

การออกแบบระบบปรับอากาศประหยัดพลังงาน
ด้วยวิธีแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน



โครงการนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาการบริหารงานก่อสร้างและสาธารณูปโภค
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ปีการศึกษา 2561

การออกแบบระบบปรับอากาศประหยัดพลังงาน ด้วยวิธีแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นับโครงการฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาโทบริหารบัณฑิต

คณะกรรมการสอบโครงการงาน

(ศ. ดร.สุชนันต์ หอพิบูลสุข)

ประธานกรรมการ

(รศ. ดร.อวิรุทธิ์ ชินกุลกิจนิวัฒน์)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาโครงการงาน)

(ดร.อภิชาติ สุดดีพงษ์)

กรรมการ

(ดร.อิทธิกร ภูมิพันธ์)

กรรมการ

(รศ. ร.อ. ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

สันติ บรรเทิงไพบูลย์ : การออกแบบระบบปรับอากาศประหยัดพลังงานด้วยวิธี
 แลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน (ENERGY SAVING AIR CONDITIONING SYSTEM
 DESIGN WITH A GROUND HEAT EXCHANGER) อาจารย์ที่ปรึกษา :
 รองศาสตราจารย์ ดร.อวิรุทธิ์ ชินกุลกิจนิวัฒน์

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อออกแบบระบบปรับอากาศร่วมกับระบบแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน ประเภท Closed-Loop Systems แบบแนวนราบ (HGHE) ของอาคารอาคารหน่วย
 ตั้งแควดล้อม ภายในมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จังหวัดนครราชสีมา ซึ่งเป็นอาคารชั้นเดียว มี
 พื้นที่ใช้สอย 64 ตารางเมตร ระบบแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินออกแบบได้โดยใช้โปรแกรม
 GLHEPro 5.0 เมื่อเปรียบเทียบค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าจากระบบปรับอากาศแบบเดิมและระบบ
 ปรับอากาศโดยการแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน พบว่า ระบบปรับอากาศที่ใช้การแลกเปลี่ยน
 ความร้อนใต้ดินแบบแนวนราบสามารถประหยัดพลังงานได้ถึงร้อยละ 18.48 เมื่อเปรียบเทียบกับ
 ระบบปรับอากาศแบบเดิม อย่างไรก็ตาม ระบบแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินแบบแนวนราบต้องใช้
 พื้นที่ในการติดตั้งระบบค่อนข้างมากถึง 900 ตารางเมตร มีระยะเวลาความคุ้มทุนอยู่ที่ 13 ปี 1 เดือน
 เนื่องจากมีค่าดำเนินการในการติดตั้งท่อและปั๊มความร้อนค่อนข้างสูง งานวิจัยนี้ยังแสดงให้เห็นว่า
 ตำแหน่งที่ตั้ง ทิศทางการจัดวางตัวอาคารและวัสดุที่ใช้ในการก่อสร้างอาคารมีผลต่อภาระการ
 ความเย็น ซึ่งหากจัดวางตำแหน่งของอาคารและเลือกวัสดุก่อสร้างที่เหมาะสมจะทำให้ค่าภาระ
 การทำความเย็นของอาคารมีค่าต่ำส่งผลให้ระบบปรับอากาศมีขนาดเล็กลงและประหยัดพลังงานได้
 เพิ่มขึ้น

SANTI BANTOENGPAIBOON: ENERGY SAVING AIR CONDITIONING
SYSTEM DESIGN WITH A GROUND HEAT EXCHANGER.

ADVISOR: ASSOC. PROF. AVIRUT CHINKULKIJNIWAT, Ph.D.

This research aims to design the energy saving air conditioning system with a closed-loop horizontal ground heat exchanger (HGHE) system of Environmental Unit Building in campus of Suranaree University of Technology, Nakhon Ratchasima province. This building is a 1-story building with an air conditioning zone of 64 m². HGHE system was designed using GLHEPro 5.0 software. Energy consumptions were compared between conventional air conditioning systems and air conditioning system with HGHE. The results show that air conditioning system with HGHE has a lower energy consumption of 18.48%. However, air conditioning system with HGHE system required a large area of 906.54 m² for HGHE system installation. Break-even point of air conditioning system with HGHE was found at 13 years 1 month when compared with conventional system. This is because the additional costs of heat pump and piping materials and installation of HGHE system. The results also indicate that the direction, position, and materials used for building construction affect the cooling load. If the building is positioned in a suitable direction and location, and the appropriate construction materials are used, the building's cooling load will be lower, resulting in smaller air conditioning system and more energy saving.

