การประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศเป็นแหล่งความร้อนสำหรับร้าน 7-Eleven ในประเทศไทย

Performance assessment of an absorption air-conditioning system driven by evacuated-tube solar collectors for 7-Eleven stores in Thailand

บัณฑิต จันทร์สว่าง*, ฑีรพรรษฎ์ ศรีอ่อน และ อาทิตย์ คูณศรีสุข

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา รหัสไปรษณีย์ 30000
*E-mail: chansawang@hotmail.co.th, เบอร์โทรศัพท์: 0-4422-4410, เบอร์โทรสาร: 0-4422-4411

บทคัดย่อ

การศึกษานี้เป็นการจำลองเชิงตัวเลขเพื่อศึกษาสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศเป็นแหล่งความร้อนสำหรับร้าน 7-Eleven ในประเทศไทย ซึ่งร้าน 7-Eleven ในประเทศไทยมีหลายพันสาขาและทุกสาขามีการใช้เครื่องปรับอากาศเพื่อความสุขสบายของลูกค้า โดยทั่วไปร้าน 7-Eleven ใช้ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ซึ่งเป็นระบบปรับอากาศที่มีการใช้กำลังไฟฟ้าค่อนข้างสูงและไม่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม ในการศึกษานี้ใช้โปรแกรม TRNSYS เพื่อจำลองระบบร้าน 7-Eleven ที่มีพื้นที่ 111.6 ตารางเมตร โดยใช้สภาพอากาศของกรุงเทพมหานคร ตลอด 1 ปี โดยดูความเปลี่ยนแปลงทุก 2 นาที แล้วทำการศึกษาอิทธิพลของขนาดอุปกรณ์เพื่อหาสภาพการทำงานที่เหมาะสม พบว่า ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนใช้พลังงานไฟฟ้าตลอดทั้งปีสูงกว่าระบบปรับอากาศแบบอัดไอประมาณ 4 เท่า และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนและระบบปรับอากาศแบบอัดไอมีค่าเท่ากับ 0.7 และ 3.65 ตามลำดับ

คำหลัก: ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืน; 7-Eleven; TRNSYS; กำลังไฟฟ้าที่ใช้; COP

Abstract

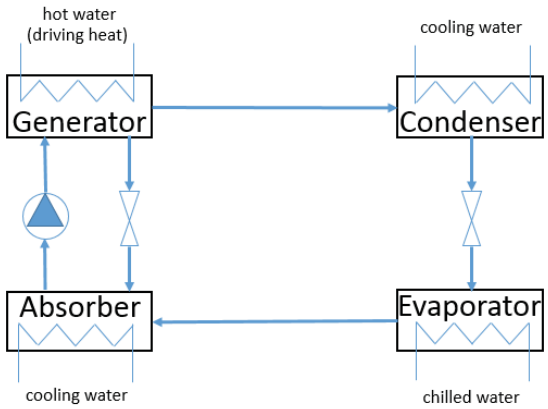
In this study, a numerical investigation of the performance of an absorption air-conditioning system driven by evacuated-tube solar collectors for 7-Eleven stores in Thailand is described. There are several thousand 7-Eleven stores in Thailand. Space cooling is essential for maintaining thermal comfort in the stores. The conventional vapor-compression air-conditioning system is commonly used in the stores, although it is not the energy-saving and eco-friendly option. TRNSYS program is used to numerically model the system in the present study. A typical 111.6-m^2 7-Eleven store is modeled using the weather condition of Bangkok. The simulation period is one whole year with time-step of 2 minutes. The effects of component sizes are carried out to determine the proper operating conditions. It was observed that the annual electrical power consumption of the absorption cooling system is 4 times bigger than that of the vapor-compression system. It was also found that the COPs of the absorption cooling and vapor-compression system are 0.7 and 3.65, respectively.

Keywords: absorption air-conditioning system; 7-Eleven; TRNSYS; electrical power consumption; COP

1. บทนำ

เนื่องจากสภาพอากาศในประเทศไทยมีสภาพอากาศที่ร้อนชื้น ทำให้ความต้องการใช้เครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง โดยระบบปรับอากาศที่นิยมใช้เป็นระบบปรับอากาศที่เรียกว่า vapor-compression หรือระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ซึ่งจากการศึกษาพบว่าร้านค้าสะดวกซื้อที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบอัดไอนี้ มีกระจายอยู่มากในประเทศไทยและเนื่องจากระบบปรับอากาศแบบอัดไอมีความต้องการกำลังไฟฟ้ามาก จึงมีนักวิจัยหลายท่านทำการวิจัยและศึกษาเกี่ยวกับระบบปรับอากาศแบบดูดกลืน ซึ่งเป็นระบบปรับอากาศทางเลือก

หลักการทำงานของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนเริ่มจาก Pump ดันสารละลายที่ผสมกับน้ำไหลเข้ามายัง generator จากนั้น generator จะรับความร้อนจากแหล่งความร้อนเพื่อแยกน้ำออกจากสารละลาย น้ำที่ถูกแยกออกจะไปทิ้งความร้อนที่ condenser เมื่อออกจาก condenser น้ำก็จะถูกลดความดันทำให้มีอุณหภูมิที่ต่ำลงและไปรับความร้อนที่ evaporator เมื่อออกจาก evaporator น้ำจะเข้าไปผสมกับสารละลายที่ absorber สารละลายที่มาผสมกับน้ำจะออกมาจาก generator และผ่านลิ้นลดความดันก่อนเข้า absorber จากนั้นน้ำที่ผสมกับสารละลายจะถูก Pump ขับเคลื่อนออกจาก absorber เพื่อเข้าสู่ generator อีกครั้งโดยทำงานเป็นวัฏจักร [1] ดังรูปที่ 1



รูปที่ 1 ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืน

ได้มีการศึกษาเกี่ยวกับแหล่งความร้อนที่จะจ่ายให้แก่ generator โดย Martinez *et al.* [2] ได้จำลองระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนโดยใช้แหล่งความร้อนจากก๊าซธรรมชาติ โดยใช้โปรแกรม TRNSYS เพื่อตรวจสอบความแม่นยำในการทำนายของแบบจำลองโดยเทียบกับข้อมูลการทดลองจริง ผลคือ แบบจำลองได้ทำนายการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนต่ำกว่าข้อมูลจากการทดลองจริง 30% Ge *et al.* [3] ทำการจำลองระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้ความร้อนจากก๊าซธรรมชาติ จำลองโดยใช้โปรแกรม TRNSYS เพื่อทำการตรวจสอบผลจากการจำลองเทียบกับผลจากการทดลอง พบว่า ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนขนาด 12 kW จะมีความร้อนเข้า generator เพิ่มขึ้นจาก 20 ไปเป็น 30 kW ความสามารถในการทำความเย็น (cooling capacity) เพิ่มขึ้นจาก 11.26 ไปเป็น 14.85 kW ค่า COP ลดลงจาก 0.56 ไปเป็น 0.49

