

การออกแบบและกลยุทธ์การควบคุมอิตบั้มที่ใช้ดินร่วมกับห่อทำความเย็น
เป็นแหล่งทิ้งความร้อน



นายทীরพรชัย ศรีอ่อน

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ปีการศึกษา 2560

**DESIGN AND CONTROL STRATEGY FOR HYBRID-
GROUND SOURCE HEAT PUMPS**



Theeraphat Sri-on

**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the
Degree of Master of Engineering in Mechanical Engineering**

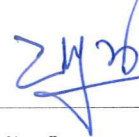
Suranaree University of Technology

Academic Year 2017

การออกแบบและกลยุทธ์การควบคุมอัตราดอกเบี้ยที่ใช้เงินร่วมกับหอทำความเย็น
เป็นแหล่งทิ้งความร้อน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



(รศ. ดร. บัณฑิต กฤดาคม)

ประธานกรรมการ

อ. อาทิตย์ คุณศรีสุข

(ผศ. ดร. อาทิตย์ คุณศรีสุข)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



(ผศ. ดร. กীরติ สุตลักษณ์)

กรรมการ



(ผศ. ดร. พรรษา ลิปลับ)

กรรมการ



(ศ. ดร. สันติ แม่นศิริ)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและพัฒนาความเป็นสากล



(รศ. ร.อ. ดร. กนต์ธร ชำนิประศาสน์)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

ทีรพรพรรณ ศรีอ่อน : การออกแบบและกลยุทธ์การควบคุมฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอ
ทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน (DESIGN AND CONTROL STRATEGY FOR
HYBRID GROUND SOURCE HEAT PUMPS) อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์
ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข, 200 หน้า

การปรับอากาศด้วยระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อน (Ground Source Heat Pump) เป็นเทคโนโลยีทางเลือกที่ควรค่าแก่การศึกษาเพราะเป็นเทคโนโลยีที่มีประสิทธิภาพเมื่อเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศที่ใช้วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอทั่วไป จากลักษณะการทำงานที่ว่า ความร้อนถูกถ่ายเทจากอาคารลงสู่ดินในฤดูร้อนและถูกดูดซับเพื่อถ่ายเทให้อาคารในฤดูหนาว ซึ่งหากใช้งานระบบในพื้นที่ที่มีลักษณะภูมิอากาศร้อนขึ้นอย่างเช่นประเทศไทยจะเห็นได้ว่า ปริมาณความร้อนที่ดินได้รับในฤดูร้อนจะมีค่าสูงกว่าปริมาณความร้อนที่ถูกดูดซับเพื่อถ่ายเทให้อาคารในช่วงฤดูหนาวและเป็นผลให้ประสิทธิภาพการทำงานของระบบในระยะยาวมีค่าต่ำกว่า ข้อจำกัดดังกล่าวจึงนำไปสู่การใช้งานระบบควบคู่กับหอทำความเย็นเพื่อลดปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทลงสู่ดิน ระบบดังกล่าวเรียกว่า ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน (Hybrid Ground Source Heat Pump) นอกจากนี้ สภาพอากาศ ณ ที่ตั้งระบบเป็นปัจจัยสำคัญอย่างยิ่งที่ส่งอิทธิพลต่อลักษณะการออกแบบ กลยุทธ์ควบคุมการทำงาน ความสามารถและประสิทธิภาพการทำงานของระบบ การศึกษานี้จึงทำการออกแบบและเลือกอุปกรณ์เพื่อใช้งานในระบบ รวมถึงทำการศึกษาพฤติกรรมและประสิทธิภาพการทำงานของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน ที่ใช้งานเพื่อการปรับอากาศในอาคารร้าน 7-Eleven ขนาด 111.6 m² ซึ่งเป็นวัตถุประสงค์หลักของการศึกษานี้ ผ่านแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ที่สร้างโดยโปรแกรม TRNSYS 17 เพื่อให้ได้มาซึ่งกลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่มีความเหมาะสมต่อสภาวะอากาศของประเทศไทย ผลการศึกษพบว่า ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนต้องมีขนาดฮีตปั๊มเท่ากับ 10.1 RT โดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินความยาวรวมทั้งสิ้น 1,692.46 m. ร่วมกับหอทำความเย็นขนาด 5 RT และพบว่ารูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็นในลักษณะที่กำหนดให้น้ำหล่อเย็นไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินก่อนจึงไหลผ่านหอทำความเย็นมีประสิทธิภาพสูงกว่ารูปแบบที่กำหนดให้น้ำหล่อเย็นผ่านหอทำความเย็นก่อนจึงไหลเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน นอกจากนี้ยังพบว่ากลยุทธ์ควบคุมการทำงานในรูปแบบที่กำหนดให้หอทำความเย็นทำงานและหยุดทำงานพร้อมกับ Compressor ของฮีตปั๊มเป็นกลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่ส่งผลให้ระบบมีปริมาณการใช้พลังงานต่ำที่สุด โดยมีปริมาณการใช้พลังงานเฉลี่ยใน 20 ปี เท่ากับ 62,386.93 kWh./Yr. โดยแยกเป็นพลังงานที่ฮีตปั๊มใช้เท่ากับ 57,267.65

kWh./Yr. คิดเป็นร้อยละ 91.79 ของปริมาณการใช้พลังงานรวมของระบบ Circulating Pump No.1 ใช้พลังงานเท่ากับ 3,375.96 kWh./Yr. คิดเป็นร้อยละ 5.41 ของปริมาณการใช้พลังงานรวมของระบบ Circulating Pump No.2 ใช้พลังงานเท่ากับ 1,065.52 kWh./Yr. คิดเป็นร้อยละ 1.7 ของปริมาณการใช้พลังงานรวมของระบบและ Cooling Tower Fan ใช้พลังงานเท่ากับ 677.81 kWh./Yr. คิดเป็นร้อยละ 1.08 ของปริมาณการใช้พลังงานรวมของระบบ



สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา 2560

ลายมือชื่อนักศึกษา ศุภชัย ด้วง

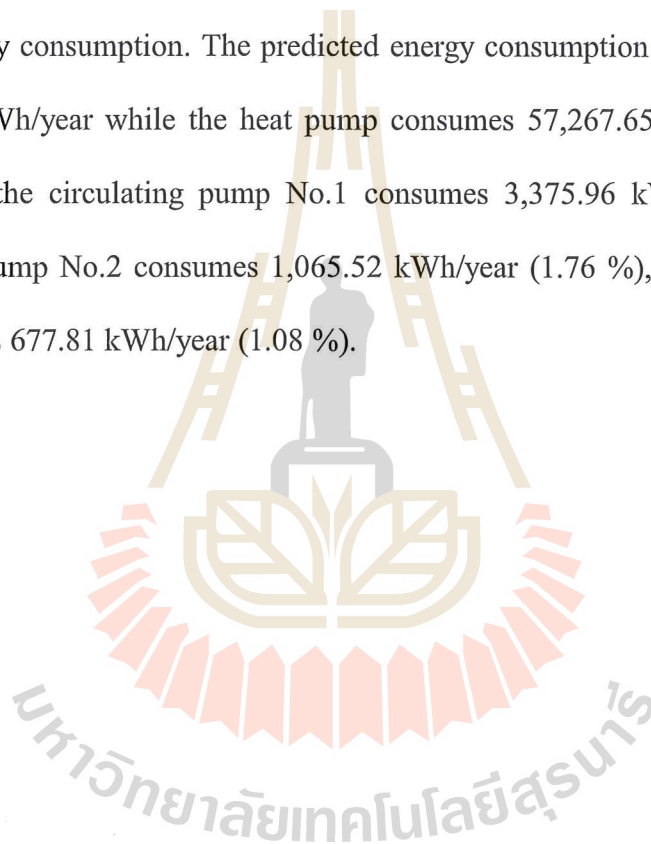
ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา อาทิตย์

THEERAPHAT SRI-ON : DESIGN AND CONTROL STRATEGY FOR
HYBRID-GROUND SOURCE HEAT PUMPS. THESIS ADVISOR : ASST.
PROF. ATIT KOONSRI-SUK, Ph.D., 200 PP.

HYBRID GROUND SOURCE HEAT PUMP/CONTROL STRATEGY/TRNSYS
SIMULATION

It has been proved that the ground source heat pump is an energy-efficient alternative to conventional vapor-compression air conditioning systems. Heat is removed from buildings and rejected to the ground in the summer, and then removed from the ground and rejected to the house in the winter. However, there is a large unbalance between the amount of energy removed from the ground during the winter and added to the ground during the summer in cooling-dominant regions like Thailand. A hybrid ground source heat pump can effectively mitigate this unbalanced ground thermal load by adding cooling towers into the ground source heat pump system. It was found that the weather conditions of installation locations have a significant impact on the design, optimal control strategy, and performance of hybrid ground source heat pump systems. The major objective of the current study is to investigate the performance of a hybrid ground source heat pump for a standard size 7-Eleven store, the largest chain of convenience stores in Thailand. The detailed design is conducted. In addition, the optimal control strategy and performance are determined by using the TRNSYS simulation program. A model of a 7-Eleven store with an area of 111.6 m² was developed and simulated using the weather conditions of Bangkok. The results shows that the required heat pump capacity is 10.1 RT with a length of 1,692.46 m of

the ground heat exchanger and a 5 RT cooling tower. It was found that a configuration with the flow direction of the cooling water from the ground heat exchanger to the cooling tower provides a better performance than that of a configuration with the flow direction from the cooling tower to the ground heat exchanger. Among several different control strategies studied, the one with the operation period of the cooling tower synchronizing with that of the heat pump compressor provides the least amount of annual energy consumption. The predicted energy consumption of the whole system is 62,386.93 kWh/year while the heat pump consumes 57,267.65 kWh/year (91.79% of the whole), the circulating pump No.1 consumes 3,375.96 kWh/year (5.41%), the circulating pump No.2 consumes 1,065.52 kWh/year (1.76 %), and the cooling tower fan consumes 677.81 kWh/year (1.08 %).



School of Mechanical Engineering

Academic Year 2017

Student's Signature

วิฑูรย์ ดิสาน

Advisor's Signature

อรทัย

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จลุล่วงด้วยดีจากความรัก ความเมตตาของบิดาและมารดาข้าพเจ้าผู้ซึ่งเฝ้าเลี้ยง คุดูแล อบรมข้าพเจ้าจนเติบโตเป็นผู้มีสติสัมปชัญญะและมีความสามารถจนสำเร็จการศึกษาได้ รวมถึงความกรุณาของ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ถ่ายทอดความรู้ คำแนะนำ ชี้แนวทางทั้งในด้านวิชาการและการดำเนินชีวิต รวมทั้งให้กำลังใจในการทำงาน งานวิจัยและวิทยานิพนธ์สำเร็จเป็นอย่างดี

ขอขอบพระคุณคณาจารย์และเจ้าหน้าที่ในสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ที่คอยให้คำสั่งสอน คำแนะนำ ตลอดจนความช่วยเหลือในการทำวิทยานิพนธ์จนสำเร็จลุล่วงเป็นอย่างดี

ขอขอบคุณเพื่อนบัณฑิตศึกษา รุ่นพี่บัณฑิตศึกษาและรุ่นน้องบัณฑิตศึกษาในกลุ่มวิจัยและในสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่ให้ความช่วยเหลือ ให้คำแนะนำ ให้ข้อเสนอ จนส่งผลให้การเรียนและการทำวิทยานิพนธ์สำเร็จอย่างดี

สุดท้ายนี้ข้าพเจ้าขอขอบคุณนางสาวชญานุช ศรีอ่อน และนางสาวอมรรัตน์ แข็งแรง ที่ให้กำลังใจและความห่วงใย จนการทำงานวิจัยและวิทยานิพนธ์นี้สำเร็จเป็นอย่างดี

คุณประโยชน์และคุณงามความดีที่เกิดจากวิทยานิพนธ์นี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้ นายสุพจน์ ศรีอ่อนและนางสุพรรณิ ศรีอ่อน ผู้เป็นบิดา มารดาที่รักยิ่งของข้าพเจ้า ซึ่งอบรมเลี้ยงดูข้าพเจ้าจนเติบโตและประสบความสำเร็จในการศึกษาครั้งนี้

จิรพรชัย ศรีอ่อน

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย).....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ง
สารบัญ.....	จ
สารบัญตาราง.....	ญ
สารบัญรูป.....	ฉ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ผ
บทที่	
1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	5
1.3 สมมุติฐานของการศึกษา.....	5
1.4 ขอบเขตการศึกษา.....	5
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	6
2 ปรัชญ่วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	7
2.1 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Cycle).....	7
2.2 ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อน (Ground Source Heat Pump, GSHP).....	11
2.3 ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน (Hybrid Ground Source Heat Pump, HGSHP).....	14
3 วิธีดำเนินงานวิจัย	20
3.1 อาคารตัวอย่างกรณีศึกษา.....	20
3.2 การออกแบบและประเมินขนาดอุปกรณ์.....	24
3.2.1 แผนผังและองค์ประกอบระบบ.....	24

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.2.2	ฮีตปั้ม	25
3.2.3	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน	26
3.2.4	หอทำความเย็น	28
3.2.5	กระบวนการเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	29
3.2.6	กระบวนการเลือกปั้มขับน้ำ	30
3.3	โปรแกรม TRNSYS และแบบจำลองเชิงตัวเลข	31
3.3.1	แบบจำลองอาคาร	32
3.3.2	แบบจำลองฮีตปั้มประเภทระบายความร้อนด้วยน้ำ	33
3.3.3	แบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน	35
3.3.4	แบบจำลองหอทำความเย็น	36
3.3.5	แบบจำลองปั้มขับน้ำ	38
3.3.6	แบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	38
3.4	แบบจำลองระบบฮีตปั้มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน	39
3.5	การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง	41
3.6	กลยุทธ์ควบคุมการทำงานของระบบฮีตปั้มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน	42
3.7	ชุดทดลองระบบฮีตปั้มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน	43
3.7.1	แผนผังระบบ	43
3.7.2	รายละเอียดทางเทคนิคของอุปกรณ์ภายในชุดทดลอง	45
3.6.2.1	อาคาร	45
3.6.2.2	ฮีตปั้ม	45
3.6.2.3	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน	46
3.6.2.4	หอทำความเย็น	46
3.6.2.5	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	47
3.6.2.6	ปั้มขับน้ำ	48
3.7.3	เครื่องมือวัด	48
3.7.3.1	เครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger)	48

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.7.3.2	Thermocouple	49
3.7.3.3	อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น	50
3.7.3.4	อุปกรณ์วัดกำลังไฟฟ้าและพลังงานไฟฟ้า	50
3.7.4	กระบวนการทดลองและวิเคราะห์ผล	50
4	ผลการวิจัยและวิเคราะห์ผล	54
4.1	ผลการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง	54
4.2	อิทธิพลของขนาดหอทำความเย็น	56
4.2.1	กลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่ 1	57
4.2.2	กลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่ 2	65
4.2.3	กลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่ 3	72
4.2.4	กลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่ 4	78
4.2.5	กลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่ 5	85
4.3	อิทธิพลของขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินและรูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น	92
4.3.1	อิทธิพลของขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน	92
4.3.2	อิทธิพลของรูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น	103
4.4	เปรียบเทียบการใช้พลังงาน	103
4.4.1	พลังงานที่ระบบใช้	105
4.4.2	อุณหภูมิใต้ดิน	106
4.5	สมรรถนะชุดสาธิตการทำงานระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน	106
4.5.1	ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อน (Ground Source Heat Pump, GSHP)	106
4.5.1.1	อุณหภูมิภายนอกอาคารและค่าความเข้มแสงแดด	106
4.5.1.2	พลังงาน ระยะเวลาทำงานและ COP ของระบบ	109
4.5.1.3	กำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้	110
4.5.1.4	พฤติกรรมอุณหภูมิและค่าความชื้นสัมพัทธ์ภายในอาคาร	110
4.5.1.5	อัตราการทำความเย็น	117

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4.5.1.6	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน Condenser	120
4.5.1.7	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน ที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน	125
4.5.1.8	พฤติกรรมของอุณหภูมิใต้ดิน	129
4.5.2	ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน (Hybrid Ground Source Heat Pump, HGSHP)	131
4.5.2.1	อุณหภูมิภายนอกอาคารและค่าความเข้มแสงแดด	131
4.5.2.2	พลังงาน ระยะเวลาทำงานและ COP ของระบบ	135
4.5.2.3	กำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้	138
4.5.2.4	พฤติกรรมอุณหภูมิและค่าความชื้นสัมพัทธ์ภายในอาคาร	147
4.5.2.5	อัตราการทำความเย็น	150
4.5.2.6	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ Condenser	153
4.5.2.7	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน ที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน	160
4.5.2.8	อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนแบบแผ่น	167
4.5.2.9	อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่หอทำความเย็น	170
4.5.2.10	อุณหภูมิใต้ดิน	177
5	สรุปงานวิจัยและข้อเสนอแนะ	182
5.1	สรุปงานวิจัย	182
5.2	ข้อเสนอแนะ	183
	รายการอ้างอิง	184
	ภาคผนวก	
	ภาคผนวก ก. การประเมินขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน	188
	ภาคผนวก ข. การประเมินค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนและ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของดิน	194

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

ภาคผนวก ค. ผลงานวิชาการระหว่างการศึกษา.....	198
ประวัติผู้เขียน	200



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1	การใช้เชื้อเพลิงในการผลิตพลังงานไฟฟ้าเข้าสู่ระบบ.....1
3.1	ข้อมูลชั้นวัสดุผนังของอาคารตัวอย่างการศึกษา.....22
3.2	ค่าตัวแปรเพื่อการประเมินขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน.....27
3.3	ความดันสูญเสียเนื่องจากการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....30
3.4	ขนาดปั๊มขับน้ำหล่อเย็นในวงวนหอทำความเย็น.....31
3.5	ค่าอุณหภูมิที่ทำการวัดและตำแหน่งการติดตั้ง Thermocouple ในชุดทดลอง.....49
4.2.1	ร้อยละปริมาณพลังงานที่อุปกรณ์ในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วย กลยุทธ์ควบคุมที่ 1 ปีที่ 1.....59
4.2.2	ร้อยละปริมาณพลังงานที่อุปกรณ์ในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วย กลยุทธ์ควบคุมที่ 1 ปีที่ 2.....59
4.4.1	อุณหภูมิใต้ดิน.....106
4.5.1	ปริมาณการใช้พลังงาน เวลาการทำงานและ COP ของระบบ GSHP.....109
4.5.2	ปริมาณการใช้พลังงาน เวลาการทำงานและ COP ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A.....135
4.5.3	ปริมาณการใช้พลังงาน เวลาการทำงานและ COP ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B.....136

สารบัญรูป

รูปที่		หน้า
1.1	แผนภาพแสดงปริมาณการปล่อยก๊าซ CO ₂	2
1.2	ภาพแสดงลักษณะทั่วไปของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อน.....	3
1.3	ภาพแสดงลักษณะทั่วไปของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน.....	4
2.1	ภาพแสดงส่วนประกอบและกระบวนการของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ.....	8
2.2	แผนภาพแสดงระบบทำความเย็นแบบอัดไอทำงานร่วมกับแหล่งทิ้งความร้อนภายนอก...11	
2.3	ภาพแสดงส่วนประกอบของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อน.....	12
2.4	ภาพแสดงส่วนประกอบของฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน.....	14
2.5a	ภาพแสดงลักษณะการวางตำแหน่งหอทำความเย็นแบบอนุกรม.....	16
2.5b	ภาพแสดงลักษณะการวางตำแหน่งหอทำความเย็นแบบขนาน.....	16
3.1	ภาพด้านหน้าอาคารตัวอย่างกรณีศึกษา.....	22
3.2	ภาพด้านข้างอาคารตัวอย่างกรณีศึกษา.....	23
3.3	ภาพด้านหลังอาคารตัวอย่างกรณีศึกษา.....	23
3.4	ภาระการทำความเย็นที่ต้องการ.....	24
3.5	แผนผังระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน.....	25
3.6	ฮีตปั๊ม TRANE รุ่น SWUT120D.....	26
3.7	ตัวอย่างหอทำความเย็น.....	28
3.8	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนยี่ห้อ SWEP รุ่น B28H.....	29
3.9	ภาพตัวอย่างแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ด้วยโปรแกรม TRNSYS.....	32
3.10	แผนผังและส่วนประกอบของฮีตปั๊ม.....	34
3.11	แผนภาพตัวแปรของแบบจำลองฮีตปั๊ม.....	35
3.12	แผนภาพตัวแปรของแบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน.....	36
3.13	แผนภาพลักษณะหอทำความเย็นแบบอากาศไหลสวนทาง.....	37

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่		หน้า
3.14	แผนภาพตัวแปรของแบบจำลองหอทำความเย็น.....	37
3.15	แผนภาพตัวแปรของแบบจำลองปั๊ม.....	38
3.16	แผนภาพตัวแปรของแบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	39
3.17	แบบจำลองระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน ด้วยโปรแกรม TRNSYS.....	40
3.18	แผนผังกระบวนการศึกษาโดยสังเขป.....	43
3.19	แผนผังชุดทดลองระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน.....	44
3.20	อาคารทดลองระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน.....	45
3.21	ฮีตปั๊มของชุดทดลองระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็น เป็นแหล่งทิ้งความร้อน.....	46
3.22	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน (Ground Heat Exchanger).....	46
3.23	หอทำความเย็น.....	47
3.24	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น.....	48
3.27	อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นยี่ห้อ WELL Flow Instrument รุ่น Z5032.....	50
4.1.1	การตรวจสอบความถูกต้องของข้อมูลการใช้พลังงาน.....	54
4.1.2	การตรวจสอบความถูกต้องของข้อมูลอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกฮีตปั๊ม.....	55
4.1.3	การตรวจสอบความถูกต้องของข้อมูลอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออก เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน.....	55
4.1.4	การตรวจสอบความถูกต้องของข้อมูลอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกหอทำความเย็น.....	56
4.2.1	ปริมาณพลังงานของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธ์ควบคุมที่ 1.....	57
4.2.2	ปริมาณพลังงานของอุปกรณ์ในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธ์ควบคุมที่ 1 ปีที่ 1.....	58
4.2.3	ปริมาณพลังงานของอุปกรณ์ในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธ์ควบคุมที่ 1 ปีที่ 2.....	58
4.2.4	เวลาการทำงานระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธ์ควบคุมที่ 1.....	60
4.2.5	ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธ์ควบคุมที่ 1 ปีที่ 1.....	60
4.2.6	ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธ์ควบคุมที่ 1 ปีที่ 2.....	61
4.2.7	อัตราการทำความเย็นของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธ์ควบคุมที่ 1.....	62

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.2.8	กำลังไฟฟ้าของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 1.....63
4.2.9	สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 1.....63
4.2.10	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก GHE ของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 1 ปีที่ 1.....64
4.2.11	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก GHE ของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 1 ปีที่ 2.....64
4.2.12	ปริมาณพลังงานของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 2.....65
4.2.13	ปริมาณพลังงานของอุปกรณ์ในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 2 ปีที่ 1.....66
4.2.14	ปริมาณพลังงานของอุปกรณ์ในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 2 ปีที่ 2.....66
4.2.15	เวลาการทำงานระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 2.....67
4.2.16	ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 2 ปีที่ 1.....67
4.2.17	ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 2 ปีที่ 2.....68
4.2.18	อัตราการทำความเย็นของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 2.....69
4.2.19	กำลังไฟฟ้าของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 2.....70
4.2.20	สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 2.....74
4.2.21	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก GHE ของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 2 ปีที่ 1..... 71
4.2.22	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก GHE ของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 2 ปีที่ 2..... 71
4.2.23	ปริมาณพลังงานของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 3.....72
4.2.24	ปริมาณพลังงานของอุปกรณ์ในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 3.....73
4.2.25	เวลาการทำงานระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 3.....74
4.2.26	ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 3.....75
4.2.27	อัตราการทำความเย็นของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 3.....75
4.2.28	กำลังไฟฟ้าของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 3.....76
4.2.29	สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 3.....77

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.2.30 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก GHE ของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 3.....	78
4.2.31 ปริมาณพลังงานของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 4.....	79
4.2.32 ปริมาณพลังงานของอุปกรณ์ในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 4.....	79
4.2.33 เวลาการทำงานระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 4.....	80
4.2.34 ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 4.....	81
4.2.35 อัตราการทำความเย็นของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 4.....	82
4.2.36 กำลังไฟฟ้าของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 4.....	83
4.2.37 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 4.....	84
4.2.38 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้า GHE ของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 4.....	85
4.2.39 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางออก GHE ของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 4.....	86
4.2.40 ปริมาณพลังงานของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 5.....	86
4.2.41 ปริมาณพลังงานของอุปกรณ์ในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 5.....	86
4.2.42 เวลาการทำงานระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 5.....	87
4.2.43 ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 5.....	88
4.2.44 อัตราการทำความเย็นของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 5.....	89
4.2.45 กำลังไฟฟ้าของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 5.....	90
4.2.46 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 5.....	90
4.2.47 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก GHE ของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธิ์ควบคุมที่ 5.....	91
4.3.1 ปริมาณการใช้พลังงานของระบบ HGSHP ที่ใช้หอทำความเย็นขนาด 5 RT.....	92
4.3.2 ปริมาณการใช้พลังงานของอุปกรณ์ในระบบ HGSHP ที่ใช้หอทำความเย็นขนาด 5 RT.....	93

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.3.3 เวลาการทำงานของระบบ HGSHP ที่ใช้หอทำความเย็นขนาด 5 RT.....	94
4.3.4 ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในระบบ HGSHP ที่ใช้หอทำความเย็นขนาด 5 RT.....	95
4.3.5 อัตราการทำความเย็นของระบบ HGSHP ที่ใช้หอทำความเย็นขนาด 5 RT.....	96
4.3.6 กำลังไฟฟ้าของระบบ HGSHP ที่ใช้หอทำความเย็นขนาด 5 RT.....	96
4.3.7 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ HGSHP ที่ใช้หอทำความเย็นขนาด 5 RT.....	97
4.3.8 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก GHE ของระบบ HGSHP ที่ใช้หอทำความเย็นขนาด 5 RT.....	98
4.3.9 ปริมาณการใช้พลังงานของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธุ์ควบคุมที่ 5 ร่วมกับหอทำความเย็นขนาด 5 RT.....	99
4.3.10ก ปริมาณการใช้พลังงานของอุปกรณ์ในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธุ์ควบคุม ที่ 5 ร่วมกับหอทำความเย็นขนาด 5 RT รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A.....	100
4.3.10ข ปริมาณการใช้พลังงานของอุปกรณ์ในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธุ์ควบคุม ที่ 5 ร่วมกับหอทำความเย็นขนาด 5 RT รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B.....	100
4.3.11ก เวลาการทำงานของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธุ์ควบคุมที่ 5 ร่วมกับหอทำความเย็นขนาด 5 RT รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A.....	101
4.3.11ข เวลาการทำงานของระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธุ์ควบคุมที่ 5 ร่วมกับหอทำความเย็นขนาด 5 RT รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B.....	101
4.3.12ก ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธุ์ควบคุมที่ 5 ร่วมกับหอทำความเย็นขนาด 5 RT รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A.....	102
4.3.12ข ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธุ์ควบคุมที่ 5 ร่วมกับหอทำความเย็นขนาด 5 RT รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B.....	102
4.4.1 ปริมาณพลังงานที่ระบบทำความเย็นใช้.....	104
4.5.1.ก อุณหภูมิอากาศภายนอกอาคารและค่าความเข้มแสงแดดของการทดลอง ระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 5 LPM.....	107
4.5.1.ข อุณหภูมิอากาศภายนอกอาคารและค่าความเข้มแสงแดดของการทดลอง ระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM.....	107

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.5.1.ค อุณหภูมิอากาศภายนอกอาคารและค่าความเข้มแสงแดดของการทดลอง ระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 15 LPM.....	108
4.5.2.ก1 กำลังไฟฟ้าของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 5 LPM.....	111
4.5.2.ก2 กำลังไฟฟ้ารายอุปกรณ์ของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 5 LPM.....	111
4.5.2.ข1 กำลังไฟฟ้าของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM.....	112
4.5.2.ข2 กำลังไฟฟ้ารายอุปกรณ์ของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM.....	112
4.5.2.ค1 กำลังไฟฟ้าของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 15 LPM.....	114
4.5.2.ค2 กำลังไฟฟ้ารายอุปกรณ์ของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 15 LPM.....	114
4.5.3.ก อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในอาคารระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 5 LPM.....	116
4.5.3.ข อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในอาคารระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM.....	116
4.5.3.ค อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในอาคารระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 15 LPM.....	117
4.5.4.ก อัตราการทำความเย็นของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 5 LPM.....	117
4.5.4.ข อัตราการทำความเย็นของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM.....	118
4.5.4.ค อัตราการทำความเย็นของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 15 LPM.....	118
4.5.4.ง อุณหภูมิอากาศทางเข้าและออก Evaporator ของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 5 LPM.....	119
4.5.4.จ อุณหภูมิอากาศทางเข้าและออก Evaporator ของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM.....	119
4.5.4.ฉ อุณหภูมิอากาศทางเข้าและออก Evaporator ของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 15 LPM.....	120
4.5.5.ก1 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก Condenser ของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 5 LPM.....	120

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.5.5.ก2 อัตราการได้รับความร้อนของน้ำหล่อเย็นในระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 5 LPM.....	121
4.5.5.ข1 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก Condenser ของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM.....	122
4.5.5.ข2 อัตราการได้รับความร้อนของน้ำหล่อเย็นในระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM.....	122
4.5.5.ค1 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก Condenser ของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 15 LPM.....	123
4.5.5.ค2 อัตราการได้รับความร้อนของน้ำหล่อเย็นในระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 15 LPM.....	124
4.5.6.ก1 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน ของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 5 LPM.....	125
4.5.6.ก2 อัตราการถ่ายเทความร้อนลงสู่ดินของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 5 LPM.....	125
4.5.6.ข1 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน ของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM.....	126
4.5.6.ข2 อัตราการถ่ายเทความร้อนลงสู่ดินของระบบ GSHP ที่ใช้ อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM.....	127
4.5.6.ค1 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน ของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 15 LPM.....	128
4.5.6.ค2 อัตราการถ่ายเทความร้อนลงสู่ดินของระบบ GSHP ที่ใช้ อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 15 LPM.....	129
4.5.7.ก1 อุณหภูมิใต้ดินของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 5 LPM.....	129
4.5.7.ก2 อุณหภูมิใต้ดินของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM.....	130
4.5.7.ก3 อุณหภูมิใต้ดินของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 15 LPM.....	130

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.5.8.ก	
อุณหภูมิอากาศภายนอกอาคารและค่าความเข้มแสงแดดของการทดลอง ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....	131
4.5.8.ข	
อุณหภูมิอากาศภายนอกอาคารและค่าความเข้มแสงแดดของการทดลอง ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....	132
4.5.8.ค	
อุณหภูมิอากาศภายนอกอาคารและค่าความเข้มแสงแดดของการทดลอง ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....	132
4.5.8.ง	
อุณหภูมิอากาศภายนอกอาคารและค่าความเข้มแสงแดดของการทดลอง ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....	133
4.5.8.จ	
อุณหภูมิอากาศภายนอกอาคารและค่าความเข้มแสงแดดของการทดลอง ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....	133
4.5.8.ฉ	
อุณหภูมิอากาศภายนอกอาคารและค่าความเข้มแสงแดดของการทดลอง ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....	134
4.5.9.ก1	
กำลังไฟฟ้าของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....	138
4.5.9.ก2	
กำลังไฟฟ้ารายอุปกรณ์ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....	138
4.5.9.ก3	
กำลังไฟฟ้าของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....	139
4.5.9.ก4	
กำลังไฟฟ้ารายอุปกรณ์ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....	140

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.5.9.๗1	กำลังไฟฟ้าของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 10 LPM..... 141
4.5.9.๗2	กำลังไฟฟ้ารายอุปกรณ์ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 10 LPM..... 141
4.5.9.๗3	กำลังไฟฟ้าของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 10 LPM..... 142
4.5.9.๗4	กำลังไฟฟ้ารายอุปกรณ์ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 10 LPM..... 143
4.5.9.๘1	กำลังไฟฟ้าของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 15 LPM..... 144
4.5.9.๘2	กำลังไฟฟ้ารายอุปกรณ์ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 15 LPM..... 144
4.5.9.๘3	กำลังไฟฟ้าของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 15 LPM..... 145
4.5.9.๘4	กำลังไฟฟ้ารายอุปกรณ์ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 15 LPM..... 146
4.5.10.๓1	อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในอาคารระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบ วงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 5 LPM..... 147
4.5.10.๓2	อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในอาคารระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบ วงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 5 LPM..... 147
4.5.10.๗1	อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในอาคารระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบ วงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 10 LPM..... 148
4.5.10.๗2	อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในอาคารระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบ วงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 10 LPM..... 148
4.5.10.๘1	อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในอาคารระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบ วงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 15 LPM..... 149

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.5.10.ก2 อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในอาคารระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบ วงจรรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....	149
4.5.11.ก1 อัตราการทำความเย็นของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....	150
4.5.11.ก2 อัตราการทำความเย็นของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....	150
4.5.11.ข1 อัตราการทำความเย็นของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....	151
4.5.11.ข2 อัตราการทำความเย็นของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....	151
4.5.11.ค1 อัตราการทำความเย็นของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....	152
4.5.11.ค2 อัตราการทำความเย็นของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....	152
4.5.12.ก1 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก Condenser ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....	153
4.5.12.ก2 อัตราการได้รับความร้อนของน้ำหล่อเย็นที่ Condenser ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....	154
4.5.12.ก3 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก Condenser ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....	154
4.5.12.ก4 อัตราการได้รับความร้อนของน้ำหล่อเย็นที่ Condenser ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....	155
4.5.12.ข1 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก Condenser ของระบบ HGSHP ที่ใช้ รูปแบบวงจรรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....	156
4.5.12.ข2 อัตราการได้รับความร้อนของน้ำหล่อเย็นที่ Condenser ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....	156

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.5.12.๗3	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก Condenser ของระบบ HGSHP ที่ใช้ รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....157
4.5.12.๗4	อัตราการได้รับความร้อนของน้ำหล่อเย็นที่ Condenser ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....157
4.5.12.๗1	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก Condenser ของระบบ HGSHP ที่ใช้ รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....158
4.5.12.๗2	อัตราการได้รับความร้อนของน้ำหล่อเย็นที่ Condenser ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....158
4.5.12.๗3	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออก Condenser ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....159
4.5.12.๗4	อัตราการได้รับความร้อนของน้ำหล่อเย็นที่ Condenser ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....159
4.5.13.๗1	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....160
4.5.13.๗2	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....161
4.5.13.๗3	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....161
4.5.13.๗4	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....162
4.5.13.๗1	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....162
4.5.13.๗2	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินระบบ HGSHP ที่ใช้ รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....163
4.5.13.๗3	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....163

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.5.13.ข4	164
<p>อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินระบบ HGSHP ที่ใช้ รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....</p>	
4.5.13.ค1	164
<p>อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....</p>	
4.5.13.ค2	165
<p>อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....</p>	
4.5.13.ค3	165
<p>อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....</p>	
4.5.13.ค4	166
<p>อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....</p>	
4.5.14.ก1	167
<p>อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....</p>	
4.5.14.ก2	167
<p>อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....</p>	
4.5.14.ข1	168
<p>อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....</p>	
4.5.14.ข2	168
<p>อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....</p>	
4.5.14.ค1	169
<p>อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....</p>	
4.5.14.ค2	169
<p>อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....</p>	
4.5.15.ก1	171
<p>อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศที่หอทำความเย็นระบบ HGSHP ที่ใช้ รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....</p>	
4.5.15.ก2	171
<p>อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทางเข้าหอทำความเย็น ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 5 LPM...</p>	

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.5.15.ก3	อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศที่หอทำความเย็นระบบ HGSHP ที่ใช้ รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....172
4.5.15.ก4	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทางเข้าหอทำความเย็น ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 5 LPM.....172
4.5.15.ข1	อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศที่หอทำความเย็นระบบ HGSHP ที่ใช้ รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....173
4.5.15.ข2	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทางเข้าหอทำความเย็น ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....173
4.5.15.ข3	อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศที่หอทำความเย็นระบบ HGSHP ที่ใช้ รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....174
4.5.15.ข4	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทางเข้าหอทำความเย็น ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 10 LPM.....174
4.5.15.ค1	อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศที่หอทำความเย็นระบบ HGSHP ที่ใช้ รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....175
4.5.15.ค2	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทางเข้าหอทำความเย็น ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....175
4.5.15.ค3	อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศที่หอทำความเย็นระบบ HGSHP ที่ใช้ รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....176
4.5.15.ค4	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทางเข้าหอทำความเย็น ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 15 LPM.....176

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.5.16.1	177
4.5.16.2	178
4.5.16.3	178
4.5.16.4	179
4.5.16.5	180
4.5.16.6	180

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

GSHP	=	ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อน
HGSHP	=	ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน
GHE	=	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน
CSPFs	=	Cooling Seasonal Performance Factor
q_a	=	Net annual average heat transfer to the ground
q_{lc}	=	Building design cooling block load
F_{sc}	=	Short-circuit heat loss factor
PLF_m	=	Part-load factor during design month
R_{ga}	=	Effective thermal resistance of the ground, annual pulse
R_{gd}	=	Effective thermal resistance of the ground, daily pulse
R_{gm}	=	Effective thermal resistance of the ground, monthly pulse
R_b	=	Thermal resistance of the bore
t_g	=	Undisturbed ground temperature
t_p	=	Temperature penalty for interference of adjacent bores
t_{wi}	=	Liquid temperature at heat pump inlet
t_{wo}	=	Liquid temperature of heat pump outlet
W_c	=	Power input at design cooling load
$P_{GHE,loop}$	=	ความดันสูญเสียรวมในวงวนน้ำหล่อเย็นใต้ดิน
ΔP_{HP}	=	ความดันสูญเสียเนื่องจากการไหลผ่าน Condenser ของฮีตปั๊ม
ΔP_{PHEx}	=	ความดันสูญเสียเนื่องจากการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
ΔP_{GHE}	=	ความดันสูญเสียเนื่องจากการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน
$P_{CT,loop}$	=	ความดันสูญเสียรวมในวงวนหอทำความเย็น
ΔP_{CT}	=	ความดันสูญเสียเนื่องจากการไหลผ่านหอทำความเย็น
\dot{W}_{system}	=	กำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้
$\dot{W}_{evap, fan}$	=	กำลังไฟฟ้าที่พัดลมของ Evaporator ของฮีตปั๊มใช้
\dot{W}_{pump1}	=	กำลังไฟฟ้าที่ปั๊มขับน้ำหล่อเย็นที่ 1 ใช้

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

\dot{W}_{pump2}	=	กำลังไฟฟ้าที่ปั๊มขับน้ำหล่อเย็นที่ 2 ใช้
$\dot{W}_{ct, fan}$	=	กำลังไฟฟ้าที่พัดลมของหอทำความเย็นใช้
\dot{W}_{comp}	=	กำลังที่คอมเพรสเซอร์ใช้ในการอัด
\dot{m}	=	อัตราการไหลเชิงมวล
h	=	เอนทัลปี (Enthalpy)
\dot{Q}_H	=	อัตราการทำความร้อน
$\dot{Q}_L, \dot{Q}_{air, cooling}$	=	อัตราการทำความเย็น
COP	=	สัมประสิทธิ์สมรรถนะ



บทที่ 1

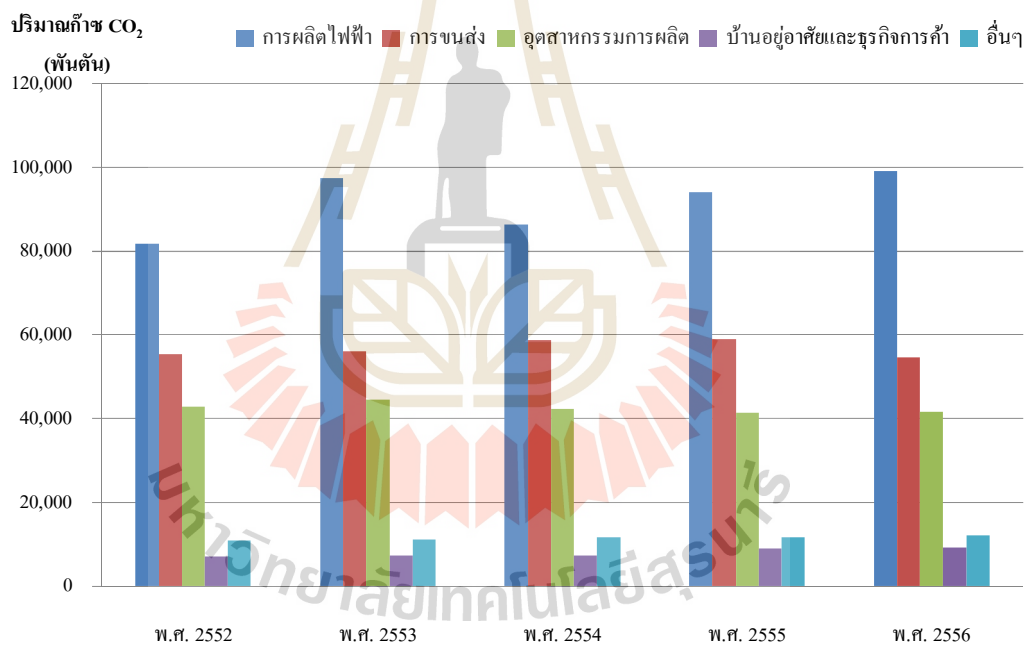
บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา

ในปัจจุบันพลังงานไฟฟ้าเป็นปัจจัยหนึ่งที่มีอิทธิพลต่อการใช้ชีวิตและความมั่นคงด้านพลังงานของประเทศ จากรายงานสถิติพลังงานของประเทศไทย พ.ศ. 2556 กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน (2556) พบว่าความต้องการพลังงานไฟฟ้ามีปริมาณสูงขึ้นทุกปี โดย พ.ศ. 2556 ประเทศไทยได้นำเข้าพลังงานไฟฟ้า 1,071 ล้านตันน้ำมันดิบ เพิ่มจาก พ.ศ. 2555 เท่ากับ 21.7% ซึ่งแสดงให้เห็นว่าประเทศไทยต้องพึ่งพาพลังงานไฟฟ้าจากต่างประเทศในปริมาณที่ค่อนข้างสูง ส่งผลกระทบต่อความมั่นคงทางพลังงานของประเทศอย่างชัดเจน

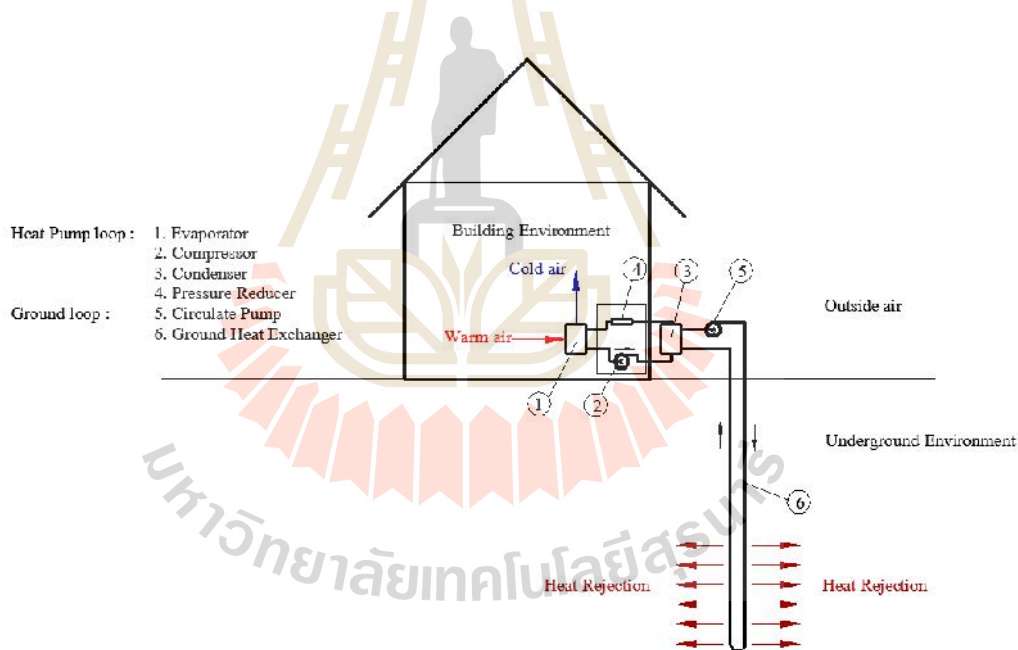
ตารางที่ 1.1 การใช้เชื้อเพลิงในการผลิตพลังงานไฟฟ้าเข้าสู่ระบบ (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, 2556)

ประเภท	หน่วย	ปี พ.ศ.	ปี พ.ศ.	ปี พ.ศ.	ปี พ.ศ.	ปี พ.ศ.
		2552	2553	2554	2555	2556
ถ่านหิน	พันตัน	20,218	20,438	22,250	22,628	22,656
- แอนทราไซต์	พันตัน	466	209	147	26	672
- บิทูมินัส	พันตัน	3,904	4,225	3,727	4,329	3,701
- ลิกไนต์	พันตัน	15,848	16,004	17,161	16,754	16,883
ถ่านอัดและอื่นๆ	พันตัน	0	0	1,215	1,519	1,400
น้ำมันสำเร็จรูป	ล้านลิตร	183	280	468	502	392
- น้ำมันดีเซล	ล้านลิตร	25	39	20	32	68
- น้ำมันเตา	ล้านลิตร	158	241	448	470	324
ก๊าซธรรมชาติ	ล้านลูกบาศก์ฟุต	925,984	1,023,808	945,263	991,611	947,845



ประเทศไทยจะได้ว่า ปริมาณการนำเข้าไฟฟ้าเพื่อการปรับอากาศและทำความเย็นของประเทศไทย จะมีค่าประมาณ 160.65 พันตันน้ำมันดิบ และก่อให้เกิดการปล่อยก๊าซเรือนกระจกใน 1 ปีเฉลี่ย 14.87 ล้านตัน หากลดปริมาณการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศและทำความเย็นลง ก็จะเป็นอีกทางหนึ่งที่จะช่วยให้ประเทศลดการนำเข้าพลังงานซึ่งส่งผลให้ประเทศมีความมั่นคงทางพลังงานมากยิ่งขึ้น รวมทั้งเป็นการช่วยลดปริมาณการปล่อยก๊าซเรือนกระจกเพื่อการอนุรักษ์สิ่งแวดล้อมและลดสาเหตุที่ทำให้เกิดอาการเจ็บป่วยในมนุษย์ได้

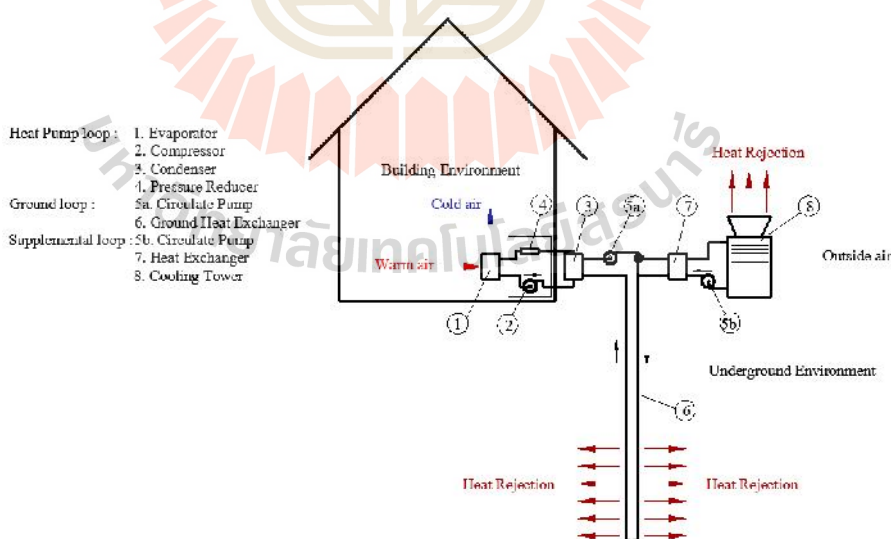
จากสถานการณ์ข้างต้นพบว่าความต้องการใช้พลังงานไฟฟ้า จะส่งผลกระทบต่อความมั่นคงทางพลังงาน เศรษฐกิจ ปัญหาด้านสุขภาพและสิ่งแวดล้อม การศึกษานี้จะนำเอาเทคโนโลยีปรับอากาศและทำความเย็น ที่มีประสิทธิภาพในการใช้พลังงานเข้ามาประยุกต์ใช้ในประเทศไทย เพื่อให้เกิดความเหมาะสมที่จะสามารถช่วยลดปริมาณการใช้พลังงานที่เป็นตัวแปรสำคัญต่อการนำเข้าพลังงาน ความมั่นคงทางพลังงานและปัญหาสภาพแวดล้อมของประเทศไทย



รูปที่ 1.2 ภาพแสดงลักษณะทั่วไปของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อน

จากการศึกษาพบว่าระบบทำความเย็นที่ใช้ฮีตปั๊มแบบใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อน (Ground-Source Heat Pump, GSHP) สามารถลดปริมาณการใช้ไฟฟ้าได้เป็นอย่างดี (De Swardt & Meyer, 2001; Hwang et al., 2009; Mustafa Omer, 2008) ถูกพัฒนาจากระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor-Compression System) โดยนำความร้อนที่ออกจากระบบทิ้งลงในดินผ่านวงวนน้ำหล่อ

เย็นใต้ดิน (Ground Loop) ที่ใช้น้ำเป็นตัวกลางในการถ่ายเทความร้อนและแลกเปลี่ยนความร้อนกับดินผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน (Ground Heat Exchanger, GHE) ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อนมีลักษณะทั่วไปดังแสดงในรูปที่ 1.2 ซึ่งมีองค์ประกอบพื้นฐานเช่นเดียวกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ เพียงแต่เพิ่มวงวนน้ำหล่อเย็นใต้ดินและปั๊มขับน้ำหล่อเย็น (Circulate Pump) เข้ามาในระบบ ซึ่งการใช้งานระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อนเพื่อปรับอากาศให้อาคารที่ตั้งในพื้นที่สภาพอากาศร้อนชื้นตลอดปีจะพบว่า ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อนจะทิ้งความร้อนลงดินตลอดเวลา ในระยะยาวอุณหภูมิใต้ดินจะสูงขึ้นส่งผลให้ความสามารถในการรับความร้อนของดินมีค่าลดลงและส่งผลให้ระบบมีปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าสูงขึ้น (ASHRAE, 2009) เพื่อแก้ปัญหาดังกล่าวจึงมีผู้แนะนำเสนอแนวคิดการใช้งานระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อนในพื้นที่ที่มีสภาพอากาศร้อนชื้นโดยพัฒนาระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อนให้ทำงานร่วมกับหอทำความเย็น (Cooling Tower) เพื่อช่วยลดปริมาณความร้อนที่ต้องทิ้งลงดิน โดยการระบายความร้อนส่วนหนึ่งออกสู่อากาศผ่านหอทำความเย็น ซึ่งการศึกษานี้เรียกว่า วงวนหอทำความเย็น (Cooling Tower Loop) ซึ่งจะเป็นการเพิ่มความสามารถในการรับความร้อนของดินและประสิทธิภาพของระบบสำหรับการใช้งานในระยะยาวได้ (Yavuzturk & Spitler, 2000) ระบบดังกล่าวเรียกว่า ฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน (Hybrid Ground-Source Heat Pump, HGSHP) มีลักษณะทั่วไปดังในรูปที่ 1.3



รูปที่ 1.3 ภาพแสดงลักษณะทั่วไปของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน

วิทยานิพนธ์นี้จะศึกษาการใช้ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนในพื้นที่กรุงเทพมหานครฯ ประเทศไทย เพื่อออกแบบและพิจารณาหากลยุทธ์การทำงานของระบบ (Control Strategy) ที่เหมาะสมสำหรับการใช้งานในประเทศไทย

1.2 วัตถุประสงค์

1.2.1 ศึกษาแนวทางการออกแบบและพิจารณาหากลยุทธ์การทำงานของระบบเพื่อเป็นแนวทางในการควบคุมการทำงานระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้ง เมื่อใช้งานในประเทศไทย

1.2.2 เพื่อประเมินศักยภาพของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน เมื่อใช้งานในประเทศไทย

1.2.3 เพื่อนำเสนอระบบปรับอากาศทางเลือกที่สามารถใช้งานได้จริง

1.3 สมมุติฐานของการศึกษา

สมรรถนะของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนจะมีความสัมพันธ์กับภาระการทำความเย็น ลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของแหล่งทิ้งความร้อน รวมถึงสถานะอากาศ ณ ตำแหน่งที่ตั้งระบบ ซึ่งสามารถใช้ความสัมพันธ์ดังกล่าวเพื่อออกแบบและหากลยุทธ์การทำงานที่เหมาะสมของระบบสำหรับเป็นแนวทางใช้งานในพื้นที่ประเทศไทยได้

1.4 ขอบเขตการศึกษา

การศึกษานี้เป็นการสร้างแบบจำลองระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนด้วยคอมพิวเตอร์ เพื่อประเมินศักยภาพ ประสิทธิภาพและหากลยุทธ์การทำงานที่เหมาะสมของระบบภายใต้สภาพอากาศของประเทศไทย โดยที่

1.4.1 พื้นที่ทดสอบคือ จังหวัดกรุงเทพมหานครฯ ประเทศไทย

1.4.2 อาคารศึกษาขนาดไม่ต่ำกว่า 100 ตร.ม.