School of Construction and Infrastructure Management Student's Signature_____

Academic Year 2018

Advisor's Signature_____

กิตติกรรมประกาศ

การศึกษาโครงการฉบับนี้ลุล่วงได้ด้วยดีจากความช่วยเหลือจากอาจารย์ที่ปรึกษา
รองศาสตราจารย์ ดร.อวิรุทธิ์ ชินกุลกิจนิวัฒน์ ศาสตราจารย์ ดร.สุขสันต์ หอพิบูลสุข ดร.อภิชาติ
สุดดีพงษ์ ดร.อิทธิกร ภูมิพันธ์ และ ที่กรุณาให้โอกาสในการดำเนินโครงการครั้งนี้ อีกทั้งยังให้
คำปรึกษา แนะนำแนวทางในการดำเนินโครงการ ตลอดจนช่วยตรวจแก้ไข และสนับสนุนให้ด้าน
ต่าง ๆ จนโครงการฉบับนี้เสร็จสมบูรณ์ จึงขอกราบขอบพระคุณมา ณ โอกาสนี้

ขอบพระคุณบิดา มารดา และครอบครัว ที่เป็นกำลังใจให้ในทุกๆด้าน ในการศึกษาครั้งนี้
จนกระทั่งโครงการฉบับนี้เสร็จสิ้นอย่างสมบูรณ์ที่สุด

ท้ายนี้ขอขอบคุณเพื่อน ๆ พี่ ๆ น้อง ๆ ในสาขาวิชาการบริหารงานก่อสร้างและ
สาธารณูปโภค ที่คอยช่วยเหลือ และให้กำลังใจเป็นอย่างดีทั้งในขณะศึกษาและดำเนินการทำ
โครงการจนสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

สันติ บรรเทิงไพบูลย์



สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ค
สารบัญ.....	ง
สารบัญตาราง.....	ช
สารบัญรูปภาพ.....	ฅ
บทที่	
1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	4
1.3 ขอบเขตการศึกษา.....	4
1.4 ประโยชน์ที่ได้รับจากการวิจัย.....	4
2 ปรัชญ่วรรณกรรม และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	5
2.1 การนำความร้อน (Thermal conductivity, k).....	5
2.1.1 การวัดแบบสภาวะไม่คงที่ (Transient method).....	5
2.1.2 การวัดแบบสภาวะคงที่ (Steady-state method).....	6
2.2 ระบบปรับอากาศ.....	9
2.2.1 หลักการทำงานของระบบปรับอากาศ.....	9
2.2.2 อุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศ.....	11
2.2.2.1 เครื่องทำน้ำเย็น (Water Chiller).....	11
2.2.2.2 เครื่องสูบน้ำ (Water Pump).....	12
2.2.2.3 หอทำความเย็น (Cooling Tower).....	12
2.2.2.4 เครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit).....	12
2.2.3 วงจรการทำงานทำความเย็นแบบอัดไอ.....	13
2.2.3.1 อีวาโปเรเตอร์หรือคอยล์เย็น (Evaporator).....	13
2.2.3.2 คอมเพรสเซอร์ (Compressor).....	13
2.2.3.3 คอนเดนเซอร์หรือคอยล์ร้อน (Condenser).....	13
2.2.3.4 วาล์วลดความดัน (Expansion Valve).....	13

