร้อน (Cooling Load) โดยทั่วไปจะแปรตามรังสีแสงอาทิตย์ (Solar Radiation) ภาระทางความร้อนจะสูงในเวลาที่รังสีแสงอาทิตย์อยู่ในระดับที่สูง ด้วยเทคโนโลยีในปัจจุบันรังสีแสงอาทิตย์สามารถเปลี่ยนเป็นไฟฟ้าโดยเซลล์แสงอาทิตย์ (Photovoltaic Cell) หรือเปลี่ยนเป็นความร้อนโดย Solar Thermal Collector ในเทคโนโลยีระบบทำความเย็นซึ่งมีหลากหลายในปัจจุบันสามารถแหล่งพลังงานในรูปของ ความร้อนหรือไฟฟ้าก็ได้ ตัวอย่างเช่น ระบบทำความเย็นแบบ Vapour Compression ที่ใช้กันอย่างแพร่หลายตามบ้านเรือนทั่วไป ใช้กระแสไฟฟ้าเป็นตัวขับเคลื่อน ส่วนระบบทำความเย็นแบบ Absorption ใช้ความร้อนเป็นพลังงานหลัก ระบบทำความเย็นแต่ละชนิดจะเหมาะสมกับภาระทางความร้อนที่ต่างกัน และสามารถทำความเย็นได้ที่ระดับอุณหภูมิต่าง ๆ กัน อีกทั้งมีข้อดีและข้อเสียต่างกัน

ประเทศไทยจัดอยู่ในเขตร้อน อุณหภูมิเฉลี่ยสูงเกือบตลอดทั้งปี มีการใช้พลังงานเป็นปริมาณมากในระบบทำความเย็นสำหรับยี่ตอายุอาหารและผลผลิตทางการเกษตร เพื่อการบริโภค และการส่งออก นอกจากนี้ตามเมืองใหญ่ยังมีการใช้ ระบบปรับอากาศเพื่อทำความเย็น ทั้งในตึกที่ทำงาน และในบ้านเรือนเป็นจำนวนมาก ขณะนี้ยังไม่มีการใช้พลังงานแสงอาทิตย์ในระบบปรับอากาศในประเทศไทย แต่ในยุโรปนั้นมีการวิจัยและพัฒนาอย่างต่อเนื่อง และมีการใช้งานอย่างแพร่หลายในหลายประเทศ เช่น เยอรมันนี สเปน อิตาลี และ ฝรั่งเศส เป็นต้น

เซลล์แสงอาทิตย์มีราคาสูงมากในปัจจุบัน ประกอบกับประสิทธิภาพการเปลี่ยนรังสีดวงอาทิตย์เป็นกระแสไฟฟ้าค่อนข้างต่ำ อีกทั้งต้องนำเข้าจากต่างประเทศ แต่ Solar Thermal Collector นั้นมีประสิทธิภาพสูงกว่า งานวิจัยนี้จึงมุ่งศึกษาการใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์เพื่อทำความเย็นเท่านั้น การใช้พลังงานจากแสงอาทิตย์ในการทำความเย็นสามารถประหยัดไฟฟ้า และประหยัดการนำเข้าพลังงานที่ใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าอีกด้วย นอกจากนี้การใช้พลังงานแสงอาทิตย์ซึ่งจัดอยู่ในกลุ่มพลังงานทดแทน ยังสามารถเพิ่มความมั่นคงทางด้านพลังงาน และลดการพึ่งพาพลังงานจากต่างประเทศอีกด้วย

มีงานวิจัยทั่วโลกเกี่ยวกับระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานแสงอาทิตย์ หากแต่ผลการวิจัยที่ได้ไม่ประสบความสำเร็จในการนำมาประยุกต์ใช้โดยทั่วไป ทั้งนี้เนื่องจากระบบทำความเย็นแบบใช้ความร้อนเป็นแหล่งพลังงานหลักมีความอ่อนไหวต่อภาระทางความเย็น และปริมาณพลังงานที่ป้อนเข้าระบบมาก การทดลองที่สร้างขึ้นในห้องทดลองส่วนใหญ่เป็นการทดลองโดยการควบคุมตัวแปรที่มีผลต่อการทำงานของระบบให้คงที่ จึงไม่ประสบความสำเร็จในการนำมาประยุกต์ใช้ ในปัจจุบัน โปรแกรมสำเร็จรูปที่ใช้สร้างแบบจำลองและคำนวณที่เกี่ยวข้องกับตัวแปรที่มีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา (Dynamic or Transient Simulation) ได้มีการพัฒนาไปอย่างมาก และมีประโยชน์ในการศึกษาระบบที่ตัวแปรที่เกี่ยวข้องมีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา เช่น ลักษณะทางกายภาพของภูมิประเทศเฉพาะถิ่น (Local Condition)

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาระบบทำความเย็นที่เหมาะสม โดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์เป็นแหล่งพลังงานหลัก สำหรับระบบปรับอากาศที่ภาระทางความเย็นต่างกัน โดยภาระทางความเย็นจะแบ่งเป็น 3 ระดับด้วยกัน ได้แก่ ภาระทางความเย็นระดับต่ำ (<5 kW) ได้แก่ บ้านเรือนทั่วไป, ภาระทางความเย็นระดับกลาง (5- 50 kW) ได้แก่ สำนักงานขนาดเล็ก, และ ภาระทางความเย็นระดับสูง (>50 kW) สำนักงานขนาดใหญ่ ระบบทำความเย็นที่เลือกมาทำการศึกษาทั้งหมดจะเป็นระบบทำความเย็นที่ใช้ความร้อนเป็นแหล่งพลังงานหลัก เทคโนโลยีของ Solar Thermal Collector ที่ทำการศึกษแบ่งออกเป็น 3 แบบหลัก ได้แก่ Flat Plate, Evacuated Tube และ Concentrating Parabolic Collectors โดยการเลือกระบบทำความเย็นที่เหมาะสมกับภาระทางความเย็นและเทคโนโลยีของ Solar Thermal Collector นั้นในช่วงแรกจะเป็นการสร้างแบบจำลองย่อยของระบบทำความเย็นต่างๆแบบ Steady-state จากนั้นดำเนินการศึกษาสภาวะที่เหมาะสมในการทำงานของระบบ โดยใช้แบบจำลองแบบ Dynamics ซึ่งประกอบด้วย แบบจำลองย่อยของแหล่งพลังงาน แบบจำลองย่อยของระบบทำความเย็นต่างๆ และแบบจำลองย่อยของภาระทางความเย็น

โปรแกรมสำเร็จรูป Transient System Simulation Program or TRNSYS (Klein, Beckman et al. 2010) จะถูกใช้เพื่อช่วยในการสร้างแบบจำลอง ออกแบบและศึกษาการทำงานของตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับระบบ ซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา เช่น ความเข้มรังสีดวงอาทิตย์ ภาระทางความเย็นในอาคาร บ้านเรือน และอุณหภูมิ ณ เวลาต่างๆโปรแกรมสำเร็จรูป TRNSYS มีการพัฒนาและใช้งานกันอย่างแพร่หลาย ได้รับการยอมรับสำหรับการสร้างแบบจำลองทั่วโลก

ผลที่ได้จากงานวิจัยนี้ คาดหวังว่าจะได้ข้อมูลเป็นประโยชน์ต่อออกแบบ ติดตั้ง พัฒนา และวิจัย ระบบ Solar Cooling ในประเทศไทย และข้อมูลที่ได้จะมีประโยชน์ต่อการจัดการการใช้พลังงานทางเลือกของประเทศ ซึ่งพลังงานความร้อนที่มีระดับอุณหภูมิต่ำ เช่น พลังงานความร้อนที่ได้จากแสงอาทิตย์ มีศักยภาพสูง ควรถูกนำมาใช้งานทางด้านปรับอากาศ การเผยแพร่งานวิจัยออกไปสู่ภาคประชาชนจะนำไปสู่การลดการใช้พลังงานไฟฟ้าในการปรับอากาศ ลดปริมาณการปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์จากการผลิตไฟฟ้าจากเชื้อเพลิงฟอสซิล และลดการนำเข้าเชื้อเพลิงจากต่างประเทศ

วัตถุประสงค์ของโครงการ

1. เปรียบเทียบข้อดี/ข้อเสีย ของเทคโนโลยีแบบต่าง ๆ และสืบค้นผลงานวิจัยทั้งใน และต่างประเทศที่เกี่ยวข้อง
2. สร้างแบบจำลองระบบทำความเย็นแบบใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์เป็นแหล่งพลังงานหลัก สำหรับระบบปรับอากาศ
3. ศึกษาหาระบบทำความเย็นรวมทั้งเทคโนโลยีการเปลี่ยนพลังงานแสงอาทิตย์เป็นพลังงานความร้อนที่เหมาะสม สำหรับระบบปรับอากาศที่ภาระทางความเย็นต่าง ๆ กัน
4. ศึกษาหาสภาวะการทำงานที่เหมาะสมสำหรับระบบทำความเย็นโดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์ ณ ภูมิภาคต่าง ๆ ในประเทศไทย เพื่อใช้สำหรับเป็นแนวทางการออกแบบ และประเมินความคุ้มค่าทั้งทางด้านเศรษฐศาสตร์ และการใช้พลังงาน

ขอบเขตของการวิจัย

ในงานวิจัยนี้จะใช้โปรแกรมสำเร็จรูป Transient System Simulation Program หรือ TRNSYS ในการสร้างแบบจำลอง ออกแบบและศึกษาการทำงานของตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับระบบ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของของระบบทำความเย็นแบบต่าง ๆ ที่มีการพัฒนาและใช้กันอย่างแพร่หลายใน TRNSYS และจัดเป็น Standard Model จะถูกนำมาใช้ ส่วนแบบจำลองซึ่งยังไม่ได้มีการพัฒนา เช่น Ejector Refrigeration Cycle จะถูกสร้างขึ้นในโปรแกรมสำเร็จรูปที่เหมาะสมอื่นๆ และทำการเทียบผล ก่อนนำมาประยุกต์ใช้ร่วมกับ TRNSYS

แบบจำลองของระบบทำความเย็นที่ทำการศึกษาจะเป็นระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนเป็นตัวขับเคลื่อนเป็นหลักเท่านั้น ได้แก่ ระบบทำความเย็นแบบ Absorption ระบบทำความเย็นแบบ Adsorption ระบบทำความเย็นแบบ Desiccant Cooling ระบบทำความเย็นแบบ Ejector และระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine

โดยภาระทางความเย็นจะแบ่งเป็น 3 ระดับด้วยกัน ได้แก่ ภาระทางความเย็นระดับต่ำ (<5 kW) ได้แก่ บ้านเรือนทั่วไป, ภาระทางความเย็นระดับกลาง (5 - 50 kW) ได้แก่ สำนักงานขนาดเล็ก, และ ภาระทางความเย็นระดับสูง (>50 kW) สำนักงานขนาดใหญ่

ระบบ Solar Collector ที่ทำการศึกษาจะประกอบด้วย Solar Collector 3 แบบ ได้แก่ Flat Plate Solar Collector, Evacuated Tube Solar Collector, และ Concentrating Parabolic Solar Collector

ส่วนในการศึกษาสภาวะการทำงานที่เหมาะสมนั้นได้แก่ อุณหภูมิที่ เครื่องระเหย (Evaporator) เครื่องควบแน่น (Condenser) และ เครื่อง Regenerator พื้นที่ของ Solar Collector ช่วงเวลาในการดำเนินเครื่อง (Operating time) และตำแหน่งของ Solar Collector

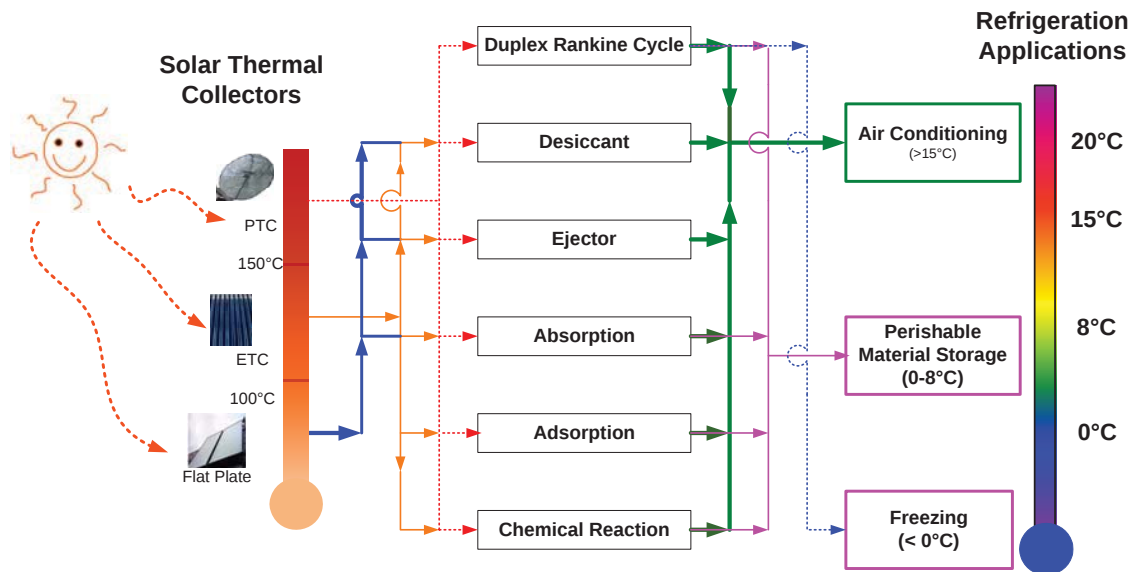
ค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้นของแต่ละระบบจะเปรียบเทียบกับระบบ Vapour Compression ซึ่งใช้ไฟฟ้าเป็นแหล่งพลังงาน ซึ่งมีการใช้งานอย่างแพร่หลายในประเทศไทย

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

ผลที่ได้จากงานวิจัยนี้ จะได้ข้อมูลเป็นประโยชน์ต่อการจัดการการใช้พลังงานทางเลือก ซึ่งพลังงานความร้อนที่มีระดับอุณหภูมิต่ำ แต่มีศักยภาพสูงสำหรับประเทศไทย เช่น พลังงานความร้อนที่ได้จากแสงอาทิตย์ จะถูกนำมาใช้งานทางด้าน การปรับอากาศ การเผยแพร่งานวิจัยออกไปสู่ภาคประชาชนจะนำไปสู่การลดการใช้พลังงานไฟฟ้าในการปรับอากาศ ลดปริมาณการปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์จากการผลิตไฟฟ้าจากเชื้อเพลิงฟอสซิลสู่บรรยากาศ และลดการนำเข้าเชื้อเพลิงจากต่างประเทศ องค์ความรู้ใหม่ที่ได้จากงานวิจัยนี้คือแนวทางการเลือกและออกแบบระบบปรับอากาศแบบใช้ความร้อนจากแสงอาทิตย์ที่เหมาะสมสำหรับประเทศไทย

2. ทฤษฎี และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ระบบทำความเย็นแบบใช้พลังงานแสงอาทิตย์โดยทั่วไป ประกอบด้วยระบบย่อย 3 ระบบด้วยกัน ได้แก่ ระบบเปลี่ยนรังสีดวงอาทิตย์เป็นความร้อน (Solar Energy Conversion System) ระบบทำความเย็น (Refrigeration System) และภาระทางความเย็น (Cooling Load) ทั้งสามระบบย่อยต้องทำงานพร้อมๆ กันและสนับสนุนซึ่งกันและกัน ระบบเปลี่ยนรังสีดวงอาทิตย์เป็นความร้อนจะเป็นตัวป้อนพลังงานเพื่อขับเคลื่อนระบบทำความเย็น ซึ่งจะดึงความร้อนจากภาระทางความเย็นไปทิ้งที่แหล่งรับความร้อน (Heat Sink) การเลือกวัฏจักรทางความเย็นที่เหมาะสมนั้นขึ้นกับหลายปัจจัย อาทิเช่น ปริมาณความต้องการความเย็น ระดับอุณหภูมิที่ต้องการ แหล่งพลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนระบบ และ แหล่งสำหรับทิ้งความร้อน (Heat Sink) แนวทางที่เป็นไปได้ทั้งหมดในการประยุกต์ใช้แผงรับความร้อนชนิดต่างๆ ร่วมกับระบบทำความเย็น เพื่อรองรับภาระทางความเย็นในระดับอุณหภูมิต่างๆ นั้นมีหลายแนวทางดังแสดงในรูปที่ 1-2 อย่างไรก็ตามแนวทางบางอย่างที่แสดงในรูปที่ 1-2 นี้ มีความเป็นไปได้ทางเทคนิค แต่ประเด็นในเชิงเศรษฐศาสตร์ยังคงเป็นความท้าทายของระบบนี้ และยังจำเป็นต้องมีการพัฒนา และศึกษาเพิ่มเติมอย่างต่อเนื่อง



รูปที่ 21- ความเป็นไปได้ในการเลือกระบบทำความเย็นแบบใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ ที่สามารถรองรับภาระทางความเย็นในระดับอุณหภูมิต่างๆ

แหล่งพลังงานความร้อนที่ป้อนให้กับระบบทำความเย็น มาจาก Solar Thermal Collector ซึ่งแบ่งออกเป็น 3 ชนิดหลักๆ ได้แก่ แบบแผ่นเรียบ (Flat Plate) ท่อสุญญากาศ (Evacuated Tube) และ Concentrating Parabolic Collectors โดย Solar Thermal Collector แบบ Concentrating Parabolic Collectors นั้นจะผลิตความร้อนที่ระดับอุณหภูมิสูงกว่า 150 °C รองลงมาคือ แผงรับความร้อนแบบท่อสุญญากาศ ซึ่งผลิตความร้อนที่ระดับอุณหภูมิสูงประมาณ 150°C และแผงรับความร้อนแบบแผ่นเรียบผลิตความร้อนที่ระดับอุณหภูมิสูงสุดไม่เกิน 100°C ระบบทำความเย็นแต่ละชนิดต้องการพลังงานความร้อนในการขับเคลื่อนระบบที่ระดับอุณหภูมิต่างกัน มีความสามารถในการทำความเย็นได้ที่ระดับอุณหภูมิต่างๆ กัน และเหมาะสมกับภาระทางความร้อนที่ต่างกัน อีกทั้งมีข้อดีและข้อเสียแตกต่างกันไป

งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง (Literature Review)

ระบบทำความเย็นแบบใช้พลังงานแสงอาทิตย์โดยทั่วไป ประกอบด้วยระบบย่อย 3 ระบบด้วยกัน ได้แก่ ระบบเปลี่ยนรังสีดวงอาทิตย์เป็นความร้อน (Solar Energy Conversion System) ระบบทำความเย็น (Refrigeration System) และระบบภาระทางความร้อน (Cooling Load) ทั้งสามระบบย่อยต้องทำงานพร้อมๆ กันและสนับสนุนซึ่งกันและกัน ระบบเปลี่ยนรังสีดวงอาทิตย์เป็นความร้อนจะเป็นตัวป้อนพลังงานเพื่อขับเคลื่อนระบบทำความเย็น ซึ่งจะดึงความร้อนจากภาระทางความร้อนไปที่แหล่งรับความร้อน (Heat Sink)

การเลือกวัฏจักรทางความร้อนที่เหมาะสมนั้นขึ้นกับหลายปัจจัย อาทิเช่น ปริมาณความต้องการความเย็น ระดับอุณหภูมิที่ต้องการ แหล่งพลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนระบบ และ แหล่งสำหรับทิ้งความร้อน (Heat Sink) แนวทางการเลือกระบบเปลี่ยนรังสีดวงอาทิตย์เป็นความร้อน ระบบทำความเย็น ให้เหมาะสมกับภาระทางความร้อนมีการเสนอโดย Pridasawas, 2003 ดังแสดงในรูปที่ 1-2

ระบบทำความเย็นแบบ Absorption เป็นระบบทำความเย็นแบบแรกที่มีการทดลองใช้พลังงานจากแสงอาทิตย์เป็นแหล่งพลังงานและเป็นระบบเดียวที่มีขายในท้องตลาด แต่เป็นระบบขนาดเล็ก อุณหภูมิของ Generator สามารถต่ำได้ถึง 70°C ทั้งนี้ขึ้นกับสารทำความเย็นที่เลือกใช้ สารทำความเย็นที่ใช้กันอย่างแพร่หลายได้แก่ น้ำ-LiBr และ NH₃-น้ำ ระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ใช้ความร้อนจากแสงอาทิตย์เป็นตัวให้พลังงานส่วนใหญ่ จะเป็นระบบแบบขั้นตอนเดียว Single Effect System เช่นในงานวิจัยของ Egilegor, LSCable และ บริษัท Rotartica (Egilegor, Usbiaga et al. 2006; LSCable 2006; Rotartica 2006) ค่า Coefficient of Performance (COP) ของระบบย่อยทำความเย็นมีค่าประมาณ 0.7 อย่างไรก็ตาม วิศวกรหลายท่านมีความพยายามที่จะเพิ่มประสิทธิภาพของระบบด้วยการออกแบบระบบแบบ หลายขั้นตอน (Multi Effect System) เช่น งานวิจัยของ (Berlitz, Lemke et al. 1998; Medrano, Bourouis et al. 2001; Ezzine, Barhoumi et al. 2004; Liu and Wang 2004) โดยค่า COP ของระบบแบบสองขั้นตอนมีค่าเฉลี่ยประมาณ 1.2

ระบบทำความเย็นแบบ Adsorption นั้นใช้หลักการคล้ายคลึงกับระบบ Absorption หากกลไกการดูดซับของสารทำความเย็นและตัวดูดซับต่างกัน ตัวดูดซับ (Adsorbent) จะสามารถนำกลับมาใช้ใหม่ได้

หลังจากผ่านการ Regenerate โดยใช้ความร้อน ตัวอย่างคู่ของสารทำความเย็นและตัวดูดซับ เช่น Ammonia/Activated Carbon, Methanol/Activated Carbon และ Water/Silicagel เป็นต้น บางครั้งตัวดูดซับจะถูกบรรจุลงใน Solar Collector ซึ่งออกแบบเป็นพิเศษให้ทำหน้าที่เป็น Generator ระบบส่วนใหญ่จะเป็นแบบกะ Intermittent System เช่นงานวิจัยของ Dai, Li, Anyanwu และ Schmidt (Dai and Sumathy 2003; Li and Wang 2003; Anyanwu and Ogueke 2005; Schmidt 2005) บางระบบสามารถดำเนินการได้อย่างต่อเนื่องเช่น ระบบของ Oetel และ Zhang (Oertel and Fischer 1998; Zhang and Wang 2002)

ระบบทำความเย็นแบบ Desiccant System นั้นมักจะทำงานร่วมกับระบบระบายอากาศ (Ventilation System) เพื่อปรับอุณหภูมิและความชื้นของบริเวณที่ต้องการ พลังงานจากแสงอาทิตย์จะใช้ในการระเหยน้ำออกจาก สารดูดความชื้น (Desiccant Material) โดยสารดูดความชื้นเป็นได้ทั้งของเหลว (Öberg and Goswami 1998; Grossman 2002; Xie, Jiang et al. 2008) หรือ ของแข็ง (Dunkle 1965; Wiemken and Henning 2003; Wiemken, Motta et al. 2004)

ระบบทำความเย็นแบบ Ejector นั้นมีการศึกษากันอย่างแพร่หลาย โดยวิศวกรหลายกลุ่ม เช่น Pridasawas, Huang, Bejan และ Al-Khalidy (Bejan, Vargas et al. 1995; Al-Khalidy 1997; Huang, Chang et al. 1998; Pridasawas and Lundqvist 2003) เป็นต้น การประดิษฐ์เครื่องต้นแบบส่วนใหญ่จะเป็นระบบแบบ Single Stage ขนาดเล็ก โดยค่าประสิทธิภาพรวมของระบบอยู่ที่ประมาณ 15% นักวิจัยหลายกลุ่มพยายามที่จะเพิ่มประสิทธิภาพของระบบโดยการเพิ่มจำนวน Ejector เพื่อให้ระบบเป็นแบบ Multi-stage (Bejan, Vargas et al. 1995) และมีการติด Booster (Göktun 2000)

สำหรับระบบ Duplex-Rankine Refrigeration System นั้นสามารถแบ่งได้เป็น 2 ระบบย่อย ได้แก่ ระบบผลิตแรงกล (Rankine Power Cycle) และ ระบบทำความเย็น แบบ Reverse-Rankine Cycle หรือ Vapour Compression System ความร้อนที่ป้อนเข้าระบบต้องมีระดับอุณหภูมิที่สูงเพื่อระเหย Working Fluid ไปเป็นก๊าซที่มีความดันสูง และส่งไปยัง Turbine เพื่อผลิตแรงกล เพื่อใช้ในการหมุน Compressor ของระบบทำความเย็น สารที่ใช้เป็น Working Fluid ใน Power Cycle นั้นอาจเป็น น้ำ หรือ สารประกอบไฮโดรคาร์บอน เช่น R-11, R-113 หรือ R-114 ส่วนสารทำความเย็นใน Refrigeration Cycle นั้นเป็นสารทำความเย็นที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในระบบ Vapour Compression เช่น R-134a หรือ R-11 เป็นต้น งานวิจัยเรื่องนี้ส่วนใหญ่ ทำกันในปี 1970s ในช่วงที่เกิดวิกฤตการณ์ด้านพลังงานของโลก (Prigmore and Barber 1975) ทำการศึกษา ระบบ Solar Heated Rankine Cycle สำหรับผลิตกระแสไฟฟ้า และ ความเย็น หรือนงานวิจัยของ (Lior 1977) ก็ทำในลักษณะคล้ายคลึงกัน

ความร้อนที่ระดับอุณหภูมิสูงกว่า 300°C ซึ่งได้จาก Solar Thermal Collector แบบ Concentrating Parabolic Collectors หรือ Parabolic Through Concentrator Collector นั้นสามารถใช้เป็นแหล่งพลังงานหลักในระบบทำความเย็นแบบ Duplex Rankine Cycle ซึ่งระบบทำความเย็นแบบนี้สามารถทำความเย็นที่ระดับอุณหภูมิต่ำกว่า 0°C จนถึงระดับอุณหภูมิที่เหมาะสมสำหรับการปรับอากาศ อย่างไรก็ตาม ค่าใช้จ่ายในการติดตั้งระบบ และการดูแลรักษาค่อนข้างสูงมาก อีกทั้งระบบ Duplex Rankine Cycle เป็นระบบที่เหมาะสมสำหรับการทำความเย็นขนาดใหญ่ มีภาระทางความเย็นสูง

สำหรับความร้อนที่ระดับอุณหภูมิในช่วง 100 - 150°C นั้นสามารถใช้ในการขับเคลื่อนระบบทำความเย็นแบบระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ (Ejector) ระบบทำความเย็นแบบ Sorption ต่างๆ ได้แก่ ระบบทำความเย็นแบบ ดูดซึม(Absorption) ดูดซับ (Adsorption) เดซิแคนท์ที่ใช้สารดูดความชื้นแบบของเหลว (Liquid Desiccant) เดซิแคนท์ที่ใช้สารดูดความชื้นแบบของแข็ง (Solid Desiccant) และระบบทำความเย็นแบบ Sorption ที่มีปฏิกิริยาทางเคมีร่วมด้วย (Chemical Reaction) หากพิจารณาในด้านระดับอุณหภูมิต่ำสุดที่ระบบทำความเย็นเหล่านี้ทำได้ พบว่า ระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ และ เดซิแคนท์นั้นสามารถสร้างความเย็นในช่วงอุณหภูมิที่เหมาะสมสำหรับการปรับอากาศเท่านั้น ส่วนระบบทำความเย็นแบบ ดูดซึม(Absorption) ดูดซับ (Adsorption) และ ระบบทำความเย็นแบบ Sorption ที่มีปฏิกิริยาทางเคมีร่วมด้วยนั้นสามารถทำความเย็นต่ำได้ถึง 0 °C ซึ่งสามารถใช้ในการยืดอายุผลิตภัณฑ์ต่างๆ ได้

ประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นนั้นในเชิงวิชาการนั้นนิยามอธิบายโดย ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถภาพ (Coefficient of Performance, COP, ไม่มีหน่วย) แต่อาจแสดงได้โดยค่าอื่นๆ เช่น Energy Efficient Ratio (EER, BTU/Wh) หรือ กำลังไฟฟ้าที่ใช้ต่อตันความเย็น (kW/ton_{ref}) ในงานวิจัยนี้จะใช้ค่า COP เป็นค่าที่แสดงสมรรถภาพของระบบเนื่องจากเป็นค่าที่ใช้กันในทางสากล สำหรับระบบที่ใช้ไฟฟ้าเป็นแหล่งพลังงานหลักนิยาม ของ COP คือ ภาระที่ความเย็นของระบบต่อกำลังไฟฟ้าที่ใช้ และ COP สำหรับระบบที่ใช้ความร้อนเป็นแหล่งพลังงานหลัก COP_{thermal} คือ ภาระที่ความเย็นของระบบต่อพลังความร้อนที่ป้อนเข้าระบบ ดังสมการที่ 2-1

อย่างไรก็ตามรังสีแสงอาทิตย์นั้นมีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลาตามสภาวะอากาศ โดยเฉพาะในฤดูมรสุม นั้นรังสีแสงอาทิตย์ไม่พอเพียงต่อการผลิตความร้อนเพื่อขับเคลื่อนระบบทำความเย็น จึงจำเป็นต้องมีการเสริมพลังงานความร้อนจากแหล่งอื่น เพื่อให้อุณหภูมิของแหล่งความร้อนสูงพอ และปริมาณความร้อนเพียงพอสำหรับการขับเคลื่อนระบบ เช่น อาจใช้ความร้อนทั้งจากอุตสาหกรรม หรือ เครื่องทำความร้อนพลังงานไฟฟ้า ประสิทธิภาพโดยรวมของระบบ Solar Cooling ในงานวิจัยนี้จะแสดงในรูปของค่าอัตราส่วนภาระทางความเย็นต่อความร้อนพลังงานความร้อนทั้งหมดที่ป้อนเข้าระบบทั้งจาก Solar Collector และ Auxiliary Heater เรียกว่า System Thermal Ratio (STR) แสดงดังสมการที่ 2-2

$$COP_{thermal} = \frac{Q_e}{Q_g}$$

สมการที่ 21-

$$STR = \frac{Q_e}{G \cdot A + Q_{aux}}$$

สมการที่ 22-

โดย

A คือพื้นที่ของ Solar Collector (m^2)

$COP_{thermal}$ คือสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นที่ใช้ความร้อนเป็นแหล่งพลังงานหลัก (-)

G คือรังสีจากดวงอาทิตย์ที่ตกกระทบต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ (Solar Flux, W/m^2)

Q_e คือภาระทางความร้อน (W)

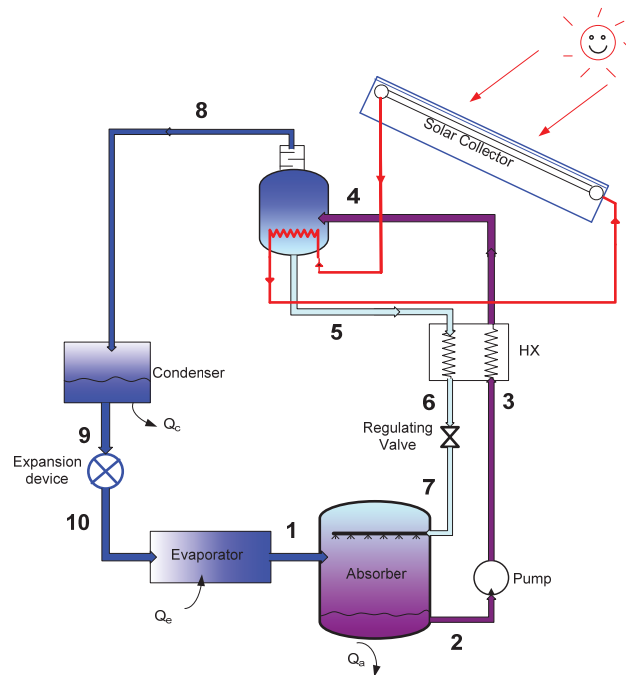
Q_g คือความร้อนที่ขับเคลื่อนระบบทำความเย็น (W)

STR คืออัตราส่วนภาระทางความร้อนต่อความร้อนทั้งหมดที่ป้อนเข้าระบบ (-)

หากพิจารณาในรายละเอียดของแต่ละระบบนั้นสามารถสรุปได้ดังนี้

ระบบทำความเย็นแบบ Absorption เป็นระบบทำความเย็นแบบแรกที่มีการทดลองใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์เป็นตัวขับเคลื่อนปัจจุบันเป็นระบบที่มีขายในท้องตลาดเชิงพาณิชย์ โดยเป็นระบบขนาดเล็ก ประมาณ 1-2 ตันทำความเย็น อุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่ป้อนให้ระบบนั้นสามารถต่ำได้ถึง $70^\circ C$ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับคู่ของสารทำความเย็น และสารดูดซับ ที่เลือกใช้ เช่น น้ำ-LiBr และ แอมโมเนีย (NH_3) - น้ำ โดยหากใช้ น้ำ-LiBr นั้นอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่ป้อนให้ระบบนั้นสามารถต่ำได้ถึง $70^\circ C$ แต่ระดับอุณหภูมิต่ำสุดที่ระบบทำได้ ไม่เกิน $15^\circ C$ ส่วนระบบที่ใช้ NH_3 -น้ำ นั้นสามารถทำความเย็นได้ต่ำถึงประมาณ $0^\circ C$ หรือต่ำกว่า แต่ต้องการแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิ สูงกว่า $110^\circ C$ ระบบ Absorption นี้ส่วนใหญ่จะใช้สำหรับหมุนเวียนสารทำความเย็นในระบบ อย่างไรก็ตามระบบเล็กๆ ที่มีไม่ใช้ปั๊ม แต่มีการใช้สารเฉื่อยบางชนิดในระบบ เพื่อปรับระดับความดันของคู่สารทำความเย็นและตัวดูดซับที่อุปกรณ์ต่างๆ เช่น Platen-Munters System นั้นก็มีการใช้งานเช่นเดียวกัน

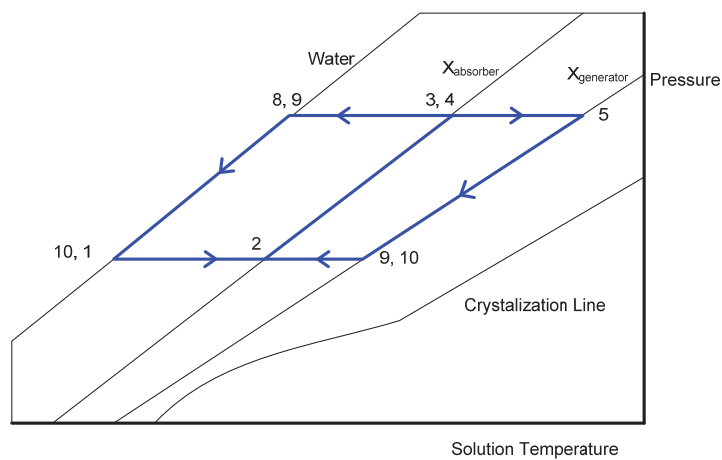
การทำความเย็นระบบดูดกลืนประกอบด้วยการทำงานของสาร 2 ชนิดร่วมกัน ชนิดแรก เรียกว่า “สารทำความเย็น” (Refrigerant) ซึ่งเป็นของไหล เมื่อได้รับความร้อนจากสิ่งแวดล้อมที่ Evaporator จะระเหยจากของเหลวกลายเป็นไอ จากนั้นไอของสารทำความเย็นจะถูกดูดกลืน ด้วยของเหลวชนิดที่สองซึ่งเรียกว่า “สารดูดกลืน” (Absorbent) สารทั้งสองชนิดกลายเป็นสารละลาย จากนั้นจะถูกนำไปแยกออกจากกันอีกโดยใช้ความร้อน เรียกกระบวนการนี้ว่า Regeneration ซึ่งจะทำให้ตัวทำความเย็นระเหยออกมาจากสารละลาย และถูกนำไปผ่านเครื่องควบแน่น เพื่อเปลี่ยนสภาพเป็นของเหลว เพื่อนำไปใช้ใหม่ใน Evaporator ส่วนสารละลายที่เหลือหรือตัวดูดกลืนจะถูกนำกลับไปใช้ใหม่ที่ Absorber ระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ใช้ความร้อนจากแสงอาทิตย์เป็นแหล่งพลังงานหลักแสดงดังรูปที่ 2-2



รูปที่ 2 2-ระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ใช้ความร้อนจากแสงอาทิตย์เป็นแหล่งพลังงานหลัก

ระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ใช้ความร้อนจากแสงอาทิตย์เป็นตัวให้พลังงานนั้น มีหลักการทำงานเหมือนกับระบบทำความเย็นแบบ Absorption โดยทั่วไป อย่างไรก็ตาม งานวิจัยต่างๆ ก็แสดงให้เห็นถึงความแตกต่างเชิงเทคนิคในเรื่องการจัดการการป้อนพลังงานความร้อน ในการขับเคลื่อนระบบ ตัวอย่างระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ใช้ความร้อนจากแสงอาทิตย์เป็นตัวให้พลังงานนั้น แสดงดังรูปที่ 2 ระบบส่วนใหญ่เป็นแบบขั้นตอนเดียว Single Effect System เช่นในงานวิจัยของ Egilegor, LSCable และบริษัท Rotartica (Egilegor, Usbiaga et al. 2006; LSCable 2006; Rotartica 2006) ค่า Coefficient of Performance (COP) ของระบบย่อยทำความเย็นมีค่าประมาณ 0.7 อย่างไรก็ตาม งานวิจัยหลายชิ้นแสดงให้เห็นถึงความพยายามที่จะเพิ่มประสิทธิภาพของระบบด้วยการออกแบบระบบแบบ หลายขั้นตอน (Multi Effect System) ซึ่งมีความซับซ้อนในเชิงเทคนิคและการดำเนินงานเพิ่มขึ้น และต้องการแหล่งความร้อนที่มีระดับอุณหภูมิสูงขึ้นตามไปด้วย (Berlitz, Lemke et al. 1998; Medrano, Bourouis et al. 2001; Saghiruddin 2001; Ezzine, Barhoumi et al. 2004; Liu and Wang 2004) โดยค่า COP ของระบบแบบสองขั้นตอนมีค่าเฉลี่ยประมาณ 1.2 ในประเทศไทยนั้นมีการศึกษาและวิจัยระบบทำความเย็นแบบ Absorption กันในวงกว้าง และยังมีการศึกษาการนำความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์ หรือ ความร้อนทิ้ง (Waste Heat) มาใช้เป็นแหล่งพลังงานหลักของระบบ โดยมีการใช้คู่สารทำความเย็น-สารดูดซับเช่น น้ำ-ลิเทียมคลอไรด์ (เทพไพฑูรย์ 2525; กภาพสินธุ์, ทวีกุล et al. 2549) ซึ่งค่า COP ของระบบทำความเย็นนี้มีค่าไม่เกิน 0.7 และมีการศึกษาการใช้คู่สารทำความเย็น-สารดูดซับ น้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ (Aphornratana and Sriveerakul 2007; คำสอน 2538; เนยสูงเนิน, โอสถานนท์ et al. 2544) ซึ่งค่า COP มีค่าใกล้เคียงกับการใช้น้ำ-ลิเทียมคลอไรด์ซึ่งมีค่า ไม่เกิน