1.4.3 ใช้โปรแกรม TRNSYS เวอร์ชัน 17 เพื่อสร้างและจำลองระบบ

1.4.4 เลือกใช้อุปกรณ์ที่มีจำหน่ายในประเทศไทย เพื่อเป็นต้นแบบของการกำหนดค่าคุณสมบัติทางเทคนิคในแบบจำลอง

1.4.5 วิเคราะห์ผลเพื่อหากลยุทธ์การทำงานของระบบ สำหรับเป็นแนวทางในการควบคุมการทำงานที่เหมาะสมสำหรับประเทศไทย

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 มีส่วนผลักดันให้เกิดการลดการใช้พลังงานและเป็นประโยชน์ในด้านการรักษา สภาพแวดล้อมของประเทศ

1.5.2 ได้มาซึ่งแนวทางการออกแบบระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่ง ให้ความร้อน ที่เหมาะสมสำหรับประเทศไทยได้

1.5.3 ได้มาซึ่งการควบคุมการทำงานระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่ง ให้ความร้อน ที่มีความเหมาะสมสำหรับประเทศไทย

1.5.4 มีองค์ความรู้และเข้าใจอิทธิพลของตัวแปรในระบบระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอ ทำความเย็นเป็นแหล่งให้ความร้อน ที่ใช้งานในสภาพอากาศและดินของประเทศไทย



บทที่ 2

ปรีทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การปรับอากาศเป็นกระบวนการควบคุมสถานะของอากาศเพื่อให้เป็นไปตามความต้องการ โดยทั่วไปปัจจัยหรือพารามิเตอร์ของอากาศที่ต้องควบคุมประกอบด้วย อุณหภูมิ ความชื้น ความสะอาด การกระจายลมและปริมาณลม การปรับอากาศมุ่งให้เกิดความรู้สึกสบายต่อผู้อยู่อาศัย

สำหรับประเทศไทยซึ่งมีภูมิอากาศแบบร้อนชื้น หน้าที่หลักของระบบปรับอากาศ คือ การให้ความเย็นหรือการถ่ายเทความร้อนออกจากพื้นที่ด้วยวิธีการหมุนเวียนอากาศภายในห้องผ่านคอยล์เย็น โดยใช้พัดลม สารทำความเย็นที่อยู่ในระบบทำความเย็นจะทำหน้าที่เป็นตัวกลางในการขนถ่ายความร้อนเพื่อออกไประบายทิ้งภายนอกผ่านคอยล์ร้อน โดยทั่วไประบบความเย็นเป็นอุปกรณ์ทางกลที่ทำงานตามหลักการวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ ซึ่งนิยมเรียกว่า เครื่องปรับอากาศหรือฮีตปั๊ม งานวิจัยนี้จะนำเสนอการใช้งานระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อนร่วมกับหอทำความเย็นเพื่อการปรับอากาศอาคารที่ตั้งอยู่ในประเทศไทย

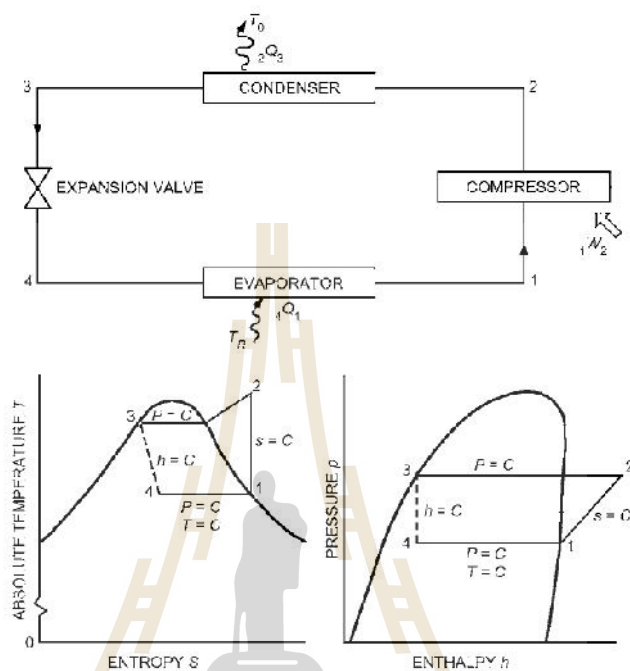
2.1 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ (vapor-compression cycle)

วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ เป็นวัฏจักรต้นแบบสำหรับการวิเคราะห์และการออกแบบเครื่องทำความเย็นหรือฮีตปั๊มอย่างแพร่หลาย ได้รับการพัฒนามาจากวัฏจักรคาร์โนต์ (Carnot cycle) เพื่อให้มีลักษณะใกล้เคียงกับการทำงานในทางปฏิบัติ [6] ซึ่งภายในวัฏจักรประกอบด้วยอุปกรณ์และกระบวนการต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 2.1

กระบวนการ 1 – 2 เป็นกระบวนการอัดตัวแบบไอเซนโทรปิก (isentropic compression) โดยที่สารทำความเย็นจะมีสถานะเป็นไออิ่มตัวเคลื่อนที่เข้าคอมเพรสเซอร์ (compressor) และถูกอัดแบบไอเซนโทรปิกจนมีความดันเท่ากับความดันของเครื่องควบแน่น (condenser) ซึ่งส่งผลให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิของแหล่งทิ้งความร้อน และพลังงานที่คอมเพรสเซอร์ต้องใช้ในการอัดมีค่าตามสมการที่ 2.1

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

เมื่อ \dot{W}_{comp} คือ กำลังที่คอมเพรสเซอร์ใช้ในการอัด
 \dot{m} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น
 h_1, h_2 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นแต่ละตำแหน่ง



รูปที่ 2.1 ภาพแสดงส่วนประกอบและกระบวนการของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ

กระบวนการ 2 – 3 เป็นกระบวนการคายความร้อนโดยความดันคงที่ (constant-pressure heat rejection) เมื่อสารทำความเย็นออกจากคอมเพรสเซอร์จะมีสถานะเป็นไอร้อนยิ่งยวดที่มีอุณหภูมิสูงกว่าแหล่งทิ้งความร้อน จะเคลื่อนที่เข้าเครื่องควบแน่นและเกิดการถ่ายเทความร้อนให้กับแหล่งทิ้งความร้อนส่งผลให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัวซึ่งมีปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทดังกล่าว ตามสมการที่ 2.2

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (2.2)$$

เมื่อ \dot{Q}_H คือ อัตราการทำความร้อน
 \dot{m} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น
 h_2, h_3 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นแต่ละตำแหน่ง

กระบวนการ 3 – 4 เป็นกระบวนการขยายตัว (throttling in an expansion device) สารทำความเย็นเมื่อออกจากเครื่องควบแน่นจะเคลื่อนที่เข้าสู่อุปกรณ์ลดความดัน เช่น วาล์วลดความดัน หลอดคาปิลลารี เป็นต้น สารทำความเย็นจะถูกบีบผ่านอุปกรณ์ดังกล่าวเพื่อเป็นการลดความดันจนกระทั่งมีค่าความดันเท่ากับความดันของเครื่องระเหย (evaporator) ที่ส่งผลให้สารทำความเย็นมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิของบริเวณทำความเย็นและมีสถานะเป็นของผสมอิ่มตัว รวมถึงค่าเอนทัลปีของสารทำความเย็นมีค่าคงที่ตลอดกระบวนการ

$$h_3 = h_4 \quad (2.3)$$

กระบวนการ 4 – 1 เป็นกระบวนการดูดความร้อนโดยความดันคงที่ (constant-pressure heat absorption) สารทำความเย็นจะเคลื่อนที่เข้าสู่เครื่องระเหยในสถานะของผสมอิ่มตัว ซึ่งจะเกิดการดูดเอาความร้อนจากบริเวณทำความเย็นจนระเหยอย่างสมบูรณ์มีสถานะเป็นไออิ่มตัว จากนั้นจะเคลื่อนที่เข้าสู่คอมเพรสเซอร์อีกครั้งและทำงานครบวัฏจักรพอดี ปริมาณความร้อนที่สารทำความเย็นดูดเอาจากบริเวณทำความเย็น เป็นตามสมการที่ 2.4

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.4)$$

เมื่อ \dot{Q}_L คือ อัตราการทำความเย็น
 \dot{m} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น
 h_1, h_4 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นแต่ละตำแหน่ง

2.1.1 สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (coefficient of performance, COP)

ฮีตปั๊มเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการเคลื่อนย้ายความร้อนจากบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่า โดยอาศัยพลังงานจากภายนอกเป็นตัวขับเคลื่อนประสิทธิภาพของฮีตปั๊มจะถูกนำเสนอในรูปของสัมประสิทธิ์สมรรถนะที่มีนิยามดังนี้

$$COP = \frac{\text{สิ่งที่ปรารถนาจะได้ออกมา}}{\text{สิ่งที่จำเป็นต้องป้อนเข้าไป}}$$

เมื่อใช้งานระบบฮีตปั๊มเพื่อทำความเย็นและทำความร้อนจะได้รูปสมการสัมประสิทธิ์สมรรถนะเป็นดังสมการที่ 2.5 และ 2.6 ตามลำดับ

$$\text{COP}_{\text{cooling}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{comp}}} \quad (2.5)$$

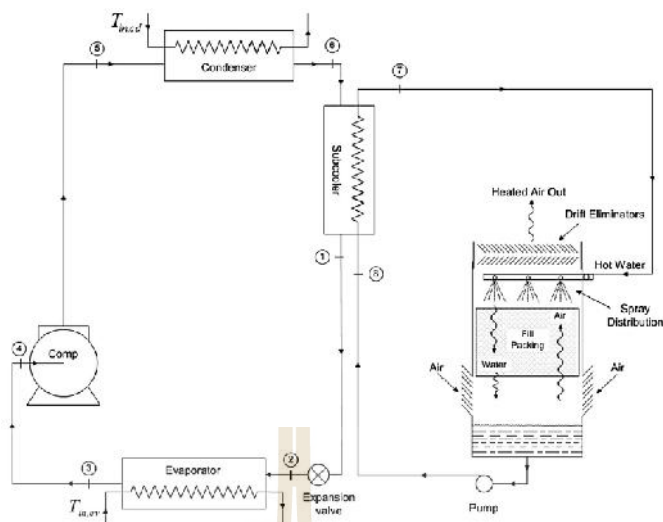
$$\text{COP}_{\text{heating}} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{\text{comp}}} \quad (2.6)$$

เมื่อ \dot{Q}_L คือ อัตราการทำความเย็น
 \dot{Q}_H คือ อัตราการทำความร้อน
 \dot{W}_{comp} คือ กำลังที่คอมเพรสเซอร์ใช้ในการอัด

Kornhauser (1990) ทำการศึกษาอิทธิพลของสารทำความเย็นในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ R11, R113, R114, R500, R502, R22, R717 ด้วยวิธีการวิเคราะห์เชิงตัวเลข (numerical analysis) พบว่าสารทำความเย็น R502 ทำให้ระบบมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงสุดและเพิ่มขึ้น 21% เมื่อเทียบกับการใช้ R12 รวมถึงค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะจะลดลงเมื่ออุณหภูมิของการระเหยตัวมีค่าสูงขึ้น

Harrell and Kornhauser (1995) ทำการทดลองใช้ไอเจ็กเตอร์ (ejector) เป็นอุปกรณ์ลดความดันในระบบที่ใช้สารทำความเย็น R134a ผลการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบมีค่าเพิ่มขึ้น 3.9% ถึง 7.9% เมื่อเปรียบเทียบกับระบบที่ใช้วาล์วลดความดันทั่วไป

Disawas and Wongwises (2004) ทำการทดลองเพื่อหาอิทธิพลของแหล่งให้และทิ้งความร้อนที่มีต่อประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบอัดไอที่ใช้สารทำความเย็น R134a และใช้ไอเจ็กเตอร์ที่มีขนาดของหัวฉีด 0.9 มม. เป็นอุปกรณ์ความดัน โดยทำการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนอยู่ระหว่าง 6 ถึง 18 องศาเซลเซียสพร้อมกับปรับเปลี่ยนอุณหภูมิของแหล่งทิ้งความร้อนอยู่ระหว่าง 25 ถึง 40 องศาเซลเซียส พบว่าปัจจัยทั้งสองมีผลต่อความดันของสารทำความเย็นรวมทั้งค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบจะมีค่าต่ำลงเมื่ออุณหภูมิของแหล่งทิ้งความร้อนเพิ่มสูงขึ้น จากผลการศึกษาข้างต้นชี้ให้เห็นว่าแนวทางการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบอัดไอสามารถทำได้โดยการปรับเปลี่ยนอุปกรณ์ภายในระบบและการใช้แหล่งให้และรับความร้อนที่มีอุณหภูมิที่เอื้ออำนวยต่อการทำงาน



รูปที่ 2.2 แผนภาพแสดงระบบทำความเย็นแบบอัดไอทำงานร่วมกับแหล่งทิ้งความร้อนภายนอก vapor compression cycle with subcooling by external heat exchanger (Qureshi & Zubair, 2013)

Miller (1981) นำเสนอการใช้เครื่องควบแน่นร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนของระบบ เพื่อเป็นการลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เข้าเครื่องระเหยซึ่งจะเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพทำความเย็น (cooling capacity) ที่ระบบสามารถให้ได้ ภาพที่ 2.2 แผนภาพแสดงระบบทำความเย็นแบบอัดไอทำงานร่วมกับแหล่งทิ้งความร้อนภายนอก ในการศึกษารูปแบบเดียวกัน Linton, Snelson, and Hearty (1992) พบว่าระบบมีวิสัยทำความเย็นเพิ่มสูงขึ้น สามารถลดขนาดของคอมเพรสเซอร์และพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ลงได้

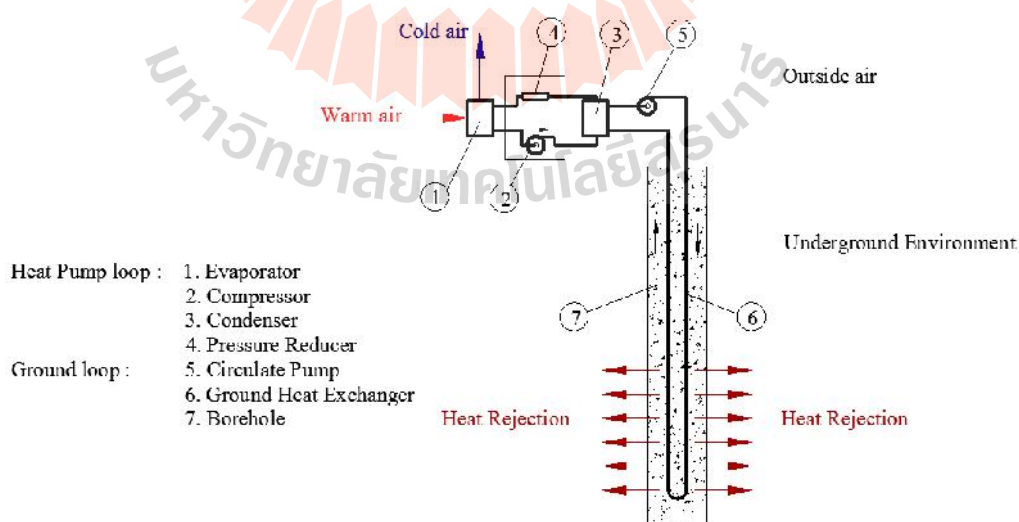
2.2 ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อน (ground source heat pump, GSHP)

ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อน เป็นระบบที่มีประสิทธิภาพการใช้พลังงานสูงเมื่อเปรียบเทียบกับระบบฮีตปั๊มที่ใช้อากาศเป็นแหล่งทิ้งความร้อนและนับเป็นเทคโนโลยีที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม (Luo, Rohn, Bayer, & Priess, 2013; Pahud & Matthey, 2001) ใน 1 รอบปี ดินที่ระดับความลึกต่ำกว่า 16 ม. จะมีอุณหภูมิค่อนข้างคงที่ อีกทั้งอุณหภูมิของดินในช่วงฤดูร้อนจะมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิของอากาศและในช่วงฤดูหนาวดินจะมีอุณหภูมิที่สูงกว่าอุณหภูมิของอากาศ (Sarbu & Sebarchievici, 2014) จากคุณสมบัติดังกล่าวจึงมีการพัฒนาระบบฮีตปั๊มให้สามารถใช้ดินเป็น

แหล่งที่ความร้อนในฤดูร้อนและเป็นแหล่งให้ความร้อนในฤดูหนาว ซึ่งในการศึกษานี้เป็นการใช้งานระบบเพื่อทำความเย็นจึงมุ่งเน้นศึกษาระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งที่ความร้อน ที่มีหลักการทำงานคล้ายคลึงกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอโดยความร้อนที่ต้องทิ้งออกจากระบบจะทิ้งไปที่สารทำงานภายในวงวนใต้ดิน (ground loop) โดยทั่วไปจะใช้น้ำเป็นสารทำงานดังกล่าว เมื่อได้รับความร้อนสารทำงานของวงวนใต้ดินจะถูกขับด้วยปั๊ม (circulating pump) ให้เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน (ground heat exchanger, GHE) ที่ติดตั้งไว้ภายในหลุมเจาะ (borehole) และจะเกิดการถ่ายเทความร้อนให้ดินด้วยกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อน (heat convection) และการนำความร้อน (heat conduction) จากนั้นสารทำงานก็จะเคลื่อนที่กลับเข้าสู่เครื่องควบแน่นอีกครั้ง ซึ่งเป็นการทำงานครบวัฏจักรของวงวนใต้ดิน ลักษณะทั่วไปและการทำงานเป็นดังในรูปที่ 2.3

จากหลักการทำงานของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งที่ความร้อนได้มีผู้ศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อการทำงานของระบบและหาแนวทางการพัฒนาให้ระบบมีความสามารถมากยิ่งขึ้น

Sivasakthivel, Murugesan, and Thomas (2014) ทำการศึกษาหาตัวแปรที่มีอิทธิพลต่อการทำงานของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งให้/รับความร้อน เพื่อให้ได้มาซึ่งตัวแปรที่สามารถทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและความร้อนมีค่าเท่ากัน โดยใช้เทคนิคการหาค่าที่เหมาะสมของ Taguchi (Ramniwas, Murugesan, & Sahoo, 2011) พบว่าตัวแปรที่สำคัญต่อการทำงานของระบบได้แก่ อุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนเข้าและหลังออกจากเครื่องควบแน่น Dryness Fraction และอุณหภูมิของสารทำความเย็นเมื่อออกจากเครื่องระเหย



รูปที่ 2.3 ภาพแสดงส่วนประกอบของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งที่ความร้อน

เมื่อใช้เทคนิคการหาค่าที่เหมาะสมของ Taguchi (Ramniwas et al., 2011) ร่วมกับตัวแปรข้างต้นจะส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและการทำความร้อนของระบบมีค่าที่ใกล้เคียงกันซึ่งเป็นผลให้ระบบทำงานในสภาวะการทำงานที่ค่อนข้างคงที่ตลอดเวลา 1 รอบปี

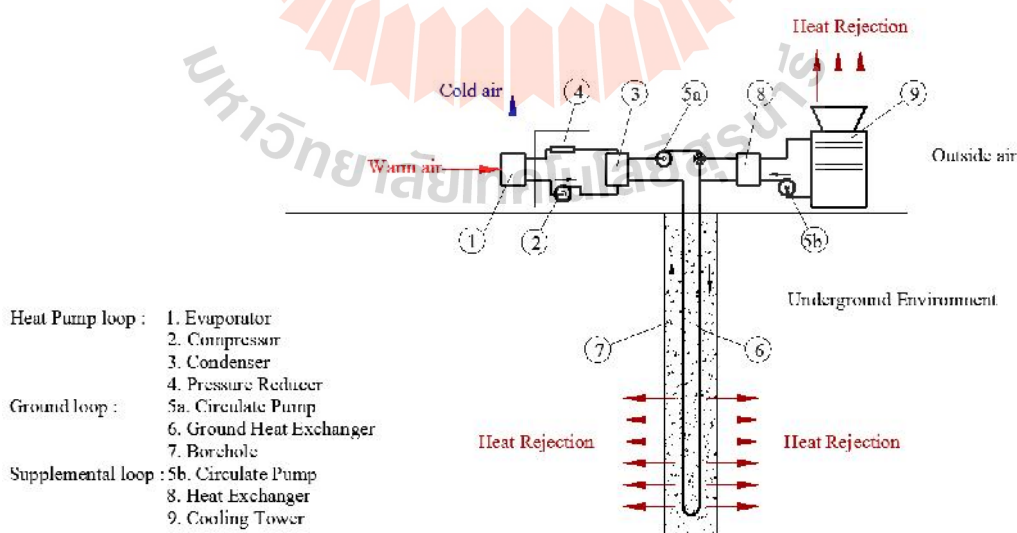
Swardt and Meyer (2001) ทำการศึกษาอิทธิพลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน ที่มีต่อวิศวกรรมการทำความเย็นและสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อน โดยการศึกษาดังกล่าวได้สร้างแบบจำลองของระบบด้วยโปรแกรม HPSIM ร่วมกับการทดลองในภาคสนาม ผลการศึกษาชี้ให้เห็นว่าหากมีการเพิ่มความลึกของการฝังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินและการใช้ตัวกลางที่มีค่าความร้อนจำเพาะสูงเข้ามารับความร้อนจากการทิ้งความร้อนของสารทำความเย็นที่เครื่องควบแน่น จะส่งผลให้วิศวกรรมการทำความเย็นและสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบมีค่าเพิ่มสูงขึ้น รวมถึงระยะเวลาการคืนทุน (payback period) ของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อนมีเวลาน้อยกว่าระบบฮีตปั๊มที่ใช้อากาศเป็นแหล่งทิ้งความร้อน 2 ปี

Hwang et al. (2009) ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพการทำความเย็นของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อนที่ตั้งในอาคารเรียน โดยทำการศึกษาและเก็บข้อมูลจากระบบที่ใช้งานจริง ผลการศึกษาพบว่าประสิทธิภาพของระบบจะได้รับอิทธิพลจากอุณหภูมิของแหล่งทิ้งความร้อน ซึ่งระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อนมีประสิทธิภาพสูงกว่าระบบฮีตปั๊มที่ใช้อากาศเป็นแหล่งทิ้งความร้อนที่เห็นได้จากค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อนมีค่าอยู่ระหว่าง 5.9 ถึง 8.3 ในส่วนของระบบที่ใช้อากาศเป็นแหล่งทิ้งความร้อนจะมีค่าอยู่ระหว่าง 3.4 ถึง 3.9 เมื่อทำงาน ณ วัน เวลา และที่ตั้งเดียวกัน รวมถึงภาระความเย็นเท่ากัน

เมื่อพิจารณาการใช้งานของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อน จะพบว่าหากใช้งานระบบในระยะยาวจะทำให้ดินในบริเวณใกล้เคียงมีประสิทธิภาพการรับความร้อนต่ำลง ดังเห็นได้จากผลการศึกษาของ Chiasson and Yavazturk (2009) และผลการศึกษาของ Man, Yang, and Wang (2010) ที่ระบุว่าเมื่อใช้งานระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อนในระยะยาวที่ 10 ถึง 30 ปี จะพบว่าอุณหภูมิของแหล่งทิ้งความร้อนมีค่าเพิ่มสูงขึ้นจนส่งผลกระทบต่อการทำงานของระบบ จึงได้มีผู้นำเสนอแนวคิดการใช้งานเพื่อบรรเทาปัญหาดังกล่าวโดยการเพิ่มชุดอุปกรณ์ที่ช่วยระบายความร้อนจำนวนหนึ่งออกก่อนที่จะทิ้งความร้อนส่วนที่เหลือลงดิน ระบบดังกล่าวมีชื่อเรียกว่า ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน

2.3 ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน (hybrid ground-source heat pump, HGSHP)

การทำความเย็นด้วยระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อนมีข้อจำกัดและปัญหาที่พบเมื่อมีการใช้งานในระยะยาวดังที่ได้นำเสนอไว้ข้างต้น สาเหตุของปัญหาเหล่านั้นคือความไม่สมดุลระหว่างปริมาณความร้อนที่ทิ้งลงดินและความร้อนที่ดินระบายออก จึงได้มีผู้เสนอการใช้อุปกรณ์ที่เป็นแหล่งทิ้งความร้อนเพื่อระบายความร้อนออกส่วนหนึ่ง ดังแสดงในรูปที่ 2.4 ระบบดังกล่าวเรียกว่า ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน มีหลักการทำงานที่คล้ายคลึงกับระบบที่ได้นำเสนอไว้ในหัวข้อ 2.1 และ 2.2 จะมีความแตกต่างในส่วนของการทิ้งความร้อนออกจากระบบ จะมีแหล่งทิ้งความร้อน 2 แหล่งคือ ดินและอากาศ การถ่ายเทความร้อนออกสู่ดินจะเป็นกระบวนการที่เกิดขึ้นที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินสำหรับการถ่ายเทความร้อนออกสู่อากาศนั้นจะเกิดขึ้นผ่านหอทำความเย็น หากพิจารณาหลักการการทำงานของระบบในหัวข้อ 2.2 ร่วมกับหลักการทำงานของหอทำความเย็นจะพบว่าปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทออกสู่อากาศจะขึ้นอยู่กับสภาวะอากาศ ณ ที่ตั้งของระบบและกลยุทธ์การทำงานของระบบซึ่งความร้อนดังกล่าวก็จะส่งผลต่อปริมาณความร้อนที่ต้องถ่ายเทให้ดินรวมถึงต้นทุนสำหรับการติดตั้งระบบ จากผลการศึกษาของ Hackel and Pertzborn (2011) พบว่าหากระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นได้รับการออกแบบให้มีความเหมาะสมสำหรับการใช้งานในที่ต้งนั้นๆ จะสามารถลดต้นทุนและพลังงานที่ระบบใช้ลงได้ 40%



รูปที่ 2.4 ภาพแสดงส่วนประกอบของฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน

ในการศึกษาดังกล่าว Hackel และ Pertzborn นำเสนอการภาพรวมของการออกแบบระบบไว้ดังนี้

- ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินควรมีขนาดใหญ่ที่สุด แต่ยังคงสามารถทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนได้

- ควรออกแบบระบบท่อของวงวนใต้ดินให้มีอุปกรณ์ในกลุ่ม fitting เช่น วาล์วและข้อต่อรูปทรงของท่อ เป็นต้น ในปริมาณที่น้อยที่สุด

- หลีกเลี่ยงการใช้สารเติมแต่ง สำหรับสารทำงานในวงวนใต้ดิน เช่น สารป้องกันการแข็งตัวของน้ำ เป็นต้น

- ควรใช้ปั๊มและหอทำความเย็นแบบแปรผัน (variable speed drive)

- ควรมีการออกแบบระบบให้มีกลยุทธ์การทำงานของวงวนพื้นดินที่เหมาะสมต่อการทำงาน ซึ่งได้แก่ กลยุทธ์การทำงานของปั๊ม หอทำความเย็น และเลือกให้มีการติดตั้งลิ้นเบี่ยง (bypass valve) ระหว่างท่อไหลผ่านของทั้ง 2 อุปกรณ์ข้างต้นเพื่อใช้สำหรับกลยุทธ์การทำงาน

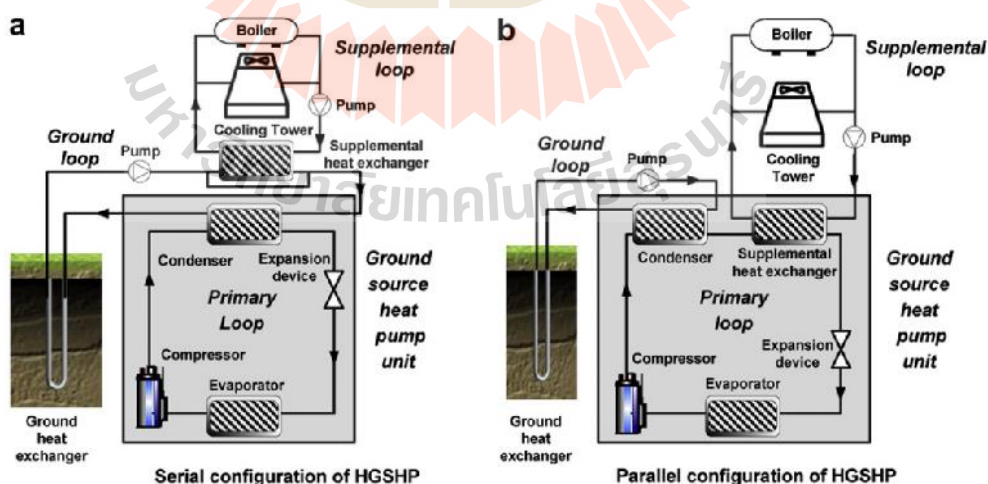
Kavanaugh (1998) นำเสนอการหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินและขนาดของหอทำความเย็นสำหรับใช้ทั้งความร้อนออกจากระบบ โดยระบบที่ใช้ในการศึกษาของ Kavanaugh มี 3 ระบบซึ่งตั้งอยู่ในสถานะอากาศที่แตกต่างกันและใน 1 รอบปีระบบจะมีการทำงานเพื่อให้ความร้อนและความเย็นตามฤดูกาลที่เปลี่ยน ผลการศึกษาพบว่า การหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นให้พิจารณาจากปริมาณความร้อนที่ต้องทิ้งหรือดึงขึ้นมาจากดินว่าปริมาณใดมีค่าต่ำกว่า ส่วนการหาขนาดของหอทำความเย็นให้ใช้ผลต่างของปริมาณความร้อนระหว่างความร้อนที่ทิ้งกับความร้อนที่ดึงขึ้นมาเป็นตัวแปรในการพิจารณาหาขนาด รวมถึงควรมีการกำหนดคุณสมบัติของสารทำเพื่อใช้สำหรับควบคุมการทำงานของหอทำความเย็นให้มีความเหมาะสม ที่จะไม่ก่อให้เกิดความไม่สมดุลระหว่างความร้อนที่ทิ้งกับความร้อนที่ดึงขึ้นมาจากดิน และพบอีกว่าระบบที่ทำงานในสถานะอากาศร้อน ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนนั้นมีความเหมาะสมอย่างยิ่งสำหรับใช้งานในสถานะอากาศดังกล่าว

Alavy, Nguyen, Leong, and Dworkin (2013) ทำการศึกษาเพื่อหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินที่เหมาะสมต่อตัวอาคาร โดยใช้คำแนะนำการพิจารณาหาขนาดตามเอกสาร ASHRAE (ASHRAE, 1997) แล้วทำการปรับขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามตัวแปรทางเศรษฐศาสตร์ที่กำหนดให้เงินลงทุนควรมีค่าต่ำที่สุดและปริมาณความร้อนที่ต้องการถ่ายเทให้ดิน การศึกษาดังกล่าวพบว่าขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินจะได้รับอิทธิพลจากคุณสมบัติของดิน สภาพอากาศและปริมาณความร้อนที่ต้องการถ่ายเท ส่งผลให้ความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมต่อตัวอาคารนั้นมีขนาดแตกต่างกันตามตัวแปรเหล่านั้น และยังพบ

อีกว่าความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ถ่ายเทความร้อนได้ 48% ของความร้อนทิ้งทั้งหมด เป็นระบบที่มีค่าใช้จ่ายในการลงทุนต่ำสุด

Park, Lee, Kim, and Kim (2012) ทำการศึกษาอิทธิพลของอุณหภูมิของสารทำงานในวงวนใต้ดินที่เข้ามารับความร้อน ณ เครื่องควบแน่น โดยวางตำแหน่งหอทำความเย็นในลักษณะขนานกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินดังแสดงในรูปที่ 2.5 Park et al. พบว่าค่าอุณหภูมิของสารทำงานในวงวนใต้ดินที่เข้ามารับความร้อน ณ เครื่องควบแน่นมีค่าต่ำกว่าส่งผลให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบมีค่าเพิ่มขึ้น 21% เมื่อเปรียบเทียบกับฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อน

Park, Lee, Kim, and Kim (2013) ทำการศึกษาความสามารถในการทำความเย็นของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน โดยการวางตำแหน่งหอทำความเย็นแบบอนุกรมและแบบขนานกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน ดังในรูปที่ 2.5 ผลการศึกษาพบว่า การวางตำแหน่งหอทำความเย็นแบบอนุกรมจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะมีค่าเพิ่มขึ้น 6% ค่า cooling seasonal performance factor (CSPFs) ซึ่งเป็นค่าที่บ่งบอกถึงประสิทธิภาพการทำงานของระบบในช่วงการทำทำความเย็น มีค่าเพิ่มขึ้น 2% เมื่อเปรียบเทียบกับระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อน ในส่วนของการวางตำแหน่งหอทำความเย็นแบบขนาน ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะมีค่าเพิ่มขึ้น 18% และ CSPFs มีค่าเพิ่มขึ้น 6.5% หากพิจารณาข้อมูลการศึกษาของ Park et al. แล้วจะสามารถกล่าวได้ว่าการวางตำแหน่งหอทำความเย็นแบบขนานจะทำให้ระบบมีประสิทธิภาพที่สูงที่สุด



รูปที่ 2.5 a ภาพแสดงลักษณะการวางตำแหน่งหอทำความเย็นแบบอนุกรม
b ภาพแสดงลักษณะการวางตำแหน่งหอทำความเย็นแบบขนาน (Park et al., 2013)

Michopoulos and Kyriakis (2010) ศึกษาอิทธิพลความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินที่มีต่อการใช้พลังงานของฮีตปั๊ม โดยทำการควบคุมอัตราการไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินมีค่าเท่ากันทุกความยาว ผลการศึกษาชี้ให้เห็นว่าพลังงานไฟฟ้าที่ฮีตปั๊มใช้จะแปรผกผันกับความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินซึ่งเป็นผลมาจากพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นทำให้ปริมาณความร้อนที่ออกจากระบบและความเย็นที่ระบบให้ได้มีค่าเพิ่มขึ้นตามไป

Phetteplace and Sullivan (1998) นำเสนอผลการทดลองเมื่อใช้งานระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนสำหรับปรับอากาศอาคารสำนักงานโดยระบบดังกล่าวใช้งานเพื่อให้ความร้อนและความเย็นแก่ตัวอาคาร มีจำนวนของหลุมเจาะ 70 ลึก 61 ม. ระยะห่างระหว่างหลุมเจาะ 3.3 ม. ทำการบันทึกข้อมูลเป็นเวลา 22 เดือน พร้อมกับกำหนดให้หอทำความเย็นทำงานเมื่ออุณหภูมิของสารทำงานในวงวนใต้ดินที่ตำแหน่งทางออกเครื่องควบแน่นมีค่าสูงกว่า 36 องศาเซลเซียสและหยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิของสารทำงานต่ำกว่า 35 องศาเซลเซียส ผลการทดลองชี้ให้เห็นว่าอุณหภูมิใต้ดินมีค่าสูงขึ้น ซึ่งเป็นผลจากปริมาณความร้อนที่ลงดินมีค่าสูงกว่าความร้อนที่ดึงขึ้นมาจากดิน และปริมาณความร้อนที่ออกสู่อากาศผ่านหอทำความเย็นมีปริมาณเพียง 275 kW Phetteplace และ Sullivan รายงานว่าเป็นผลจากการกำหนดอุณหภูมิของสารทำงานในวงวนใต้ดินที่เป็นตัวแปรควบคุมการทำงานของหอทำความเย็นสูงเกินไป ระยะเวลาการทำงานของหอทำความเย็นจึงต่ำตามไป Phetteplace และ Sullivan พบอีกว่า พลังงานทั้งหมดที่ระบบใช้ประกอบด้วย พลังงานที่ฮีตปั๊มใช้ 77% พลังงานที่ปั๊มขับในวงวนใต้ดิน 19% พลังงานที่พัดลมของหอทำความเย็นใช้ 3% และพลังงานที่ปั๊มขับของหอทำความเย็นใช้คิดเป็น 1%

Yavuzturk and Spitler (2000) ทำการศึกษากลยุทธ์การทำงานของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน โดยในมีกระบวนการศึกษาดังนี้

กรณีที่ 1 หาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมโดยไม่ใช้หอทำความเย็นร่วมในการทิ้งความร้อน ทำการปรับระบบความลึกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินเพื่อหาขนาดเล็กที่สุด ที่จะไม่ส่งผลให้อุณหภูมิของสารทำงานในวงวนใต้ดินที่ตำแหน่งทางเข้าเครื่องควบแน่นมีค่าสูงเกิน 35.8 องศาเซลเซียส

กรณีที่ 2 ทำการลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้ผลจากกระบวนการที่ 1 ผลการศึกษาพบว่าอุณหภูมิของสารทำงานในวงวนใต้ดินที่ตำแหน่งทางเข้าเครื่องควบแน่นในปีที่ 20 มีค่าเพิ่มขึ้น 5.6 องศาเซลเซียสเมื่อเปรียบเทียบกับปีที่ 1 รวมทั้งประสิทธิภาพการทำงานของระบบลดลงในระหว่างใช้งาน เป็นผลเนื่องจากพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนมีไม่เพียงพอจึงทำให้ปริมาณความร้อนในดินและในสารทำงานในวงวนใต้ดินสะสมเพิ่มขึ้น

กรณีที่ 3 กำหนดให้หอทำความเย็นทำงานเมื่ออุณหภูมิของสารทำงานในวงวนได้ดินเกินค่าที่กำหนดซึ่งแบ่งออกเป็น 2 รูปแบบ 3.1 หอทำความเย็นทำงานเมื่ออุณหภูมิของสารทำงานในวงวนได้ดินที่ตำแหน่งทางออกเครื่องควบแน่นเกิน 35.8 องศาเซลเซียส 3.2 หอทำความเย็นทำงานเมื่ออุณหภูมิของสารทำงานในวงวนได้ดินที่ตำแหน่งทางเข้าเครื่องควบแน่นเกิน 35.8 องศาเซลเซียส ผลการศึกษาชี้ให้เห็นว่า ระยะเวลาการทำงานและพลังงานที่หอทำความเย็นใช้ในรูปแบบที่ 3.1 สูงกว่ารูปแบบ 3.2 พลังงานที่ฮีตปั๊มใช้และพลังงานรวมทั้งระบบใช้รูปแบบที่ 3.1 ต่ำกว่ารูปแบบที่ 3.2 โดยเฉลี่ย 5.3% Cenk Yavuzturk และ Jeffrey D. Spitler รายงานว่าเป็นผลเนื่องจากที่ตำแหน่งทางออกจะมีอุณหภูมิที่สูงกว่าตำแหน่งทางเข้าเพราะสารทำงานยังไม่มีมีการถ่ายเทความร้อนออกจากตัวสารทำงานเอง

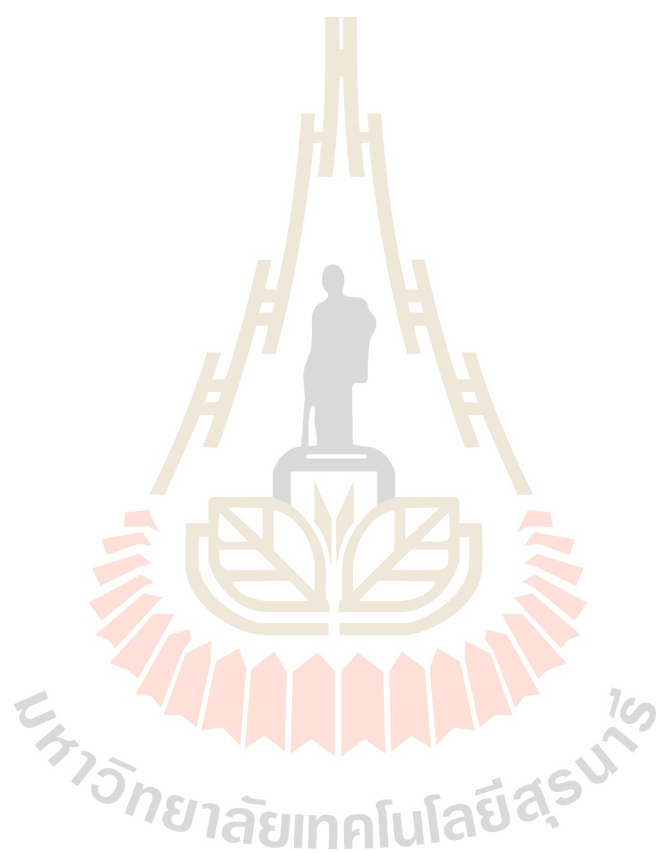
กรณีที่ 4 ให้หอทำความเย็นทำงานเมื่อความแตกต่างของอุณหภูมิเป็นไปตามกำหนดแบ่งเป็นรูปแบบที่ 4.1 ให้หอทำความเย็นทำงานเมื่ออุณหภูมิระหว่างสารทำงานในวงวนได้ดินที่ตำแหน่งทางเข้าเครื่องควบแน่นกับอุณหภูมิกระเปาะเปียกต่างกัน 3.6 และ 8 องศาเซลเซียส หยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิทั้งสองต่างกัน 1.5 องศาเซลเซียส รูปแบบที่ 4.2 ให้หอทำความเย็นทำงานเมื่ออุณหภูมิระหว่างสารทำงานในวงวนได้ดินที่ตำแหน่งทางออกเครื่องควบแน่นกับอุณหภูมิกระเปาะเปียกต่างกัน 3.6 และ 8 องศาเซลเซียส หยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิทั้งสองต่างกัน 1.5 องศาเซลเซียส ผลการศึกษาพบว่า หากใช้กำหนดค่าอุณหภูมิแตกต่างสำหรับการเริ่มทำงานสูงจะทำให้ระยะเวลาการทำงานของหอทำความเย็นสูงขึ้นและรูปแบบที่ 4.2 ซึ่งมีค่าอุณหภูมิแตกต่างสำหรับการเริ่มทำงานเท่ากับ 8 องศาเซลเซียสและหยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิทั้งสองต่างกัน 1.5 องศาเซลเซียส ทำให้ระบบมีปริมาณการใช้พลังงานต่ำสุด

กรณีที่ 5 กำหนดให้หอทำความเย็นทำงานเพื่อลดอุณหภูมิได้ดินในช่วงเวลา 00.00 น. ถึง 06.00 น. เมื่ออุณหภูมิของสารทำงานในวงวนได้ดินที่ตำแหน่งทางเข้าสูงเกิน 35.8 องศาเซลเซียส Cenk Yavuzturk และ Jeffrey D. Spitler รายงานว่า เมื่อระบบทำงานโดยใช้กลยุทธ์การทำงานกรณีที่ 5 จะทำให้อุณหภูมิของสารทำงานในวงวนพื้นดินที่ตำแหน่งทางเข้าเครื่องควบแน่นมีค่าคงที่ในรอบ 20 ปีของการทำงาน

ผลการศึกษาของ Cenk Yavuzturk และ Jeffrey D. Spitler ในการพิจารณา life cycle cost ที่ระยะเวลา 20 ปี พบว่ารูปแบบระบบที่ 4.2 มีเงินลงทุนและค่าใช้จ่ายในการดำเนินการระบบต่ำที่สุดและต่ำกว่าระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อนประมาณ 21%

การศึกษาของ Yavuzturk and Spitler (2000) และ Michopoulos and Kyriakis (2010) เป็นกระบวนการที่ใช้สำหรับการพิจารณาหาขนาดและกลยุทธ์การทำงานของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดิน

ร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนเมื่อใช้งานในแต่ละสถานที่ วิทยานิพนธ์นี้จะนำเอา
รูปแบบการศึกษาลักษณะดังกล่าวนี้มาใช้ในการศึกษานี้ ซึ่งจะได้กล่าวรายละเอียดเพิ่มเติม



บทที่ 3

วิธีดำเนินงานวิจัย

เพื่อให้บรรลุวัตถุประสงค์การศึกษาประกอบกับการศึกษาพฤติกรรมการทำงานของระบบฮีตปั๊มร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนที่ทำงานในสภาวะอากาศของประเทศไทย ในบทนี้จะได้นำเสนอรายละเอียดเกี่ยวกับขั้นตอนการศึกษาโดยละเอียดซึ่งประกอบด้วยรายละเอียดของอาคารและอุปกรณ์ตัวแทนการศึกษา โปรแกรมและแบบจำลองอุปกรณ์ที่ใช้ในการศึกษา ขั้นตอนและผลการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง กลยุทธ์ควบคุมการทำงานของระบบ แบบจำลองระบบและการจำลองระบบ รวมถึงรายละเอียดชุดทดลองและกระบวนการทดลองซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

3.1 อาคารตัวอย่างกรณีศึกษา

อาคารตัวอย่างสำหรับการศึกษาเป็นอาคารร้านสะดวกซื้อที่พบได้เป็นจำนวนมากในปัจจุบัน การศึกษาเลือกใช้อาคารขนาดพื้นที่รวม 169.2 m^2 แบ่งออกเป็น 2 ส่วนโดยส่วนที่ 1 เป็นพื้นที่สำหรับจำหน่ายสินค้าที่ต้องการควบคุมสภาพอากาศซึ่งมีขนาด 111.6 m^2 และส่วนที่ 2 เป็นพื้นที่สำหรับเก็บสินค้ามีขนาด 57.6 m^2 ในการสร้างแบบจำลองอาคารกำหนดชั้นวัสดุของผนังอาคารแต่ละด้านให้เสมือนอาคารจริงซึ่งมีรายละเอียดดังตารางที่ 3.1 และกำหนดสภาพอากาศภายนอกอาคารเพื่อประเมินภาระการทำความเย็นที่อาคารต้องการ รวมไปถึงเพื่อศึกษาพฤติกรรมการทำงานของระบบฮีตปั๊มที่ใช้คืนร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนสำหรับการศึกษา นี้กำหนดที่ตั้งอาคารให้อยู่ในเขตจังหวัดกรุงเทพมหานคร โดยภาระความร้อนภายในอาคาร อัตราการหมุนเวียนอากาศเป็นดังรายละเอียดต่อไปนี้

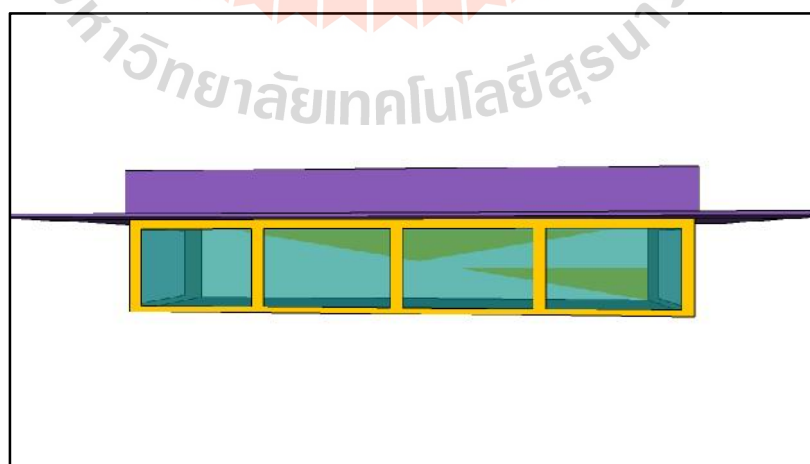
- ภายในอาคารกำหนดให้สภาพอากาศที่ต้องการควบคุมมีอุณหภูมิเท่ากับ 25°C ความชื้นสัมพัทธ์เท่ากับ 50% (วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทยในพระบรมราชูปถัมภ์, 2551)
- ผู้คนภายในอาคารกำหนดให้มีจำนวน 54 คน (ซีฟิโออลส์ จำกัด (มหาชน), 2558) และกำหนดให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสัมผัสที่อัตราเท่ากับ 90 W/man ความร้อนแฝงเท่ากับ 95 W/man (Solar Energy Laboratory, 2012)

- แสงสว่างภายในอาคารกำหนดให้เท่ากับ 31.6 W/m^2 (จุฑาดี ปานพรพมมินทร์, 2542) โดยพิจารณาเป็นความร้อนที่ถ่ายเทเข้าสู่อากาศภายในอาคารด้วยกระบวนการพาความร้อนเท่ากับ 40% (Solar Energy Laboratory, 2012)
- อัตราการรั่วของอากาศ (Infiltration) เท่ากับ 1.49 ACH (National Renewable Energy Laboratory (U.S.), 2012) และอัตราการระบายอากาศ (ventilation) เท่ากับ 1.8 ACH (วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทยในพระบรมราชูปถัมภ์, 2551)
- เครื่องใช้ไฟฟ้าภายในอาคารมีอัตราการถ่ายเทความร้อนในรูปแบบการพาความร้อนเข้าสู่อากาศเท่ากับ 8.61 W/m^2 (Walker, 2001)
- ภายในอาคารกำหนดให้มีผู้แช่เย็นสินค้าในลักษณะตู้เปิดมีความยาว 1.25 เมตร จำนวน 4 ตู้ ซึ่งมีอัตราการดูดซับความร้อนสัมผัสเท่ากับ 188 W/m อัตราการดูดซับความร้อนแฝงเท่ากับ 754 W/m (ASHRAE, 2011)

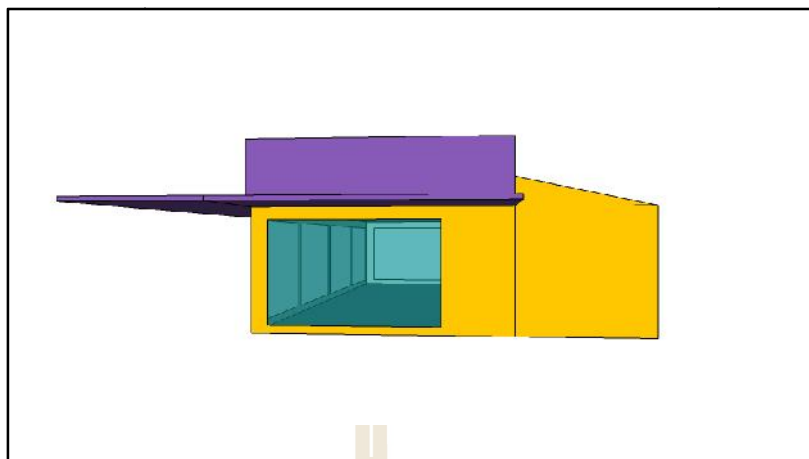
จากข้อมูลและข้อกำหนดข้างต้นนำไปใช้ในการสร้างแบบจำลองอาคาร 3 มิติด้วยโปรแกรม Sketchup 8.0 (Trimble Companies Inc., 2017) จึงได้แบบจำลองอาคารตัวอย่างกรณีศึกษาดังในรูปที่ 3.1 ถึง 3.3 และเพื่อการประเมินภาระการทำความร้อนที่ต้องการจึงนำแบบจำลองอาคารดังกล่าวเข้าสู่กระบวนการประเมินด้วยโปรแกรม TRNSYS 17.0 ผลจากการประเมินพบว่าภาระการทำความร้อนสูงสุดที่อาคารต้องการมีค่าเท่ากับ 34.94 kW เกิด ณ วันที่ 8 เมษายน เวลา 15.00 น. และมีพฤติกรรมในแต่ละช่วงเวลาดังในรูปที่ 3.4 ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับวิสัยสามารถทำให้เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ติดตั้งในอาคารจริงซึ่งมีขนาดเท่ากับ 35 kW

ตารางที่ 3.1 ข้อมูลชั้นวัสดุผนังของอาคารตัวอย่างการศึกษา

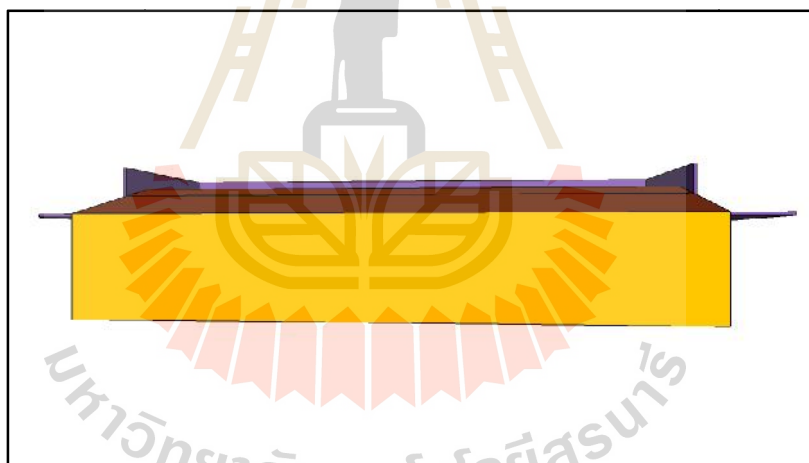
ประเภท โครงสร้าง	ชั้นวัสดุ (เรียงลำดับจาก ภายในสู่ภายนอก)	ความ หนา (m)	สภาพนำความร้อน (Thermal Conductivity) (W/m.k)	ความร้อน จำเพาะ [kJ/kg.K]	ความ หนาแน่น [kg/m ³]
ผนัง	ปูนซีเมนต์	0.0150	0.0903	1.55	1,200.00
	อิฐ	0.0750	0.1322	0.90	1,280.00
	ปูนซีเมนต์	0.0150	0.0903	1.55	1,200.00
ผนังแบ่งพื้นที่ ขายของและ พื้นที่เก็บสินค้า	ไม้อัด	0.0100	0.1500	1.20	800.00
	อากาศ	0.0750	แปรผัน	แปรผัน	แปรผัน
พื้น	ไม้อัด	0.0060	0.15	1.20	800.00
	กระเบื้องหินอ่อน	0.0100	1.00	1.00	2,000.00
	คอนกรีต	0.1000	1.13	1.00	1,400.00
เพดาน	ทรายหยาบ	0.0300	0.70	1.00	1,800.00
	แผ่นยิปซัม	0.010	0.1700	0.84	800.00
หลังคา	ฉนวนกันความร้อน	0.076	0.0360	2.09	40.00
	ฉนวนกันความร้อน	0.0150	0.0306	1.00	40.00
กระจก	เหล็กชุบสังกะสี	0.0004	15.000	1.80	7,800.00
	กระจกแบบอัดซ้อน	0.0100	0.90	Emissivity = 0.84	



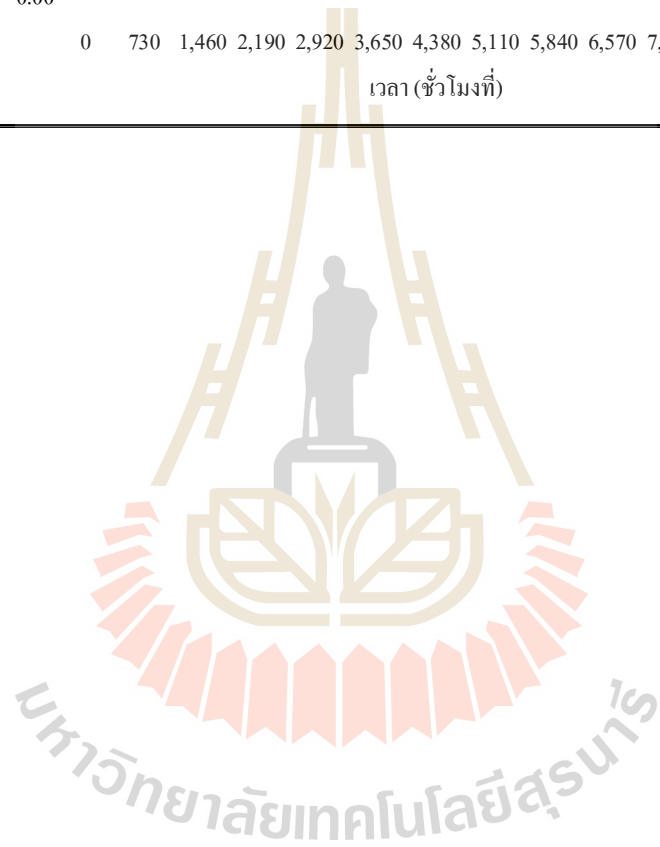
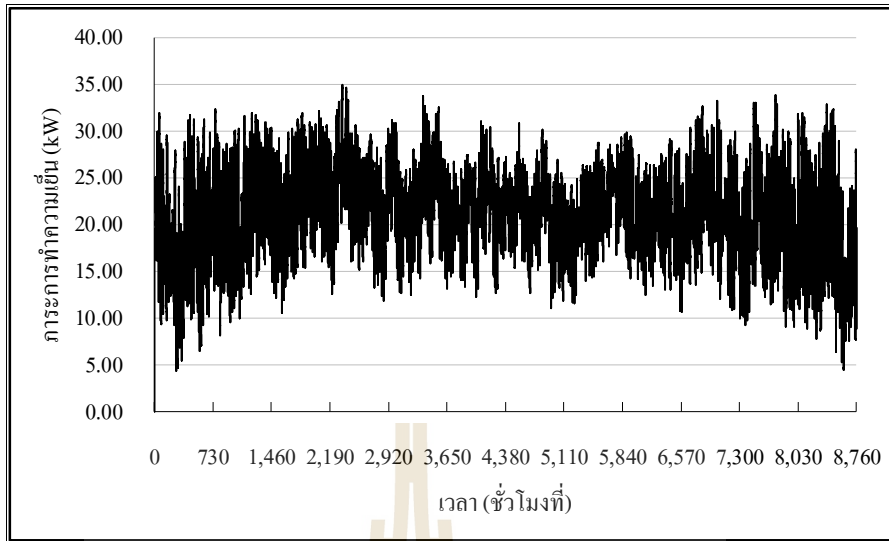
รูปที่ 3.1 ภาพด้านหน้าอาคารตัวอย่างกรณีศึกษา