2.3	การประยุกต์ใช้ GHE ในระบบปรับอากาศ	15
2.3.1	Closed-Loop Systems	15
2.3.2	Open-Loop System	16
2.4	พื้นฐานของการคำนวณหาภาระการทำความเย็นของอาคาร โดยใช้วิธี Cooling Load Temperature Difference / Solar Cooling Load / Cooling Load Factor (CLTD / SCL / CLF)	18
2.5	พื้นฐานของการออกแบบระบบแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน (S.A. M. Said et al)	20
2.6	เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	24
2.6.1	เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องในต่างประเทศ	24
2.6.2	เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องงานวิจัยในประเทศ	27
3	วิธีดำเนินการวิจัย	29
3.1	ขอบเขตของการดำเนินงานวิจัย	29
3.2	วิธีการดำเนินโครงการ	29
3.2.1	ศึกษางานวิจัยเก่าและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	30
3.2.2	เก็บรวบรวมข้อมูลอาคารที่วิจัย	30
3.2.3	ออกแบบระบบ GHE แบบระบบปิดโดยจัดวางท่อในแนวนอน	30
3.2.4	วิเคราะห์ข้อมูลเชิงเปรียบเทียบ (ระบบ GHE และระบบปรับอากาศเดิม)	31
3.2.5	อภิปรายและสรุปผลการทดสอบ	31
4	ผลการศึกษาและวิเคราะห์ผล	32
4.1	ผลการคำนวณภาระการทำความเย็นของระบบปรับอากาศด้วยวิธี CLTD	32
4.1.1	เลือกสถานะในการออกแบบภายในและภายนอกอาคาร	32
4.1.2	คำนวณหาภาระการทำความเย็น (Cooling Load Components)	34
4.1.2.1	ความร้อนจากการนำความร้อนผ่านตัวอาคาร	34
4.1.2.2	ความร้อนจากการแผ่รังสีความร้อนผ่านตัวอาคารที่โปร่งแสง	37
4.1.2.3	ความร้อนจากการแผ่รังสีของอากาศ	38
4.1.2.4	ความร้อนสัมผัสที่เกิดขึ้นภายในห้อง	38
4.1.2.5	ความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นภายในห้อง	40
4.1.2.6	ความร้อนจากอากาศภายนอก	41
4.1.3	ผลการคำนวณภาระการทำความเย็นและอัตราการใช้ไฟฟ้า	42
4.2	ผลการออกแบบระบบอากาศประหยัพลังงานด้วยวิธีแลกเปลี่ยนความร้อน ใต้ดิน (GHE) แบบแนวนอน ด้วยโปรแกรม GLHEPro 5.0	43

4.2.1	กรอกค่า Cooling load จากการคำนวณหัวข้อที่ 4.1 ในโปรแกรม GLHEPro 5.0.....	43
4.2.2	กรอกข้อมูลค่าพารามิเตอร์ของร่องดิน (Borehole Parameters).....	44
4.2.3	พารามิเตอร์ของดิน (Ground Parameters).....	45
4.2.4	พารามิเตอร์ของเหลว (Fluid Parameters).....	46
4.2.5	ปั๊มความร้อน (Heat Pump).....	47
4.2.6	ผลการคำนวณหาอุณหภูมิของระบบ, ขนาดและความยาวท่อ, การจัดวาง และปั๊มน้ำ.....	48
4.2.7	ผลการคำนวณภาระการทำความเย็นระบบ GHE และอัตราการใช้ไฟฟ้า.....	50
4.3	การวิเคราะห์ผลทางเศรษฐศาสตร์เบื้องต้น.....	54
4.3.1	เปรียบเทียบค่าการใช้ไฟฟ้าปกติเทียบกับการคำนวณค่าการใช้ไฟฟ้าจาก ระบบ GHE	54
4.3.2	ประเมินค่าก่อสร้างระบบปรับอากาศระบบ GHE หาจุดคุ้มทุน.....	56
4.3.3	วิเคราะห์ความเหมาะสมในการลงทุน.....	56
5	สรุปและข้อเสนอแนะ.....	58
5.1	สรุปผลการศึกษา.....	58
5.2	ข้อเสนอแนะ.....	58
	เอกสารอ้างอิง.....	59
	ภาคผนวก ก แบบแปลนและรูปถ่ายอาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม ส่วนอาคารสถานที่ ธนาคารขยะรีไซเคิล.....	60
	ภาคผนวก ข สมการการคำนวณภาระการทำความเย็นด้วยวิธี CLTD ของระบบปรับอากาศ แบบปกติและแบบ GHE	67
	ประวัติผู้เขียน.....	77