นอกจากนี้ Florides *et al.* [4] ได้ศึกษาระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้ความร้อนจาก Compound parabolic collector (CPC) โดยใช้โปรแกรม TRNSYS ภายใต้สภาพอากาศเมืองนิโคเซีย ประเทศไซปรัส พบว่าแบบจำลองที่ดีที่สุดคือระบบที่ใช้พลังงานความร้อนจาก CPC ที่มีพื้นที่ 15 m^2 โดยทำมุม 30° กับแนวระดับและมีถังเก็บน้ำร้อนขนาด 600 ลิตร Velázqueza *et al.* [5] จำลองระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้แหล่งความร้อนจาก Solar collector ร่วมกับก๊าซธรรมชาติ พบว่าระบบมีความสามารถในการทำความเย็นเท่ากับ 10.6 kW และค่า COP เท่ากับ 0.86 Assilzadeh *et al.* [6] เสนอการจำลองระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้แหล่งความร้อนจากเครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศ (evacuated-tube solar collectors, ETSC) ในการจำลองจะใช้โปรแกรม TRNSYS โดยใช้ข้อมูลสภาพอากาศประเทศมาเลเซีย ผลการจำลองคือ ถังเก็บน้ำร้อนขนาด 0.83 ภาระการทำความเย็น 3.5 kW จะมีความต้องการใช้ ETSC ขนาด 35 m^2 และทำมุมกับแนวระดับ 20° Andehahi *et al.* [7] ทำการจำลองระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้แหล่งความร้อนจาก Solar collector พบว่าภายใต้เงื่อนไขความเข้มแสงอาทิตย์สูงสุดในวันที่ 21 พฤษภาคม เมื่อใช้ Solar collector 1,000 m^2 จะเพียงพอกับความต้องการของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่มีภาระการทำความเย็น 1265 MJ/hr Kim *et al.* [8] จำลองระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้แหล่งความร้อนจากเครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ (flat plate solar collector, FPSC) ผลคือ เครื่องทำน้ำเย็นแบบดูดกลืนสามารถทำน้ำ

เย็นได้อุณหภูมิประมาณ 7°C ค่า COP เท่ากับ 0.37 จากน้ำร้อนที่เข้าสู่เครื่องทำน้ำเย็นแบบดูดกลืนมีอุณหภูมิประมาน 90°C ภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิบรรยากาศ 35°C Mazloumi *et al.* [9] ทำการจำลองระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้แหล่งความร้อนจาก PTC ผลคือ PTC ขนาดประมาณ 57.6 m^2 จะทำให้ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนภายใต้สภาพอากาศเมือง Ahwaz ประเทศอิหร่านสามารถทำงานได้ที่ภาระการทำความเย็นประมาณ Lizarte *et al.* [10] ทำการทดลองเกี่ยวกับระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้แหล่งความร้อนจาก FPSC พื้นที่ 42.2 m^2 โดยระบบมีพื้นที่ทำความเย็น 40 m^2 ถังเก็บน้ำร้อนขนาด 1.5 m^3 พบว่าค่า COP เฉลี่ยเท่ากับ 0.53 Darkwa *et al.* [11] ทำการวิเคราะห์ผลการดำเนินงานของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้แหล่งความร้อนจาก ETSC ผลคือ ประสิทธิภาพของ ETSC เท่ากับ 61% ผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ย 51 °C ซึ่งข้อมูลจากผู้ผลิตนั้น ประสิทธิภาพของ ETSC เท่ากับ 70% ผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ย 60 °C และค่า COP ของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืน เท่ากับ 0.69 ซึ่งข้อมูลจากผู้ผลิตนั้น COP เท่ากับ 0.7

Budania *et al.* [12] ทำการจำลองระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้ความร้อนจาก ETSC ซึ่งจำลองโดยใช้โปรแกรม TRNSYS เพื่อหาขนาดถังเก็บน้ำร้อนที่เหมาะสม ซึ่งจะขึ้นอยู่กับขนาดของ ETSC พบว่า พื้นที่ของ ETSC 150 และ 350 m^2 จะได้ขนาดถังเก็บน้ำร้อนที่เหมาะสมคือ 2 และ 5.8 m^3 ตามลำดับ Tatenda *et al.* [13] ได้ออกแบบระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนโดยใช้พลังงานความร้อนจาก ETSC ให้กับโรงพยาบาลมูท ในเมืองพริทอเรีย ประเทศแอฟริกาใต้ พบว่า พื้นที่ทำความเย็นมีภาระการทำความเย็น 31 kW ค่า COP ของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืน คือ 0.63 ซึ่ง COP ของเครื่องทำน้ำเย็นแบบดูดกลืนจากผู้ผลิต คือ 0.7 Inanmanesh *et al.* [14] ได้ทำการจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้แหล่งความร้อนจาก ETSC ผลที่ได้คือ อัตราการไหลของน้ำร้อนที่ผ่าน ETSC และ generator มีอิทธิพลต่อระบบมากในการลดการใช้พลังงานเสริม

Fu *et al.* [15] จำลองระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนโดยใช้โปรแกรม TRNSYS ซึ่งใช้แหล่งความร้อนเป็นเครื่องทำน้ำร้อนแบบรวมแสงเป็นเส้น (Parabolic though collectors, PTC) ผลที่ได้พบว่าแหล่งกักเก็บความร้อนมีความจำเป็นมากต่อการปรับปรุงสมรรถนะของระบบและยังช่วยในการลดการใช้พลังงานเสริมของระบบ Tatenda *et al.* [16] ได้ออกแบบระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ประเทศแอฟริกาใต้ โดยใช้แหล่งความร้อนจาก ETSC ที่มีพื้นที่ 116 m^2 ขนาดถังเก็บน้ำร้อน 6.5 m^3 เครื่องทำน้ำเย็นแบบดูดกลืนขนาด 35 kW ถังเก็บน้ำเย็น 1 m^3 พบว่าค่า COP ของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืน คือ 0.51