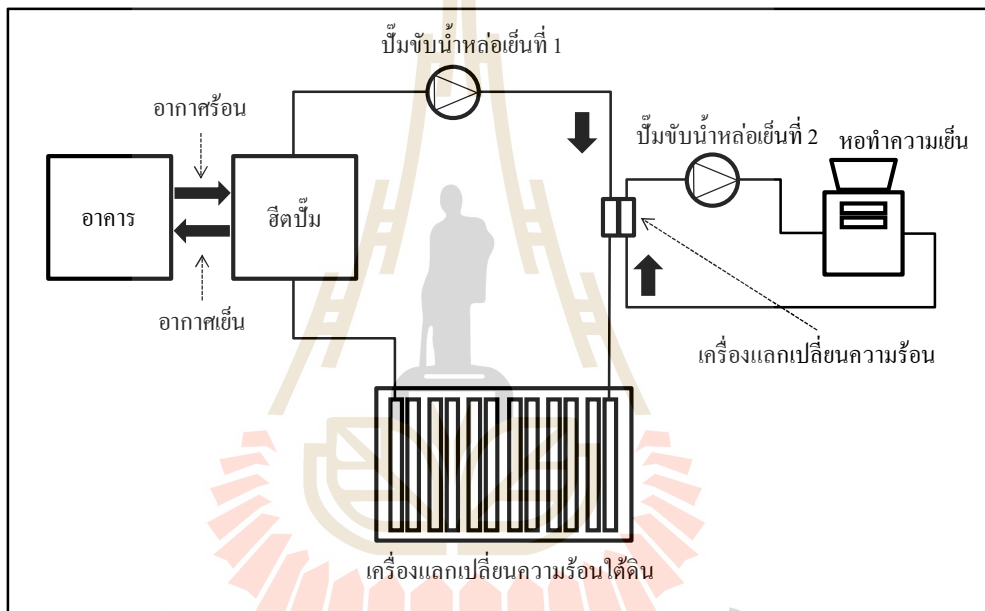


รูปที่ 3.2 ภาพด้านข้างอาคารตัวอย่างกรณีศึกษา

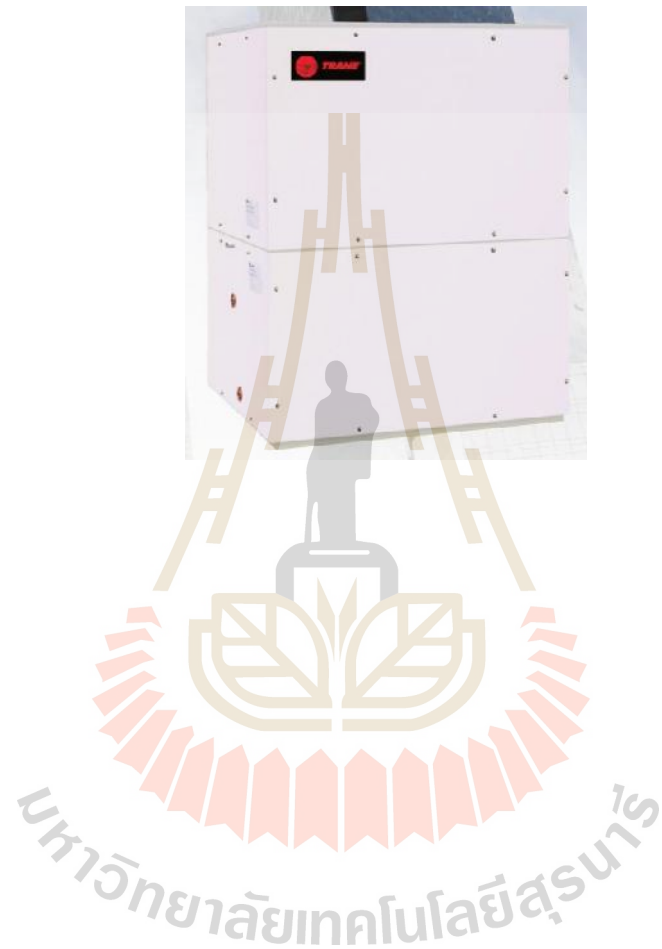


รูปที่ 3.3 ภาพด้านหลังอาคารตัวอย่างกรณีศึกษา





มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



$$L_c = \frac{q_a R_{ga} + (q_{lc} - 3.41 \overline{W_c})(R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \frac{t_{wi} + t_{wo}}{2} - t_p}$$

q_a

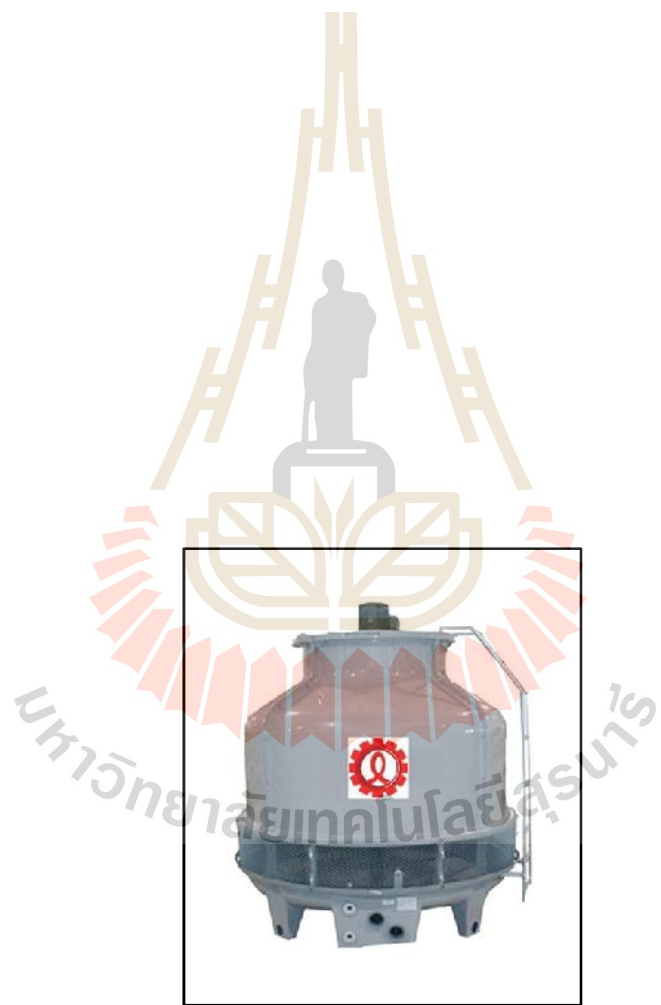
q_{lc}

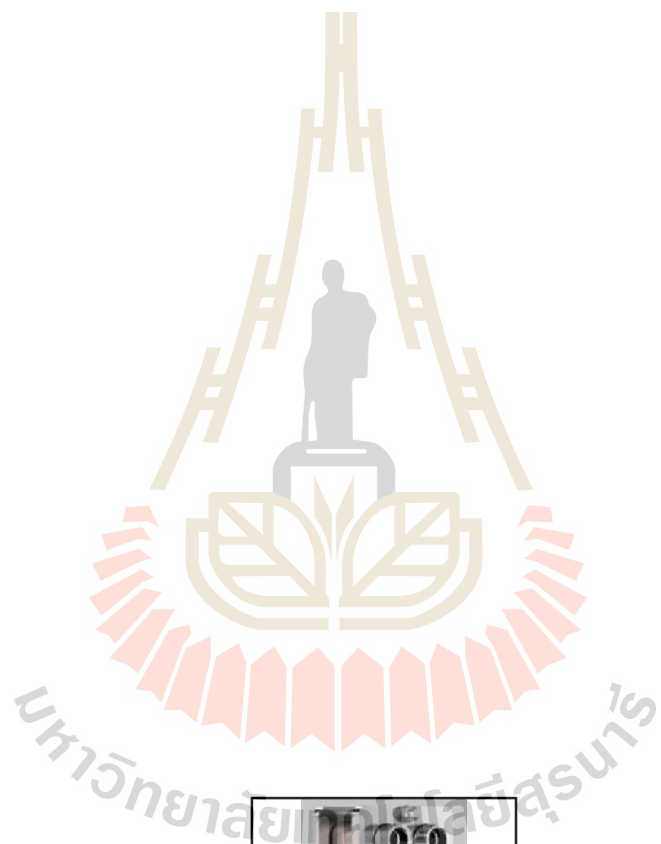
F_{sc}	= Short circuit heat loss factor
PLF_m	= Part load factor during design month
R_{ga}	= Effective thermal resistance of the ground, annual pulse (h.ft.F/Btu)
R_{gd}	= Effective thermal resistance of the ground, daily pulse (h.ft.F/Btu)
R_{gm}	= Effective thermal resistance of the ground, monthly pulse (h.ft.F/Btu)
R_b	= Thermal resistance of the bore (h.ft.F/Btu)
t_g	= Undisturbed ground temperature (F)
t_p	= Temperature penalty for interference of adjacent bores (F)
t_{wi}	= Liquid temperature at heat pump inlet (F)
t_{wo}	= Liquid temperature of heat pump outlet (F)
W_c	= Power input at design cooling load (W)

ตารางที่ 3.2 ค่าตัวแปรเพื่อการประเมินขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน

ตัวแปร		
q_a	= 147.58	MBtu/hr
q_{lc}	= 113.60	MBtu/hr
F_{sc}	= 1.02	
PLF_m	= 0.83	
R_{ga}	= 0.26	hr.ft. °F/Btu
R_{gd}	= 0.20	hr.ft. °F/Btu
R_{gm}	= 0.27	hr.ft. °F/Btu
R_b	= 0.09	hr.ft. °F/Btu
t_g	= 86.00	°F
t_p	= 3.00	°F
t_{wi}	= 100.00	°F
t_{wo}	= 109.25	°F
W_c	= 8.03	kW

เมื่อประเมินความยาวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินตามคำแนะนำของ ASHRAE โดยเลือกใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินเป็นท่อ HDPE ขนาด Nominal diameter เท่ากับ 1 นิ้ว ประเภท





ตารางที่ 3.3 ความดันสูญเสียเนื่องจากการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ขนาดหอทำความเย็น (Refrigerant Ton)	อัตราการไหลตามขนาด หอทำความเย็น (m ³ /s)	ความดันสูญเสีย (kPa)
3	6.5x10 ⁻⁴	2.68
5	1.08x10 ⁻³	6.83
8	1.73x10 ⁻³	16.20
10	2.17x10 ⁻³	24.60

3.2.6 กระบวนการเลือกปั๊มขับน้ำ

ปั๊มขับน้ำหล่อเย็นติดตั้งในระบบ 2 ตัว เพื่อขับน้ำหล่อเย็นในวงวนน้ำหล่อเย็นได้ดิน 1 ตัวและในวงวนหอทำความเย็น 1 ตัว ดังในแผนผังระบบรูปที่ 3.5 ซึ่งการเลือกขนาดของปั๊มเพื่อใช้เป็นตัวแทนในการศึกษา จะเลือกโดยใช้ความดันสูญเสียรวมในวงวนร่วมกับอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ต้องการในวงวนดังรายละเอียดต่อไปนี้

สมการพิจารณาค่าความดันสูญเสียของน้ำหล่อเย็นในวงวนน้ำหล่อเย็นได้ดิน

$$P_{GHE,loop} = \Delta P_{HP} + \Delta P_{PHEx} + \Delta P_{GHE} \quad (4.2)$$

โดยที่

$P_{GHE,loop}$ = ความดันสูญเสียรวมในวงวนน้ำหล่อเย็นได้ดิน

ΔP_{HP} = ความดันสูญเสียเนื่องจากการไหลผ่าน Condenser ของฮีตปั๊ม

ΔP_{PHEx} = ความดันสูญเสียเนื่องจากการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ΔP_{GHE} = ความดันสูญเสียเนื่องจากการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
ได้ดิน

สมการพิจารณาค่าความดันสูญเสียของน้ำหล่อเย็นในวงวนหอทำความเย็น

$$P_{CT,loop} = \Delta P_{PHEx} + \Delta P_{CT} \quad (4.3)$$

โดยที่

$P_{CT,loop}$ = ความดันสูญเสียรวมในวงวนหอทำความเย็น

ΔP_{PHEx} = ความดันสูญเสียเนื่องจากการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ΔP_{CT} = ความดันสูญเสียเนื่องจากการไหลผ่านหอทำความเย็น

เมื่อพิจารณาอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นในวงวนน้ำหล่อเย็นได้ค้นพบว่า มีค่าเท่ากับ $1.92 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ โดยมีความดันสูญเสียรวมของวงวนตามคำแนะนำในเอกสารอ้างอิง (Solar Energy Laboratory, 2014) เท่ากับ 183.3 kPa ในการศึกษาจึงเลือกใช้ปั๊มแรงเหวี่ยง (Centrifugal Pump) ยี่ห้อ GRUNDFOS รุ่น CME10 1 ที่ขนาดกำลังไฟฟ้าของปั๊มเท่ากับ 752.8 W ประสิทธิภาพเท่ากับ 46.8% เพื่อขับน้ำหล่อเย็นในวงวนน้ำหล่อเย็นได้ดิน ในวงวนหอทำความเย็น การศึกษานี้เลือกใช้ปั๊มลักษณะเดียวกันกับวงวนน้ำหล่อเย็นได้ดิน โดยจะมีอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นและค่าความดันสูญเสียรวมในวงวน เป็นค่าเฉพาะตามขนาดของหอทำความเย็นดังรายละเอียดในตารางที่ 3.4 ที่ได้นำเสนอค่ากำลังไฟฟ้าและประสิทธิภาพของปั๊มไว้พร้อมกัน

ตารางที่ 3.4 ขนาดปั๊มขับน้ำหล่อเย็นในวงวนหอทำความเย็น

ขนาดหอทำความเย็น (Refrigerant Ton)	อัตราการไหลของ น้ำหล่อเย็น (m^3/s)	ความดันสูญเสียรวม ในวงวน ($P_{CT,loop}$) (kPa)	กำลังไฟฟ้าปั๊มและ ประสิทธิภาพ (W) (%)
3	6.5×10^4	17.37	171.4 6.60
5	1.08×10^3	21.52	195.4 11.9
8	1.73×10^3	32.84	263.6 21.5
10	2.17×10^3	41.24	339.6 26.3

3.3 โปรแกรม TRNSYS และแบบจำลองเชิงตัวเลข

กระบวนการจำลองด้วยคอมพิวเตอร์ในการศึกษานี้เลือกใช้โปรแกรม TRNSYS (Transient System Simulation Program) (Solar Energy Laboratory, 2014) ซึ่งเป็นโปรแกรมสำหรับการจำลองระบบทางอุณหพลศาสตร์ พลังงานและไฟฟ้า โดยในโปรแกรมนั้นจะติดต่อกับผู้ใช้งานผ่านรูปภาพอย่างง่าย (Graphical User Interface) ที่เป็นรูปภาพเป็นสัญลักษณ์ตัวแทนของอุปกรณ์แต่ละประเภทเช่น ปั๊ม พัดลม มิเตอร์วัดปริมาณน้ำ เป็นต้น สัญลักษณ์ดังกล่าวเรียกว่า Type (Solar Energy Laboratory, 2014) ผู้ใช้สามารถเลือกใช้งาน Type เหล่านั้นให้เหมาะสมกับการจำลองได้หลายรูปแบบดังในรูปที่ 3.9 ซึ่งเป็นแบบจำลองระบบผลิตน้ำร้อนด้วย Solar Collector

การทำงานของโปรแกรมนั้นแยกออกเป็น 2 องค์ประกอบหลัก ซึ่งได้แก่ องค์ประกอบที่ 1 คือ Kernel (Solar Energy Laboratory, 2014) เป็นองค์ประกอบซึ่งทำหน้าที่ในการอ่านข้อมูลที่ได้รับจากผู้ใช้งานและจากคำสั่งขั้นตอนการคำนวณจากองค์ประกอบที่ 2 และคำนวณค่าตัวแปรเพื่อให้ได้ตามเงื่อนไขที่กำหนด องค์ประกอบที่ 2 เป็นแบบจำลองของอุปกรณ์ที่เรียกว่า Type ทำ

แบบจำลองอาคารในโปรแกรม TRNSYS เป็นแบบจำลองที่ให้ผู้ใช้งานสามารถสร้างแบบจำลองสามมิติของตัวอาคารด้วยโปรแกรมที่มีการเชื่อมต่อชุดคำสั่ง (Plug in) ซึ่งในที่นี้คือโปรแกรม Sketchup 8.0 โดยที่แบบจำลองสามมิติที่ได้จะประกอบด้วยข้อมูล

1. รูปทรง พื้นที่ของผนังและทิศการวางตัวเมื่อเทียบกับพื้นราบรวมทั้งทิศการวางตัวของผนังเมื่อวัดจากทิศเหนือมายังเส้นแนวตั้งฉากที่พุ่งออกจากผนัง
2. รูปทรง พื้นที่ของหลังคา ทิศการวางตัวเมื่อเทียบกับพื้นราบ ทิศการวางตัวของหลังคาเมื่อวัดจากทิศเหนือมายังเส้นฉาย (Project Line) บนพื้นราบของเส้นแนวตั้งฉากที่พุ่งออกจากหลังคา (Azimuth Angle)
3. ข้อมูลรูปทรง พื้นที่ของหน้าต่างในผนังแต่ละด้าน
4. พื้นที่ของพื้นอาคารและฝ้าเพดาน

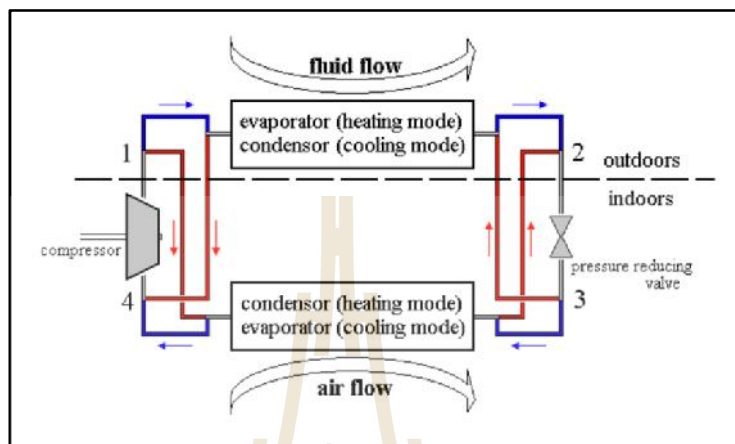
ข้อมูลเหล่านี้เกิดจากการสร้างแบบจำลองสามมิติโดยผู้ใช้งาน หลังจากการสร้างแบบจำลองสามมิติเป็นที่เรียบร้อยแล้วผู้ใช้งานจะได้รับไฟล์ข้อมูลสำหรับป้อนให้แบบจำลองอาคาร Type56 ซึ่งภายใน Type56 ผู้ใช้งานจะต้องกำหนดข้อมูลของอาคารเพิ่มเติมผ่านโปรแกรม TRNBUILD (Solar Energy Laboratory, 2012) โดยจะมีข้อมูลที่ผู้ใช้งานจะต้องกำหนดได้แก่

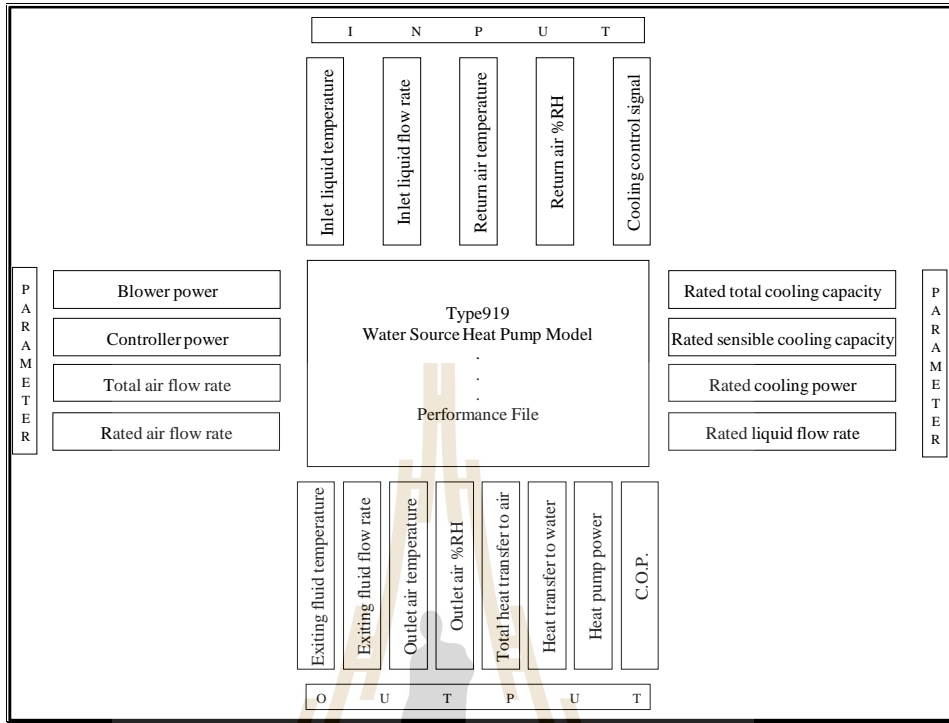
1. ข้อมูลชั้นวัสดุของผนัง พื้นอาคาร หลังคาอาคารและฝ้าเพดาน
2. ข้อมูลอุปกรณ์ไฟฟ้าภายในอาคาร ได้แก่ ขนาดกำลังไฟฟ้าและลักษณะการถ่ายเทความร้อนสู่สิ่งแวดล้อม
3. ข้อมูลของอุปกรณ์ให้แสงสว่างได้แก่ ประเภทของหลอดไฟและกำลังไฟฟ้าที่ใช้
4. ข้อมูลผู้อยู่อาศัยภายในอาคาร ได้แก่ จำนวนผู้คนและกิจกรรมที่ผู้อยู่อาศัยกำลังปฏิบัติ
5. ข้อมูลการระบายอากาศ (Ventilation) ลมรั่วเข้าห้อง (Infiltration)

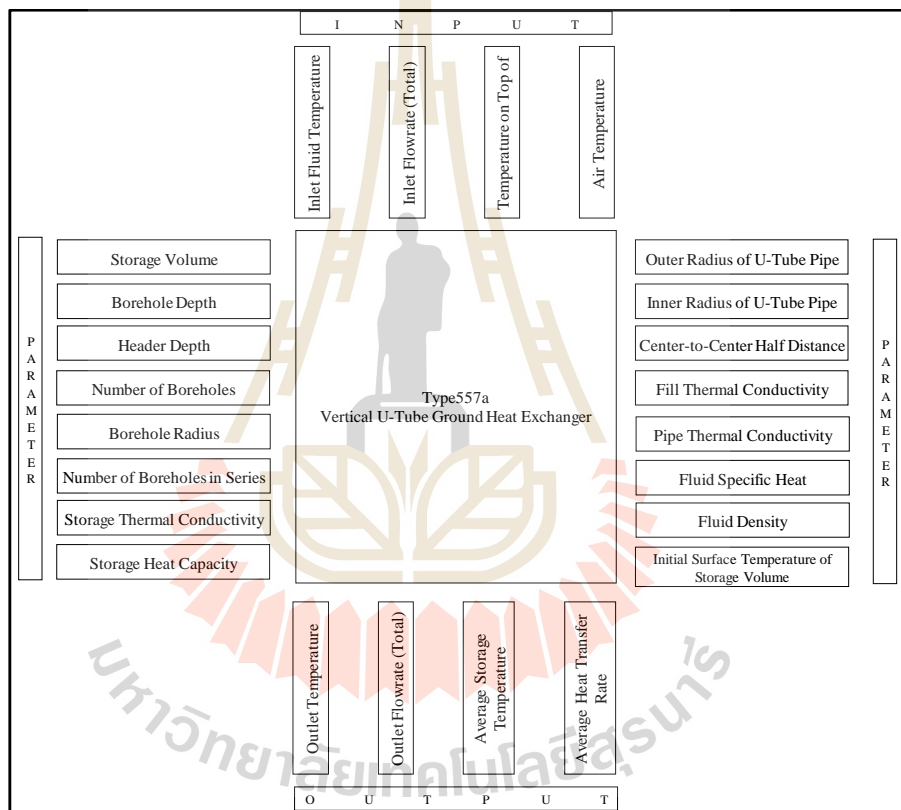
ข้อมูลของอาคารที่ผู้ใช้งานกำหนดจะถูกนำไปประเมินพฤติกรรมของอุณหภูมิ ความชื้น ภาระการทำความเย็นที่ต้องการ ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังทั้งในรูปแบบการนำ (Conduction Heat Transfer) การพา (Convection Heat Transfer) และการแผ่ (Radiation Heat Transfer) รวมไปถึงปริมาณความร้อนที่ได้รับหรือสูญเสียเนื่องจากการระบายอากาศและลมรั่วเข้าห้อง โดยมีกระบวนการและแบบจำลองคณิตศาสตร์ดังในเอกสารอ้างอิง (Solar Energy Laboratory, 2012)

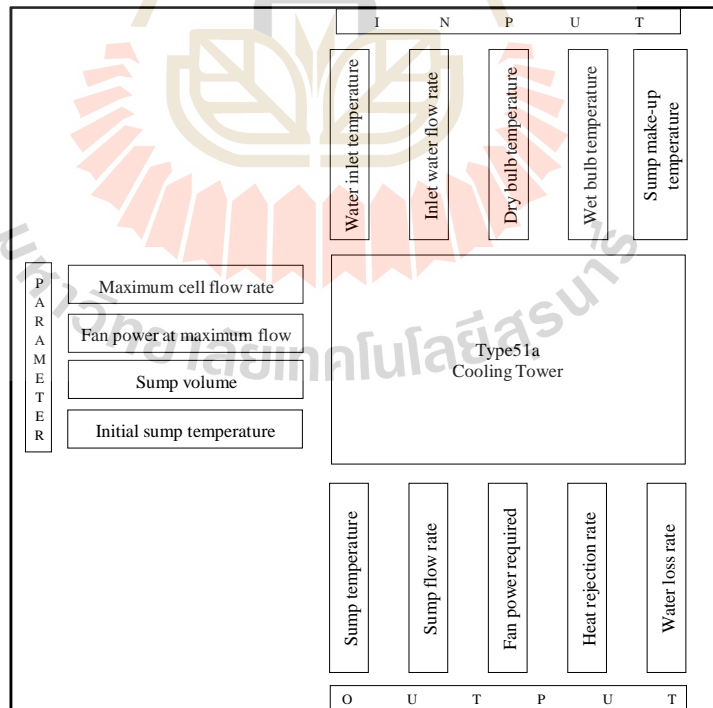
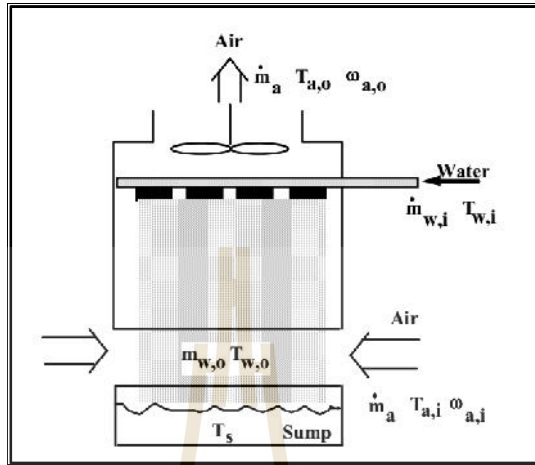
3.3.2 แบบจำลองฮีตปั๊มประเภทระบายความร้อนด้วยน้ำ

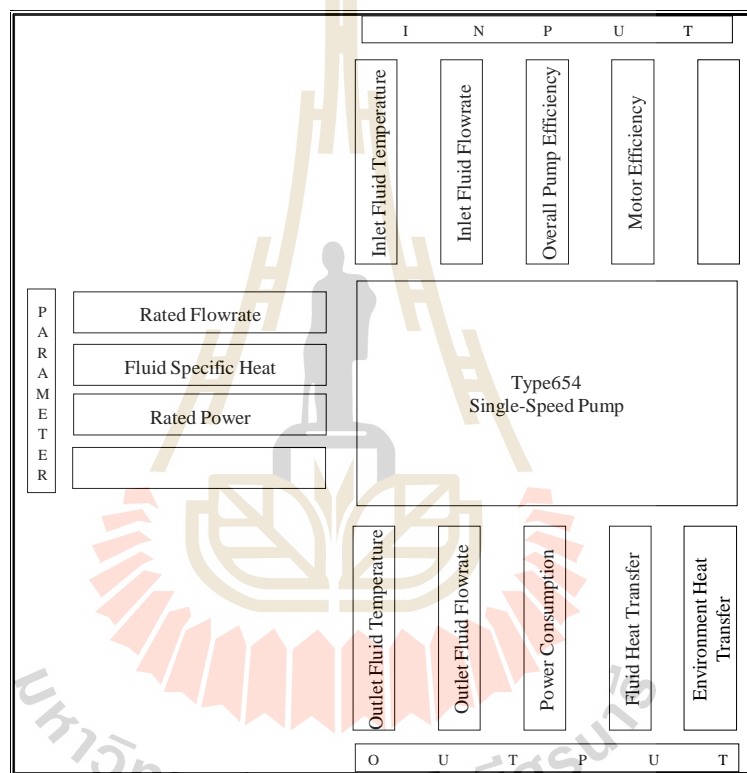
ฮีตปั๊มเป็นอุปกรณ์ซึ่งทำหน้าที่ในการถ่ายโอนความร้อนจากแหล่งที่มีอุณหภูมิต่ำไปยังแหล่งที่มีอุณหภูมิสูง โดยมีส่วนประกอบหลักได้แก่ เครื่องระเหย (Evaporator)



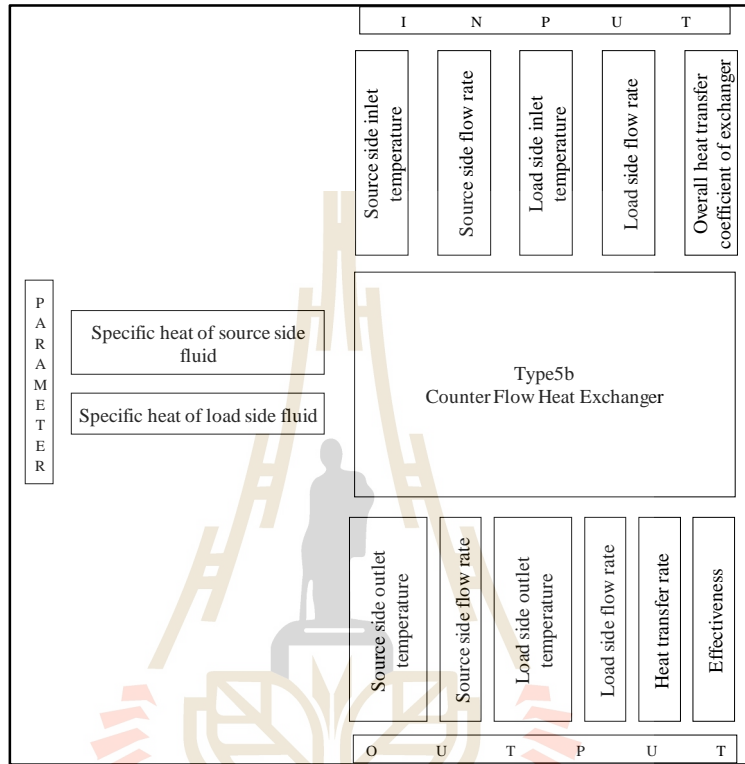


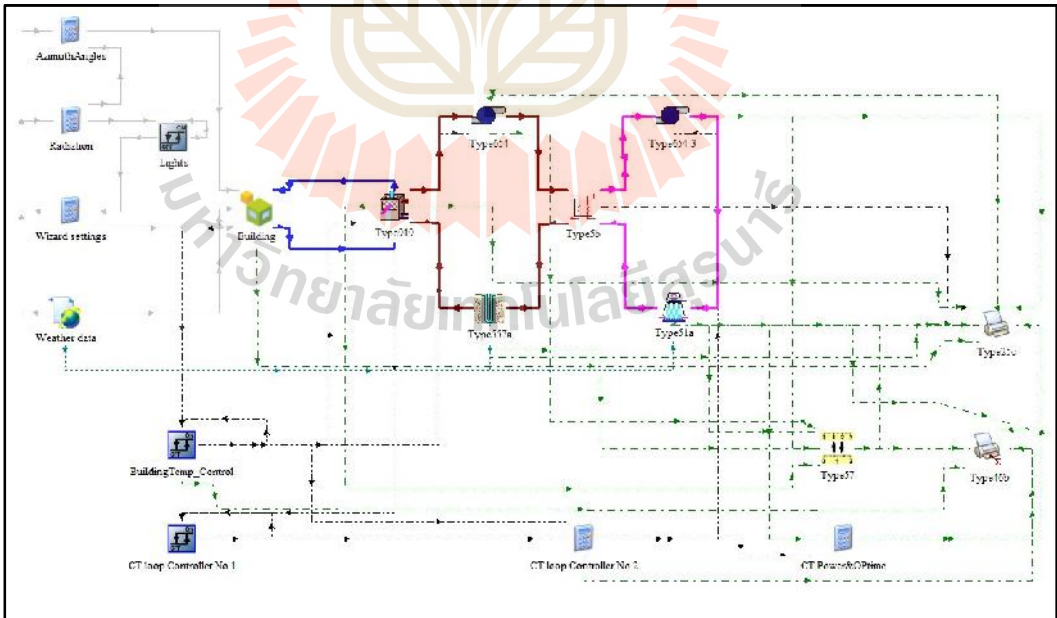
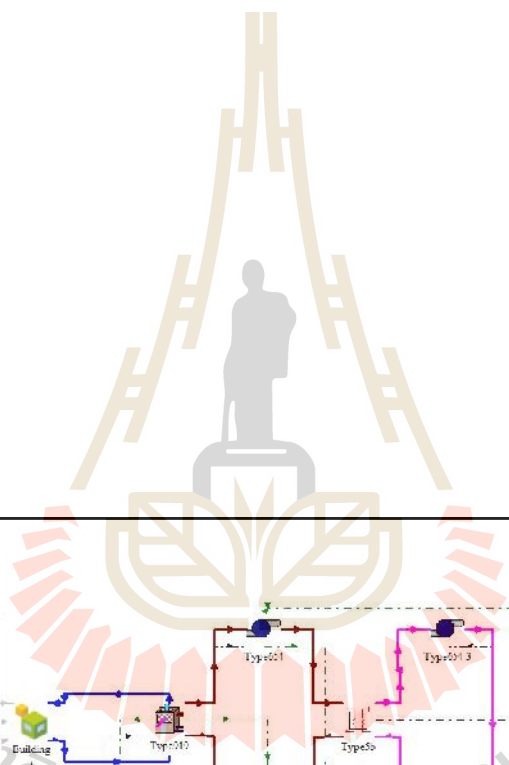






มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี





3.5 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

แบบจำลองระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนที่ได้ นำเสนอไว้ข้างต้นเป็นแบบจำลองเพื่อการศึกษาตามวัตถุประสงค์หลัก ซึ่งได้แก่การศึกษา พฤติกรรมการทำงานในด้านพลังงาน อุณหภูมิ การตอบสนองของระบบต่อสภาวะอากาศและดิน ในประเทศไทยรวมถึงการค้นหาค่ากลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่เหมาะสม ดังนั้นเพื่อให้บรรลุ วัตถุประสงค์ของการศึกษาจึงจำเป็นต้องใช้แบบจำลองทางคอมพิวเตอร์เพื่อประเมินผลและศึกษา ตัวแปรในแต่ละด้าน ประกอบกับเพื่อให้ผลการศึกษานี้สามารถใช้เป็นแนวทางในการเลือกใช้ระบบ ฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนเพื่อการปรับอากาศอาคารในระยะยาว กระบวนการจำลองจึงต้องครอบคลุมและสามารถทำนายพฤติกรรมของระบบในระยะยาวได้ ใน การศึกษานี้จึงทำการจำลองระบบในลักษณะการทำงานเป็นระยะเวลา 1 ปีและ 10 ปี ดังนั้นเพื่อให้ ผลการศึกษามีความถูกต้องและน่าเชื่อถือในกระบวนการจำลองจึงจำเป็นต้องทำการตรวจสอบ ความถูกต้องของแบบจำลองด้วยกระบวนการเปรียบเทียบระหว่างผลจากแบบจำลองและผลการทดลอง จริง

ในการศึกษานี้ทำการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองโดยการนำผลการจำลองจาก แบบจำลองที่สร้างขึ้นด้วยกระบวนการและขั้นตอนเช่นเดียวกับรายละเอียดที่ได้นำเสนอไว้ใน หัวข้อที่ 3.2 ถึง 3.4 เปรียบเทียบกับผลการทดลองจริงที่ได้จากชุดสาธิตการทำงานของระบบฮีตปั๊ม ที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนที่ตั้งอยู่ภายในมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ซึ่งมีรายละเอียดของชุดทดลองดังหัวข้อ 4.6 สำหรับข้อมูลที่ใช้ในการตรวจสอบความถูกต้องของ แบบจำลองประกอบด้วย

1. พฤติกรรมกำลังไฟฟ้าและปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้
2. พฤติกรรมของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออก Condenser ของฮีตปั๊ม
3. พฤติกรรมของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน
4. พฤติกรรมของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกหอทำความเย็น

โดยการเปรียบเทียบค่าตัวแปรที่ได้ ณ เวลาเดียวกันพร้อมกับการประเมินค่าร้อยละความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้น

3.6 กลยุทธ์ควบคุมการทำงานของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน

กลยุทธ์ควบคุมการทำงานของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนคือข้อกำหนดในการทำงานหรือหยุดทำงานของอุปกรณ์ใด อุปกรณ์หนึ่งที่ต้องการ ดังที่ได้นำเสนอผลการศึกษานี้ของบุคคลอื่นในหัวข้อ 2.3 เห็นได้ว่ากลยุทธ์ควบคุมการทำงานของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนเพื่อให้ระบบใช้พลังงานไฟฟ้าต่ำที่สุดซึ่งเป็นหนึ่งในวัตถุประสงค์ของการศึกษานี้ กลยุทธ์ควบคุมการทำงานของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นซึ่งทำหน้าที่ในการช่วยระบายความร้อนบางส่วนออกจากระบบนอกเหนือจากการระบายลงสู่ดินเพียงแหล่งเดียว โดยมีกลยุทธ์ควบคุมการทำงานของระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นดังนี้

กลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่ 1 ในการศึกษาเรียกว่า CS1 กำหนดให้หอทำความเย็นทำงานเมื่ออุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่ทางออก Condenser ของฮีตปั๊มสูงกว่าค่าสูงสุดของอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่ตำแหน่งทางเข้า Condenser ของฮีตปั๊มที่ผู้ผลิตแนะนำซึ่งมีค่าเท่ากับ 37.78°C และหยุดทำงานเมื่อมีค่าต่ำกว่า

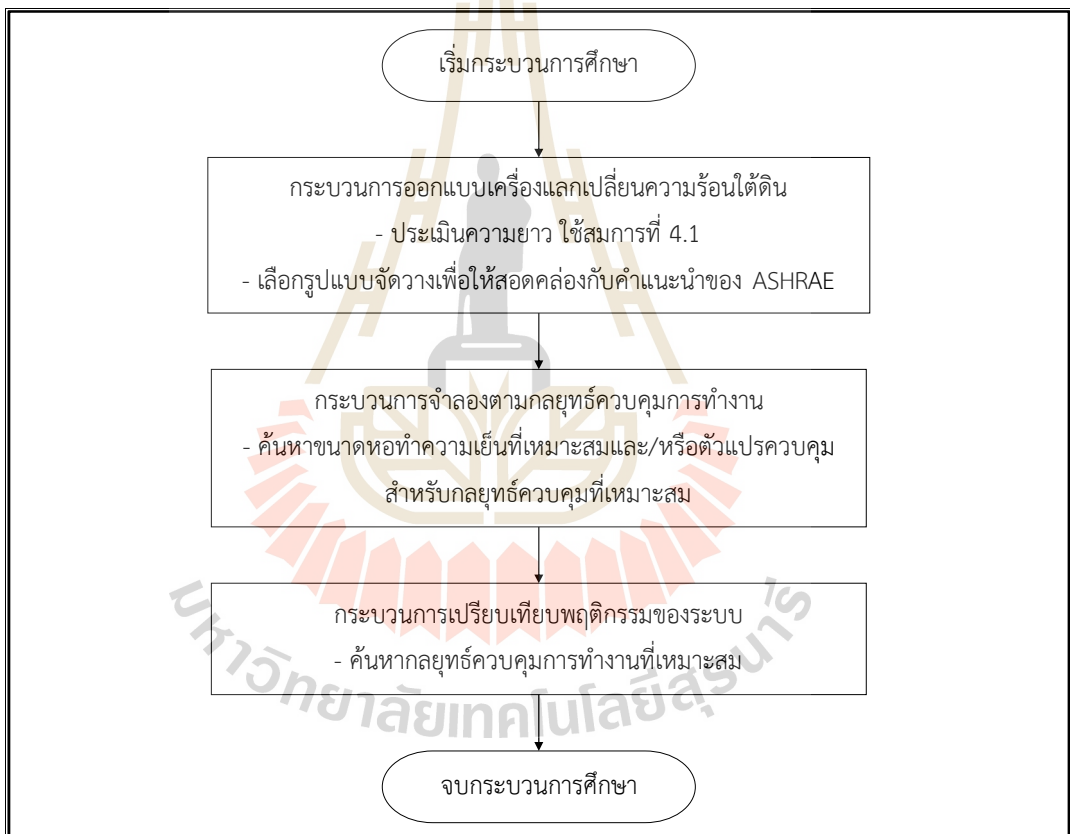
กลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่ 2 ในการศึกษาเรียกว่า CS2 กำหนดให้หอทำความเย็นทำงานเมื่ออุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้า Condenser ของฮีตปั๊มสูงกว่าค่าสูงสุดของอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่ตำแหน่งทางเข้า Condenser ของฮีตปั๊มที่ผู้ผลิตแนะนำซึ่งมีค่าเท่ากับ 37.78°C และหยุดทำงานเมื่อมีค่าต่ำกว่า

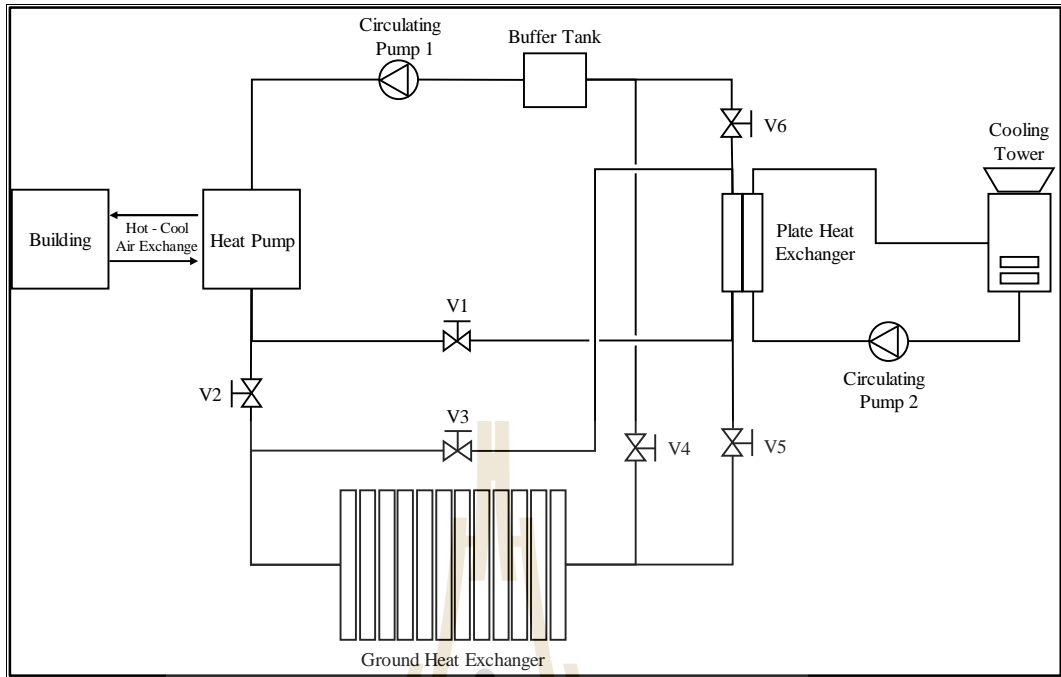
กลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่ 3 ในการศึกษาเรียกว่า CS3 กำหนดให้หอทำความเย็นทำงานเมื่ออุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่ทางออก Condenser ของฮีตปั๊มสูงกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของบรรยากาศเกิน 2°C และหยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่ทางออก Condenser ของฮีตปั๊มมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของบรรยากาศที่ 1.5°C

กลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่ 4 ในการศึกษาเรียกว่า CS4 กำหนดให้หอทำความเย็นทำงานเมื่ออุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้า Condenser ของฮีตปั๊มสูงกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของบรรยากาศเกิน 2°C และหยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้า Condenser ของฮีตปั๊มมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของบรรยากาศที่ 1.5°C

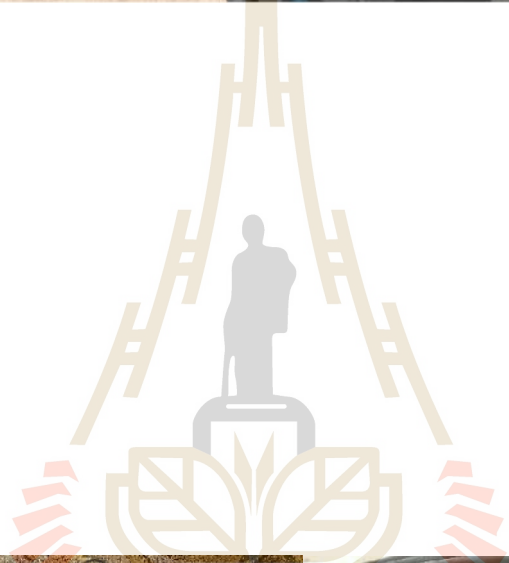
กลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่ 5 ในการศึกษาเรียกว่า CS5 กำหนดให้หอทำความเย็นทำงานและหยุดทำงานพร้อมกับ Compressor ของฮีตปั๊ม

การจำลองระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนด้วยแบบจำลองที่สร้างตามรายละเอียดในหัวข้อ 3.2 ถึง 3.4 เป็นการจำลองเพื่อวัตถุประสงค์หลักในการศึกษาคือค้นหาขนาดของหอทำความเย็นและกลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่ส่งผลให้ระบบมี











จากข้อมูลของผู้ผลิตพบว่า Data logger มีค่า Measuring Range อยู่ในช่วง 250°C ถึง 1,300°C ด้วย Resolution 0.1°C และ Accuracy (%FS) เท่ากับ $\pm 0.2\%$ (2.6°C)

3.7.3.2 Thermocouple

ชุดทดลองติดตั้ง Thermocouple Type K เพื่อใช้วัดค่าอุณหภูมิของอากาศ และนำหล่อเย็นแต่ละตำแหน่งดังรายละเอียดในตารางที่ 3.5

ตารางที่ 3.5 ค่าอุณหภูมิที่ทำการวัดและตำแหน่งการติดตั้ง Thermocouple ในชุดทดลอง

ลำดับที่	ค่าอุณหภูมิที่ทำการวัดอุณหภูมิ	ตำแหน่ง ติดตั้ง/วัดค่า	จำนวน (ตัว)
1	อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ	บรรยากาศ	1
		ทางเข้า Evaporator	1
		ทางออก Evaporator	1
		ทางออก หอทำความเย็น	1
2	อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ	บรรยากาศ	1
		ทางเข้า Evaporator	1
		ทางออก Evaporator	1
		ทางออก หอทำความเย็น	1
3	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นในวงวนน้ำหล่อเย็นใต้ดิน	ทางเข้า Condenser	1
		ทางออก Condenser	1
		ทางเข้า GHE	1
		ทางออก GHE	1
		ทางเข้า PHEx	1
		ทางออก PHEx	1
4	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นในวงวนหอทำความเย็น	ทางเข้า หอทำความเย็น	1
		ทางออก หอทำความเย็น	1
		ทางเข้า PHEx	1
		ทางออก PHEx	1
5	อุณหภูมิดิน	ที่ความลึกใต้ผิวดิน 0.5 ม.	1
		ที่ความลึกใต้ผิวดิน 1 ม.	1
		ที่ความลึกใต้ผิวดิน 1.8 ม. (ห่างจากผิวท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวราบ 2.54 ซม.)	1
		ที่ความลึกใต้ผิวดิน 2.8 ม.	1
		รวมทั้งสิ้น	22



และเข้ารับความร้อนอีกครั้งที่ Condenser ของฮีตปั๊ม ระบบมีลักษณะการเปิด ปิดวาล์วควบคุมการไหลดังนี้

เปิด: V2 และ V4

ปิด: V1, V3, V5 และ V6

ในส่วนของอุปกรณ์ภายในวงวนทำความเย็นจะไม่ถูกใช้งานในการทดลองนี้

การทดลองที่ 2 เป็นการทดลองโดยให้ระบบมีรูปแบบวงจรรน้ำหล่อแบบ Config A ซึ่งมีลักษณะการไหลของน้ำหล่อเย็นในวงวนน้ำหล่อเย็นใต้ดิน โดยเริ่มจากน้ำหล่อเย็นไหลเข้าสู่ Condenser ของฮีตปั๊มและไหลเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น จึงไหลเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินและวนกลับเข้าสู่ Buffer Tank และเข้ารับความร้อนอีกครั้งที่ Condenser ของฮีตปั๊ม ระบบมีลักษณะการเปิด ปิดวาล์วควบคุมการไหลดังนี้

เปิด: V1, V3 และ V4

ปิด: V2, V5 และ V6

ในส่วนของอุปกรณ์ภายในวงวนทำความเย็นถูกใช้งานเพื่อช่วยระบายความร้อนออกสู่บรรยากาศซึ่งจะทำงานและหยุดทำงานพร้อมกับ Compressor ของฮีตปั๊ม

การทดลองที่ 3 เป็นการทดลองโดยให้ระบบมีรูปแบบวงจรรน้ำหล่อแบบ Config B ซึ่งมีลักษณะการไหลของน้ำหล่อเย็นในวงวนน้ำหล่อเย็นใต้ดิน โดยเริ่มจากน้ำหล่อเย็นไหลเข้าสู่ Condenser และไหลเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน จากนั้นน้ำหล่อเย็นจะไหลเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น จากนั้นจะไหลกลับเข้าสู่ Buffer Tank และเข้ารับความร้อนอีกครั้งที่ Condenser ของฮีตปั๊มระบบมีลักษณะการเปิด ปิดวาล์วควบคุมการไหลดังนี้

เปิด: V2, V5 และ V6

ปิด: V1, V3 และ V4

ในส่วนของอุปกรณ์ภายในวงวนทำความเย็นถูกใช้งานเพื่อช่วยระบายความร้อนออกสู่บรรยากาศซึ่งจะทำงานและหยุดทำงานพร้อมกับ Compressor ของฮีตปั๊มและทั้ง 3 การทดลอง จะทำการทดลองย่อยอีก 3 รูปแบบ โดยแต่ละรูปแบบจะใช้ค่าอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นในวงวนน้ำหล่อเย็นใต้ดินแตกต่างกัน ซึ่งกำหนดให้มีค่าเท่ากับ 5, 10 และ 15 ลิตรต่อนาที ตามลำดับ พร้อมทั้งทำการปรับตั้งอุณหภูมิที่ต้องการภายในอาคารให้มีค่าเท่ากับ 25 °C ในทุกการทดลองย่อยจะทำการตั้งอุณหภูมิที่ต้องการภายในอาคารให้มีค่าเท่ากับ 25 °C ทำการทดลองระหว่างเวลา 9.00 น. ถึงเวลา 15.00 น. พร้อมกับบันทึกค่าอุณหภูมิ กำลังไฟฟ้าและพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ในทุก 1 นาที

การวิเคราะห์ผลการทดลองกระทำโดยการประเมินค่ากำลังไฟฟ้าและพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ พฤติกรรมอุณหภูมิกของน้ำหล่อเย็น พฤติกรรมอุณหภูมิกภายในอาคาร พฤติกรรมอุณหภูมิกอากาศในวันที่ทำการทดลอง ระยะเวลาการทำงานของระบบรวมไปถึงประเมินค่าการถ่ายโอนความร้อนของแต่ละอุปกรณ์ตามสมการต่อไปนี้

$$\dot{Q} = \dot{V} \dots C_p \Delta T \quad (4.6.1)$$

โดยที่

- \dot{Q} = อัตราการถ่ายโอนความร้อน
- \dot{V} = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำหล่อเย็น
- \dots = ความหนาแน่นของน้ำหล่อเย็น
- C_p = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำหล่อเย็น
- ΔT = ผลต่างอุณหภูมิกของน้ำหล่อเย็น ($T_{outlet} - T_{inlet}$)

สำหรับการประเมินค่าอัตราการทำความเย็นของระบบจะพิจารณาจากการสูญเสียความร้อนของอากาศที่เคลื่อนที่ผ่าน Evaporator ของระบบตามสมการต่อไปนี้

$$Q_{air,cooling} = \frac{\dot{V}_{air}}{\epsilon_{air}} \Delta h \quad (4.6.2)$$

โดยที่

- $Q_{air,cooling}$ = อัตราการทำความเย็นของระบบ
- \dot{V}_{air} = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ
- ϵ_{air} = ปริมาตรจำเพาะของอากาศ
- Δh = ผลต่างเอนทาลปีของอากาศ ($h_{air,inlet} - h_{air,outlet}$)

การประเมินสัมประสิทธิ์สมรรถนะของฮีตปั๊ม (COP_{HP})

$$COP_{HP} = \frac{\dot{Q}_{air,cooling}}{\dot{W}_{compressor}} \quad (4.6.3)$$

โดยที่

- COP_{HP} = สัมประสิทธิ์สมรรถนะของฮีตปั๊ม
- $\dot{Q}_{air,cooling}$ = อัตราการทำความเย็นของระบบ
- $\dot{W}_{compressor}$ = กำลังไฟฟ้าที่ Compressor ของฮีตปั๊มใช้

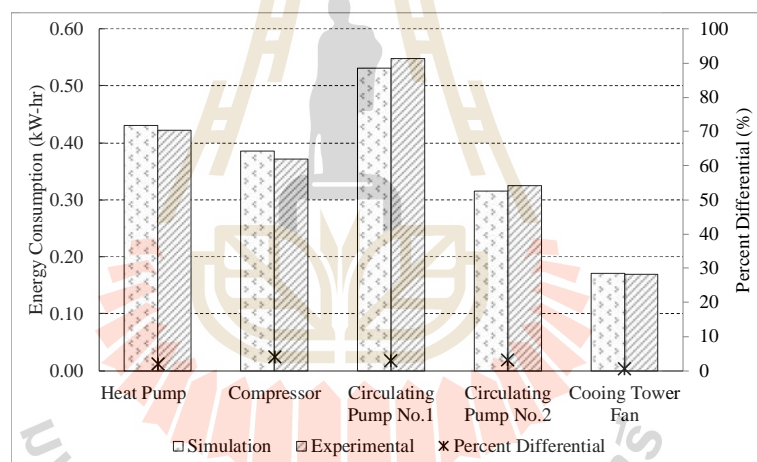
การประเมินสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ (COP_{system})

$$COP_{system} = \frac{\dot{Q}_{air,cooling}}{\dot{W}_{system}} \quad (4.6.4)$$

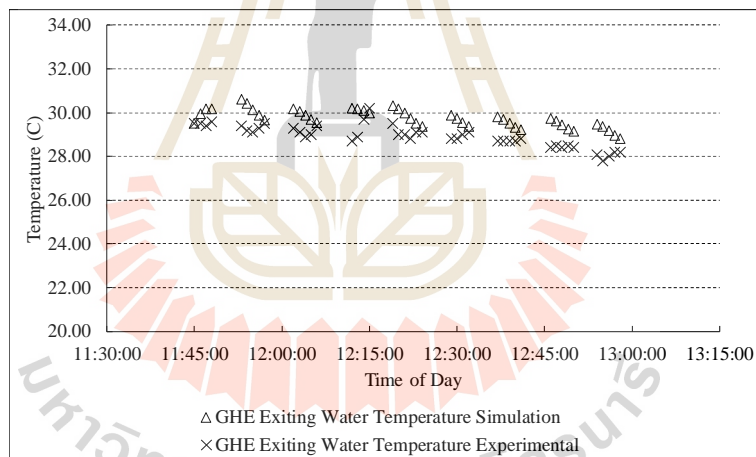
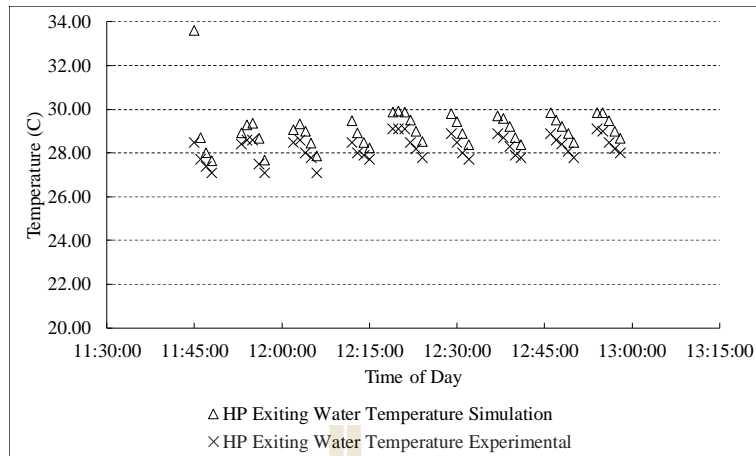
และ