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
4.1 ข้อมูลเบื้องต้นในการเลือกสภาวะอากาศสำหรับการออกแบบ.....	32
4.2 แสดงข้อมูลสภาวะอากาศภายในและภายนอก.....	33
4.3 แสดงข้อมูลจำนวนคนและปริมาณการระบายอากาศ (Outdoor Air).....	34
4.4 วิธีคำนวณค่าการนำความร้อนผ่านตัวอาคาร Conduction (Sensible Heat).....	35
4.5 ผลการคำนวณการนำความร้อนผ่านตัวอาคาร Conduction (Sensible Heat) เดือนธันวาคม.....	36
4.6 วิธีคำนวณค่าความร้อนจากการแผ่รังสีความร้อนผ่านตัวอาคารที่โปร่งแสง Radiation (Sensible Heat).....	37
4.7 ผลการคำนวณการแผ่รังสีความร้อน Radiation (Sensible Heat) เดือนธันวาคม.....	37
4.8 วิธีคำนวณค่าความร้อนสัมผัสที่เกิดขึ้นภายในห้อง (Internal Sensible Heat).....	38
4.9 ผลการคำนวณความร้อนสัมผัสที่เกิดขึ้นในห้อง (Internal Sensible Heat) เดือนธันวาคม.....	39
4.10 วิธีคำนวณค่าความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นภายในห้อง (Internal Latent Heat).....	40
4.11 ผลการคำนวณความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นในห้อง (Internal Latent Heat) เดือนธันวาคม.....	40
4.12 วิธีคำนวณค่าความร้อนจากอากาศภายนอก (Outdoor Air Heat).....	41
4.13 ผลการคำนวณความร้อนที่เกิดจากอากาศภายนอก (Outdoor Air Heat) เดือนธันวาคม.....	42
4.14 แสดงข้อมูลอัตราการใช้ไฟฟ้าและค่าไฟฟ้าทั้ง 12 เดือน.....	42
4.15 อุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในระบบ GHE.....	50
4.16 การเปลี่ยนแปลงจำนวนร่องเพื่อตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ.....	51
4.17 การเปลี่ยนแปลงระยะห่างของร่องเพื่อตรวจสอบการเปลี่ยนแปลง ของอุณหภูมิ.....	51
4.18 การเปลี่ยนแปลงความลึกของร่องเพื่อตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ.....	52
4.19 การเปลี่ยนแปลงระยะห่างของท่อเพื่อตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ.....	52
4.20 ตารางแสดงการเปลี่ยนแปลงชนิดของดินเพื่อตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ.....	53
4.21 การเปลี่ยนแปลงขนาดปั๊มน้ำเพื่อตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ.....	53
4.22 ข้อมูลอัตราการใช้ไฟฟ้าและค่าไฟฟ้าทั้ง 12 เดือน ของระบบ GHE.....	54
4.23 เปรียบเทียบค่าการใช้ไฟฟ้าแบบปกติกับการคำนวณค่าการใช้ไฟฟ้าจากระบบ GHE.....	55