บทความนี้ต้องการศึกษาระบบปรับอากาศทางเลือกสำหรับร้าน 7-Eleven ในประเทศไทย ซึ่งโดยทั่วไปมักใช้ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ โดยจะศึกษาสมรรถนะการทำความเย็นของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้แหล่งความร้อนจาก ETSC เพื่อศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ และเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะและพลังงานไฟฟ้าที่ระบบปรับอากาศแบบอัดไอและแบบดูดกลืนใช้ ด้วยโปรแกรม TRNSYS เพื่อจำลองการทำงานภายใต้สภาพอากาศของกรุงเทพมหานคร

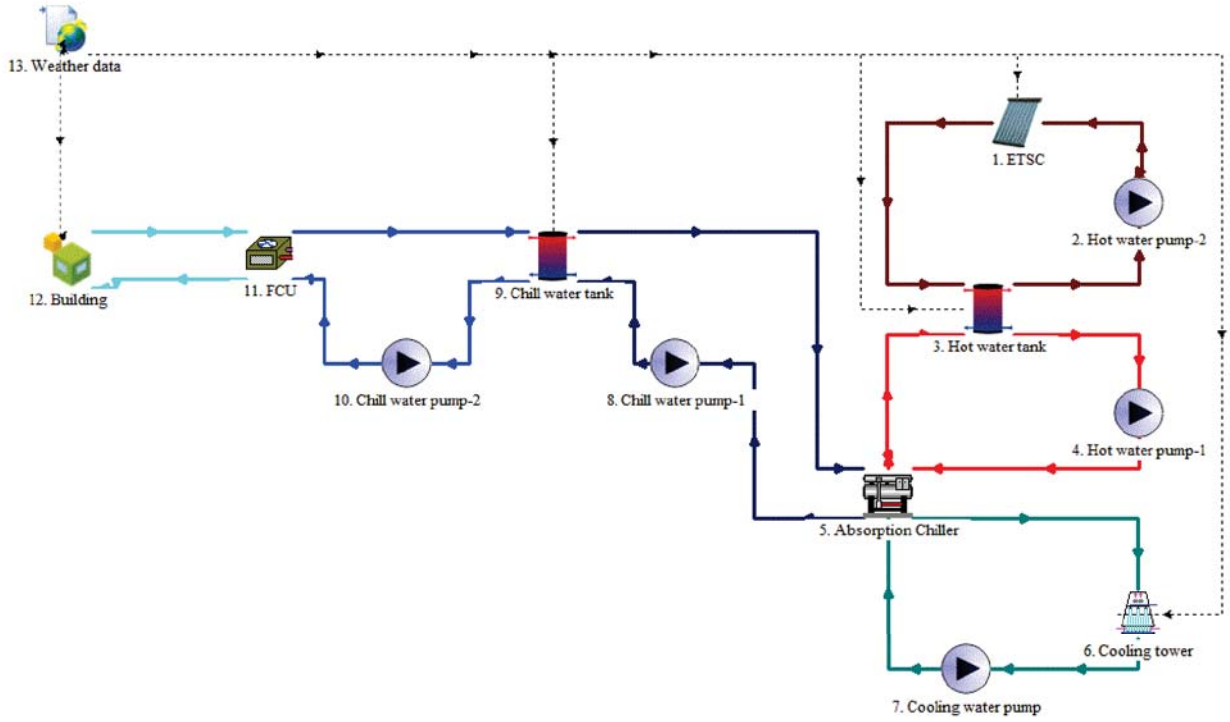
2. โปรแกรมและการจำลองระบบ

TRNSYS เป็นโปรแกรมสำเร็จรูปที่สามารถจำลองระบบด้านความร้อนแบบ unsteady ได้ ในตัวโปรแกรมจะมี module ซึ่งข้อมูลของแต่ละ module จะปรากฏดังตารางที่ 1 โดยจะมีการเชื่อมโยงของแต่ละ Module แสดงดังรูปที่ 2

ในการศึกษานี้จะจำลองระบบปรับอากาศของร้าน 7-Eleven ที่มีพื้นที่ 111.6 m^2 ที่มีความต้องการการทำความเย็นเท่ากับ 35 kW โดยเป็นการจำลองสภาพการทำงานจริงต่อเนื่องเป็นเวลา 1 ปี ซึ่งเครื่องปรับอากาศแบบดูดกลืนที่เลือกใช้คือรุ่น WCF-SC/SH10 ของบริษัทยาซากิ ซึ่งมีคุณสมบัติทางเทคนิคดังตารางที่ 2

ตารางที่ 1 แสดงหน้าที่ และ Type ของโปรแกรม TRNSYS ของแต่ละ Module

Module	Type ของโปรแกรม TRNSYS	หน้าที่
1. ETSC	71	ทำน้ำร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์
2. ปั๊มน้ำร้อน-1	114	จ่ายน้ำร้อนจาก ETSC ไปยัง ถังเก็บน้ำร้อน
3. ถังเก็บน้ำร้อน	4	เก็บน้ำร้อนและมีฮีตเตอร์ไฟฟ้าเพื่อเพิ่มอุณหภูมิน้ำในถัง ตอนที่ ETSC ไม่สามารถทำอุณหภูมิน้ำในถังให้มีค่าตามที่กำหนด
4. ปั๊มน้ำร้อน-2	114	จ่ายน้ำร้อนจากถังเก็บน้ำร้อนไปยังเครื่องทำน้ำเย็นแบบดูดกลืน
5. เครื่องทำน้ำเย็นแบบดูดกลืน	107	ผลิตน้ำเย็น
6. หอคอยเย็น	51	ระบายความร้อนออกจากน้ำหล่อเย็น
7. ปั๊มน้ำหล่อเย็น	114	จ่ายน้ำหล่อเย็นจากหอคอยเย็นไปยังเครื่องทำน้ำเย็นแบบดูดกลืน
8. ปั๊มน้ำเย็น-1	114	จ่ายน้ำเย็นจากเครื่องทำน้ำเย็นไปยังถังเก็บน้ำเย็น
9. ถังเก็บน้ำเย็น	4	เก็บน้ำเย็น
10. ปั๊มน้ำเย็น-2	114	จ่ายน้ำเย็นจากถังเก็บน้ำเย็นไปยัง คอยเย็น
11. คอยเย็น	928	แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำเย็นกับอากาศในตัวอาคาร
12. ตัวอาคาร	56	แบบจำลองของอาคารที่ได้จากการวัดขนาดจริง
13. ข้อมูลสภาพอากาศ	15	ข้อมูลสภาพอากาศในจังหวัดกรุงเทพมหานคร ใน 1 ปี



รูปที่ 2 แผนภาพโปรแกรม TRNSYS สำหรับระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนโดยใช้แหล่งความร้อนจากเครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศ

ตารางที่ 2 คุณสมบัติทางเทคนิคของเครื่องปรับอากาศแบบดูดกลืน ของบริษัท ยาซากิ

parameter	Chilled water	Cooling water	Hot water
Temperature inlet (C^o)	13	31	88
Temperature outlet (C^o)	7	35	83
Flow rate (kg/s)	1.53	5.42	2.4
Pressure loss (kPa)	55.85	84.81	90.32

โดยเครื่องทำน้ำเย็นแบบดูดกลืนมีสมการคณิตศาสตร์ที่สำคัญเพื่อวิเคราะห์แบบจำลองดังนี้ [7]

- Cooling capacity ของเครื่องทำน้ำเย็นแบบดูดกลืน

$$Q_{evap} = \dot{m}_{CW} C_P (T_{CW,in} - T_{CW,out}) \quad (1)$$

- ความร้อนที่ให้กับ generator

$$Q_{gen} = \dot{m}_{HW} C_P (T_{HW,in} - T_{HW,out}) \quad (2)$$

- สัมประสิทธิ์สมรรถนะ

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen}} \quad (3)$$

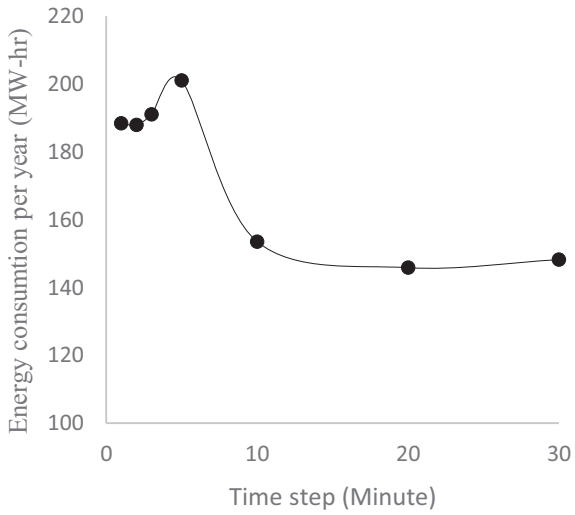
ในส่วนของเครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศในการศึกษานี้เลือกใช้ ETSC รุ่น ThermoPower VHP30 ของบริษัท SunMaxx Solar ซึ่งมี parameters ที่เกี่ยวข้องดังตารางที่ 3

ตารางที่ 3 พารามิเตอร์ของเครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศ

parameter	value
Fluid specific heat (kJ/kg.K)	4.19
Flow rate at test conditions ($kg/s.m^2$)	0.0199
Intercept efficiency	0.398
Negative of first order efficiency coefficient ($kJ/hr.m^2.K$)	0.622
Negative of second order efficiency coefficient ($kJ/hr.m^2.K^2$)	0.016

3. การหา time step ที่เหมาะสม

หัวข้อนี้เป็นการศึกษาเพื่อหา time step ที่เหมาะสมสำหรับการจำลองระบบด้วยโปรแกรม TRNSYS โดยเลือกใช้ค่า time step ระหว่าง 1 - 30 นาที แล้วเปรียบเทียบคำตอบที่ได้จากแต่ละ time step ได้ผลดังรูปที่ 3

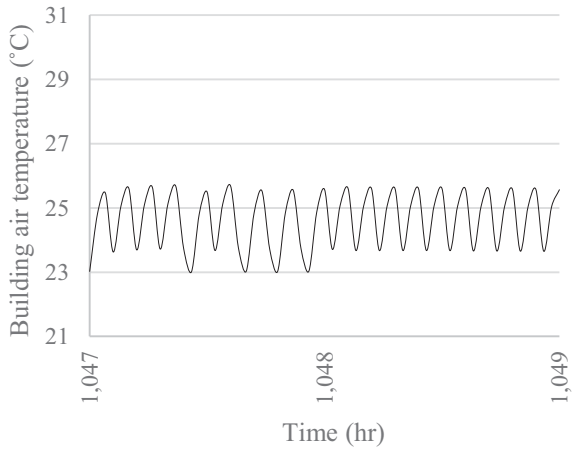


รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่าง Time step กับ พลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ต่อปี

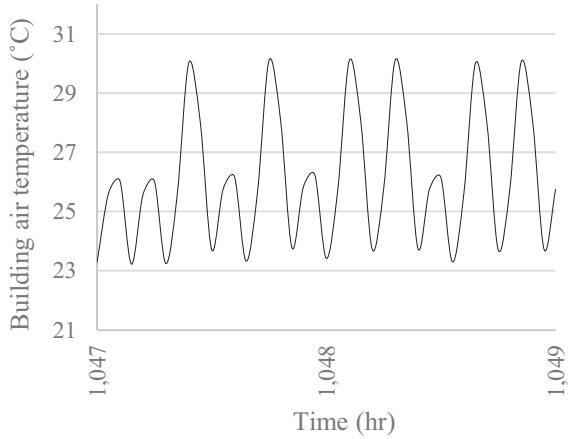
จากรูปที่ 3 จะเห็นว่าค่าพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ต่อปีของ time step ในช่วง 1 - 2 นาที มีค่าไม่แตกต่าง

อย่างมีนัยสำคัญ แต่เมื่อ time step ใหญ่กว่า 2 นาที ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ต่อปีมีค่าแตกต่างจาก time step ในช่วง 1 – 2 นาที มากกว่า 5% ในการศึกษานี้จึงเลือกใช้ time step เท่ากับ 2 นาที และเรียกคำตอบที่ได้ว่า time step independent solution

นอกจากนี้ ยังพบอีกว่าเมื่อใช้ time step ใหญ่กว่า 2 นาที คำตอบที่ได้บางครั้งขาดความสมจริง เช่น อุณหภูมิในห้องปรับอากาศมีค่ามากกว่าหรือน้อยกว่าค่าควบคุมในบางเวลาดังแสดงในรูปที่ 5