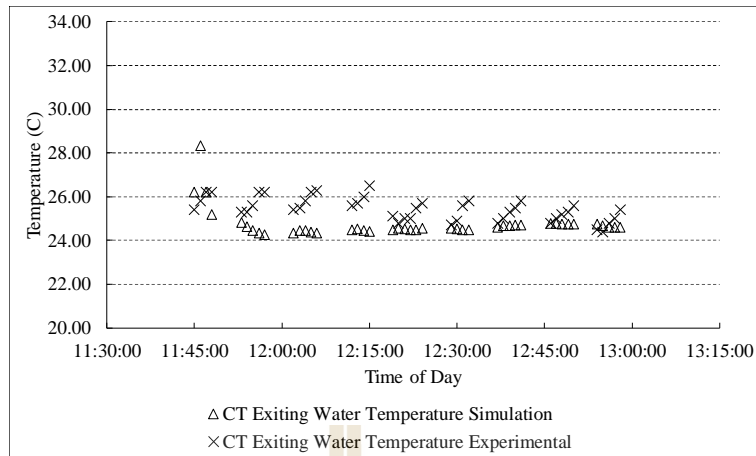
$$\dot{W}_{system} = \dot{W}_{evap, fan} + \dot{W}_{compressor} + \dot{W}_{pump1} + \dot{W}_{pump2} + \dot{W}_{ct, fan} \quad (4.6.5)$$

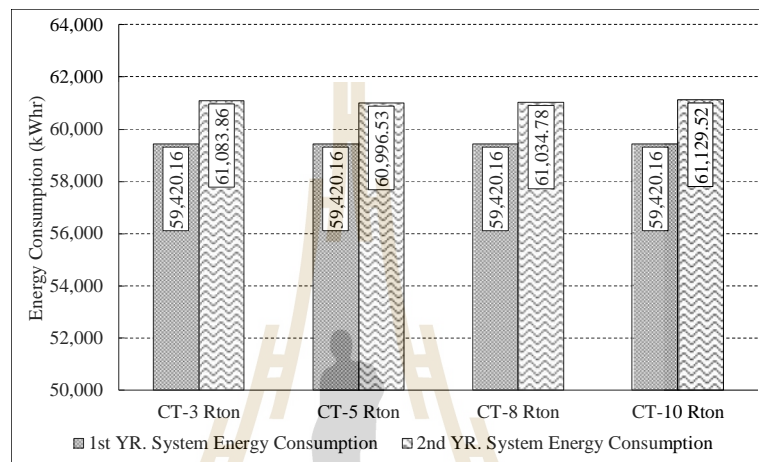
โดยที่	COP_{system}	= สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ
	$\dot{Q}_{air,cooling}$	= อัตราการทำความเย็นของระบบ
	\dot{W}_{system}	= กำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้
	$\dot{W}_{evap, fan}$	= กำลังไฟฟ้าที่พัดลมของ Evaporator ของฮีตปั๊มใช้
	$\dot{W}_{compressor}$	= กำลังไฟฟ้าที่ Compressor ของฮีตปั๊มใช้
	\dot{W}_{pump1}	= กำลังไฟฟ้าที่ปั๊มขับน้ำหล่อเย็นที่ 1 ใช้
	\dot{W}_{pump2}	= กำลังไฟฟ้าที่ปั๊มขับน้ำหล่อเย็นที่ 2 ใช้
	$\dot{W}_{ct, fan}$	= กำลังไฟฟ้าที่พัดลมของหอทำความเย็นใช้



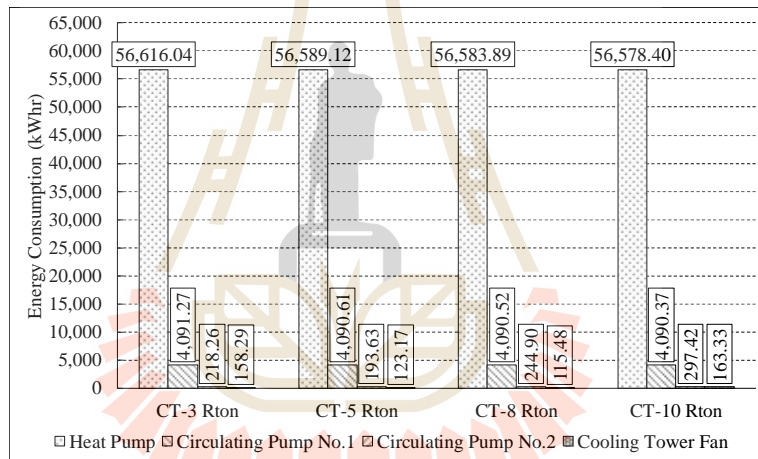
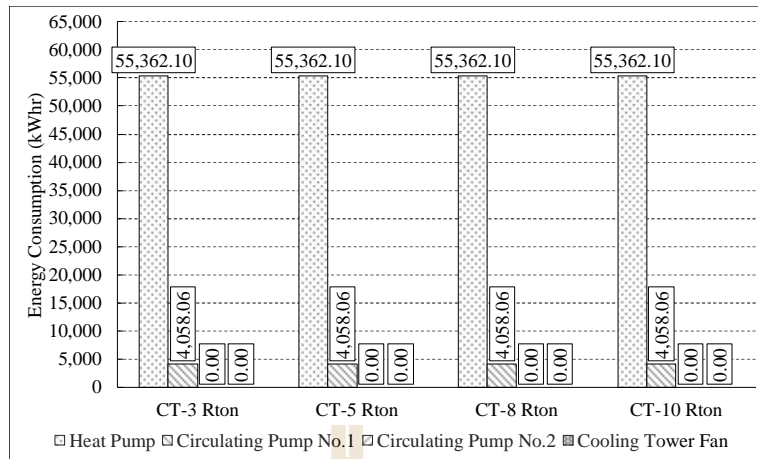
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี







มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



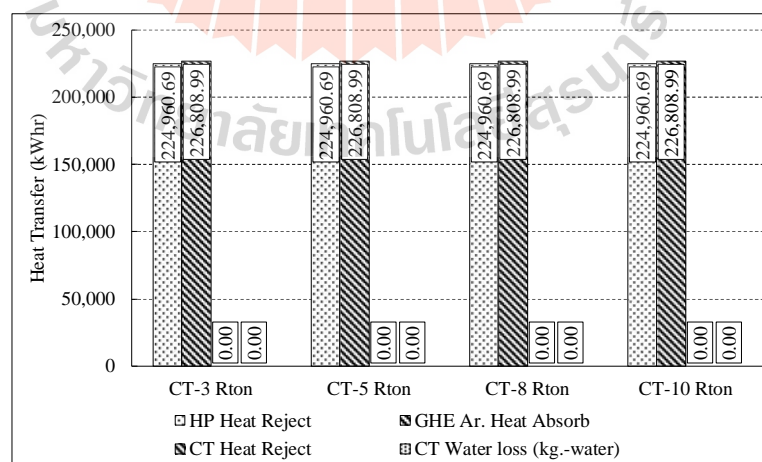
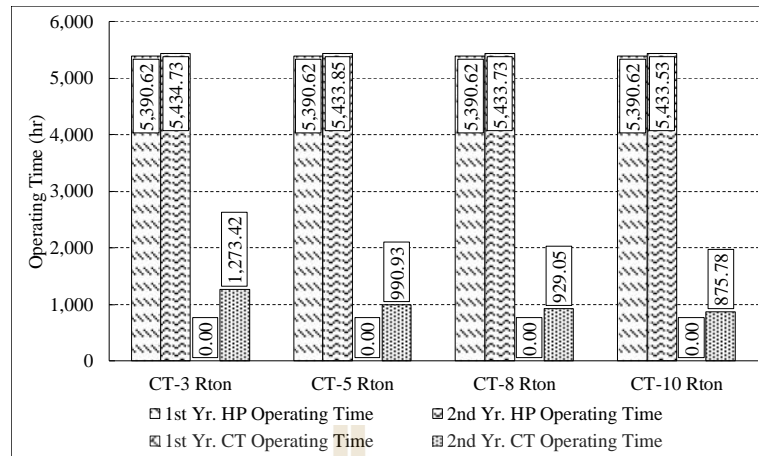
ในปีที่ 2 จะพบว่าฮีตปั๊มมีปริมาณพลังงานที่ใช้ต่ำลงเมื่อระบบมีขนาดหอทำความเย็นเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นผลจากเมื่อระบบมีขนาดหอทำความเย็นเพิ่มขึ้นระบบจะสามารถระบายความร้อนออกจากน้ำหล่อเย็นได้ในอัตราที่สูงขึ้นและส่งผลให้อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นมีค่าต่ำลงจนส่งผลให้ฮีตปั๊มมีอัตราการทำความเย็นสูงขึ้นและส่งผลให้ฮีตปั๊มมีอัตราการใช้พลังงานหรือกำลังไฟฟ้าที่ใช้ต่ำลงตามระยะเวลาการทำงานที่ลดลง ในส่วนของ Circulating Pump No.1 ปีที่ 2 เห็นได้ว่าพลังงานที่ใช้มีค่าเปลี่ยนแปลงตามระยะเวลาการทำงานของแต่ละระบบที่ใช้หอทำความเย็นต่างกันโดยที่มีแนวโน้มลดต่ำลงเมื่อระบบใช้หอทำความเย็นขนาดใหญ่ขึ้น ในส่วนของ Circulating Pump No.2 มีปริมาณการใช้พลังงานเปลี่ยนแปลงตามระยะเวลาการทำงานของระบบโดยจะเห็นได้ว่าระบบ HGSHP ที่ใช้หอทำความเย็นขนาด 5 RT เป็นระบบที่มีการใช้พลังงานของ Circulating Pump No.2 ค่าที่สุกปรกอบกับ Cooling Tower Fan มีพลังงานที่ใช้ลดต่ำลงเมื่อระบบมีขนาดของหอทำความเย็นใหญ่ขึ้น เมื่อพิจารณาปริมาณพลังงานของอุปกรณ์ในระบบของปีที่ 2 พบว่าพลังงานที่อุปกรณ์ในระบบ HGSHP ใช้คิดเป็นร้อยละของพลังงานรวมที่ระบบใช้ดังตารางที่ 4.2.1 และ 4.2.2

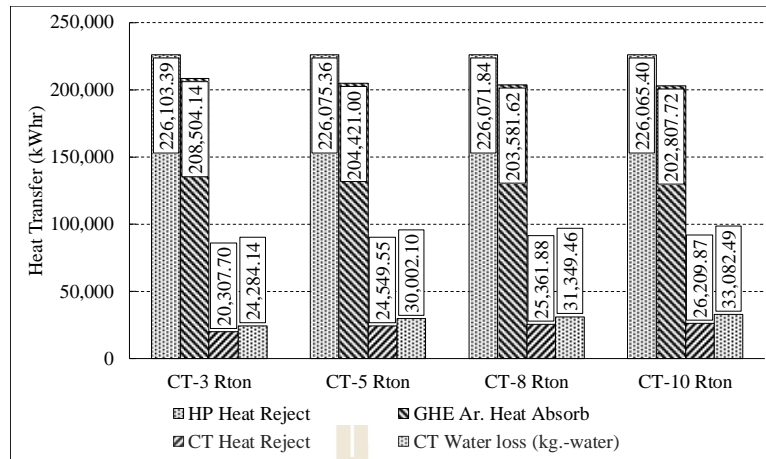
ตารางที่ 4.2.1 ร้อยละปริมาณพลังงานที่อุปกรณ์ในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธ์ควบคุมที่ 1 ปีที่ 1

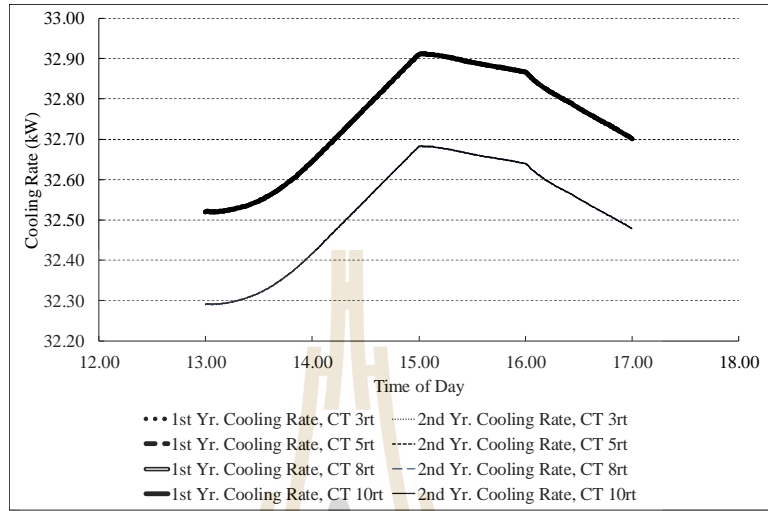
HGSHP System with 1 st Control Strategy				
Device	CT 3 RT	CT 5 RT	CT 8 RT	CT 10 RT
Heat Pump (%)	93.7	93.7	93.7	93.7
Circulating Pump No.1 (%)	6.83	6.83	6.83	6.83
Circulating Pump No.2 (%)	0	0	0	0
Cooling Tower Fan (%)	0	0	0	0

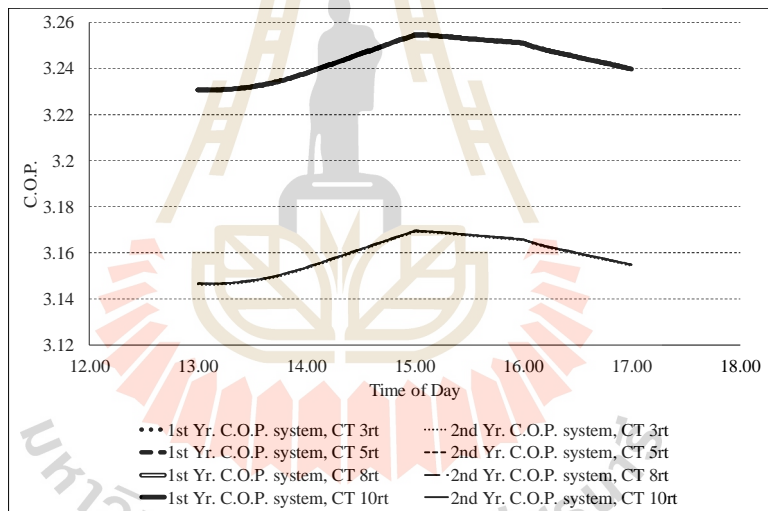
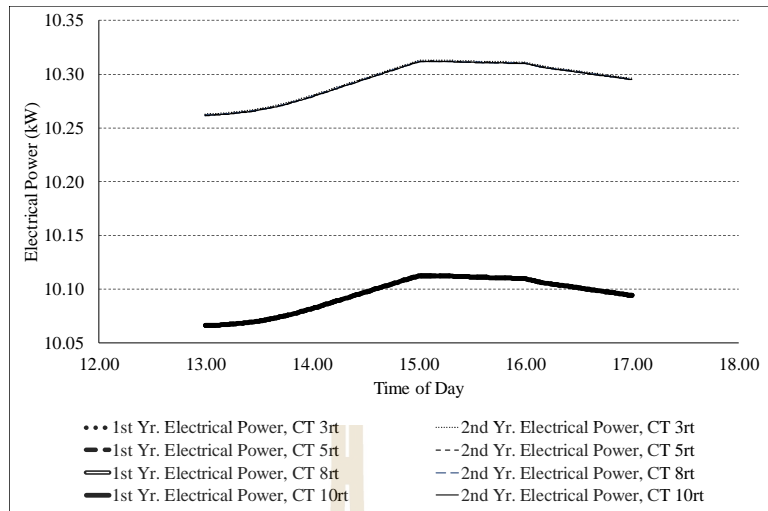
ตารางที่ 4.2.2 ร้อยละปริมาณพลังงานที่อุปกรณ์ในระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธ์ควบคุมที่ 1 ปีที่ 2

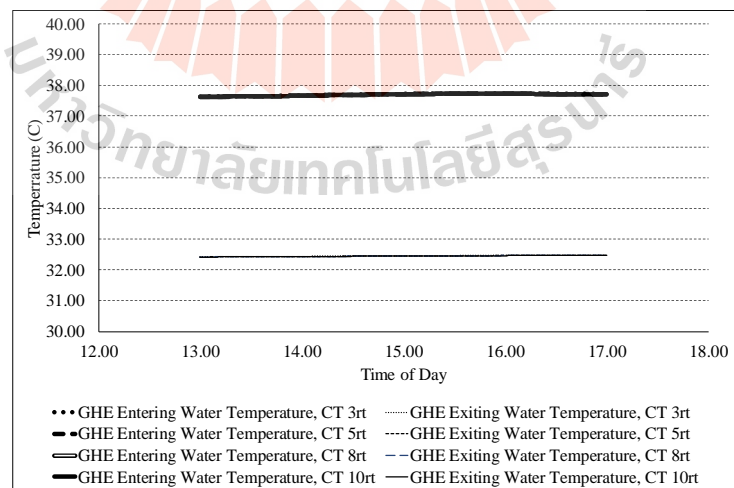
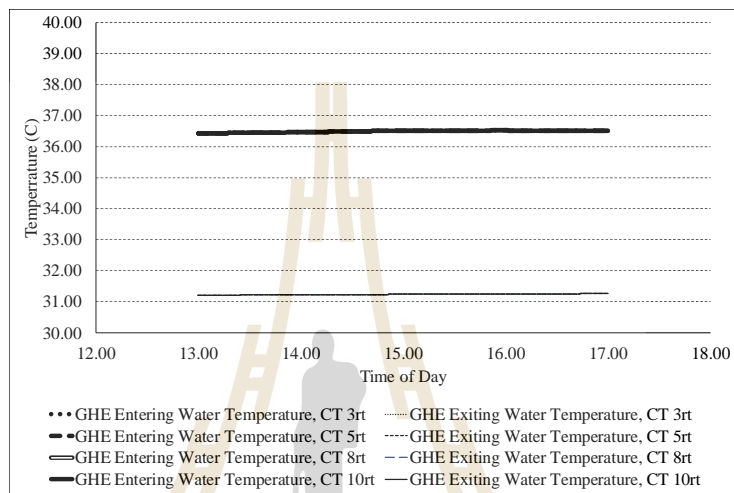
HGSHP System with 1 st Control Strategy				
Device	CT 3 RT	CT 5 RT	CT 8 RT	CT 10 RT
Heat Pump (%)	92.69	92.77	92.71	92.55
Circulating Pump No.1 (%)	6.7	6.71	6.7	6.69
Circulating Pump No.2 (%)	0.6	0.32	0.4	0.49
Cooling Tower Fan (%)	0.26	0.2	0.19	0.27

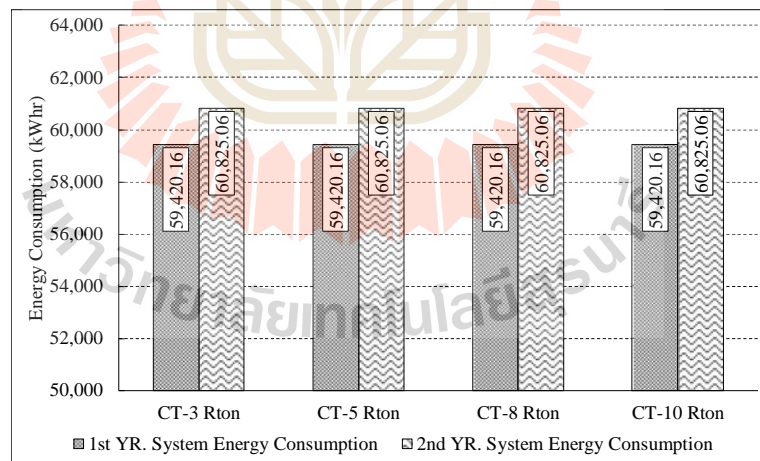


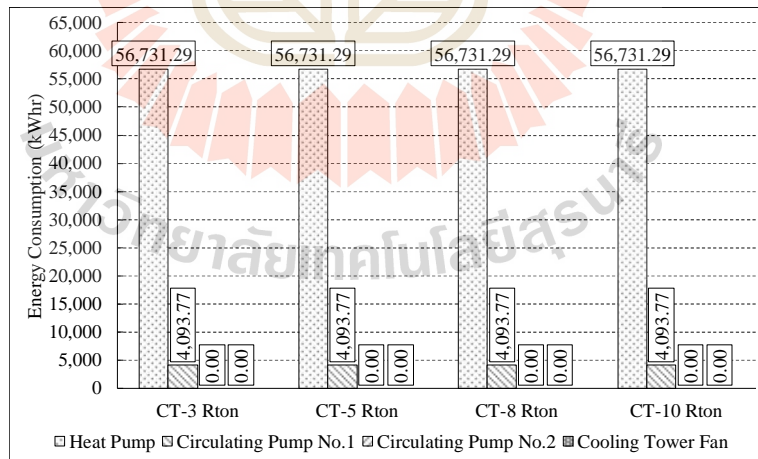
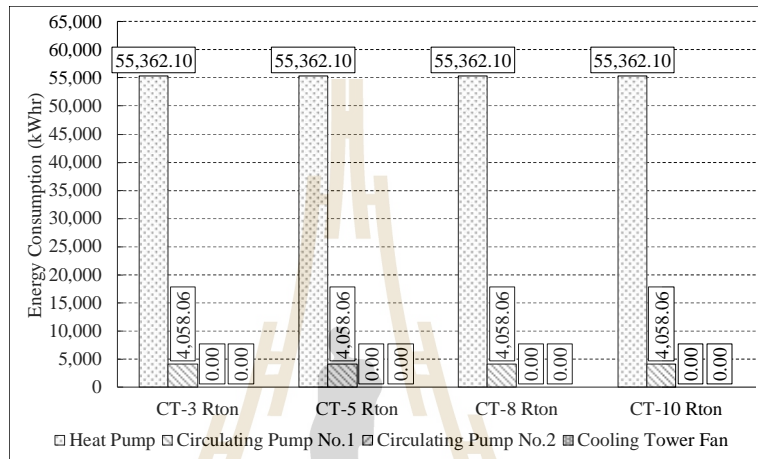


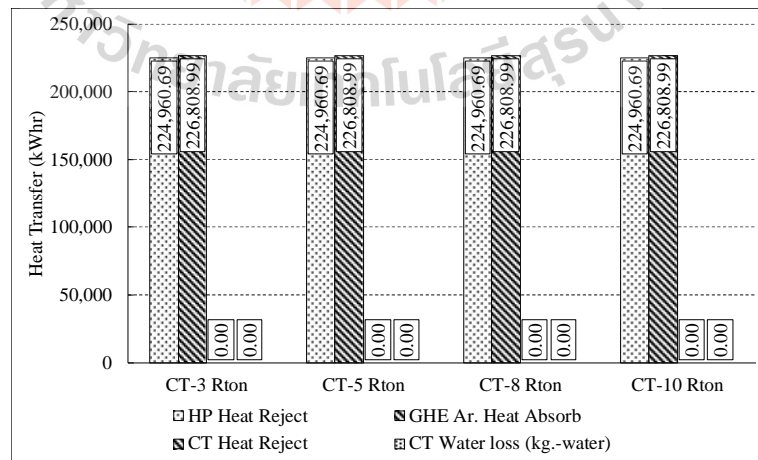
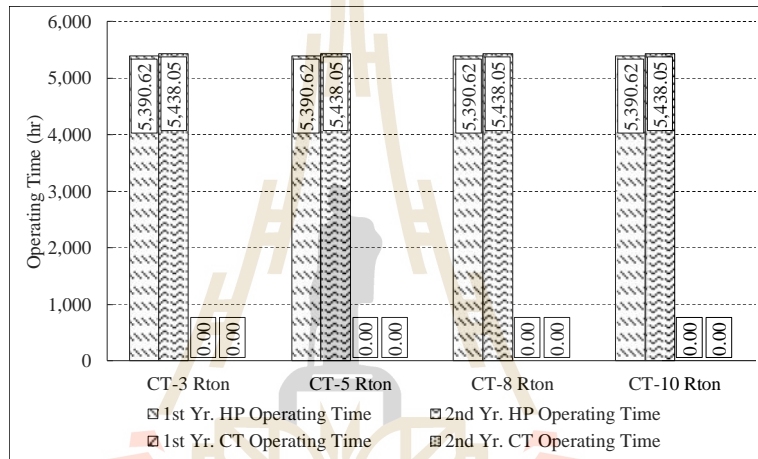


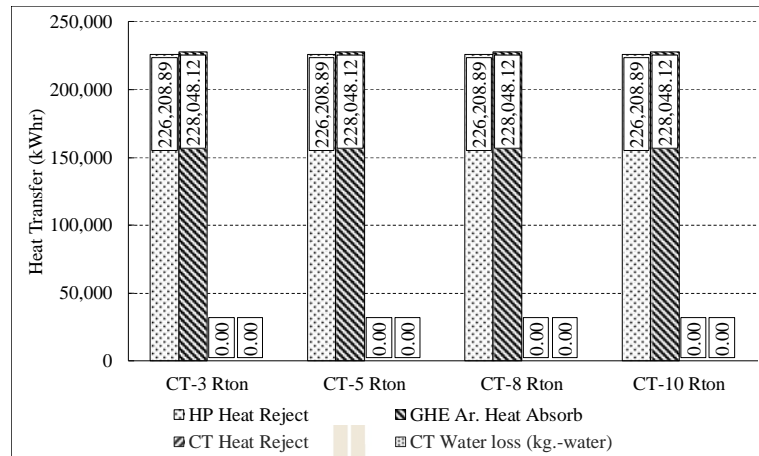




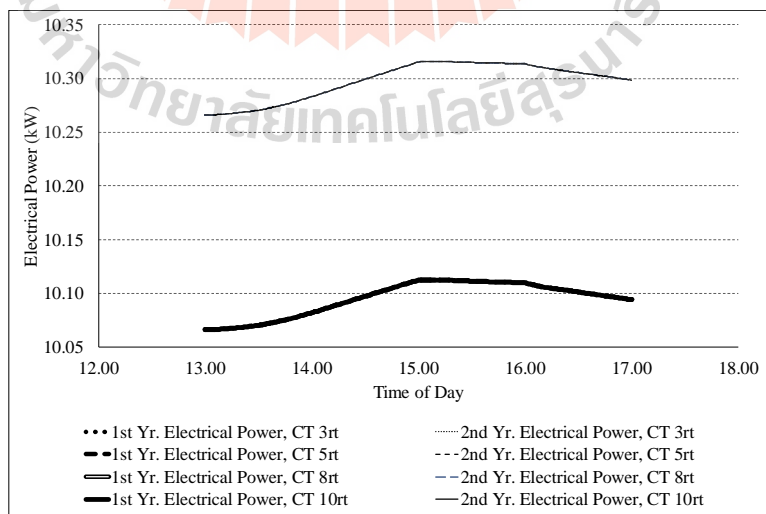
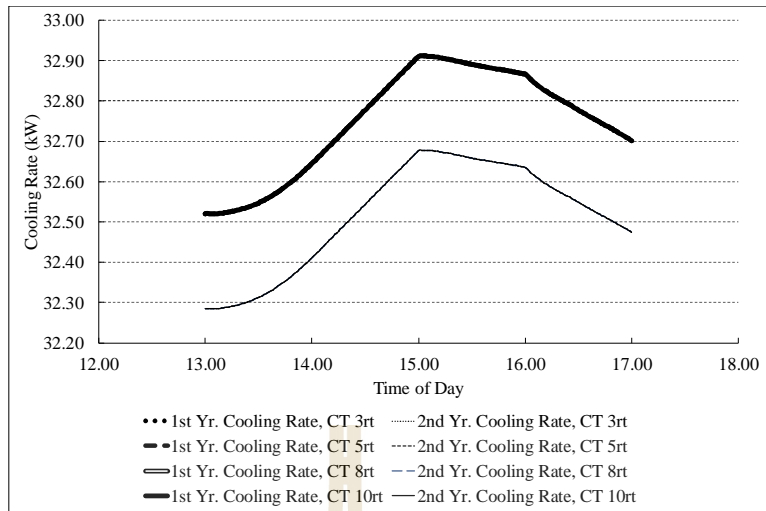


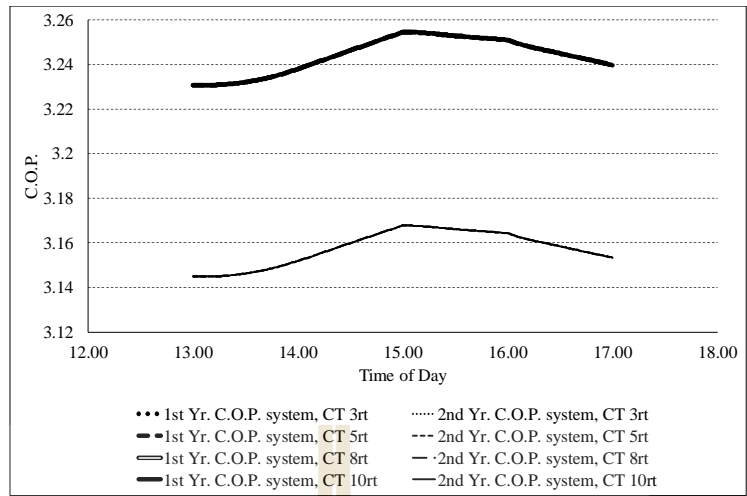


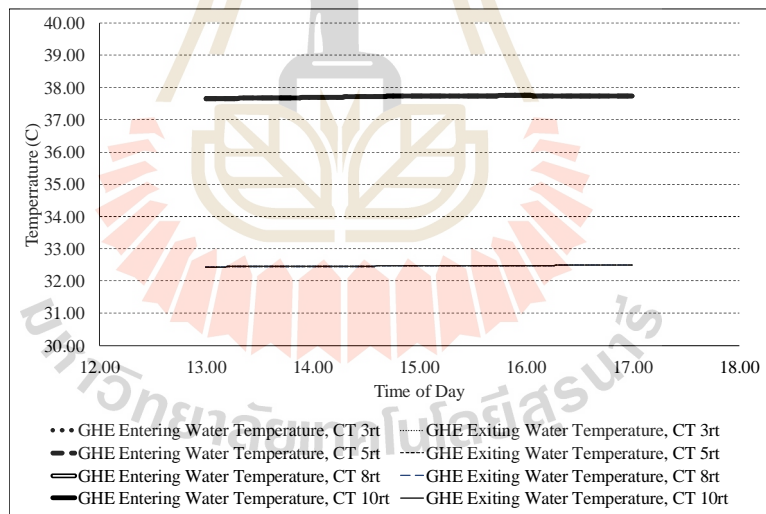
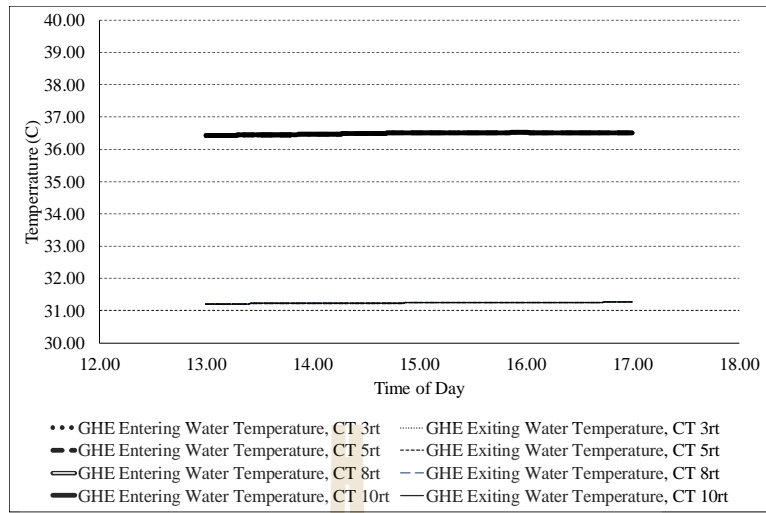


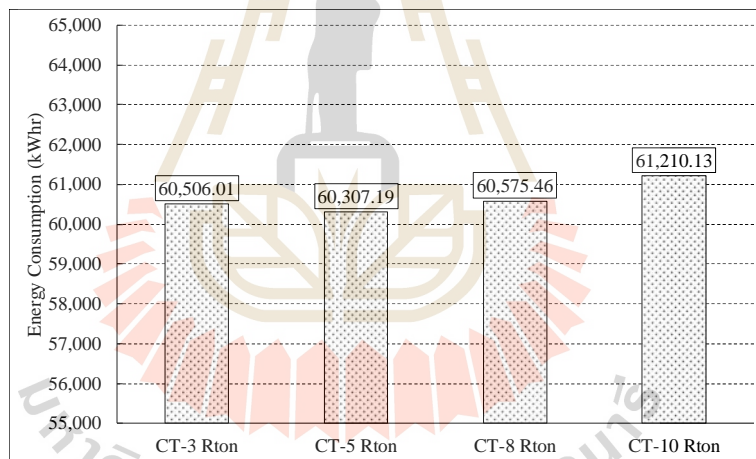


มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

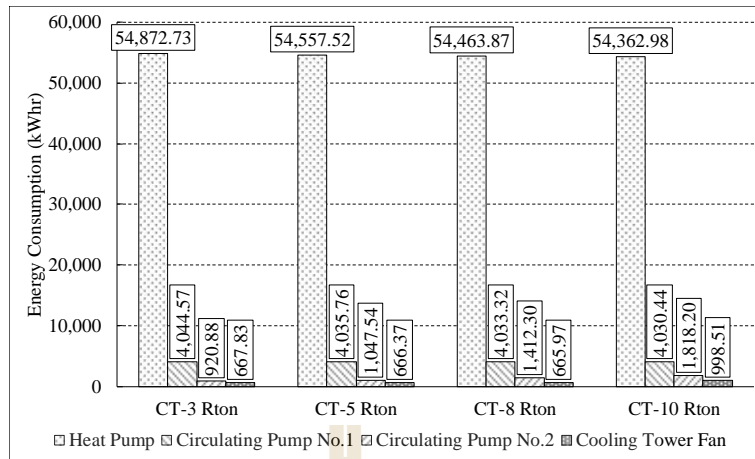


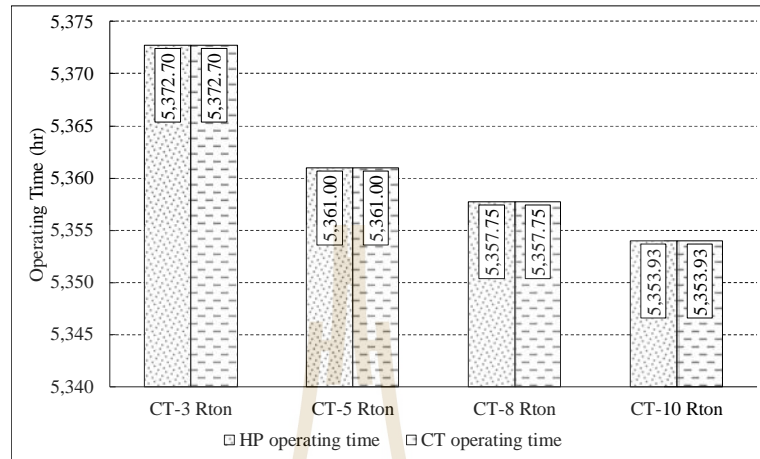


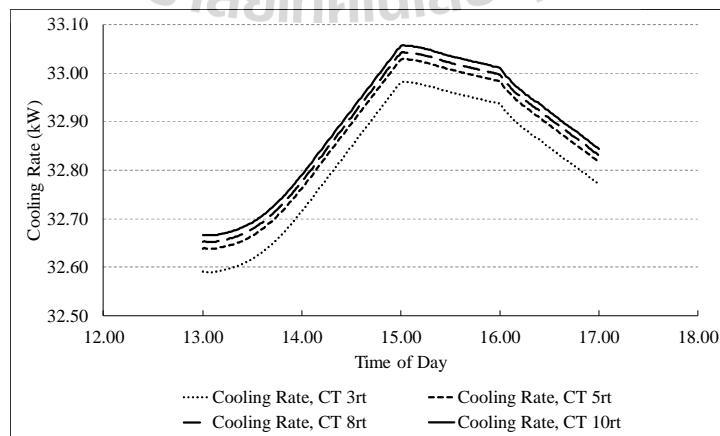
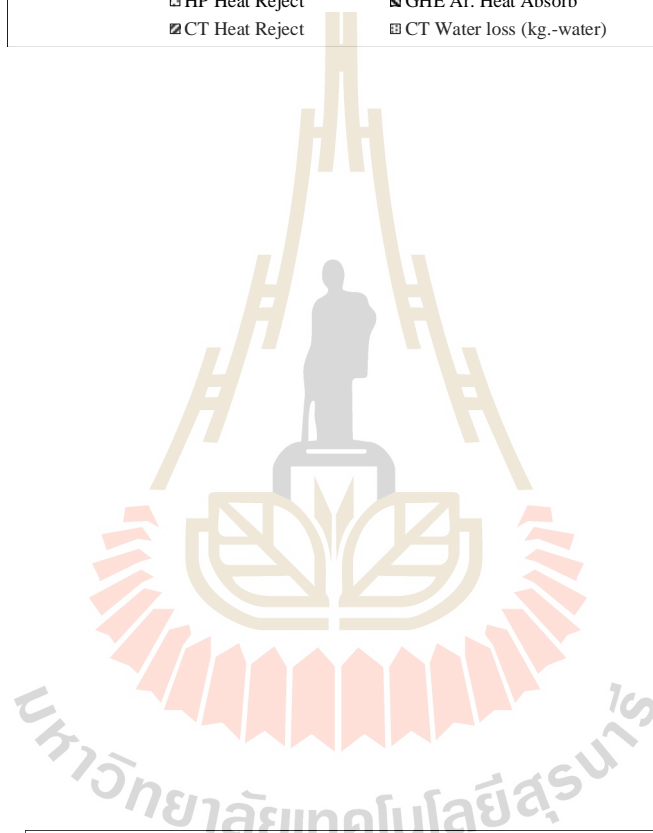
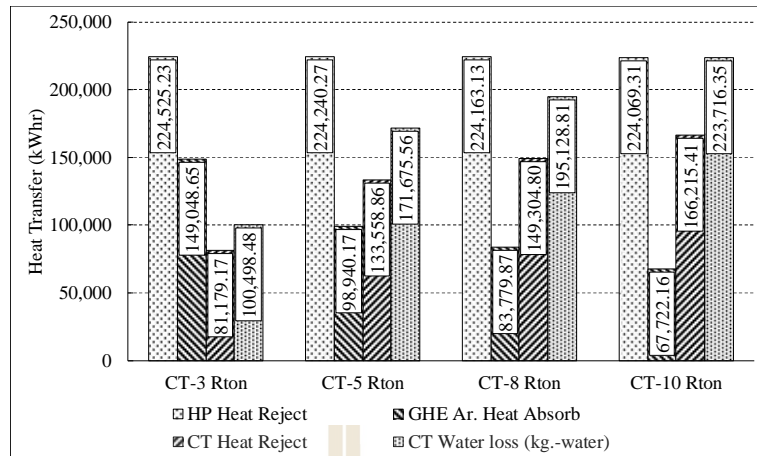


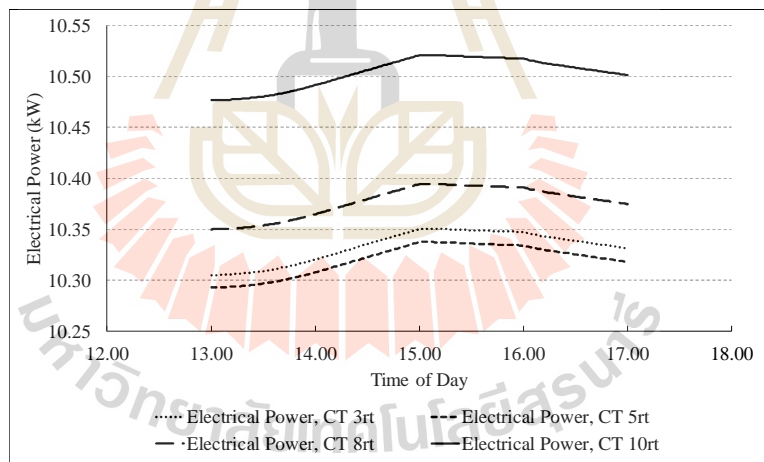


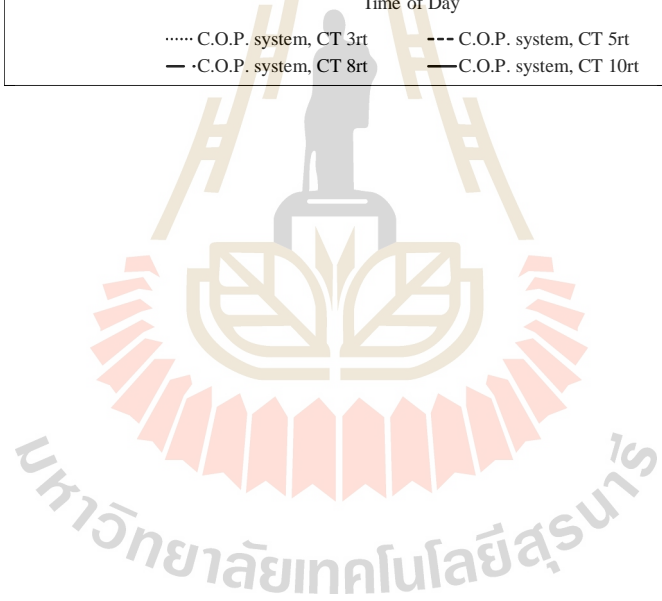
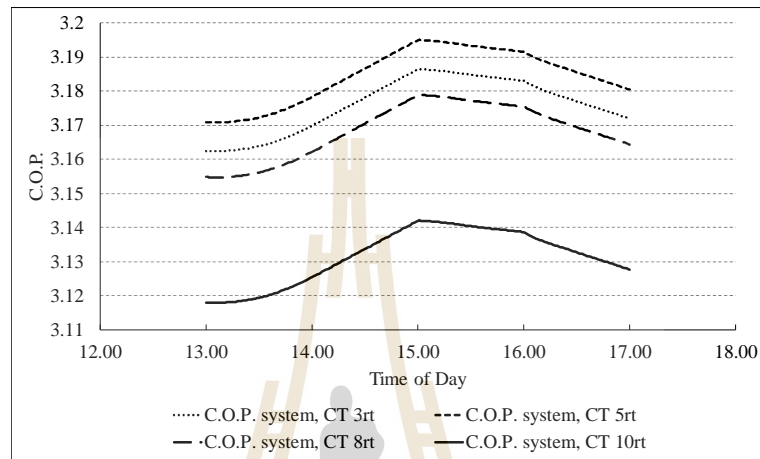
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

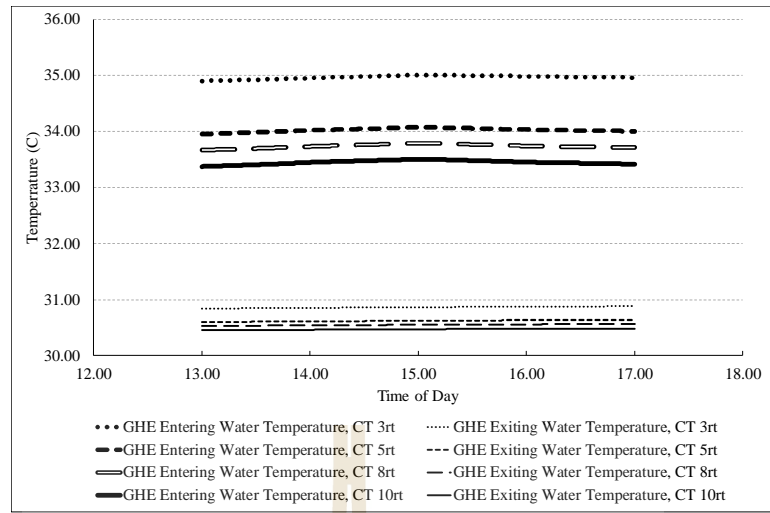


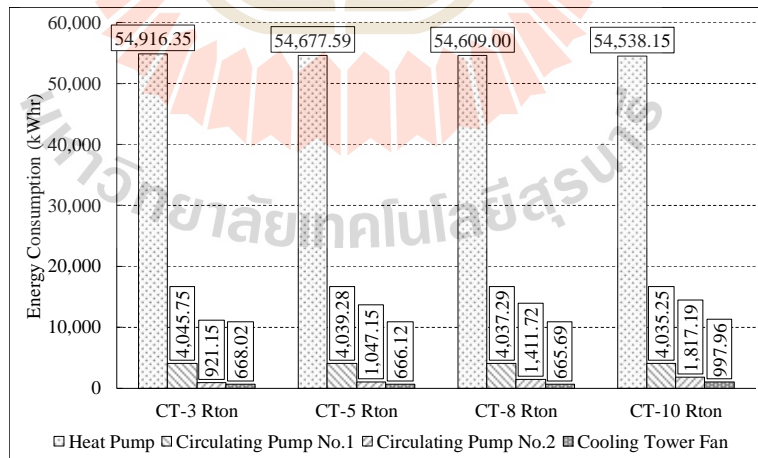
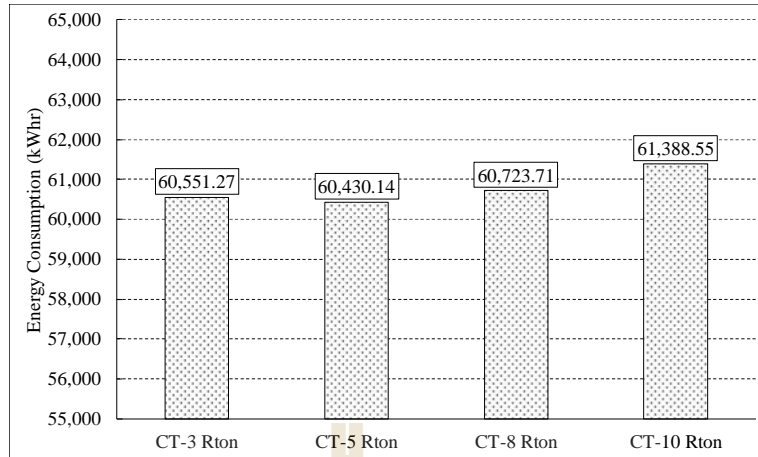


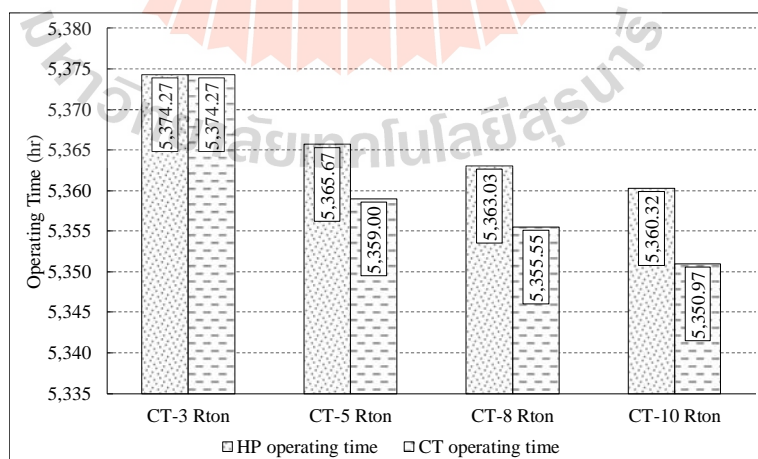
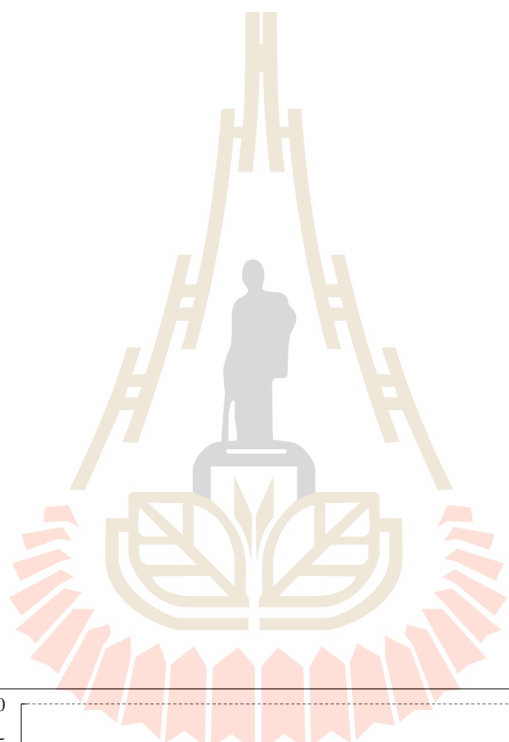


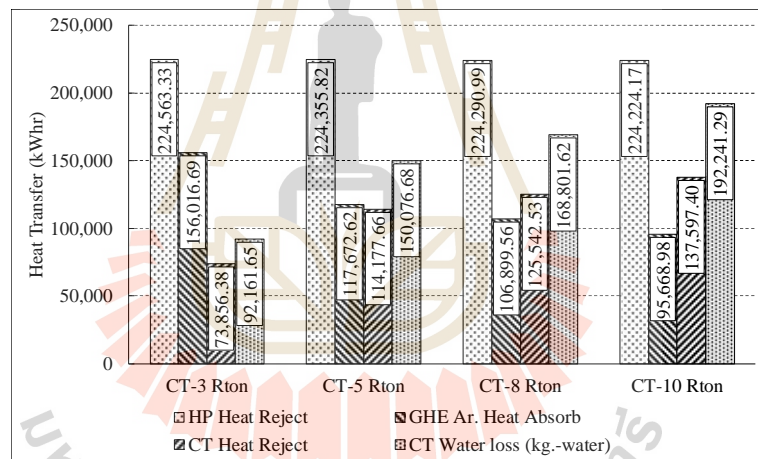




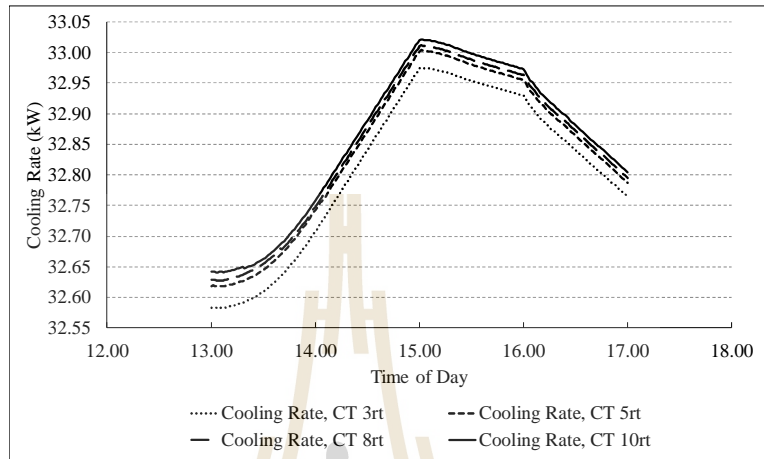


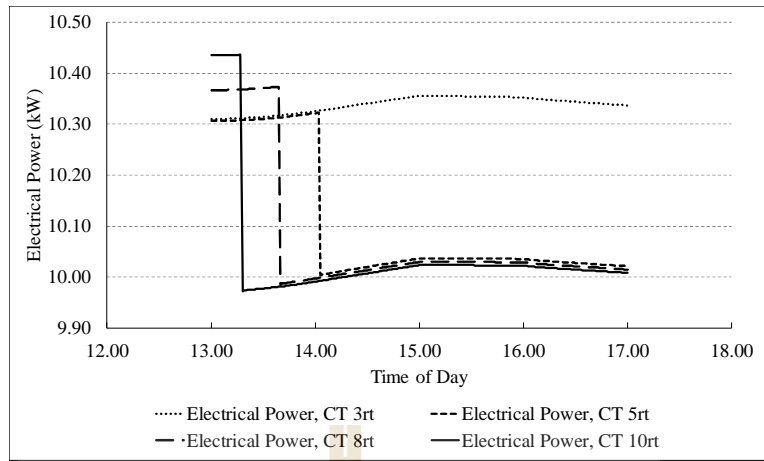


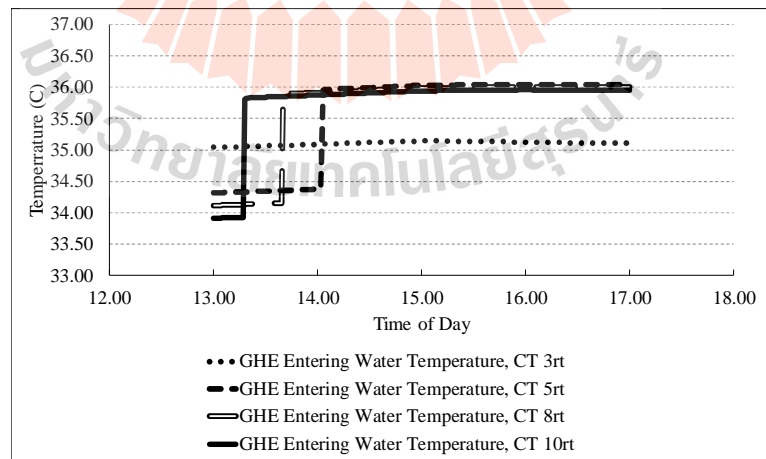
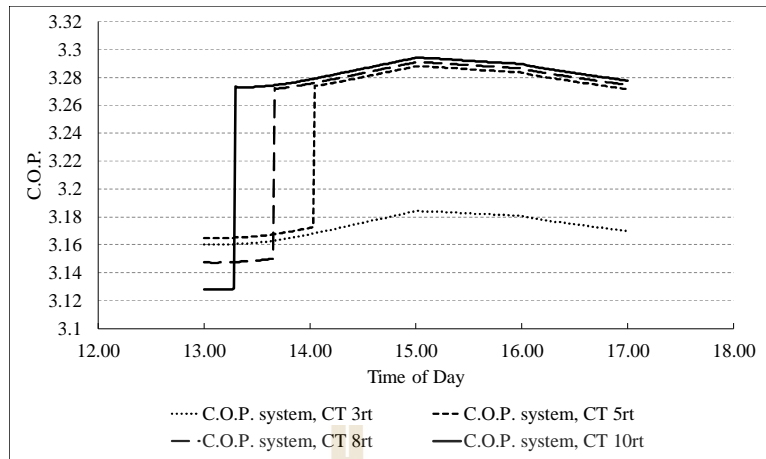


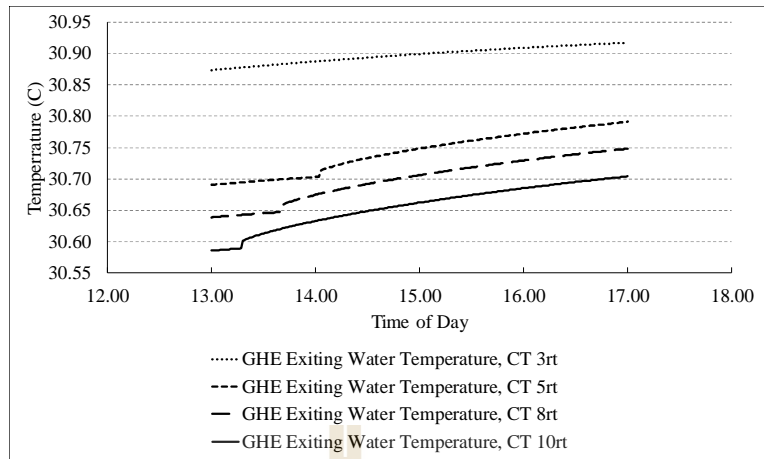


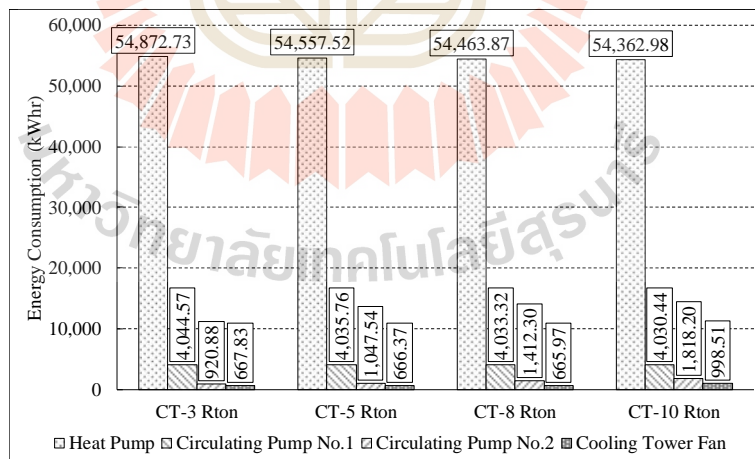
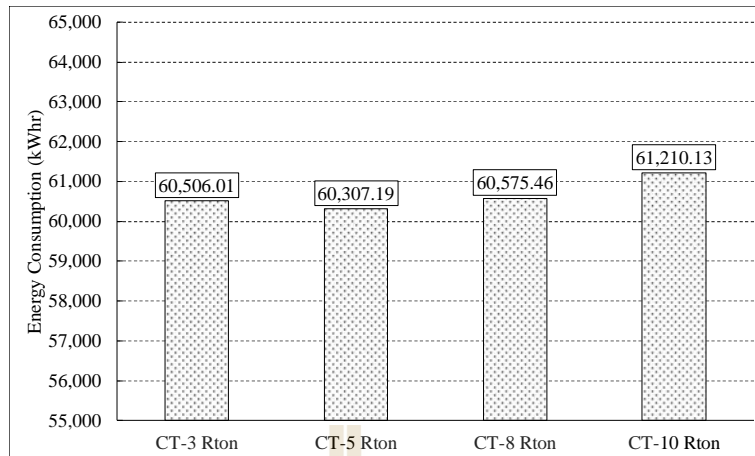
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