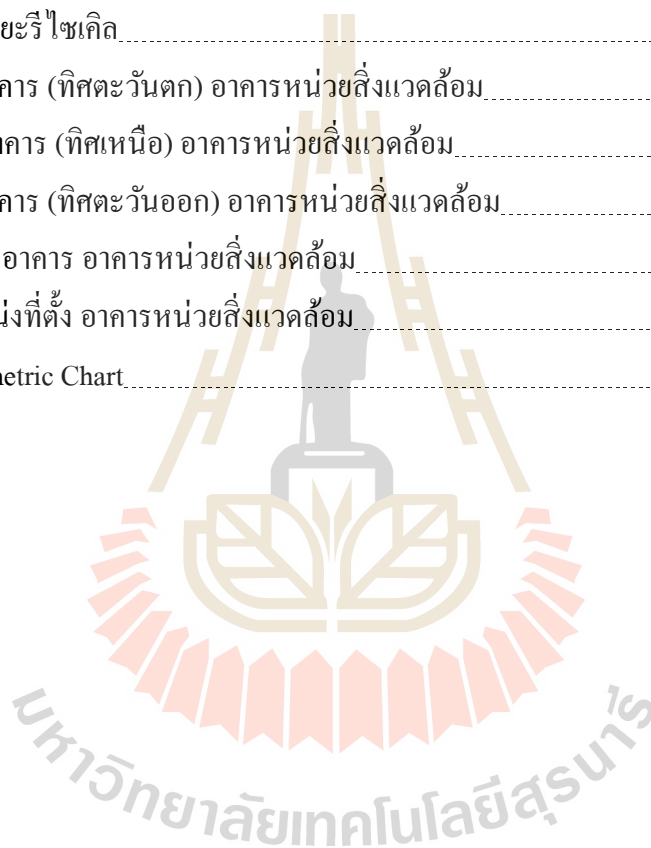
ข.1	Cooling and Dehumidification Design Condition ของประเทศไทย.....	68
ข.2	Ventilation Requirements for Occupants.....	69
ข.3	อัตราการระบายอากาศในกรณีที่มีระบบปรับอากาศตามกฎหมาย.....	70
ข.4	อุณหภูมิที่แตกต่างใช้คำนวณภาระการทำความเย็น สำหรับหลังคาที่มีฝ้าเพดาน.....	71
ข.5	Overall coefficients of heat transmission of various material.....	71
ข.6	อุณหภูมิที่แตกต่างใช้คำนวณภาระการทำความเย็น สำหรับผนัง.....	72
ข.7	ค่าแก้ไขหลังคาและผนัง ที่เส้นรุ้งอื่นๆของทุกเดือน CLTD.....	72
ข.8	อุณหภูมิแตกต่างใช้คำนวณภาระการทำความเย็น แบบการนำความร้อน สำหรับกระจกที่อยู่ภายนอก.....	73
ข.9	Shading Coefficients for Single Glass and Single Insulating Glass.....	73
ข.10	ค่าความร้อนสูงสุดจากแสงอาทิตย์ (SHGF) ที่ผ่านกระจกใสที่ภายนอกไม่มีกันสาด.....	74
ข.11	ค่าความร้อนสูงสุดจากแสงอาทิตย์ (SHGF) ที่ผ่านกระจกใส.....	74
ข.12	ตัวคูณลด ค่าความร้อนจากแสงอาทิตย์ ผ่านกระจกใสที่มีม่าน/มู่ลี่.....	75
ข.13	ตัวคูณลด ค่าความร้อนจากแสงอาทิตย์ ผ่านกระจกใสที่มีม่าน/มู่ลี่.....	75
ข.14	อัตราความร้อนจากตัวคนในกิจกรรมต่างๆ โดยเฉลี่ยรวมทั้งชาย หญิงและเด็ก.....	76



สารบัญรูปภาพ

รูปที่	หน้า
2.1 ส่วนประกอบของเครื่อง Heat flow meter.....	7
2.2 ช่วงของเครื่องมือที่เหมาะสมในการวัดค่าสภาพการนำความร้อน.....	8
2.3 เปรียบเทียบค่า thermal conductivity ที่วัดจากวิธี GHP และ HFM.....	9
2.4 แผนภาพระบบปรับอากาศ.....	11
2.5 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ.....	14
2.6 ระบบ GHE ประเภท Closed-Loop System แบบ Horizontal.....	16
2.7 ระบบ GHE ประเภท Closed-Loop System แบบ Vertical.....	17
2.8 ระบบ GHE ประเภท Closed-Loop System แบบ Pond/Lake.....	17
2.9 ระบบ GHE ประเภท Open-Loop System.....	18
2.10 ความร้อนรูปแบบต่างๆที่ทำให้เกิดการทำความเย็นภายในอาคาร.....	20
2.11 ระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน (GHE).....	23
2.12 ส่วนประกอบของท่อ.....	23
2.13 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพื้นดินแนวนอน.....	24
2.14 ประเทศในแถบที่มีการใช้ระบบ GHE.....	25
2.15 การติดตั้งเครื่อง GHE แบบ BHE (Borehole Heat Exchange) ในยุโรปกลาง.....	26
3.1 ขั้นตอนดำเนินงานวิจัย.....	29
4.1 กราฟแสดงภาระการทำความเย็นระบบระบายความร้อนด้วยอากาศทั้ง 12 เดือน.....	43
4.2 การกรอกข้อมูลค่า Load on Heat Pump.....	44
4.3 การกรอกข้อมูลค่า Borehole Parameters.....	44
4.4 การเลือกข้อมูลตำแหน่งที่ตั้งของอาคารที่ศึกษา.....	45
4.5 การเลือกข้อมูลดินที่ตรง/ใกล้เคียงกับดินที่อยู่ในพื้นที่ของอาคารที่ศึกษา.....	46
4.6 การเลือกข้อมูลชนิดของน้ำยาและความเข้มข้นที่ต้องการใช้.....	47
4.7 การเลือกปั๊มที่ต้องการใช้.....	48
4.8 ผลการรันโปรแกรม GLHEPro 5.0.....	49
4.9 รูปแบบการจัดวางท่อระบบ GHE ที่ได้จากการคำนวณในโปรแกรม GLHEPro 5.0.....	49
4.10 กราฟแสดงภาระการทำความเย็นของระบบปรับอากาศระบบ GHE ทั้ง 12 เดือน.....	54
4.11 กราฟเปรียบเทียบภาระการทำความเย็นของระบบปรับอากาศทั้ง 2 ระบบ.....	55