รูปที่ 4 อุณหภูมิในห้องปรับอากาศเมื่อใช้ time step เท่ากับ 2 นาที



รูปที่ 5 อุณหภูมิในห้องปรับอากาศเมื่อใช้ time step เท่ากับ 3 นาที

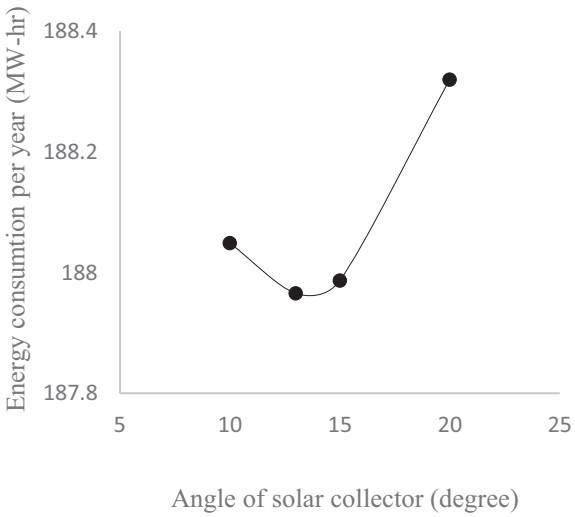
รูปที่ 4 และ 5 แสดงอุณหภูมิในห้องปรับอากาศเมื่อใช้ time step เท่ากับ 2 และ 3 นาที ตามลำดับ โดยตั้งค่าทุกอย่างเหมือนกันทุกประการ และควบคุมอุณหภูมิห้องให้มีค่าระหว่าง 23 – 27°C จะเห็นว่าเมื่อ time step เท่ากับ 2 นาที ระบบสามารถควบคุมอุณหภูมิห้องให้เป็นไปตามต้องการได้ แต่เมื่อ time step เท่ากับ 3 นาที อุณหภูมิห้องมีค่ามากกว่า 27°C ในบางช่วงเวลา ทั้งนี้ น่าจะเกิดจากอัตราการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในห้องมีความไวมากจนกระทั่งการใช้ time step เท่ากับ 3 นาที ไม่สามารถจับการเปลี่ยนแปลงดังกล่าวได้ทัน จึงต้องมีการทำ interpolation ระหว่าง time step ทำให้เกิด numerical errors ขึ้น

4. ผลและการอภิปราย

การศึกษานี้ได้ปรับเปลี่ยนค่าตัวแปรที่มีอิทธิพลต่อพลังงานไฟฟ้าที่ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนใช้ เพื่อกำหนดขนาดของอุปกรณ์ที่ทำให้ระบบใช้พลังงานไฟฟ้ารวมตลอดปีต่ำที่สุด จากนั้นจะได้เปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ทั้งในด้านการใช้พลังงานไฟฟ้าและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ โดยมีผลการจำลองดังนี้

4.1 อิทธิพลของมุม ETSC

การจำลองเพื่อหาอิทธิพลมุมเอียงของ ETSC โดยหาความสัมพันธ์ระหว่างมุมเอียงของ ETSC กับ ความต้องการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืน การจำลองจะใช้ถังเก็บน้ำเย็นขนาด 600 ลิตร และถังเก็บน้ำร้อนที่มีขนาด 600 ลิตร [4] โดยพื้นที่ ETSC เท่ากับ 100 m^2 ผลการจำลองแสดงดังรูปที่ 6

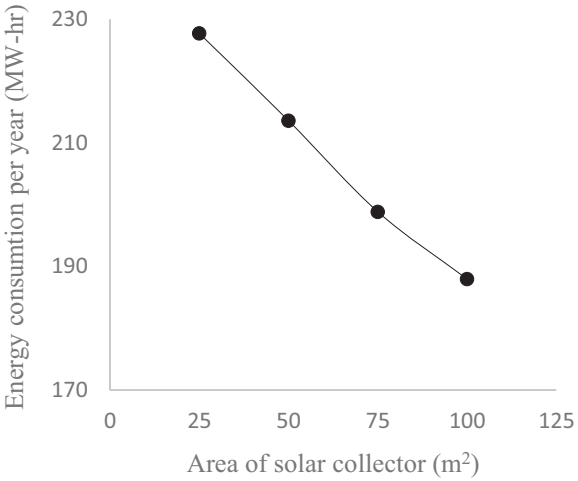


รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่าง มุม collector กับพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ต่อปี

จากรูปที่ 6 พบว่า เส้นกราฟจะเป็นแบบพาราโบลาหงาย โดยที่มุม 13 องศา จะทำให้พลังงานที่ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนใช้ต่อปี ต่ำที่สุด ซึ่งมุมที่ได้ ใกล้เคียงกับละติจูดของประเทศไทย และยังพบอีกว่าการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงของ ETSC มีอิทธิพลต่อพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้น้อยมาก จะเห็นว่าเมื่อมุมเอียง ETSC เปลี่ยนไปจาก 15 องศา ไปเป็น 20 องศา จะพบความแตกต่างของพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้เพียง 0.2%

4.2 อิทธิพลของพื้นที่ ETSC

แกนนอนคือพื้นที่ ETSC แกนตั้งคือ พลังงานที่ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนใช้ จะจำลองพื้นที่ ETSC ที่มีขนาด 25, 50, 75 และ 100 m^2 แสดงดังรูปที่ 7 โดยจำลองที่มุมเอียงของ ETSC เท่ากับ 13 องศา ซึ่งเป็นมุมที่ระบบใช้พลังงานน้อยที่สุด



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่าง พื้นที่ของ ETSC กับพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ต่อปี

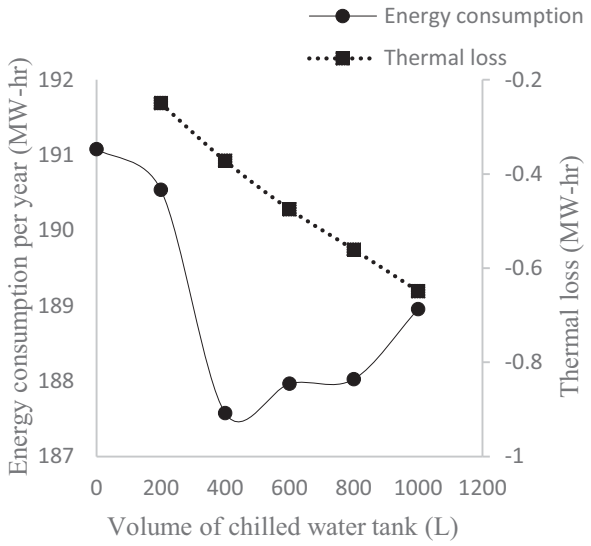
พบว่าเมื่อพื้นที่ ETSC เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าไฟฟ้าต่อปีลดลง โดยมีความสัมพันธ์แบบเชิงเส้น ซึ่งเมื่อใช้ least square method จะได้สมการเป็น

$$E = -536.01A_{coll} + 240533 \quad (4)$$

ค่าความชัน –536.01 ชี้ให้เห็นว่า พื้นที่ของ ETSC มีอิทธิพลค่อนข้างมากต่อพลังงานที่ระบบใช้ ดังนั้น ยิ่งพื้นที่สำหรับติดตั้งมากก็จะยิ่งสามารถลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานลงได้ ในการออกแบบระบบจึงควรวางแผนการใช้พื้นที่ให้ได้มากที่สุด ทั้งนี้ ในการศึกษานี้จะเลือกใช้พื้นที่ของ ETSC เท่ากับ 100 m^2