0.8 อุปกรณ์ Absorber เป็นหัวใจสำคัญของระบบทำความเย็นนี้ ซึ่งในการออกแบบระบบต้องระมัดระวังในเรื่องการประมาณการพื้นที่การถ่ายเทมวลเมื่อเกิดการ Absorption นอกจากนี้หากใช้คู่สารทำความเย็น-สารดูดซับ พวก เกลือของลิเทียม และน้ำ จะต้องระมัดระวังในเรื่องการควบคุมอุณหภูมิของสารละลายเข้มข้นมิให้ต่ำกว่า หรือใกล้กับจุดที่เกิดการตกผลึก (Crystallization Point) ในการสร้างแบบจำลองของระบบจะสร้างบนสมการพื้นฐานของการสมดุลมวลสาร และพลังงาน ณ อุปกรณ์ย่อยต่างๆ ของระบบ ซึ่งค่าต่างๆที่ใช้ในการคำนวณต้องอาศัยความสัมพันธ์ระหว่าง ความดัน อุณหภูมิ และความเข้มข้นของสารละลาย ณ จุดต่างๆ สามารถแสดงได้โดยสังเขป ดังรูปที่ 3-2 สำหรับข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Absorption สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 1-2

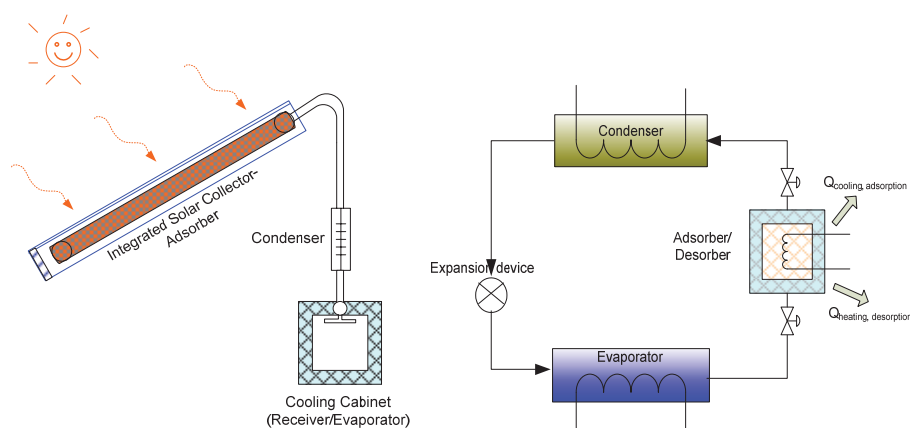


รูปที่ 2 3-แผนภาพ ความดัน ความเข้มข้น ของสารละลายในระบบ-อุณหภูมิ-Absorption
(ตัวเลขในรูปอ้างถึงบริเวณที่สารไหลผ่านอุปกรณ์ต่างๆ แสดงดังรูปที่ (2-2

ตารางที่ 2 1-ข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Absorption

ข้อดี	ข้อเสีย
- มีเพียงปั๊ม ซึ่งอุปกรณ์ที่มีการหมุนตลอดเวลา ซึ่งทำให้เกิดการสึกหรอและลดอายุการใช้งานของระบบ ระบบ Absorption ขนาดเล็กๆบางชนิดอาจไม่จำเป็นต้องใช้ปั๊มเลย (เช่น ระบบ Platen-Munters) - สามารถใช้ความร้อนที่มีระดับอุณหภูมิไม่สูงนักเป็นแหล่งพลังงาน (Low Temperature Heat Source)	- สำหรับคู่ของสารทำความเย็น และสารดูดซับ บางตัว เช่น $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ นั้น ไม่สามารถทำให้เกิดสภาวะทางความเย็นที่อุณหภูมิต่ำๆ (ต่ำกว่า 10°C) ได้ - ต้องการพลังงานไฟฟ้าเพื่อขับเคลื่อนปั๊ม - การออกแบบ การทำงาน และการบำรุงรักษาระบบมีความซับซ้อน

ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ (Adsorption) นั้นใช้หลักการคล้ายคลึงกับระบบ Absorption หากกลไกการดูดซับ ของสารทำความเย็นและตัวดูดซับต่างกัน ในกรณี Adsorption นั้น การเกาะกันของตัวดูดซับ (Adsorbent) และสารทำความเย็นเกิดขึ้นที่บริเวณพื้นผิวของ Adsorbent ด้วยแรง Van der Waals และไม่ทำให้โครงสร้างของ Adsorbent มีการเปลี่ยนแปลง นอกจากนี้ Adsorbent สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ได้หลังจากผ่านการ Regenerate โดยใช้ความร้อน ตัวอย่างคู่ของสารทำความเย็นและตัวดูดซับ เช่น Ammonia/Activated Carbon, Methanol/Activated Carbon หรือ Water/Silicagel เป็นต้น ภาพระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์แบบ Adsorption อย่างง่ายที่ทำงานแบบเป็นกะแสดงดังรูปที่ 4-2 โดย ชัยมื่อ โดยตัวดูดซับจะถูกบรรจุลงใน Solar Collector ซึ่งออกแบบเป็นพิเศษให้ทำหน้าที่เป็น Generator ทั้งนี้ Solar Adsorption Cooling ส่วนใหญ่จะเป็นแบบกะ Intermittent System เช่นงานวิจัยของ Anyanwu, Li, Dai และ Schmidt (Dai and Sumathy 2003; Li and Wang 2003; Anyanwu and Ogueke 2005; Schmidt 2005) บางระบบสามารถดำเนินการได้อย่างต่อเนื่อง เช่น ระบบของ Oertel และ Zhang (Oertel and Fischer 1998; Zhang and Wang 2002) ข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Adsorption สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 2-2

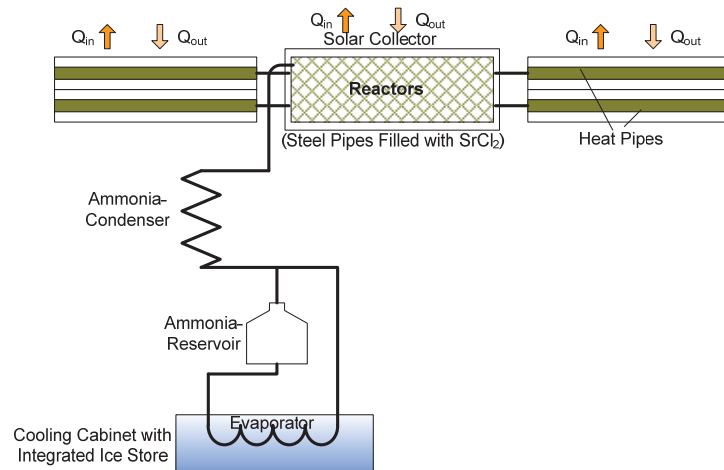


รูปที่ 2 4-ระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์แบบ Adsorption อย่างง่ายที่ทำงานแบบไม่ต่อเนื่อง-ชัย (Hu, 1996) และทำงานแบบต่อเนื่องชาว-

ตารางที่ 2-2 ข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Adsorption

ข้อดี	ข้อเสีย
● ไม่จำเป็นต้องใช้อุปกรณ์ที่มีการหมุนซึ่งจะทำให้เกิดการสึกหรอและทำให้อายุการใช้งานของระบบสั้น	● สารดูดซับ (Adsorbent) มีน้ำหนักมาก และค่าการนำความร้อนต่ำ ซึ่งไม่เหมาะสมสำหรับการสร้างระบบที่มีภาระทางความเย็นสูง และมักเกิดปัญหาการกัดกร่อนในระยะยาว ● ระบบทำงานที่สภาวะความดันต่ำ จึงทำให้ยากที่จะป้องกันระบบไม่ให้เกิดการรั่ว ● ระบบมีความอ่อนไหวกับการเปลี่ยนแปลงสภาวะการทำงาน เช่น เมื่ออุณหภูมิลดลงอย่างรวดเร็วในเวลากลางคืน ● ระบบส่วนใหญ่ทำงานแบบไม่ต่อเนื่อง

ระบบทำความเย็นแบบ Sorption ที่มีปฏิกิริยาเคมีร่วมด้วย บางครั้งเรียกว่า Chemical Reaction Adsorption นั้นมีหลักการคล้ายคลึงกับระบบ Adsorption และ Absorption หากขณะเกิดการดูดซับนั้น พันธะที่ยึดระหว่างตัวดูดซับ (Adsorbent) และสารทำความเย็น นั้นเป็นพันธะ Covalent หรือ Ionic Bond ซึ่งแรงที่ใช้ในการยึดเหนี่ยวโมเลกุลของคู่สารทำความเย็น และสารดูดซับ จะสูงกว่ากลไกการดูดซับ และการดูดซึม ธรรมดา จำเป็นต้องใช้พลังงานในการ Regenerate คู่สารทำความเย็นสูงกว่า และต้องใช้แหล่งพลังงานที่มีระดับอุณหภูมิสูงกว่าระบบ Adsorption และ Absorption ในการ Regenerate ระบบส่วนใหญ่จะเป็นแบบกะ (Intermittent System) คู่สารทำความเย็นที่ใช้ส่วนใหญ่จะเป็นแอมโมเนีย และสารอัลคาไลด์ เช่น Ammonia/SrCl₂, Ammonia/BaCl₂ หรือ Ammonia/MnCl₂ หรืออาจเป็นพวก ไฮโดรเจน และสารประกอบพวก LaNi₅, LaNi_{4.5}Al_{0.5} หรือ LaNi_{4.6}Al_{0.4} เป็นต้น ประสิทธิภาพโดยรวมของระบบ (STR) อยู่ในช่วง 0.06 – 0.14 ((Fléchon, Lazzarin et al. 1999)) ระบบทำความเย็นแบบ Sorption ที่มีปฏิกิริยาเคมีร่วมด้วยนำเสนอโดย (Erhard, Spindler et al. 1998) แสดงดังรูปที่ 2-5 ระบบทำความเย็นแบบ Sorption ที่มีปฏิกิริยาเคมีร่วมด้วย (Erhard, Spindler et al. 1998) สำหรับข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Sorption ที่มีปฏิกิริยาเคมีร่วมด้วย สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 3-2 ข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Sorption ที่มีปฏิกิริยาเคมีร่วมด้วย



รูปที่ 2-5 ระบบทำความเย็นแบบ Sorption ที่มีปฏิกิริยาเคมีร่วมด้วย (Erhard, Spindler et al. 1998)

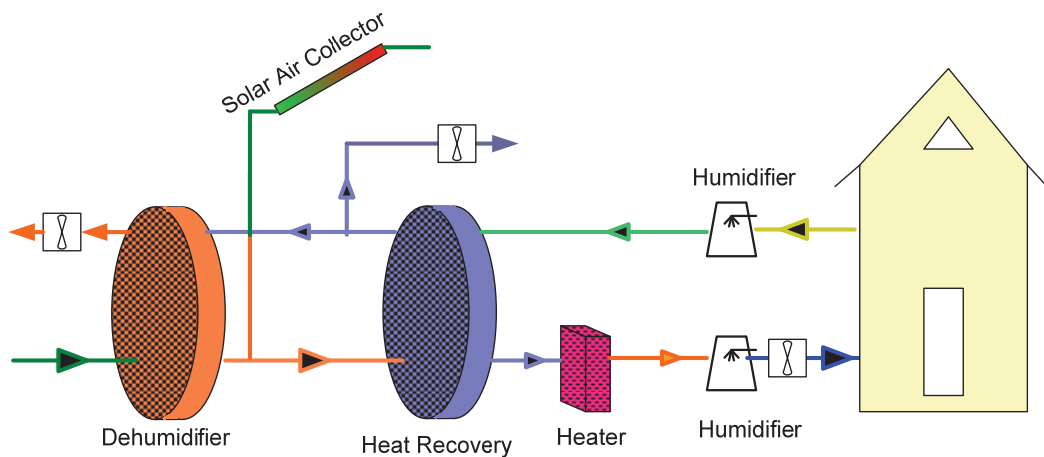
ตารางที่ 23- ข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Sorption ที่มีปฏิกิริยาเคมีร่วมด้วย

ข้อดี	ข้อเสีย
ไม่จำเป็นต้องใช้อุปกรณ์ที่มีการเคลื่อนที่ตลอดเวลา ซึ่งทำให้เกิดการสึกหรอและทำให้อายุการใช้งานของระบบสั้น	- สัมประสิทธิ์สมรรถนะต่ำ - สารทำความเย็น มีน้ำหนักมาก ไม่เหมาะสมสำหรับการสร้างระบบที่มีภาระทางความเย็นสูง - ระบบมีความซับซ้อน และยากต่อการออกแบบ โดยเฉพาะเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของสารทำความเย็นเมื่อเกิดปฏิกิริยาทางเคมี - ระบบทำงานที่สภาวะความดันต่ำ จึงทำให้ยากที่จะป้องกันระบบไม่ให้เกิดการรั่ว

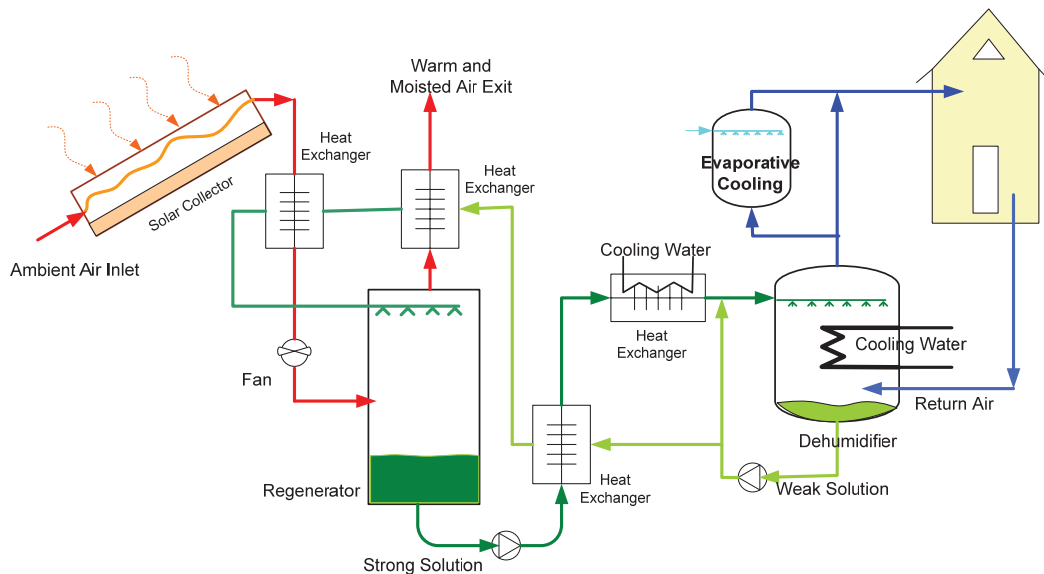
ระบบทำความเย็นแบบ Desiccant System ที่ใช้สารกำจัดความชื้นแบบที่เป็นของแข็งนั้น (Solid Desiccant) และ ของเหลว (Liquid Desiccant) แสดงดังรูปที่ รูปที่ 6-2 และรูปที่ 7-2 ตามลำดับระบบนี้มักจะทำงานร่วมกับระบบระบายอากาศ (Ventilation System) เพื่อปรับอุณหภูมิและความชื้นของบริเวณที่ต้องการ พลังงานจากแสงอาทิตย์จะใช้ในการระเหยน้ำออกจาก สารดูดความชื้น (Desiccant Material) โดยสารดูดความชื้นเป็นได้ทั้งของเหลว เช่น LiBr, LiCl, $CaCl_2$, Trimethylene Glycol (TEG)

(Öberg, 1998; Grossman, 2002) หรือ ของแข็งเช่น Silica Gel, Activated Alumina หรือ Molecular Sieve เป็นต้น ((Dunkle 1965); (Wiemken, Motta et al. 2004)) สำหรับระบบ Solid Desiccant นั้น อากาศภายนอกจะถูกดึงเข้ามาสู่ระบบทำความเย็น โดยผ่านอุปกรณ์ดูดความชื้น (Desiccant Wheel) เพื่อกำจัดความชื้นที่มีอยู่ในอากาศ ซึ่งจะทำให้อากาศจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น จากนั้นอากาศจะถูกส่งไปลดอุณหภูมิโดยผ่าน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะเป็นล้อหมุน (Heat Exchanger Wheel) บางครั้งอากาศที่ผ่าน Heat Exchanger Wheel นั้นอาจมีความชื้นที่ต่ำไป ซึ่งไม่เหมาะกับสภาวะที่เหมาะสมสำหรับคนทั่วไป จึงจำเป็นต้อง ปรับความชื้นของอากาศโดยการพ่นละอองน้ำผ่านเครื่อง Humidifier ก่อนส่งอากาศที่ปรับสภาพแล้วเข้าสู่อาคาร หรือ ห้องต่างๆต่อไป อากาศที่ออกมาจากอาคารจะมีอุณหภูมิค่อนข้างต่ำ จะถูกใช้เป็นตัวดึงความร้อนออกจากอากาศขาเข้าที่ Heat Exchanger Wheel โดยก่อนเข้า Heat Exchanger Wheel อากาศที่ออกมาจากอาคารจะถูกนำไปผ่านเครื่อง Humidifier ก่อนเพื่อลดอุณหภูมิ ซึ่งจะ ทำให้อากาศมีความชื้นสูงขึ้นตามไปด้วย หลังจากออกจาก Heat Exchanger Wheel อากาศนี้จะถูกให้ความร้อนจนมีอุณหภูมิสูงพอที่จะสามารถ Regenerate สารดูดความชื้น (Desiccant Material) ที่บรรจุอยู่ใน Desiccant Wheel ได้ ก่อนถูกปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศต่อไป

สำหรับระบบทำความเย็นแบบ Desiccant System ที่ใช้สารกำจัดความชื้นแบบที่เป็นของเหลว (Liquid Desiccant) นั้น ก็มีหลักการทำงานที่คล้ายคลึงกัน แต่สารดูดความชื้นที่มีลักษณะเป็นของเหลวจะถูกบรรจุอยู่ในถังเก็บสารละลาย และพ่นผ่านอากาศขาเข้าเพื่อดึงความชื้นออก ซึ่งจะทำให้สารละลายมีความเข้มข้นลดลง และสารละลายที่มีความเข้มข้นต่ำนี้จะถูก Regenerate โดยใช้ความร้อนจากแหล่งต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 7-2 ในการคำนวณ และสร้างแบบจำลองของระบบจะอาศัยหลักการสมดุลมวลสารและพลังงาน โดยใช้ Psychrometric Chart ในการหาคุณสมบัติต่างๆ ของอากาศเมื่อไหลผ่านอุปกรณ์ต่างๆ ข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Desiccant สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 4-2



รูปที่ 2 6-ระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant Cooling ซึ่งทำงานร่วมกับระบบระบายอากาศ



รูปที่ 27- ระบบทำความเย็นแบบ Liquid Desiccant Cooling ที่ใช้ความร้อนจากแสงอาทิตย์

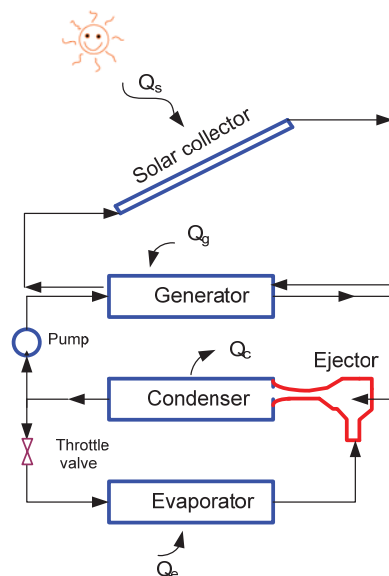
ตารางที่ 24- ข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Desiccant Cooling

ข้อดี	ข้อเสีย
- เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมเนื่องจากใช้น้ำเป็นสารทำความเย็น - ความแตกต่างของอุณหภูมิในด้านบริเวณทำความเย็นและทางด้านแหล่งพลังงานค่อนข้างต่ำจึงสามารถใช้แหล่งความร้อนที่มีระดับอุณหภูมิไม่สูงนักได้ เช่น ความร้อนจากระบบ Solar Collector - สำหรับระบบทำความเย็นที่ใช้สารกำจัดความชื้นแบบที่เป็นของเหลว (Liquid Desiccant) ระบบไม่จำเป็นต้องติดตั้งคอนเดนเซอร์เนื่องจากสามารถปล่อยน้ำซึ่งเป็นสารทำความเย็นสู่บรรยากาศได้เลย	- ระบบให้ทำงานได้อย่างไม่ค่อยมีประสิทธิภาพในบริเวณที่มีความชื้นสูง - ระบบใช้น้ำเป็นสารทำความเย็น ซึ่งมีการระเหยตลอดเวลา จึงไม่เหมาะสมที่จะใช้งานในบริเวณที่ขาดแคลนน้ำ - สำหรับระบบ Solid Desiccant จำเป็นต้องมีการซ่อมบำรุงอย่างสม่ำเสมอเนื่องจากสารกำจัดความชื้นถูกบรรจุไว้ในอุปกรณ์ที่มีการหมุนตลอดเวลา (Rotor Wheel) - สำหรับระบบ Liquid Desiccant สารกำจัดความชื้นมักจะหลุดปะปนไปกับอากาศที่ป้อนเข้าอาคาร - สำหรับระบบ Liquid Desiccant หากไม่มีการควบคุมระบบให้ทำงานในสภาวะที่เหมาะสม อาจเกิดการตกผลึกของสารกำจัดความชื้นได้

ระบบทำความเย็นแบบ Ejector นั้นมีการศึกษากันอย่างแพร่หลายโดยวิศวกรหลายกลุ่ม(Bejan, Kearney et al. 1981; Al-Khalidy 1997; Huang and Chang 1999; Pridasawas and Lundqvist 2004) การประดิษฐ์เครื่องต้นแบบส่วนใหญ่จะเป็นระบบแบบ Single Stage ขนาดเล็ก สมรรถภาพของระบบทำความเย็นไม่สูงนัก (COP ไม่เกิน 1) และค่าประสิทธิภาพรวมของระบบอยู่ที่ประมาณ 15% รูปแสดงอุปกรณ์ที่สำคัญของระบบทำความเย็นแบบ Ejector แสดงดังรูปที่ 8-2 ระบบทำความเย็นแบบ Ejector ที่ใช้ความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์ โดยระบบประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก ได้แก่ อีเจคเตอร์ (Ejector) เครื่องควบแน่น (Condenser) เครื่อง Regenerator เครื่องระเหย (Evaporator) เครื่องต้ม (Generator) วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) และ ปัมป์ สารทำความเย็นที่ใช้มีได้หลายแบบ ส่วนใหญ่จะใช้น้ำ เป็นสารทำความเย็น แต่ปริมาตรจำเพาะของไอน้ำมีค่าค่อนข้างสูงทำให้ระบบที่ใช้น้ำเป็นสารทำความเย็นมีขนาดค่อนข้างใหญ่ ทำให้นักวิจัยช่วงหลังๆพยายามที่จะใช้สารทำความเย็นตัวอื่น เช่น บิวเทน ไอโซบิวเทน แอมโมเนีย หรือ R245fa เป็นสารทำความเย็นแทนเพื่อลดขนาดของระบบ ในการทำงานนั้น สารทำความเย็นที่เป็นของเหลวได้รับความร้อนจากสิ่งแวดล้อมจะระเหยที่ Evaporator จากนั้น ไอของสารทำความเย็นจะถูกดึงเข้าสู่ Ejector ด้วยแรงจากไอสารทำความเย็นที่มีความดัน และอุณหภูมิสูง ที่มาจาก Generator และไหลผ่าน Nozzle ในอีเจคเตอร์ ไอของสารทำความเย็นจาก Evaporator และ Generator จะผสมกันใน Ejector และถูกส่งไปยัง Condenser เพื่อควบแน่น จากนั้นสารทำความเย็นที่เป็นของเหลวส่วนหนึ่งจะถูกส่งผ่าน Expansion Valve และป้อนเข้าสู่ Evaporator เพื่อรองรับภาระทางความเย็นต่อไป สารทำความเย็นส่วนที่เหลือจะถูกปั๊มไปยัง Generator เพื่อผลิตไอ ไปขับเคลื่อน Ejector ต่อไป

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีความสำคัญกับการเนิงานของระบบค่อนข้างมาก ทั้งนี้เนื่องจาก COP ของระบบค่อนข้างต่ำจึงต้องมีแหล่งระบายความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ที่มีความสามารถในการระบายความร้อนสูง นักวิจัยหลายกลุ่มพยายามที่จะเพิ่มประสิทธิภาพของระบบโดยการเพิ่มจำนวน Ejector เพื่อให้ระบบเป็นแบบ Multi-stage (Bejan et al, 1995) และมีการติด Booster เช่นในงานวิจัยของ Göktun, S., 2000 ข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Ejector สามารถสรุปได้ดังตารางที่

5-2



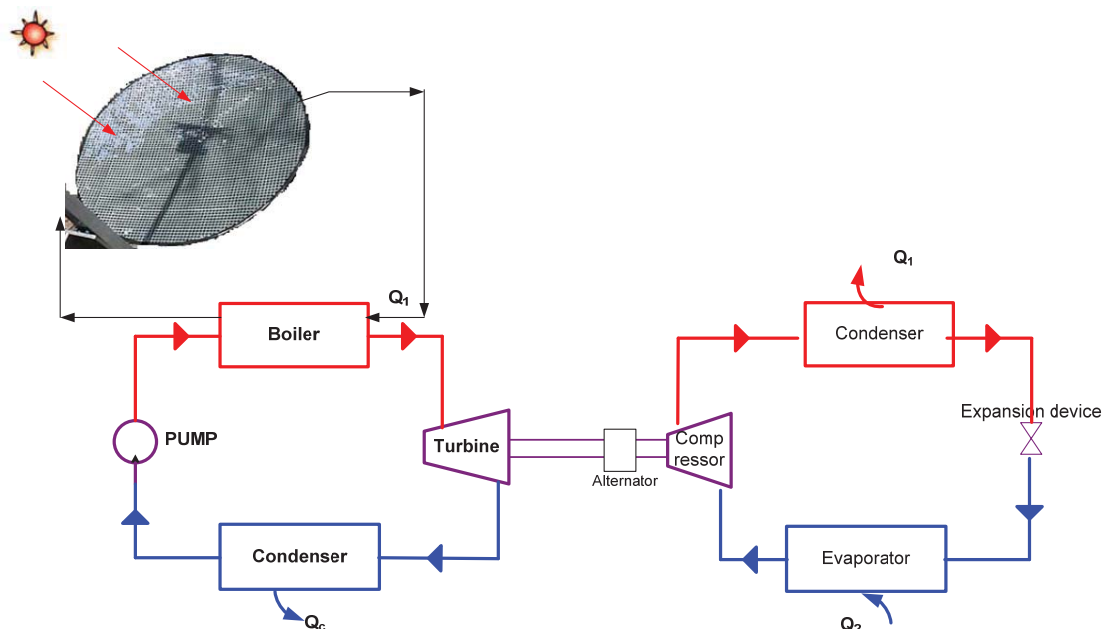
รูปที่ 28- ระบบทำความเย็นแบบ Ejector ที่ใช้ความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์

ตารางที่ 25- ข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Ejector

ข้อดี	ข้อเสีย
สามารถใช้ความร้อนที่มีระดับอุณหภูมิไม่สูงนักเป็นแหล่งพลังงาน (Low Temperature Heat Source)	- สัมประสิทธิ์สมรรถนะต่ำ - การออกแบบ Ejector ที่เหมาะสมกับภาระและสภาวะทางความเย็นนั้นมีความซับซ้อนมาก - ระบบมีความอ่อนไหวกับการเปลี่ยนแปลงสภาวะการทำงาน และยากที่จะควบคุมระบบให้ทำงานได้ดี หากสภาวะความเข้มข้น และภาระทางความเย็น มีการเปลี่ยนแปลงสูง

สำหรับระบบ Duplex-Rankine Refrigeration System นั้นสามารถแบ่งได้เป็น 2 ระบบย่อย ได้แก่ ระบบผลิตแรงกล (Rankine Power Cycle) และ ระบบทำความเย็นแบบ Vapour Compression ความร้อนที่ป้อนเข้าระบบต้องมีระดับอุณหภูมิที่สูงเพื่อระเหย Working Fluid ไปเป็นก๊าซที่มีความดันสูง และส่งไปยัง Turbine เพื่อผลิตแรงกล เพื่อใช้ในการหมุน Compressor ของระบบทำความเย็น ตัวอย่างรูปแสดงการทำงานของระบบ Duplex Rankine Cycle นั้นแสดงดังรูปที่ 9-2 สารที่ใช้เป็น Working

Fluid ใน Power Cycle นั้นอาจเป็น น้ำ หรือ สารประกอบไฮโดรคาร์บอน เช่น R-11, R-113, R-114, หรือ สารไฮโดรคาร์บอนบางตัวส่วนสารทำความเย็นใน Refrigeration Cycle นั้นเป็นสารความเย็นที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในระบบ Vapour Compression เช่น R-134a หรือ R-11 เป็นต้น งานวิจัยเรื่องนี้มี ความโดดเด่นมากในช่วงปี 1970s ซึ่งเกิดวิกฤตการณ์ด้านพลังงานของโลก เช่น Prigmore and Barber (Prigmore and Barber 1975) ทำการศึกษา ระบบ Solar Heated Rankine Cycle สำหรับผลิต กระแสไฟฟ้า และความเย็น หรืองานวิจัยของ Lior, 1977 ก็ทำในลักษณะคล้ายคลึงกัน หลังจาก วิกฤตการณ์ด้านพลังงานของโลกในช่วงปี 1970s ผ่านไป ประกอบกับราคาพลังงานไฟฟ้าต่ำลง ทำให้ การพัฒนาระบบ Duplex Rankine System นี้ไม่ได้ดำเนินการต่อเนื่องมากนัก เนื่องจากการใช้ระบบ Vapour Compression โดยใช้ไฟฟ้าเป็นแหล่งพลังงานนั้นมีความสะดวก และประสิทธิภาพโดยรวมสูง กว่าข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Rankine System สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 6-2



รูปที่ 2 9-ระบบทำความเย็นแบบ Solar-Driven Duplex-Rankine Cycle

ด้วยข้อจำกัดของระบบทางความร้อนเกือบทั้งหมดที่มีขนาดค่อนข้างใหญ่ เนื่องจากต้องอาศัยพื้นที่ใน การแลกเปลี่ยนความร้อน และต้องมีปริมาตรที่ใหญ่พอที่จะรองรับสารที่เปลี่ยนสถานะจากของเหลวไป เป็นก๊าซได้ อีกทั้งประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นที่ใช้ทางความร้อนเป็นตัวขับเคลื่อนระบบนี้ ค่อนข้างต่ำ เมื่อเปรียบเทียบกับระบบที่ใช้ไฟฟ้าเป็นตัวขับเคลื่อน ระบบ Solar Cooling นี้จำเป็นต้องมี การวิจัย และพัฒนาอย่างต่อเนื่องเพิ่มเติมเพื่อให้สามารถทำงานอย่างมีประสิทธิภาพ และมีประสิทธิภาพ สูงขึ้นเมื่อทั้งภาระทางความร้อน และแหล่งความร้อนมีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา

ตารางที่ 2 6-ข้อดี และข้อเสียของระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine Cycle

ข้อดี	ข้อเสีย
• เหมาะสมกับระบบที่มีภาระทางความเย็นสูง • สามารถทำความเย็นได้หลายระดับอุณหภูมิ •	• ค่าใช้จ่ายในการติดตั้งสูง • ระบบมีขนาดใหญ่ • จำเป็นต้องมีการซ่อมบำรุงอย่างสม่ำเสมอเนื่องจากระบบประกอบด้วยส่วนที่มีการเคลื่อนที่ตลอดเวลา (Moving Parts) มาก

3. ระเบียบวิธีการวิจัย และสมมุติฐาน

ในการศึกษาครั้งนี้ผู้วิจัยเริ่มจากการดำเนินการศึกษาลักษณะการทำงานของระบบทำความเย็นที่ใช้ความร้อนเป็นแหล่งพลังงานหลักโดยการศึกษาข้อมูลจากงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์ในวารสารและ proceeding ต่างๆ รวมทั้งสืบค้นผลงานวิจัยในประเทศที่เกี่ยวข้อง เพื่อเปรียบเทียบข้อดี/ข้อเสีย ของเทคโนโลยีแบบต่างๆ จากนั้นได้ดำเนินการสร้างแบบจำลองระบบทำความเย็นที่ใช้ความร้อนเป็นแหล่งพลังงานหลัก ได้แก่ ระบบทำความเย็นแบบ Absorption ระบบทำความเย็นแบบ Adsorption ระบบทำความเย็นแบบ Desiccant Cooling ระบบทำความเย็นแบบ Ejector และระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine และดำเนินการสร้างแบบจำลองภาระทางความร้อน และแบบจำลองการผลิตพลังงานความร้อนจากรังสีแสงอาทิตย์ในช่วงเวลาหนึ่งปี โดยใช้ข้อมูลภูมิอากาศเฉลี่ยของ 5 จังหวัด ในประเทศไทย ได้แก่ จังหวัดกรุงเทพมหานคร เชียงใหม่ นครราชสีมา อุบลราชธานี และสงขลา

แบบจำลองระบบย่อยการผลิตความร้อนจากรังสีแสงอาทิตย์ และแบบจำลองย่อยภาระทางความร้อนนั้น ได้ดำเนินการสร้างแบบจำลองบนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ทางด้าน Transient System Simulation Program (TRNSYS) สำหรับแบบจำลองย่อยระบบระบบทำความเย็นนั้นส่วนใหญ่จะสร้างบนโปรแกรม Engineering Equation Solver (EES) ซึ่งเป็นโปรแกรมที่มีฐานข้อมูลคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำความเย็นหลากหลายสาร ทำให้สามารถสร้างแบบจำลองระบบทำความเย็นได้หลายแบบ จากนั้นแบบจำลองย่อยทั้งสาม ได้แก่แบบจำลองย่อยระบบทำความเย็น ระบบผลิตความร้อนจากรังสีแสงอาทิตย์ และภาระทางความร้อน จะถูกนำมาดำเนินการจำลองบนโปรแกรม TRNSYS

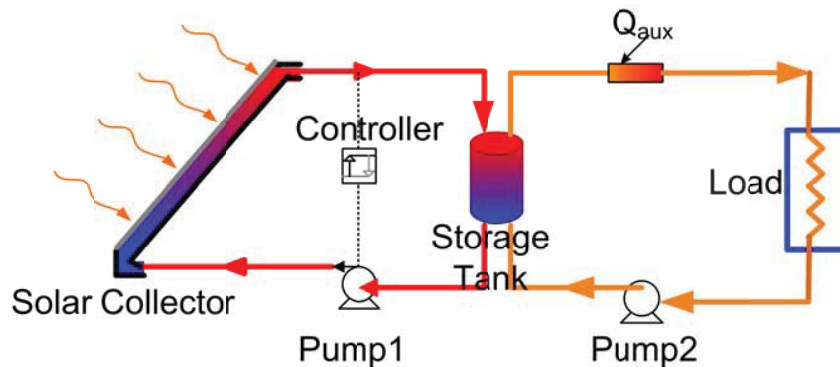
ตัวแปรที่ดำเนินการศึกษาในครั้งนี้ได้แก่ เช่นลักษณะแผงรับความร้อน (Solar Collector) พื้นที่ แผงรับความร้อน (Solar Collector) ที่เหมาะสมและคุ้มค่ากับการลงทุนระดับอนุภูมิภาคในการดำเนินระบบชนิดของระบบทำความเย็นค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้น และผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม

โปรแกรม และอุปกรณ์สำคัญที่ใช้ในการวิจัย

- คอมพิวเตอร์ในการประมวลผล
- โปรแกรมสำเร็จรูป Engineering Equation Solver (EES) ซึ่งใช้ในการสร้างแบบจำลองในสภาวะ Steady-State ของระบบทำความเย็นต่างๆ
- โปรแกรมสำเร็จรูป Transient System Simulation Program หรือ TRNSYS

โดยแบบจำลองของระบบเปลี่ยนรังสีแสงอาทิตย์เป็นพลังงานความร้อน ภาระทางความร้อน และระบบทำความเย็นมีรายละเอียด และสมมุติฐานที่สำคัญดังนี้