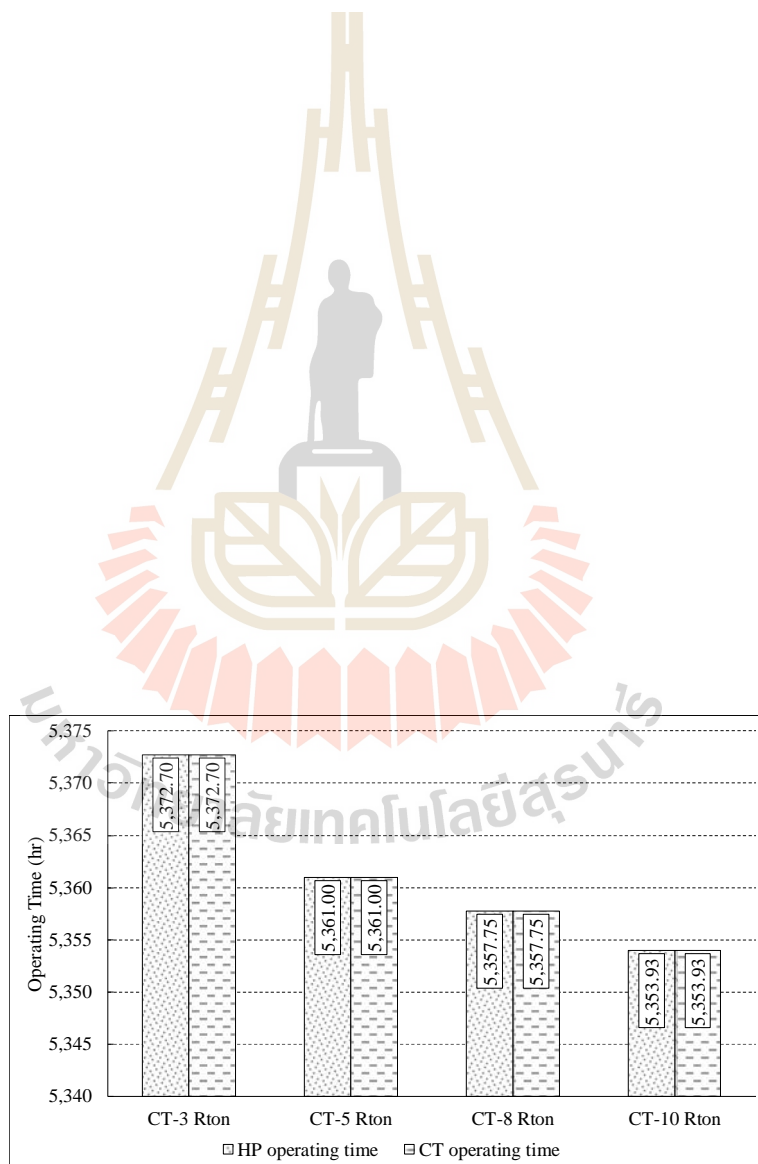


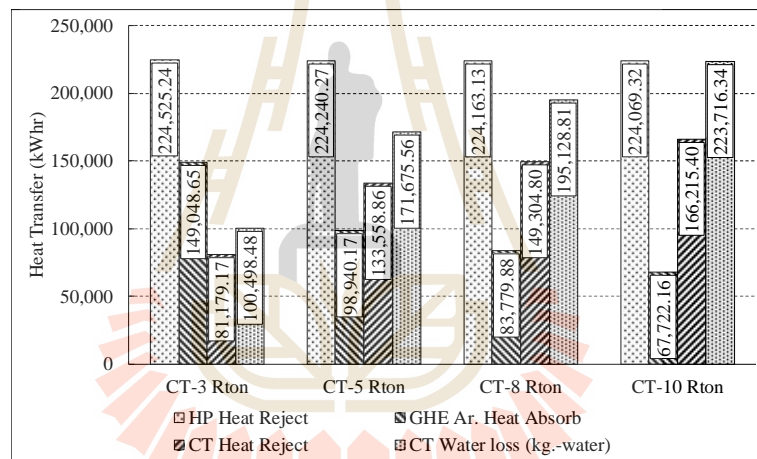


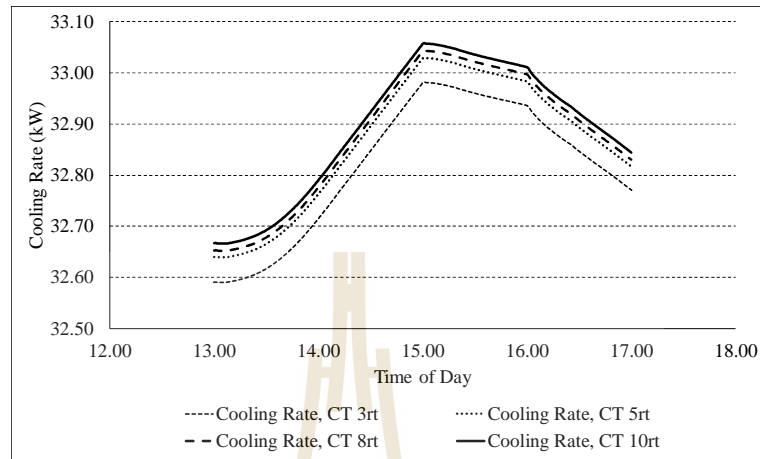


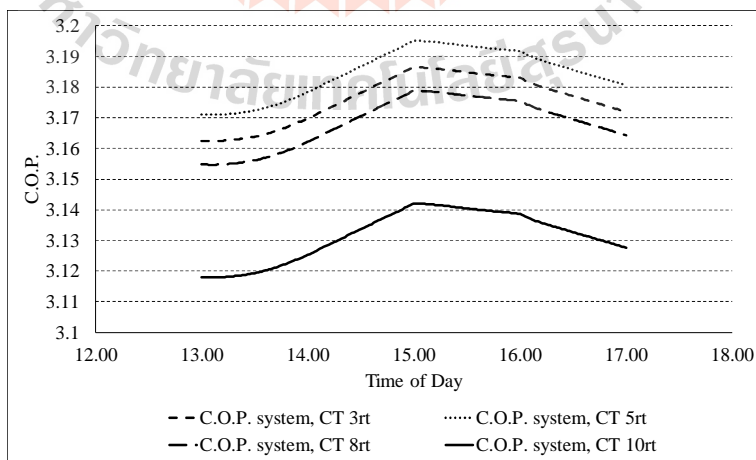
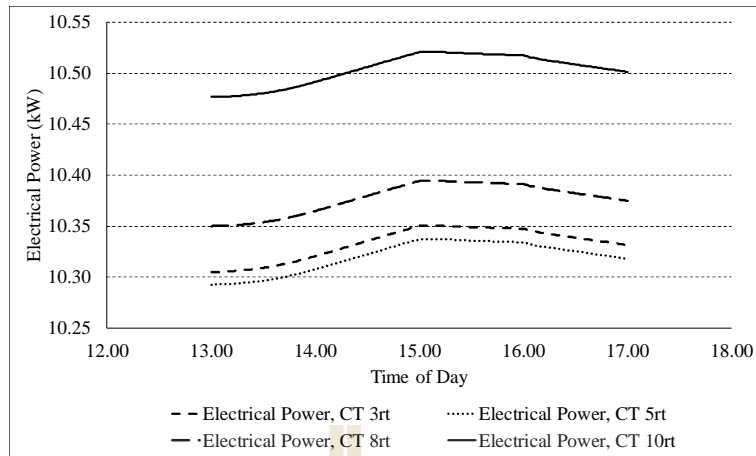


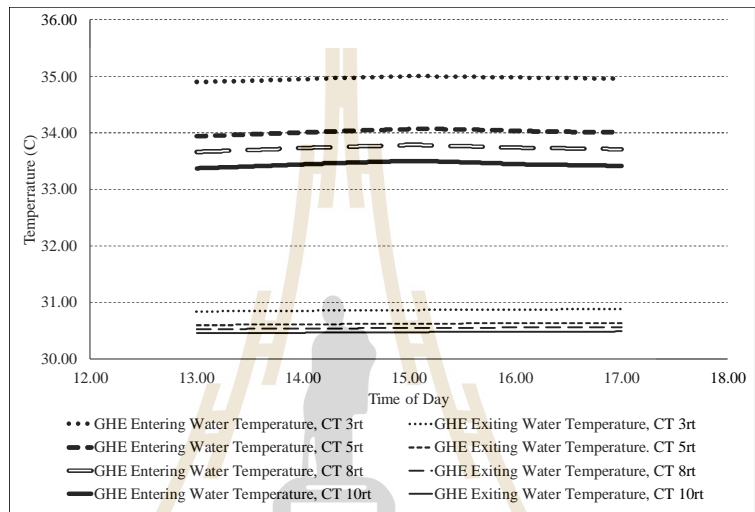


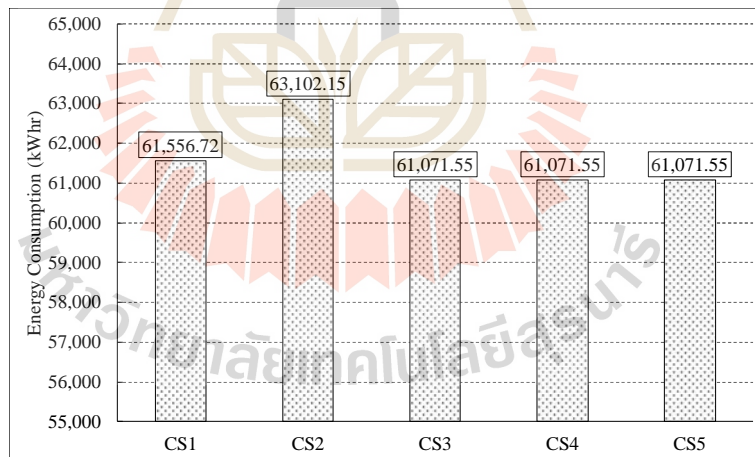


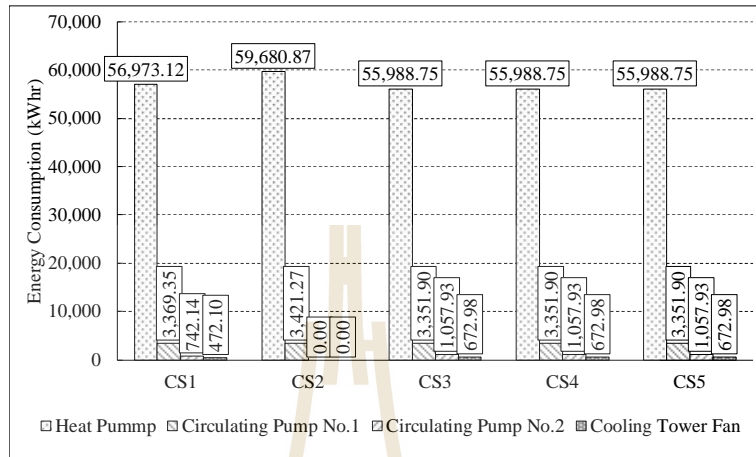


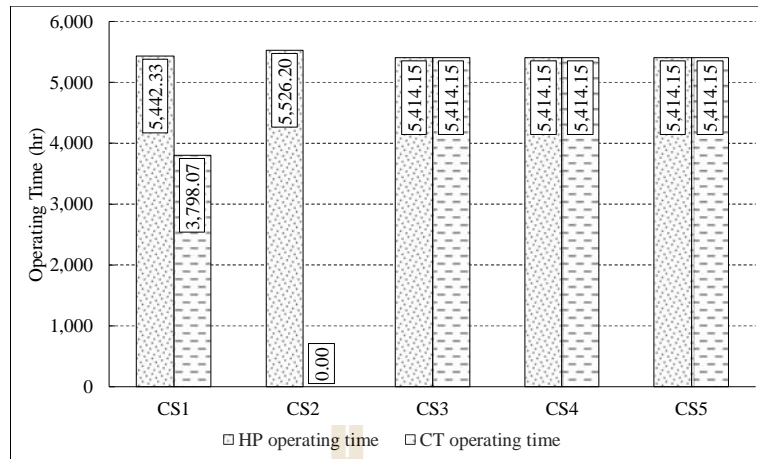


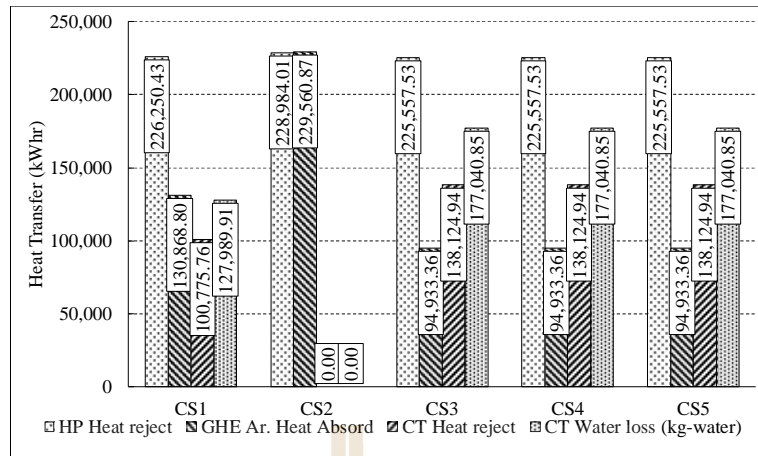


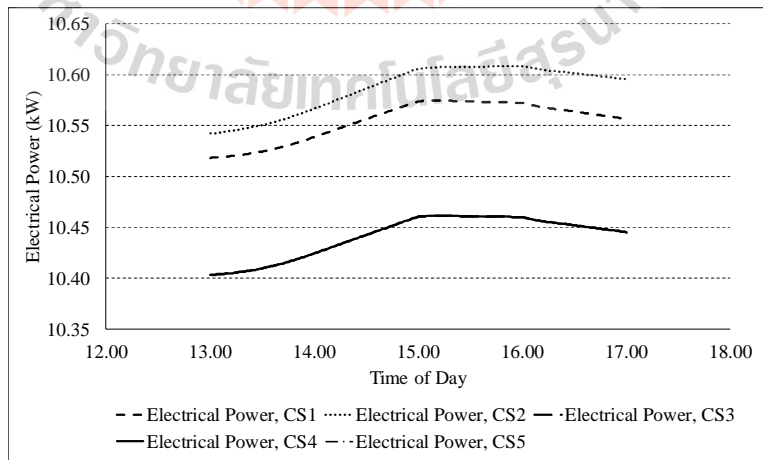
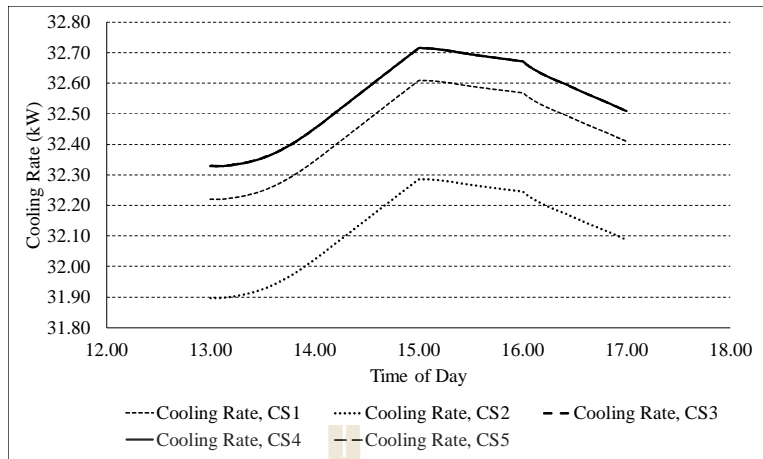


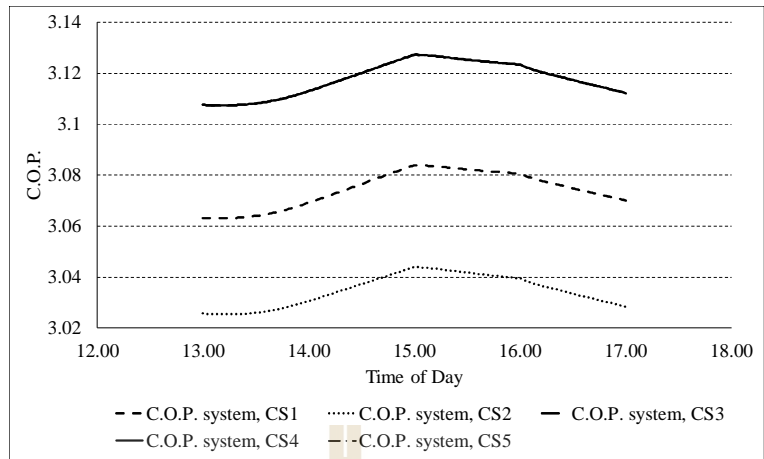


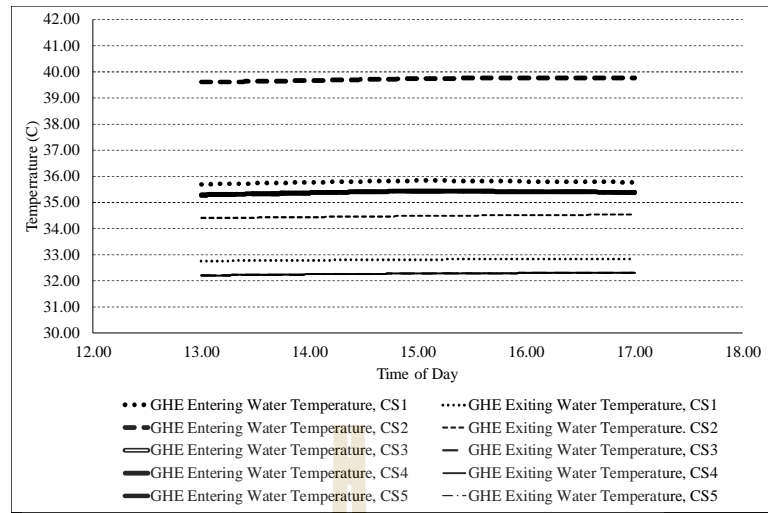


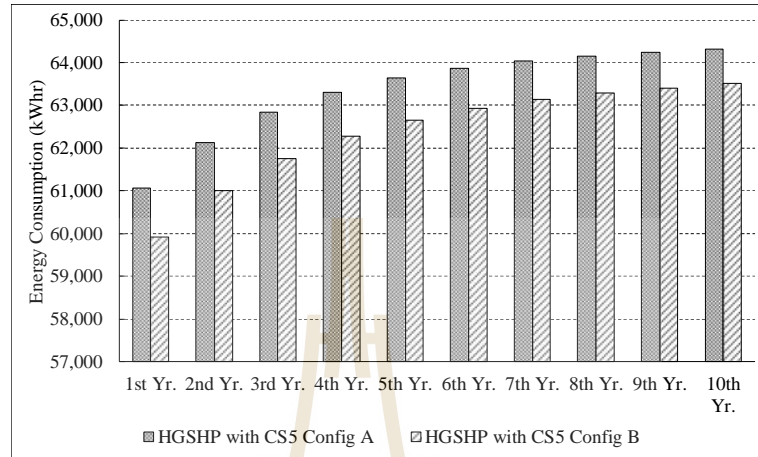


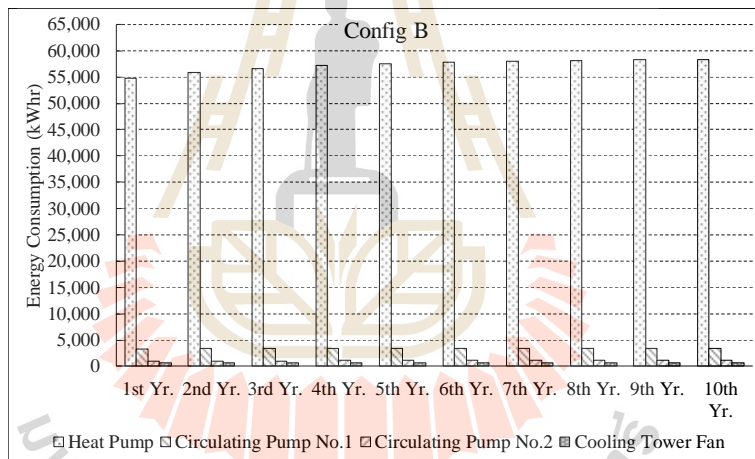
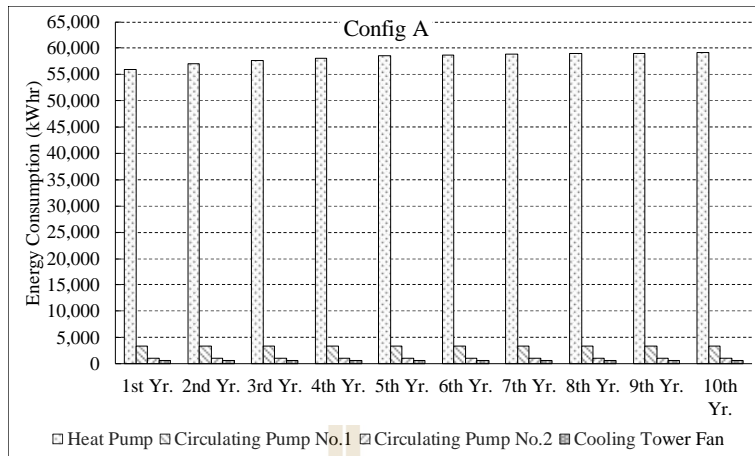




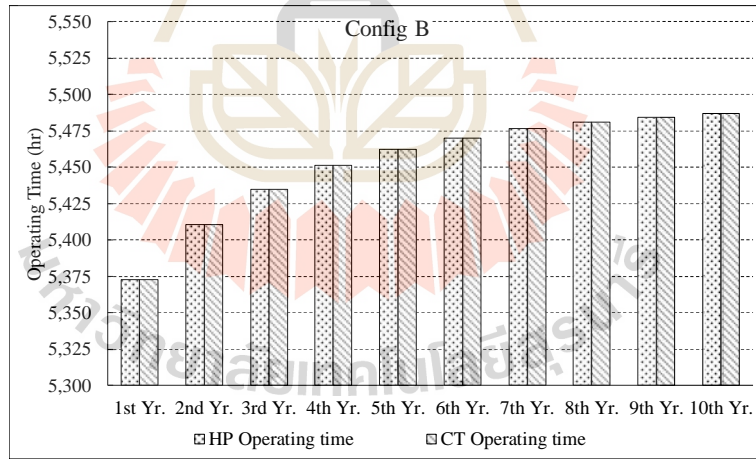
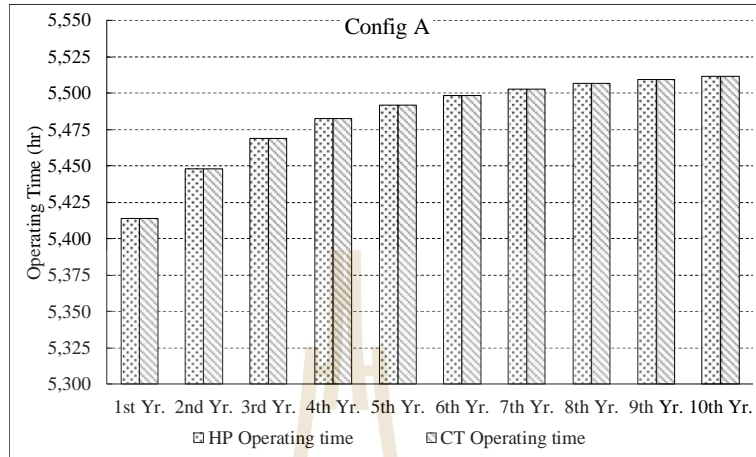


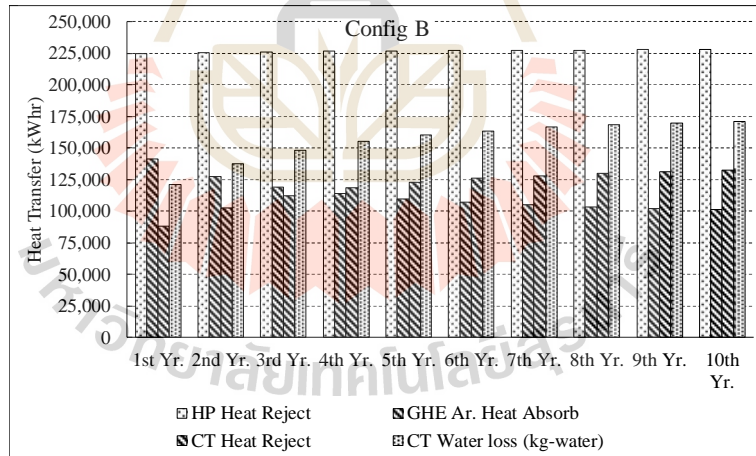
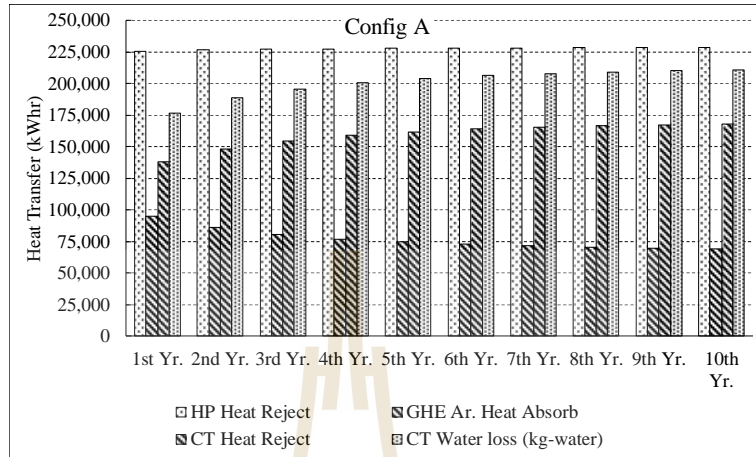






มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี





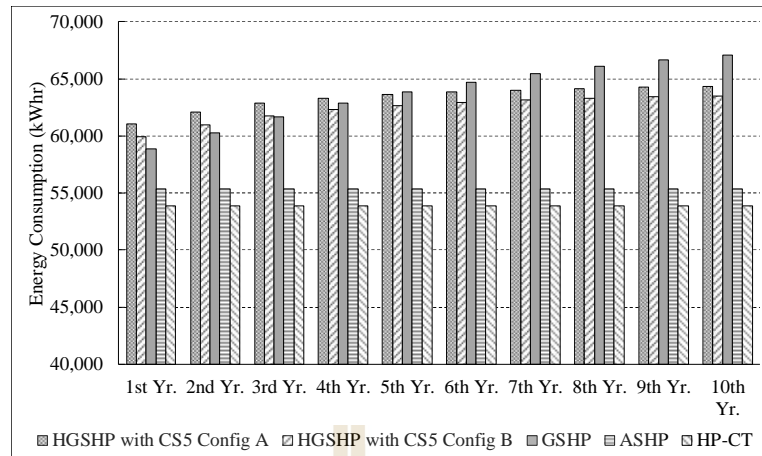
สาเหตุมาจากการที่ระบบมีเวลาการทำงานที่ต่ำลงประกอบกับค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้า Condenser ของรูปแบบ Config B มีค่าต่ำ ในส่วนของความร้อนที่ดินที่ได้รับจะเห็นว่าเมื่อระบบใช้ วงจรน้ำหล่อเย็นรูปแบบ Config B จะมีปริมาณความร้อนที่ดินที่ได้รับเพิ่มขึ้นจากการใช้วงจรน้ำหล่อ เย็นรูปแบบ Config A ซึ่งเป็นผลมาจากลำดับการไหลผ่านของน้ำหล่อเย็นซึ่งใน Config B ดินเป็น แหล่งรับความร้อนที่ 1 หลังจากทีน้ำหล่อเย็นออกจาก Condenser ของฮีตปั๊ม จึงทำให้ความร้อน ที่ดินที่ได้รับใน Config B มีค่าสูงกว่าระบบที่มีวงจรน้ำหล่อเย็นรูปแบบ Config A เมื่อพิจารณา ปริมาณน้ำที่ระเหยจะพบว่าระบบที่ใช้วงจรน้ำหล่อเย็นรูปแบบ Config B จะมีปริมาณการระเหย ของน้ำต่ำกว่าซึ่งมีสาเหตุจากเวลาการทำงานที่ต่ำกว่าและอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้าหอทำความ เย็นมีค่าต่ำกว่าซึ่งได้รับอิทธิพลจากการทิ้งความร้อนที่ดินก่อนจึงเข้าสู่หอทำความเย็น เมื่อพิจารณา เปรียบเทียบรายปีจะพบว่าค่าความร้อนที่ถ่ายเทและปริมาณน้ำที่ระเหยจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นทุกปีซึ่งเป็น ผลจากการสะสมความร้อนในดินจนทำให้อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเป็มขึ้นและส่งผลต่อไปยังฮีตปั๊มให้มีความ อัตราการทำงานที่ต่ำลง ระยะเวลาการทำงานของระบบจึงเพิ่มขึ้นและเป็นผลให้ระบบมี พฤติกรรมดังกล่าว

4.4 เปรียบเทียบการใช้พลังงาน

จากผลการศึกษาระบบ HGSHP เพื่อการใช้งานเพื่อการปรับอากาศให้ร้านสะดวกซื้อที่ ตั้งอยู่ในพื้นที่กรุงเทพมหานครเพื่อเป็นข้อมูลสำหรับการพิจารณาใช้งานระบบในหัวข้อจึงทำการ เปรียบเทียบปริมาณการใช้พลังงานกับระบบปรับอากาศที่พบในปัจจุบันซึ่งได้แก่ ระบบปรับอากาศ แบบแยกส่วน (Split Type Air-conditioner) ในการศึกษาเรียกว่า Air Source Heat Pump (ASHP) ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อน (Ground Source Heat Pump, GSHP) ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ หอทำความเย็นที่อุปกรณ์ระบายความร้อนในการศึกษานี้เรียกว่า Heat Pump with Cooling Tower (HP-CT) และระบบ HGSHP ที่ทำงานด้วยกลยุทธควบคู่ที่ 5 ร่วมกับหอทำความเย็นขนาด 5 RT แบบที่มีวงจรน้ำหล่อเย็น Config A และ Config B ซึ่งมีข้อมูลดังนี้

4.4.1 พลังงานที่ระบบใช้

พลังงานที่ระบบทำความเย็นใช้เป็นปัจจัยสำคัญในการศึกษานี้เพื่อใช้เป็นข้อมูล ระบุว่าระบบใดมีความเหมาะสมต่อการใช้งานตามวัตถุประสงค์ของกาศึกษา จากผลการศึกษา จึงให้เห็นว่าระบบทำความเย็นแต่ละประเภทมีปริมาณการใช้พลังงานเมื่อใช้งานระบบเป็นเวลา 10 ปี ดังต่อไปนี้



4.4.2 อุณหภูมิใต้ดิน

การใช้งานระบบ HGSHP และระบบ GSHP เป็นการใช้ดินเพื่อรับเอาความร้อนที่ระบายออกจากระบบ เพื่อเป็นการศึกษาพฤติกรรมการทำงานและอธิบายผลกระทบของอุณหภูมิแหล่งรับความร้อนของระบบ HGSHP และระบบ GSHP ในหัวข้อนี้จึงนำเสนอการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิใต้ดินของการใช้งานจำนวน 10 ปี

จากข้อมูลอุณหภูมิใต้ดินในตารางที่ 4.4.1 จะเห็นว่าระบบ GSHP มีพฤติกรรมของอุณหภูมิใต้ดินในลักษณะที่เพิ่มสูงขึ้นทุกปีและมีค่าสูงสุดในทุกปีเมื่อเปรียบเทียบกับ 2 ระบบซึ่งเป็นผลจากความร้อนที่ระบายออกจากฮีตปั๊มถูกถ่ายเทลงใต้ดินเพียงแหล่งเดียวจึงเป็นผลให้ดินมีค่าอุณหภูมิสูงขึ้นทุกปี ในส่วนของระบบ HGSHP ที่ใช้วงจรน้ำหล่อเย็นรูปแบบ Config A มีการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิใต้ดินในทุกปีเช่นเดียวกับระบบ GSHP และเพิ่มขึ้นในอัตราที่ต่ำสุดเมื่อเปรียบเทียบกับ 2 ระบบที่เหลือซึ่งเป็นผลจากรูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็นที่ทำให้น้ำหล่อเย็นได้ระบายความร้อนบางส่วนออกสู่อากาศก่อนแล้วจึงระบายความร้อนที่เหลือลงสู่ดินซึ่งเห็นได้จากรูปที่ 4.3.12ก ที่ปริมาณความร้อนที่ดินได้รับมีค่าต่ำกว่าปริมาณความร้อนระบายออกสู่อากาศ และสำหรับระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B มีการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิใต้ดินเช่นเดียวกับ 2 ระบบที่นำเสนอไว้ข้างต้นและมีอัตราการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิใต้ดินอยู่ระหว่างระบบ GSHP และระบบ HGSHP ที่ใช้วงจรน้ำหล่อเย็นรูปแบบ Config A ซึ่งเป็นผลจากลำดับการไหลผ่านแหล่งทิ้งความร้อนของน้ำหล่อเย็นตามรูปแบบวงจร จึงส่งผลให้ดินได้รับปริมาณความร้อนในอัตราที่สูงกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับระบบ HGSHP ที่ใช้วงจรน้ำหล่อเย็นรูปแบบ Config A ดังข้อมูลในรูปที่ 4.3.12ก และ 4.3.12ข

ตารางที่ 4.4.1 อุณหภูมิใต้ดิน

อุณหภูมิเฉลี่ยของดิน ณ ตำแหน่งติดตั้ง GHE						
ปีที่	ระบบ GSHP		ระบบ HGSHP รูปแบบ วงจรรน้ำหล่อเย็น Config A		ระบบ HGSHP รูปแบบ วงจรรน้ำหล่อเย็น Config B	
	เริ่มต้นปี	สิ้นสุดปี	เริ่มต้นปี	สิ้นสุดปี	เริ่มต้นปี	สิ้นสุดปี
1	30.00	31.45	30.00	31.16	30.00	31.86
2	31.45	32.54	31.16	31.84	31.86	32.93
3	32.54	33.40	31.84	32.26	32.93	33.61
4	33.40	34.09	32.26	32.54	33.61	34.06
5	34.09	34.68	32.54	32.73	34.06	34.38
6	34.68	35.16	32.73	32.87	34.38	34.61
7	35.16	35.57	32.87	32.97	34.61	34.79
8	35.57	35.93	32.97	33.04	34.79	34.91
9	35.93	36.24	33.04	33.10	34.91	35.02
10	36.24	36.52	33.10	33.15	35.02	35.10

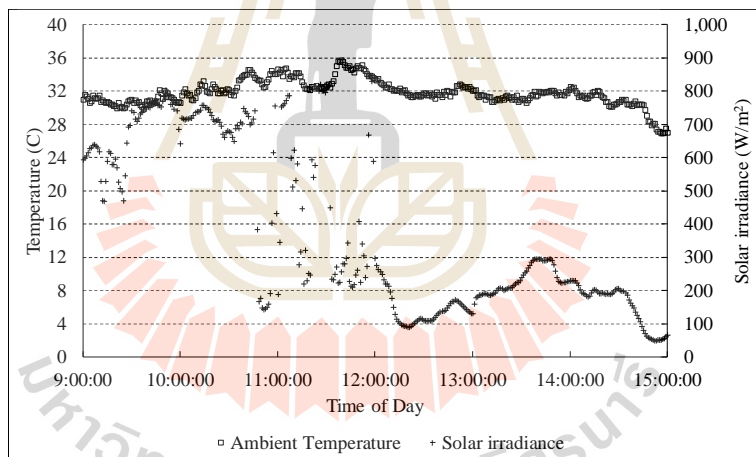
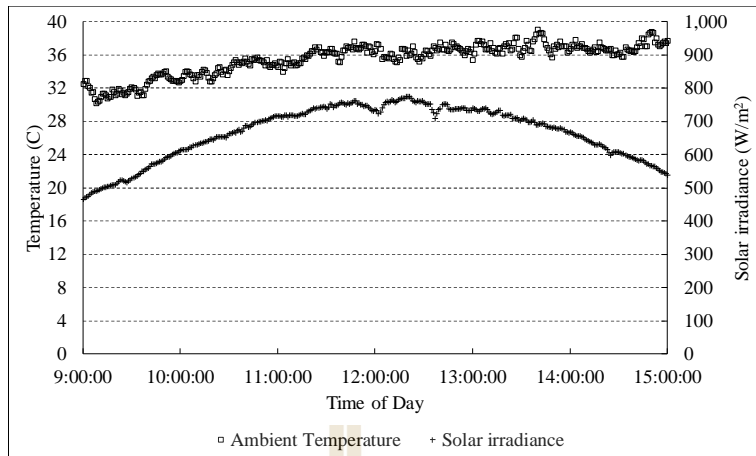
4.5 สมรรถนะชุดสถิติการทำงานระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน

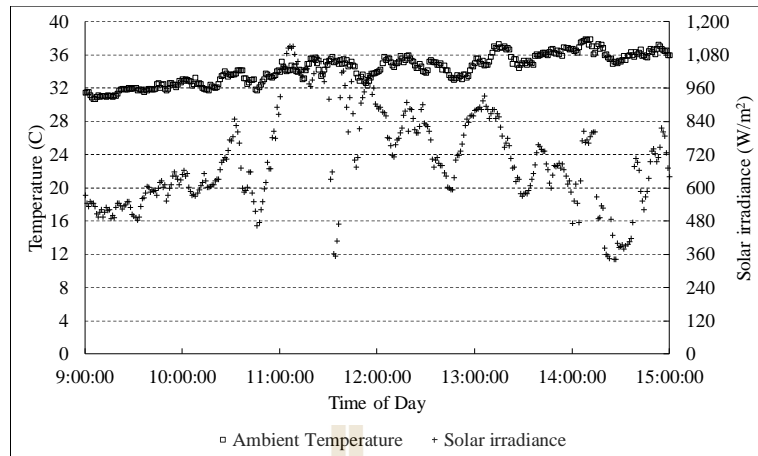
จากรายละเอียดของชุดทดลองและข้อมูลการทดลองในหัวข้อที่ 3.7 นำมาซึ่งผลการทดลองเพื่อการวิเคราะห์และประเมินสมรรถนะชุดสถิติการทำงาน ในวันนี้จะนำเสนอพฤติกรรมของอุณหภูมิและความชื้นภายในอาคาร กำลังไฟฟ้าและพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ ปริมาณความร้อนที่ถ่ายโอนในแต่ละอุปกรณ์และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ เมื่อใช้งานชุดทดลองในรูปแบบระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อนและเมื่อใช้งานระบบในรูปแบบระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนที่มีการจัดเรียงวงจรรน้ำหล่อเย็นแบบ Config A และ Config B

4.5.1 ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อน (Ground Source Heat Pump, GSHP)

4.5.1.1 อุณหภูมิภายนอกอาคารและค่าความเข้มแสงแดด

จากข้อมูลอุณหภูมิภายนอกอาคารและค่าความเข้มแสงแดด ณ วันที่ทำการทดลองพบว่าพฤติกรรมของตัวแปรทั้งสองเป็นดังในรูปที่ 4.5.1.ก 4.5.1.ข และ 4.5.1.ค





ของน้ำหล่อเย็น 5 LPM และระบบที่ใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 15 LPM เป็นระบบที่มีค่าความเข้มแสงแดดสูงที่สุด และเมื่อพิจารณาข้อมูลข้างต้นที่ได้นำเสนอมาพร้อมกับพฤติกรรม การของค่าความเข้มแสงแดดในรูปที่ 4.5.2.ก 4.5.2.ข และ 4.5.2.ค เห็นได้ว่าระบบที่มีสภาพอากาศที่อาจส่งผลให้ระบบมีภาระการทำงานหนักที่สุดคือ ระบบที่ใช้อัตราการไหลเท่ากับ 5 LPM และรองลงมาคือ ระบบที่ใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 15 LPM ตามด้วยระบบที่ใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 10 LPM เป็นระบบที่สภาพอากาศอาจส่งผลให้ระบบมีภาระการทำงานต่ำที่สุด

4.5.1.2 พลังงาน ระยะเวลาทำงานและ COP ของระบบ

ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งทิ้งความร้อนเป็นการระบายความร้อนจากฮีตปั๊มลงสู่ดินเพียงแหล่งเดียว จากการทดลองโดยการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลน้ำหล่อเย็นในวงวนใต้ดินพบว่าปริมาณการใช้พลังงานของระบบเป็นดังในตารางที่ 4.5.1

ตารางที่ 4.5.1 ปริมาณการใช้พลังงาน ระยะเวลาทำงานและ COP ของระบบ GSHP

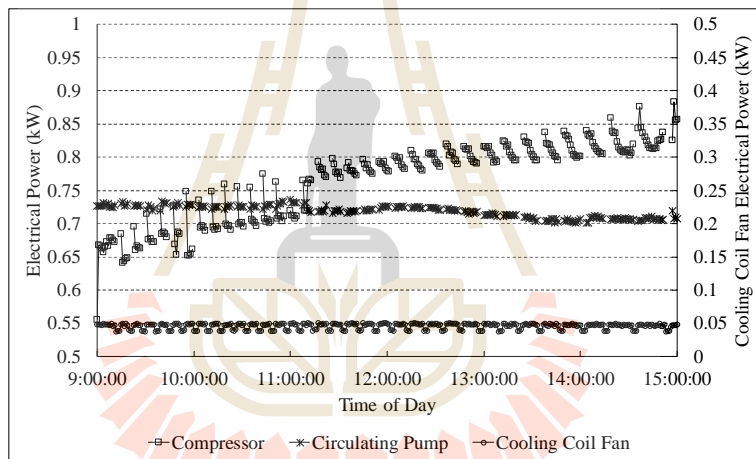
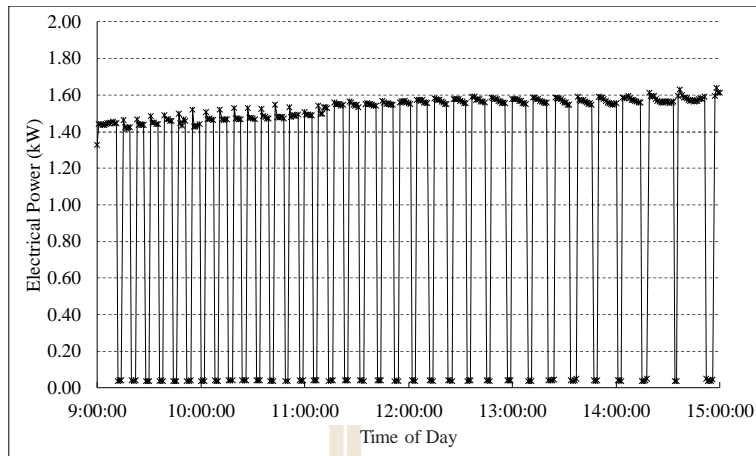
Device	System and Cooling Water Flow Rate		
	GSHP at 5 LPM ($8.33 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)	GSHP at 10 LPM ($1.67 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$)	GSHP at 15 LPM ($2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$)
Cooling Coil Fan (kWh)	0.278	0.27	0.272
Compressor (kWh)	3.337	2.262	2.646
Circulating Pump (kWh)	3.121	2.612	3.163
System (kWh)	6.736	5.144	6.081
Operating Time (minute)	261	204	247
Average COP _{HP} /COP _{system}	2.39/1.19	3.17/1.41	2.97/1.30

เมื่อพิจารณาปริมาณการใช้พลังงานรวมของระบบพบว่าปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบจะมีค่าแตกต่างกันเมื่อใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นต่างกัน โดยเห็นได้ว่าระบบที่ใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ 10 LPM นั้นเป็นระบบที่ใช้พลังงานต่ำสุด ระบบที่ใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ 15 LPM เป็นระบบที่มีปริมาณการใช้พลังงานเพิ่มขึ้นเป็นอันดับที่ 2 และระบบที่ใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 5 LPM เป็นระบบที่ใช้พลังงานไฟฟ้าสูงที่สุด เมื่อพิจารณาแยกเป็นรายอุปกรณ์จะพบว่า Cooling Coil Fan เป็นอุปกรณ์ที่มีปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าที่เท่ากันในทุกๆระบบซึ่งเป็นผลเนื่องมาจากอัตราการไหลพลังงานหรือกำลังไฟฟ้าที่ Cooling

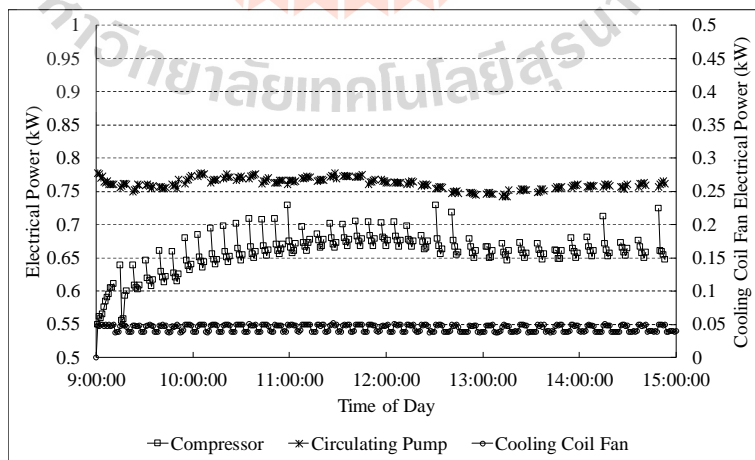
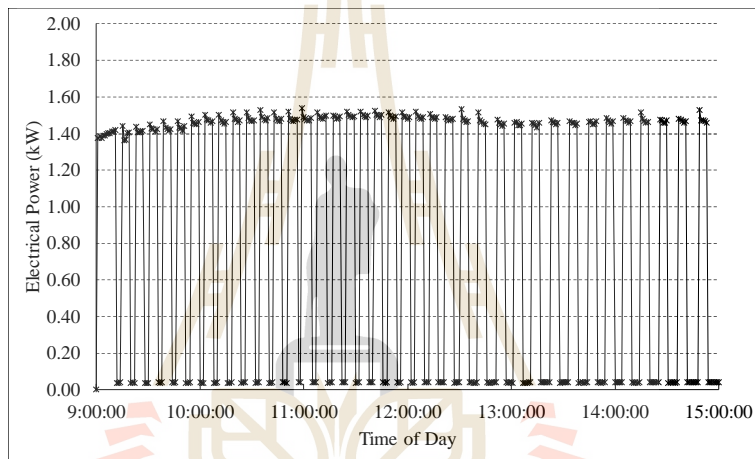
Coil Fan ใช้นั้นจะมีค่าค่อนข้างคงที่ไม่เปลี่ยนแปลงตามพฤติกรรมของตัวแปรอื่น ในส่วนของ Compressor มีปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าที่แตกต่างกันในแต่ละระบบ โดยพบว่าระบบที่ใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ 10 LPM เป็นระบบที่มีปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าของ Compressor ต่ำที่สุดซึ่งเป็นผลจากการที่ระบบมีระยะเวลาการทำงานน้อยที่สุดและสภาพอากาศในวันที่ทำการทดลองมีสภาพที่ส่งผลให้ระบบมีภาระการทำงานต่ำที่สุดตามข้อมูลในหัวข้อที่ 4.5.1.1 ประกอบกับค่าเฉลี่ยอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้า Condenser มีค่าต่ำที่สุด ระบบที่ใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 15 LPM เป็นระบบที่ Compressor ใช้พลังงานไฟฟ้ามากขึ้นเป็นอันดับที่ 2 เป็นผลจากระยะเวลาการทำงานของระบบมีค่าสูงขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับระบบแรก รวมทั้งค่าเฉลี่ยความเข้มแสงแดด ค่าเฉลี่ยอุณหภูมิของอากาศภายนอกอาคารและค่าเฉลี่ยอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้า Condenser มีค่าสูงขึ้นเป็นอันดับที่ 2 และตามด้วยระบบที่ Compressor มีปริมาณการใช้ไฟฟ้าสูงที่สุดคือระบบที่มีอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 5 LPM เนื่องมีค่าเฉลี่ยความเข้มแสงแดด ค่าเฉลี่ยอุณหภูมิของอากาศภายนอกอาคารและค่าเฉลี่ยอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้า Condenser มีค่าสูงสุดและยังเป็นระบบที่มีอัตราการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้า Condenser สูงที่สุดดังข้อมูลในหัวข้อที่ 4.5.1.6 ในส่วนของ Circulating Pump เป็นอุปกรณ์ที่มีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าหรือกำลังไฟฟ้าที่ค่อนข้างคงที่ตลอดการใช้งานระบบอย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าพบว่า Circulating Pump จะมีอันดับปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าที่เรียงจากน้อยไปมากเช่นเดียวกับอันดับปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าของ Compressor เนื่องจาก Circulating Pump มีระยะเวลาการทำงานที่เท่ากับ Compressor ในส่วนของค่าเฉลี่ย COP นั้นจะเห็นว่าค่า COP ของฮีตปั๊ม (COP_{HP}) มีค่าสูงกว่า COP ของระบบ (COP_{system}) ซึ่งเป็นผลจากการที่ระบบมีค่ากำลังไฟฟารวมที่ระบบใช้สูงกว่ากำลังไฟฟ้าที่ Compressor ใช้จึงส่งผลให้เกิดพฤติกรรมดังกล่าวและนอกจากนี้เมื่อเปรียบเทียบระหว่างระบบที่ใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นต่างกันจะพบว่าค่า COP ของฮีตปั๊มและ COP ของระบบมีค่าต่างกันซึ่งเป็นผลจากอัตราการทำมาความเย็นของระบบตามข้อมูลในหัวข้อที่ 4.5.1.5 และค่ากำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้ตามข้อมูลในหัวข้อที่ 4.5.1.3 มีค่าแตกต่างกันจึงส่งผลให้ค่า COP ของแต่ละระบบมีแตกต่างกันดังที่ปรากฏ

4.5.1.3 กำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้

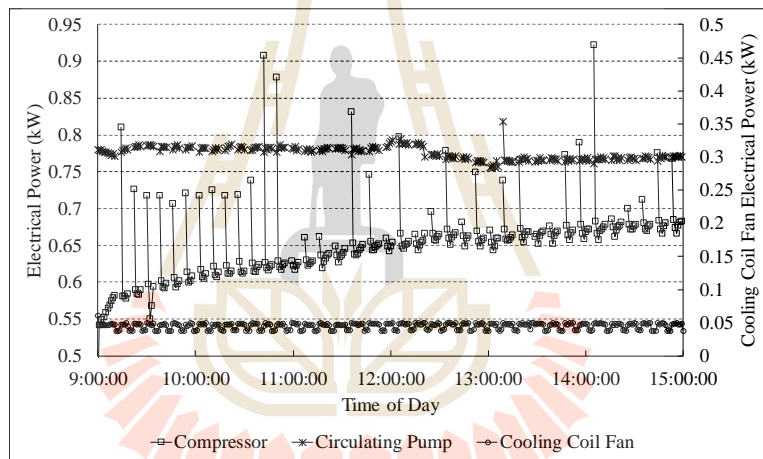
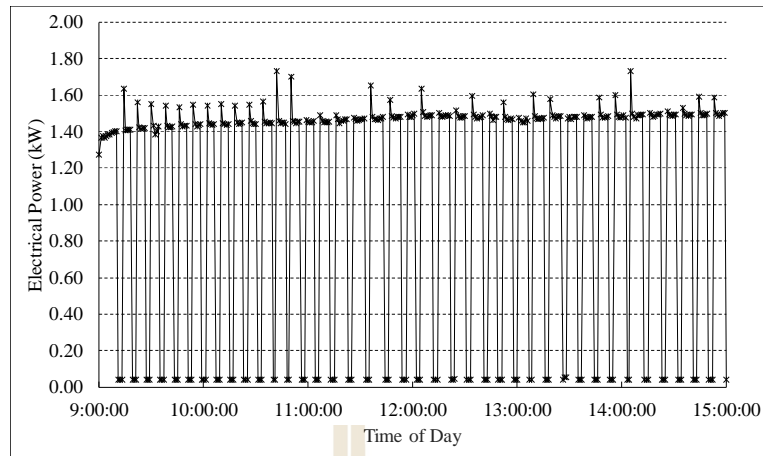
จากการทดลองระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินเป็นแหล่งกักความร้อนสามารถนำมาเขียนกราฟแสดงพฤติกรรมในแต่ละช่วงเวลาได้ดังรูปที่ 4.5.2.ก1 4.5.2.ก2 4.5.2.ข1 4.5.2.ข2 4.5.2.ค1 และ 4.5.2.ค2



มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



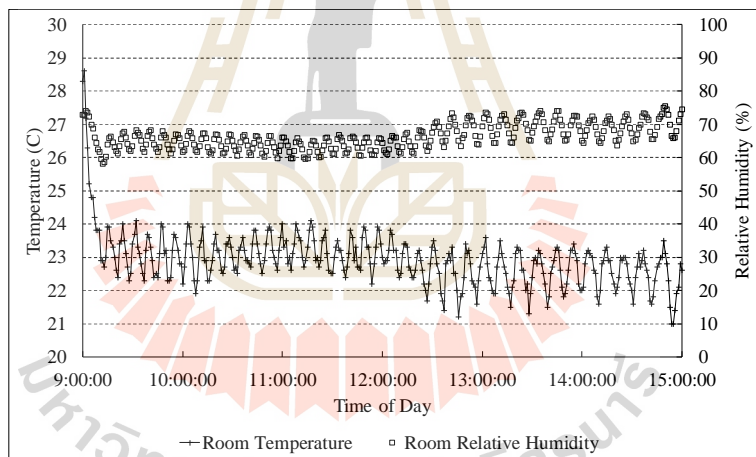
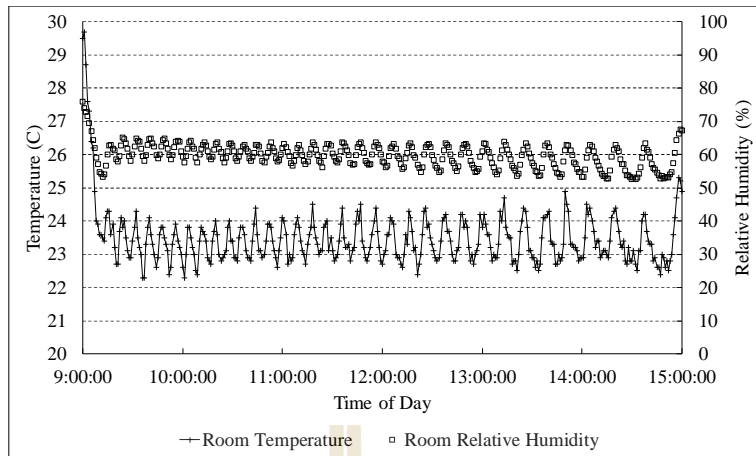
จากข้อมูลในรูปที่ 4.5.2.ข1 ซึ่งเป็นกำลังไฟฟารวมที่ระบบ GSHP ที่ใช้อัตรการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM ใช้ในแต่ละเวลาพบว่า กำลังไฟฟ้าจะมีค่าเปลี่ยนแปลงสลับสูงต่ำตามลักษณะการทำงานของระบบ ซึ่งค่ากำลังไฟฟ้าที่มีค่าต่ำเป็นค่ากำลังไฟฟ้าที่ระบบทำงานด้วย Cooling Coil Fan เพียงอุปกรณ์เดียวโดยมีค่าอยู่ในช่วง 0.037 kW ถึง 0.032 kW และในค่ากำลังไฟฟ้าที่ค่าสูงเป็นค่ากำลังไฟฟ้าในช่วงที่อุปกรณ์ภายในระบบทำงานพร้อมกันโดยประกอบด้วย Cooling Coil Fan Compressor Circulating Pump มีค่าอยู่ในช่วง 1.36 kW ถึง 1.54 kW หากพิจารณาแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงพฤติกรรมของกำลังไฟฟารวมของระบบในช่วงที่อุปกรณ์ในระบบทำงานพร้อมกันจะพบว่าเมื่อเริ่มใช้งานระบบกำลังไฟฟ้าจะมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นจนถึงเวลา 12.00 น. โดยประมาณ กำลังไฟฟ้าจะมีค่าค่อนข้างคงที่ไปจนหยุดใช้งานระบบซึ่งเป็นผลจากสภาพอากาศในวันที่ทำการทดลองตามข้อมูลในหัวข้อที่ 4.5.1.1 มีค่าอุณหภูมิและค่าความเข้มแสงแดดที่ต่ำลง ประกอบกับค่าอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น ณ ตำแหน่งทางเข้า Condenser มีค่าลดลงในช่วงเวลาดังกล่าวดังข้อมูลในหัวข้อที่ 4.5.1.6 เมื่อพิจารณาเป็นรายอุปกรณ์ตามข้อมูลในรูปที่ 4.5.2.ข2 จะพบว่า Compressor เป็นอุปกรณ์ที่ส่งผลกำลังไฟฟารวมที่ระบบใช้พฤติกรรมและแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงดังที่ได้กล่าวไว้ข้างต้น โดยพฤติกรรมอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น ณ ตำแหน่งทางเข้า Condenser ที่ส่งผลให้ Compressor มีแนวโน้มการใช้กำลังไฟฟ้าดังกล่าว Compressor มีค่ากำลังไฟฟ้าอยู่ในช่วง 0.549 kW ถึง 0.729 kW คิดเป็นค่าเฉลี่ยร้อยละ 44.76 ของกำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้ในแต่ละช่วงเวลา ในส่วนของ Circulating Pump มีค่ากำลังไฟฟ้าที่ใช้ค่อนข้างคงที่ตลอดการใช้งาน เนื่องจาก Circulating Pump เป็นอุปกรณ์ที่ทำงานในลักษณะเปิด-ปิดตาม Compressor และจะมีภาระการทำงานเนื่องจากอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นและค่าความดันสูญเสียเนื่องจากการไหลภายในท่อเท่านั้น ซึ่งค่าทั้ง 2 ดังกล่าวมีค่าคงที่ตลอดการทดลองจึงส่งผลให้กำลังไฟฟ้าของ Circulating Pump มีพฤติกรรมที่ค่อนข้างคงที่ โดยอยู่ในช่วง 0.742 kW ถึง 0.778 kW คิดเป็นค่าเฉลี่ยร้อยละ 51.94 ของกำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้ในแต่ละช่วงเวลา สำหรับกำลังไฟฟ้าของ Cooling Coil Fan มีค่าคงที่ตลอดการใช้งานระบบเนื่องจาก Cooling Coil Fan เป็นอุปกรณ์ที่ทำงานที่สถานะเดียวตลอดเวลา โดยกำลังไฟฟ้าของ Cooling Coil Fan อยู่ในช่วง 0.037 kW ถึง 0.052 kW คิดเป็นค่าเฉลี่ยร้อยละ 3.30 ของกำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้ในแต่ละช่วงเวลา

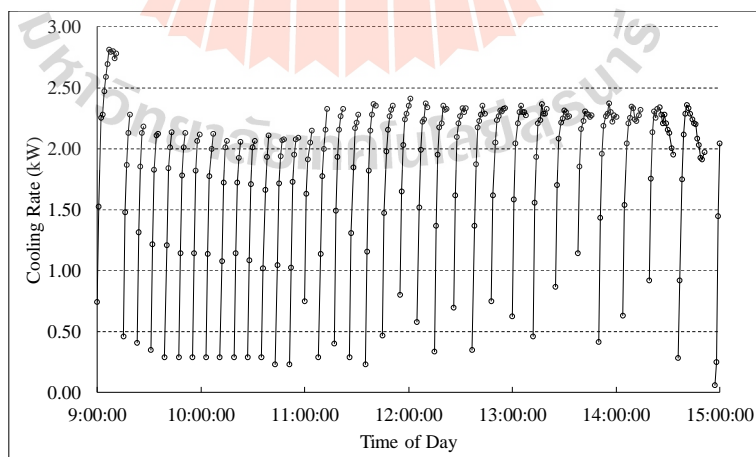
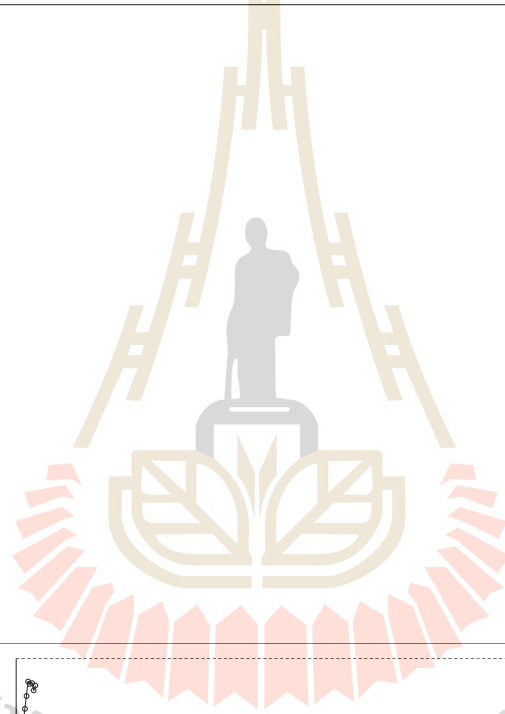
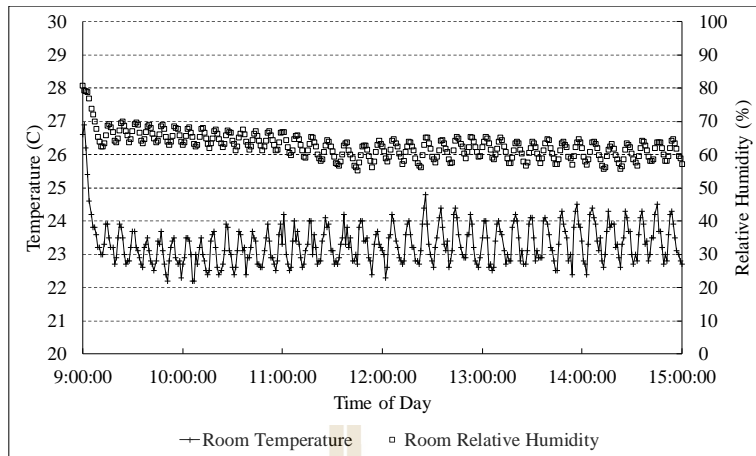


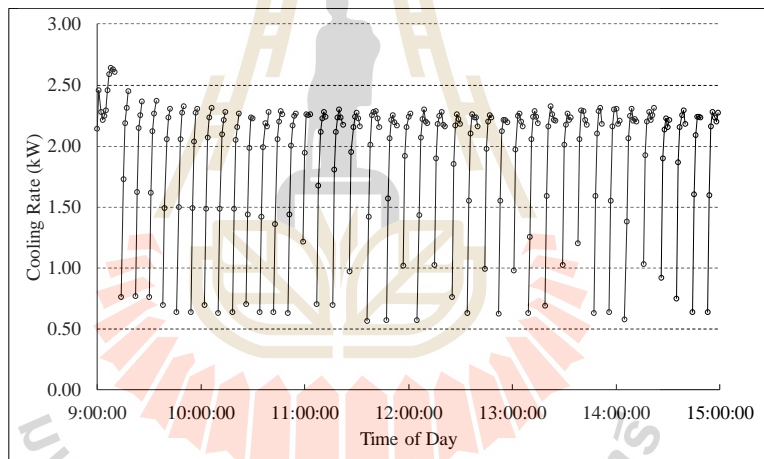
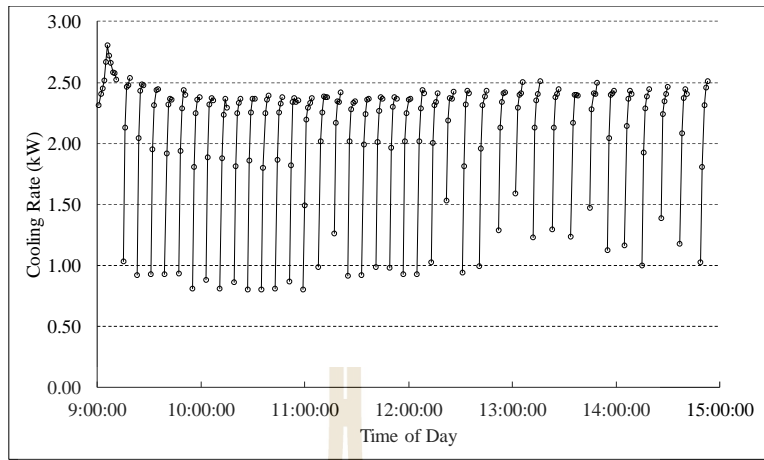
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ของน้ำหล่อเย็น ณ ตำแหน่งทางเข้า Condenser ที่มีแนวโน้มสูงขึ้นตลอดเวลา นับตั้งแต่เริ่มใช้งาน ระบบจนถึงหยุดใช้งานระบบดังข้อมูลในหัวข้อที่ 4.5.1.6 โดย Compressor มีกำลังไฟฟ้าอยู่ในช่วง 0.431 kW ถึง 0.922 kW โดยคิดเป็นค่าเฉลี่ยร้อยละ 44.18 ของกำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้ในแต่ละช่วงเวลา ในส่วนของกำลังไฟฟ้าที่ Circulating Pump ใช้จะมีแนวโน้มค่อนข้างคงที่ตลอดการทำงานของระบบโดยอยู่ในช่วง 0.756 kW ถึง 0.818 kW เป็นผลเนื่องมาจาก Circulating Pump สภาพการทำงานในลักษณะเริ่มทำงานและหยุดทำงานพร้อมกับ Compressor ประกอบกับ ค่าอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นและค่าความดันสูญเสียเนื่องจากการไหลภายในท่อซึ่งเป็นปัจจัยที่ส่งผลให้กำลังไฟฟ้าของ Circulating Pump เกิดการเปลี่ยนแปลงนั้นมีค่าคงที่ตลอดการทดลอง โดยกำลังไฟฟ้าที่ Circulating Pump ใช้คิดเป็นค่าเฉลี่ยร้อยละ 52.6 ของกำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้ในแต่ละเวลา เมื่อพิจารณาพฤติกรรมกำลังไฟฟ้าที่ Cooling Coil Fan ใช้ตามรูปที่ 4.5.2.ค2 จะพบว่ากำลังไฟฟ้าง่ายก่ามีค่าค่อนข้างคงที่ตลอดเวลาที่ใช้งานระบบเป็นผลจากสภาวะการทำงานของ Cooling Coil Fan มีสภาวะเดียวตลอดเวลา โดยคิดเป็นค่าเฉลี่ยร้อยละ 3.22 ของกำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้ในแต่ละเวลา

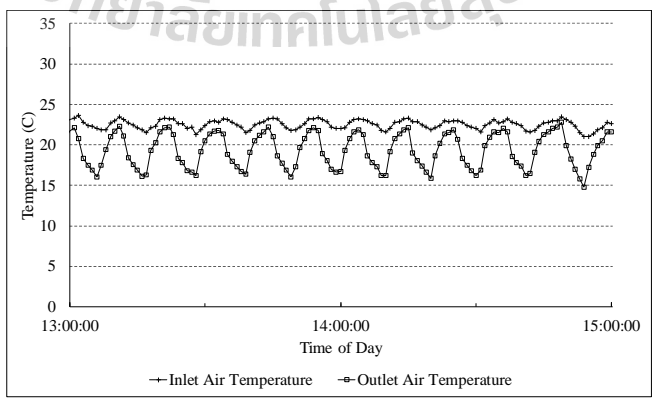
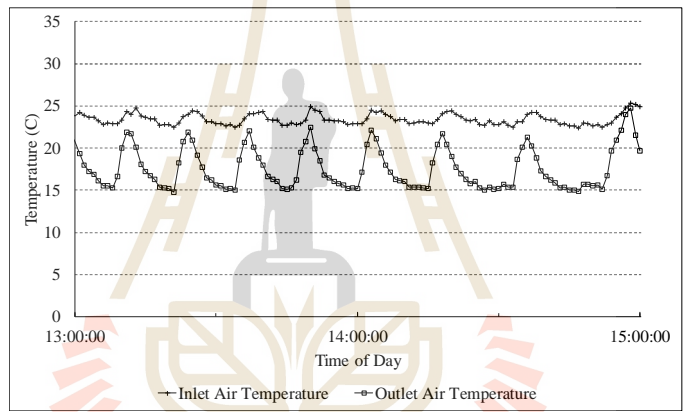
อุณหภูมิและค่าความชื้นสัมพัทธ์เป็นอีกหนึ่งปัจจัยที่ควรคำนึงถึงสำหรับระบบปรับอากาศ ซึ่งการศึกษานี้พบว่าพฤติกรรมของอุณหภูมิและค่าความชื้นสัมพัทธ์ภายในอาคารเป็นดังรูปที่ 4.5.3.ก 4.5.3.ข และ 4.5.3.ค โดยจะเห็นได้ว่าในทุกระบบอุณหภูมิภายในอาคารจะมีพฤติกรรมในลักษณะเดียวกันคือ จะมีการเพิ่มขึ้นและลดลงในช่วงอุณหภูมิที่ 22°C ถึง 25°C ซึ่งในช่วงที่อุณหภูมิมีแนวโน้มลดลงนั้นเป็นช่วงที่ระบบทำความเย็นให้กับอาคาร ในช่วงที่อุณหภูมิมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นช่วงที่ Compressor และ Circulating Pump หยุดทำงาน โดยค่าเฉลี่ยอุณหภูมิภายในอาคารมีค่าเท่ากับ 23.48°C สำหรับระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 5 LPM และ 23.31°C สำหรับระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 15 LPM เมื่อพิจารณาพฤติกรรมอุณหภูมิภายในอาคารของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM จะเห็นว่ามีช่วงอุณหภูมิที่ต่ำลงอย่างเห็นได้ชัดซึ่งเริ่มตั้งแต่วันที่ 12.30 น. โดยประมาณไปจนถึงเวลาหยุดใช้งานระบบโดยอุณหภูมิเฉลี่ยภายในอาคารมีค่าเท่ากับ 22.92°C ปัจจัยที่ส่งผลให้อุณหภูมิภายในอาคารของระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM มีลักษณะดังกล่าวคือ อุณหภูมิภายนอกอาคาร ณ วันที่ทำการทดลองที่ลดต่ำลงเมื่อเปรียบเทียบกับวันที่ทำการทดลองระบบอื่นดังข้อมูลในรูปที่ 4.5.1.ก 4.5.1.ข และ 4.5.1.ค เมื่อพิจารณาข้อมูลของค่าความชื้นสัมพัทธ์พบว่ามีพฤติกรรมที่เพิ่มขึ้นและลดลงเช่นเดียวกับอุณหภูมิที่โดยมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 59.66 %RH สำหรับระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 5 LPM 66.37 %RH สำหรับระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM และ 62.74 %RH สำหรับระบบ GSHP ที่ใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 15 LPM

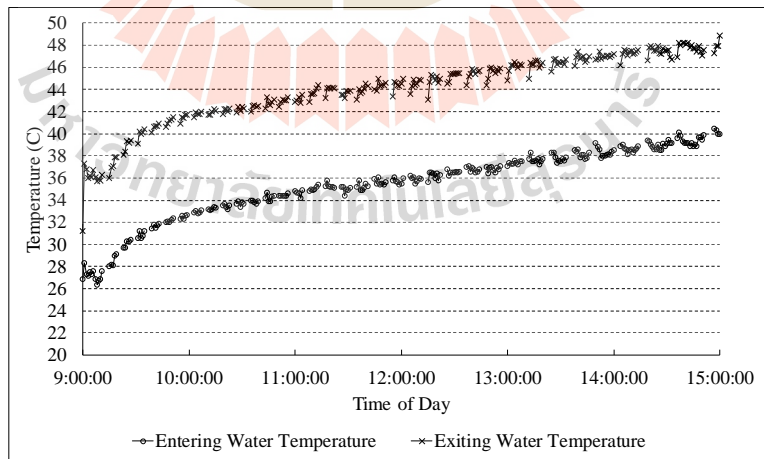
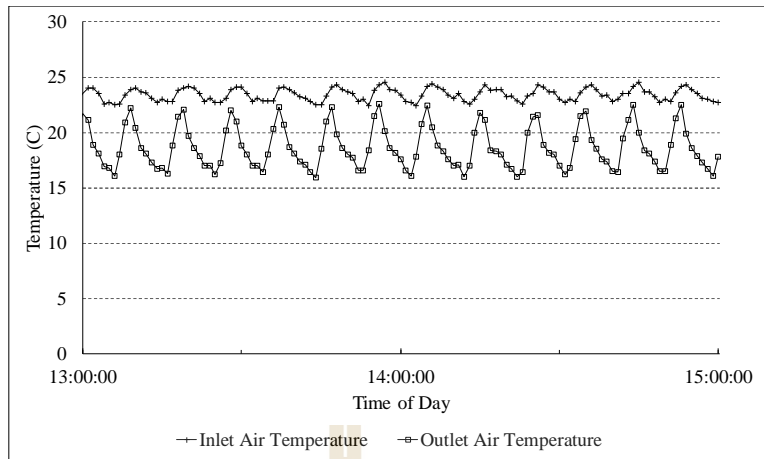


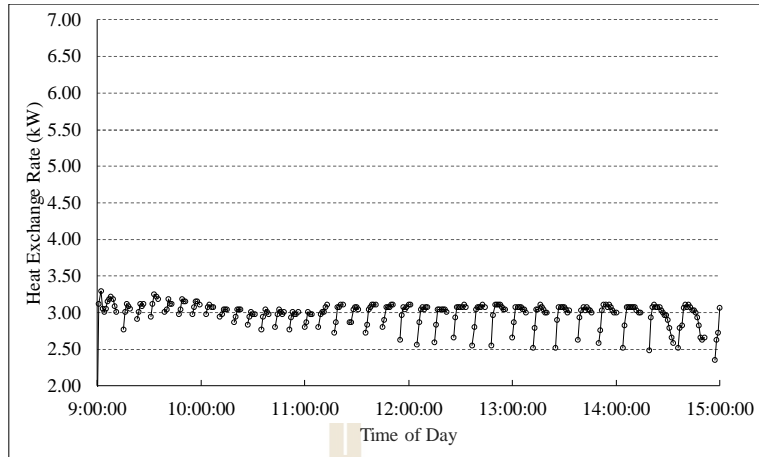


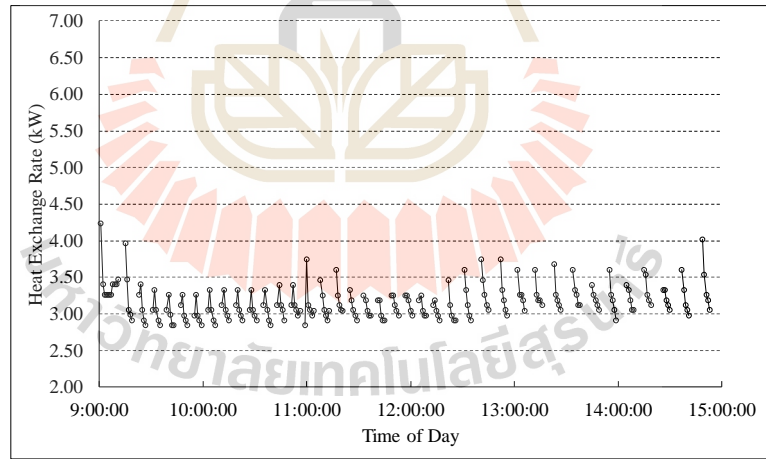
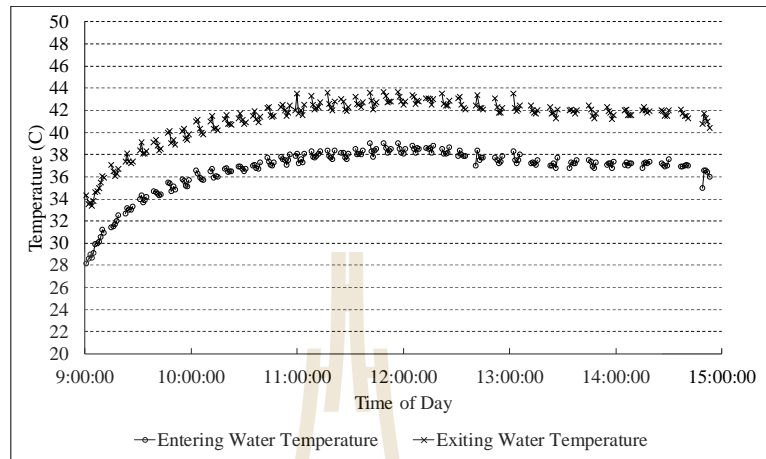


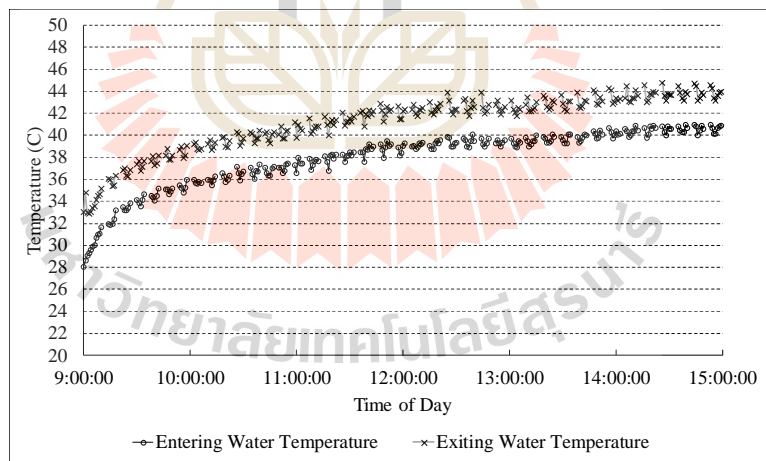
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

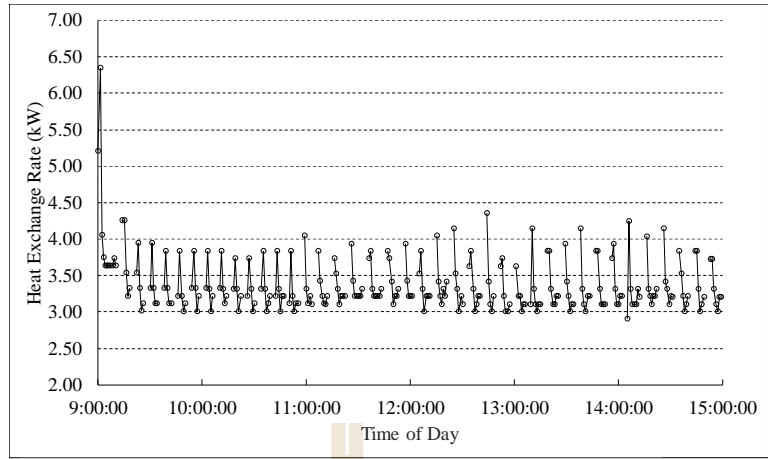


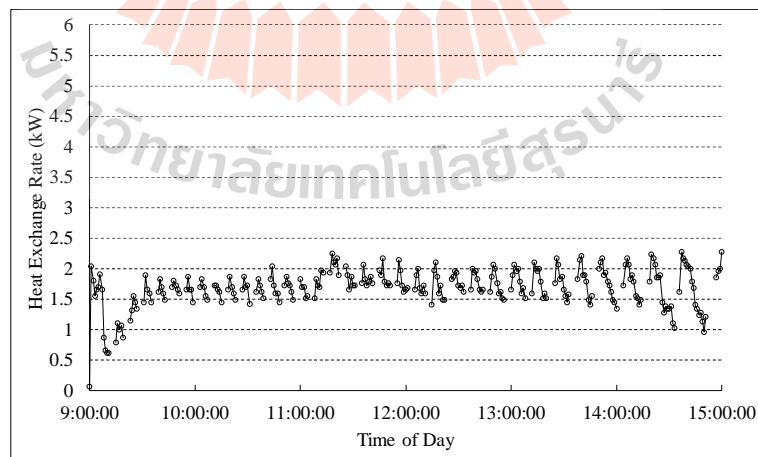
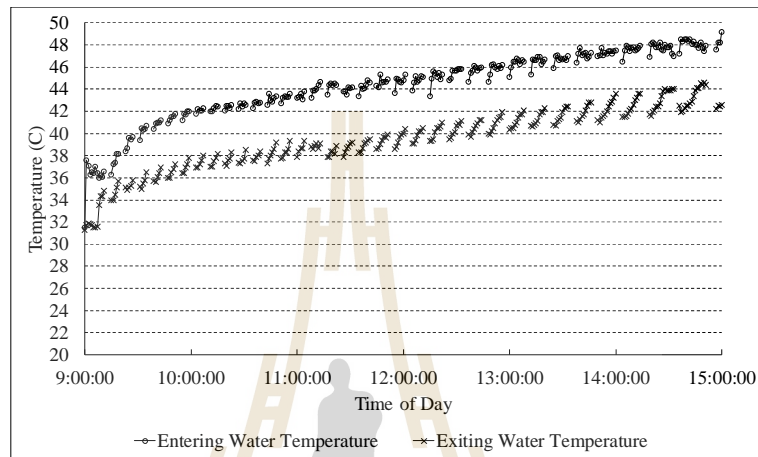


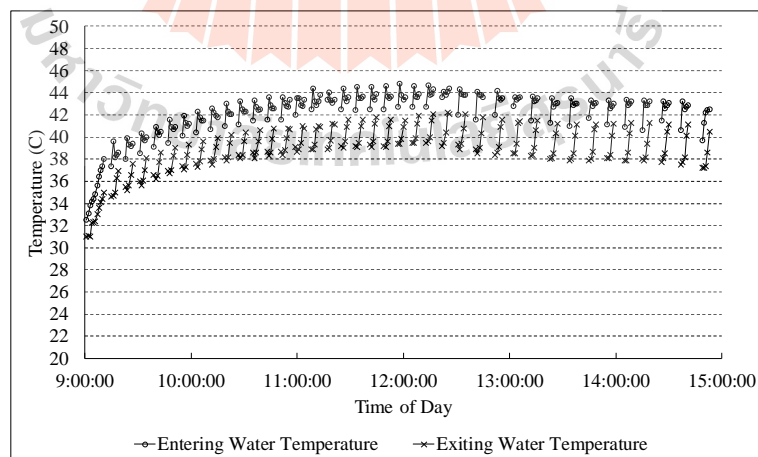
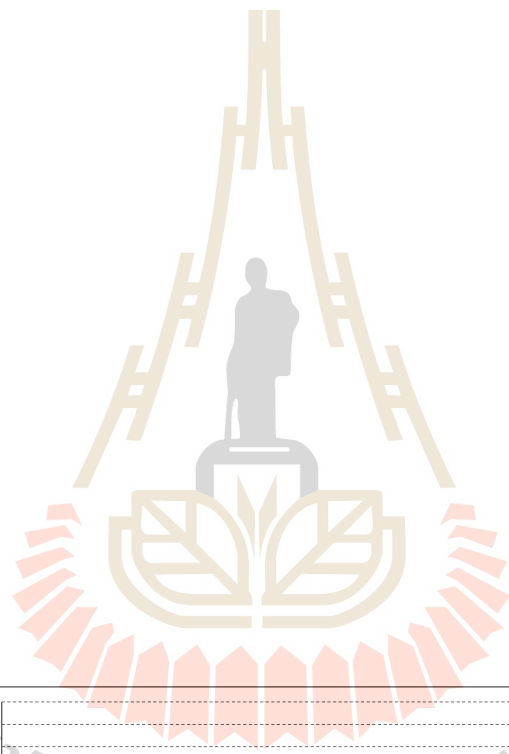


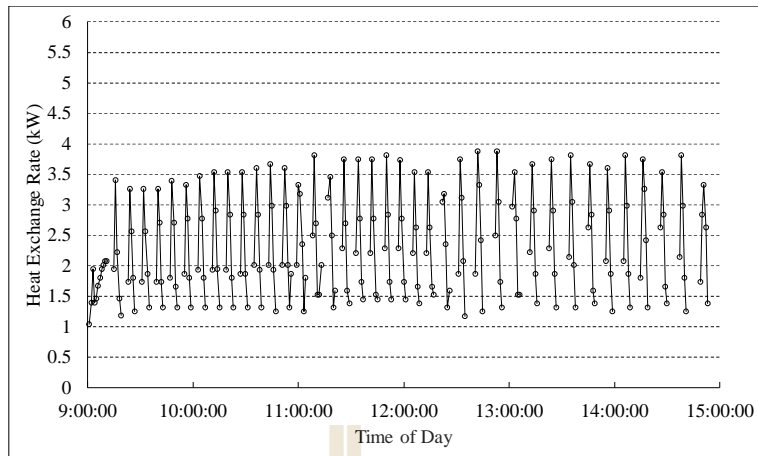


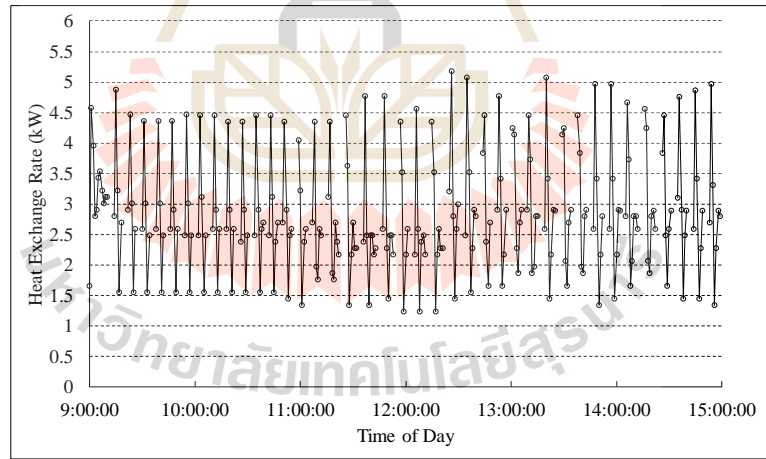
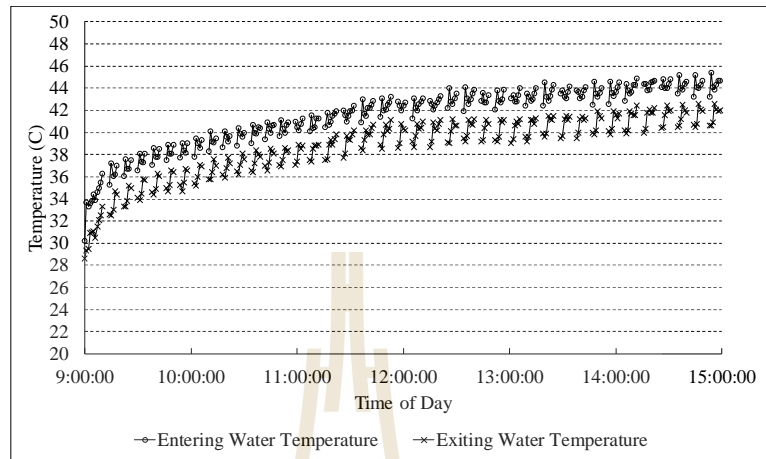


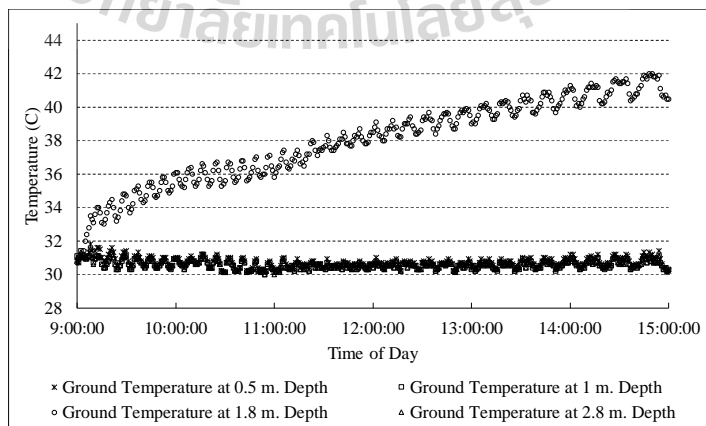
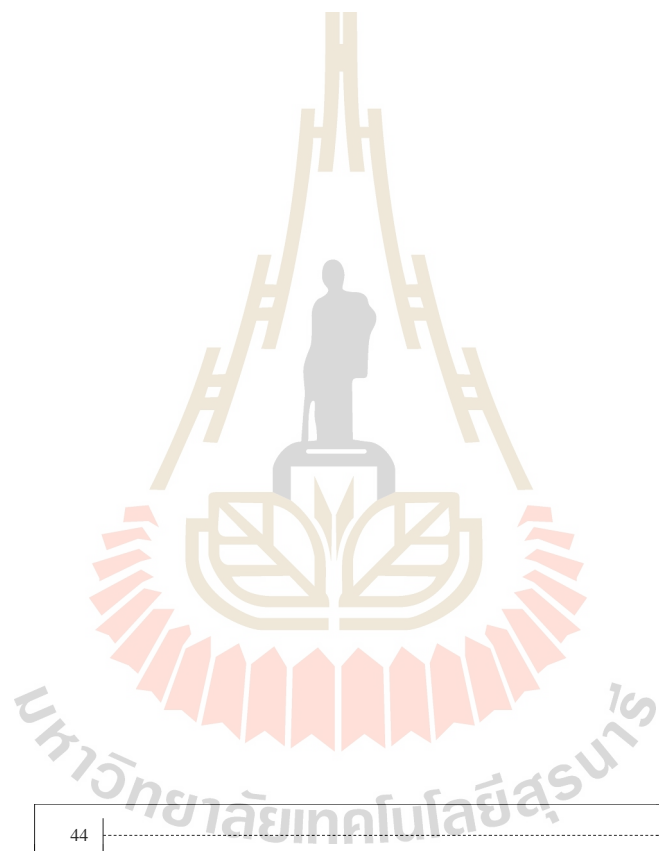


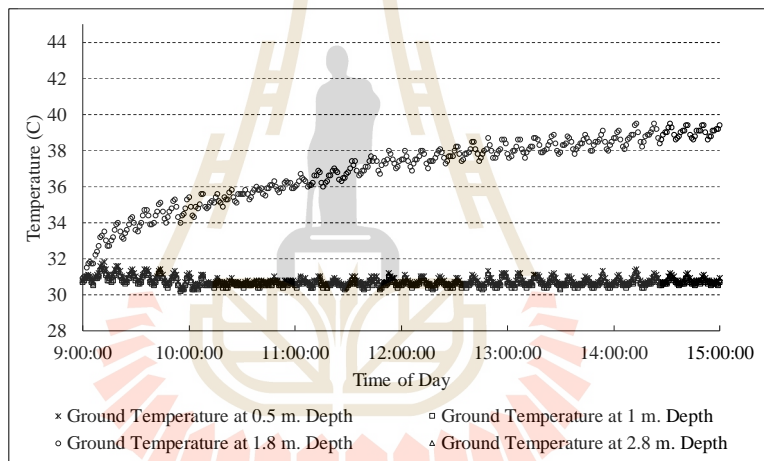
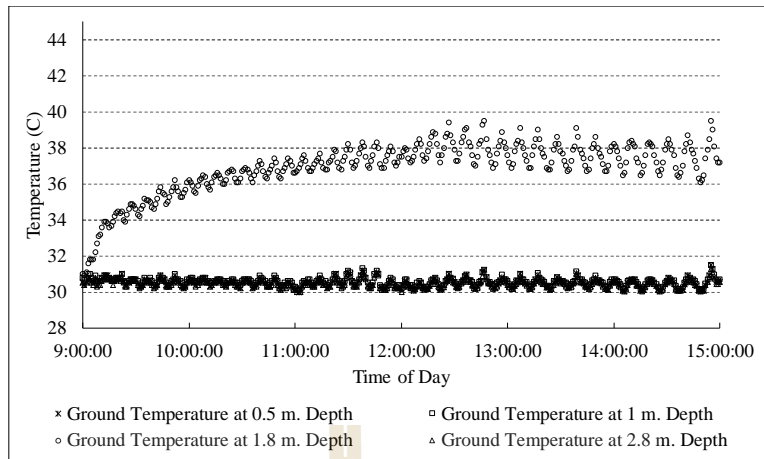


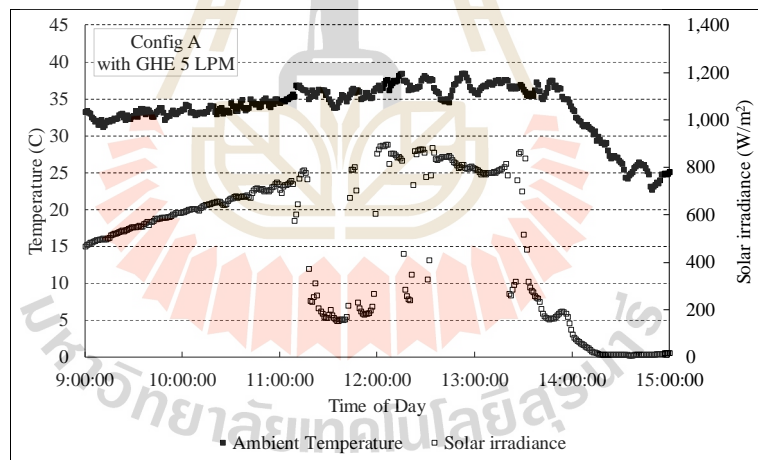


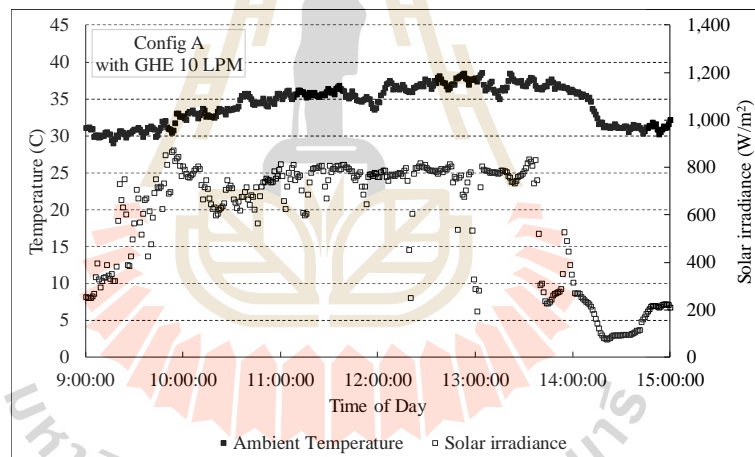
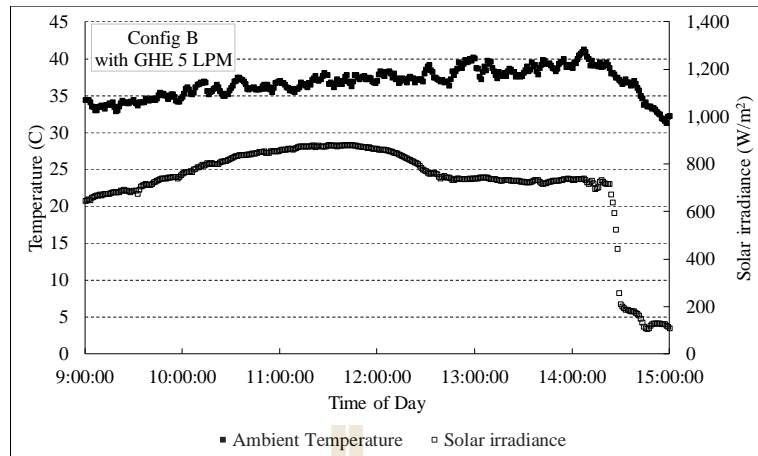


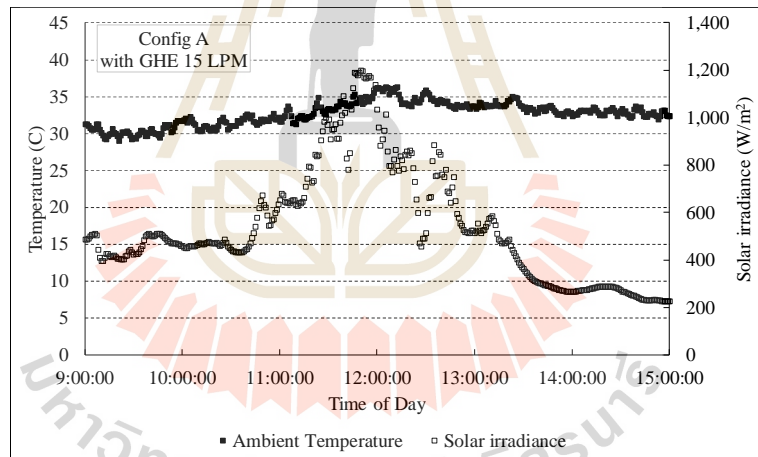
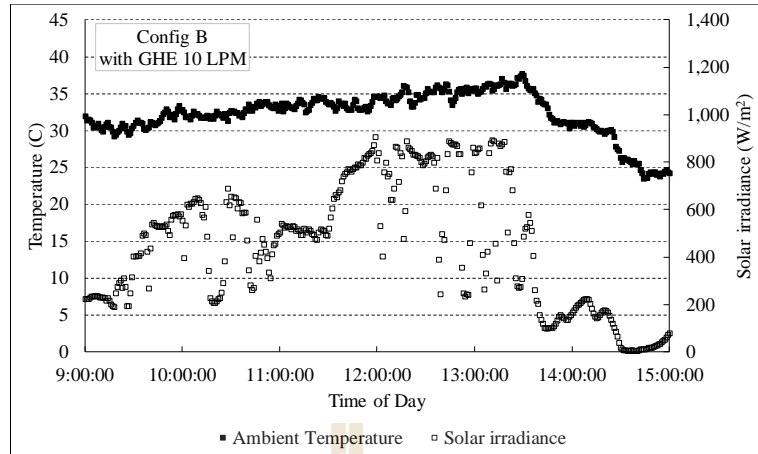


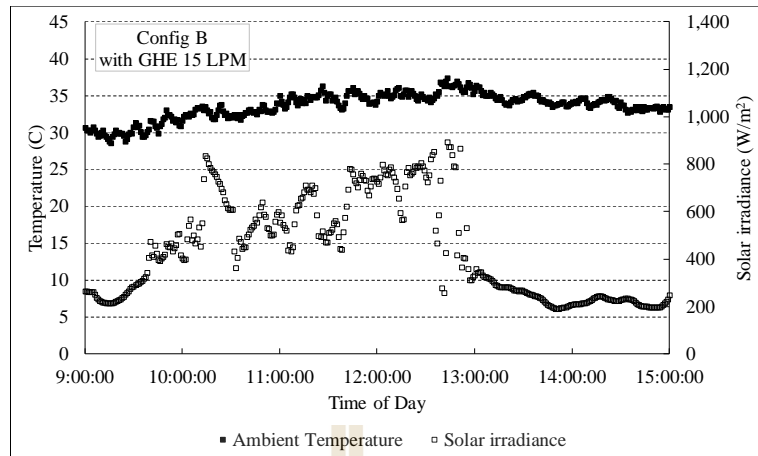












กระทบอาคารชุดทดลองมีค่าแตกต่างกันในดังนี้ ค่าเฉลี่ยความเข้มแสงแดดในวันที่ทำการทดลองระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 5 LPM มีค่าเท่ากับ 478.15 W/m^2 วันที่ทำการทดลองระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 5 LPM เท่ากับ 719.16 W/m^2 วันที่ทำการทดลองระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 10 LPM มีค่าเท่ากับ 582.99 W/m^2 วันที่ทำการทดลองระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 10 LPM เท่ากับ 447.85 W/m^2 วันที่ทำการทดลองระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 15 LPM มีค่าเท่ากับ 536.42 W/m^2 และวันที่ทำการทดลองระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 15 LPM มีค่าเท่ากับ 440.47 W/m^2

4.5.2.2 พลังงาน ระยะเวลาทำงานและ COP ของระบบ

ระบบ HGSHP เป็นระบบที่ใช้งานฮีตปั๊มเพื่อทำความเย็นให้อาคาร โดยใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งรับความร้อนที่ระบายออก ในการศึกษานี้ได้ทำการทดลองโดยการใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น 2 ลักษณะพร้อมกับทำการเปลี่ยนค่าอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นในวงวนได้ดินให้มีอัตราการไหลแตกต่างกันทั้งหมด 3 ค่าจากการทดลองพบว่า พลังงาน ระยะเวลาการทำงานและ COP ของระบบเป็นดังตารางที่ 4.5.2 และ 4.5.3

ตารางที่ 4.5.2 ปริมาณการใช้พลังงาน เวลาการทำงานและ COP ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A

Device	Cooling Water Flow Rate		
	5 LPM ($8.33 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)	10 LPM ($1.67 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$)	15 LPM ($2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$)
Cooling Coil Fan (kWh)	0.272	0.273	0.273
Compressor (kWh)	2.465	2.33	2.132
Circulating Pump No.1 (kWh)	2.765	3.063	3.085
Circulating Pump No.2 (kWh)	1.687	1.74	1.745
Cooling Tower Fan (kWh)	0.935	0.98	0.984
System (kWh)	8.124	8.386	8.219
Operating Time (minute)	231	249	250
Average $\text{COP}_{\text{HP}}/\text{COP}_{\text{system}}$	2.83/0.84	2.94/0.81	3.09/0.81

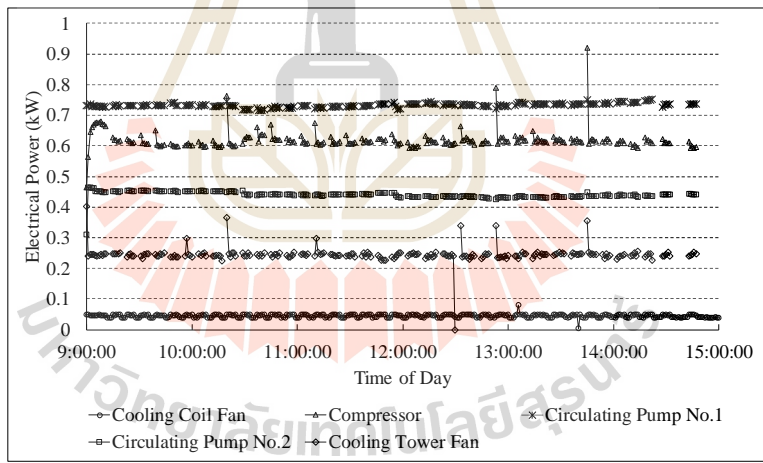
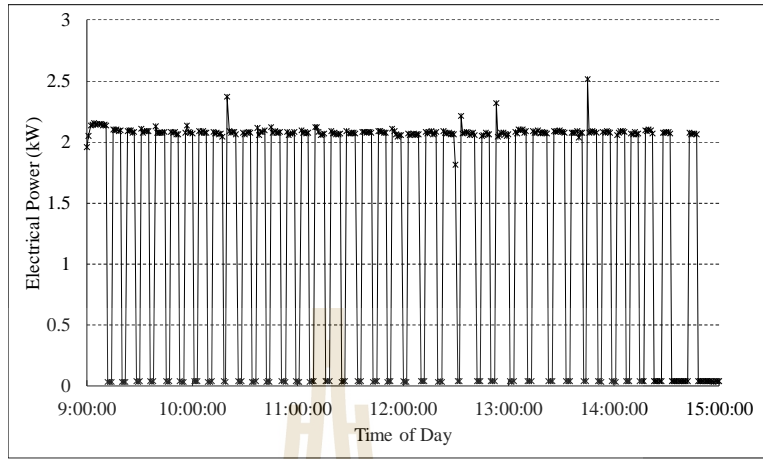
ตารางที่ 4.5.3 ปริมาณการใช้พลังงาน เวลาการทำงานและ COP ของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B

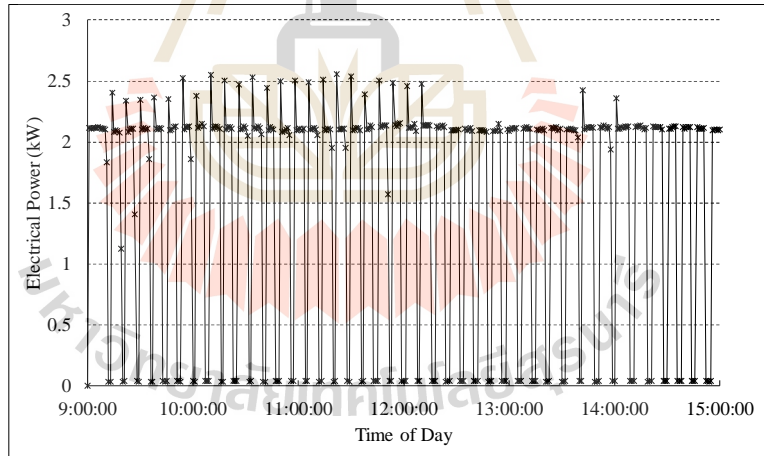
Device	Cooling Water Flow Rate		
	5 LPM ($8.33 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)	10 LPM ($1.67 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$)	15 LPM ($2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$)
Cooling Coil Fan (kWh)	0.274	0.269	0.27
Compressor (kWh)	2.616	2	2.142
Circulating Pump No.1 (kWh)	2.842	2.668	3.138
Circulating Pump No.2 (kWh)	1.733	1.571	1.764
Cooling Tower Fan (kWh)	0.957	0.874	0.986
System (kWh)	8.422	7.382	8.3
Operating Time (minute)	251	217	253
Average $\text{COP}_{\text{HP}}/\text{COP}_{\text{system}}$	2.63/0.84	2.94/0.8	3.17/0.83

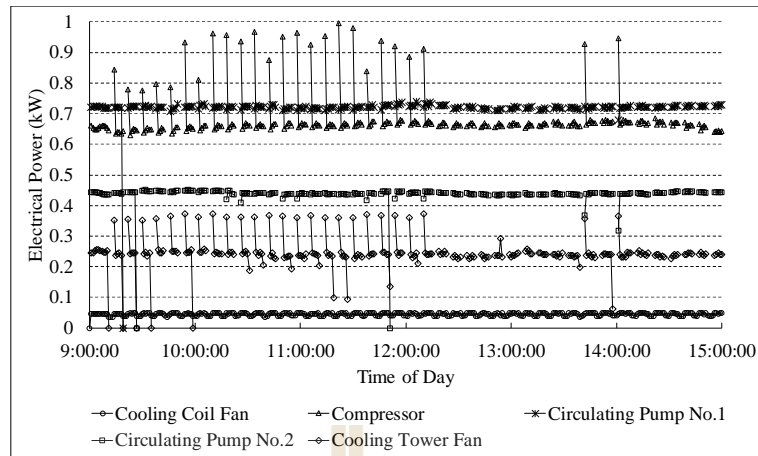
เมื่อพิจารณาข้อมูลพลังงานรวมทั้งระบบใช้จากตารางที่ 4.5.2 จะเห็นได้ว่า พลังงานไฟฟ้ารวมของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A มีค่าแตกต่างกันโดยระบบที่ใช้ น้ำหล่อเย็นด้วยอัตราการไหลเท่ากับ 10 LPM เป็นระบบที่ใช้พลังงานสูงสุด รองลงมาคือระบบที่ใช้ อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 15 LPM และระบบที่ใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 5 LPM เป็นระบบที่ใช้พลังงานต่ำสุด ซึ่งเป็นผลมาจากค่าอุณหภูมิภายนอกอาคาร ค่าความเข้มแสงแดด พฤติกรรมอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นและอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ส่งผลต่อค่ากำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้และส่งผลต่อปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ดังข้อมูลข้างต้น นอกจากนี้ยังพบว่า ปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ Circulating Pump No.1 ใช้มีค่าสูงสุดในทุกอุปกรณ์ของระบบประกอบด้วย มีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่ออัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นในวงวนได้ดินเพิ่มขึ้นซึ่งเป็นผลมาจาก Circulating Pump No.1 มีเวลาการทำงานเพิ่มมากขึ้นตามข้อมูลในตารางดังกล่าว เมื่อพิจารณาปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ Circulating Pump No.1 ใช้พบว่าคิดเป็นร้อยละ 34.03 ของพลังงานไฟฟ้ารวมทั้งระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 5 LPM ใช้ และคิดเป็นร้อยละ 36.53 ของพลังงานไฟฟ้ารวมทั้งระบบใช้สำหรับการใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM และร้อยละ 37.53 สำหรับระบบที่ใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ 15 LPM นอกจากนี้ ข้อมูลในตารางที่ 4.5.2 ยังชี้ให้เห็นอีกว่า Compressor มีปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ลดต่ำลงเมื่อมี อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเพิ่มขึ้นซึ่งเป็นผลเนื่องมาจากเมื่ออัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นสูงขึ้น

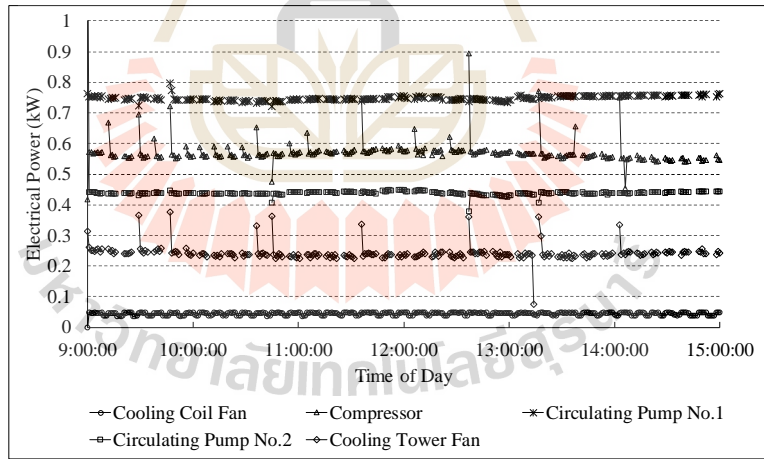
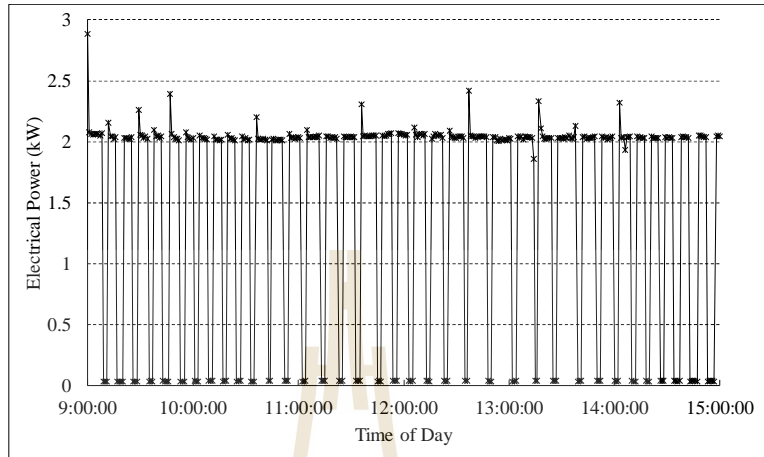
จะส่งผลให้อัตราการระบายความร้อนออกจาก Condenser มีค่าสูงขึ้นดังข้อมูลในหัวข้อที่ 4.5.2.6 และย้อนกลับไปถึง Compressor ที่มีภาระการทำงานต่ำลง ในส่วนของ Cooling Coil Fan Circulating Pump No.2 และ Cooling Tower Fan มีปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ใช้เปลี่ยนแปลงตามระยะเวลาการทำงานของระบบ นอกจากนี้ยังพบว่าข้อมูลในตารางที่ 4.5.2 แสดงให้เห็นว่า ค่า COP_{HP} จะมีค่าสูงขึ้นและค่า COP_{system} จะมีค่าต่ำลงเมื่ออัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นในระบบมีค่าสูงขึ้น ซึ่งเป็นผลจากค่ากำลังไฟฟ้าที่ Compressor ใช้และค่ากำลังไฟฟารวมที่ระบบใช้ตามข้อมูลในหัวข้อที่ 4.5.2.3