4.3 อิทธิพลของขนาดถังเก็บน้ำเย็น

การหาอิทธิพลของถังเก็บน้ำเย็น จะจำลองโดยใช้มุม ETSC เท่ากับ 13 องศา พื้นที่ ETSC เท่ากับ 100 m^2 และขนาดถังเก็บน้ำร้อนเท่ากับ 600 ลิตร ผลการจำลองปรากฏดังรูปที่ 8



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่าง ขนาดถังเก็บน้ำเย็น กับพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ต่อปี

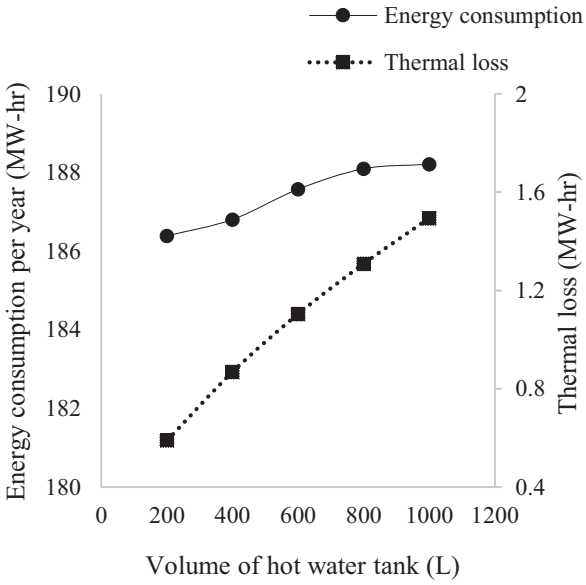
จากรูปที่ 8 พบว่า ขนาดของถังเก็บน้ำเย็นที่ทำให้ระบบใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยที่สุด มีขนาดประมาน 400 ลิตร (ที่ 0 ลิตร คือ กรณีไม่มีถังเก็บน้ำเย็น) จากการตรวจสอบระยะเวลาการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นแบบดูดกลืน พบว่า เมื่อไม่มีถังเก็บน้ำเย็น เครื่องทำน้ำเย็นแบบดูดกลืนจะทำงานตลอดเวลา เมื่อใส่ถังเก็บน้ำเย็นเข้าไปและเพิ่มขนาดถังเก็บน้ำเย็นขึ้นเรื่อยๆ ระยะเวลาการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นแบบดูดกลืนลดลง และทำงานน้อยที่สุดเมื่อถังน้ำเย็นมีขนาด 400 ลิตร ซึ่งน่าจะเนื่องจากปริมาณน้ำเย็นเหมาะสมต่อความต้องการใช้งาน แต่เมื่อถังน้ำเย็นใหญ่กว่า 400 ลิตร ปริมาณน้ำเย็นที่ผลิตมีมากเกินความจำเป็น การผลิตน้ำเย็นดังกล่าวจึงเป็น

ความสิ้นเปลืองดังจะเห็นได้จากปริมาณไฟฟ้าใช้งานที่เพิ่มขึ้น

นอกจากนี้ จากรูปที่ 8 จะเห็นว่าเมื่อขนาดถังเก็บน้ำเย็นใหญ่ขึ้นความร้อนจากบรรยากาศก็จะเข้าสู่ถังเก็บน้ำเย็นมากขึ้น เนื่องจากถังเก็บน้ำเย็นมีพื้นที่ในการรับความร้อนมากขึ้น

4.4 อิทธิพลของขนาดถังเก็บน้ำร้อน

การศึกษาอิทธิพลของขนาดถังเก็บน้ำร้อน จะจำลองโดยใช้มุม ETSC เท่ากับ 13 องศา พื้นที่ ETSC เท่ากับ 100 ตารางเมตร และขนาดถังเก็บน้ำเย็น เท่ากับ 400 ลิตร ผลการจำลองแสดงดังรูปที่ 9

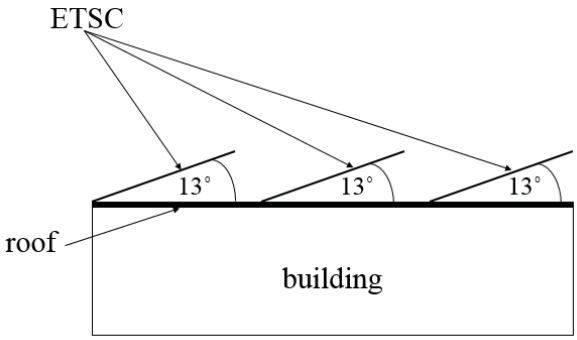


รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดถังเก็บน้ำร้อน กับพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ต่อปี

จากรูปที่ 9 เมื่อลดขนาดถังเก็บน้ำร้อน พบว่าพลังงานที่ระบบใช้ต่อปีมีค่าลดลง และความร้อนสูญเสียก็ลดลงเช่นกัน อย่างไรก็ตามระบบยังคงต้องอาศัยถังเก็บน้ำร้อน เพราะว่าความต้องการอัตราการไหลของ ETSC กับเครื่องทำน้ำเย็นแบบดูดกลืนไม่เท่ากัน และจากการจำลองจะเห็นว่า ขนาดของถังเก็บน้ำร้อนมีอิทธิผลต่อปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ค่อนข้างน้อย แม้ว่าการสูญเสียความร้อนจะมากขึ้นตามขนาดแท้งที่มากขึ้นก็ตาม แต่การสูญเสียความร้อนนั้นเปลี่ยนแปลงน้อยมากเมื่อเทียบกับปริมานไฟฟ้าที่ใช้ ซึ่งเมื่อพิจารณาจะเห็นว่าปริมาณไฟฟ้าที่ใช้นั้นลดลงไม่ถึง 0.01% ดังนั้นเราจึงเลือกใช้ขนาดถังเก็บน้ำร้อนเท่ากับกรณีเริ่มต้นต่อไป

4.5 พื้นที่ของ collector ที่สามารถติดตั้งบนหลังคา 7-Eleven

จากการคำนวณหาพื้นที่ของ collector ที่สามารถติดตั้งบนหลังคา 7-Eleven ETSC ต้องทำมุมกับแนวระดับ 13 องศา เพราะเป็นมุมที่เหมาะสมของระบบจึงสามารถจัดวาง ETSC ได้ดังรูปที่ 10