3.1 แบบจำลองระบบเปลี่ยนรังสีแสงอาทิตย์เป็นพลังงานความร้อน



รูปที่ 31-ระบบย่อยรับความร้อนจากรังสีดวงอาทิตย์

ระบบย่อยนี้ประกอบด้วย แผงรับความร้อนจากแสงอาทิตย์ (Solar Collector) ถังเก็บน้ำร้อน (Storage Tank) อุปกรณ์ให้ความร้อนเสริมจากไฟฟ้า (Auxiliary Heater) ปั๊ม (Pump) และ อุปกรณ์ควบคุมระบบ (Controller) ซึ่งรังสีจากดวงอาทิตย์จะถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อนโดย Solar Collector ซึ่งมีน้ำเป็นสารทำงาน (Working Fluid) ทำหน้าที่รับความร้อนจาก Solar Collector และนำความร้อนไปเก็บไว้ที่ Storage Tank สำหรับ Controller นั้นทำหน้าที่ควบคุมปั๊มให้ทำงานเฉพาะเวลาที่พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ที่รับมาสูงกว่าความร้อนที่สูญเสียสู่บรรยากาศ หรือ อุณหภูมิน้ำที่ออกจาก Solar Collector สูงกว่าอุณหภูมิน้ำขาเข้า น้ำร้อนที่ใช้เป็นแหล่งพลังงานหลักในการขับเคลื่อนระบบทำความเย็นจะถูกส่งออกจาก Storage Tank ผ่าน Auxiliary Heater เพื่อเพิ่มพลังงานความร้อน ในยามที่อุณหภูมิของน้ำจาก Storage Tank ไม่สูงพอที่จะขับเคลื่อนระบบได้โดย Auxiliary Heater นี้ใช้แบบจำลองมาตรฐานในโปรแกรม TRNSYS TYPE 6 และอุปกรณ์ควบคุมระบบเป็นแบบจำลอง TYPE 2b ปั๊มที่ใช้เป็นแบบ Single Speed, TYPE 3

Solar Collector ที่ใช้ในการจำลองแบ่งเป็น 3 แบบด้วยกัน ได้แก่ Flat Plate, Evacuated Tube และ Concentrating Solar Collector โดย Solar Collector ทุกตัวจะหันหน้าไปทางทิศใต้ทำมุม 30° จากพื้นดินโดยมีตัวแปรที่สำคัญดังนี้

แบบจำลอง Flat Plate Solar Collector

ประสิทธิภาพของ Flat Plate Solar Collector ที่ใช้ในการจำลองนี้เป็นแบบ Quadratic ที่สร้างบนพื้นฐานของสมการ Hottel-Whillier โดยใช้แบบจำลอง TYPE 1b ในโปรแกรม TRNSYS

$$\eta = F_R (\tau\alpha)_e - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I}$$

สมการที่ 31-

หรือ เขียนเป็นสมการ Quadratic อย่างง่ายดังนี้

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{\Delta T}{I_T} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_T}$$

สมการที่ 32-

$$\Delta T = T_{inlet} - T_{ambient}$$

สมการที่ 33-

โดย

a_0 = Intercept Efficiency มีค่า 0.8

a_1 = Negative of the First Order Efficiency Coefficient มีค่า $13 \text{ kJ h}^{-1} \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$

a_2 = Negative of the Second Order Efficiency Coefficient มีค่า $0.05 \text{ kJ h}^{-1} \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-2}$

F_R = Overall Collector Heat Removal Efficiency Factor [-]

I = Incident Solar Radiation per Unit Area [$\text{kJ h}^{-1} \text{ m}^{-2}$]

U_L = Overall Thermal Loss Coefficient of the Collector per Unit Area [$\text{kJ h}^{-1} \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$]

η = Solar Collector Efficiency [-]

$(\tau\alpha)$ = ผลคูณของค่า Cover Transmittance และ Absorber Absorptance [-]

แบบจำลอง Evacuated Tube Solar Collector (ETC)

แบบจำลองที่ใช้เป็น TYPE 71 โดยประสิทธิภาพของ ETC Solar Collector นั้นแสดงได้ดังสมการดังต่อไปนี้

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{\Delta T}{I_T} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_T}$$

สมการที่ 34-

$$\Delta T = T_{inlet} - T_{ambient}$$

สมการที่ 35-

โดย

a_0 = Intercept Efficiency มีค่า 0.7

a_1 = Negative of the First Order Efficiency Coefficient มีค่า $10 \text{ kJ h}^{-1} \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$

a_2 = Negative of the Second Order Efficiency Coefficient มีค่า $0.03 \text{ kJ h}^{-1} \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-2}$

แบบจำลอง Compound Parabolic Concentrating Solar Collector(CPC)

แบบจำลอง CPC นี้สร้างบนพื้นฐานของสมการ Hottel-Whillier เช่นเดียวกับ Flat Plate และ ETC โดยใช้แบบจำลอง TYPE 74 ในโปรแกรม TRNSYS

$$Q_u = \frac{AF_R}{N_s} \sum_{j=1}^{N_s} [I(\tau\alpha) - U_L(T_i - T_a)] \quad \text{สมการที่ 36-}$$

และค่า Overall Transmittance-absorbtance คำนวณจากสมการดังนี้

$$(\tau\alpha) = \frac{I_{bT}(\tau\alpha)_b + I_{dT}(\tau\alpha)_d}{I_T} \quad \text{สมการที่ 37-}$$

อุณหภูมิขาออกของของไหลรับความร้อนคำนวณได้จากสมการต่อไปนี้

$$T_{o,j} = \frac{AF_{R,j} [I_T(\tau\alpha) - U_{L,j}(T_{i,j} - T_a)]}{N_s \dot{m}_c C_{pc}} + T_i \quad \text{สมการที่ 38-}$$

อุณหภูมิ Stagnation เมื่อไม่มีของไหลไหลผ่าน คำนวณได้จากสมการต่อไปนี้

$$T_p = \frac{I_T(\tau\alpha)}{U_L} + T_a \quad \text{สมการที่ 39-}$$

โดย

A = พื้นที่ของ Solar Collector [m^2]

C_{pc} = Specific Heat of Collector Fluid [$kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$]

F_R = Overall Collector Heat Removal Efficiency Factor [-]

I = Incident Solar Radiation per Unit Area [$kJ\ h^{-1}\ m^{-2}$]

$\dot{m}_c$ = Mass Flow Rate of the Collector Fluid [$kg\ h^{-1}$]

N_s = Number of Identical Collectors in Series

Q_u = Useful Energy Gain [$kJ\ h^{-1}$]

U_L = Overall Thermal Loss Coefficient of the Collector per Unit Area [$kJ\ h^{-1}\ m^{-2}\ K^{-1}$]

T_a = Ambient Temperature [K]

T_i = Inlet Temperature [K]

T_o = Outlet Temperature [K]

T_p = Stagnation Temperature [K]

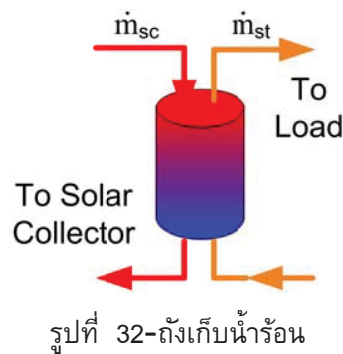
$(\tau\alpha)$ = ผลคูณของค่า Cover Transmittance และ Absorber Absorptance [-]

$(\tau\alpha)_b$ = ค่า สำหรับ Beam Radiation [-]

รายละเอียดเพิ่มเติมสำหรับแบบจำลอง CPC กรุณาศึกษาที่คู่มือการใช้งานโปรแกรม TRNSYS 17 (Klein, Beckman et al. 2010)

แบบจำลอง Thermal Storage Tank

แบบจำลองใช้แบบจำลองแบบ Stratified Storage Tank, TYPE 4 ในโปรแกรม TRNSYS โดยไม่มี Internal Auxiliary Heater และสมมุติให้ถังเก็บความร้อนนี้เป็นแบบ Fully-Mixed Tank ถังมีทางเข้าออก 4 ตำแหน่ง โดย น้ำที่ป้อนเข้าสู่ Solar Collector จะออกจากถังทางด้านล่าง และกลับเข้าสู่ถังทางด้านบน สำหรับน้ำร้อนที่ป้อนเข้าสู่ระบบทำความเย็นนั้นจะออกจากถังทางด้านบน และกลับเข้าสู่ถังทางด้านล่าง อัตราการสูญเสียความร้อนจากถังน้ำสู่สิ่งแวดล้อมมีค่า $1 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ h}^{-1} \text{ m}^{-2}$ ปริมาตรของถังเก็บน้ำ (m^3) ถูกตั้งไว้ที่ค่า 0.02 เท่าของ อัตราการไหลของน้ำร้อน (kg h^{-1}) ที่เข้าสู่ Solar Collector



สำหรับความสูง และรัศมี ของถังที่ปริมาตรต่างๆ นั้นถูกตั้งค่าไว้ดังตารางที่ 1-3 ซึ่งเป็นความสูงที่ทำให้พื้นที่ผิวของถังเก็บร้อนน้อยที่สุด เพื่อลดการสูญเสียความร้อนสู่บรรยากาศ

ตารางที่ 31- ความสูง และรัศมี ของถังเก็บน้ำร้อนที่ทำให้พื้นที่ผิวน้อยที่สุด

$V \text{ (m}^3\text{)}$	$A_{st} \text{ (m}^2\text{)}$	$r_{st} \text{ (m)}$	$h_{st} \text{ (m)}$
0.1	1.19	0.25	0.50
0.2	1.89	0.32	0.63
0.5	3.49	0.43	0.86
1	5.54	0.54	1.08
1.5	7.25	0.62	1.24
2	8.79	0.68	1.37
3	11.51	0.78	1.57
4	13.95	0.86	1.72

V (m ³)	A _{st} (m ²)	r _{st} (m)	h _{st} (m)
5	16.18	0.93	1.85
6	18.28	0.98	1.97
7	20.25	1.04	2.07
8	22.14	1.08	2.17
9	23.95	1.13	2.26
10	25.69	1.17	2.34

3.2 แบบจำลองภาระทางความร้อน

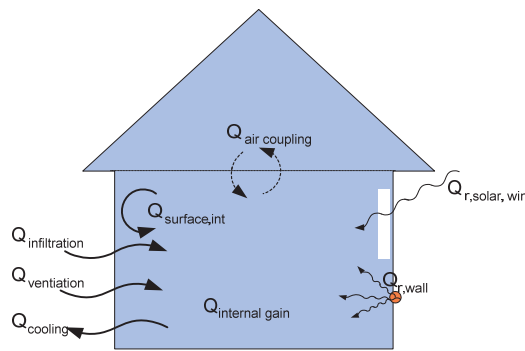
เนื่องจากภาระทางความร้อนสำหรับระบบปรับอากาศนั้นแปรตามสภาวะอากาศ โดยตัวแปรที่มีผลกระทบหลักๆ ได้แก่ ความเข้มรังสีดวงอาทิตย์ และอุณหภูมิอากาศภายนอกอาคาร (Ambient Temperature) ทางผู้วิจัยจึงจำเป็นต้องสร้างแบบจำลองของภาระทางความร้อน เพื่อให้ได้มาซึ่งข้อมูลสำหรับการคำนวณ ซึ่งในงานวิจัยนี้สร้างแบบจำลองภาระทางความร้อน 3 ระดับด้วยกัน ได้แก่ ภาระทางความร้อนระดับต่ำ (<5 kW) ได้แก่ บ้านเรือนทั่วไป, ภาระทางความร้อนระดับกลาง (5-50 kW) ได้แก่ สำนักงานขนาดเล็ก, และ ภาระทางความร้อนระดับสูง (>50 kW) สำนักงานขนาดใหญ่ โดยแบบจำลองภาระทางความร้อนจะสร้างบนโปรแกรมย่อย TRNBUILD ซึ่งเป็นโปรแกรมย่อยของ TRNSYS (Klein, Beckman et al. 2010) ใช้ในการสร้างแบบจำลองอาคารบ้านเรือน และเรียกข้อมูลผ่านแบบจำลอง TYPE 56 Multi-Zone Building โดยใช้สภาวะอากาศของกรุงเทพมหานคร เชียงใหม่ นครสวรรค์ นครราชสีมา อุบลราชธานี และ สงขลา ในการจำลอง ข้อมูลสภาวะอากาศที่ใช้เป็นข้อมูลเฉลี่ย 10 ปี จากฐานข้อมูลของ MEONORM ซึ่งเป็นส่วนหนึ่งของฐานข้อมูลในโปรแกรม TRNSYS

สำหรับแบบจำลองภาระทางความร้อนขนาดเล็กนั้น ตัวแทนอาคารที่ใช้ในการสร้างแบบจำลอง เป็นอาคารที่มีปริมาตรของพื้นที่ใช้สอยรวม 150 m³ พื้นที่หน้าตารวม 7.5 m² ที่ตั้งอยู่ ณ จังหวัดต่างๆ โดยกรุงเทพมหานคร เป็นตัวแทนจังหวัดในภาคกลาง นครราชสีมา และอุบลราชธานี เป็นตัวแทนจังหวัดทางภาคตะวันออกเฉียงเหนือ เชียงใหม่ เป็นตัวแทนจังหวัดทางภาคเหนือ และ สงขลาเป็นตัวแทนจังหวัดทางภาคใต้ ระบบทำความเย็นจะทำงานในช่วงเวลา 8.00 – 12.00 และ 13.00 – 17.00 น.

แบบจำลองที่สร้างนี้เป็นการเริ่มต้นในการสร้างแบบจำลองของภาระทางความร้อนเพื่อใช้เป็นค่าตั้งต้นในการประมวลผลเพื่อศึกษาและได้ข้อมูลการเปลี่ยนภาระทางความร้อนเท่านั้น ตัวอาคารซึ่งเป็นตัวแทนภาระทางความร้อนแบ่งเป็น 2 โซน ได้แก่ พื้นที่ใต้หลังคา และ พื้นที่ใช้สอย โดยวัสดุที่ใช้สร้าง ขนาดพื้นที่สรุปได้ดังตารางต่อไปนี้

ตารางที่ 3 2-คุณสมบัติ ขนาด และวัสดุของอาคารจำลองภาระทางความร้อนขนาดเล็ก

คุณสมบัติ	ขนาดเล็ก	ขนาดกลาง	ขนาดใหญ่
พื้นที่			
พื้นที่	25 m ² (5 x 5 m)	128 m ² (8 x 16 m)	440 m ² (20 x 22 m)
วัสดุทำพื้น	วัสดุปิดหน้าพื้น (0.1 m), คอนกรีต (0.1 m), ปูนพลาสเตอร์ (0.02 m)		
U-value	3.028 W m ⁻² K ⁻¹	3.028 W m ⁻² K ⁻¹	3.028 W m ⁻² K ⁻¹
กำแพง/หน้าต่าง			
กำแพง/หน้าต่าง พื้นที่ทิศเหนือ:	15/1 m ²	24/1 m ²	60/4 m ²
กำแพง/หน้าต่าง พื้นที่ทิศตะวันออก:	15/1 m ²	48/2 m ²	66/5 m ²
กำแพง/หน้าต่าง พื้นที่ทิศใต้:	15/0 m ²	24/1 m ²	60/4 m ²
กำแพง/หน้าต่าง พื้นที่ทิศตะวันตก:	15/1 m ²	48/2 m ²	66/4 m ²
วัสดุทำกำแพง	ปูนฉาบผนัง (0.025 m), อิฐ (0.1 m), และ ปูนพลาสเตอร์ (0.02 m)		
ค่า U-Value ของกำแพง	2.694W m ⁻² K ⁻¹	2.694W m ⁻² K ⁻¹	2.694W m ⁻² K ⁻¹
หน้าต่าง	Window ID 1001 from TRNSYS Library		
U-Value ของหน้าต่าง	5.68 W m ⁻² K ⁻¹	5.68 W m ⁻² K ⁻¹	5.68 W m ⁻² K ⁻¹
g-Value	0.855 %	0.855 %	0.855 %
มุมติดตั้งหน้าต่าง	90°	90°	90°
หลังคา			
พื้นที่หลังคา:	35.35 m ²	128 m ²	440 m ²



รูปที่ 33-ความร้อนที่ผ่านเข้า ออก-อาคารที่ใช้เป็นแบบจำลอง

ระบบปรับอากาศในอาคารนั้น ทั้งนี้ได้สมมติให้อาคารนี้เป็นอาคารสำนักงานซึ่งกำหนดให้มีการใช้งานเฉพาะเวลากลางวัน ระหว่าง 8.00 – 18.00 น. ระบบปรับอากาศจะทำงานเมื่ออุณหภูมิในอาคารสูงกว่า 26°C ความร้อนที่เข้าสู่อาคารมาจาก ความร้อนที่เกิดจากกิจกรรมภายในอาคารความร้อนเนื่องจากการเล็ดลอดเข้ามาของอากาศ (Infiltration Rate) ความร้อนที่นำเข้าสู่อาคารเนื่องจากการนำความร้อนผ่านกำแพง หน้าต่าง และหลังคา และความร้อนเนื่องจากการแผ่รังสีผ่านหน้าต่าง และกำแพง ดังแสดงในรูปที่ 3-3 ความร้อนที่เกิดจากกิจกรรมภายในอาคารเกิดจากอุปกรณ์ไฟฟ้า 1 kW ความร้อนที่เกิดจากหลอดไฟ มีค่า 10 W/m² และความร้อนจากคนที่ทำงานอยู่ในอาคารจำนวน 3 คน (140 W/คน) มีค่า 420 W อัตราการเล็ดลอดเข้ามาของอากาศ (Infiltration Rate) มีค่า 0.8 h⁻¹ อัตราการระบายอากาศ โดย Natural Convection (Air Change per Hour, ACH) มีค่า 0.8 h⁻¹ เช่นกันสมการสมดุลของการถ่ายเทความร้อนบริเวณอาคารไม่รวมความร้อนที่ดึงออกจากอาคารจากระบบปรับอากาศ แสดงโดยสมการที่ 3-10 และการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังและหน้าต่างโดยการแผ่รังสีแสดงดังสมการที่ 3-11

$$Q_{conv,i} = Q_{surface,i} + Q_{infiltration,i} + Q_{ventilation,i} + Q_{internal_gain,i} + Q_{air_coupling,i} \quad \text{สมการที่ 310-}$$

Radiative Heat Flow ผ่านผนัง และหน้าต่างแสดงได้โดยสมการต่อไปนี้

$$Q_{r,w_i} = Q_{r,wall,int} + Q_{r,sol,wall} + Q_{r,long,wall} \quad \text{สมการที่ 311-}$$

โดย

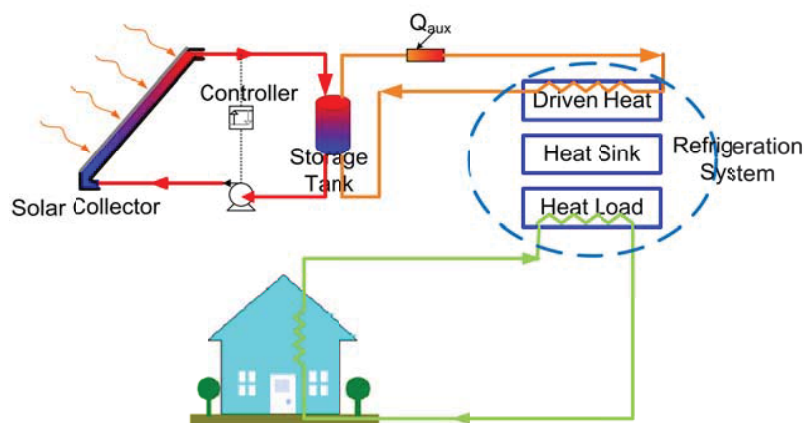
$Q_{air\ coupling,\ i}$	Convective heat flow จากบริเวณหลังคาที่ติดกับ ห้องใต้หลังคา (Attic) kW ไปยังพื้นที่ใช้สอย	
Q_{conv}	Convective heat flow เข้ามายังพื้นที่ใช้สอย	kW
$Q_{infiltration,\ i}$	Infiltration heat flow เข้ามายังพื้นที่ใช้สอย	kW
$Q_{internal\ gain}$	Internal heat gain ในพื้นที่ใช้สอย	kW

$Q_{r, \text{ long, wall}}$	Long wave radiation จากกำแพงเข้ามายังพื้นที่ใช้สอย	kW
$Q_{r, \text{ sol, wall}}$	Solar radiation ที่ผ่านกำแพงเข้ามายังพื้นที่ใช้สอย	kW
$Q_{r, w}$	Radiative heat flow ผ่านผนังและกำแพง	kW
$Q_{r, \text{ wall, int}}$	Internal radiation จากกำแพงเข้ามายังพื้นที่ใช้สอย	kW
$Q_{\text{ventilation, i}}$	Convective heat flow ที่ผ่านเข้ามาในอาคารโดย air ventilation	kW

สำหรับการสร้างแบบจำลองทางอุณหพลศาสตร์แบบ Steady-state ของระบบทำความเย็นที่ใช้ความร้อนเป็นแหล่งพลังงานหลักต่างๆ นั้น ใช้หลักการดังอธิบายไว้ในบทที่ 2 แบบจำลองส่วนใหญ่จะถูกสร้างบนโปรแกรม EES อันได้แก่ ระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ (Ejector) เดซิแคนท์ที่ใช้สารดูดความชื้นแบบของเหลว (Liquid Desiccant) ดูดซึม (Absorption) และระบบทำความเย็นแบบ Duplex Rankine Cycle อย่างไรก็ตามแบบจำลองแบบ Solid Desiccant ถูกสร้างบน TRNSYS โดยตรง ทั้งนี้เนื่องจากโปรแกรม TRNSYS นั้นมีฐานข้อมูลด้าน Psychrometric ของไอน้ำในอากาศ และมีแบบจำลองของระบบ Desiccant Wheel ซึ่งเป็นอุปกรณ์สำคัญของระบบอยู่แล้ว และแบบจำลองของระบบทำความเย็นแบบเกิดปฏิกิริยาเคมี (Chemical Reaction Cooling System) และ Liquid Desiccant นั้น เป็นแบบจำลองที่สร้างโดยอ้างอิงมาจากการวิจัยของ Duenas และ Pilatowsky (Duenas, Pilatowsky et al. 2001) และ Xie และคณะ (Xie, Jiang et al. 2008) ตามลำดับ สำหรับระบบทำความเย็นแบบ Adsorption นั้นใช้แบบจำลองที่พัฒนาโดย Thermal Energy System Specialist (TESS) และบรรจุเข้าเป็นแบบจำลองมาตรฐานบนโปรแกรม TRNSYS สมรรถภาพของแต่ละระบบจะแสดงในรายละเอียดในบทที่ 4 ต่อไป

3.3 แบบจำลองระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์เป็นตัวขับเคลื่อนระบบ

หลังจากการผนวกแบบจำลองย่อยทั้งหมดเข้าด้วยกันแล้วนั้น ก็จะเริ่มดำเนินการวิเคราะห์จากการหาอัตราการไหลที่เหมาะสมของน้ำที่ไหลผ่าน Solar Collector และ Storage Tank เพื่อให้สามารถเก็บพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์มากที่สุด และได้น้ำร้อนที่มีอุณหภูมิเหมาะสมในการขับเคลื่อนระบบทำความเย็นโดยพิจารณาจากการที่ระบบใช้ความร้อนเพิ่มจาก Auxiliary Heater ต่ำสุด



รูปที่ 34- ส่วนประกอบหลักของระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ขับเคลื่อนระบบ

การวิเคราะห์ผลการจำลองนั้น จะพิจารณาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถภาพ (Coefficient of Performance, COP) ของระบบย่อยทำความเย็น ประสิทธิภาพโดยรวมของระบบ Solar Cooling ในรูปของค่าอัตราส่วนภาระทางความเย็นต่อความร้อนพลังงานความร้อนทั้งหมดที่ป้อนเข้าระบบ (System Thermal Ratio, STR) และสัดส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์ต่อพลังงานความร้อนทั้งหมด (Solar Fraction, SF)

$$COP_{thermal} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad \text{สมการที่ 312-}$$

$$STR = \frac{Q_e}{Q_{sc} + Q_{aux}} \quad \text{สมการที่ 313-}$$

$$SF = \frac{Q_{sc}}{Q_{sc} + Q_{aux}} \quad \text{สมการที่ 314-}$$

โดย

A คือพื้นที่ของ Solar Collector (m^2)

$COP_{thermal}$ คือสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นที่ใช้ความร้อนเป็นแหล่งพลังงานหลัก (-)

G คือรังสีจากดวงอาทิตย์ที่ตกกระทบบต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ (Solar Flux, W/m^2)

Q_{aux} คือความร้อนที่ขับเคลื่อนระบบทำความเย็นที่มาจาก Auxiliary Heater(W)

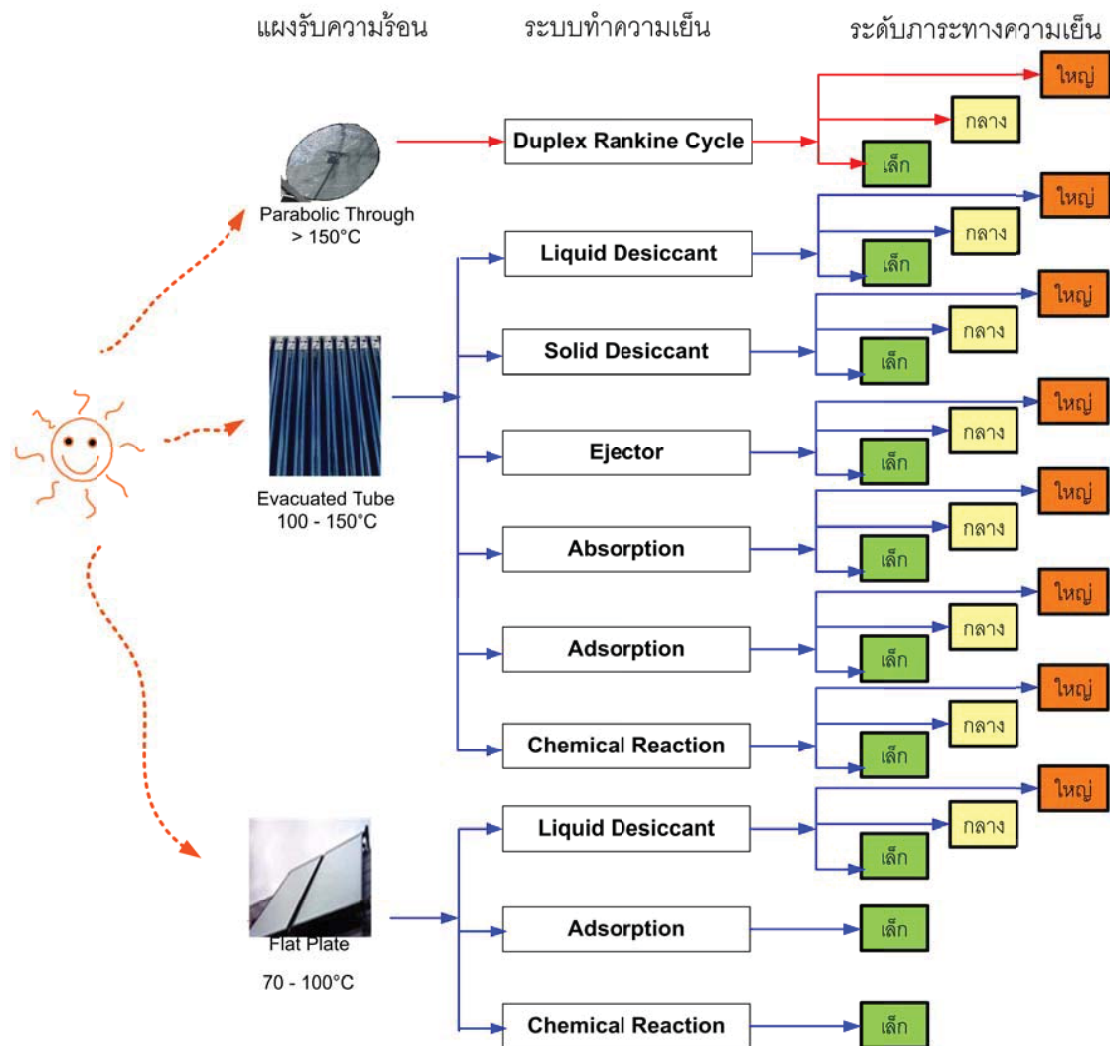
Q_e คือภาระทางความเย็น (W)

- Q_g คือความร้อนที่ขับเคลื่อนระบบทำความเย็น (W)
- Q_{sc} คือความร้อนที่ขับเคลื่อนระบบทำความเย็นที่มาจาก Solar Collector (W)
- SF คือ สัดส่วนพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ และพลังงานความร้อนทั้งหมดที่ใช้ในการขับเคลื่อนระบบ (-)
- STR คืออัตราส่วนภาระทางความร้อนต่อความร้อนทั้งหมดที่ป้อนเข้าระบบ (-)
- SSTR คืออัตราส่วนภาระทางความร้อนต่อความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ป้อนเข้าระบบ (-)

ในบางสภาวะอากาศที่รังสีจากดวงอาทิตย์ค่อนข้างต่ำ เนื่องจากเมฆมาก หรือฝนตก ทำให้ความร้อนที่ได้จาก Solar Collector ไม่เพียงพอต่อการเดินระบบทำความเย็น จำเป็นต้องใช้ความร้อนจากแหล่งอื่น ๆ มาช่วยเสริมเพื่อให้ระบบดำเนินไปได้ สัดส่วนการใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์เทียบกับการใช้พลังงานความร้อนทั้งหมดเพื่อขับเคลื่อนระบบแสดงได้ดังค่า Solar Fraction (SF)

ด้วยความสามารถและขีดจำกัดของระบบทำความเย็นแต่ละชนิดแตกต่างกัน ไม่ว่าจะเป็นความต้องการพลังงานความร้อนในการขับเคลื่อนระบบที่ระดับอุณหภูมิต่างกัน ความสามารถในการทำความเย็นได้ที่ระดับอุณหภูมิต่าง ๆ กัน และขนาดภาระทางความร้อนที่รองรับได้มีความแตกต่างกัน ดังกล่าวมาข้างต้น ประกอบกับขอบเขตของงานวิจัยจะเน้นไปในการประยุกต์ใช้ระบบระบบปรับอากาศ (Air-Conditioning Application) ทางผู้วิจัยจึงวางแผนที่จะวิเคราะห์ระบบทำความเย็นโดยใช้ความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์โดยพิจารณาปัจจัยทางด้านเทคนิค อันได้แก่ ความเป็นไปได้ทางเทคนิคในการประยุกต์ใช้ความร้อนที่ระดับอุณหภูมิต่างๆ ระบบทำความเย็น และความสามารถของระบบทำความเย็นที่จะรองรับภาระทางความร้อนขนาดต่างๆ เป็นปัจจัยหลัก โดยการจับคู่เชิงเทคนิคของแหล่งพลังงานความร้อน และระบบทำความเย็น แสดงดังรูปที่ 5-3

เนื่องจากระบบ Duplex-Rankine นั้นโดยธรรมชาติแล้วมีพวก Moving Parts ค่อนข้างเยอะ และอุปกรณ์แต่ละตัวที่ประกอบอยู่ในระบบ มีขนาดใหญ่ ซึ่งธรรมชาติของอุปกรณ์ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการเปลี่ยนสถานะระหว่างของเหลว และก๊าซ โดยเฉพาะระบบต้นกำลัง หรือ Rankine Power Cycle นั้นมีราคาค่อนข้างสูงมาก และยากที่จะออกแบบระบบที่มีขนาดเล็กได้ อีกทั้งตัวเทอร์โบมีขนาดเล็กนั้นไม่มีขายในท้องตลาดมากนัก มีเพียงไม่กี่บริษัทในโลกเท่านั้นที่มีเทคโนโลยีเป็นของตัวเองที่สามารถผลิตได้ จึงค่อนข้างยากสำหรับการประยุกต์ใช้กับระบบทำความเย็นที่มีภาระทางความร้อนขนาดเล็ก นอกจากนี้ Flat Plate Solar Collector นั้นถึงแม้จะมีประสิทธิภาพค่อนข้างสูง แต่ระดับอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ผลิตได้ค่อนข้างต่ำ ซึ่งไม่เพียงพอต่อการขับเคลื่อนระบบ ทำให้ต้องเดิน Auxiliary Heater เกือบตลอดเวลา จึงไม่เหมาะสมกับใช้งานกับระบบขนาดใหญ่ ณ ที่นี้จึงมีได้ดำเนินการจำลองในสภาวะนี้



รูปที่ 3 5-การวิเคราะห์ระบบทำความเย็นที่เหมาะสมกับแหล่งความร้อนและภาระทางความร้อนต่างๆ

3.4 การวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์

การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ จะมุ่งประเด็นในการวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายในการพลังงานเพื่อขับเคลื่อนระบบทำความเย็น โดยวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายเฉลี่ยรายปีสำหรับระบบผลิตความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์จาก Solar Collector รวมทั้งค่าไฟฟ้าป้อนในระบบ ทั้งนี้การเดินระบบทำความเย็นนั้น จำเป็นต้องควบคุมอุณหภูมิของแหล่งความร้อนให้มีค่าสูงในระดับหนึ่ง ที่จะเพียงพอในการขับเคลื่อนระบบได้ ซึ่งในเวลาที่ความเข้มแสงจากดวงอาทิตย์ไม่พอนั้น อุณหภูมิใน Storage Tank นั้นไม่สูงพอที่จะขับเคลื่อนระบบได้ จำเป็นต้องใช้ความร้อนเสริม และในการวิจัยนี้ มุ่งประเด็นไปที่การใช้ความร้อนเสริมจากเครื่องทำความร้อนแบบใช้ไฟฟ้า และมีสมมุติฐานในการวิเคราะห์ดังนี้

- ค่า Average Utility Cost นิยามตามสมการดังนี้

$$\text{Cost}_{\text{utility}} = \frac{\text{Annualized Investment Solar Collector Cost} + \text{Electricity Cost for Pumps and Auxiliary Heater}}{\text{Annual Cooling Load}}$$

ค่า Annualized Utility Cost เป็นค่าใช้จ่ายด้านพลังงานเฉลี่ยต่อภาระทางความร้อน 1 kWh ที่เกิดขึ้นในการลงทุนในแต่ละทางเลือก และนำมาปรับฐานให้เป็นค่าเฉลี่ยรายปี โดยคิดที่ Discount Rate 6.7 % (อัตราดอกเบี้ยเฉลี่ย 20 ปี จากธนาคารแห่งประเทศไทย)

- ค่า Annualized Utility Cost ใช้เป็นตัวบ่งชี้ต้นทุนค่าพลังงาน ต่อหน่วยภาระทางความร้อนจากการประยุกต์ใช้ระบบระบบทำความเย็นแบบใช้ความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์ ทางเลือกที่มีค่า Annualized Utility Cost น้อยหมายถึงเป็นทางเลือกที่มีต้นทุนน้อยกว่า และในทางตรงกันข้ามสำหรับทางเลือกที่มีค่า Annualized Utility Cost มากเป็นทางเลือกที่มีต้นทุนสูงกว่า
- ค่าไฟฟ้าในการวิเคราะห์ราคา 3.5 บาท ต่อ kWh
- สมมติให้ภาระระบบทำความเย็นทุกระบบที่ไม่รวมระบบย่อย Solar Collector มีค่าไม่แตกต่างกัน
- อายุการใช้งานของระบบ 15 ปี
- ค่า Solar Collector แบบ Concentric Parabolic Collector, Evacuated Tube และ Flat Plate มีค่า 30,000 15,000 และ 8,000 บาท ต่อตารางเมตร ตามลำดับ
- ค่าใช้จ่ายในการติดตั้งอุปกรณ์อื่นนอกเหนือจาก Solar Collector คิดเป็น 20% ของต้นทุนการติดตั้ง Solar Collector
- อัตราดอกเบี้ยต่อปี (Discount Rate) คิดที่ 6.7 % อ้างอิงจากค่าเฉลี่ยอัตราดอกเบี้ยธนาคารแห่งประเทศไทย 20 ปี (พ.ศ. 2534 – 2553) (Statinfo 2011; ธนาคารแห่งประเทศไทย 2553)
- Time Step ในการจำลองอยู่ในช่วง 0.1 – 1 ชั่วโมง
- การประมาณราคาเงินอุดหนุนต่อภาระทางความร้อน (Cooling Load) ซึ่งเป็นพลังงานความร้อนเทียบเท่ากับพลังงานไฟฟ้า คำนวณโดย

$$SP_e = \frac{SP_{th,cooling} Q_{cooling,tot}}{W_{comp,tot}} \quad \text{สมการที่ 3-15}$$

SP_e คือ เงินอุดหนุนภาระทางความร้อนเทียบเท่าการอุดหนุนค่าไฟฟ้า [บาท/kWh_{e, equivalent}]

SP_{th} คือ เงินอุดหนุนต่อ 1 หน่วยภาระทางความร้อน [บาท/kWh_{th, cooling load}]

$Q_{cooling,tot}$ คือ ภาระทางความร้อนในรอบปี

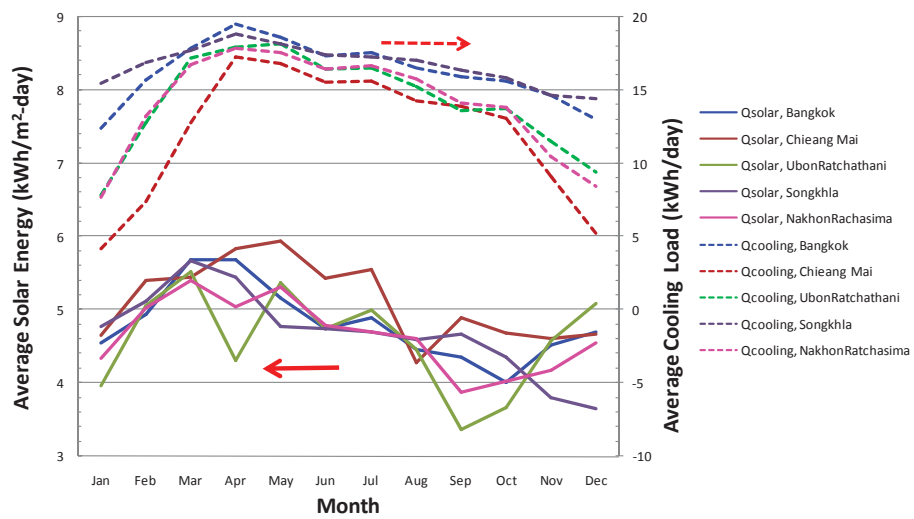
$W_{comp,tot}$ คือ พลังงานไฟฟ้าทั้งหมดที่ใช้ในการขับเคลื่อนระบบทำความเย็นแบบ Vapour Compression ในรอบปี