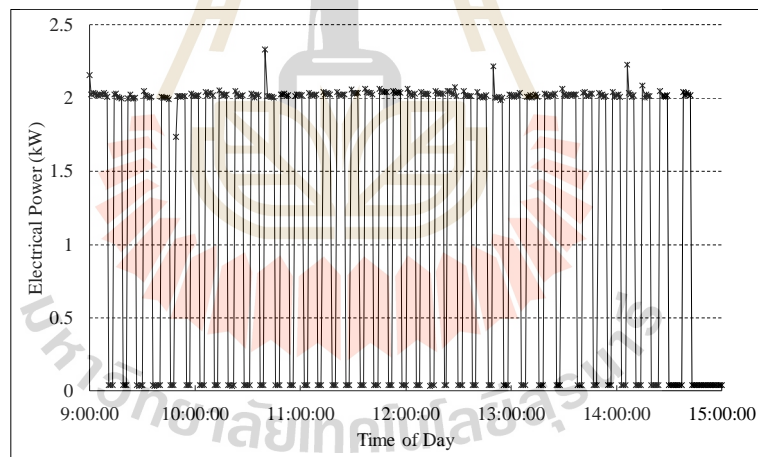
เมื่อพิจารณาข้อมูลพลังงานรวมที่ระบบใช้จากตารางที่ 4.5.3 จะเห็นได้ว่า พลังงานไฟฟ้ารวมของระบบ HGSHF ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B มีค่าแตกต่างกันโดยระบบที่ใช้ น้ำหล่อเย็นด้วยอัตราการไหลเท่ากับ 5 LPM เป็นระบบที่ใช้พลังงานสูงสุด รองลงมาคือระบบที่ใช้ อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 15 LPM และระบบที่ใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 10 LPM เป็นระบบที่ใช้พลังงานต่ำสุดซึ่งเป็นผลมาจากค่าอุณหภูมิภายนอกอาคาร ค่าความชื้น แสงแดดและอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ส่งผลต่อค่ากำลังไฟฟ้าที่ระบบใช้และส่งผลต่อปริมาณ พลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ดังข้อมูลข้างต้น นอกจากนี้ยังพบว่าปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ Circulating Pump No.1 ใช้มีค่าสูงสุดในทุกอุปกรณ์ของระบบโดยมีค่าเปลี่ยนแปลงตามปริมาณระยะเวลาการทำงาน ของระบบและเมื่อพิจารณาปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ Circulating Pump No.1 ใช้พบว่าคิดเป็น ร้อยละ 33.74 ของพลังงานไฟฟารวมที่ระบบ HGSHF ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วย อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 5 LPM ใช้ และคิดเป็นร้อยละ 36.14 ของพลังงานไฟฟารวมที่ระบบใช้ สำหรับการใช้อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น 10 LPM และร้อยละ 37.8 สำหรับระบบที่ใช้อัตราการไหล ของน้ำหล่อเย็นที่ 15 LPM นอกจากนี้ข้อมูลในตารางที่ 4.5.3 ยังชี้ให้เห็นอีกว่า Compressor มี ปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ใช้เปลี่ยนแปลงตามระยะเวลาการทำงานของระบบ แต่อย่างไรก็ตามเมื่อ พิจารณาอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เพิ่มขึ้นจะพบว่าอัตราการระบายความร้อนออกจาก Condenser มีค่าสูงขึ้นดังข้อมูลในหัวข้อที่ 4.5.2.6 ซึ่งเป็นอีก 1 ปัจจัยที่ส่งผลต่อปริมาณพลังงาน ไฟฟ้าที่ Compressor ใช้ ในส่วนของ Cooling Coil Fan Circulating Pump No.2 และ Cooling Tower Fan มีปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ใช้เปลี่ยนแปลงตามระยะเวลาการทำงานของระบบและยัง พบว่าข้อมูลในตารางที่ 4.5.3 แสดงให้เห็นว่า ค่า COP_{HP} จะมีค่าสูงขึ้นและค่า COP_{system} จะมีค่า เปลี่ยนแปลงตามกำลังไฟฟ้าของ Compressor และกำลังไฟฟารวมที่ระบบใช้ดังข้อมูลในหัวข้อ 4.5.2.3

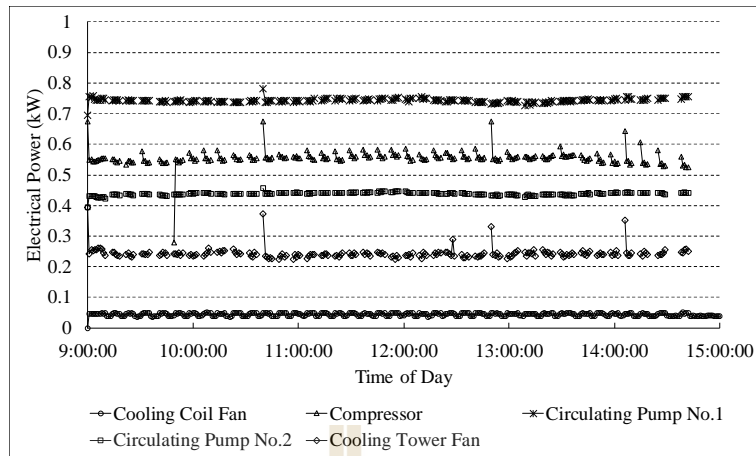


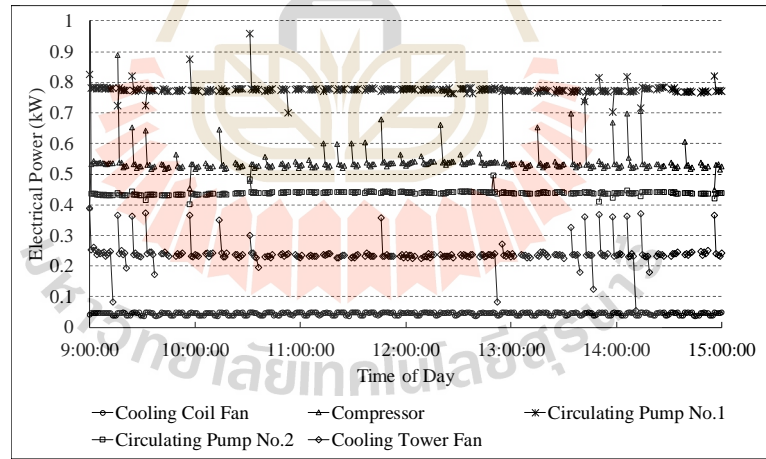
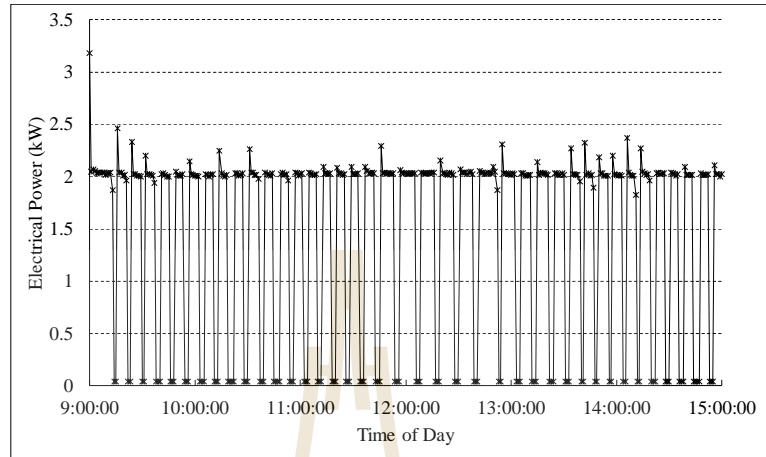


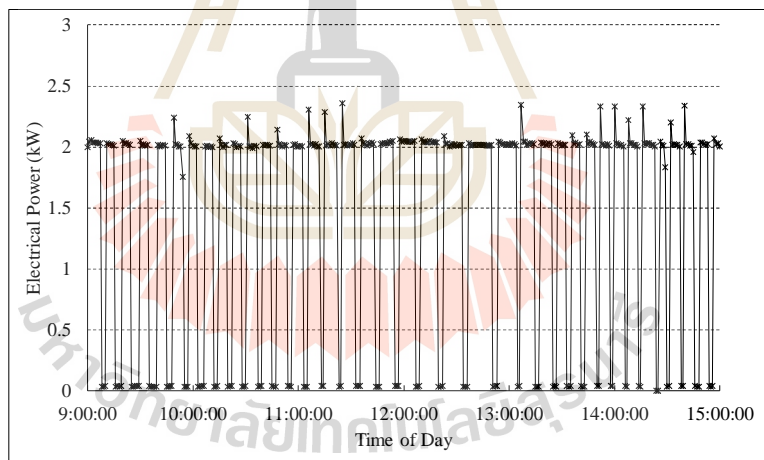


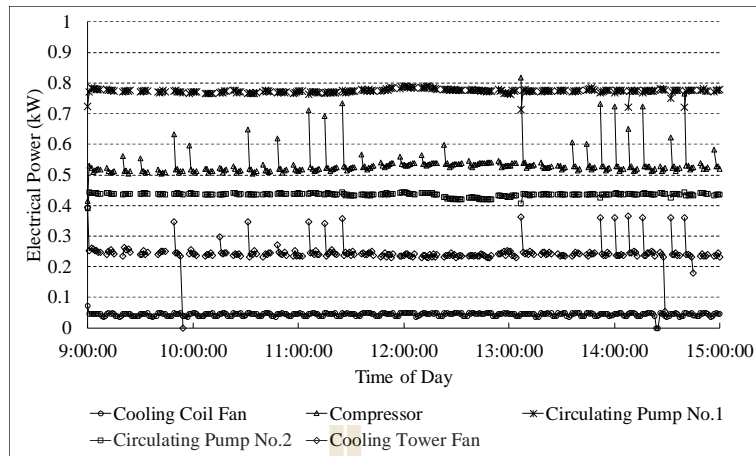


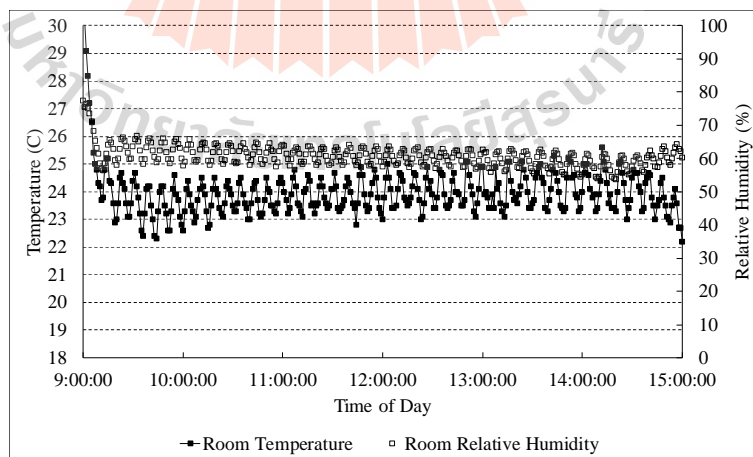
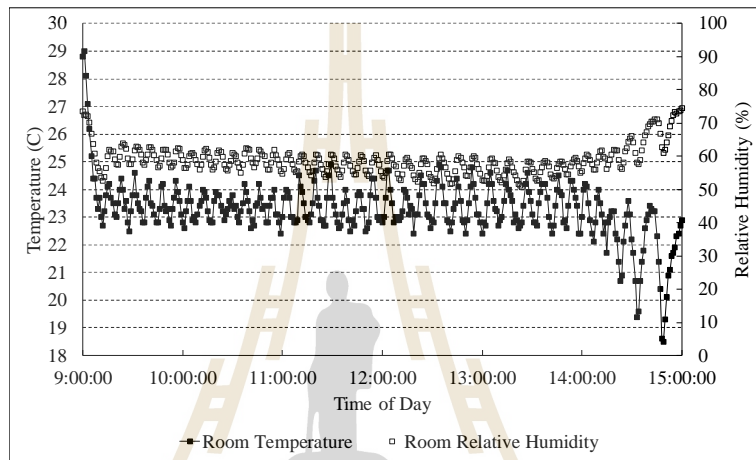


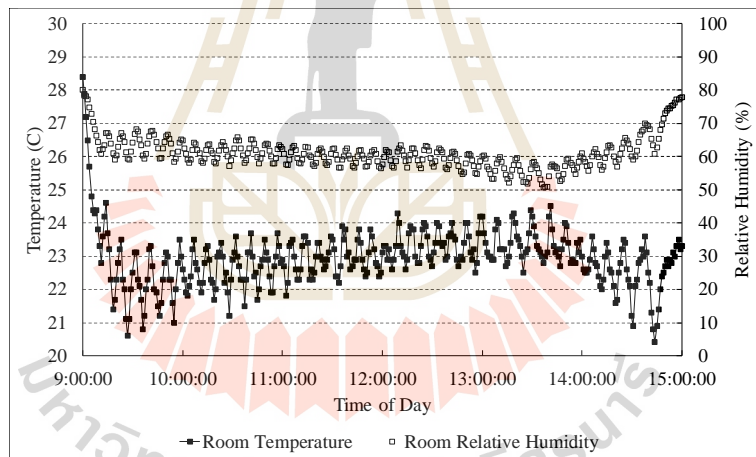
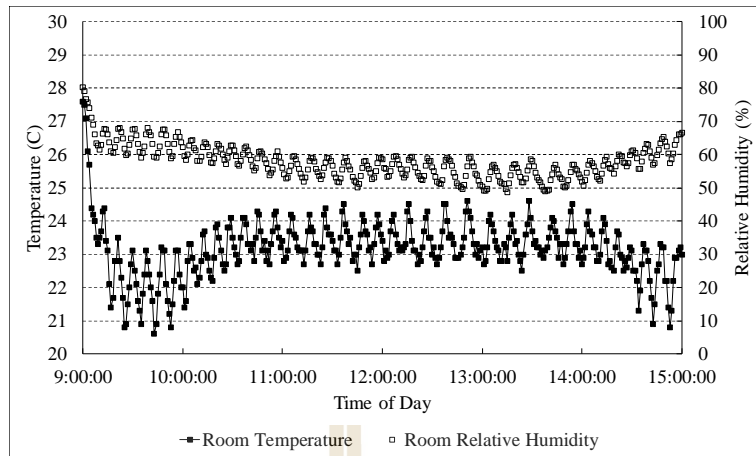


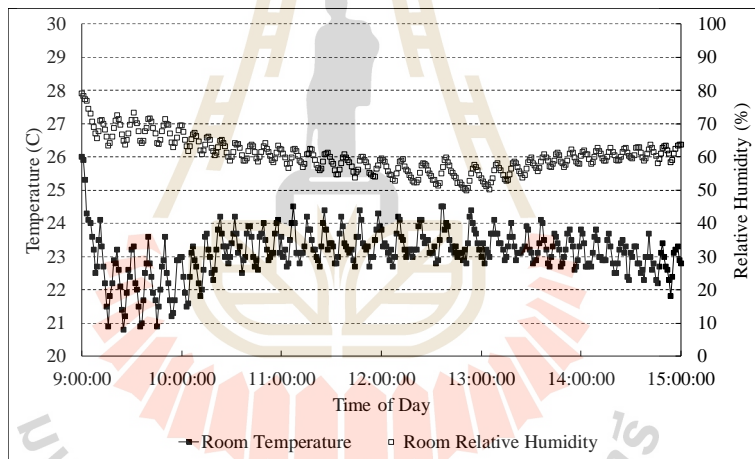
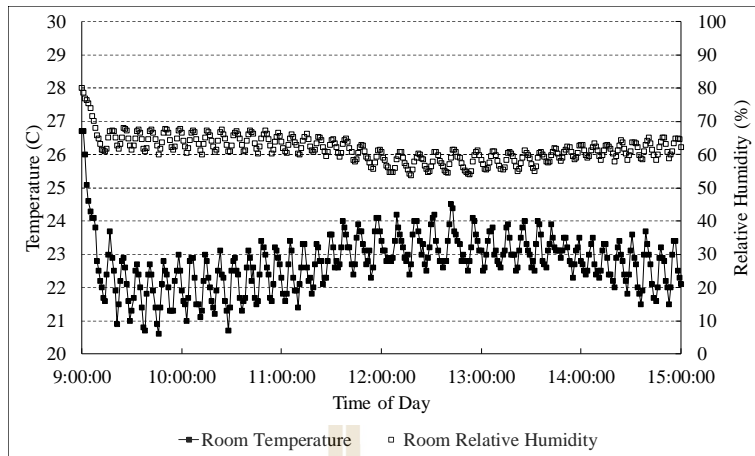




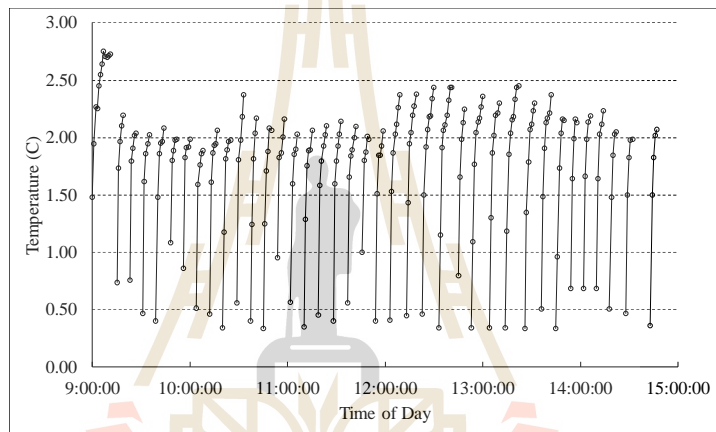




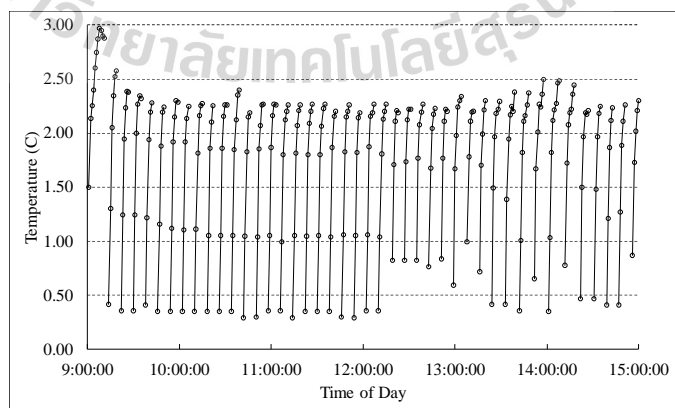


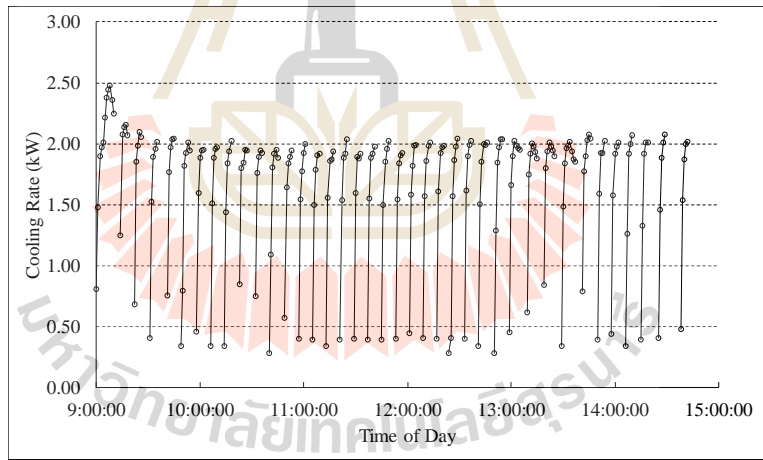
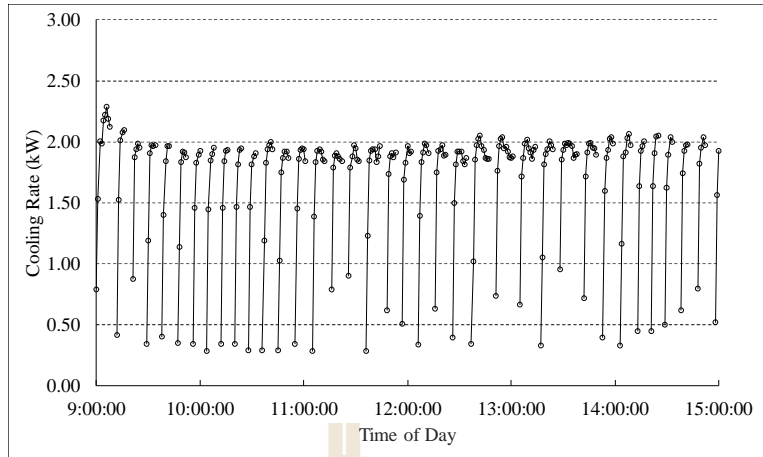


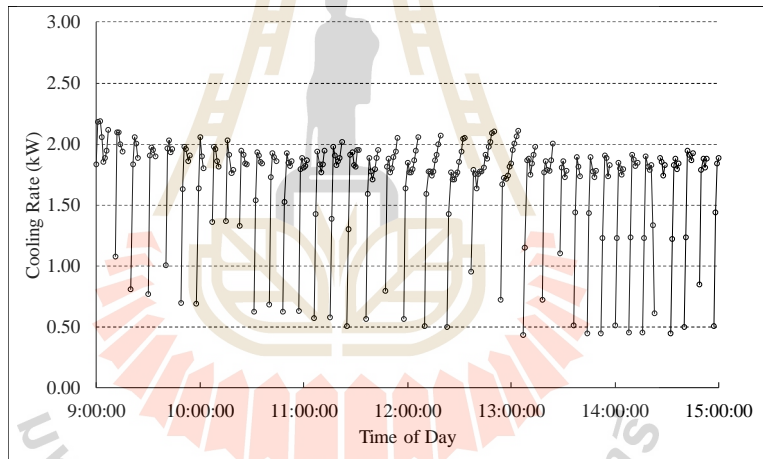
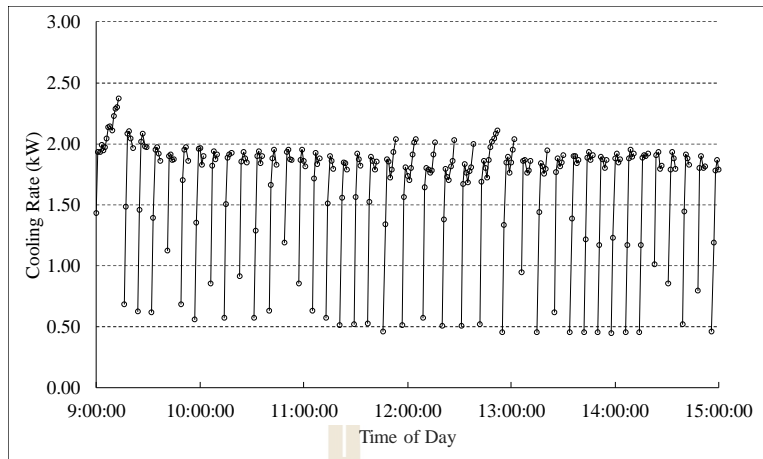
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



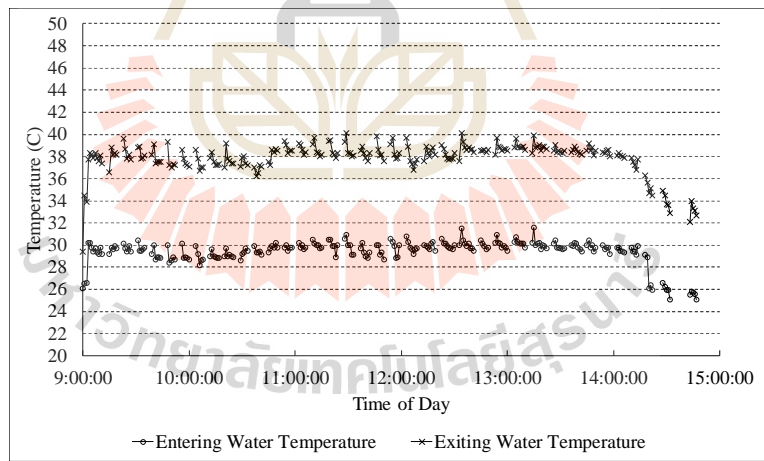
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

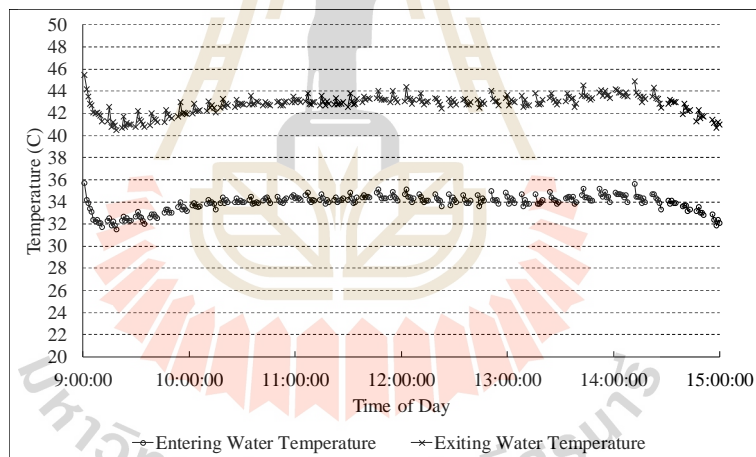
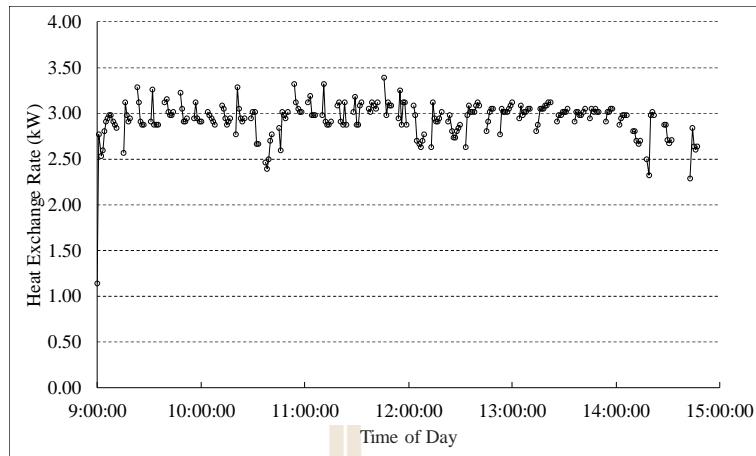


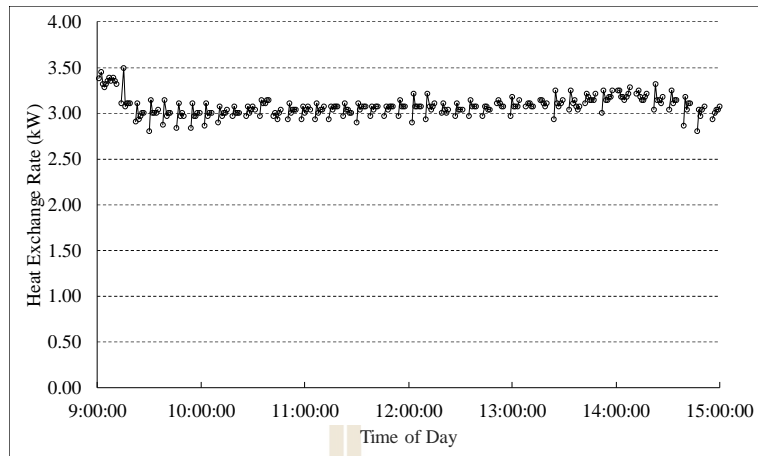


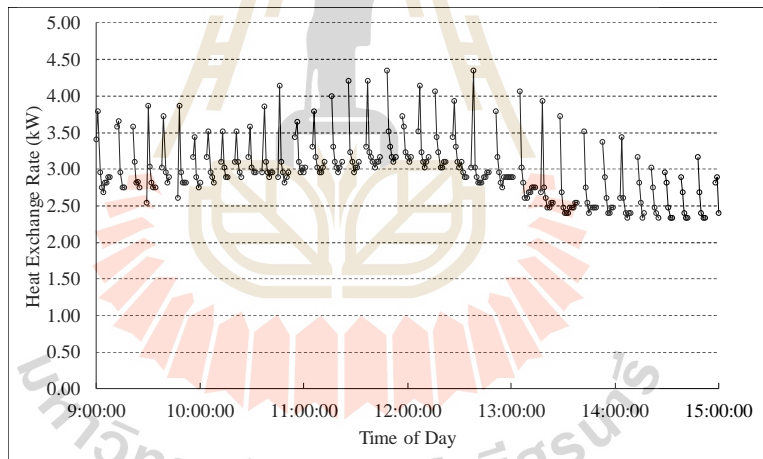
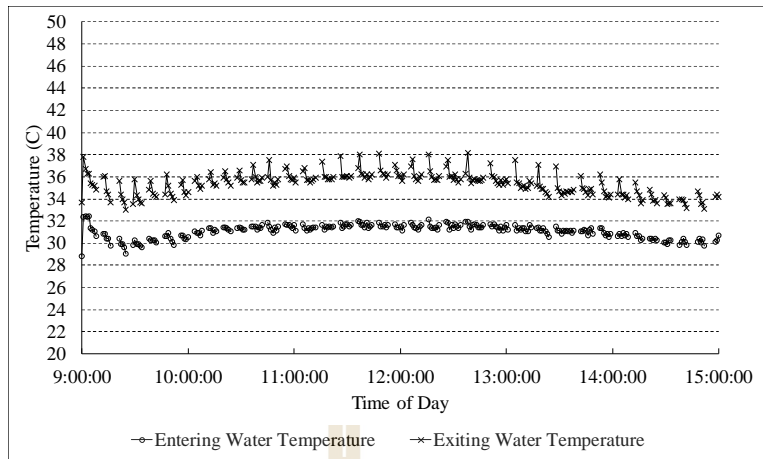


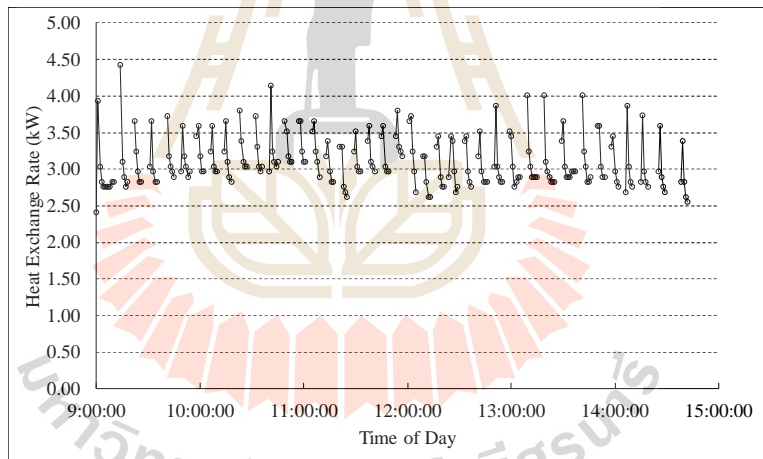
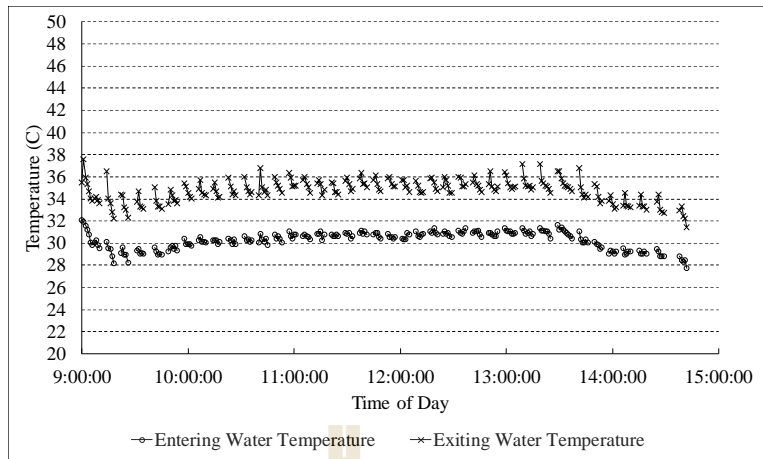
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

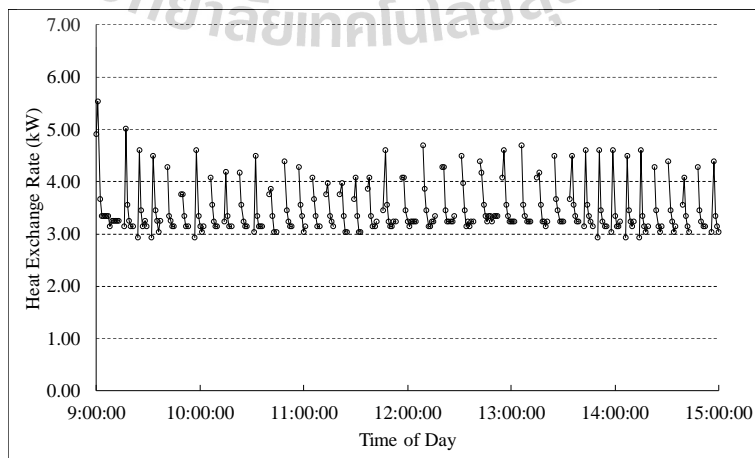
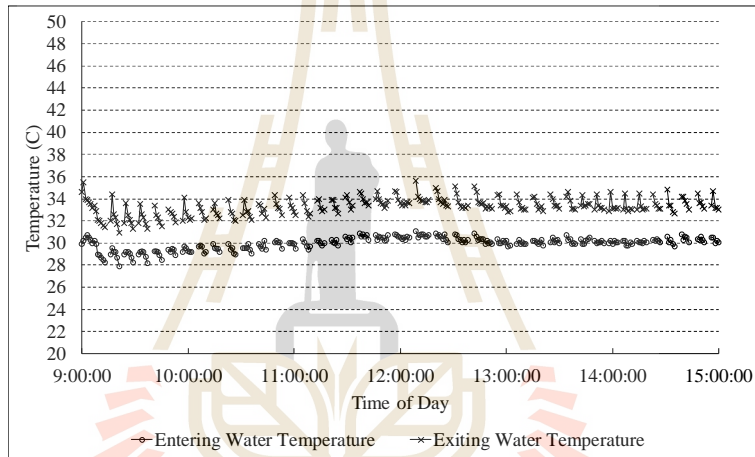


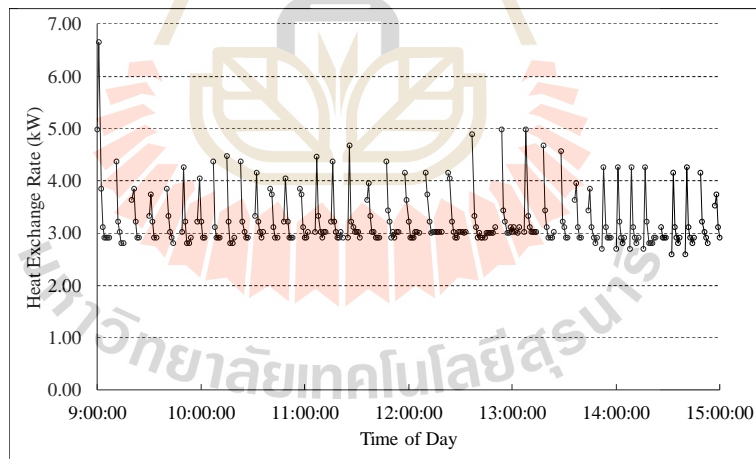
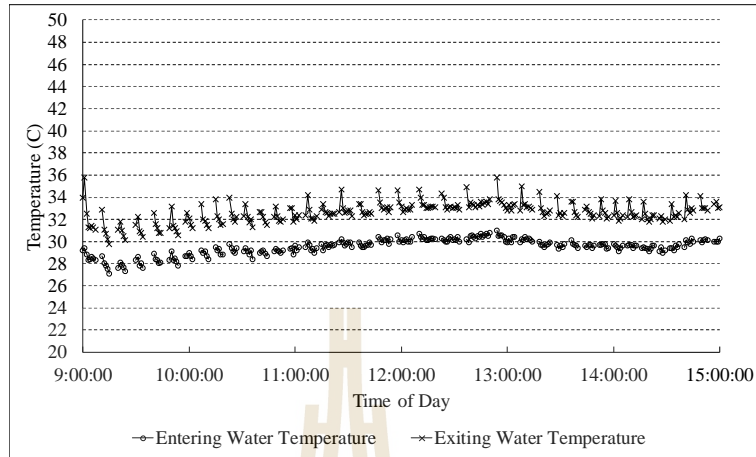


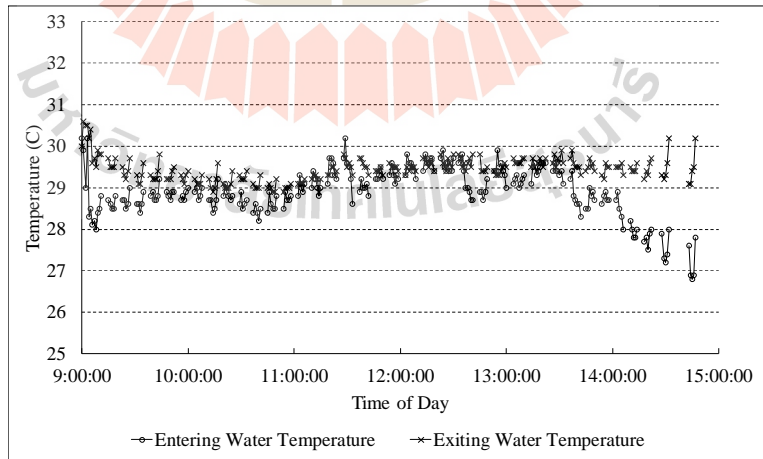
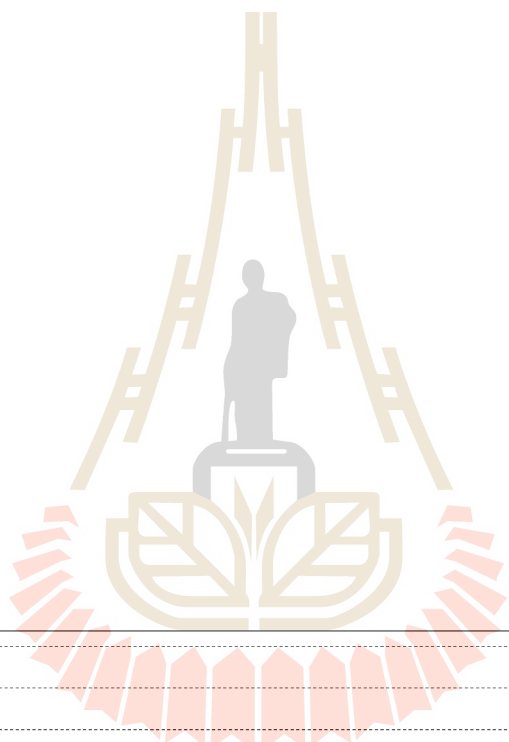


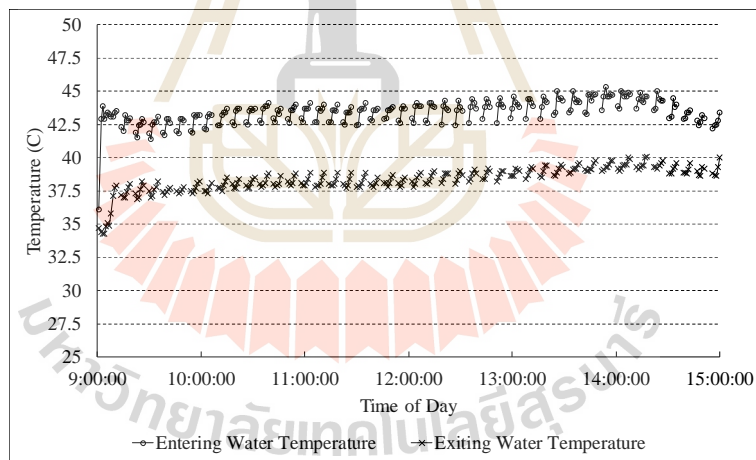
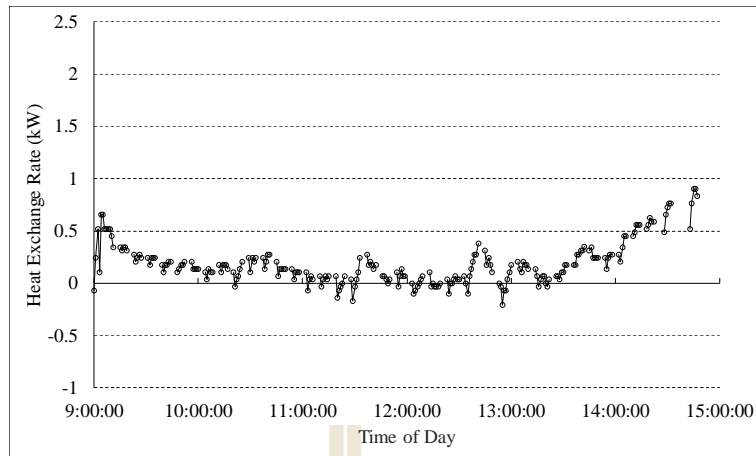


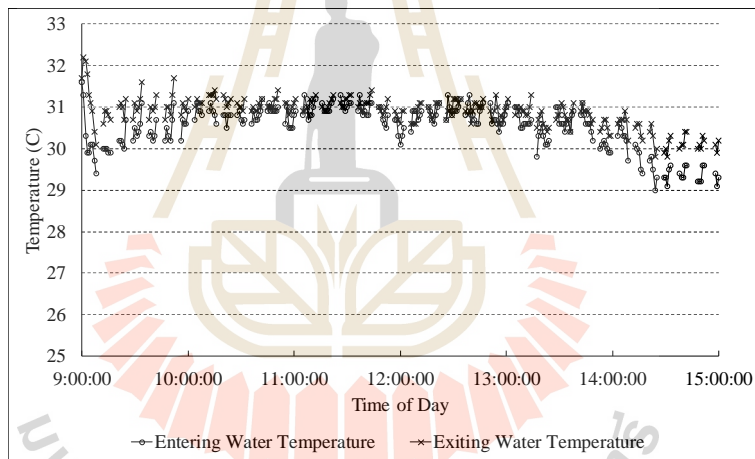
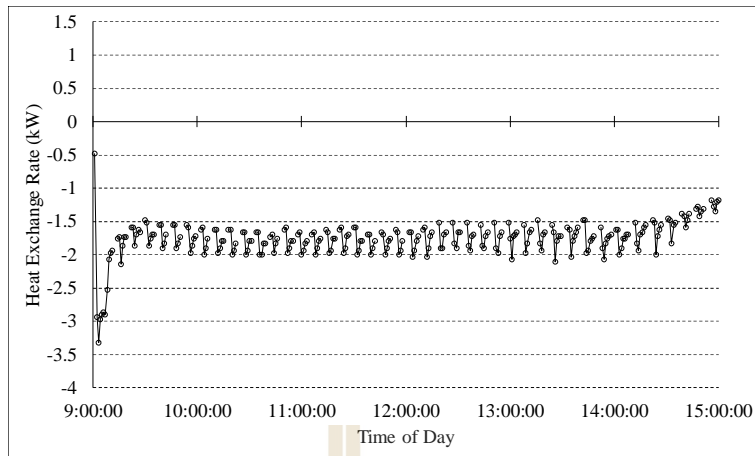




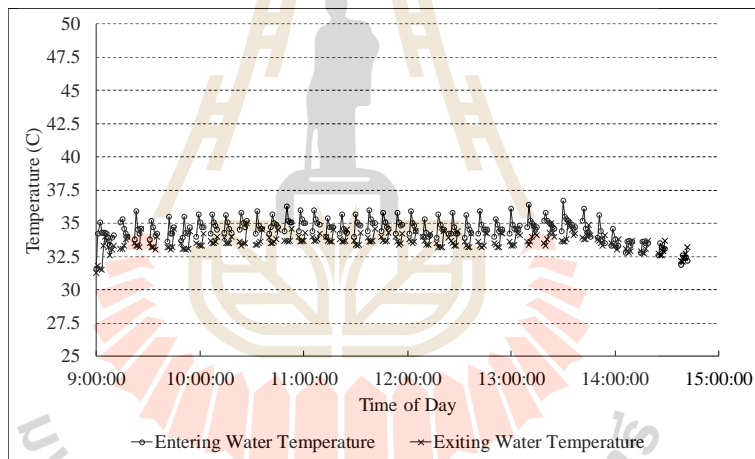
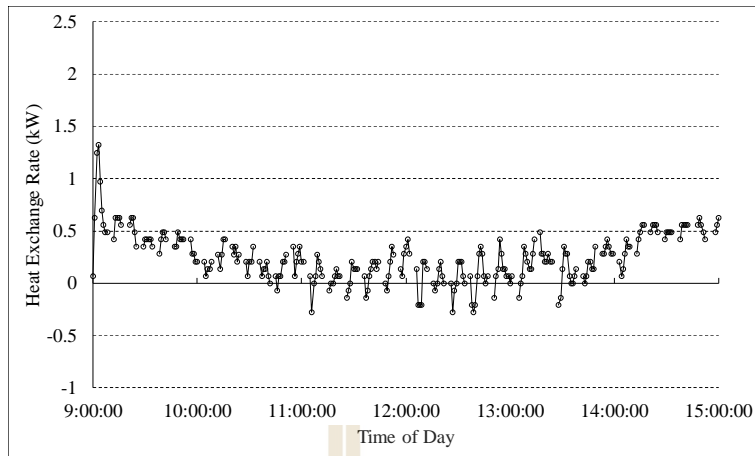




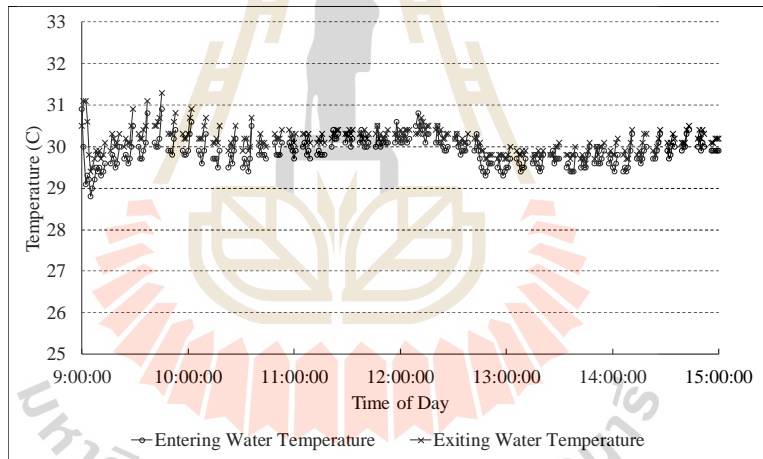
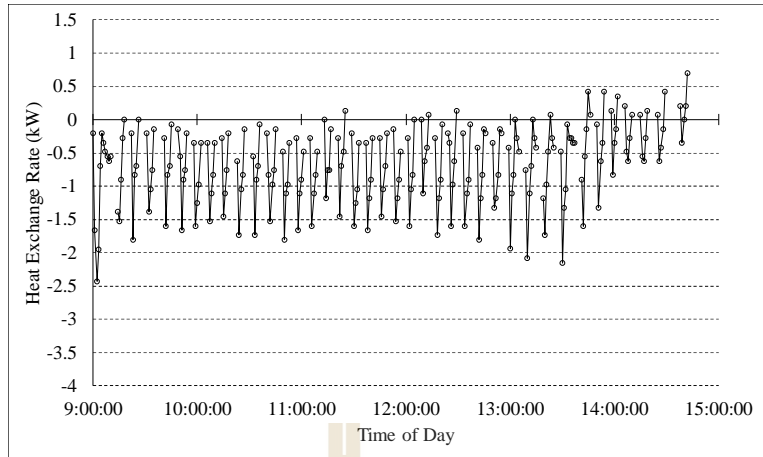


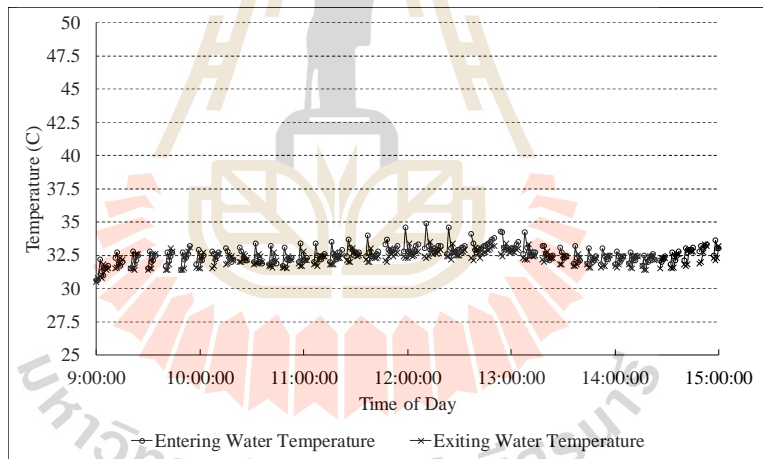
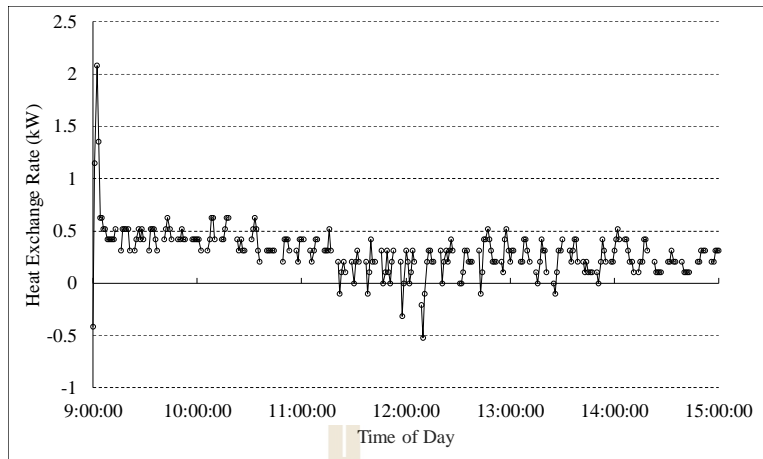


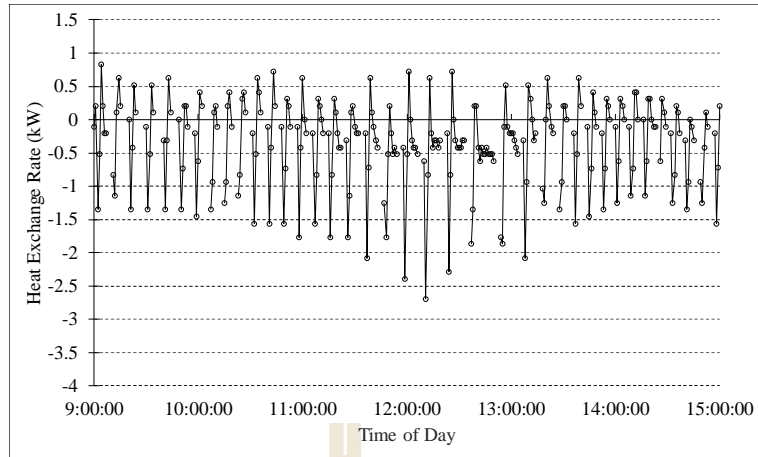
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

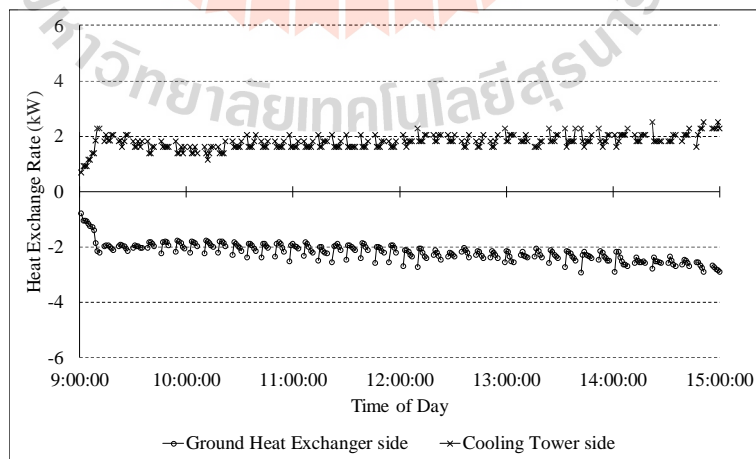
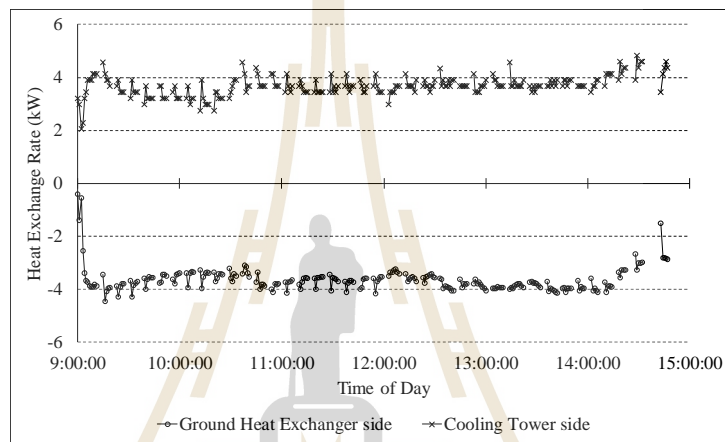


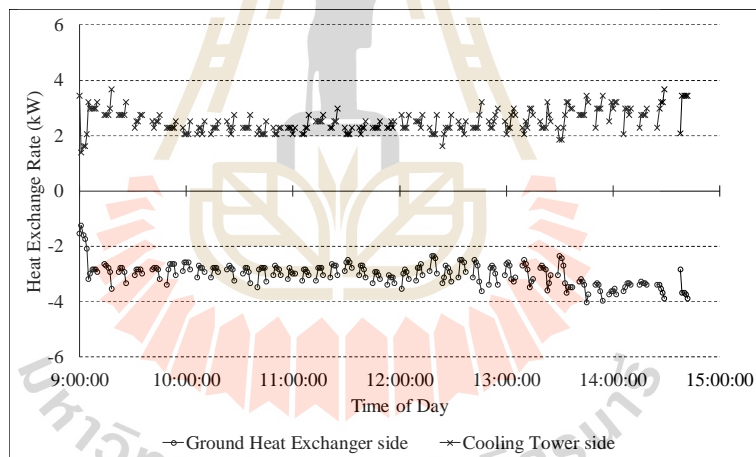
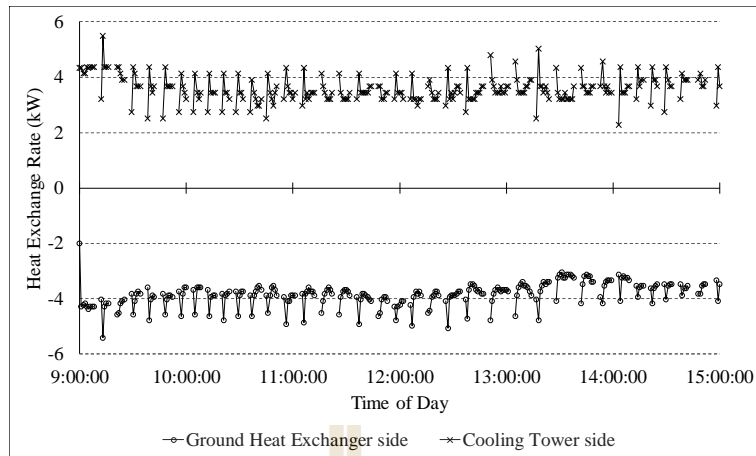
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