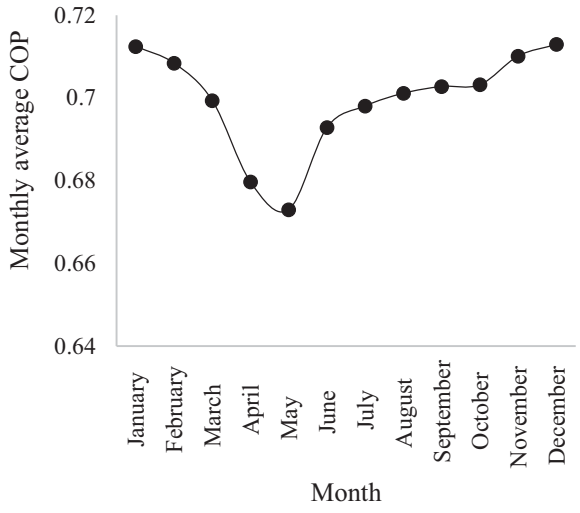


รูปที่ 10 การติดตั้ง ETSC บนหลังคาของตัวอาคาร

จากลักษณะการติดตั้ง ETSC ดังรูปที่ 10 พบว่าตัวอาคาร 7-Eleven มีพื้นที่ของหลังคา 170 m^2 จะสามารถติดตั้ง ETSC ได้ 125 m^2 ดังนั้น การใช้พลังงานของระบบจะสามารถลดลงได้อีกจากกรณีศึกษาที่ดีที่สุด

4.6 ค่า COP ของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนตลอดทั้งปี

การจำลองกรณีศึกษานี้จะจำลองโดยใช้ขนาดถังเก็บน้ำเย็นเท่ากับ 400 ลิตร ขนาดถังเก็บน้ำร้อนขนาด 600 ลิตร มุมเอียงและพื้นที่ของ ETSC เท่ากับ 13 องศา และ 125 m^2 ตามลำดับ ผลการจำลองปรากฏดังรูปที่ 11 โดยจะเป็นค่า COP เฉลี่ยรายเดือนตลอดทั้งปี



รูปที่ 11 ความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า COP กับ เวลาตลอดทั้งปี

จากรูปที่ 11 จะเห็นว่า ในฤดูร้อน (เม.ย. – มิ.ย.) ค่า COP มีค่าต่ำกว่าในฤดูหนาว (พ.ย. – ก.พ.) ซึ่งสอดคล้องกับนิยามของ COP สำหรับ Carnot refrigeration cycle ที่ว่า ค่า COP แปรผกผันกับอุณหภูมิของแหล่งทิ้งความร้อน [1]

4.7 การเปรียบเทียบระหว่างระบบปรับอากาศแบบอัดไอและระบบปรับอากาศแบบดูดกลืน

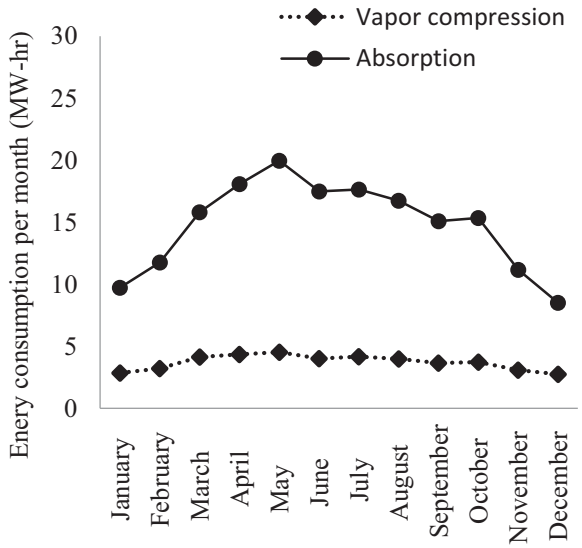
ในหัวข้อนี้จะเป็นการเปรียบเทียบค่า COP ของระบบปรับอากาศแบบอัดไอและระบบปรับอากาศแบบดูดกลืน โดยค่า COP แสดงดังตารางที่ 4

ตารางที่ 4 COP ของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ และระบบปรับอากาศแบบดูดกลืน

ชนิดระบบปรับอากาศ	COP_{cal}	COP_{manu}
แบบอัดไอ	3.65	3
แบบดูดกลืน	0.7	0.7

จากตารางที่ 4 พบว่า ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ มีค่า COP จากการคำนวณสูงกว่าที่ระบุไว้โดยบริษัทผู้ผลิตเท่ากับ 21.67% ทั้งนี้อาจเกิดจากการที่อุปกรณ์ในโปรแกรม TRNSYS มีสมรรถนะการทำงานตามที่กำหนดไว้ใน performance files ภายในโปรแกรม แต่เนื่องจากโปรแกรม TRNSYS ไม่มี performance file ของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอรุ่นที่เลือกใช้ ระบบจึงทำงานด้วยสมรรถนะที่ต่างไป ในขณะที่ โปรแกรม TRNSYS มี performance file ของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนรุ่นที่เลือกใช้ค่า COP จากการคำนวณจึงมีค่าเท่ากับค่า COP ที่ผู้ผลิตแจ้ง

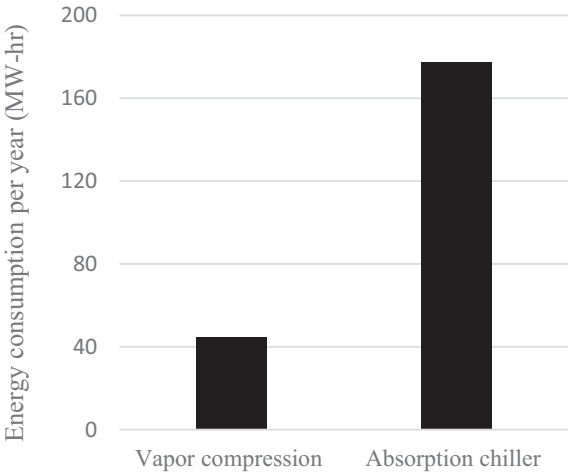
ถัดมาจะแสดงการเปรียบเทียบพลังงานที่ระบบใช้ระหว่างระบบปรับอากาศแบบอัดไอและระบบปรับอากาศแบบดูดกลืน ผลแสดงดังรูปที่ 12



รูปที่ 12 พลังงานไฟฟ้าที่ระบบปรับอากาศใช้ในแต่ละเดือนตลอดทั้งปี

จากรูปที่ 12 พบว่าพลังงานไฟฟ้าที่ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนใช้มีค่ามากกว่าระบบปรับอากาศแบบอัดไอทุกเดือนตลอดทั้งปี โดยจะมีค่าต่างกันมากที่สุดในเดือนพฤษภาคม และมีค่าต่างกันน้อยที่สุดในเดือนธันวาคม นอกจากนี้ ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนใช้พลังงานมากที่สุดในเดือนพฤษภาคม ซึ่งสอดคล้องกับค่า COP ที่แสดงดังรูปที่ 11