4. ผลการวิจัย และวิเคราะห์

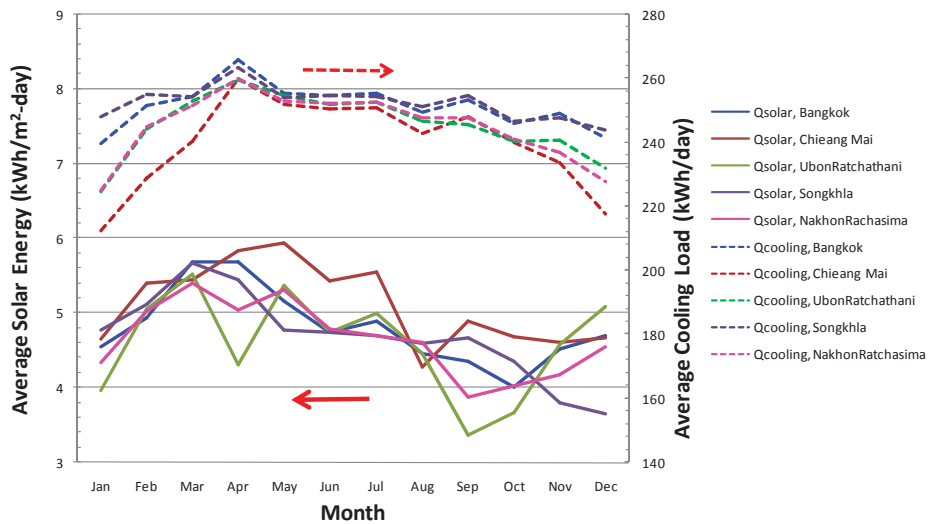
ผลการจำลองที่อธิบายในบทนี้นั้นจะแบ่งเป็น 2 ส่วนด้วยกัน ได้แก่ ผลการจำลอง Performance ของระบบทำความเย็นขณะดำเนินการแบบ Steady State และผลการจำลองของระบบทำความเย็นแบบใช้พลังงานแสงอาทิตย์ทั้งระบบ ซึ่งประกอบด้วยระบบย่อยการเปลี่ยนพลังงานแสงอาทิตย์มาเป็นความร้อน (Solar Collector Model) ระบบย่อยระบบทำความเย็น (Cooling Model) และระบบย่อยภาระทางความเย็น (Cooling Load) ในการจำลองนั้นจะเริ่มจากการวิเคราะห์การทำงานของระบบทำความเย็นต่าง ๆ ณ การทำงานแบบ Steady-state เพื่อให้ได้ภาพที่ชัดเจนขึ้นของอิทธิพลของอุณหภูมิ Heat Sink อุณหภูมิ Heat Source ที่มีต่อสมรรถนะ และการทำงานของระบบ จากนั้นจึงเริ่มเชื่อมต่อแบบจำลองของระบบทำความเย็นกับภาระทางความเย็น และแหล่งความร้อนที่ใช้ในการขับเคลื่อนระบบที่ได้จาก Solar Collector ที่แปรเปลี่ยนไปตลอดทั้งปีผลการจำลองสุดท้ายที่ได้ จะเป็นผลของการใช้พลังงานของระบบในสภาวะแบบเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา หรือ Transient System ซึ่งใกล้เคียงกับความเป็นจริงของระบบ และในการจำลองแบบ Transient นี้จะใช้ Time Step ในช่วง 0.1 – 1 ชั่วโมง จากนั้นค่าใช้จ่ายในการติดตั้ง Solar Collector รวมถึงค่าใช้จ่ายในการเดินปั๊มจะถูกนำมาคิดเป็นค่าเฉลี่ยในระยะเวลา 15 ปี เพื่อเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานของระบบต่างๆ

4.1 ระบบย่อย Solar Collector และ ภาระทางความเย็น

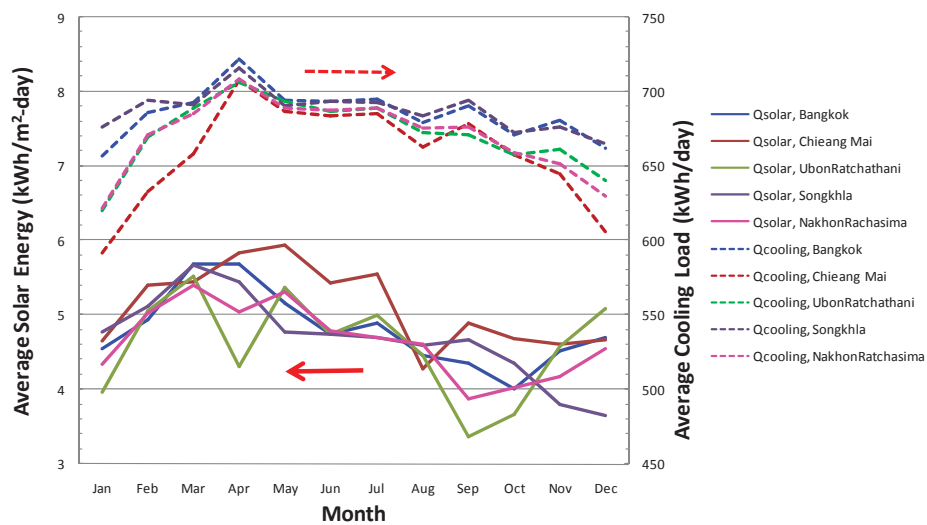
ค่าเฉลี่ยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบบนพื้นที่ 1 ตารางเมตรใน 1 วัน เมื่อแผ่รับความร้อนวางตั้ง 45 องศา (เป็นมุมที่สะดวกที่สุดในการติดตั้ง ดูแลรักษา เพื่อให้ได้ความร้อนจากรังสีดวงอาทิตย์สูงสุดในรอบวัน) ของแต่ละช่วงเวลาในรอบปี และภาระทางความเย็นของแต่ละเดือน ในรอบปี และภาระทางความเย็นของอาคารขนาดเล็กแสดงดังรูปที่ 1-4 จากผลการจำลองพบว่า การเปลี่ยนแปลงพลังงานที่ได้จากรังสีดวงอาทิตย์ และภาระทางความเย็นในรอบปีนั้น มีแนวโน้มไปทางเดียวกันสำหรับทุกจังหวัดที่ใช้เป็นตัวแทนในการคำนวณ และสำหรับภาระทางความเย็นในรอบปีนั้นแสดงดังรูปที่ 4-4 รูปที่ 5-4 และรูปที่ 6-4



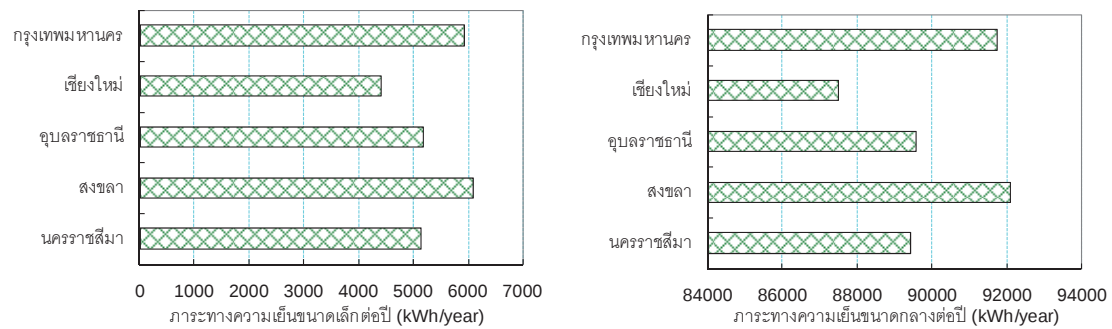
รูปที่ 4 1-ค่าเฉลี่ยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบบนแนวราบพื้นที่ 1m^2 ในรอบวัน และภาระทางความเย็นของแต่ละเดือน ของภาระทางความเย็นขนาดเล็ก ($< 5 \text{ kW}$)



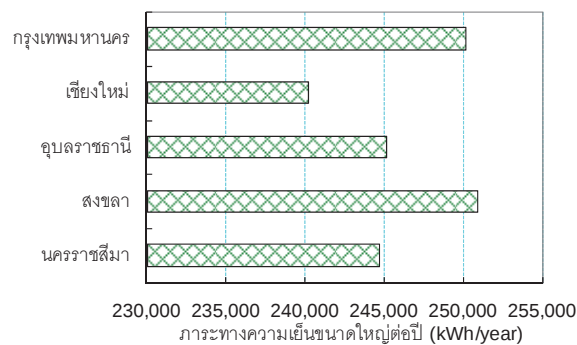
รูปที่ 4 2-ค่าเฉลี่ยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบบนแนวราบพื้นที่ 1m^2 ในรอบวัน และภาระทางความเย็นของแต่ละเดือน ของภาระทางความเย็นขนาดกลาง ($5-50 \text{ kW}$)



รูปที่ 4 3-ค่าเฉลี่ยพลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบบนแนวราบพื้นที่ 1m^2 ในรอบวัน และภาระทาง
ความเย็นของแต่ละเดือน ของภาระทางความเย็นขนาดใหญ่ (>50 kW)



รูปที่ 44- ภาระทางความเย็นขนาดเล็กในรอบปี รูปที่ 45- ภาระทางความเย็นขนาดกลางในรอบปี



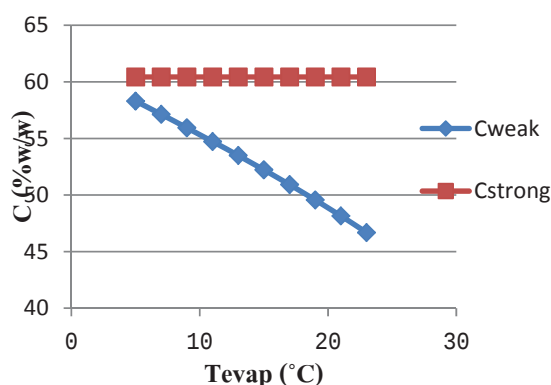
รูปที่ 46- ภาระทางความเย็นขนาดใหญ่ในรอบปี

ระบบทำความเย็น

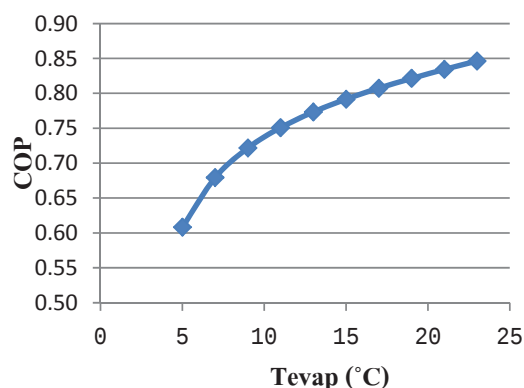
แบบจำลองระบบทำความเย็นที่ดำเนินการสร้าง และจำลองได้แก่ ระบบทำความเย็นแบบ Absorption ระบบทำความเย็นแบบ Adsorption ระบบทำความเย็นแบบ Desiccant Cooling ระบบทำความเย็นแบบ Ejector และระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine ประสิทธิภาพของระบบทางอุณหพลศาสตร์ โดยทั่วไปนั้นเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิของแหล่งของความร้อนที่ใช้เป็นตัวขับเคลื่อนระบบสูงขึ้น อย่างไรก็ตามยังมีปัจจัยแวดล้อมอื่นอีกหลายประการที่มีอิทธิพลต่อสมรรถภาพของระบบทำความเย็นเหล่านี้ เช่น อุณหภูมิของแหล่งทิ้งความร้อน (Heat Sink) หรือ อุณหภูมิของภาระทางความร้อน เป็นต้น สมรรถภาพของระบบทำความเย็นต่างๆ ที่ใช้ในการจำลองในงานวิจัยนี้ ณ สภาวะการทำงานแบบ Steady State สามารถแสดงได้ดังนี้

ระบบทำความเย็นแบบ Absorption

การศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อการออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนนั้น กำหนดให้ระบบทำความเย็นใช้ LiBr-น้ำ เป็นสารดูดกลืน และสารทำความเย็น ที่มีภาระทางความร้อนที่ 3.54 kW และศึกษาผลของตัวแปรเหล่านี้ที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) เช่น อุณหภูมิที่ Evaporator (T_{evap}), อุณหภูมิที่ Absorber (T_{abs}), อุณหภูมิที่ Generator (T_{gen}) และอุณหภูมิที่ Condenser (T_{cond}) โดยความร้อนที่ใช้ในการขับเคลื่อนระบบนั้นมิได้รับมาจาก Solar Collector แต่มาจากการใช้อุปกรณ์ให้ความร้อนแบบทั่วไป และฐานข้อมูลทางเทอร์โมไดนามิกส์ของคู่สารทำความเย็นนั้นพัฒนามาจากข้อมูลของ 1989 ASHRAE Handbook of Fundamentals และ Patek and Klomfar (Patek and Klomfar 2006) ซึ่งเป็นส่วนหนึ่งของฐานข้อมูลของโปรแกรม EES (Klein 2011)



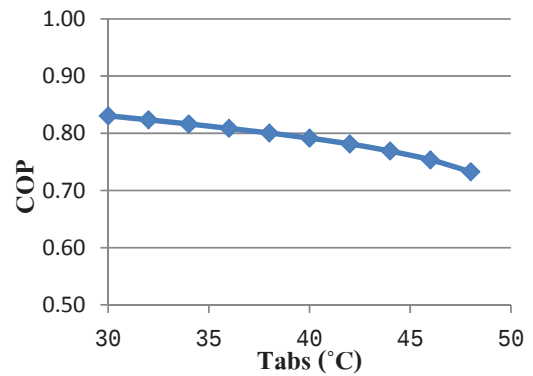
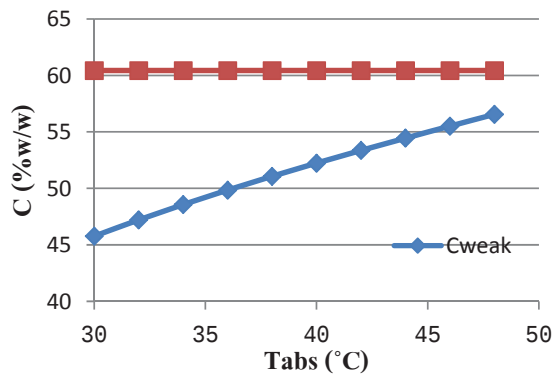
รูปที่ 4 7-การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Evaporator กับค่าความเข้มข้นของสารละลาย LiBr



รูปที่ 48- การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Evaporator กับค่าCOP

รูปที่ 7-4 เป็นผลการศึกษาผลของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Evaporator กับค่าความเข้มข้นของสารละลายพบว่า ความเข้มข้นของสารละลาย LiBr เจือจางมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิของ Evaporator

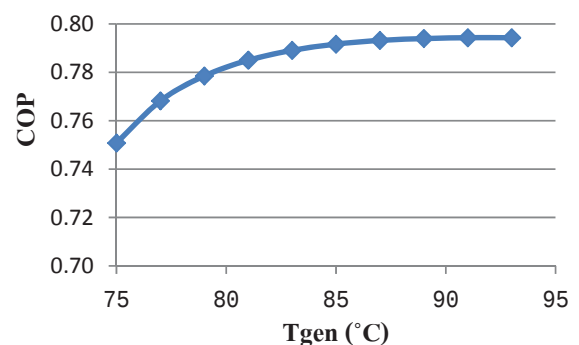
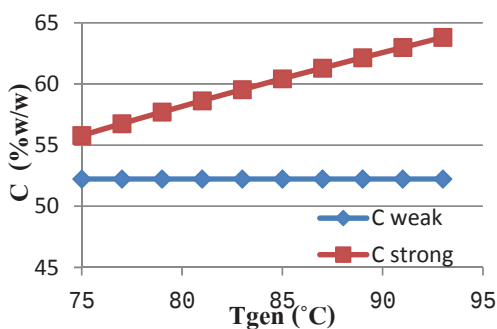
เพิ่มขึ้น เนื่องจากเมื่ออุณหภูมิของ Evaporator เพิ่มขึ้นทำให้ความดันในส่วนของความดันต่ำมีค่าเพิ่มขึ้นส่งผลให้ปริมาณไอน้ำที่ถูกดูดกลืนภายใน Absorber มีค่ามากขึ้น ค่าความเข้มข้นของสารละลาย LiBr เจือจางจึงมีค่าลดลง ส่วนความเข้มข้นของสารละลาย LiBr เข้มข้นมีค่าคงที่เนื่องจากความดันในส่วนความดันสูงไม่เปลี่ยนแปลง รูปที่ 8-4 นั้นเป็นผลการศึกษาผลของการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของ Evaporator กับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) พบว่า เมื่อเพิ่มอุณหภูมิของ Evaporator ส่งผลให้ COP มีค่าเพิ่มขึ้น



รูปที่ 4 9-ผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Absorber กับค่าความเข้มข้นของสารละลาย LiBr

รูปที่ 410-การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Absorber กับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)

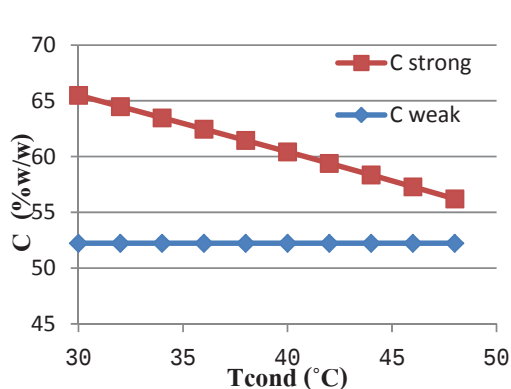
รูปที่ 9-4 เป็นผลการศึกษาการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Absorber กับค่าความเข้มข้นของสารละลายพบว่า ความเข้มข้นของสารละลาย LiBr เจือจางมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิของ Absorber เพิ่มขึ้น เนื่องจากเมื่ออุณหภูมิของ Absorber เพิ่มขึ้นทำให้ค่าความเข้มข้นของสารละลาย LiBr เพิ่มขึ้น ส่วนความเข้มข้นของสารละลาย LiBr เข้มข้นมีค่าคงที่เนื่องจากความดันในส่วนความดันสูงไม่เปลี่ยนแปลง และเมื่อเพิ่มอุณหภูมิของ Absorber ส่งผลให้ COP มีค่าลดลงดังแสดงในรูปที่ 10-4



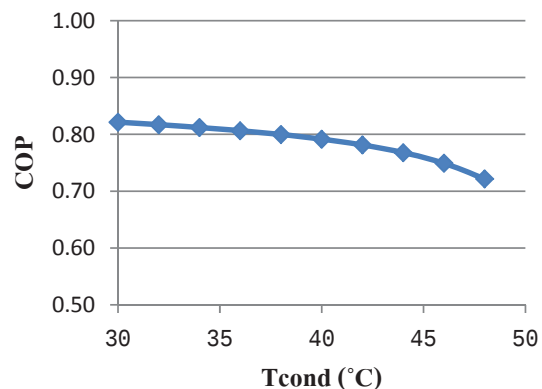
รูปที่ 4 11-การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Generatorกับค่าความเข้มข้นของสารละลาย LiBr

รูปที่ 4 12-การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Generator กับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)

รูปที่ 13-4 เป็นการศึกษาผลของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Generator กับค่าความเข้มข้นของสารละลายพบว่า ความเข้มข้นของสารละลาย LiBr เข้มข้นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิของ Generator เพิ่มขึ้น เนื่องจากเมื่ออุณหภูมิของ Generator เพิ่มขึ้นทำให้ปริมาณไอน้ำใน Generator ระเหยได้ดีขึ้น ค่าความเข้มข้นของสารละลาย LiBr เข้มข้นจึงมีค่าเพิ่มขึ้น ส่วนความเข้มข้นของสารละลาย LiBr เจือจางมีค่าคงที่เนื่องจากความดันในส่วนความดันต่ำไม่เปลี่ยนแปลง และพบว่าเมื่อเพิ่มอุณหภูมิของ Generator ส่งผลให้ COP มีค่าเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 12-4



รูปที่ 4 13-การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Condenser กับค่าความเข้มข้นของสารละลาย LiBr

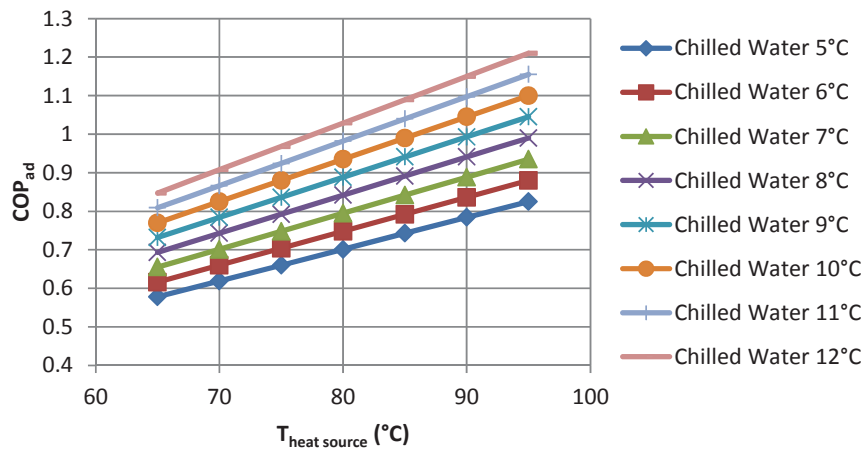


รูปที่ 4 14-การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ Condenser กับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)

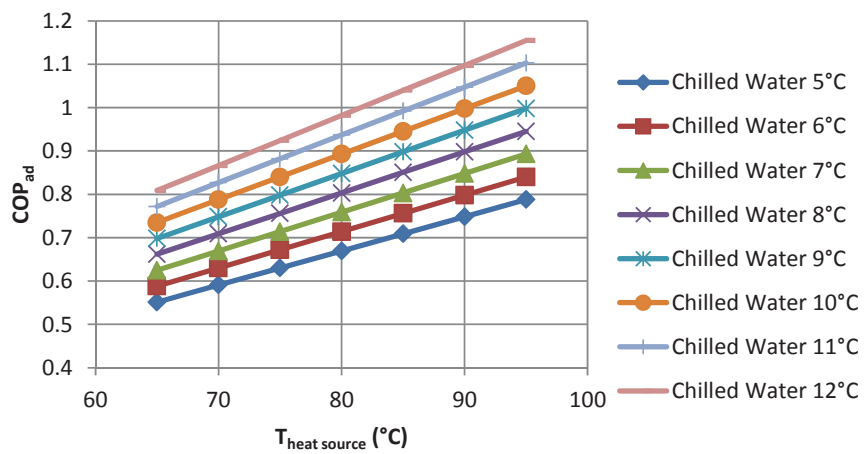
ความเข้มข้นของสารละลาย LiBr เข้มข้นมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิของ Condenser เพิ่มขึ้น เนื่องจากเมื่ออุณหภูมิของ Condenser เพิ่มขึ้นทำให้ความดันในส่วนของความดันสูงเพิ่มขึ้นส่งผลให้ปริมาณไอน้ำที่ระเหยใน Generator มีค่าลดลง ค่าความเข้มข้นของสารละลาย LiBr เข้มข้นจึงมีค่าลดลง ส่วนความเข้มข้นของสารละลาย LiBr เจือจางมีค่าคงที่เนื่องจากความดันในส่วนความดันต่ำไม่เปลี่ยนแปลงดังแสดงในรูปที่ 13-4 และ เมื่อเพิ่มอุณหภูมิของ Condenser ส่งผลให้ COP มีค่าลดลงดังแสดงในรูปที่ 14-4

ระบบทำความเย็นแบบ Adsorption

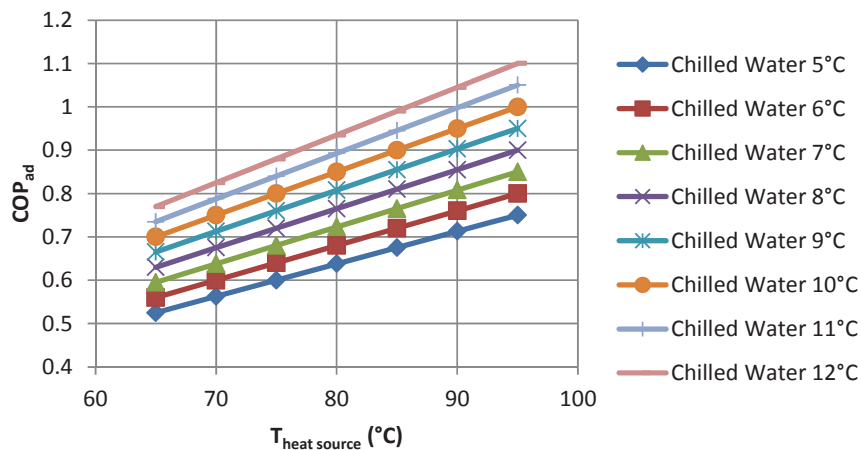
การศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อการออกแบบระบบทำความเย็นแบบ Adsorption นั้น กำหนดให้ระบบทำความเย็นใช้ LiCl-น้ำ เป็น Adsorbate และสารทำความเย็น ผลของตัวแปรเหล่านี้ที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) เช่น อุณหภูมิที่ Evaporator (T_e), อุณหภูมิที่ Absorber (T_{abs}), อุณหภูมิที่ Generator (T_g) และอุณหภูมิที่ Condenser (T_c) และฐานข้อมูลสมรรถนะของระบบทำความเย็นนั้นพัฒนามาจากข้อมูลในฐานข้อมูลของ TRNSYS TYPE 909 (Klein, Beckman et al. 2010)



รูปที่ 415- สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบ Adsorption ที่น้ำหล่อเย็นสำหรับระบายความร้อนมีอุณหภูมิ 25°C



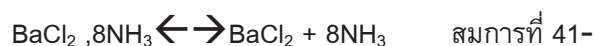
รูปที่ 416- สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบ Adsorption ที่น้ำหล่อเย็นสำหรับระบายความร้อนมีอุณหภูมิ 30 °C



รูปที่ 417- สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบ Adsorption ที่น้ำหล่อเย็นสำหรับระบายความร้อนมีอุณหภูมิ 35 °C

ระบบทำความเย็นแบบ Chemical Reaction

สำหรับระบบทำความเย็นแบบ Chemical Reaction นั้น ใช้แบเรียมคลอไรด์-แอมโมเนีย (Bariumchloride-ammonia, $\text{BaCl}_2\cdot\text{NH}_3$) เป็นคู่สารทำความเย็น เนื่องจากเป็นคู่สารทำความเย็นที่ไม่ต้องใช้แหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิสูงนัก เพียง 70°C ก็สามารถขับเคลื่อนระบบได้ นอกจากนี้ยังสามารถทำให้อุณหภูมิ ณ Evaporator ต่ำลงได้ถึง -20°C ซึ่งสามารถประยุกต์ใช้ได้กับระบบทำน้ำแข็งอีกด้วย ระบบที่จำลองเป็นระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียว (Single Stage) โดยสร้างแบบจำลองจากข้อมูลของ Duenas (Duenas, Pilatowsky et al. 2001) คู่สารทำความเย็นทำปฏิกิริยากันโดยสมการดังต่อไปนี้



แอมโมเนียจะเปลี่ยนสถานะระหว่างของเหลวและก๊าซ และความดันไอของแอมโมเนีย และสารผสม $\text{BaCl}_2\cdot 8\text{NH}_3$ สามารถแสดงได้ดังนี้

ความดันไอของ NH_3 คำนวณได้จาก

$$\text{Log}P = 23.5 - \frac{2779}{T} \quad \text{สมการที่ 42-}$$

ความดันไอของ $\text{BaCl}_2\cdot 8\text{NH}_3$ คำนวณได้จาก

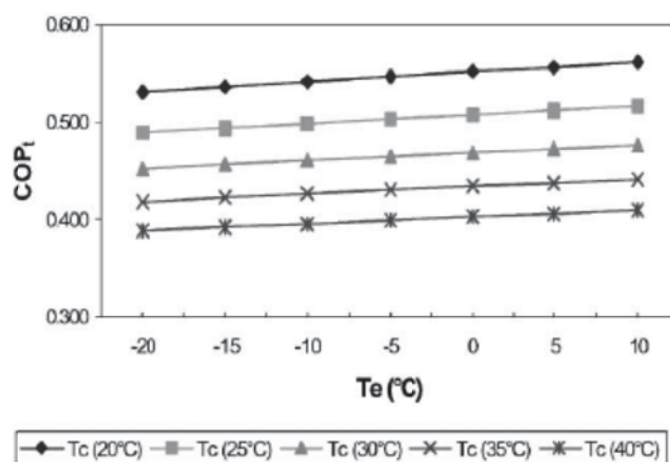
$$\text{Log}P = 29.3 - \frac{5017}{T} \quad \text{สมการที่ 43-}$$

และ ความร้อนในการเกิดปฏิกิริยา (Reaction Heat)

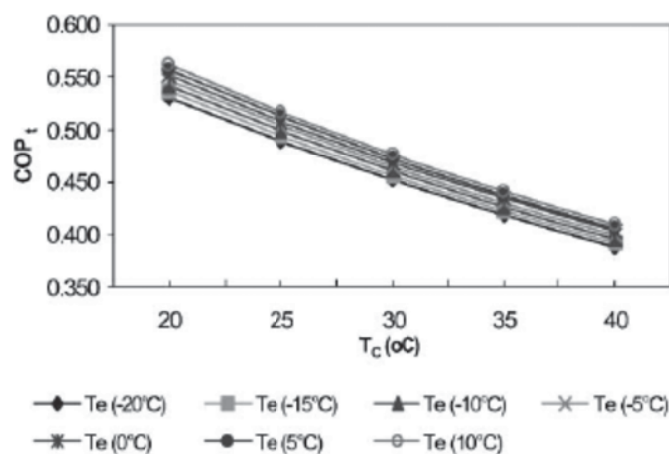
$$\Delta H = 23.33 \text{ kJ mol}^{-1}$$

สมการที่ 44-

COP ของระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียว แบบ Chemical Reaction ที่ใช้ $\text{BaCl}_2\text{-NH}_3$ เป็นคู่สารทำความเย็นขึ้นกับอุณหภูมิของ Condenser และ Evaporator โดย COP จะแปรตามอุณหภูมิของ Evaporator และแปรผกผันกับ อุณหภูมิของ Condenser ดังแสดงในรูปที่ 18-4 และ รูปที่ 19-4



รูปที่ 418- COP ของระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียวแบบ Chemical Reaction ที่ใช้ $\text{BaCl}_2\text{-NH}_3$ เป็นคู่สารทำความเย็น ตามการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ Evaporator



รูปที่ 419- COP ของระบบทำความเย็นแบบขั้นตอนเดียวแบบ Chemical Reaction ที่ใช้ $\text{BaCl}_2\text{-NH}_3$ เป็นคู่สารทำความเย็น ตามการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ Condenser

ระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant Cooling

แบบจำลองของระบบทำความเย็นแบบ Desiccant Cooling นั้นสร้างโดยใช้ Standard Component ของอุปกรณ์ต่างๆ ที่มีอยู่บนฐานของมูลของ TRNSYS 17 โดยมีอุปกรณ์หลักแสดงดังตารางที่ 1-4

ระบบนี้ทำงานร่วมกับระบบระบายอากาศ (Ventilation System) เพื่อปรับอุณหภูมิและความชื้นของอาคาร อากาศภายนอกจะถูกดึงเข้ามาสู่ระบบทำความเย็น โดยผ่านอุปกรณ์ดูดความชื้น (Desiccant Wheel) ที่ทำจาก Silica Gel เพื่อกำจัดความชื้นที่มีอยู่ในอากาศ อากาศที่ผ่านอุปกรณ์นี้จะมีอุณหภูมิสูงขึ้น ซึ่งจะต้องลดอุณหภูมิโดยใช้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และปรับความชื้นของอากาศโดยการ พ่นละอองน้ำผ่านเครื่อง Humidifier ก่อนส่งอากาศที่ปรับสภาพแล้วเข้าสู่อาคารต่อไป อากาศที่ออกมาจากอาคารจะมีอุณหภูมิต่ำกว่า จะถูกนำลดอุณหภูมิมากขึ้นโดยการเพิ่มความชื้น โดยเครื่อง Humidifier ก่อนเพื่อใช้เป็นตัวดึงความร้อนออกจากอากาศเข้าที่ Heat Exchanger จากนั้นอากาศนี้จะถูกให้ความร้อนจนมีอุณหภูมิสูงพอที่จะสามารถ Regenerate สารดูดความชื้น (Desiccant Material) ที่บรรจุอยู่ใน Desiccant Wheel ได้ ก่อนถูกปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศต่อไป

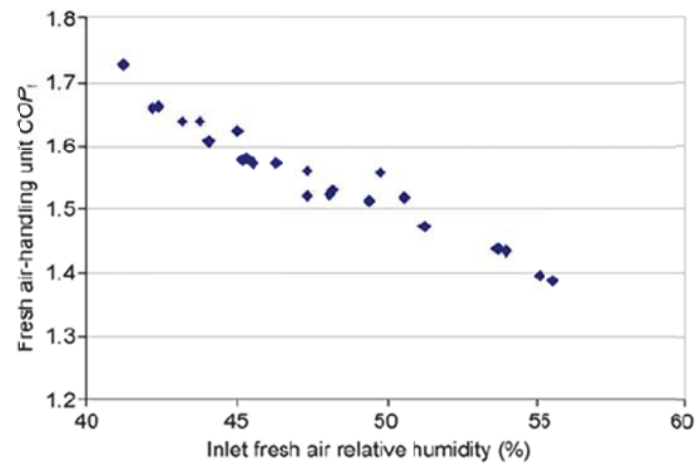
ตารางที่ 41- อุปกรณ์หลักที่ใช้ในการสร้างแบบจำลองระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant Cooling

อุปกรณ์	TYPE	หน้าที่
Rotary Desiccant Dehumidifier	1716b	ทำหน้าที่ดูดความชื้นของอากาศที่จะเข้าสู่อาคาร Dehumidifier F1 effectiveness : 0.11 Dehumidifier F2 effectiveness : 0.75
Sensible Air to Air Heat Recovery	760	ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศเข้าอาคาร ที่ผ่าน Rotary Desiccant Dehumidifier แล้ว และอากาศขาออกจากอาคาร เพื่อลดอุณหภูมิอากาศขาเข้าอาคาร
Fogger (2 ตัว)	507	ปรับความชื้นอากาศขาเข้า ให้เหมาะสม และเพิ่มความชื้นของอากาศขาออก เพื่อลดอุณหภูมิให้ต่ำที่สุด
Heat Exchanger	650	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศขาออก กับน้ำร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์ เพื่อให้อากาศมีอุณหภูมิสูงพอที่จะใช้เป็น Working Media ในการ Regenerate สารดูดความชื้นใน Desiccant Wheel Effectiveness of heat exchanger : 0.65

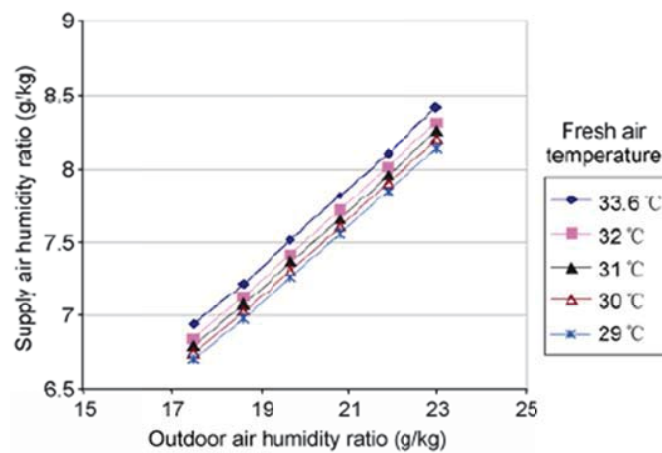
ระบบทำความเย็นแบบ Liquid Desiccant Cooling

แบบจำลองของระบบทำความเย็นแบบ Liquid Desiccant Cooling นั้นสร้างโดยอ้างอิงผลการทดลองของ Xie (Xie, Jiang et al. 2008) โดยค่า COP ของระบบจะขึ้นกับความชื้นอากาศขาเข้าระบบเป็นหลัก ซึ่งแปรเปลี่ยนในช่วง 1.3 – 1.8 เมื่อความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศขาเข้ามีค่า 40-55% ตามลำดับ ดัง

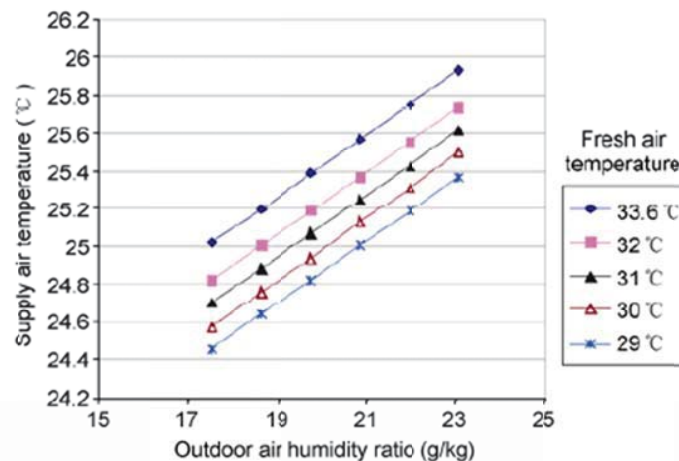
รูปที่ 4-20 นอกจากนี้อุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ป้อนเข้าอาคารจะขึ้นกับความชื้นของอากาศภายนอกที่ป้อนเข้าระบบดังรูปที่ 4-21 และรูปที่ 4-22



รูปที่ 4-20 COP ของระบบ Liquid Desiccant Cooling โดย Xie (Xie, Jiang et al. 2008)



รูปที่ 4-21 ความชื้นของอากาศที่ป้อนเข้าอาคารของระบบ Liquid Desiccant Cooling โดย Xie (Xie, Jiang et al. 2008)

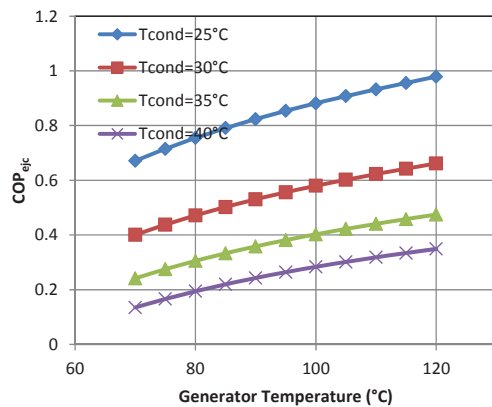


รูปที่ 4-22 อุณหภูมิของอากาศที่ป้อนเข้าอาคารของระบบ Liquid Desiccant Cooling โดย Xie (Xie, Jiang et al. 2008)