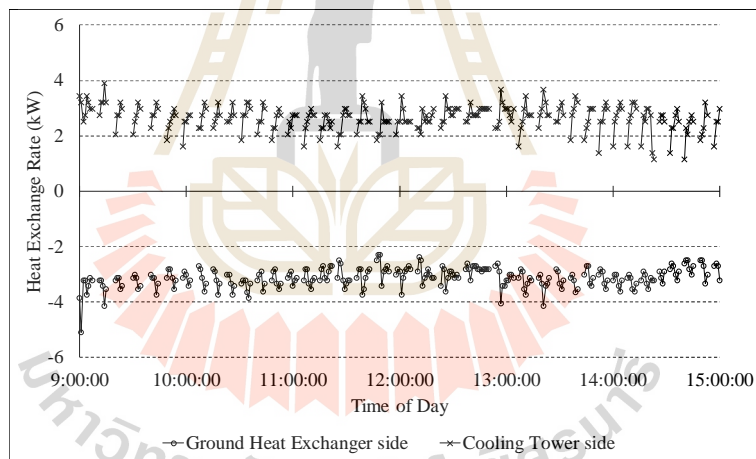
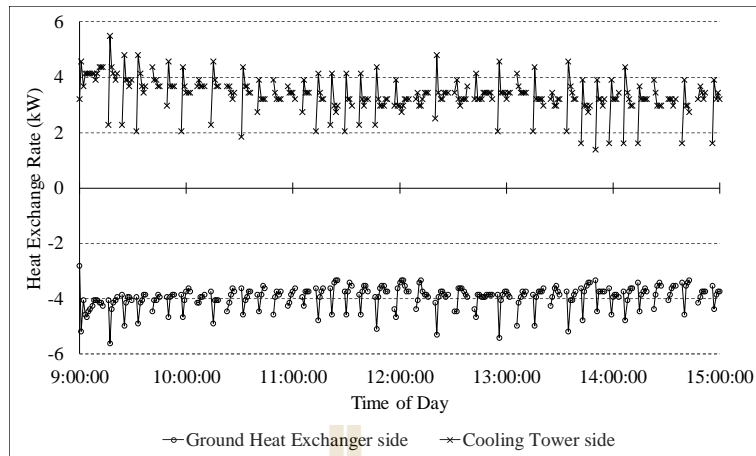








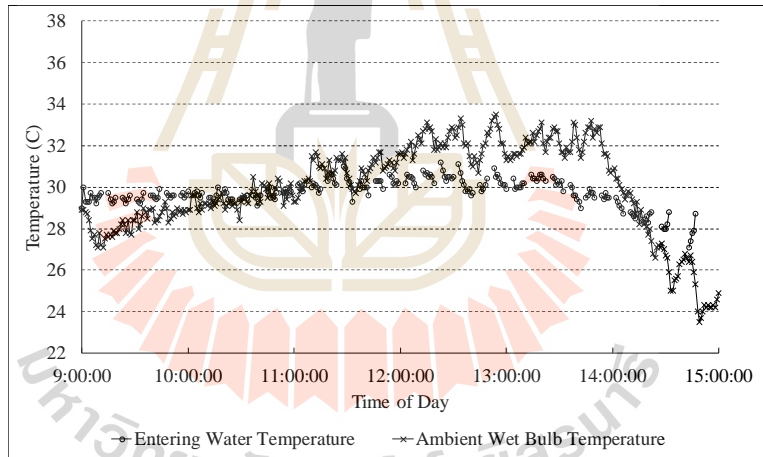
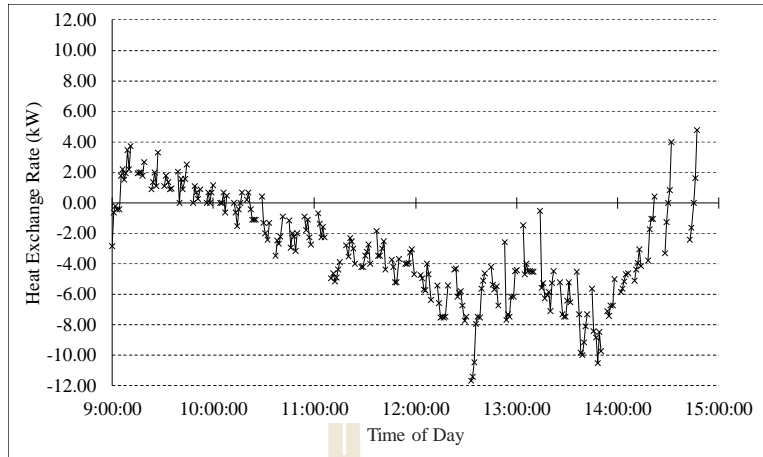


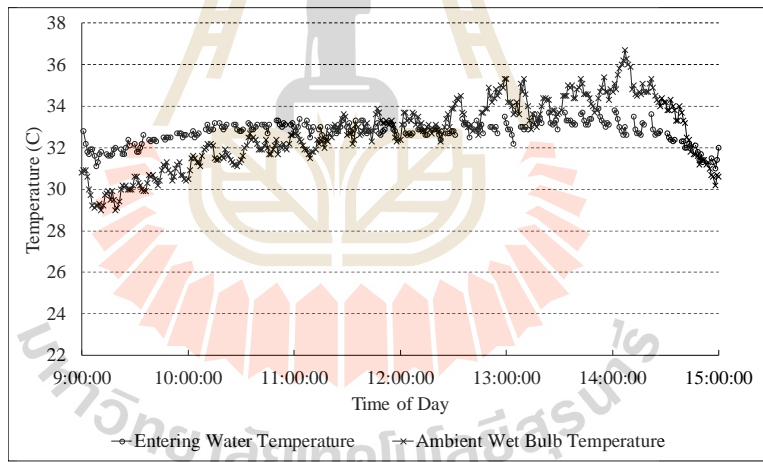
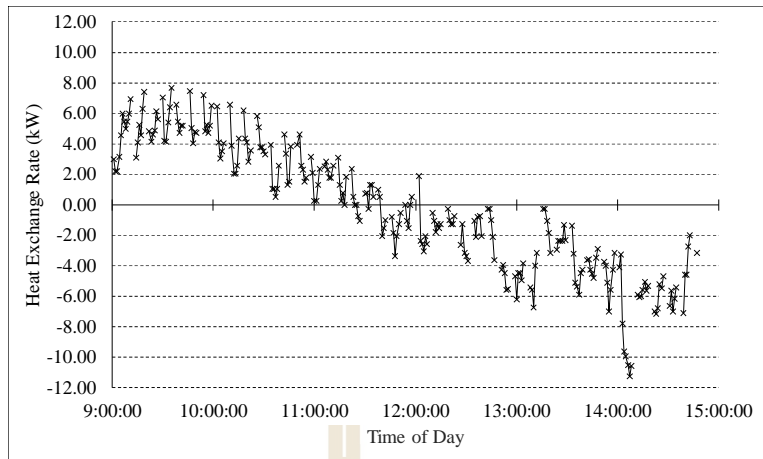


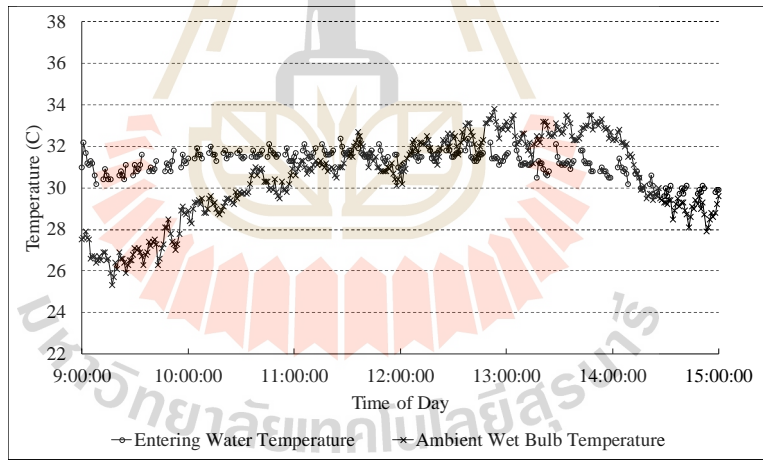
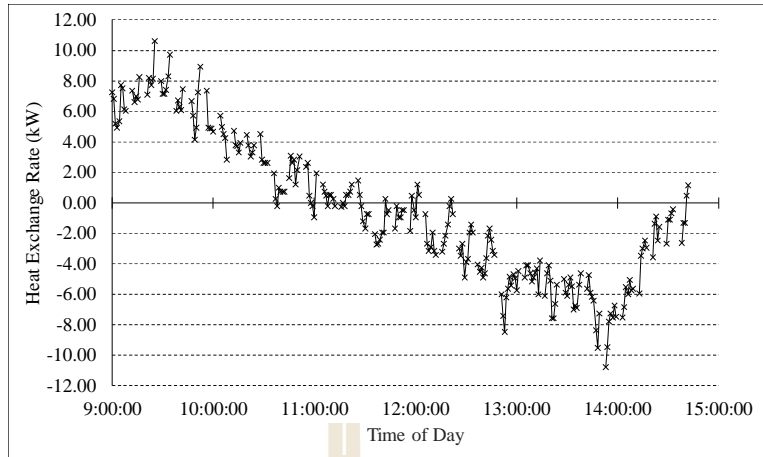
พฤติกรรมที่ค่อนข้างคงที่ในทุกระบบ โดยอัตราการได้รับความร้อนของน้ำหล่อเย็นในวงวนหอทำความเย็น (Cooling Tower side) มีค่าใกล้เคียงกับอัตราการสูญเสียความร้อนของน้ำหล่อเย็นในวงวนใต้ดิน (Ground Heat Exchanger side) โดยระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรมีน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 5 LPM มีค่าเฉลี่ยอัตราการสูญเสียความร้อนของน้ำหล่อเย็นในวงวนใต้ดินและอัตราการได้รับความร้อนของน้ำหล่อเย็นในวงวนหอทำความเย็นเท่ากับ 3.65 kW และ 3.67 kW ตามลำดับ ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรมีน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 10 LPM มีค่าเฉลี่ยอัตราการสูญเสียความร้อนของน้ำหล่อเย็นในวงวนใต้ดินและอัตราการได้รับความร้อนของน้ำหล่อเย็นในวงวนหอทำความเย็นเท่ากับ 3.85 kW และ 3.57 kW ตามลำดับ ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรมีน้ำหล่อเย็น Config A ด้วยอัตราการไหล 15 LPM มีค่าเฉลี่ยอัตราการสูญเสียความร้อนของน้ำหล่อเย็นในวงวนใต้ดินและอัตราการได้รับความร้อนของน้ำหล่อเย็นในวงวนหอทำความเย็นเท่ากับ 3.95 kW และ 3.87 kW ตามลำดับ ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรมีน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 5 LPM มีค่าเฉลี่ยอัตราการสูญเสียความร้อนของน้ำหล่อเย็นในวงวนใต้ดินและอัตราการได้รับความร้อนของน้ำหล่อเย็นในวงวนหอทำความเย็นเท่ากับ 2.18 kW และ 2.00 kW ตามลำดับ ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรมีน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 10 LPM มีค่าเฉลี่ยอัตราการสูญเสียความร้อนของน้ำหล่อเย็นในวงวนใต้ดินและอัตราการได้รับความร้อนของน้ำหล่อเย็นในวงวนหอทำความเย็นเท่ากับ 2.9 kW และ 2.5 kW ตามลำดับ ระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรมีน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 15 LPM มีค่าเฉลี่ยอัตราการสูญเสียความร้อนของน้ำหล่อเย็นในวงวนใต้ดินและอัตราการได้รับความร้อนของน้ำหล่อเย็นในวงวนหอทำความเย็นเท่ากับ 3.00 kW และ 2.80 kW ตามลำดับ

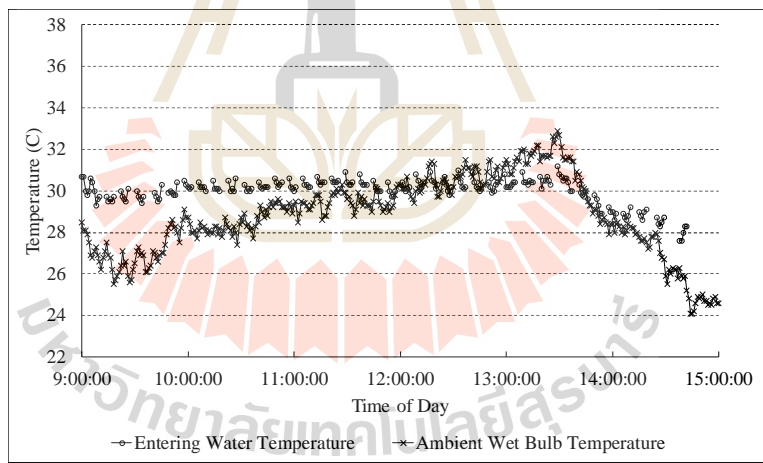
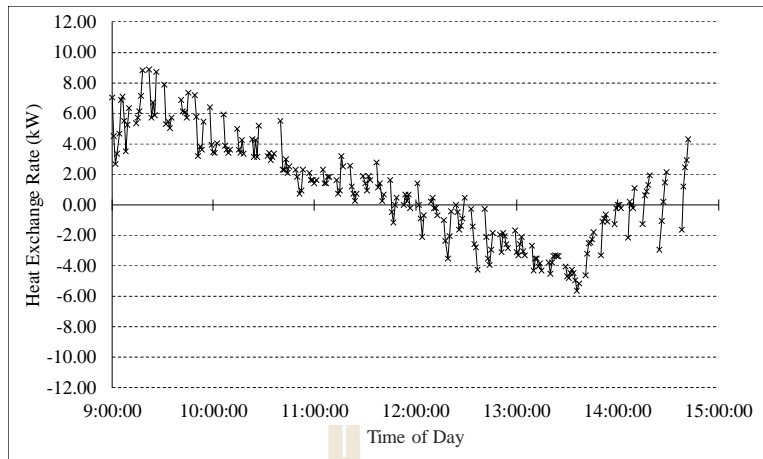
4.5.2.9 อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่หอทำความเย็น

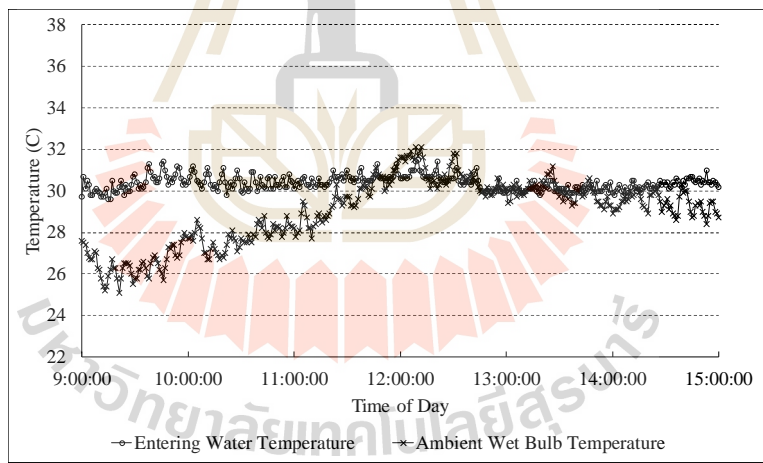
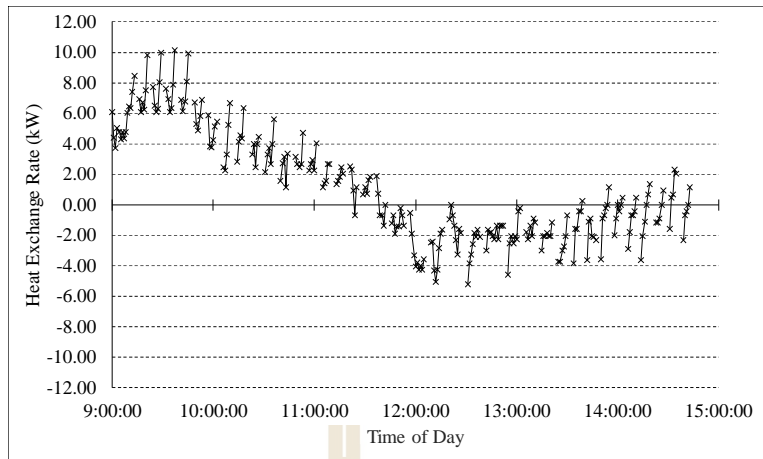
หอทำความเย็นในระบบ HGSHP ทำหน้าที่ในการระบายความร้อนบางส่วนในน้ำหล่อเย็นออกสู่อากาศจากผลการศึกษาพบว่าพฤติกรรมของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในหอทำความเย็นเป็นดังต่อไปนี้

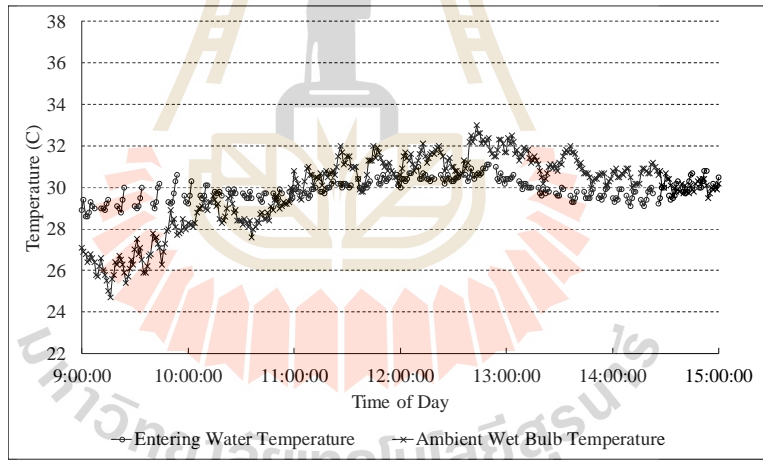
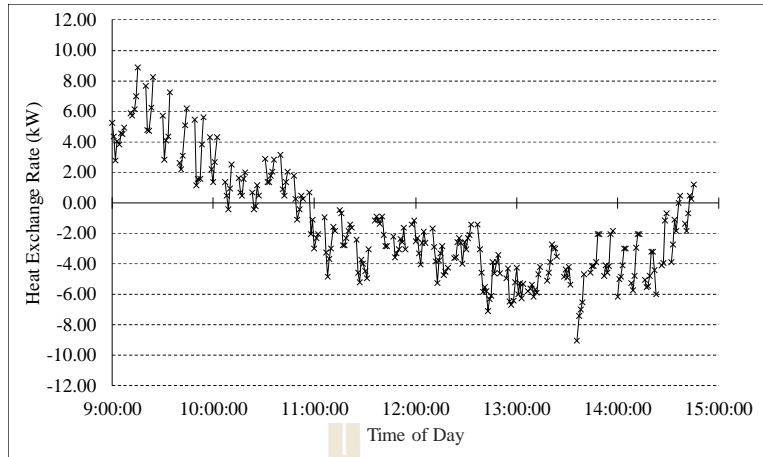


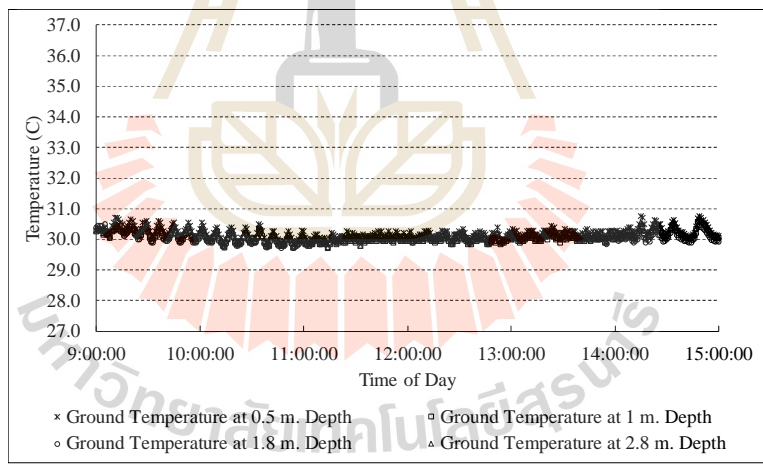


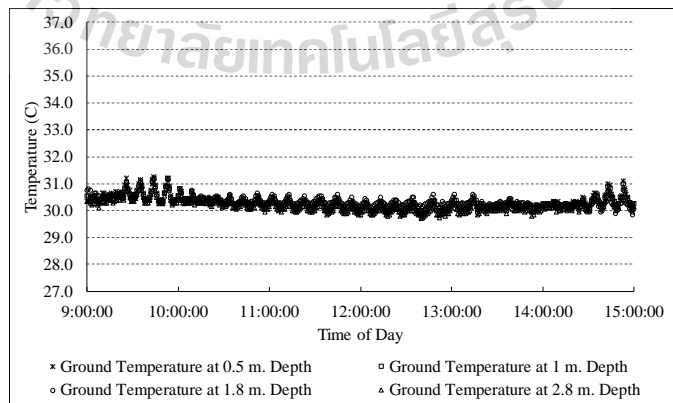
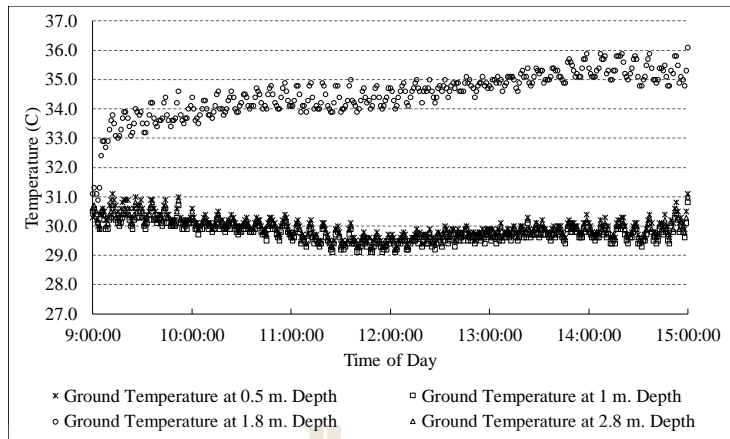


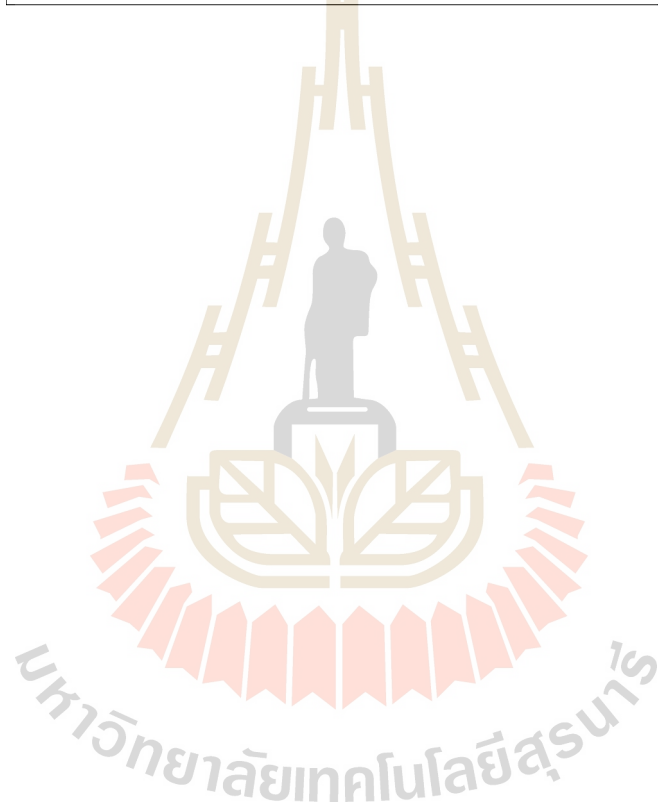
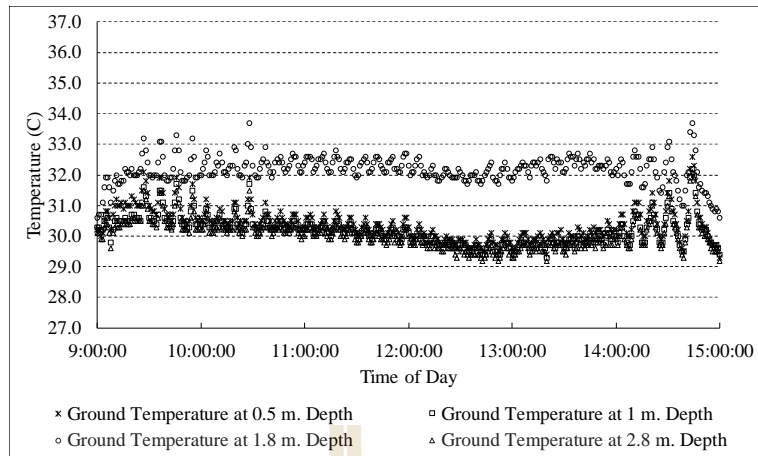


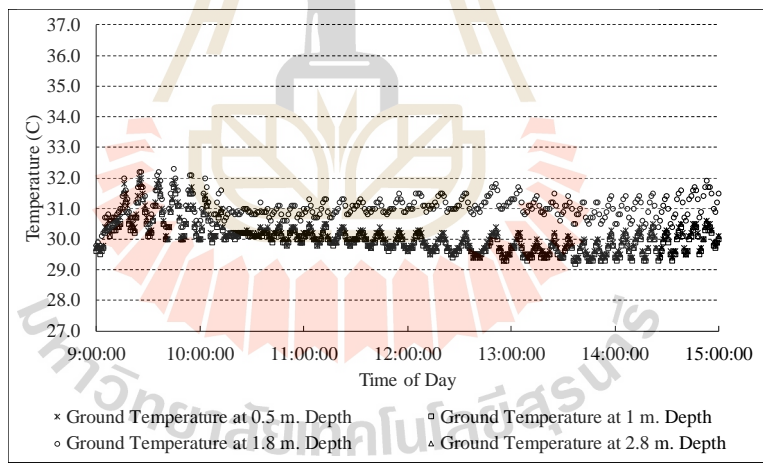
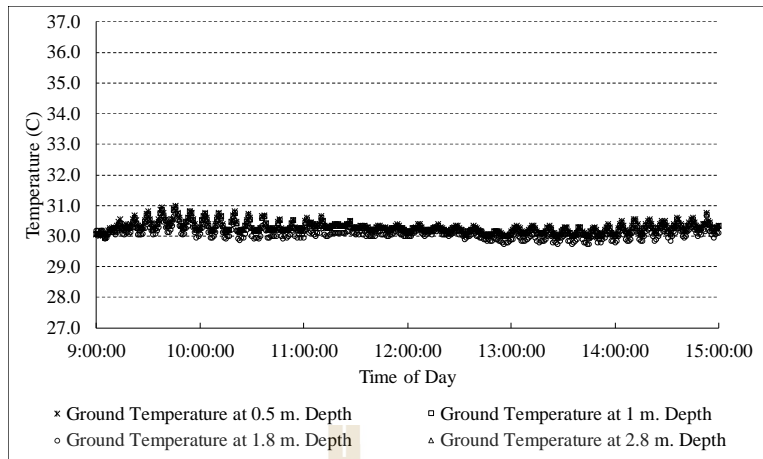












Config B ด้วยอัตราการไหล 15 LPM อุณหภูมิดินในระดับความลึกที่ 0.5 ม. 1 ม. และ 2.8 ม. มีพฤติกรรมที่ค่อนข้างคงที่และไม่เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิของอากาศเมื่อเปรียบเทียบกับข้อมูลอุณหภูมิของอากาศในหัวข้อที่ 4.5.2.1 และยังพบว่าอุณหภูมิใต้ดินของระบบ HGSHP ที่ใช้รูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็น Config B ด้วยอัตราการไหล 15 LPM ที่ระดับความลึก 1.8 ม. มีค่าที่สูงขึ้นตลอดเวลาการทำงานของระบบซึ่งเป็นผลจากดินได้รับความร้อนจากน้ำหล่อเย็นจึงทำให้มีค่าอุณหภูมิสูงขึ้นตามปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทจากน้ำหล่อเย็นเช่นเดียวกับอีก 2 ระบบที่นำเสนอไว้ข้างต้น



บทที่ 5

สรุปงานวิจัยและข้อเสนอแนะ

การดำเนินงานวิจัยในเรื่องการออกแบบและกลยุทธ์การควบคุมฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนสำหรับประเทศไทย มีวัตถุประสงค์เพื่อการออกแบบระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนเพื่อการทำความเย็นให้อาคารร้านสะดวกซื้อและเป็นการประเมินศักยภาพของระบบที่มีกลยุทธ์ควบคุมการทำงานในลักษณะต่างกันเพื่อให้ได้มาซึ่งระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนที่มีขนาดและกลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่เหมาะสมต่อการใช้งานในประเทศไทย ผลการศึกษาชี้ให้เห็นว่าระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนมีความสามารถในการทำงานภายใต้สภาพอากาศของประเทศไทยด้วยกลยุทธ์ควบคุมการทำงานในรูปแบบที่กำหนดให้หอทำความเย็นทำงานและหยุดทำงานพร้อมกับ Compressor ของฮีตปั๊ม

5.1 สรุปงานวิจัย

5.1.1 ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนที่ใช้งานเพื่อการทำความเย็นให้อาคารร้านสะดวกซื้อขนาดพื้นที่ 111.6 m^2 ที่ตั้งอยู่ในเขตพื้นที่กรุงเทพมหานคร ต้องมีขนาดฮีตปั๊มเท่ากับ 10.1 RT ร่วมกับใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินความยาวรวมทั้งสิ้น 1,692.46 m. โดยแยกเป็น 35 หลุม แต่ละหลุมลึก 48.5 m. วางตัวในลักษณะแนวขนาน 7 แถว และแนวอนุกรม 5 หลุม

5.1.2 ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนจากข้อที่ 5.1.1 มีขนาดของหอทำความเย็นที่เหมาะสมต่อการใช้งานร่วมกับเท่ากับ 5 RT

5.1.3 ขนาดของหอทำความเย็นมีอิทธิพลต่อการใช้พลังงานของฮีตปั๊มในระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อน โดยที่เมื่อหอทำความเย็นมีขนาดเพิ่มขึ้นฮีตปั๊มในระบบจะมีปริมาณการใช้พลังงานและเวลาการทำงานที่ต่ำลง

5.1.4 ขนาดของหอทำความเย็นมีอิทธิพลต่อปริมาณความร้อนที่คืนได้รับ โดยที่เมื่อหอทำความเย็นมีขนาดเพิ่มขึ้นปริมาณความร้อนที่ระบายลงสู่ดินจะมีค่าต่ำลง

5.1.5 ลำดับการไหลผ่านแหล่งรับความร้อนของน้ำหล่อเย็นส่งผลต่อปริมาณการใช้พลังงานของระบบและพฤติกรรมของอุณหภูมิใต้ดิน โดยระบบที่มีลำดับการไหลผ่านดินก่อนจึง

เข้าสู่หอทำความเย็นจะมีปริมาณการใช้พลังงานที่ต่ำกว่าพร้อมกับมีการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิใต้ดินที่สูงกว่าระบบที่ใช้ลำดับการไหลผ่านจากหอทำความเย็นก่อนจึงเข้าสู่ดิน

5.1.6 ระบบฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนมีกลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่เหมาะสมต่อการใช้งานคือ กลยุทธ์ควบคุมการทำงานที่กำหนดให้หอทำความเย็นทำงานและหยุดทำงานพร้อมกับ Compressor และรูปแบบวงจรน้ำหล่อเย็นที่กำหนดให้น้ำหล่อเย็นไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินก่อนจึงไหลผ่านหอทำความเย็น โดยพบว่า ระบบจะมีปริมาณการใช้พลังงานเฉลี่ยเท่ากับ 62,386.93 kWh./Yr. โดยแยกเป็นพลังงานที่ฮีตปั๊มใช้เท่ากับ 57,267.65 kWh./Yr. คิดเป็นร้อยละ 91.79 ของปริมาณการใช้พลังงานรวมของระบบ Circulating Pump No.1 ใช้พลังงานเท่ากับ 3,375.96 kWh./Yr. คิดเป็นร้อยละ 5.41 ของปริมาณการใช้พลังงานรวมของระบบ Circulating Pump No.2 ใช้พลังงานเท่ากับ 1,065.52 kWh./Yr. คิดเป็นร้อยละ 1.7 ของปริมาณการใช้พลังงานรวมของระบบและ Cooling Tower Fan ใช้พลังงานเท่ากับ 677.81 kWh./Yr. คิดเป็นร้อยละ 1.08 ของปริมาณการใช้พลังงานรวมของระบบ

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 ค่า Thermal Conductivity และ Specific Heat Capacity ของดินได้มาด้วยกระบวนการตามคำแนะนำของ ASHRAE เพื่อให้ผลการศึกษาที่ได้มีความแม่นยำมากขึ้นควรทำการขุดเจาะเพื่อการวัดค่าดังกล่าวในสถานที่จริงก่อนการประเมินความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน

5.2.2 การสร้างแบบจำลองควรมีการวางแผนถึงตัวแปรที่ต้องการศึกษาอย่างแน่ชัดเพื่อเป็นการลดจำนวนข้อมูลที่ได้จากแบบจำลองและเพื่อสะดวกต่อการเข้าถึงข้อมูลหลังกระบวนการจำลองแล้วเสร็จ

5.2.3 ค่าความดันสูญเสียเนื่องจากการไหลของน้ำหล่อเย็นในการศึกษานี้เป็นเพียงผลรวมของความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในอุปกรณ์เท่านั้นเพื่อให้การประเมินด้วยแบบจำลองมีความแม่นยำมากขึ้นจึงควรพิจารณาความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลผ่านท่อระหว่างอุปกรณ์แต่ละตัวเพิ่มเติม

5.2.4 กระบวนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน ควรมีการบดอัดดินหลังการวางแนวท่อขงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินแล้วเพื่อ เพื่อเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสของท่อและดิน ประกอบเพื่อเป็นการเพิ่มความหนาแน่นของดินที่อาจส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่ดียิ่งขึ้น

รายการอ้างอิง

- Alavy, M., Nguyen, H. V., Leong, W. H., & Dworkin, S. B. (2013). **A methodology and computerized approach for optimizing hybrid ground source heat pump system design.** *Renewable Energy*, 57, 404-412. doi:10.1016/j.renene.2013.02.003
- Anirban, S., & Randip, K. D. (2010). **Review on solar adsorption refrigeration cycle.** *International Journal of Mechanical Engineering*, 1(1), 190-226.
- ASHRAE. (1997). **Ground-Source Heat Pumps Design of Geothermal System for Commercial and Institutional Building:** American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineer, Inc.
- ASHRAE. (2009). **ASHRAE HANDBOOK.** GA USA: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineer.
- ASHRAE. (2011). **2011 ASHRAE Handbook-Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Applications.** Atlanta, GA.: ASHRAE.
- Chiasson, A. D., & Yavazturk, C. (2009). **A design tool for hybrid geothermal heat pump systems in cooling-dominated building.** *ASHRAE Transactions*, 115(2), 74-87.
- Disawas, S., & Wongwises, S. (2004). **Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device.** *International Journal of Refrigeration*, 27(6), 587-594. doi:10.1016/j.ijrefrig.2004.04.002
- Hackel, S., & Pertzborn, A. (2011). **Effective design and operation of hybrid ground-source heat pumps: Three case studies.** *Energy and Buildings*, 43(12), 3497-3504. doi:10.1016/j.enbuild.2011.09.014
- Harrell, G. S., & Kornhauser, A. A. (1995). **Performance test of two-phase ejector.** Paper presented at the the 30th intersociety energy conversion engineering conference.
- Hwang, Y., Lee, J. K., Jeong, Y. M., Koo, K. M., Lee, D. H., Kim, I. K., . . . Kim, S. H. (2009). **Cooling performance of a vertical ground-coupled heat pump system installed in a school building.** *Renewable Energy*, 34(3), 578-582. doi:10.1016/j.renene.2008.05.042

- Kavanaugh, S. P. (1998). **A design method for hybrid ground source heat pump.** *ASHRAE Transactions*, 104(2), 691-698.
- Kornhauser, A. A. (1990). **The Use of an Ejector as a Refrigerant Expander.** Paper presented at the International Refrigeration and Air Conditioning Conference.
- Linton, J. W., Snelson, W. L., & Hearty, P. F. (1992). **Effect of condenser liquid subcooling on system performance for refrigerant CFC-12 and HFC-152a.** *ASHRAE Transactions*, 68(2), 160-166.
- Luo, J., Rohn, J., Bayer, M., & Priess, A. (2013). **Modeling and experiments on energy loss in horizontal connecting pipe of vertical ground source heat pump system.** *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 55-64. doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.07.022
- Man, Y., Yang, H., & Wang, J. (2010). **Study on hybrid ground-source heat pump system for air-conditioning in hot-weather areas like Hong Kong.** *Applied Energy*, 87, 2,826-822,833.
- Michopoulos, A., & Kyriakis, N. (2010). **The influence of a vertical ground heat exchanger length on the electricity consumption of the heat pumps.** *Renewable Energy*, 35(7), 1403-1407. doi:10.1016/j.renene.2009.11.009
- Miller, M. (1981). **Mechanical Subcooling Yields Gain in Efficiency Capacity Plus Lower Maintenance Costs.** *Air Condition Heat Refrigeration News*.
- Mustafa Omer, A. (2008). **Ground-source heat pumps systems and applications.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(2), 344-371. doi:10.1016/j.rser.2006.10.003
- National-Renewable-Energy-Laboratory-(U.S.). (2012). **Retail Building Guide for Entrance Energy Efficiency Measures.** Retrieved from Colorado: U.S.:
- Pahud, D., & Matthey, B. (2001). **Comparison of the thermal performance of double U-pipe borehole heat exchanger measured in situ.** *Energy and Building*, 33(5), 503-507.
- Park, H., Lee, J. S., Kim, W., & Kim, Y. (2012). **Performance optimization of a hybrid ground source heat pump with the parallel configuration of a ground heat exchanger and a supplemental heat rejecter in the cooling mode.** *International Journal of Refrigeration*, 35(6), 1537-1546. doi:10.1016/j.ijrefrig.2012.05.002

- Park, H., Lee, J. S., Kim, W., & Kim, Y. (2013). **The cooling seasonal performance factor of a hybrid ground-source heat pump with parallel and serial configurations.** *Applied Energy*, *102*, 877-884. doi:10.1016/j.apenergy.2012.09.035
- Phetteplace, G., & Sullivan, W. (1998). **Performance of a hybrid ground-coupled heat pump system.** *ASHRAE Transactions*, *104*(1b), 769-770.
- Qureshi, B. A., & Zubair, S. M. (2013). **Mechanical sub-cooling vapor compression systems: Current status and future directions.** *International Journal of Refrigeration*, *36*(8), 2097-2110. doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.07.026
- Ramniwas, K., Murugesan, K., & Sahoo, P. K. (2011). **Optimization of operating parameter of ground source heat pump using Taguchi Method.** Paper presented at the 23rd IIR Conference, Prague, Czech Republic.
- Sarbu, I., & Sebarchievici, C. (2014). **General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings.** *Energy and Buildings*, *70*, 441-454. doi:10.1016/j.enbuild.2013.11.068
- Sivasakthivel, T., Murugesan, K., & Thomas, H. R. (2014). **Optimization of operating parameters of ground source heat pump system for space heating and cooling by Taguchi method and utility concept.** *Applied Energy*, *116*, 76-85. doi:10.1016/j.apenergy.2013.10.065
- Solar-Energy-Laboratory. (2014). **TRNSYS 17 a Transient System Simulation Program (Vol. 1).** Madison, WI 53706 – U.S.A: TRNSYS Coordinator.
- Solar_Energy_Laboratory. (2012). **Multizone Building modeling with Type56 and TRNBuild (Vol. 5).** Madison, WI 53706 – U.S.A: TRNSYS Coordinator.
- Swardt, C. A. D., & Meyer, J. P. (2001). **A performance comparison between an air-source and a ground-source reversible heat pump.** *International Journal of Energy Research*, *25*, 899-910. doi:10.1002/er.730)
- Trimble-Companies-Inc. (2017). **The SketchUp Story.** Retrieved from <https://www.sketchup.com/programs/sketchup-story>
- Walker, D. H. (2001). **Development and Demonstration of an Advanced Supermarket Refrigeration/HVAC System.** Retrieved from Massachusetts:

- Yasukawa, K., Uchida, Y., Taguchi, Y., Tenma, N., Muraoka, H., Buapeng, S., & HA, N. T. (2006, July 25-26). **POSSIBLE UTILIZATION OF GROUND-COUPLED HEAT-PUMP SYSTEM IN TROPICAL COUNTRIES**. Paper presented at the the 7th Asian Geothermal Symposium.
- Yasukawa, K., Uchida, Y., Tenma, N., Taguchi, Y., Muraoka, H., Ishii, T., . . . Ha, N. T. (2009). **Groundwater Temperature Survey for Geothermal Heat Pump Application in Tropical Asia**. *Bulletin of the Geological Survey of Japan*, 60(9/10), 459-467.
- Yavuzturk, C., & Spitler, J. D. (2000). **Comparative Study of Operating and Control Strategies for Hybrid Ground-Source Heat Pump Systems Using a Short Time Step Simulation Model**. *ASHRAE Transactions*, 106(2), 192-201.
- กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน. (2556). สถิติพลังงานของประเทศไทย(เบื้องต้น) 2556. Retrieved from กรุงเทพมหานคร:
- กรมโยธาธิการและผังเมือง. (2558). ข้อมูลหลุมเจาะสำหรับชั้นดินทั่วประเทศไทย. Retrieved 16 ม.ค. 2558 <https://www.dpt.go.th/soil/>
- ซีพีออลล์ จำกัด (มหาชน). (2558). บริการร้านสะดวกซื้อ บริษัท ซีพีออลล์ จำกัด (มหาชน). Retrieved from <http://www.cpall.co.th/Corporate/ธุรกิจของเรา/ร้านสะดวกซื้อ>
- ดุจฤดี ปานพรพมมินทร์. (2542). ศักยภาพการประหยัดพลังงานของระบบไฟฟ้าแสงสว่างในร้านค้าสะดวกซื้อ กรณีศึกษา: เขตกรุงเทพมหานคร. (วิทยานิพนธ์ปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต), มหาวิทยาลัยมหิดล, นครปฐม.
- วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทยในพระบรมราชูปถัมภ์. (2551). มาตรฐานระบบปรับอากาศและระบายอากาศ. กรุงเทพมหานคร: ว.ส.ท.



ภาคผนวก ก.

การประเมินขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

การประเมินขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน

สมการสำหรับการประเมินขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน

$$L_c = \frac{q_a R_{ga} + (q_{lc} - 3.41 \overline{W_c})(R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \frac{t_{wi} + t_{wo}}{2} - t_p} \quad (3.1)$$

โดยที่	q_a	= Net annual average heat transfer to the ground (Btu/h)
	q_{lc}	= Building design cooling block load (Btu/h)
	F_{sc}	= Short-circuit heat loss factor
	PLF_m	= Part-load factor during design month
	R_{ga}	= Effective thermal resistance of the ground, annual pulse (h.ft.F/Btu)
	R_{gd}	= Effective thermal resistance of the ground, daily pulse (h.ft.F/Btu)
	R_{gm}	= Effective thermal resistance of the ground, monthly pulse (h.ft.F/Btu)
	R_b	= Thermal resistance of the bore (h.ft.F/Btu)
	t_g	= Undisturbed ground temperature (F)
	t_p	= Temperature penalty for interference of adjacent bores (F)
	t_{wi}	= Liquid temperature at heat pump inlet (F)
	t_{wo}	= Liquid temperature of heat pump outlet (F)
	W_c	= Power input at design cooling load (W)

ค่า q_a (Net annual average heat transfer to the ground)

$$q_a = \frac{q_{lc} \times \frac{EER + 3.14}{EER}}{8,760h / yr}$$

ค่า q_{lc} (Building design cooling block load)

$$\begin{aligned} q_{lc} &= q_{lc, peak} \times 8,760 \quad (\text{R-ton.hr}) \\ &= 9.47 \times 8,760 \\ &= 82,926.38 \quad (\text{R-ton.hr}) \end{aligned}$$

ฮีตปั๊มที่ใช้ในการศึกษานี้มีค่า EER เท่ากับ 11.4

แทนค่าเพื่อหา q_a ได้ว่า

$$\begin{aligned} q_a &= \frac{82,926.38 \times \frac{11.4 + 3.14}{11.4}}{8,760} \\ q_a &= 12.3 \quad (\text{Rton}) \\ q_a &= 147.58 \quad (\text{MBtu/hr}) \end{aligned}$$

ค่า R_{ga} , R_{gm} และ R_{gd} (Effective thermal resistance of the ground)

$$R_{ga} = \frac{G_f - G_1}{k_g} \quad R_{gm} = \frac{G_1 - G_2}{k_g} \quad R_{gd} = \frac{G_2}{k_g}$$

การประเมินค่า Effective thermal resistance of the ground เป็นการประเมินโดยใช้ความสัมพันธ์ของค่า G-factor และค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของดินซึ่งในการศึกษาประเมินตามผนวก ข พบว่ามีค่าเท่ากับ 0.8 Btu/hr.ft.F การประเมินค่า G-factor นั้นพิจารณาได้โดยการพิจารณาหาค่า Fourier number (Fo) แล้วนำค่าที่ได้พิจารณาหาค่า G-factor ตามข้อมูลในรูปที่ 3.2 ในเอกสารอ้างอิง (ASHRAE, 1997)

$$Fo_f = \frac{4r\ddagger_f}{d^2} \quad Fo_1 = \frac{4r(\ddagger_f - \ddagger_1)}{d^2} \quad Fo_2 = \frac{4r(\ddagger_f - \ddagger_2)}{d^2}$$

เมื่อ $\ddagger_f = 3,650$ (days)

$$t_1 = 3,680 \quad (\text{days})$$

$$t_2 = 3,680.17 \quad (\text{days})$$

d = Equivalent Diameter of GHE pipe

โดยการศึกษานี้ใช้ท่อ HDPE nominal diameter 1” จากข้อมูลตารางที่ 3.1 ในเอกสารอ้างอิง (ASHRAE, 1997) ท่อดังกล่าวจะมี d เท่ากับ 0.18 ft

α = Thermal diffusivity of ground

โดยดินในการศึกษานี้มีค่า α เท่ากับ $0.03 \text{ ft}^2/\text{hr}$

แทนค่าจะได้ว่า

$$Fo_f = 329,955.87$$

จากรูปที่ 3.2 ในเอกสารอ้างอิง พบว่า $G_f = 1.08$

$$Fo_1 = 2,704.71$$

จากรูปที่ 3.2 ในเอกสารอ้างอิง พบว่า $G_1 = 0.7$

$$Fo_2 = 14.97$$

จากรูปที่ 3.2 ในเอกสารอ้างอิง พบว่า $G_2 = 0.27$

แทนค่าเพื่อหาค่า Effective thermal resistance of the ground ได้ว่า

$$R_{ga} = 0.26 \quad (\text{hr.ft.F/Btu})$$

$$R_{gm} = 0.27 \quad (\text{hr.ft.F/Btu})$$

$$R_{gd} = 0.20 \quad (\text{hr.ft.F/Btu})$$

ค่า PLF_m (Part-load factor during design month)

เป็นค่าแสดงถึงอัตราส่วนการทำงานที่ Part load ของระบบ พิจารณาหาจาก

$$PLF_m = \frac{\Sigma \text{Load} \times \text{hours}}{\text{Peak Load} \times 24} \times \frac{\text{OP_day_per_Month}}{\text{Day_per_Month}}$$

แทนค่าได้ว่า

$$PLF_m = \frac{(83.27 + 74.11 + 89.78 + 113.6 + 112.41 + 92.35) \times 4}{113.6 \times 24} \times \frac{30}{30}$$

$$PLF_m = 0.83$$

ค่า R_b (Thermal resistance of the bore)

พิจารณาจากเอกสารอ้างอิง (ASHRAE, 1997) ข้อมูลในตารางที่ 3.1 โดยในการศึกษานี้ เลือกใช้ท่อ HDPE nominal diameter 1" SDR 11 และใช้น้ำบริสุทธิ์เป็นสารทำงานในเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินที่อัตราการไหลเท่ากับ 2 gpm จากข้อกำหนดดังกล่าวได้ว่า $R_b = 0.09$ hr.ft.F/Btu

ค่า T_g (Undisturbed ground temperature)

ค่าอุณหภูมิใต้ดินตามคำแนะนำเอกสารอ้างอิง (ASHRAE, 1997) นำเสนอให้ใช้ค่าอุณหภูมิของน้ำใต้ดินในบริเวณต้องการติดตั้งระบบ การศึกษานี้จึงเลือกใช้ T_g เท่ากับ 30°C (86°F) ตามผลการศึกษาของเอกสารอ้างอิง (Yasukawa et al., 2006; Yasukawa et al., 2009)

ค่า T_{wi} และ T_{wo} (Liquid temperature at heat pump inlet and outlet)

ตามคำแนะนำในเอกสารอ้างอิง (ASHRAE, 1997) นำเสนอให้ใช้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้าฮีตปั๊มให้มีความสูงกว่าอุณหภูมิ $T_g = 86^\circ\text{F}$ อยู่ระหว่าง 20°F ถึง 30°F การศึกษานี้จึงเลือกใช้ T_{wi} เท่ากับ 100°F (37.78°C) และค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางออกฮีตปั๊มประเมินจาก

$$t_{wo} = t_{wi} - \frac{-q - 3.412W_c}{500 \times \dot{V}}$$

แทนค่าได้ว่า

$$t_{wo} = 100 - \frac{(-113.6 \times 1,000) - (3.412 \times 8.03 \times 1,000)}{500 \times 30.5}$$

$$t_{wo} = 109.25^\circ\text{F}$$

แทนค่าเพื่อประเมินความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินในสมการที่ 3.1 โดยใช้ค่า F_{sc} เท่ากับ 1.02 และ T_p เท่ากับ 3°F ตามคำแนะนำในเอกสารอ้างอิง (ASHRAE, 1997) ได้ว่า

$$L_c = 7,084.11 \text{ ft.}$$

เมื่อได้ความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินจากการประเมินตามวิธีข้างต้น กระบวนการต่อไปคือการตรวจสอบค่า T_p ที่ใช้มีค่าเหมาะสมหรือไม่ โดยในกระบวนการจะเป็นการเลือกรูปแบบการจัดวางและความลึกของหลุมที่ติดตั้งจากนั้นจะได้ค่า T_p ใหม่และให้นำ T_p ใหม่ที่ได้

แทนในสมการที่ 3.1 จนพบค่า T_p ที่เหมาะสมตามคำแนะนำในเอกสารอ้างอิง (ASHRAE, 1997) ในการศึกษาพบว่าค่าที่เหมาะสมเป็นดังข้อมูลในตารางที่ ก1

ตารางที่ ก1

ลำดับ ชั้น	ความยาวเดิม (L_c) ft.	T_p เดิม	รูปแบบเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนใต้ดิน	T_p ใหม่	ความยาวใหม่ (L_c) ft.
1	-	-	-	-3	7,084.11
2	7,084.11	-3	9x5	-9.57	12,223.72
3	12,223.72	-9.57	4x19	-9.36	11,945.59

เมื่อประเมินความยาวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินตามคำแนะนำของ ASHRAE ตามรายละเอียดข้างต้น การศึกษานี้จึงเลือกใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นจำนวนทั้งสิ้น 72 หลุมที่มีความลึก 49.8 m



ภาคผนวก ข

การประเมินค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนและค่าความจุความร้อนจำเพาะ
ของดิน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

การประเมินค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน

การศึกษานี้เลือกใช้วิธีการหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของดินตามเอกสารอ้างอิง (ASHRAE, 1997) โดยวิธีการดังกล่าวจะต้องทราบองค์ประกอบของดินซึ่งได้แก่ ร้อยละของ Clay และ Sand ที่มีอยู่ในดิน ค่าความชื้นของดินและค่าความหนาแน่น ในการศึกษานี้เลือกใช้ข้อมูลใน เขตทุ่งมหาเมฆ กรุงเทพฯ เป็นพื้นที่การศึกษาจากข้อมูลชั้นดินที่ได้รับจากกรมโยธาธิการและผังเมือง ดังในรูปที่ ข1

จะพบว่าดินในบริเวณดังกล่าวมีคุณสมบัติที่ใช้ในการศึกษานี้ดังนี้

1. ร้อยละของ Clay ที่มีอยู่ในดิน เท่ากับ 36.12
2. ร้อยละของ Sand ที่มีอยู่ในดิน เท่ากับ 63.87
3. ความชื้นภายในดิน เท่ากับ 34.56%
4. ความหนาแน่นในสภาพแห้ง เท่ากับ $1,790 \text{ kg/m}^3$ (111.75 lb./ft^3)

จากข้อมูลของดินนำมาพิจารณาหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนจาก

$$\text{สำหรับ Clay : } k = [0.9 \log(\% \text{Moisture}) - 0.2] 10^{0.01 \dots}$$

$$k = [0.9 \log(34.56) - 0.2] 10^{0.01(111.75)}$$

$$k = 1.29 \quad \text{Btu/h.ft.F}$$

$$\text{สำหรับ Sand : } k = [0.7 \log(\% \text{Moisture}) + 0.4] 10^{0.01 \dots}$$

$$k = [0.7 \log(34.56) + 0.4] 10^{0.01(111.75)}$$

$$k = 1.61 \quad \text{Btu/h.ft.F}$$

พิจารณาหา k รวมของดิน โดยเทียบบัญญัติตาราง จะได้

$$k_g = (\% \text{Clay} \times k_{\text{Clay}}) + (\% \text{Sand} \times k_{\text{Sand}})$$

$$k_g = (0.3612 \times 1.29) + (0.6387 \times 1.61)$$

$$k_g = 1.49 \text{ Btu/h.ft.F (2.58 W/m.K)}$$

จากข้อมูลข้างต้นประเมินหาค่าความหนาแน่นในสภาพปกติของดิน ได้จาก

$$\dots = [\% \text{Moisture} \times 62.4 \text{ lb} / \text{ft}^3 + (100 - \% \text{Moisture}) \times \dots_{dry}] / 100$$

$$\dots = [34.56 \times 62.4 \text{ lb} / \text{ft}^3 + (100 - 34.56) \times 111.75] / 100$$

$$\dots = 94.7 \quad \text{lb./ft}^3$$





ภาคผนวก ค

ผลงานวิชาการระหว่างการศึกษา

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ประวัติผู้เขียน

นายทีรพรชัย ศรีอ่อน เกิดเมื่อวันที่ 15 เดือนกันยายน ปี พ.ศ.2531 เริ่มเข้าศึกษาชั้นประถมศึกษาที่โรงเรียนกาฬสินธุ์พิทยาสัย จังหวัดกาฬสินธุ์ ชั้นมัธยมศึกษาที่ 1 – 6 โรงเรียนอนุคุณนารี จังหวัดกาฬสินธุ์ และสำเร็จการศึกษาระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมอากาศยาน มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จังหวัดนครราชสีมา เมื่อปี พ.ศ.2554 หลังสำเร็จการศึกษาได้ประกอบอาชีพวิศวกรรมควบคุมในภาคเอกชน ตำแหน่งวิศวกรประกันคุณภาพ บริษัท ไทยบริดจสโตน จำกัด (โรงงานหนองแคว) จังหวัดสระบุรี ปี พ.ศ. 2555 ได้ประกอบอาชีพวิศวกรรมควบคุมในภาคเอกชน ตำแหน่งหัวหน้างานซ่อมบำรุงและโครงการ บริษัท ไทยร่วมใจโคราช จำกัด จังหวัดนครราชสีมา ปี พ.ศ. 2556 เข้าศึกษาต่อระดับปริญญาโท สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จังหวัดนครราชสีมา ในระหว่างการศึกษาได้เข้าร่วมเผยแพร่ผลงานวิชาการของการประชุมวิชาการระดับชาติ ดังนี้

ทีรพรชัย ศรีอ่อน และ อาทิตย์ คุณศรีสุข (2558). สมรรถนะการทำความเย็นของฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนที่มีลักษณะวงจรรน้ำหล่อเย็นต่างกัน. การประชุมวิชาการเสนอผลงานวิจัยระดับบัณฑิตศึกษาแห่งชาติ ครั้งที่ 34 จังหวัดขอนแก่น

ทีรพรชัย ศรีอ่อน และ อาทิตย์ คุณศรีสุข (2558). การจัดเรียงวงจรรน้ำหล่อเย็นที่เหมาะสมสำหรับฮีตปั๊มที่ใช้ดินร่วมกับหอทำความเย็นเป็นแหล่งทิ้งความร้อนสำหรับประเทศไทย. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 29 จังหวัดนครราชสีมา