เมื่อทำการพิจารณาพลังงานไฟฟ้าที่ระบบปรับอากาศใช้ตลอดทั้งปี พบว่า ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนมีการใช้พลังงานไฟฟ้ามากกว่าระบบปรับอากาศแบบอัดไอประมาณ 4 เท่า ซึ่งข้อมูลปรากฏดังรูปที่ 13 สาเหตุเป็นเพราะว่า ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนมีค่า COP ต่ำกว่า จึงต้องการพลังงานไฟฟ้ามากกว่าระบบปรับอากาศแบบอัดไอ



รูปที่ 13 พลังงานไฟฟ้าที่ระบบปรับอากาศใช้ตลอดทั้งปี

5. สรุป

ในการศึกษาสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้เครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศเป็นแหล่งความร้อนสำหรับร้าน 7-Eleven ในประเทศไทยที่มีพื้นที่ทำความเย็น 111.6 ตารางเมตร จากการศึกษา พบว่า มุมเอียงของเครื่องทำน้ำร้อนพลังแสงอาทิตย์แบบหลอดแก้วสุญญากาศที่เหมาะสมที่สุดเท่ากับ 13 องศา ขนาดถังเก็บน้ำร้อนและถังเก็บน้ำเย็นมีอิทธิพลต่อการใช้พลังงานไฟฟ้าค่อนข้างน้อย เมื่อเทียบกับอิทธิพลของพื้นที่ ETSC ซึ่งเมื่อพื้นที่ของ ETSC มากขึ้น จะทำให้การใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบลดลง ทั้งนี้จะได้ค่า COP ของระบบเฉลี่ยตลอดทั้งปี เท่ากับ 0.7 โดยมีค่ามากในช่วงหน้าหนาว และน้อยในช่วงหน้าร้อน และเมื่อทำการเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าตลอดทั้งปีระหว่างระบบปรับอากาศแบบดูดกลืน กับ ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ พบว่า ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนใช้พลังงานไฟฟ้ามากกว่าประมาณ 4 เท่า

Nomenclature

E	พลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ (MW/hr)
A_{coll}	พื้นที่ ETSC (m^2)
Q	heat (kW)
$\dot{m}$	อัตราการไหล (kg/s)
T_{out}	อุณหภูมิน้ำออก (°C)
T_{in}	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)
C_P	ความร้อนจำเพาะ (KJ/kg°C)
COP	สัมประสิทธิ์สมรรถนะ
subscripts	
HW	น้ำร้อน
CW	น้ำเย็น
$evap$	evaporator
gen	generator
cal	ข้อมูลจากการคำนวณ
$manu$	ข้อมูลจากผู้ผลิต

6. เอกสารอ้างอิง

[1] Shan K. Wang. (2000). Handbook of air conditioning and refrigeration, 2nd edition, ISBN: 0-07-068167-8, McGraw-Hill, New York.

[2] P.J. Martíneza, A. Garcíab and J.M. Pinazob. Performance analysis of an air conditioning system driven by natural gas, *Energy and Buildings*, vol. 35(7), August 2003, pp. 669–674.

[3] Ge, Y.T., Tassou, S.A. and Chaer, I. Modelling and performance evaluation of a low-temperature ammonia–water absorption refrigeration system, *International Journal of Low Carbon Technologies*, vol. 4(2), Jun 2009, pp. 68-77.

[4] G.A Florides, S.A Kalogirou, S.A Tassou and L.C Wrobel. Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus, *Solar Energy,* vol. 72(1), January 2002, pp. 43–51.

[5] N. Velázqueza and R. Bestb. Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas

and solar energy, *Applied Thermal Engineering*, vol. 22(10), July 2002, pp. 1089–1103.

[6] F. Assilzadeha, S.A. Kalogiroub, Y. Alia and K. Sopiana. Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors, *Renewable Energy*, vol. 30(8), July 2005, pp. 1143–1159.

[7] M.M. Ardehalia, M. Shahrestanib and Charles C. Adamsc. Energy simulation of solar assisted absorption system and examination of clearness index effects on auxiliary heating, *Energy Conversion and Management*, vol. 48(3), March 2007, pp. 864–870.

[8] D.S. Kima and C.A. Infante Ferreirab. Air-cooled LiBr–water absorption chillers for solar air conditioning in extremely hot weathers, *Energy Conversion and Management,* vol. 50(4), April 2009, pp. 1018–1025.

[9] M. Mazloumi, M. Naghashzadegan and K. Javaherdeh. Simulation of solar lithium bromide–water absorption cooling system with parabolic trough collector, *Energy Conversion and Management,* vol. 49(10), October 2008, pp. 2820–2832.

[10] R. Lizartea, M. Izquierdoa, J.D. Marcosc and E. Palaciosd. An innovative solar-driven directly air-cooled LiBr–H2O absorption chiller prototype for residential use, *Energy and Buildings*, vol. 47, April 2012, pp. 1–11.

[11] J. Darkwa and S. Fraser. Performance of an integrated solar absorption cooling system in a sub-tropical region, *International Journal of Low-Carbon Technologies,* vol. 7(3), April 2012, pp. 199-207.

[12] Akshaya Budania, Suhail Ahmad and Sanjeev Jain. Transient simulation of a solar absorption cooling system, *International Journal of Low-Carbon Technologies,* vol. 11(1), August 2013, pp. 54-60.

[13] Bvumbe, Tatenda J and Inambao, Freddie L Operational evaluation of the performance of a solar powered absorption system in Pretoria, *J. energy South,* vol. 24(3), 2013, pp. 26-32.

[14] A. Iranmanesh and M.A. Mehrabian. Optimization of a lithium bromide–water solar absorption cooling system with evacuated tube collectors using the genetic algorithm, *Energy and Buildings,* vol. 85, December 2014, pp. 427–435.

[15] Fu Wanga, Huanhuan Fenga, Jun Zhaoa, Wen Lib, Fengxue Zhangb and Rui Liub. Performance Assessment of Solar Assisted Absorption Heat Pump System with Parabolic Trough Collectors, *Energy Procedia*, vol. 70, May 2015, pp. 529–536.

[16] Bvumbe, Tatenda J and Inambao, Freddie L Performance of an autonomous solar powered absorption air conditioning system. *J. energy South*, vol. 26(1), Feb 2015, pp. 106-112.

[17] Boonrit Prasartkaew. Performance Test of a Small Size LiBr-H2O Absorption Chiller*, Energy Procedia,* vol. 56, 2014, pp. 487–497.