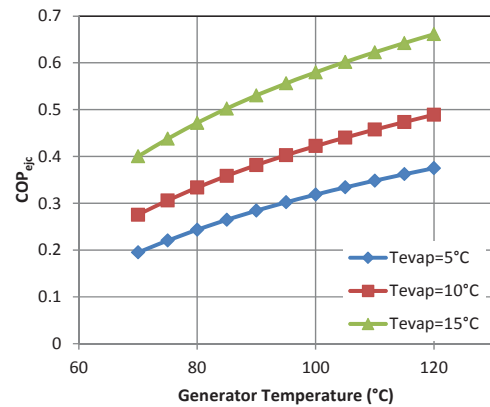
ระบบทำความเย็นแบบ Ejector

สำหรับระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์นั้นใช้สารนอร์มัล-ไอโซบิวเทน (n-Isobutane) เป็นสารแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบ เนื่องจากเป็นสารที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม และให้ประสิทธิภาพสูงกว่าการใช้สารอื่นในกรณีอุณหภูมิของแหล่งความร้อนในการขับเคลื่อน (Heat Source) ไม่สูงนักดังข้อมูลตามงานวิจัยของ Pridasawas and Lundqvist, 1998 ในการสร้างแบบจำลองนี้ได้กำหนดให้ค่า Isentropic Efficiency ของ Ejector มีค่า 0.7, และก๊าซที่ออกจาก Generator เพื่อเข้าไปขับเคลื่อน Ejector ให้มีระดับอุณหภูมิ Superheat (Degree of Superheat) มีค่า 2 K

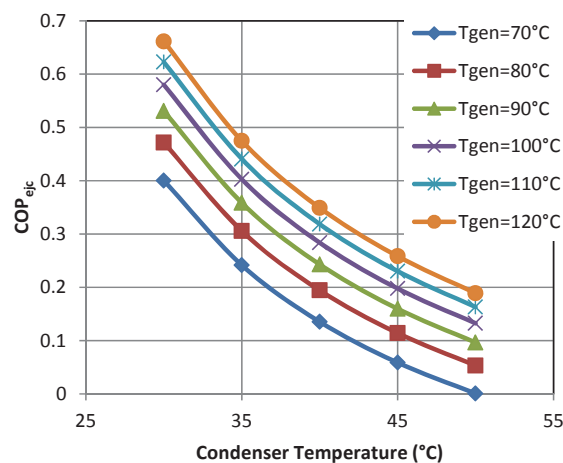
จากผลการจำลองพบว่าสมรรถภาพของระบบจะแปรตามอุณหภูมิของ Generator และ Evaporator โดยสัมประสิทธิ์สมรรถภาพ (COP) เพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิ Generator และ Evaporator เพิ่มขึ้น ในทางกลับกัน เมื่ออุณหภูมิของ Heat Sink หรืออุณหภูมิที่ Condenser เพิ่มขึ้นจะทำให้ COP ของระบบลดลง โดยการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ Evaporator และ Condenser มีอิทธิพลต่อ COP มากกว่า การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ Generator ดังนั้นในการควบคุมการทำงานของระบบ Ejector นี้จะต้องทำให้อุณหภูมิของ Evaporator สูงที่สุดเท่าที่งานนั้นๆจะรับได้ และทั่วไปแล้วอุณหภูมิของ Heat Sink และ Condenser จะขึ้นกับอุณหภูมิอากาศ (Ambient Temperature) เป็นหลัก ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ที่อุณหภูมิ Generator, Evaporator และ Condenser ต่างๆ แสดงได้ดังรูปที่ 23-4 ถึง รูปที่ 25-4



รูปที่ 4 23-COP ของระบบทำความเย็นแบบอีเจนเตอเรอร์ที่อุณหภูมิ Evaporator 15 °C



รูปที่ 424- COP ของระบบทำความเย็นแบบอีเจนเตอเรอร์ที่อุณหภูมิ Condenser 30°C

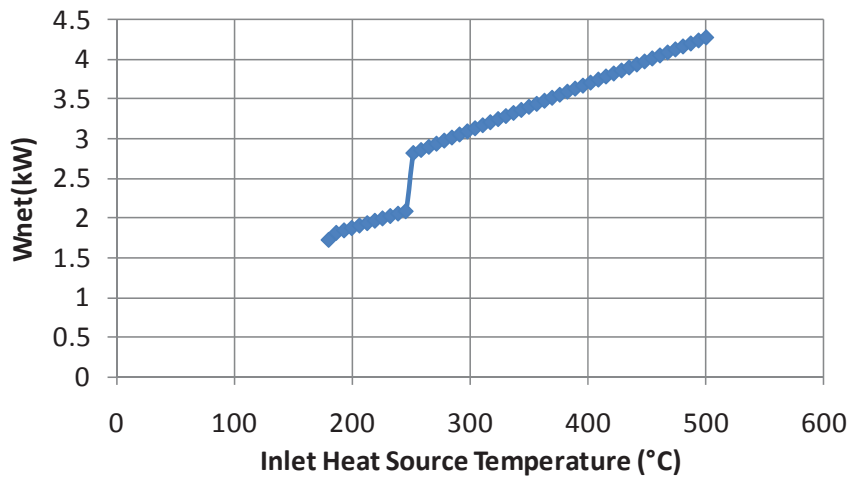


รูปที่ 425- COP ของระบบทำความเย็นแบบอีเจนเตอเรอร์ที่อุณหภูมิ Evaporator 15 °C และอุณหภูมิ Generator และ Condenser ต่างๆ

ระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine

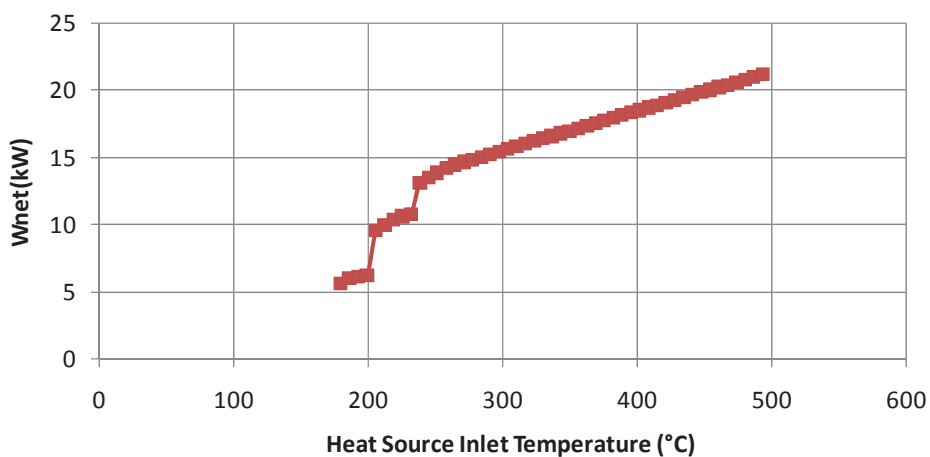
ระบบ Duplex-Rankine Refrigeration System นั้นประกอบด้วย 2 ระบบย่อย ได้แก่ ระบบผลิตแรงกล (Rankine Power Cycle) และ ระบบทำความเย็น ความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์จะป้อนเข้าระบบ Rankine Power Cycle เพื่อผลิตแรงกลไปขับเคลื่อน Compressor ของระบบทำความเย็น ในการจำลองครั้งนี้ทั้งนี้ความร้อนที่ไปขับเคลื่อนระบบ Rankine Power Cycle นั้นต้องมีระดับอุณหภูมิขั้นต่ำที่ 185 °C และใช้ออกเทน (n-Octane) เป็น Working Fluid ใน Power Cycle สำหรับ Rankine

Refrigeration Cycle หรือ ระบบทำความเย็นแบบ Vapour Compression นั้นใช้ R134a เป็นสารทำความเย็น ทำงาน ณ อุณหภูมิระเหย (Evaporating Temperature) ที่ 15 °C สำหรับระบบภาระทางความเย็นขนาดเล็กนั้น งานกลที่ผลิตได้ลัพท์ (หักงานที่ใช้ในการขับ Pump ในระบบ Rankine Power) แล้ว แสดงดังรูปที่ 26-4 โดยระบบทำงานเมื่ออัตราการไหลของสารทำงาน 0.038 kg s⁻¹ เมื่ออุณหภูมิของ Heat Source มีค่า 185 - 250 °C และ อัตราการไหลของสารทำงาน 0.04 kg s⁻¹ เมื่ออุณหภูมิของ Heat Source มีค่า 251 °C ขึ้นไป



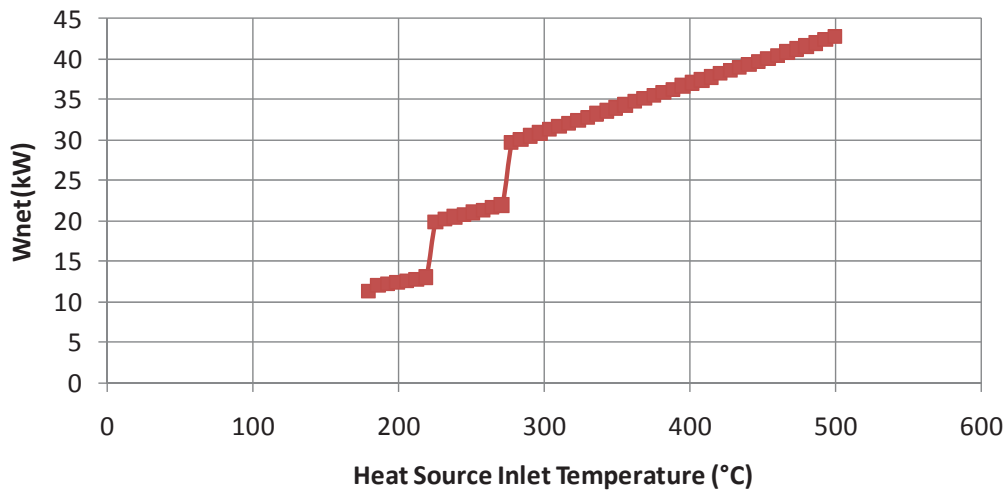
รูปที่ 4 26-งานกลที่ผลิตได้จากระบบ Rankine Power Cycle ที่ใช้ในการจำลอง สำหรับภาระทางความเย็นขนาดเล็ก

สำหรับระบบภาระทางความเย็นขนาดกลาง งานกลที่ผลิตได้ลัพท์ แสดงดังรูปที่ 27-4 โดยระบบทำงานเมื่ออัตราการไหลของสารทำงาน 0.1, 0.16 และ 0.2 kg s⁻¹ เมื่ออุณหภูมิของ Heat Source มีค่า 185 – 200, 201-235 °C และ 235°C ขึ้นไป ตามลำดับ



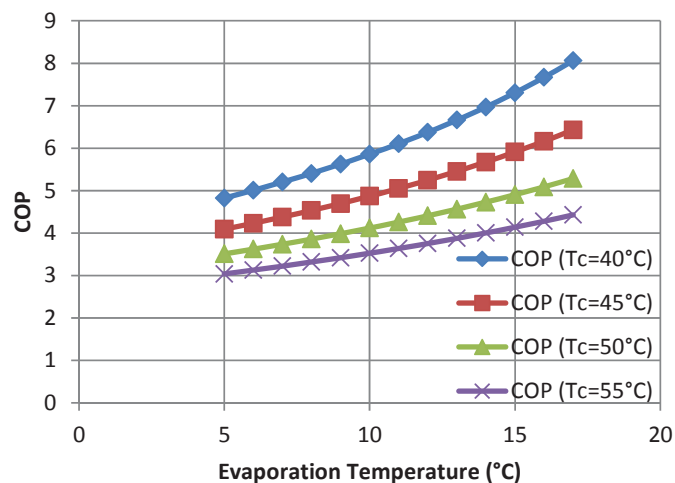
รูปที่ 4 27-งานกลที่ผลิตได้จากระบบ Rankine Power Cycle ที่ใช้ในการจำลอง สำหรับภาระทางความเย็นขนาดกลาง

สำหรับระบบภาระทางความร้อนขนาดใหญ่ นั้น งานกลที่ผลิตได้ลัพท์ แสดงดังรูปที่ 28-4 โดยระบบทำงานเมื่ออัตราการไหลของสารทำงาน 0.2, 0.3 และ 0.4 kg s⁻¹ เมื่ออุณหภูมิของ Heat Source มีค่า 185 - 220 °C, 221 - 270 และ 270 °C ขึ้นไป ตามลำดับ



รูปที่ 4 28-งานกลที่ผลิตได้จากระบบ Rankine Power Cycle ที่ใช้ในการจำลอง สำหรับภาระทางความร้อนขนาดใหญ่

ค่า COP ของระบบ Reverse Rankine Cycle ที่ใช้ R 134a เป็น Working Fluid ที่สภาวะ Evaporation และ Condensation Temperature ต่างๆ แสดงดังรูปที่ 29-4

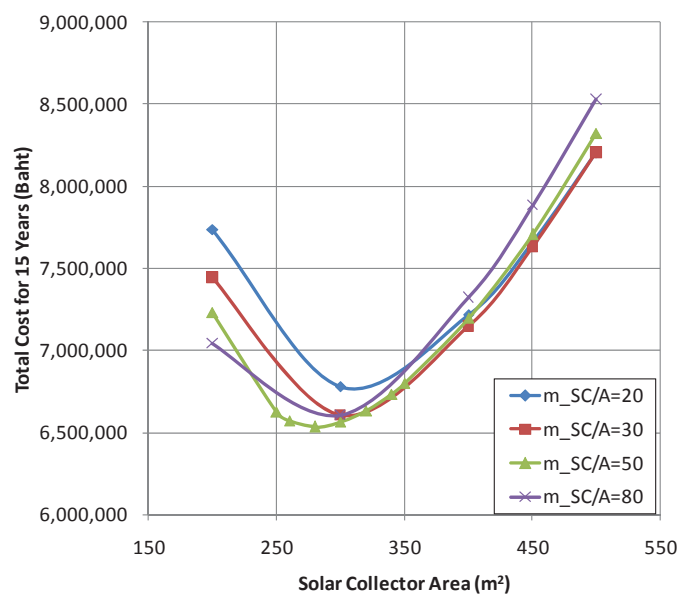


รูปที่ 429- COP ของระบบ Reverse Rankine Cycle ที่ใช้ R134a เป็นสารทำงาน

4.2 ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบใช้ความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์

ในการจำลองระบบทำความเย็นแบบใช้ความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์โดยเชื่อมต่อข้อมูลของระบบรับพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ ระบบทำความเย็น และระบบภาระทางความเย็นเข้าด้วยกันโดยใช้สภาวะอากาศจาก 5 จังหวัด ได้แก่ เชียงใหม่ นครราชสีมา อุบลราชธานี กรุงเทพมหานคร และสงขลา ในการจำลองจะเริ่มจากการวิเคราะห์ขนาดของ พื้นที่ Solar Collector และอัตราการไหลของน้ำที่เข้าไปรับความร้อนที่ Solar Collector ที่เหมาะสมสำหรับแต่ละพื้นที่ จากนั้นจึงเลือกค่าที่ดีที่สุดมาทำการจำลองเพื่อหาขนาดของ Storage Tank และวิเคราะห์ค่าการใช้พลังงานต่อไป ตัวอย่างในการวิเคราะห์ระบบสำหรับภาระทางความเย็นขนาดใหญ่ของระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ภาระทางความเย็นขนาดใหญ่ ใช้ภูมิอากาศจังหวัดนครราชสีมา และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube ในการจำลองขั้นตอนในการวิเคราะห์หรืออธิบายได้ดังนี้

1. คำนวณอัตราการไหลของน้ำร้อนที่ผ่าน Storage Tank และ Cooling Cycle โดยอัตราการไหลของน้ำร้อนต้องเพียงพอที่จะให้ความร้อนกับระบบทำความเย็นที่สภาวะภาระทางความเย็นสูงสุดเกิดขึ้น และความแตกต่างของอุณหภูมิไม่ต่ำกว่า 10 K สำหรับตัวอย่างนั้นอัตราการไหลของน้ำร้อนระหว่าง Storage Tank และ Cooling Cycle มีค่า 1,200 kg/h

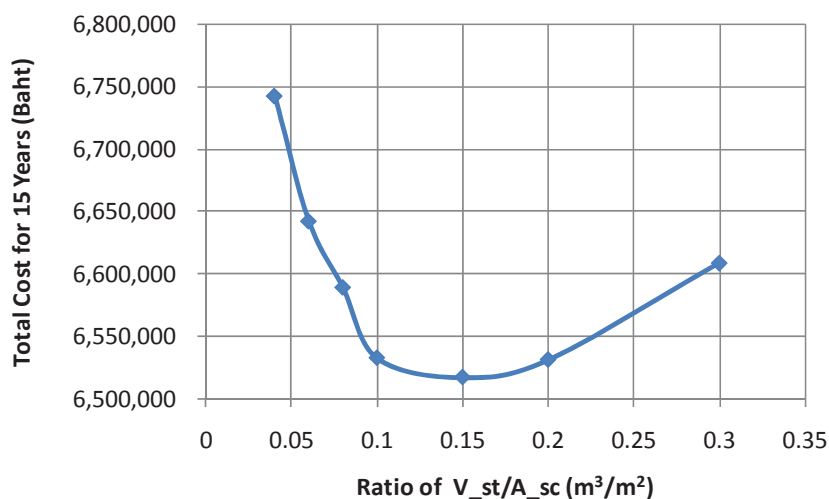


รูปที่ 430- ตัวอย่างการหาพื้นที่ Solar Collector และอัตราการไหลที่เหมาะสม

จากรูปที่ 30-4 จะเห็นว่าที่อัตราส่วนระหว่างอัตราการไหลของน้ำร้อน และพื้นที่ Solar Collector ที่ทำให้เกิดค่าใช้จ่ายรวม 15 ปี ต่ำสุดอยู่ที่ $m_{sc}: A = 50 \text{ kg/m}^2\text{h}$ และพื้นที่ Solar

Collector ที่เหมาะสมมีค่า 280 m^2 ค่าทั้งสองนี้จะถูกเลือก เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณหาขนาด Storage Tank ที่เหมาะสม ต่อไป

2. ทำการจำลองระบบเพื่อหาขนาดของ Storage Tank ที่เหมาะสมโดยใช้อัตราการไหลของน้ำ วง Solar Collector-Storage Tank ที่ได้จากการจำลองเบื้องต้น ผลที่ได้แสดงดัง ซึ่งจะพบว่าขนาดของ Storage Tank ที่เหมาะสมจะเป็น 0.15 เท่าของพื้นที่ Solar Collector



รูปที่ 431- ตัวอย่างการหาขนาด Storage Tank ที่เหมาะสม

โดยทุกระบบจะดำเนินการตามขั้นตอนดังกล่าวเหมือนกันจนได้ค่าที่ดีที่สุด ซึ่งสามารถแสดงผลได้ดังนี้

ระบบทำความเย็นแบบ Absorption

ในการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Absorption นั้นได้กำหนดให้อุณหภูมิที่ Evaporator มีค่า 15°C อุณหภูมิที่ Condenser สูงกว่าอุณหภูมิ Ambient 10 K และ อุณหภูมิที่ Generator ขึ้นกับความร้อนที่ได้จาก Solar Collector โดยค่าต่ำสุดอยู่ที่ 75°C สำหรับภาระทางความเย็นขนาดเล็กนั้นพบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.64 และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.76 ซึ่งจะเห็นว่าพลังงานความร้อนที่ได้จากแสงอาทิตย์นั้นในประเทศไทยนั้นไม่เพียงพอสำหรับการดำเนินการระบบตลอดทั้งปีจำเป็นต้องใช้พลังงานความร้อนจากแหล่งอื่น เข้ามาเสริมเพิ่มอีกประมาณ 24% ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube แสดงดังตารางที่ 2-4

ตารางที่ 4 2-ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก และ
Solar Collector แบบ Evacuated Tube

	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	Q _{aux} (kWh)	Q _{sc} (kWh)	Q _g (kWh)	Q _{load} (kWh)	Q _{pump} (kWh/y)	COP	SF	STR
กรุงเทพมหานคร	8	0.32	240	2,190.28	6,877.84	7,970.59	5,918.69	293.63	0.74	0.76	0.65
เชียงใหม่	8	0.32	240	970.88	6,258.20	5,858.30	4,408.54	272.73	0.75	0.87	0.61
อุบลราชธานี	8	0.32	240	2,183.10	6,027.91	7,052.39	5,186.08	283.91	0.74	0.73	0.63
นครราชสีมา	8	0.32	240	2,031.50	6,048.13	6,960.68	5,135.78	284.99	0.74	0.75	0.64
สงขลา	8	0.32	240	2,926.87	6,339.11	8,264.73	6,091.37	294.75	0.74	0.68	0.66
Average									0.74	0.76	0.64

สำหรับภาระทางความเย็นขนาดกลางนั้นพบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.66 และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.89 ในการดำเนินการระบบตลอดทั้งปี จำเป็นต้องใช้พลังงานความร้อนจากแหล่งอื่น เข้ามาเสริมเพิ่มอีกประมาณ 11% ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ภาระทางความเย็นขนาดกลาง และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube แสดงดังตารางที่ 3-4

ตารางที่ 4 3-ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ภาระทางความเย็นขนาดกลาง และ
Solar Collector แบบ Evacuated Tube

	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	Q _{aux} (kWh)	Q _{sc} (kWh)	Q _g (kWh)	Q _{load} (kWh)	Q _{pump} (kWh/y)	COP	SF	STR
กรุงเทพมหานคร	120	12	3,600	14,282.45	123,280.83	123,582.35	91,307.98	1,950.07	0.74	0.90	0.66
เชียงใหม่	120	12	3,600	6,896.60	121,477.76	110,934.09	83,292.65	1,867.33	0.75	0.95	0.65
อุบลราชธานี	120	12	3,600	18,066.43	115,516.16	118,755.24	86,999.22	1,928.07	0.73	0.86	0.65
นครราชสีมา	120	12	3,600	15,235.54	116,579.52	118,330.35	86,968.84	1,922.73	0.73	0.88	0.66
สงขลา	120	12	3,600	21,871.28	114,633.91	125,896.05	92,067.36	2,015.80	0.73	0.84	0.67
Average									0.74	0.89	0.66

สำหรับภาระทางความเย็นขนาดใหญ่พบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.67 และค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.90 ในการดำเนินการระบบตลอดทั้งปี จำเป็นต้องใช้พลังงานความร้อนจากแหล่งอื่น เข้ามาเสริมเพิ่มอีกประมาณ 10% ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ภาระทางความเย็นขนาดใหญ่ และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube แสดงดังตารางที่ 4-4

ตารางที่ 44- ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ภาระทางความเย็นขนาดใหญ่ และ
Solar Collector แบบ Evacuated Tube

	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	Q _{aux} (kWh)	Q _{sc} (kWh)	Q _g (kWh)	Q _{load} (kWh)	Q _{pump} (kWh/y)	COP	SF	STR
กรุงเทพมหานคร	280	42.00	14,000	34,670.35	334,507.41	340,781.94	249,565.49	7,045.53	0.73	0.91	0.68
เชียงใหม่	280	42.00	14,000	18,022.64	330,729.84	313,518.39	232,351.01	6,750.73	0.74	0.95	0.67
อุบลราชธานี	280	42.00	14,000	44,084.66	317,388.45	331,449.30	239,975.75	7,102.13	0.72	0.88	0.66
นครราชสีมา	280	42.00	14,000	37,125.33	316,717.22	329,278.95	240,024.80	7,010.20	0.73	0.90	0.68
สงขลา	280	42.00	14,000	51,529.88	313,833.09	345,785.34	250,818.95	7,411.13	0.73	0.86	0.69
	Average								0.73	0.90	0.67

ระบบทำความเย็นแบบ Adsorption

ในการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Adsorption นั้นได้กำหนดให้อุณหภูมิที่ Evaporator มีค่า 15°C อุณหภูมิที่ Condenser สูงกว่าอุณหภูมิ Ambient 10 K และ อุณหภูมิที่ Generator ขึ้นกับความร้อนที่ได้จาก Solar Collector โดยค่าต่ำสุดอยู่ที่ 65 °C สำหรับภาระทางความเย็นขนาดเล็กที่ใช้ Solar Collector แบบ ETC และ Flat Plate พบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) ของ Solar Collector ทั้งสองแบบ นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.47 และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.77 และ 0.45 ตามลำดับ ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Adsorption ที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก แสดงดังตารางที่ 5-4 ทั้งนี้อุณหภูมิต่ำสุดที่สามารถขับเคลื่อนระบบนี้มีค่าประมาณ 75°C และอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จาก Flat Plate Solar Collector นั้นมีค่าประมาณ 70-75°C ซึ่งไม่ค่อยเพียงพอ จึงทำให้จำเป็นต้องเดิน Auxiliary Heater เป็นระยะเวลานาน จึงทำให้ Solar Fraction มีค่าค่อนข้างต่ำมาก

ตารางที่ 4 5-ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Adsorption ที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก

Evacuated Tube	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	m _{st} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _e)	Q _{sc} (kWh _{th})	Q _g (kWh _{th})	Q _{load} (kWh _{th})	Q _{pump} (kWh _e /y)	COP	SF	STR
กรุงเทพมหานคร	25	0.50	750	400	2,913.88	9,515.01	10,975.65	5,918.69	325.17	0.54	0.77	0.48
เชียงใหม่	25	0.50	750	400	1,215.75	8,373.94	7,845.28	4,408.54	299.43	0.56	0.87	0.46
อุบลราชธานี	25	0.50	750	400	2,836.72	8,196.37	9,614.49	5,186.08	314.37	0.54	0.74	0.47
นครราชสีมา	25	0.50	750	400	2,638.98	8,339.24	9,515.38	5,135.78	314.82	0.54	0.76	0.47
สงขลา	25	0.50	750	400	3,976.05	8,955.05	11,676.58	6,091.37	328.77	0.52	0.69	0.47
Average										0.54	0.77	0.47

สำหรับภาระทางความเย็นขนาดกลางนั้นพบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.48 และค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.91 ในการดำเนินการระบบตลอดทั้งปี จำเป็นต้องใช้พลังงานความร้อนจากแหล่งอื่น เข้ามาเสริมเพิ่มอีกประมาณ 9% ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Adsorption ที่ภาระทางความเย็นขนาดกลาง และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube แสดงดังตารางที่ 6-4

ตารางที่ 46- ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Adsorption ที่ภาระทางความเย็นขนาดกลาง และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube

	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	m _{st} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _e)	Q _{sc} (kWh _{th})	Q _g (kWh _{th})	Q _{load} (kWh _{th})	Q _{pump} (kWh _e /y)	COP	SF	STR
กรุงเทพมหานคร	180	28.80	7,200	3,400	14,067.26	171,931.02	156,459.10	91,307.98	4,435.03	0.58	0.92	0.49
เชียงใหม่	180	28.80	7,200	3,400	5,382.36	169,628.61	139,158.68	83,292.65	4,271.97	0.60	0.97	0.48
อุบลราชธานี	180	28.80	7,200	3,400	16,082.24	163,221.59	150,721.85	86,968.84	4,407.07	0.58	0.91	0.49
นครราชสีมา	180	28.80	7,200	3,400	26,003.91	160,141.38	163,643.80	92,067.36	4,585.70	0.56	0.86	0.49
สงขลา	180	28.80	7,200	3,400	20,372.56	162,248.10	152,329.44	86,999.22	4,410.23	0.57	0.89	0.48
Average										0.58	0.91	0.48

หวั่นภาะทางความเย็นขนาดใหญ่นั้นพบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.50 และค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.91 ในการดำเนินการระบบตลอดทั้งปี จำเป็นต้องใช้พลังงานความร้อนจากแหล่งอื่น เข้ามาเสริมเพิ่มอีกประมาณ 9% ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Adsorption ที่ภาะทางความเย็นขนาดใหญ่ และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube แสดงดังตารางที่ 7-4

ตารางที่ 47- ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Adsorption ที่ภาะทางความเย็นขนาดใหญ่ และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube

	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	m _{st} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _e)	Q _{sc} (kWh _{th})	Q _g (kWh _{th})	Q _{load} (kWh _{th})	Q _{pump} (kWh _e /y)	COP	SF	STR
กรุงเทพมหานคร	475	95.00	19,000	9,200	37,922.11	455,676.46	430,357.93	249,565.49	11,822.87	0.58	0.92	0.51
เชียงใหม่	475	95.00	19,000	9,200	13,956.28	447,796.09	390,238.19	232,351.01	11,472.07	0.60	0.97	0.50
อุบลราชธานี	475	95.00	19,000	9,200	56,174.40	426,623.30	424,365.61	239,975.75	11,821.47	0.57	0.88	0.50
นครราชสีมา	475	95.00	19,000	9,200	43,636.94	433,452.22	419,108.66	240,024.80	11,784.70	0.57	0.91	0.50
สงขลา	475	95.00	19,000	9,200	70,245.51	425,143.28	449,308.03	250,818.95	12,218.30	0.56	0.86	0.51
	Average									0.57	0.91	0.50

ระบบทำความเย็นแบบ Chemical Reaction

ในการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Chemical Reaction นั้นได้กำหนดให้อุณหภูมิที่ Evaporator มีค่า 15°C อุณหภูมิที่ Condenser สูงกว่าอุณหภูมิ Ambient 10 K และ อุณหภูมิที่ Generator ขึ้นกับความร้อนที่ได้จาก Solar Collector โดยค่าต่ำสุดอยู่ที่ 60 °C สำหรับภาระทางความเย็นขนาดเล็กนั้นพบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) ของระบบที่ใช้ Evacuated Tube (ETC) และ Flat Plate Solar Collector นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.29 และ 0.32 ตามลำดับ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.86 และ 0.58 ตามลำดับ เนื่องจาก Flat Plate Solar Collector สามารถผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิต่ำกว่า ETC และมีระดับอุณหภูมิที่ต่ำเกินกว่าที่จะสามารถขับเคลื่อนระบบได้ จึงจำเป็นต้องใช้ความร้อนเสริมค่อนข้างมาก ทำให้ค่า Solar Fraction ค่อนข้างต่ำ ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Chemical Reaction ที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก แสดงดังตารางที่ 8-4

ตารางที่ 48- ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Chemical Reaction ที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก

Evacuated Tube	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	m _{st} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _e)	Q _{sc} (kWh _{th})	Q _g (kWh _{th})	Q _{load} (kWh _{th})	Q _{pump} (kWh _e /y)	COP	SF	STR
กรุงเทพมหานคร	15	1.50	375	400	2,793.96	17,326.74	17,611.23	5,918.69	376.90	0.34	0.86	0.29
เชียงใหม่	15	1.50	375	400	881.61	15,466.95	13,018.88	4,408.54	346.13	0.34	0.95	0.27
อุบลราชธานี	15	1.50	375	400	2,761.92	15,219.99	15,400.53	5,186.08	362.60	0.34	0.85	0.29
นครราชสีมา	15	1.50	375	400	2,510.53	15,509.75	15,230.52	5,135.78	363.70	0.34	0.86	0.28
สงขลา	15	1.50	375	400	3,887.61	16,344.30	18,137.26	6,091.37	384.54	0.34	0.81	0.30
Average										0.34	0.86	0.29

สำหรับภาระทางความเย็นขนาดกลางนั้นพบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.31 และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.91 ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Chemical Reaction ที่ภาระทางความเย็นขนาดกลาง และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube แสดงดังตารางที่ 9-4

ตารางที่ 49- ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Chemical Reaction ที่ภาระทางความเย็นขนาดกลาง และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube

Evacuated Tube	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	m _{st} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _e)	Q _{sc} (kWh _{th})	Q _g (kWh _{th})	Q _{load} (kWh _{th})	Q _{pump} (kWh _e /y)	COP	SF	STR
กรุงเทพมหานคร	230	23.00	5,750	3,400	26,238.08	269,867.83	269,867.83	91,334.25	4,389.31	0.34	0.91	0.31
เชียงใหม่	230	23.00	5,750	3,400	10,892.48	243,024.02	243,024.02	83,729.31	4,170.19	0.34	0.96	0.33
อุบลราชธานี	230	23.00	5,750	3,400	33,458.04	255,598.31	255,598.31	87,052.17	4,293.40	0.34	0.88	0.30
นครราชสีมา	230	23.00	5,750	3,400	27,565.49	255,414.56	255,414.56	87,186.59	4,297.72	0.34	0.90	0.31
สงขลา	230	23.00	5,750	3,400	40,597.50	272,898.79	272,898.79	92,067.36	4,522.39	0.34	0.87	0.29
Average										0.34	0.91	0.31

สำหรับภาระทางความร้อนขนาดใหญ่นั้นพบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.32 และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.91 ในการดำเนินการระบบตลอดทั้งปี จำเป็นต้องใช้พลังงานความร้อนจากแหล่งอื่น เข้ามาเสริมเพิ่มอีกประมาณ 10% ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Chemical Reaction ที่ภาระทางความร้อนขนาดใหญ่ และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube แสดงดังตารางที่ 10-4

ตารางที่ 410- ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Chemical Reaction ที่ภาระทางความร้อนขนาดใหญ่ และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube

Evacuated Tube	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	m _{st} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _e)	Q _{sc} (kWh _{th})	Q _g (kWh _{th})	Q _{load} (kWh _{th})	Q _{pump} (kWh _e /y)	COP	SF	STR
กรุงเทพมหานคร	625	87.50	15,625	9,200	63,931.83	715,624.37	737,408.68	249,565.49	779,556.21	0.34	0.92	0.32
เชียงใหม่	625	87.50	15,625	9,200	25,022.05	710,741.33	674,083.46	232,351.01	735,763.38	0.34	0.97	0.32
อุบลราชธานี	625	87.50	15,625	9,200	85,396.52	670,050.75	704,264.92	239,975.75	755,447.27	0.34	0.89	0.32
นครราชสีมา	625	87.50	15,625	9,200	68,813.45	674,340.67	702,864.75	240,024.80	743,154.12	0.34	0.91	0.32
สงขลา	625	87.50	15,625	9,200	102,472.00	672,154.99	743,618.49	250,818.95	774,626.99	0.34	0.87	0.32
Average										0.34	0.91	0.32

ระบบทำความเย็นแบบ Liquid Desiccant Cooling

ในการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Liquid Desiccant นั้นได้กำหนดให้อุณหภูมิที่ Evaporator มีค่า 15°C อุณหภูมิที่ Condenser สูงกว่าอุณหภูมิ Ambient 10 K และ อุณหภูมิที่ Generator ขึ้นกับความร้อนที่ได้จาก Solar Collector โดยค่าต่ำสุดอยู่ที่ 70 °C สำหรับภาระทางความเย็นขนาดเล็กที่ใช้ Solar Collector แบบ ETC และ Flat Plate พบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) ของ Solar Collector ทั้งสองแบบ นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.66 และ 0.75 ตามลำดับ และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.74 และ 0.31 ตามลำดับ เช่นเดียวกับระบบอื่นๆ เนื่องจาก Flat Plate Solar Collector สามารถผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิต่ำกว่า ETC และมีระดับอุณหภูมิที่ต่ำเกินกว่าที่จะสามารถขับเคลื่อนระบบได้ จึงจำเป็นต้องใช้ความร้อนเสริมค่อนข้างมาก ทำให้ค่า Solar Fraction ค่อนข้างต่ำข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Liquid Desiccant ที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก แสดงดังตารางที่ 11-4

ตารางที่ 4 11-ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Liquid Desiccant ที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก

	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	m _{st} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _a)	Q _{sc} (kWh _{th})	Q _g (kWh _{th})	Q _{load} (kWh _{th})	Q _{pump} (kWh _a /y)	COP	SF	STR
Evacuated Tube												
กรุงเทพมหานคร	6	0.48	180	400	2,454.45	6,629.52	7,770.25	5,918.69	865.70	0.76	0.73	0.65
เชียงใหม่	6	0.48	180	400	979.34	5,955.11	5,175.48	4,408.54	644.81	0.85	0.86	0.64
อุบลราชธานี	6	0.48	180	400	2,072.91	5,559.12	6,208.48	5,186.08	758.54	0.84	0.73	0.68
นครราชสีมา	6	0.48	180	400	1,821.24	5,669.33	6,037.36	5,135.78	751.18	0.85	0.76	0.69
สงขลา	6	0.48	180	400	3,380.31	6,166.70	8,436.75	6,091.37	890.95	0.72	0.65	0.64
	Average									0.80	0.74	0.66
Flat Plate												
กรุงเทพมหานคร	8	0.15	225	400	5736.62	2429.94	7770.25	5918.69	865.70	0.76	0.30	0.72
เชียงใหม่	7.5	0.15	225	400	3339.45	2317.78	5175.48	4408.54	644.81	0.85	0.41	0.78
อุบลราชธานี	7.5	0.15	225	400	4620.04	2002.57	6208.48	5186.08	758.54	0.84	0.30	0.78
นครราชสีมา	7.5	0.15	225	400	4350.32	2112.80	6037.36	5135.78	751.18	0.85	0.33	0.79
สงขลา	7.5	0.15	225	400	6932.93	1888.39	8436.75	6091.37	890.95	0.72	0.21	0.69
	Average									0.80	0.31	0.75

สำหรับภาระทางความเย็นขนาดกลางใช้ Solar Collector แบบ ETC และ Flat Plate พบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) ของ Solar Collector ทั้งสองแบบ นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.68 และ 0.71 ตามลำดับ และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.80 และ 0.52 ตามลำดับ ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Liquid Desiccant ที่ภาระทางความเย็นขนาดกลาง และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube แสดงดังตารางที่ 12-4

ตารางที่ 4 12-ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Liquid Desiccant ที่ภาระทางความเย็นขนาด
กลาง

	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	m _{st} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _e)	Q _{sc} (kWh _{th})	Q _g (kWh _{th})	Q _{load} (kWh _{th})	Q _{pump} (kWh _e /y)	COP	SF	STR
Evacuated Tube												
กรุงเทพมหานคร	100	14	2,500	3,400	26,969.30	110,975.95	125,769.35	91,307.98	13,355.14	0.73	0.80	0.66
เชียงใหม่	100	14	2,500	3,400	13,642.42	107,517.33	104,480.29	83,292.65	12,182.78	0.80	0.89	0.69
อุบลราชธานี	100	14	2,500	3,400	28,049.96	95,501.16	109,845.37	86,999.22	12,724.92	0.79	0.77	0.70
นครราชสีมา	100	14	2,500	3,400	22,313.64	98,789.79	107,416.63	86,968.84	12,720.48	0.81	0.82	0.72
สงขลา	100	14	2,500	3,400	41,838.69	103,956.18	135,466.31	92,067.36	13,466.21	0.68	0.71	0.63
	Average									0.76	0.80	0.68
Flat Plate												
กรุงเทพมหานคร	220.00	11	3300	3400	63165.27	70210.67	125769.35	91307.98	13355.14	0.73	0.53	0.68
เชียงใหม่	220.00	11	3300	3400	41486.86	71823.88	104480.29	83292.65	12182.78	0.80	0.63	0.74
อุบลราชธานี	220.00	11	3300	3400	58937.57	58743.97	109845.37	86999.22	12724.92	0.79	0.50	0.74
นครราชสีมา	220.00	11	3300	3400	52880.67	62523.34	107416.63	86968.84	12720.48	0.81	0.54	0.75
สงขลา	220.00	11	3300	3400	84908.95	57423.03	135466.31	92067.36	13466.21	0.68	0.40	0.65
	Average									0.76	0.52	0.71

ตารางที่ 4 13-ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Liquid Desiccant ที่ภาระทางความเย็นขนาดใหญ่

	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	m _{st} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _e)	Q _{sc} (kWh _{th})	Q _g (kWh _{th})	Q _{load} (kWh _{th})	Q _{pump} (kWh _e /y)	COP	SF	STR
Evacuated Tube												
กรุงเทพมหานคร	275	38.50	6,875	9,200	67,486.40	299,246.43	342,962.78	249,565.49	36,502.64	0.73	0.82	0.68
เชียงใหม่	275	38.50	6,875	9,200	34,059.59	289,171.79	290,729.96	232,351.01	33,984.77	0.80	0.89	0.72
อุบลราชธานี	275	38.50	6,875	9,200	72,437.80	262,029.93	302,820.70	239,975.75	35,100.00	0.79	0.78	0.72
นครราชสีมา	275	38.50	6,875	9,200	56,928.79	267,721.43	296,277.39	240,024.80	35,107.17	0.81	0.82	0.74
สงขลา	275	38.50	6,875	9,200	106,037.37	282,766.15	367,709.07	250,818.95	36,685.98	0.68	0.73	0.65
	Average									0.76	0.81	0.70
Flat Plate												
กรุงเทพมหานคร	600	42	9,000	9,200	166,004.96	194,799.44	342,962.78	249,565.49	36,502.64	0.73	0.54	0.69
เชียงใหม่	600	42	9,000	9,200	110,778.45	200,712.50	290,729.96	232,351.01	33,984.77	0.80	0.64	0.75
อุบลราชธานี	600	42	9,000	9,200	157,058.20	164,222.77	302,820.70	239,975.75	35,100.00	0.79	0.51	0.75
นครราชสีมา	600	42	9,000	9,200	141,025.28	174,155.41	296,277.39	240,024.80	35,107.17	0.81	0.55	0.76
สงขลา	600	42	9,000	9,200	224,729.21	158,984.95	367,709.07	250,818.95	36,685.98	0.68	0.41	0.65
	Average									0.76	0.53	0.72

สำหรับภาระทางความเย็นขนาดใหญ่นั้นพบว่าการใช้ Solar Collector แบบ ETC และ Flat Plate ทำให้ System Thermal Ratio (STR) ของ Solar Collector ทั้งสองแบบ นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.70 และ 0.72 ตามลำดับ และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.81 และ 0.53 ตามลำดับ ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant ที่ภาระทางความเย็นขนาดใหญ่ และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube แสดงดังตารางที่ 13-4

ระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant Cooling

สำหรับภาระทางความเย็นขนาดเล็กนั้นพบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.36 และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.41 ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant ที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube แสดงดังตารางที่ 14-4

ถึงแม้ว่าสำหรับระบบทำความเย็นประเภท Solid Desiccant นั้นไม่จำเป็นต้องใช้อุณหภูมิขับเคลื่อนสูงนัก เนื่องจากความร้อนใช้สำหรับการ Regenerate สารดูดความชื้นเท่านั้น แต่ภูมิอากาศในประเทศไทยนั้นอยู่ในเขตร้อนชื้น ปริมาณไอน้ำในอากาศค่อนข้างสูงมาก ทำให้สาร Desiccant ไม่สามารถกำจัดความชื้นจากอากาศเข้าได้จนถึงระดับต่ำพอ จึงทำให้ไม่สามารถลดอุณหภูมิอากาศโดยวิธีการ Humidifier ได้มากพอที่จะทำให้อุณหภูมิอากาศที่ป้อนเข้าอาคารต่ำกว่า 27°C ซึ่งจัดเป็น Comfort Zone ข้อจำกัดที่สำคัญของระบบนี้คือไม่สามารถทำให้บริเวณที่ต้องการปรับอากาศ มีอุณหภูมิต่ำตามที่ต้องการได้ในยามที่ความชื้นในอากาศสูง ดังจะเห็นจากข้อมูลใน 2 คอลัมน์สุดท้ายของตารางที่ 14-4 นั้นพบว่าจำนวนชั่วโมงที่อุณหภูมิอากาศในอาคารต่ำกว่า 27°C นั้นมีค่าเฉลี่ยเพียง 688.82 ชั่วโมง คิดเป็น 19% ของเวลาทั้งหมดที่เครื่องปรับอากาศทำงาน โดยเฉพาะในจังหวัดสงขลา ซึ่งอยู่ทางภาคใต้ของประเทศไทย และมีความชื้นอากาศสูงมากตลอดทั้งปี จังหวัดที่ระบบนี้ทำงานได้ดีที่สุดคือ เชียงใหม่ แต่เวลาที่ทำงานระบบปรับอากาศได้ตามต้องการมีเพียง 30.32% ของเวลาทั้งหมดเท่านั้น

ตารางที่ 4 14-ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant ที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube

	Area (m2)	V_st (m3)	m_sc (kg/h)	m_st (kg/h)	Q_aux (kWh _e)	Q_sc (kWh _{th})	Q_g (kWh _{th})	Q_load (kWh _{th})	SF	STR	T<27°C (h)	T<27°C (%)
กรุงเทพมหานคร	5	0.50	125	400	6,966.87	5,117.05	4,700.41	246.17	0.42	0.39	378.90	10.47%
เชียงใหม่	5	0.50	125	400	6,694.15	5,757.07	3,830.87	229.64	0.46	0.31	1,233.30	30.32%
อุบลราชธานี	5	0.50	125	400	7,356.41	4,927.03	4,205.46	236.15	0.40	0.34	837.70	25.06%
นครราชสีมา	5	0.50	125	400	7,430.33	4,982.27	4,247.87	236.53	0.40	0.34	896.00	26.31%
สงขลา	5	0.50	125	400	7,477.85	4,439.75	4,853.57	247.44	0.37	0.41	98.20	3.18%
	Average								0.41	0.36	688.82	19.07

สำหรับภาระทางความเย็นขนาดกลางนั้นพบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.42 และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.35 ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant ที่ภาระทางความเย็นขนาดกลาง และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube ในการดำเนินการระบบตลอดทั้งปี แสดงดังตารางที่ 15-4 เช่นเดียวกับที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก ระบบไม่สามารถปรับอากาศได้ตามที่ต้องการ เวลาเฉลี่ยที่ระบบทำงานได้ตามต้องการในรอบปีมีเพียง 151 ชั่วโมง หรือ คิดเป็น 5.16%

ตารางที่ 415- ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant ที่ภาระทางความเย็นขนาดกลาง
และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube

	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	m _{st} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _e)	Q _{sc} (kWh _{th})	Q _g (kWh _{th})	Q _{load} (kWh _{th})	SF	STR	T<27°C (h)	T<27°C (%)
กรุงเทพมหานคร	15	1.50	381	3,400	26,841.07	15,867.06	18,801.27	1,817.91	0.37	0.44	66.00	2.26%
เชียงใหม่	15	2.50	381	3,400	30,089.13	18,424.30	18,166.34	1,775.68	0.38	0.37	305.90	10.48%
อุบลราชธานี	15	3.50	381	3,400	30,455.53	15,487.05	18,473.41	1,799.09	0.34	0.40	175.80	6.02%
นครราชสีมา	15	4.50	381	3,400	30,544.17	15,690.85	18,571.68	1,796.76	0.34	0.40	195.20	6.68%
สงขลา	15	5.50	381	3,400	27,307.39	13,625.21	18,780.27	1,816.06	0.33	0.46	10.80	0.37%
	Average								0.35	0.42	150.74	5.16

สำหรับภาระทางความเย็นขนาดใหญ่ นั้นพบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.54 และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.40 ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant ที่ภาระทางความเย็นขนาดใหญ่ และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube แสดงดังตารางที่ 16-4 เช่นเดียวกับที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก และขนาดกลาง ระบบไม่สามารถปรับอากาศได้ตามที่ต้องการ เวลาเฉลี่ยที่ระบบทำงานได้ตามต้องการในรอบปีมีเพียง 136 ชั่วโมง หรือ คิดเป็น 4.88% เท่านั้น และระบบทำงานแทบจะไม่ได้ตามที่ต้องการเลยในจังหวัด สงขลา ซึ่งความชื้นในอากาศสูงมากตลอดทั้งปี

ตารางที่ 416- ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Solid Desiccant ที่ภาระทางความเย็นขนาดใหญ่
และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube

	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	m _{st} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _e)	Q _{sc} (kWh _{th})	Q _g (kWh _{th})	Q _{load} (kWh _{th})	SF	STR	T<27°C (h)	T<27°C (%)
กรุงเทพมหานคร	30.5	1.22	762	9,200	58,177.75	41,874.71	56,824.97	4,971.96	0.42	0.57	24.60	0.84%
เชียงใหม่	30.5	1.22	762	9,200	61,810.31	48,954.50	55,516.38	4,945.50	0.44	0.50	305.50	10.46%
อุบลราชธานี	30.5	1.22	762	9,200	64,662.11	40,022.96	56,348.17	4,947.42	0.38	0.54	159.60	5.47%
นครราชสีมา	30.5	1.22	762	9,200	64,871.87	41,017.47	56,521.74	4,947.13	0.39	0.53	190.10	6.51%
สงขลา	30.5	1.22	762	9,200	62,770.74	36,072.55	56,860.52	4,964.66	0.36	0.58	0.05	0.002%
	Average								0.40	0.54	135.97	4.66

ระบบทำความเย็นแบบ Ejector

ในการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Ejector นั้นได้กำหนดให้อุณหภูมิที่ Evaporator มีค่า 15°C อุณหภูมิที่ Condenser สูงกว่าอุณหภูมิ Ambient 10 K และ อุณหภูมิที่ Generator ขึ้นกับความร้อนที่ได้จาก Solar Collector โดยค่าต่ำสุดอยู่ที่ 75 °C สำหรับภาระทางความเย็นขนาดเล็กนั้นพบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.61 และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.73 ซึ่งจะเห็นว่าพลังงานความร้อนที่ได้จากแสงอาทิตย์นั้นในประเทศไทยนั้นไม่เพียงพอสำหรับการดำเนินการระบบตลอดทั้งปีจำเป็นต้องใช้พลังงานความร้อนจากแหล่งอื่น เข้ามาเสริมเพิ่มอีกประมาณ 27% ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Ejector ที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube แสดงดังตารางที่ 17-4

ตารางที่ 417- ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Ejector ที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube

	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _a)	Q _{sc} (kWh _{th})	Q _g (kWh _{th})	Q _{load} (kWh _{th})	Q _{pump} (kWh _e /y)	COP	SF	STR
กรุงเทพมหานคร	40	1.20	1,000	8,546.80	22,718.96	28,367.87	18,737.70	364.83	0.66	0.73	0.60
เชียงใหม่	40	1.20	1,000	2,397.64	18,076.04	16,920.63	15,121.93	324.50	0.89	0.88	0.74
อุบลราชธานี	40	1.20	1,000	9,385.66	20,704.06	29,480.20	16,666.49	352.33	0.57	0.69	0.55
นครราชสีมา	40	1.20	1,000	8,683.41	20,270.57	26,792.88	16,720.97	350.17	0.62	0.70	0.58
สงขลา	40	1.20	1,000	10,908.09	22,303.64	30,789.15	18,828.46	375.83	0.61	0.67	0.57
	Average								0.67	0.73	0.61

สำหรับภาระทางความเย็นขนาดกลางนั้นพบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 1.50 และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.29 ในการดำเนินการระบบตลอดทั้งปี จำเป็นต้องใช้พลังงานความร้อนจากแหล่งอื่น เข้ามาเสริมเพิ่มอีกประมาณ 0.71 % ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Ejector ที่ภาระทางความเย็นขนาดกลาง และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube แสดงดังตารางที่ 18-4

ตารางที่ 418- ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Ejector ที่ภาระทางความเย็นขนาดกลาง และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube

	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _a)	Q _{sc} (kWh _{th})	Q _g (kWh _{th})	Q _{load} (kWh _{th})	Q _{pump} (kWh _e /y)	COP	SF	STR
กรุงเทพมหานคร	500	15.00	15,000	120,161.72	301,514.76	407,750.57	120,376.06	5,537.50	0.30	0.72	0.29
เชียงใหม่	500	15.00	15,000	45,696.26	257,586.81	289,235.20	110,761.34	5,142.50	0.38	0.85	0.37
อุบลราชธานี	500	15.00	15,000	131,825.57	277,624.15	401,127.01	114,701.85	5,420.00	0.29	0.68	0.28
นครราชสีมา	500	15.00	15,000	143,477.22	275,945.80	422,398.96	114,520.99	5,387.50	0.27	0.66	0.27
สงขลา	500	15.00	15,000	165,730.17	294,349.68	449,374.60	120,444.93	5,667.50	0.27	0.64	0.26
	Average								0.30	0.71	0.29

สำหรับภาระทางความร้อนขนาดใหญ่ นั้นพบว่ามีค่าเฉลี่ยที่ 0.23 และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.69 ค่าที่ดีที่สุดพบที่จังหวัดเชียงใหม่ ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Ejector ที่ภาระทางความร้อนขนาดใหญ่ และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube แสดงดังตารางที่ 20-4

ตารางที่ 419- ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Ejector ที่ภาระทางความร้อนขนาดใหญ่ และ Solar Collector แบบ Evacuated Tube

	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _e)	Q _{sc} (kWh _{th})	Q _g (kWh _{th})	Q _{load} (kWh _{th})	Q _{pump} (kWh _e /y)	COP	SF	STR
กรุงเทพมหานคร	1,250	37.50	37,500	352,190.08	789,484.66	1,153,398.20	249,565.49	47,029.12	0.22	0.69	0.22
เชียงใหม่	1,250	37.50	37,500	140,759.47	691,042.98	821,434.87	232,123.33	36,638.51	0.28	0.83	0.28
อุบลราชธานี	1,250	37.50	37,500	388,891.80	733,738.37	1,213,789.40	239,975.75	48,310.21	0.20	0.65	0.21
นครราชสีมา	1,250	37.50	37,500	354,497.02	747,819.39	1,143,963.39	240,024.80	46,491.88	0.21	0.68	0.22
สงขลา	1,250	37.50	37,500	478,317.06	767,516.06	1,261,174.18	250,818.95	50,333.66	0.20	0.62	0.20
								Average	0.22	0.69	0.23

ระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine

ในการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Duplex Rankine นั้นได้กำหนดให้อุณหภูมิที่ Evaporator มีค่า 15°C อุณหภูมิที่ Condenser สูงกว่าอุณหภูมิ Ambient 10 K และ อุณหภูมิต่ำสุดที่ Generator ของ Rankine Power Cycle ทำงานได้อยู่ที่ 150 °C การจำลองระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine นั้นได้ทำการจำลองสภาวะทำให้การใช้ความร้อนจากรังสีแสงอาทิตย์สูงสุด จากผลการจำลองพบว่าระบบ Rankine Power Cycle นั้นในเวลาปฏิบัติงานส่วนใหญ่แล้วสามารถผลิตงานได้เพียงพอกับการขับเคลื่อน Compressor ของระบบทำความเย็น และปั๊มเกือบทุกตัวในระบบ อย่างไรก็ตามมีบางช่วงเวลาที่งานที่ผลิตได้เพียงพอกับการใช้งานในระบบทำให้ต้องใช้ไฟฟ้าจากภายนอกเข้ามาเสริม ระบบที่ใช้พื้นที่ของ Solar Collector มากทำให้สามารถใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ในสัดส่วนที่ค่อนข้างสูง และระบบมีประสิทธิภาพในการใช้พลังงานความร้อนดีกว่า อย่างไรก็ตามจำเป็นต้องคำนึงถึงประเด็นทางด้านเศรษฐศาสตร์ต่อไป

สำหรับภาระทางความร้อนขนาดเล็ก การดำเนินการจำลองเพื่อหาสภาวะการดำเนินการที่ทำให้สามารถใช้พลังงานจากแสงอาทิตย์สูงสุดพบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.15 และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.80 ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine ที่ภาระทางความร้อนขนาดเล็ก และ Solar Collector แบบ Concentric Parabolic Collector แสดงดังตารางที่ 20-4

ตารางที่ 420- ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine ที่ภาระทางความร้อนขนาดเล็ก และ Solar Collector แบบ Concentric Parabolic Collector

	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _a)	Q _{sc} (kWh _m)	W _{net} (kWh)	W _{extra} (kWh)	Q _{load} (kWh _a)	COP _{ref}	SF	STR
กรุงเทพมหานคร	180	3.60	72,000	5,723.85	29,413.93	7,224.92	4,258.97	5,918.70	7.45	0.84	0.17
เชียงใหม่	180	3.60	72,000	2,246.83	32,951.24	7,911.08	4,331.62	4,415.69	7.31	0.94	0.13
อุบลราชธานี	180	3.60	72,000	8,047.62	28,312.94	6,999.67	4,203.29	5,187.65	7.34	0.78	0.14
นครราชสีมา	180	3.60	72,000	6,252.95	28,959.75	7,047.12	4,163.90	5,137.55	7.44	0.82	0.15
สงขลา	180	3.60	72,000	14,966.84	24,256.62	6,505.29	3,806.37	6,087.95	7.56	0.62	0.16
Average									7.42	0.80	0.15

สำหรับภาระทางความร้อนขนาดกลางพบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.94 และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.81 ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine ที่ภาระทางความร้อนขนาดเล็ก และ Solar Collector แบบ Concentric Parabolic Collector แสดงดังตารางที่ 21-4

ตารางที่ 421- ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine ที่ภาระทางความเย็นขนาดกลาง และ Solar Collector แบบ Concentric Parabolic Collector

	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _e)	Q _{sc} (kWh _{th})	W _{net} (kWh)	W _{extra} (kWh)	Q _{load} (kWh _{th})	SF	STR
กรุงเทพมหานคร	500	15.00	200,000	14,062.21	79,311.01	35,364.24	91,673.25	7.75	0.85	0.98
เชียงใหม่	500	15.00	200,000	5,447.02	87,715.90	39,797.74	87,445.65	8.70	0.94	0.94
อุบลราชธานี	500	15.00	200,000	19,648.23	75,884.16	34,011.92	89,530.63	8.02	0.79	0.94
นครราชสีมา	500	15.00	200,000	15,259.97	77,585.38	34,269.76	89,370.86	8.12	0.84	0.96
สงขลา	500	15.00	200,000	36,825.58	65,500.10	30,045.10	92,007.99	7.73	0.64	0.90
Average								8.06	0.81	0.94

สำหรับภาระทางความเย็นขนาดใหญ่ ในสภาวะการดำเนินการที่ทำให้เกิดค่าใช้จ่ายต่ำสุด พบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 1.92 และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 0.95 ในสภาวะการดำเนินการที่ทำให้สามารถใช้พลังงานจากแสงอาทิตย์สูงสุดพบว่า ค่า System Thermal Ratio (STR) นั้นมีค่าเฉลี่ยที่ 0.88 และ ค่าอัตราส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อยู่ที่ประมาณ 1.00 ข้อมูลของระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine ที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก และ Solar Collector แบบ Concentric Parabolic Collector แสดงดังตารางที่ 22-4

ตารางที่ 422- ผลการจำลองระบบทำความเย็นแบบ Duplex-Rankine ภาระทางความเย็นขนาดใหญ่ และ Solar Collector แบบ Concentric Parabolic Collector

	Area (m ²)	V _{st} (m ³)	m _{sc} (kg/h)	Q _{aux} (kWh _e)	Q _{sc} (kWh _{th})	W _{net} (kWh)	W _{extra} (kWh)	Q _{load} (kWh _{th})	SF	STR
กรุงเทพมหานคร	1,500	30.00	1,050,000	34,227.52	289,119.32	120,985.85	249,968.90	7.73	0.89	0.77
เชียงใหม่	1,500	30.00	1,050,000	11,806.31	326,778.90	126,910.94	240,062.10	8.60	0.97	0.71
อุบลราชธานี	1,500	30.00	1,050,000	57,623.21	277,408.30	117,744.68	244,944.24	7.97	0.83	0.73
นครราชสีมา	1,500	30.00	1,050,000	33,690.03	284,480.35	120,301.68	244,510.42	8.06	0.89	0.77
สงขลา	1,500	30.00	1,050,000	95,854.80	237,891.86	109,052.38	250,655.47	7.74	0.71	0.75
Average								8.02	0.86	0.75

โดยสรุปแล้ว ระบบต่างๆ มีค่า System Thermal Ratio และ Solar Fraction เฉลี่ยดังแสดงใน

ตารางที่ 4-23 System Thermal Ratio, Coefficient of Performance และ Solar Fraction เฉลี่ย

STR									
ระบบ	CPC- Small	CPC- Medium	CPC- Large	ETC- Small	ETC- Medium	ETC- Large	FP- Small	FP- Medium	FP- Large
Absorption				0.64	0.66	0.67			
Adsorption				0.47	0.48	0.50	0.47		
Chemical Reaction				0.29	0.31	0.32	0.32		
Ejector				0.51	0.29	0.23			
Solid Desiccant				0.36	0.35	0.40			
Liquid Desiccant				0.66	0.68	0.70	0.75	0.71	0.72
Duplex-Rankine	0.15	0.83	0.75						
COP									
ระบบ	CPC- Small	CPC- Medium	CPC- Large	ETC- Small	ETC- Medium	ETC- Large	FP- Small	FP- Medium	FP- Large
Absorption				0.74	0.74	0.73			
Adsorption				0.54	0.58	0.57	0.45		
Chemical Reaction				0.34	0.34	0.34	0.34		
Ejector				0.67	0.32	0.22			
Solid Desiccant				0.41	0.35	0.42			
Liquid Desiccant				0.80	0.76	0.76	0.80	0.76	0.76
Duplex-Rankine	7.42	8.06	8.07						
SF									
ระบบ	CPC- Small	CPC- Medium	CPC- Large	ETC- Small	ETC- Medium	ETC- Large	FP- Small	FP- Medium	FP- Large
Absorption				0.76	0.89	0.90			
Adsorption				0.77	0.91	0.91	0.45		
Chemical Reaction				0.86	0.91	0.91	0.58		
Ejector				0.73	0.71	0.69			
Solid Desiccant				0.41	0.42	0.54			
Liquid Desiccant				0.74	0.80	0.81	0.31	0.52	0.53
Duplex-Rankine	0.8	0.94	0.86						

ผลการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์

การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ นั้นสมมุติให้อัตราดอกเบี้ย (Discount Rate) มีค่า 6.7% ค่าไฟฟ้า 3.50 บาท ต่อ kWh ค่า Flat Plate Collector 8,000 บาท/m² ค่า Evacuated Tube Collector 15,000 บาท/m² ค่า Compound Parabolic Concentrating Collector 30,000 บาท/m² และสมมุติฐานอื่นๆ แสดงรายละเอียดดังหัวข้อ 3.4 จากการวิเคราะห์พบว่าระบบทำความเย็นแบบ Vapour Compression ที่ใช้กันทั่วไปในปัจจุบันนี้มีค่าใช้จ่ายเฉลี่ยประมาณ 0.45 บาทต่อ ภาระทางความร้อน 1 kWh ระบบขนาดเล็กมีค่าใช้จ่ายสูงต่อภาระทางความร้อนสูงกว่าระบบขนาดใหญ่

ตารางที่ 4 24-ระบบทำความเย็นแบบ Vapour Compression ที่ใช้ไฟฟ้า

	Cooling Load	Cooling Load (kWh)	W _{comp} (kWh)	Annual Electricity Cost (Baht)	Electricity Cost per Cooling Load (Baht/kWh _{load})
กรุงเทพมหานคร	Small	5,918.84	794.63	2,781.20	0.47
	Medium	91,748.00	11,826.08	41,391.28	0.45
	Large	250,173.96	32,329.93	113,154.75	0.45
เชียงใหม่	Small	4,415.70	604.47	2,115.65	0.48
	Medium	87,507.99	10,054.88	35,192.09	0.40
	Large	240,238.06	27,898.18	97,643.63	0.41
นครราชสีมา	Small	5,137.55	690.99	2,418.48	0.47
	Medium	89,435.77	11,010.66	38,537.30	0.43
	Large	244,692.68	30,320.72	106,122.53	0.43
สงขลา	Small	6,091.36	805.29	2,818.53	0.46
	Medium	92,092.36	11,903.33	41,661.65	0.45
	Large	250,883.11	32,397.41	113,390.93	0.45
อุบลราชธานี	Small	5,187.63	706.53	2,472.87	0.48
	Medium	89,596.52	11,164.50	39,075.74	0.44
	Large	245,128.77	30,734.10	107,569.35	0.44

การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ของระบบทำความเย็นที่ใช้ความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์เป็นแหล่งพลังงานในการขับเคลื่อนระบบแยกตามระบบต่างๆ แสดงดังตารางที่ 25-4 ถึง ตารางที่ 27-4 โดยใช้สมมุติฐานที่แสดงรายละเอียดไว้ในหัวข้อ 3.4 และเพิ่มเติมในกรณีของระบบ Duplex-Rankine ซึ่งจะมีงานที่ผลิตได้จากเทอร์ไบน์ของระบบ Rankine Power Cycle ในบางเวลาที่มากเกินความต้องการของ

การดำเนินงานของระบบทำความเย็น และ ในที่นี้จะสมมุติให้ไปผลิตเป็นไฟฟ้า และส่งขายให้กับระบบ
อื่นๆ ในราคา 3.50 บาท ต่อ kWh เพื่อเป็นรายได้เพิ่มเติมให้กับระบบ สำหรับราคาเฉลี่ยของทุกระบบ
เรียงจากน้อยไปหามากแสดงดังรูปที่ 32-4

ตารางที่ 4 25-ค่าใช้จ่ายการผลิตพลังงานเพื่อขับเคลื่อนระบบทำความเย็นขนาดเล็ก

จังหวัด	Installation Cost (Baht)	Operating Cost (Baht/y)	Annual Present Cost (Baht/y)	Cost per Cooling Load (Baht/kWh)
Absorption-Small-ETC				
กรุงเทพมหานคร	144,000	8,693.66	24,205.82	4.09
เชียงใหม่	144,000	4,352.63	19,864.80	4.51
อุบลราชธานี	144,000	8,634.53	24,146.69	4.66
นครราชสีมา	144,000	8,107.70	23,619.86	4.60
สงขลา	144,000	11,275.65	26,787.81	4.40
Average				4.45
Adsorption-Small-ETC				
กรุงเทพมหานคร	450,000	11,336.65	59,812.17	10.11
เชียงใหม่	450,000	5,303.14	53,778.65	12.20
อุบลราชธานี	450,000	11,028.80	59,504.31	11.47
นครราชสีมา	450,000	10,338.30	58,813.81	11.45
สงขลา	450,000	15,066.87	63,542.38	10.43
Average				11.13
Adsorption-Small-FP				
กรุงเทพมหานคร	240,000	11,336.65	37,190.26	6.28
เชียงใหม่	240,000	5,303.14	31,156.75	7.07
อุบลราชธานี	240,000	11,028.80	36,882.41	7.11
นครราชสีมา	240,000	10,338.30	36,191.91	7.05
สงขลา	240,000	15,066.87	40,920.47	6.72
Average				6.85
Chem.Reaction-Small-ETC				
กรุงเทพมหานคร	270,000	11,098.02	40,183.33	6.79
เชียงใหม่	270,000	4,297.11	33,382.42	7.57
อุบลราชธานี	270,000	10,935.82	40,021.13	7.72
นครราชสีมา	270,000	10,059.82	39,145.12	7.62
สงขลา	270,000	14,952.54	44,037.85	7.23
Average				7.39

จังหวัด	Installation Cost (Baht)	Operating Cost (Baht/y)	Annual Present Cost (Baht/y)	Cost per Cooling Load (Baht/kWh)
Chem.Reaction-Small-FP				
กรุงเทพมหานคร	288,000	28,355.45	59,379.78	10.03
เชียงใหม่	288,000	17,013.30	48,037.63	10.90
อุบลราชธานี	288,000	26,444.66	57,468.99	11.08
นครราชสีมา	288,000	24,786.37	55,810.70	10.87
สงขลา	288,000	35,406.52	66,430.85	10.91
Average				10.76
Ejector-Small-ETC				
กรุงเทพมหานคร	720,000	31,190.72	108,751.54	5.80
เชียงใหม่	720,000	9,527.49	87,088.31	5.76
อุบลราชธานี	720,000	34,082.97	111,643.79	6.70
นครราชสีมา	720,000	31,617.53	109,178.35	6.53
สงขลา	720,000	39,493.74	117,054.56	6.22
Average				6.20
Liq Dessiccant-Small-ETC				
กรุงเทพมหานคร	108,000	9,563.31	21,197.43	3.58
เชียงใหม่	108,000	4,319.69	15,953.82	3.62
อุบลราชธานี	108,000	8,192.58	19,826.70	3.82
นครราชสีมา	108,000	7,309.78	18,943.91	3.69
สงขลา	108,000	12,811.13	24,445.25	4.01
Average				3.75
Liq Dessiccant-Small-FP				
กรุงเทพมหานคร	72,000	21,079.84	28,835.92	4.87
เชียงใหม่	72,000	12,629.74	20,385.82	4.62
อุบลราชธานี	72,000	17,124.00	24,880.09	4.80
นครราชสีมา	72,000	16,192.78	23,948.86	4.66
สงขลา	72,000	25,243.74	32,999.82	5.42
Average				4.87
Solid Dessiccant-Small-ETC				
กรุงเทพมหานคร	90,000	25,245.62	34,940.72	7.43
เชียงใหม่	90,000	24,233.27	33,928.37	8.86
อุบลราชธานี	90,000	26,573.98	36,269.08	8.62
นครราชสีมา	90,000	26,834.01	36,529.11	8.60
สงขลา	90,000	27,038.51	36,733.62	7.57

จังหวัด	Installation Cost (Baht)	Operating Cost (Baht/y)	Annual Present Cost (Baht/y)	Cost per Cooling Load (Baht/kWh)
Average				8.22
Rankine-Small-CPC				
กรุงเทพมหานคร	7,560,000	56,594.50	870,983.09	147.16
เชียงใหม่	7,560,000	52,658.12	867,046.72	196.36
อุบลราชธานี	7,560,000	60,896.86	875,285.46	168.72
นครราชสีมา	7,560,000	58,835.21	873,223.80	169.97
สงขลา	7,560,000	87,186.94	901,575.53	148.09
				166.06

ตารางที่ 4 26-ค่าใช้จ่ายการผลิตพลังงานเพื่อขับเคลื่อนระบบทำความเย็นขนาดกลาง

จังหวัด	Installation Cost (Baht)	Operating Cost (Baht/y)	Annual Present Cost (Baht/y)	Cost per Cooling Load (Baht/kWh)
Absorption-Medium-ETC				
กรุงเทพมหานคร	2,160,000	56,813.81	289,496.26	3.17
เชียงใหม่	2,160,000	30,673.76	263,356.22	3.16
อุบลราชธานี	2,160,000	69,980.74	302,663.19	3.48
นครราชสีมา	2,160,000	60,053.96	292,736.41	3.37
สงขลา	2,160,000	83,604.79	316,287.25	3.44
			Average	3.32
Adsorption-Medium-ETC				
กรุงเทพมหานคร	3,240,000	64,758.04	413,781.72	4.53
เชียงใหม่	3,240,000	33,790.15	382,813.84	4.60
อุบลราชธานี	3,240,000	71,712.56	420,736.25	4.84
นครราชสีมา	3,240,000	107,063.65	456,087.34	4.95
สงขลา	3,240,000	86,739.77	435,763.46	5.01
			Average	4.79
Chem.Reaction-Medium-ETC				
กรุงเทพมหานคร	4,140,000	107,195.85	553,170.56	6.06
เชียงใหม่	4,140,000	52,719.34	498,694.05	5.96
อุบลราชธานี	4,140,000	132,130.04	578,104.74	6.64
นครราชสีมา	4,140,000	111,521.21	557,495.91	6.39
สงขลา	4,140,000	157,919.63	603,894.34	6.56
			Average	6.32

จังหวัด	Installation Cost (Baht)	Operating Cost (Baht/y)	Annual Present Cost (Baht/y)	Cost per Cooling Load (Baht/kWh)
Ejector-Medium-ETC				
กรุงเทพมหานคร	9,000,000	439,947.27	1,409,457.50	11.71
เชียงใหม่	9,000,000	177,935.65	1,147,445.88	10.36
อุบลราชธานี	9,000,000	480,359.48	1,449,869.71	12.64
นครราชสีมา	9,000,000	521,026.52	1,490,536.75	13.02
สงขลา	9,000,000	599,891.83	1,569,402.07	13.03
			Average	12.15
Liq Dessiccant-Medium-ETC				
กรุงเทพมหานคร	1,800,000	104,210.18	298,112.23	3.26
เชียงใหม่	1,800,000	57,036.29	250,938.34	3.01
อุบลราชธานี	1,800,000	107,556.09	301,458.13	3.47
นครราชสีมา	1,800,000	87,531.17	281,433.21	3.24
สงขลา	1,800,000	156,418.94	350,320.98	3.81
			Average	3.36
Liq Desiccant-Small-Flat Plate				
กรุงเทพมหานคร	2,112,000	231,665.88	459,177.62	5.03
เชียงใหม่	2,112,000	155,547.98	383,059.71	4.60
อุบลราชธานี	2,112,000	216,190.27	443,702.01	5.10
นครราชสีมา	2,112,000	195,260.91	422,772.65	4.86
สงขลา	2,112,000	307,584.90	535,096.64	5.81
			Average	5.08
Solid Desiccant-Medium-ETC				
กรุงเทพมหานคร	274,447	100,306.46	129,870.81	6.91
เชียงใหม่	274,447	111,526.85	141,091.21	7.77
อุบลราชธานี	274,447	112,891.17	142,455.53	7.71
นครราชสีมา	274,447	113,193.27	142,757.63	7.69
สงขลา	274,447	101,932.06	131,496.42	7.00
			Average	7.41
Rankine-Med-CPC				
กรุงเทพมหานคร	21,000,000	143,582.44	2,405,772.99	26.24
เชียงใหม่	21,000,000	129,614.90	2,391,805.45	27.35
อุบลราชธานี	21,000,000	159,071.05	2,421,261.59	27.04
นครราชสีมา	21,000,000	149,800.06	2,411,990.61	26.99
สงขลา	21,000,000	224,293.57	2,486,484.11	27.02

จังหวัด	Installation Cost (Baht)	Operating Cost (Baht/y)	Annual Present Cost (Baht/y)	Cost per Cooling Load (Baht/kWh)
				26.93

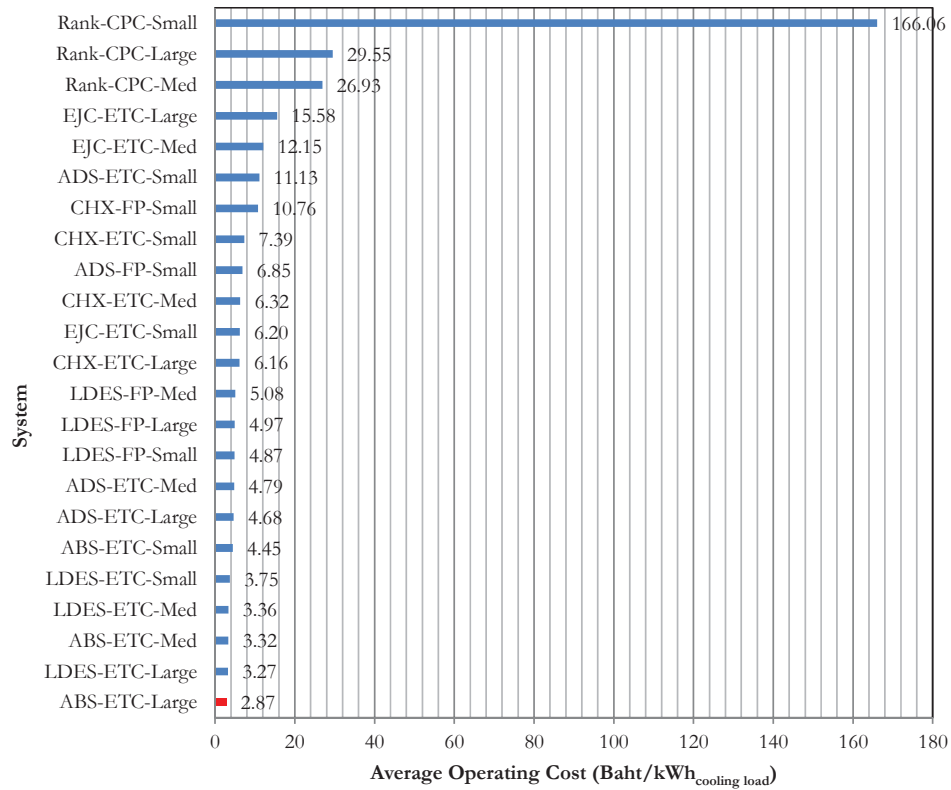
ตารางที่ 4 27-ค่าใช้จ่ายการผลิตพลังงานเพื่อขับเคลื่อนระบบทำความเย็นขนาดใหญ่

จังหวัด	Installation Cost (Baht)	Operating Cost (Baht/y)	Annual Present Cost (Baht/y)	Cost per Cooling Load (Baht/kWh)
Absorption-Large-ETC				
กรุงเทพมหานคร	5,040,000	146,005.60	688,931.33	2.76
เชียงใหม่	5,040,000	86,706.82	629,632.55	2.71
อุบลราชธานี	5,040,000	179,153.79	722,079.52	3.01
นครราชสีมา	5,040,000	154,474.35	697,400.08	2.91
สงขลา	5,040,000	206,293.54	749,219.27	2.99
			Average	2.87
Adsorption-Large-ETC				
กรุงเทพมหานคร	8,550,000	174,107.41	1,112,851.45	4.46
เชียงใหม่	8,550,000	88,999.22	1,027,743.26	4.42
อุบลราชธานี	8,550,000	237,985.53	1,176,729.57	4.90
นครราชสีมา	8,550,000	193,975.74	1,132,719.78	4.72
สงขลา	8,550,000	288,623.35	1,227,367.39	4.89
			Average	4.68
Chem.Reaction-Large-ETC				
กรุงเทพมหานคร	11,250,000	265,342.12	1,477,229.91	5.92
เชียงใหม่	11,250,000	127,497.39	1,339,385.18	5.76
อุบลราชธานี	11,250,000	339,525.62	1,551,413.41	6.46
นครราชสีมา	11,250,000	281,640.94	1,493,528.74	6.22
สงขลา	11,250,000	401,469.65	1,613,357.45	6.43
			Average	6.16
Ejector-Medium-ETC				
กรุงเทพมหานคร	SC COST 22,500,000	Operating Cost (Baht/y) 1,397,267.19	Present Cost per Year (Baht/y) 3,821,042.78	Cost per Load (Baht/kWh) 15.31
เชียงใหม่	22,500,000	620,892.95	3,044,668.54	13.12
อุบลราชธานี	22,500,000	1,530,207.00	3,953,982.59	16.48
นครราชสีมา	22,500,000	1,403,461.14	3,827,236.73	15.95
สงขลา	22,500,000	1,850,277.52	4,274,053.10	17.04

จังหวัด	Installation Cost (Baht)	Operating Cost (Baht/y)	Annual Present Cost (Baht/y)	Cost per Cooling Load (Baht/kWh)
			Average	15.58
Liq Dessiccant-Large-ETC				
กรุงเทพมหานคร	4,950,000	262,893.51	796,124.14	3.19
เชียงใหม่	4,950,000	144,648.97	677,879.60	2.92
อุบลราชธานี	4,950,000	279,129.95	812,360.58	3.39
นครราชสีมา	4,950,000	224,974.19	758,204.82	3.16
สงขลา	4,950,000	398,209.73	931,440.36	3.71
			Average	3.27
Liq Desiccant-Large-Flat Plate				
กรุงเทพมหานคร	5,760,000	609,790.99	1,230,277.54	4.93
เชียงใหม่	5,760,000	416,075.96	1,036,562.51	4.46
อุบลราชธานี	5,760,000	576,799.99	1,197,286.54	4.99
นครราชสีมา	5,760,000	521,341.84	1,141,828.39	4.76
สงขลา	5,760,000	814,780.78	1,435,267.33	5.72
			Average	4.97
Solid Desiccant-Large-ETC				
กรุงเทพมหานคร	549,000	198,973.49	258,113.61	4.54
เชียงใหม่	549,000	195,376.59	254,516.72	4.58
อุบลราชธานี	549,000	197,777.20	256,917.32	4.56
นครราชสีมา	549,000	198,491.43	257,631.55	4.56
สงขลา	549,000	199,011.98	258,152.11	4.54
			Average	4.56
Rankine-Large-CPC				
กรุงเทพมหานคร	63,000,000	439,972.34	7,226,543.99	28.91
เชียงใหม่	63,000,000	375,732.86	7,162,304.50	29.84
อุบลราชธานี	63,000,000	538,168.13	7,324,739.78	29.90
นครราชสีมา	63,000,000	438,622.50	7,225,194.14	29.55
สงขลา	63,000,000	620,798.84	7,407,370.49	29.55
				29.55

สำหรับค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานแต่ละจังหวัดนั้นไม่แตกต่างกันมากนัก กรุงเทพมหานคร เชียงใหม่ และนครราชสีมา มีค่าใช้จ่ายต่ำกว่า อุบลราชธานี และสงขลาเล็กน้อย ทั้งนี้เนื่องจากสภาวะอากาศทางภาคใต้ของประเทศไทยนั้นร้อนชื้น ประกอบกับมีฝนตกประมาณ 8 เดือน ทำให้ความชื้นของรังสีจากดวง

อาทิตย์ต่ำกว่าภาคอื่นๆ ของประเทศค่อนข้างมาก สำหรับราคาเฉลี่ยของทุกระบบเรียงจากน้อยไปหา
 มากแสดงดังรูปที่ 32-4 โดยพบว่า ระบบทำความเย็นแบบ Absorption ขนาดใหญ่ มีค่าใช้จ่ายด้าน
 พลังงานต่ำที่สุด ประมาณ 2.87 บาท/kWh_{th,cooling load} หรือ เทียบเท่ากับ 10.11 บาท/ton_{ref}h และระบบ
 Duplex-Rankine มีค่าใช้จ่ายสูงที่สุด



รูปที่ 4 32-ค่าใช้จ่ายเฉลี่ยในการดำเนินงานระบบ

ตารางที่ 4 28-ค่าใช้จ่ายการผลิตพลังงานเพื่อขับเคลื่อนระบบทำความเย็นแบบต่างๆ

ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานระบบ (Baht/kWh _{th,cooling load})									
ระบบ	CPC-Small	CPC-Medium	CPC-Large	ETC-Small	ETC-Medium	ETC-Large	FP-Small	FP-Medium	FP-Large
Absorption				4.45	3.32	2.87			
Adsorption				11.13	4.79	4.68	6.85		
Chemical Reaction				7.39	6.32	6.16	10.76		
Ejector				6.20	12.15	15.58			
Liquid Desiccant				3.75	3.36	3.27	4.87	5.08	4.97
Solid Desiccant				8.22	7.41	4.56			
Duplex-Rankine	166.06	26.93	29.55						

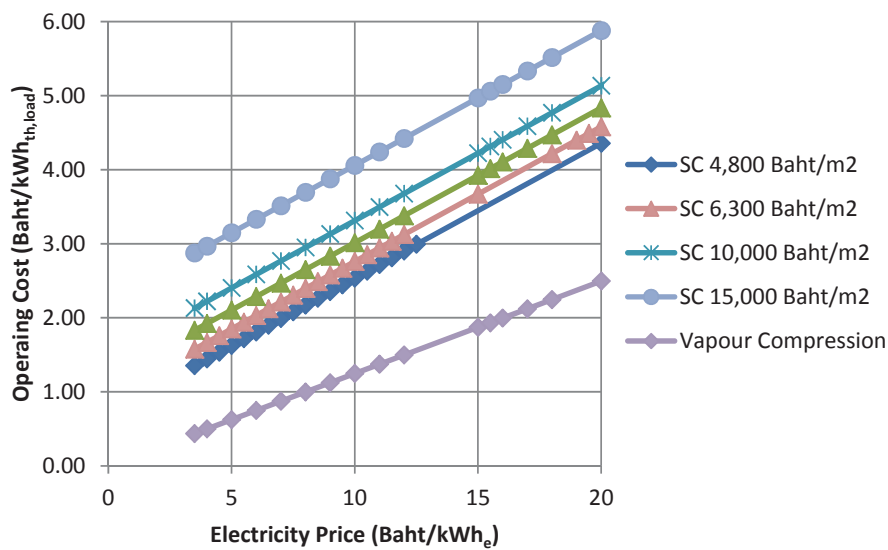
ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานระบบต่อต้านความเย็น (Baht/ton _{ref} -h)									
ระบบ	CPC- Small	CPC- Medium	CPC- Large	ETC- Small	ETC- Medium	ETC- Large	FP- Small	FP- Medium	FP- Large
Absorption				15.65	11.68	10.11			
Adsorption				39.14	16.83	16.45	24.07		
Chemical Reaction				25.97	22.23	21.66	37.82		
Ejector				21.80	42.72	54.77			
Liquid Desiccant				13.17	11.80	11.51	17.14	17.86	17.48
Solid Desiccant				28.89	26.07	16.02			
Duplex-Rankine	583.87	94.69	103.90						

จากการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ของระบบทำความเย็นที่ใช้ความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์พบว่า ค่าใช้จ่ายหลักในการดำเนินงานระบบนั้น คือค่าติดตั้ง Solar Collector อย่างไรก็ตาม ราคา Solar Collector นั้นมีแนวโน้มลดลง โดยเฉพาะการใช้งานกับระบบขนาดใหญ่ นอกจากนี้การเจริญเติบโตของอุตสาหกรรมการผลิต Solar Collector ในประเทศจีน ทำให้ราคา Solar Collector ถูกลงมาก โดยราคา ETC Collector ในประเทศจีนเฉลี่ยอยู่ที่ 150 US\$/m² (Iken 2008) วารสาร Sun & Wind Energy รายงานว่าตลาด Solar Thermal Collector ขยายตัวสูงมาก และมีการแข่งขันด้านราคาเพิ่มมากขึ้น ในระหว่างปี 2006-2010 ตลาดทั่วโลกขยายตัวเฉลี่ยสูงถึง 136% (Iken 2008) โดยเฉพาะในประเทศเยอรมนี รัฐบาลมีนโยบายสนับสนุนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์อย่างจริงจัง และให้เงินสนับสนุนผู้ติดตั้ง Solar Thermal Collector ในราคา 110 Euro/m² ทำให้ผู้ที่ติดตั้ง Solar Collector จ่ายค่าติดตั้งเองเพียง 15% ของค่าใช้จ่ายจริงเท่านั้น (Stryi-Hipp 2004) จากนโยบายการสนับสนุนอย่างจริงจังของรัฐบาลต่างๆ ในสหภาพยุโรป ทำให้มีการใช้ความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์ เพิ่มขึ้นมากทั้งในบ้านเรือน และอุตสาหกรรม โดยเฉพาะในอุตสาหกรรมอาหารในสหภาพยุโรป เช่น สเปน เยอรมนี และกรีซ ตัวอย่างเช่น โรงงานอุตสาหกรรมนม Tyras Dairy ในประเทศกรีซ ติดตั้ง Solar Collector 1,040 m² คิดเป็น 730 kW_{th} โดยเงินลงทุนทั้งหมดมูลค่า 172,500 Euro (Weiss 2006) ซึ่งคิดราคาเฉลี่ยแล้วเพียง 165.87 Euro/m²

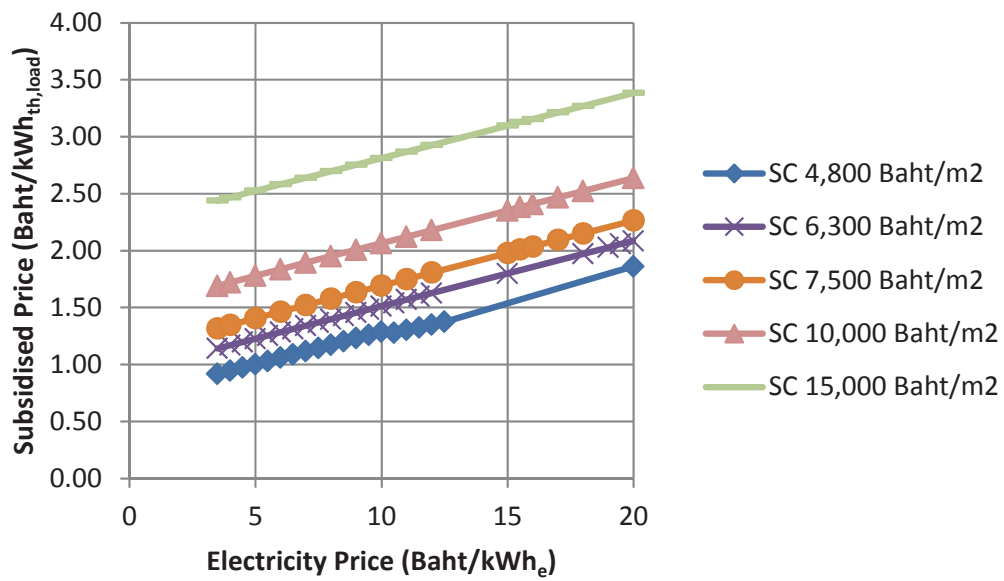
ทั้งนี้เนื่องจากระบบ Absorption ที่ภาระทางความเย็นขนาดใหญ่ เป็นระบบที่มีค่าใช้จ่ายต่ำสุด ทางผู้วิจัยจึงเลือกระบบนี้มาดำเนินการวิเคราะห์ต่อไป และพบว่าหากราคาค่าไฟฟ้าอยู่ที่ 3.50 บาท/kWh แล้วนั้น ไม่ว่าราคา Solar Collector จะลดลงเท่าใดก็ตาม ราคาของระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ ไม่ว่าจะเป็นที่ภาระทางความเย็นขนาดเล็ก กลาง หรือ ใหญ่ ก็ยังคงสูงกว่าระบบ Vapour Compression ที่ใช้ไฟฟ้าเป็นแหล่งพลังงานในการขับเคลื่อนระบบ ดังแสดงในรูปที่ 4-33

จากผลการคำนวณข้างต้นเห็นว่า ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์นั้นอาจยังไม่สามารถแข่งขันกับระบบ Vapour Compression ที่จำหน่ายกันอย่างแพร่หลายในปัจจุบัน และรัฐอาจต้องใช้มาตรการในการอุดหนุนเพื่อส่งเสริมการใช้ระบบนี้ โดยเงินที่รัฐจำเป็นต้องอุดหนุนต่อภาระทางความเย็น 1 kWh_{cooling load} แสดงดัง รูปที่ 4-35 และเทียบเท่ากับการ

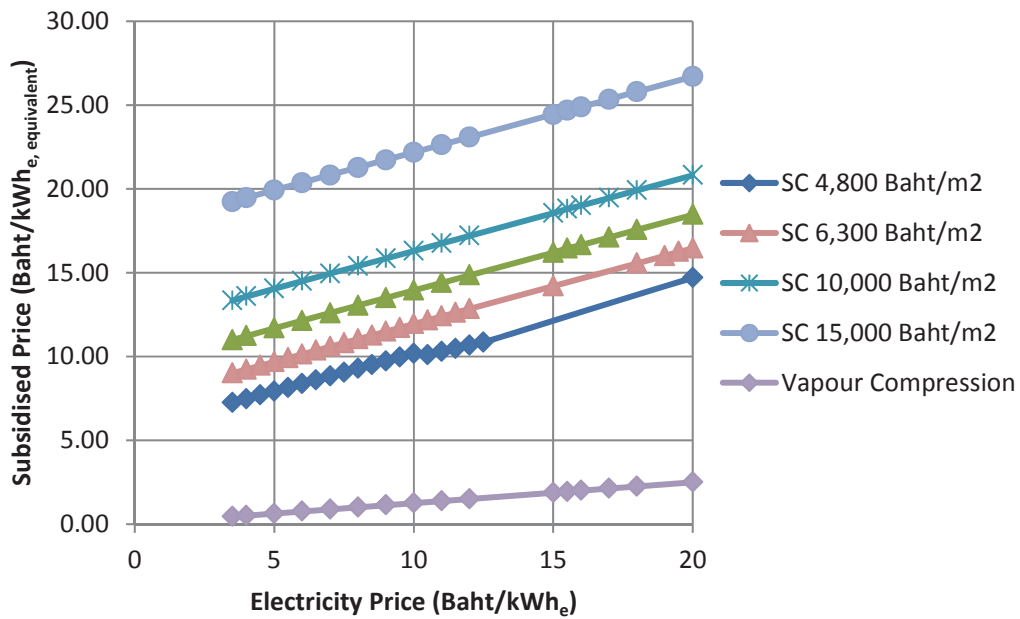
อุดหนุนค่าไฟฟ้า ดังรูปที่ 36-4 จากการวิเคราะห์พบว่าค่าใช้จ่ายสำหรับ Auxiliary Heater ที่ใช้ในเวลาที่รังสีดวงอาทิตย์ต่ำ นั้นค่อนข้างสูงมากสำหรับระบบนี้ หากสามารถใช้ความร้อนทิ้งจากแหล่งอื่นมาช่วยในการขับเคลื่อนระบบจะทำให้ค่าใช้จ่ายของระบบนี้ลดลงอย่างมาก หากราคา ETC solar collector ลดลงมาในระดับ 4,800 บาท/ม² ซึ่งเป็นราคาเฉลี่ยที่ประเทศจีนในปัจจุบัน และค่าไฟฟ้า 3.50 บาท/kWh_e แล้วนั้น เพื่อให้คุ้มการลงทุนแล้วเงินอุดหนุนควรอยู่ที่ 1.35 บาท/ kWh_{cooling load} หรือ 4.75 บาท/ ton_{ref-h} เทียบเท่ากับการอุดหนุนค่าไฟฟ้าที่ 7.23 บาท/kWh_e ซึ่งยังคงสูงมากเมื่อเปรียบเทียบกับอุดหนุนพลังงานด้านอื่นๆ



รูปที่ 4-33 ค่าใช้จ่ายเฉลี่ยในการดำเนินงานระบบ Absorption ขนาดใหญ่ที่ราคา ETC Solar Collector และค่าไฟฟ้าต่างๆ



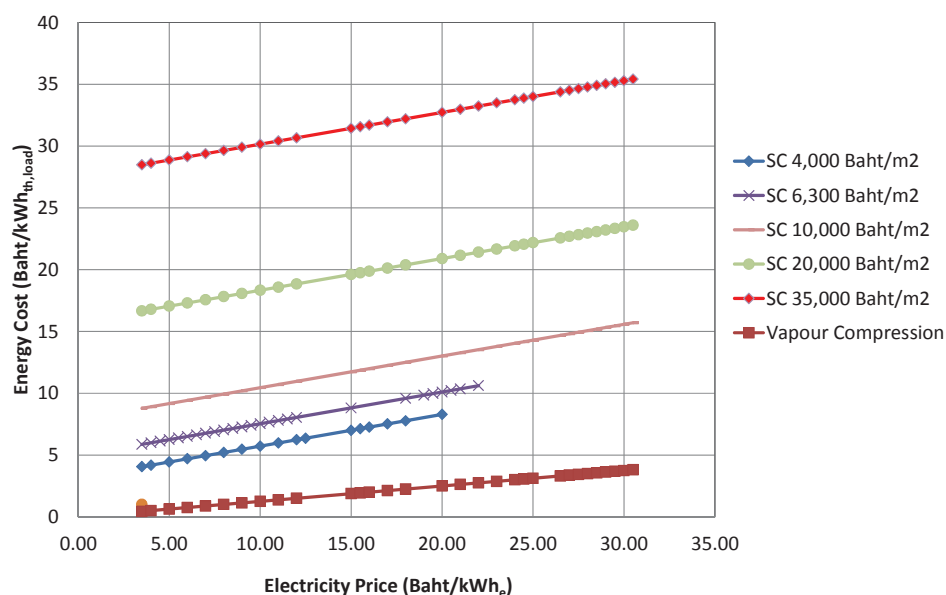
รูปที่ 4-34-ประมาณการเงินอุดหนุนเพื่อให้คุ้มทุนกับการดำเนินงานระบบ Absorption ขนาดใหญ่ที่
ราคา ETC Solar Collector และราคาไฟฟ้าต่างๆ



รูปที่ 4-35 ประมาณการเงินอุดหนุนระบบ Absorption ขนาดใหญ่ (ตามรูป 4-34) เมื่อคิดเทียบเท่ากับ
ค่าไฟฟ้าที่ใช้ในระบบ Vapour Compression

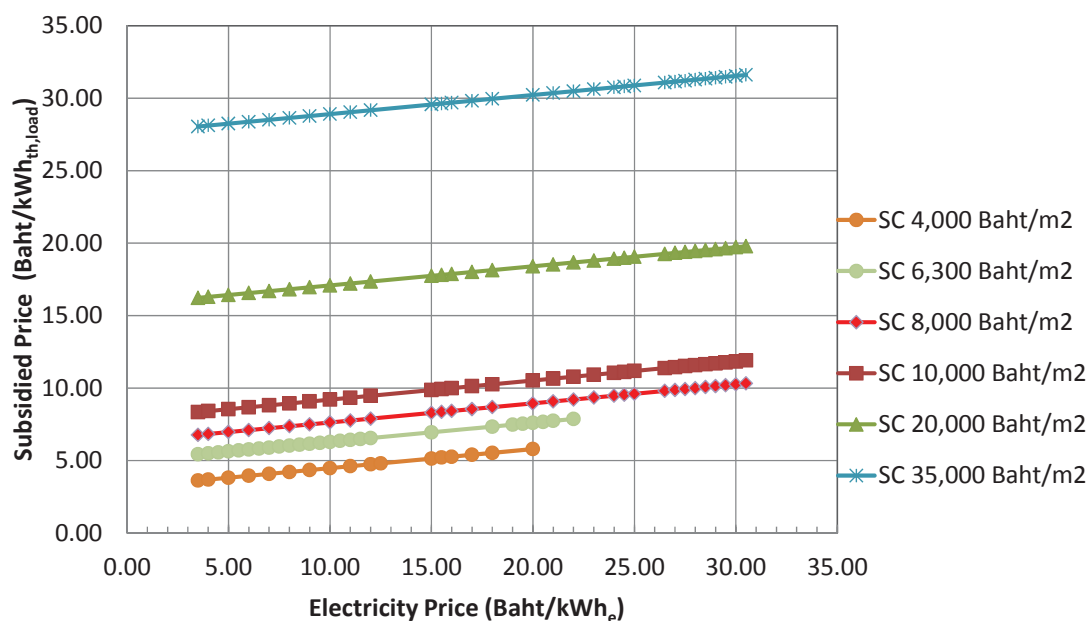
นอกจากนี้หากราคา Solar Collector ถูกกว่าสมมุติฐานที่ตั้งไว้ การแข่งขันก็อาจจะมีแนวโน้มที่ดีขึ้น นอกจากนี้คณะวิจัยจากหลายประเทศในหน่วยงาน International Energy Agency ได้ร่วมมือกันพัฒนา และวิจัย Solar Collector ในระดับอุตสาหกรรมภายใต้ความร่วมมือในหัวข้อ IEA Solar Heating and Cooling Task 33/IV Solar Heat for Industrial Processes และได้รายงานถึงการพัฒนา Solar Collector แบบ Concentrator อย่างต่อเนื่องที่ทำให้ราคาอาจต่ำลงมาได้ถึง 150 Euro/m² หรือประมาณ 6,300 บาท/m² เช่นงานวิจัยจาก Instituto Nacional de Engenharia และ National Institute of Engineering ประเทศโปรตุเกส ที่คาดการณ์ว่าราคา CPC collector อาจต่ำลงมาได้ถึง 150-200 Euro/m² (Weiss and Rommel 2005)

เมื่อพิจารณาถึงระบบ Duplex-Rankine ซึ่งเป็นระบบที่มีค่าใช้จ่ายสูงที่สุด เป็นระบบที่มีการผลิตงานเพื่อใช้ในการขับเคลื่อน Rankine Refrigeration Cycle จากการจำลองพบว่า ในบางเวลานั้น งานที่ผลิตได้จาก Rankine Power Cycle สูงกว่าที่ระบบทางความร้อนต้องการ ซึ่งงานส่วนเกินนี้มีศักยภาพสูงในการผลิตไฟฟ้าเพื่อนำไปใช้งานในส่วนอื่นๆ ของอาคาร หรือขายคืนสายส่งได้ ทางผู้วิจัยจึงได้ดำเนินการวิเคราะห์ระบบ Duplex-Rankine ที่ภาระทางความร้อนขนาดใหญ่เพิ่มเติม เนื่องจากมีศักยภาพในการผลิตไฟฟ้าโดยการเปลี่ยนงานที่เหลือจากการขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ไปผลิตไฟฟ้า และแสดงค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานเฉลี่ยดังรูปที่ 36-4

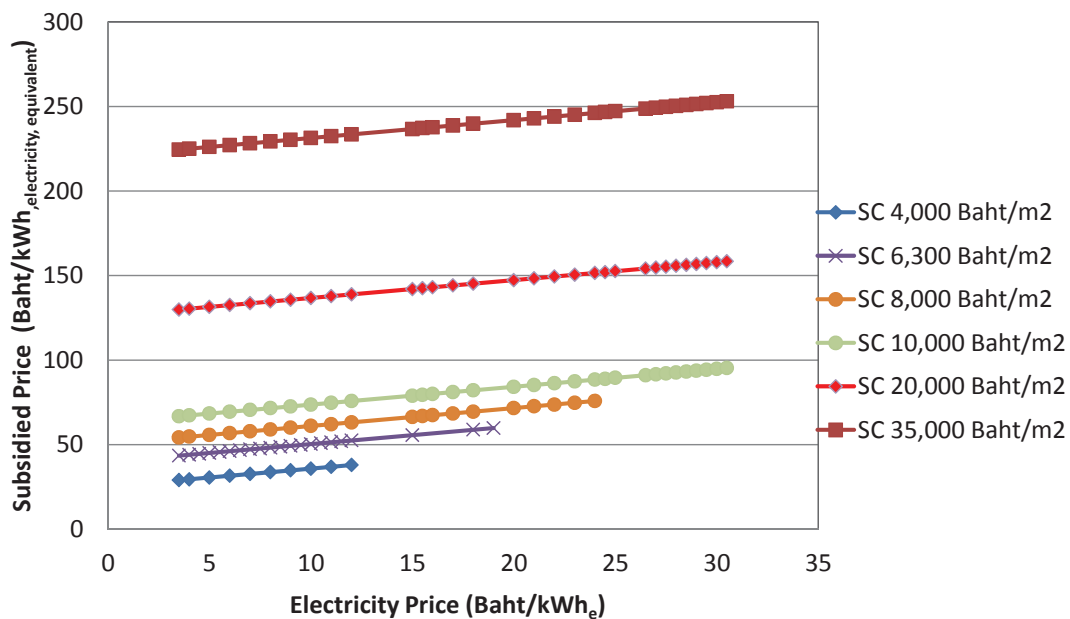


รูปที่ 436- ค่าใช้จ่ายเฉลี่ยในการดำเนินงานระบบ Duplex-Rankine ขนาดใหญ่ ที่ราคา CPC Solar Collector และค่าไฟฟ้าต่างๆ

โดยหาค่า Solar Collector ลดต่ำลงถึง 6,300 บาท/ม² และค่าไฟฟ้าอยู่ที่ 3.5 บาท/kWh แล้วนั้น ค่าใช้จ่ายในการดำเนินการจะอยู่ที่ 5.86 บาท/kWh_{th,load} ซึ่งยังคงสูงมากเมื่อเทียบกับระบบอื่นๆ และ ภาครัฐส่งเสริมการใช้พลังงานจากแสงอาทิตย์ โดยการออกมาตรการอุดหนุนระบบทำความเย็น เพื่อให้ ค่าใช้จ่ายในการใช้พลังงานคุ้มทุน ควรสนับสนุนราคาดังแสดงในรูปที่ 37-4 โดยหาค่า Solar Collector ลดต่ำลงถึง 6,300 บาท/ม² และค่าไฟฟ้าอยู่ที่ 3.5 บาท/kWh จะต้องสนับสนุนที่ 5.43 บาท/kWh_{th,load} หรือ เทียบเท่า 28.02 บาท/ton_{ref,h} ซึ่งหากคิดเทียบเท่ากับการใช้ระบบ Vapour Compression แล้วจะเท่ากับการอุดหนุนค่าไฟฟ้า 43.44 บาท/kWh_e ซึ่งสูงมากและน่าจะยังไม่คุ้มค่ากับการส่งเสริมมาตรการนี้ ค่าเทียบเท่าแสดงในรูปที่ 38-4 ซึ่งเป็นรูปที่แสดงราคาการอุดหนุนเทียบเท่ากับการอุดหนุนค่าไฟฟ้า เมื่อใช้ระบบ Vapour Compression



รูปที่ 437- ประมาณการเงินอุดหนุนเพื่อให้คุ้มทุนกับการดำเนินงานระบบ Duplex-Rankine ขนาดใหญ่ ที่ราคา CPC Solar Collector และค่าไฟฟ้าต่างๆ



รูปที่ 438- เงินอุดหนุนระบบ Duplex-Rankine ขนาดใหญ่ (ตามรูป 4-37) เมื่อคิดเทียบเท่ากับค่าไฟฟ้าที่ใช้ในระบบ Vapour Compression

ระบบทำความเย็นที่ใช้ความร้อนเป็นแหล่งพลังงานหลักนั้นมีสมรรถภาพค่อนข้างต่ำ และค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานระบบสูงเมื่อเทียบกับระบบ Vapour Compression ที่ใช้กันทั่วไป ทั้งนี้เนื่องจากประเด็นสำคัญ คือ ราคา Solar Collector อย่างไรก็ตามระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนขับเคลื่อนนี้มีศักยภาพสูงที่จะใช้ความร้อนจากทิ้งจากอุตสาหกรรม ซึ่งเป็นแหล่งพลังงานที่มีคุณภาพค่อนข้างดี ให้ระดับอุณหภูมิสูงพอที่จะขับเคลื่อนระบบทำความเย็นได้ อีกทั้งเป็นพลังงานที่ใช้ได้อย่างต่อเนื่อง ต่างจากระบบพลังงานแสงอาทิตย์ซึ่งแปรเปลี่ยนตลอดเวลา อย่างไรก็ตามการพัฒนาระบบให้ทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ นั้นต้องการการพัฒนา และวิจัยอย่างต่อเนื่อง เพื่อประโยชน์ต่อไป คือการลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของประเทศ รวมทั้งผลกระทบทางสิ่งแวดล้อม อันเนื่องมาจากการผลิตพลังงานไฟฟ้า

5. สรุป

ประเทศไทยอยู่ในเขตร้อนชื้น อุณหภูมิเฉลี่ยทั้งปีอยู่ที่ประมาณ 30 °C และมีแสงแดดตลอดทั้งปี ทำให้พลังงานแสงอาทิตย์เป็นแหล่งพลังงานหมุนเวียนที่มีศักยภาพค่อนข้างสูง ด้วยอุณหภูมิเฉลี่ยที่ค่อนข้างสูงนี้ทำให้ความต้องการความเย็น สำหรับระบบปรับอากาศ และการเก็บรักษาผลิตภัณฑ์ต่างๆ สูงตามไปด้วย งานวิจัยนี้จึงศึกษาศักยภาพในการประยุกต์ใช้พลังงานแสงอาทิตย์ในการขับเคลื่อนระบบทำความเย็น โดยมุ่งไปที่ระบบทำความเย็นที่ใช้ความร้อนเป็นแหล่งพลังงานหลักในการขับเคลื่อนระบบต่างๆ ได้แก่ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน (Absorption) ดูดซับ (Adsorption) ดูเพล็กซ์-แรนกิน (Duplex-Rankine) เดซิแคนต์ (Desiccant) และ อีเจกเตอร์ (Ejector) ในการศึกษาครั้งนี้ใช้การสร้างแบบจำลอง และดำเนินการจำลองแบบ Transient ในช่วงเวลา 1 ปีบนโปรแกรม Transient System Simulation 17 (TRNSYS 17) และ Engineering Equation Solver (EES) โดยใช้ข้อมูลสภาวะอากาศเฉลี่ย 10 ปี ของกรุงเทพมหานคร เชียงใหม่ นครสวรรค์ นครราชสีมา อุบลราชธานี และ สงขลา จากฐานข้อมูลของ MEONORM ซึ่งเป็นส่วนหนึ่งของฐานข้อมูลโปรแกรม TRNSYS ภาระทางความเย็นสำหรับงานวิจัยนี้ แบ่งเป็น 3 ระดับด้วยกัน ได้แก่ ภาระทางความเย็นระดับต่ำ (<5 kW) ได้แก่ บ้านเรือนทั่วไป, ภาระทางความเย็นระดับกลาง (5 - 50 kW) ได้แก่ สำนักงานขนาดเล็ก, และ ภาระทางความเย็นระดับสูง (>50 kW) สำนักงานขนาดใหญ่ โดยแบบจำลองภาระทางความเย็นจะสร้างบนโปรแกรมย่อย TRNBUILD ซึ่งเป็นโปรแกรมย่อยของ TRNSYS ใช้สำหรับสร้างแบบจำลองอาคารบ้านเรือน

การวิเคราะห์ผลการจำลองนั้น พิจารณาที่ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถภาพ (Coefficient of Performance, COP) ของระบบย่อยทำความเย็น ประสิทธิภาพโดยรวมของระบบ Solar Cooling ในรูปของค่าอัตราส่วนภาระทางความเย็นต่อความร้อนพลังงานความร้อนทั้งหมดที่ป้อนเข้าระบบ (System Thermal Ratio, STR) สัดส่วนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์ต่อพลังงานความร้อนทั้งหมด (Solar Fraction, SF) และ ค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้น

จากผลการจำลองพบว่าค่าเฉลี่ยของสมรรถภาพของระบบทั้ง ห้าจังหวัดแตกต่างกันไม่มากนัก ระบบขนาดใหญ่มีค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานต่ำกว่าระบบขนาดเล็กเล็กน้อย ระบบทำความเย็นแต่ละแบบมีศักยภาพ และข้อจำกัดแตกต่างกันไป เช่น ระบบ Duplex-Rankine ต้องใช้อุณหภูมิสูงค่อนข้างมากในการดำเนินงานระบบต้นกำลัง (Rankine Power Cycle) ในการผลิตงานเพื่อขับเคลื่อนระบบทำความเย็น จึงจำเป็นต้องใช้แผงรับความร้อนแบบ Parabolic Solar Collector สำหรับระบบทำความเย็นประเภทดูดซึม หรือ ดูดซับทั้งหมด (Sorption Cycles) รวมทั้งระบบ Ejector นั้นต้องการอุณหภูมิในระดับ 80°C ขึ้นไป และสำหรับระบบทำความเย็นประเภท Desiccant นั้นไม่จำเป็นต้องใช้อุณหภูมิขับเคลื่อนสูงนัก แต่ก็มีข้อจำกัดที่ไม่สามารถทำให้ภาระทางความเย็น มีอุณหภูมิต่ำตามที่ต้องการเนื่องจากความชื้นในอากาศประเทศไทยค่อนข้างสูงมาก โดยเฉพาะในภาคใต้ของประเทศ อีกทั้งตัวกำจัดความชื้นที่เป็นของแข็งมีศักยภาพจำกัดในการดูดความชื้น ทำให้ระบบนี้ไม่สามารถทำความเย็นได้ภายในระดับอุณหภูมิ 27°C โดยช่วงเวลาที่ทำความเย็นได้ต่ำกว่า 50% ของเวลาในการดำเนินการระบบตลอดทั้งปี

ในการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์นั้นพิจารณาที่ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานเปรียบเทียบกับระบบ Vapour Compression ที่ใช้ไฟฟ้า โดยมีสมมุติฐานที่สำคัญ คือ ราคาระบบทำความเย็นที่ไม่รวมระบบย่อย Solar Collector มีค่าไม่แตกต่างกัน ค่าไฟฟ้า 3.5 บาท/kWh_e ระบบมีอายุการใช้งาน 15 ปี Solar Collector แบบ Concentric Parabolic Collector, Evacuated Tube และ Flat Plate มีค่า 30,000 15,000 และ 8,000 บาท ต่อตารางเมตร ตามลำดับ และอัตราดอกเบี้ยต่อปี (Discount Rate) คิดที่ 6.7 % จากผลการจำลอง และวิเคราะห์พบว่าระบบทำความเย็นแบบ Absorption ที่ภาระทางความร้อนขนาดใหญ่ และใช้ Evacuated Tube Solar Collector มีค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานต่ำสุด อยู่ที่ 2.87 บาท/kWh_{th,load} หรือเทียบเท่ากับ 44.98 บาท/ton_{ref}-h และ ระบบ Duplex-Rankine ภาระทางความร้อนขนาดเล็ก และใช้ Concentric Parabolic Solar Collector มีค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานสูงสุดที่ 166.06 บาท/kWh_{th,load} หรือเทียบเท่ากับ 583.87 บาท/ton_{ref}-h หากรัฐมีนโยบายในการสนับสนุนการใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์สำหรับระบบปรับอากาศแล้วนั้น อาจต้องมีมาตรการอุดหนุนเพื่อให้ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน เช่น ในสภาวะที่ราคา ETC solar collector ลดลงมาในระดับ 4,800 บาท/m² ระบบ Absorption ขนาดใหญ่จะมีค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน 1.35 บาท/kWh_{th,cooling load} และรัฐอาจอุดหนุนที่ 0.92 บาท/ kWh_{th,cooling load} (เทียบเท่ากับการอุดหนุนค่าไฟฟ้าที่ 7.23 บาท/kWh_e) ระบบนี้จะคุ้มทุนในการดำเนินงาน

จากผลการวิจัยทั้งหมด พบว่าระบบทำความเย็นที่ใช้ความร้อนเป็นแหล่งพลังงานหลักนั้นมีสมรรถภาพค่อนข้างต่ำ เมื่อเทียบกับระบบ Vapour Compression แต่มีศักยภาพสูงที่จะใช้ความร้อนจากแหล่งพลังงานสะอาด หรือความร้อนทิ้งจากอุตสาหกรรม เป็นแหล่งพลังงานในการขับเคลื่อนระบบ อย่างไรก็ตาม ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ในปัจจุบันนั้น อาจยังไม่สามารถแข่งขันกับระบบ Vapour Compression ที่จำหน่ายกันอย่างแพร่หลายในปัจจุบัน เนื่องจากราคา Solar Collector สูงมาก ทั้งนี้หากมีการพัฒนา Solar Collector ที่มีประสิทธิภาพสูง และราคาต่ำลง หรือใช้ความร้อนทิ้งจากอุตสาหกรรมในการขับเคลื่อนระบบ จะทำให้ค่าใช้จ่ายระบบนี้มีแนวโน้มที่ถูกลง และสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของประเทศ รวมทั้งผลกระทบทางสิ่งแวดล้อมอันเนื่องมาจากการผลิตพลังงานไฟฟ้าลงได้

เอกสารอ้างอิง

- Al-Khalidy, N. (1997). "Performance of solar refrigerant ejector refrigerating machine." ASHRAE Transactions 103(1): 56-64.
- Anyanwu, E. E. and N. V. Ogueke (2005). "Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator." Renewable Energy 30: 81-96.
- Aphornratana, S. and T. Sriveerakul (2007). "Experimental Studies of a Single-effect Absorption Refrigerator using Aqueous Lithium-Bromide: Effect of Operating Condition to System Performance." Experimental Thermal and Fluid Science 32: 658-669.
- Bejan, A., D. W. Kearney, et al. (1981). "Second Law Analysis and Synthesis of Solar Collector Systems." Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME 103: 23-28.
- Bejan, A., J. V. C. Vargas, et al. (1995). "Optimal allocation of a heat-exchanger inventory in heat driven refrigerators." International Journal of Heat and Mass Transfer 38(16): 2997-3004.
- Berlitz, T., N. Lemke, et al. (1998). "Cooling machine with integrated cold storage." International Journal of Refrigeration 21(2): 157-161.
- Dai, Y. J. and K. Sumathy (2003). "Heat and mass transfer in the adsorbent of a solar adsorption cooling system with glass tube insulation." Energy 28: 1511-1527.
- Duenas, C., I. Pilatowsky, et al. (2001). "Dynamic study of the thermal behaviour of solar thermochemical refrigerator: barium chloride-ammonia for ice production." Solar Energy Materials and Solar Cells 70(3): 401-413.
- Dunkle, R. V. (1965). "A Method of Solar Air Conditioning." Mech. and Chem. Engr. Trans., Inst. Engrs. MC1(73).
- Egilegor, B., M. Usbiaga, et al. (2006). Rotartica Unit, a small Scale Thermally Driven Heat Pump Providing Office Cooling & Heating. 61st ATI National Congress, International Session on 'Solar Heating and Cooling', Perugia, Italy.
- Erhard, A., K. Spindler, et al. (1998). "Test and simulation of a solar powered solid sorption cooling machine." International Journal of Refrigeration 21(2): 133-141.
- Ezzine, N. B., M. Barhoumi, et al. (2004). "Solar cooling with the absorption principle: First and Second Law analysis of an ammonia-water double-generator absorption chiller." Desalination 168: 137-144.

- Fléchon, J., R. Lazzarin, et al. (1999). Guide to Solar Refrigerators for Remote Areas and Warm Countries. Paris, International Institute of Refrigeration (IIR).
- Göktun, S. (2000). "Optimization of irreversible solar assisted ejector-vapor compression cascaded systems." Energy Conversion & Management 41: 625-631.
- Grossman, G. (2002). "Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning." Solar Energy 72(1): 53-62.
- Huang, B. J. and J. M. Chang (1999). "Empirical correlation for ejector design." International Journal of Refrigeration 22: 379-388.
- Huang, B. J., J. M. Chang, et al. (1998). "A solar ejector cooling system using refrigerant R141b." Solar Energy 64(4-6): 223-226.
- IIR (2006). Solar Cooling on the Rise. IIF-IIR News letter. 25.
- Iken, J. (2008). Bright Prospects for PV and Solar Thermal. Sun&Wind Energy. Germany, Prof.Dr.Bernhard von Shcubert. 2.
- Klein, S. A. (2011). EES, Engineering Equation Solver. S. A. Klein. Madison, F-Chart Software.
- Klein, S. A., W. A. Beckman, et al. (2010). TRNSYS 17, a TRaNsient SYstem Simulation Program. Wisconsin, Solar Energy Laboratory, Univ. of Wisconsin-Madison.
- Li, M. and R. Z. Wang (2003). "Heat and mass transfer in a flat plate solar solid adsorption refrigeration ice maker." Renewable Energy 28: 613-622.
- Lior, N. (1977). "Solar Energy and the Steam Rankine Cycle for Driving and Assisting Heat Pumps in Heating and Cooling Modes." Energy Conversion 16(3): 111-123.
- Liu, Y. L. and R. Z. Wang (2004). "Performance prediction of a solar/gas driving double effect LiBr-H₂O absorption system." Renewable Energy 29: 1677-1695.
- LSCable. (2006, -). "LS Absorption Machine." Retrieved 15 September 2006, 2006, from <http://www.lsaircondition.com:2222/english/index.htm>.
- Lucas, L. (1988). "IIR News." International journal of refrigeration 21(2): 88.
- Medrano, M., M. Bourouis, et al. (2001). "Double-lift absorption refrigeration cycles driven by low temperature heat sources using organic fluid mixtures as working pairs." Applied Energy 68: 173-185.
- Öberg, V. and Y. Goswami (1998). A review of liquid desiccant cooling. Advances in Solar Energy. K. W. Böer. 12: 431-470.

Oertel, K. and M. Fischer (1998). "Adsorption cooling system for cold storage using methanol/silicagel." Applied Thermal Engineering 18: 773-786.

Patek, J. and J. Klomfar (2006). "A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range." International Journal of Refrigeration 29(4): 566-578.

Pridasawas, W. and P. Lundqvist (2003). Feasibility and efficiency of solar-driven refrigeration. International Congress of Refrigeration 2003, Washington, D.C.

Pridasawas, W. and P. Lundqvist (2004). Butane, as a refrigerant for a solar-driven ejector refrigeration system. The 6th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference, Glasgow, UK.

Prigmore, D. and R. Barber (1975). "Cooling with the Sun's Heat. Design Considerations and test data for a Rankine cycle prototype." Solar Energy 17(3): 185-192.

Rotartica. (2006, -). "Rotartica Absorption." Retrieved 15 September 2006, from <http://www.rotartica.com/>.

Saghiruddin, M. A. S. (2001). "Economic analysis of two stage dual fluid absorption cycle for optimizing generator temperatures." Energy Conversion & Management 42: 407-437.

Schmidt, R. (2005, 21 September 2005). "Solar Cooling." Retrieved 24 October 2005, 2005, from http://www.zeo-tech.de/e_index.htm.

Statinfo (2011) "Discount Rate of Central Bank." <http://statinfo.biz/HTML/M1789F5939A114L2.aspx>.

Stryi-Hipp, G. (2004). A Shining Example. Sun&Wind Energy. Germany, Prof.Dr.Bernhard von Shcubert. 7.

Weiss, W. (2006). Untapped Potential Solar Heat for Industrial Applications. Renewable Energy World. UK, James & James (Science Publishers) Ltd.

Weiss, W. and M. Rommel (2005). State of the ART within Task 33/IV, Subtask C, Medium Temperature Collectors. IEA SHC - Task 33, IEA SolarPACES - Task IV, Solar Heat for Industrial Processes. Gleisdorf, International Energy Agency.

Wiemken, E. and H.-M. Henning (2003). Solar assisted cooling of the new federal environment agency building in Dessau. ISES Solar World Congress 2003, Solar Energy for a Sustainable Future, Göteborg, Sweden.

Wiemken, E., M. Motta, et al. (2004). Design and Planning Support for Solar Assisted Air-Conditioning: Guidelines and Tools. Eurosun2004, 14. Interna. Sonnenforum, Freiburg, Germany, PSE GmbH.

Xie, X., Y. Jiang, et al. (2008). "Simulation and Experimental Analysis of a Fresh Air-Handling Unit with Liquid Desiccant Sensible and Latent Heat Recovery." Building Simulation(1): 53-63.

Zhang, X. J. and R. Z. Wang (2002). "Design and performance simulation of a new solar continuous solid adsorption refrigeration and heating hybrid system." Renewable Energy 27: 401-415.

กาฬสินธุ์, ส., จ. ทวีกุล, et al. (2549). การออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซึมโดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์. การประชุมเสนอผลงานการวิจัยระดับบัณฑิตศึกษาครั้งที่ 4.

คำสอน, ช. (2538). การจำลองและทดสอบเครื่องทำความเย็นแบบดูดซึม. วิศวกรรมเครื่องกล. กรุงเทพมหานคร, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ. วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต.

เทพไพฑูรย์, ว. (2525). การนำพลังงานแสงอาทิตย์มาใช้ประโยชน์ในการทำความเย็นโดยระบบดูดกลืนด้วยลิเทียมคลอไรด์-น้ำ. ภาควิชาเคมีเทคนิค. กรุงเทพมหานคร, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย. ปริญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต: 81.

ธนาคารแห่งประเทศไทย (2553). รายงานเศรษฐกิจ และการเงิน ปี 2553. กรุงเทพมหานคร, ธนาคารแห่งประเทศไทย.

เนยสูงเนิน, ก., อ. โอสถานนท์, et al. (2544). การทำความเย็นระบบดูดกลืนโดยใช้ความร้อนทิ้ง. วิศวกรรมเครื่องกล. กรุงเทพมหานคร, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. ปริญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต: 124.

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก. ตัวอย่าง DECK File ของโปรแกรม TRNSYS

ภาคผนวก ข. ตัวอย่าง EES File ของระบบ Absorption Refrigeration Cycle

ก. ตัวอย่าง TRNSYS Code ของระบบ Solar-Driven Absorption Refrigeration Cycle

VERSION 17

*** TRNSYS input file (deck) generated by TrnsysStudio

*** on Thursday, October 13, 2011 at 20:00

*** from TrnsysStudio project: D:\RefrigeCycle\Absorption\Refrige Cycle-Small-Absorption.tpf

*** If you edit this file, use the File/Import TRNSYS Input File function in

*** TrnsysStudio to update the project.

*** If you have problems, questions or suggestions please contact your local

*** TRNSYS distributor or mailto:software@cstb.fr

*** Units

*** Control cards

* START, STOP and STEP

CONSTANTS 3

START=0

STOP=360

STEP=1

* User defined CONSTANTS

constant 8

A=10

RATIO=0.02

V=RATIO*A

Flow_st=400

Flow_sc=300

H=1.084*V^0.3333

```

P1=Flow_sc*0.6

P2=Flow_st*0.6

SIMULATION      START  STOP   STEP   ! Start time      End time  Time step
TOLERANCES 0.001 0.001                ! Integration      Convergence
LIMITS 30 500 50                ! Max iterations    Max warnings    Trace limit
DFQ 1                ! TRNSYS numerical integration solver method
WIDTH 80            ! TRNSYS output file width, number of characters
LIST                ! NOLIST statement
                ! MAP statement
SOLVER 0 1 1        ! Solver statement  Minimum relaxation factor    Maximum    relaxation
factor
NAN_CHECK 0        ! Nan DEBUG statement
OVERWRITE_CHECK 0  ! Overwrite DEBUG statement
TIME_REPORT 0      ! disable time report
EQSOLVER 0        ! EQUATION SOLVER statement

* Model "Type15-2" (Type 15)
*
UNIT 2 TYPE 15    Type15-2
*$UNIT_NAME Type15-2
*$MODEL .\Weather Data Reading and Processing\Standard Format\TMY2\Type15-2.tmf
*$POSITION 238 458
*$LAYER Weather - Data Files #
PARAMETERS 27
2                ! 1 File Type
32              ! 2 Logical unit
3              ! 3 Tilted Surface Radiation Mode
0.2            ! 4 Ground reflectance - no snow
0.7            ! 5 Ground reflectance - snow cover
7              ! 6 Number of surfaces
1              ! 7 Tracking mode-1
90             ! 8 Slope of surface-1
180            ! 9 Azimuth of surface-1
1              ! 10 Tracking mode-2
90             ! 11 Slope of surface-2
0              ! 12 Azimuth of surface-2

```

1	! 13 Tracking mode-3
90	! 14 Slope of surface-3
270	! 15 Azimuth of surface-3
1	! 16 Tracking mode-4
90	! 17 Slope of surface-4
90	! 18 Azimuth of surface-4
1	! 19 Tracking mode-5
45	! 20 Slope of surface-5
90	! 21 Azimuth of surface-5
1	! 22 Tracking mode-6
45	! 23 Slope of surface-6
90	! 24 Azimuth of surface-6
1	! 25 Tracking mode-7
30	! 26 Slope of surface-7
0	! 27 Azimuth of surface-7

*** External files

ASSIGN "C:\Trnsys17\Weather\Meteonorm\Asia\TH-Korat-Nakhon-Ratcha-484310.tm2" 32

*|? Which file contains the TMY-2 weather data? |1000

*-----

* Model "Type56" (Type 56)

*

UNIT 3 TYPE 56 Type56

*\$UNIT_NAME Type56

*\$MODEL .\Loads and Structures\Multi-Zone Building\Type56.tmf

*\$POSITION 6 11 458

*\$LAYER Main #

*\$#

PARAMETERS 3

31	! 1 Logical unit for building description file (.bui)
----	---

0	! 2 Star network calculation switch
---	-------------------------------------

0.50	! 3 Weighting factor for operative temperature
------	--

INPUTS 30

2,1	! Type15-2:Dry bulb temperature -> 1- TAMB
-----	--

2,7	! Type15-2:Percent relative humidity -> 2- RELHUMAMB
-----	--

2,1	! Type15-2:Dry bulb temperature -> 3- TSKY
-----	--


```

*

UNIT 4 TYPE 65   General

*$UNIT_NAME General

*$MODEL .\Output\Online Plotter\Online Plotter Without File\Type65d.tmf

*$POSITION 1020 458

*$LAYER Main #

PARAMETERS 12

6                ! 1 Nb. of left-axis variables
2                ! 2 Nb. of right-axis variables
-20              ! 3 Left axis minimum
350              ! 4 Left axis maximum
-20              ! 5 Right axis minimum
20               ! 6 Right axis maximum
1                ! 7 Number of plots per simulation
12               ! 8 X-axis gridpoints
0                ! 9 Shut off Online w/o removing
-1               ! 10 Logical unit for output file
0                ! 11 Output file units
0                ! 12 Output file delimiter

INPUTS 8

2,1              ! Type15-2:Dry bulb temperature ->Left axis variable-1
3,1              ! Type56: 1- TAIR_ROOM ->Left axis variable-2
13,12            ! Storage:Average tank temperature ->Left axis variable-3
12,1             ! Solar Collector:Outlet temperature ->Left axis variable-4
21,1            ! Type6:Outlet fluid temperature ->Left axis variable-5
17,1            ! Refrigeration:Output-1 ->Left axis variable-6
Load_kW          ! kW Converter:Load_kW ->Right axis variable-1
0,0             ! [unconnected] Right axis variable-2

*** INITIAL INPUT VALUES
T_amb T_room T_st T_sc_out T_aux_out T_st_out Q_load Q_gain

LABELS 3

"Temperatures"

"Heat transfer rates"

"General"

*-----

```

```

* Model "Type14h" (Type 14)
*

UNIT 5 TYPE 14   Type14h

*$UNIT_NAME Type14h

*$MODEL .\Utility\Forcing Functions\General\Type14h.tmf

*$POSITION 242 543

*$LAYER Main #

PARAMETERS 20

0           ! 1 Initial value of time
0           ! 2 Initial value of function
8           ! 3 Time at point-1
0           ! 4 Value at point -1
8           ! 5 Time at point-2
1           ! 6 Value at point -2
12          ! 7 Time at point-3
1           ! 8 Value at point -3
12          ! 9 Time at point-4
0           ! 10 Value at point -4
13          ! 11 Time at point-5
0           ! 12 Value at point -5
13          ! 13 Time at point-6
1           ! 14 Value at point -6
17          ! 15 Time at point-7
1           ! 16 Value at point -7
17          ! 17 Time at point-8
0           ! 18 Value at point -8
24          ! 19 Time at point-9
0           ! 20 Value at point -9

*-----

* EQUATIONS "kW Converter"
*

EQUATIONS 5

Load_kW = [3,2]*Signal/3600

Qaux_kW = [21,5]/3600

```

```

Qgain_kW = [12,3]/3600

W_pump_kW = ([19,3]+[20,3])/3600

Q_aux_gain = Qgain_kW+Qaux_kW

*$UNIT_NAME kW Converter

*$LAYER Main

*$POSITION 731 458

*-----

* Model "Control Signal" (Type 65)
*

UNIT 15 TYPE 65 Control Signal

*$UNIT_NAME Control Signal

*$MODEL .\Output\Online Plotter\Online Plotter Without File\Type65d.tmf

*$POSITION 123 351

*$LAYER Main #

PARAMETERS 12

2          ! 1 Nb. of left-axis variables
0          ! 2 Nb. of right-axis variables
-2         ! 3 Left axis minimum
2          ! 4 Left axis maximum
0.0        ! 5 Right axis minimum
1          ! 6 Right axis maximum
1          ! 7 Number of plots per simulation
12         ! 8 X-axis gridpoints
0          ! 9 Shut off Online w/o removing
-1         ! 10 Logical unit for output file
0          ! 11 Output file units
0          ! 12 Output file delimiter

INPUTS 2

Signal     ! Controller:Signal ->Left axis variable-1
0,0        ! [unconnected] Left axis variable-2

*** INITIAL INPUT VALUES

Signal SC_Signal

LABELS 3

"Signal"

```

```

""

"Signal"

* -----

* EQUATIONS "Controller"

*

EQUATIONS 2

Signal = ge([3,1],25)*[5,2]

SC_signal = gt([12,1],[13,1])

*$UNIT_NAME Controller

*$LAYER Main

*$POSITION 346 351

* -----

* Model "Refrigeration" (Type 66)

*

UNIT 17 TYPE 66 Refrigeration

*$UNIT_NAME Refrigeration

*$MODEL .\Utility\Calling External Programs\EES\First Input is a Control Signal\Set Outputs to Zero when OFF\Type66b.tmf

*$POSITION 770 351

*$LAYER Main #

PARAMETERS 4

2          ! 1 Input mode

1          ! 2 Output mode

10000      ! 3 Allowable wait

2          ! 4 Number of ouputs

INPUTS 4

Signal      ! Controller:Signal ->Control signal

Load_kW     ! kW Converter:Load_kW ->Input-1

21,1       ! Type6:Outlet fluid temperature ->Input-2

kgps       ! kg/s Converter:kgps ->Input-3

*** INITIAL INPUT VALUES

1 0 0 0

LABELS 2 2

C:\EES32\ees.exe

D:\RefrigeCycle\Absorption\Absorption_Cycle-TRNSYS-110823.ees

```

```

*-----
* Model "Work & Heat" (Type 65)
*
UNIT 18 TYPE 65 Work & Heat
*$UNIT_NAME Work & Heat
*$MODEL .\Output\Online Plotter\Online Plotter Without File\Type65d.tmf
*$POSITION 1027 319
*$LAYER Main #
PARAMETERS 12
2          ! 1 Nb. of left-axis variables
2          ! 2 Nb. of right-axis variables
0.0        ! 3 Left axis minimum
10         ! 4 Left axis maximum
0.0        ! 5 Right axis minimum
60         ! 6 Right axis maximum
1          ! 7 Number of plots per simulation
12         ! 8 X-axis gridpoints
0          ! 9 Shut off Online w/o removing
-1         ! 10 Logical unit for output file
0          ! 11 Output file units
0          ! 12 Output file delimiter
INPUTS 4
17,2       ! Refrigeration:Output-2 ->Left axis variable-1
0,0        ! [unconnected] Left axis variable-2
Qaux_kW    ! kW Converter:Qaux_kW ->Right axis variable-1
0,0        ! [unconnected] Right axis variable-2
*** INITIAL INPUT VALUES
Q_gen W_turb Q_aux_kW label
LABELS 3
"Work"
"Heat"
"WorkandHeat"
*-----
* Model "Solar Collector" (Type 71)
*

```

UNIT 12 TYPE 71 Solar Collector

*\$UNIT_NAME Solar Collector

*\$MODEL .\Solar Thermal Collectors\Evacuated Tube Collector\Type 71.tmf

*\$POSITION 358 244

*\$LAYER Main #

PARAMETERS 11

1	! 1 Number in series
A	! 2 Collector area
4.190	! 3 Fluid specific heat
1	! 4 Efficiency mode
3.0	! 5 Flow rate at test conditions
0.7	! 6 Intercept efficiency
10	! 7 Negative of first order efficiency coefficient
0.03	! 8 Negative of second order efficiency coefficient
34	! 9 Logical unit of file containing biaxial IAM data
5	! 10 Number of longitudinal angles for which IAMs are provided
5	! 11 Number of transverse angles for which IAMs are provided

INPUTS 10

13,1	! Storage:Temperature to heat source ->Inlet temperature
13,2	! Storage:Flowrate to heat source ->Inlet flowrate
2,1	! Type 15-2:Dry bulb temperature ->Ambient temperature
2,30	! Type 15-2:Total tilted surface radiation for surface-7 ->Incident radiation
2,58	! Type 15-2:Total diffuse radiation for surface-7 ->Incident diffuse radiation
2,65	! Type 15-2:Angle of incidence for surface-7 ->Solar incidence angle
2,16	! Type 15-2:Solar zenith angle ->Solar zenith angle
2,17	! Type 15-2:Solar azimuth angle ->Solar azimuth angle
2,72	! Type 15-2:Slope of surface-7 ->Collector slope
2,79	! Type 15-2:Azimuth of surface-7 ->Collector azimuth

*** INITIAL INPUT VALUES

20.0 100.0 10.0 0. 0.0 0.0 0.0 0.0 45 0.0

*** External files

ASSIGN "C:\Trnsys17\Examples\Data Files\Type 71-EvacuatedTubeSolarCollector-IAMData.dat" 34

*|? What file contains the 2D IAM data? |1000

*-----

* Model "Storage" (Type 4)

*

UNIT 13 TYPE 4 Storage

*\$UNIT_NAME Storage

*\$MODEL .\Thermal Storage\Stratified Storage Tank\Fixed Inlets\Uniform Losses\Type4a.tmf

*\$POSITION 547 244

*\$LAYER Water Loop #

PARAMETERS 20

1	! 1 Fixed inlet positions
V	! 2 Tank volume
4.190	! 3 Fluid specific heat
1000.0	! 4 Fluid density
3.0	! 5 Tank loss coefficient
H	! 6 Height of node
1	! 7 Auxiliary heater mode
1	! 8 Node containing heating element 1
1	! 9 Node containing thermostat 1
55.0	! 10 Set point temperature for element 1
5.0	! 11 Deadband for heating element 1
0	! 12 Maximum heating rate of element 1
1	! 13 Node containing heating element 2
1	! 14 Node containing thermostat 2
55.0	! 15 Set point temperature for element 2
5.0	! 16 Deadband for heating element 2
0	! 17 Maximum heating rate of element 2
0.0	! 18 Not used (Flue UA)
20.0	! 19 Not used (Tflue)
300	! 20 Boiling point

INPUTS 7

19,1	! Type3d:Outlet fluid temperature ->Hot-side temperature
19,2	! Type3d:Outlet flow rate ->Hot-side flowrate
17,1	! Refrigeration:Output-1 ->Cold-side temperature
21,2	! Type6:Outlet fluid flow rate ->Cold-side flowrate
2,1	! Type15-2:Dry bulb temperature ->Environment temperature
0,0	! [unconnected] Control signal for element 1
0,0	! [unconnected] Control signal for element 2

```

*** INITIAL INPUT VALUES

45.0 100.0 20.0 100.0 22.0 1.0 1.0

DERIVATIVES 1

100          ! 1 Initial temperature of node

* -----

* Model "Type3d" (Type 3)
*

UNIT 19 TYPE 3   Type3d

*$UNIT_NAME Type3d

*$MODEL .\Hydronics\Pumps\Single Speed\Type3d.tmf

*$POSITION 445 227

*$LAYER Main #

PARAMETERS 4

Flow_sc      ! 1 Maximum flow rate

4.190        ! 2 Fluid specific heat

P1           ! 3 Maximum power

0.05         ! 4 Conversion coefficient

INPUTS 3

12,1         ! Solar Collector:Outlet temperature ->Inlet fluid temperature

12,2         ! Solar Collector:Outlet flowrate ->Inlet mass flow rate

SC_signal    ! Controller:SC_signal ->Control signal

*** INITIAL INPUT VALUES

20.0 100.0 1.0

* -----

* Model "Type3d-2" (Type 3)
*

UNIT 20 TYPE 3   Type3d-2

*$UNIT_NAME Type3d-2

*$MODEL .\Hydronics\Pumps\Single Speed\Type3d.tmf

*$POSITION 680 224

*$LAYER Main #

PARAMETERS 4

Flow_st      ! 1 Maximum flow rate

4.190        ! 2 Fluid specific heat

```

```

P2                ! 3 Maximum power

0.05              ! 4 Conversion coefficient

INPUTS 3

13,3              ! Storage:Temperature to load ->Inlet fluid temperature

13,4              ! Storage:Flowrate to load ->Inlet mass flow rate

Signal            ! Controller:Signal ->Control signal

*** INITIAL INPUT VALUES

120 100.0 1.0

*-----

* Model "Type6" (Type 6)

*

UNIT 21 TYPE 6   Type6

*$UNIT_NAME Type6

*$MODEL .\HVAC\Auxiliary Heaters\Type6.tmf

*$POSITION 790 223

*$LAYER Water Loop #

PARAMETERS 4

179999.986682      ! 1 Maximum heating rate

4.19               ! 2 Specific heat of fluid

0.0                ! 3 Overall loss coefficient for heater during operation

1.0                ! 4 Efficiency of auxiliary heater

INPUTS 5

20,1              ! Type3d-2:Outlet fluid temperature ->Inlet fluid temperature

20,2              ! Type3d-2:Outlet flow rate ->Fluid mass flow rate

Signal            ! Controller:Signal ->Control Function

0,0               ! [unconnected] Set point temperature

2,1               ! Type15-2:Dry bulb temperature ->Temperature of surroundings

*** INITIAL INPUT VALUES

120 100.0 1 90 20.0

*-----

* EQUATIONS "kg/s Converter"

*

EQUATIONS 1

kgps = ([21,2]+Ie([21,2],0))/3600

*$UNIT_NAME kg/s Converter

```

```

*$LAYER Main

*$POSITION 885 255

*-----

* Model "Accumurator" (Type 24)
*

UNIT 23 TYPE 24 Accumurator

*$UNIT_NAME Accumurator

*$MODEL .\Utility\Integrators\Quantity Integrator\Type24.tmf

*$POSITION 898 554

*$LAYER Main #

PARAMETERS 2

STOP          ! 1 Integration period

0             ! 2 Relative or absolute start time

INPUTS 6

Load_kW       ! kW Converter:Load_kW ->Input to be integrated-1

Qaux_kW       ! kW Converter:Qaux_kW ->Input to be integrated-2

17,2         ! Refrigeration:Output-2 ->Input to be integrated-3

Qgain_kW      ! kW Converter:Qgain_kW ->Input to be integrated-4

W_pump_kW     ! kW Converter:W_pump_kW ->Input to be integrated-5

Q_aux_gain    ! kW Converter:Q_aux_gain ->Input to be integrated-6

*** INITIAL INPUT VALUES

0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0

*-----

* Model "Type65d" (Type 65)
*

UNIT 24 TYPE 65 Type65d

*$UNIT_NAME Type65d

*$MODEL .\Output\Online Plotter\Online Plotter Without File\Type65d.tmf

*$POSITION 998 551

*$LAYER Main #

PARAMETERS 12

4             ! 1 Nb. of left-axis variables

0             ! 2 Nb. of right-axis variables

```

```

0.0          ! 3 Left axis minimum
50000        ! 4 Left axis maximum
0.0          ! 5 Right axis minimum
1000.0       ! 6 Right axis maximum
1            ! 7 Number of plots per simulation
12           ! 8 X-axis gridpoints
0            ! 9 Shut off Online w/o removing
-1           ! 10 Logical unit for output file
0            ! 11 Output file units
0            ! 12 Output file delimiter

INPUTS 4

23,2         ! Accumurator:Result of integration-2 ->Left axis variable-1
23,4         ! Accumurator:Result of integration-4 ->Left axis variable-2
23,6         ! Accumurator:Result of integration-6 ->Left axis variable-3
23,3         ! Accumurator:Result of integration-3 ->Left axis variable-4

*** INITIAL INPUT VALUES

aux gain aux_gain gen

LABELS 3

"Temperatures"

"Heat transfer rates"

"Graph 1"

*-----

* Model "Type14h-2" (Type 14)
*

UNIT 25 TYPE 14 Type14h-2

*$UNIT_NAME Type14h-2

*$MODEL .\Utility\Forcing Functions\General\Type14h.tmf

*$POSITION 242 618

*$LAYER Main #

PARAMETERS 16

0            ! 1 Initial value of time
0            ! 2 Initial value of function
7            ! 3 Time at point-1

```

0	! 4 Value at point -1
7	! 5 Time at point-2
1	! 6 Value at point -2
12	! 7 Time at point-3
1	! 8 Value at point -3
11	! 9 Time at point-4
1	! 10 Value at point -4
17	! 11 Time at point-5
1	! 12 Value at point -5
17	! 13 Time at point-6
0	! 14 Value at point -6
24	! 15 Time at point-7
0	! 16 Value at point -7

*-----

* Model "New" (Type 25)

*

UNIT 27 TYPE 25 New

*\$UNIT_NAME New

*\$MODEL .\Output\Printer\Unformatted\User-Supplied Units\Type25b.tmf

*\$POSITION 999 628

*\$LAYER Outputs #

PARAMETERS 10

STEP	! 1 Printing interval
START	! 2 Start time
STOP	! 3 Stop time
35	! 4 Logical unit
1	! 5 Units printing mode
0	! 6 Relative or absolute start time
-1	! 7 Overwrite or Append
-1	! 8 Print header
0	! 9 Delimiter
1	! 10 Print labels

INPUTS 5

23,1 ! Accumulator:Result of integration-1 ->Input to be printed-1
23,2 ! Accumulator:Result of integration-2 ->Input to be printed-2
23,3 ! Accumulator:Result of integration-3 ->Input to be printed-3
23,4 ! Accumulator:Result of integration-4 ->Input to be printed-4
23,5 ! Accumulator:Result of integration-5 ->Input to be printed-5

*** INITIAL INPUT VALUES

Load Aux Gen Gain Work

kWh kWh kWh kWh kWh

*** External files

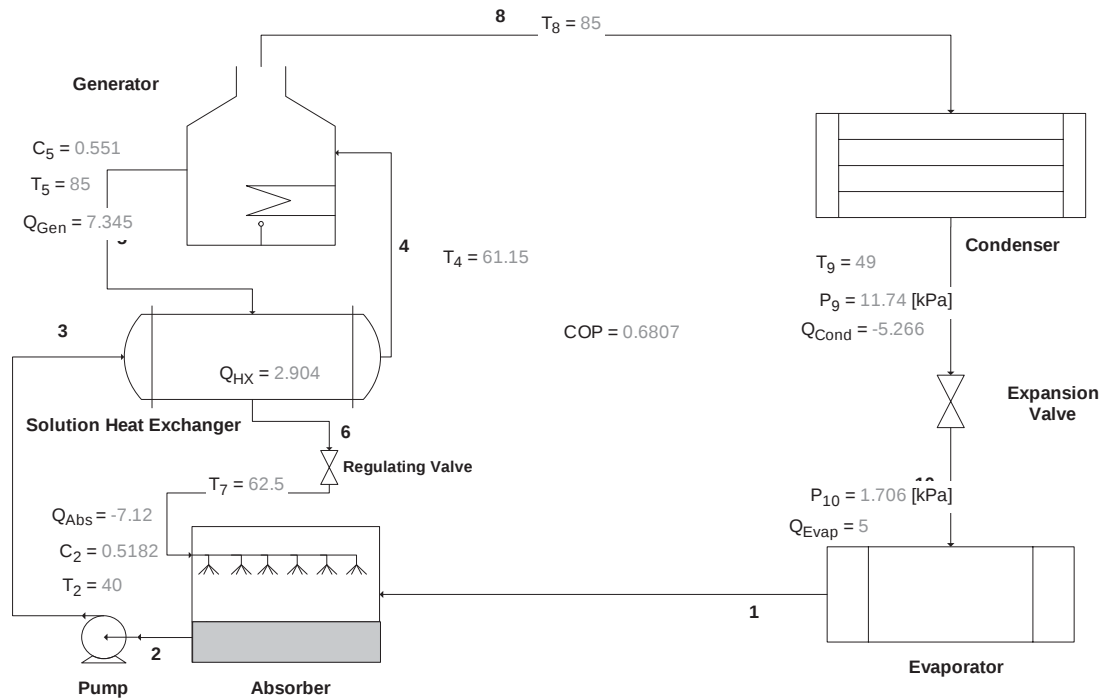
ASSIGN "****.outA" 35

*|? Output file for printed results |1000

*-----

END

ข. ตัวอย่าง EES Code สำหรับระบบ Absorption Refrigeration Cycle



```
$Import'CLIPBOARD' Q_load_TRNSYS,T_bi_st_TRNSYS,m_dot_st_TRNSYS
Q_load=Q_load_TRNSYS
T_bi_st=T_bi_st_TRNSYS
m_dot_st=m_dot_st_TRNSYS
```

"Inlet hot water temperature"

```
Q_load=5[kW]
m_dot_st=0.2[kg/s]
```

"!TRNSYS Integration"

```
x_bi_st=0
cp_bi_st=Cp(Water,T=T_bi_st,x=x_bi_st)
Q_boil=m_dot_st*4.2*(T_bi_st-T_bi_st_out)
Q_boil=Q_Gen
```

"Input"

```
T[2]=40
T[8]=T_bi_st-10
T[10]=Tevap
x[8]=1
epsilon=0.5
x[1]=1
C[1]=0
x[10]=0
NTU_assume=2
T[9]=Tamb+10
x[9]=0
```

"EVAPORATOR IN"

$P[10]=P_{\text{sat}}(\text{Water}, T=T[10])$
 $h[10]=h[9]$

"EVAPORATOR OUT & ABSORBER IN"

$T[1]=T[10]$
 $P[1]=P[10]$
 $h[1]=\text{Enthalpy}(\text{Water}, x=x[1], P=P[1])$

"ABSORBER OUT"

$P[2]=P[1]$
 $C[2]=X_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[2], P[2])$
 $p_i=P_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[2], C[2])$
 $h[2]=H_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[2], C[2])$

"CONDENSOR OUT"

$P[9]=P_{\text{sat}}(\text{Water}, T=T[9])$
 $h[9]=\text{Enthalpy}(\text{Water}, P=P[9], x=x[9])$

"Solution HX Weak IN "

$T[3]=T[2]$
 $C[3]=C[2]$
 $P[3]=P[9]$
 $h[3]=H_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[3], C[3])$

"GENERATOR IN & Solution HX Weak Out "

$T[4]=T[11]$
 $C[4]=C[3]$
 $P[4]=P[9]$
 $h[4]=H_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[4], C[4])$

"GENRATOR Strong LiBr OUT & Solution HX Strong IN "

$T[5]=T[8]$
 $P[5]=P[9]$
 $C[5]=X_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[5], P[5])$
 $h[5]=H_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[5], C[5])$

"Solution HX Strong out"

$T[6]=T[12]$
 $C[6]=C[5]$
 $P[6]=P[9]$
 $h[6]=H_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[6], C[6])$

"ABSORBER Strong LiBr IN"

$T[7]=T[6]$
 $C[7]=C[6]$
 $P[7]=P[10]$
 $h[7]=H_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[7], C[7])$

"GENERATOR H₂O OUT & CONDENSOR IN"

$$P[8]=P[9]$$

$$h[8]=\text{Enthalpy}(\text{Water}, x=x[8], T=T[8])$$

"Calculation of Mass flow rate"

"Evaporator"

$$Q_{\text{Evap}}=Q_{\text{load}}$$

$$m[10]=Q_{\text{Evap}}/(h[1]-h[10])$$

$$m[1]=m[10]$$

$$m[1]=m[8]$$

$$m[1]=m[9]$$

$$m[1]=m_{\text{Refri}}$$

"Cooling Load from TRNSYS"

"Refrigerant"

"Absorber"

$$(m[7]*C[7])+(m[1]*C[1])=(m[2]*C[2])$$

$$m[2]=m[7]+m[1]$$

$$m[2]=m[3]$$

$$m[2]=m[4]$$

$$m[7]=m[6]$$

$$m[7]=m[5]$$

"Calculation of Energy"

"GENERATOR"

$$Q_{\text{Gen}}=(m[5]*h[5])+(m[8]*h[8])-(m[4]*h[4])$$

"Absorber"

$$Q_{\text{Abs}}=(m[2]*h[2])-(m[1]*h[1])-(m[7]*h[7])$$

"Condenser"

$$Q_{\text{Cond}}=(m[9]*h[9])-(m[8]*h[8])$$

"Solution HX"

$$m_s=m[5]$$

$$C_{ps}=((0.0976*C[5]^2)-(37.512*C[5])+3825.4)/1000$$

$$m_w=m[3]$$

$$C_{pw}=((0.0976*C[3]^2)-(37.512*C[3])+3825.4)/1000$$

"kJ/kg K"

$$C_{\text{dot}_s}=m_s*C_{ps}$$

$$C_{\text{dot}_w}=m_w*C_{pw}$$

$$C_{\text{dot}_{\text{min}}}=\min(C_{\text{dot}_s}, C_{\text{dot}_w})$$

$$C_{\text{dot}_{\text{max}}}=\max(C_{\text{dot}_s}, C_{\text{dot}_w})$$

"At Solution HX"

$$C_{\text{dot}_f}=C_{\text{dot}_{\text{min}}}/C_{\text{dot}_{\text{max}}}$$

$$Q_{\text{HX}}=\epsilon*C_{\text{dot}_{\text{min}}}(T[5]-T[2])$$

$$T[11]=T[2]+(Q_{\text{HX}}/C_{\text{dot}_w})$$

$$T[12]=T[5]-(Q_{\text{HX}}/C_{\text{dot}_s})$$

$$h[11]=H_{\text{LIBRH2O}}(T[11], C[4])$$

```
h[12]=H_LIBRH2O(T[12],C[6])
```

```
"Rating"
```

```
LMTD=((T[5]-T[11])-(T[12]-T[2]))/ln((T[5]-T[11])/(T[12]-T[2]))
```

```
{TypeHX$='shell&tube_1'}
```

```
T_h_i=T[5]+273
```

```
T_h_o=T[12]+273
```

```
t_c_i=T[2]+273
```

```
t_c_o=T[11]+273
```

```
COP=Q_Evap/Q_Gen
```

```
out1=T_bi_st_out
```

```
out2=Q_Gen
```

```
$Export 'CLIPBOARD' out1, out2
```