4.12 กราฟแสดงจุดคุ้มทุนของระบบ GHE เทียบกับระบบปรับอากาศปกติ.....	56
ก.1 แผนที่อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม ส่วนอาคารสถานที่ ธนาคารขยะรีไซเคิล.....	61
ก.2 แปลนอาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม ส่วนอาคารสถานที่ ธนาคารขยะรีไซเคิล.....	61
ก.3 รูปตัด อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม ส่วนอาคารสถานที่ ธนาคารขยะรีไซเคิล.....	62
ก.4 แปลนระบบไฟฟ้า อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม ส่วนอาคารสถานที่ ธนาคารขยะรีไซเคิล.....	62
ก.5 รูปหน้าอาคาร (ทิศใต้) อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม ส่วนอาคารสถานที่ ธนาคารขยะรีไซเคิล.....	63
ก.6 รูปข้างอาคาร (ทิศตะวันตก) อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม.....	63
ก.7 รูปหลังอาคาร (ทิศเหนือ) อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม.....	64
ก.8 รูปข้างอาคาร (ทิศตะวันออก) อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม.....	64
ก.9 รูปภายในอาคาร อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม.....	65
ก.10 รูปตำแหน่งที่ตั้ง อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม.....	66
ข.1 Psychrometric Chart.....	68



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ประเทศไทยตั้งอยู่ในเขตร้อนใกล้เส้นศูนย์สูตร มีสภาพภูมิอากาศแบบร้อนชื้น และมีอุณหภูมิเฉลี่ยทั่วประเทศตลอดทั้งปีอยู่ระหว่าง 19 - 38 องศาเซลเซียส (<https://th.wikipedia.org/wiki/ภูมิอากาศไทย>) จึงทำให้มีการใช้เครื่องปรับอากาศอย่างแพร่หลายในที่พักอาศัยและอาคารสำนักงาน เครื่องปรับอากาศเป็นเครื่องใช้ไฟฟ้าที่มีอัตราการใช้พลังงานสูงและมีชั่วโมงการทำงานยาวเมื่อเทียบกับเครื่องใช้ไฟฟ้าอื่นภายในครัวเรือน ปัจจุบันเครื่องปรับอากาศที่นิยมใช้มี 2 แบบ คือ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน (Split type) นิยมใช้กับอาคารสำนักงานและที่พักอาศัย ซึ่งใช้อากาศภายนอกอาคารเป็นตัวกลางในการระบายความร้อนของน้ำยาทำความเย็นก่อนเข้าสู่คอนเดนเซอร์ เพื่อหมุนเวียนกลับเข้าสู่ระบบทำความเย็นภายในอาคาร (Rojana paibulya, 2009) และระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ (Central Air-conditioning System) โดยเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) เป็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ นิยมใช้กับโรงงานและอาคารธุรกิจขนาดใหญ่ ซึ่งมีประสิทธิภาพการทำงานสูงกว่าแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ เครื่องทำน้ำเย็นแบบอัดไอประกอบด้วย คอมเพรสเซอร์ (Compressor), คอนเดนเซอร์ (Condenser) อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) และเอ็กแพนชันวาล์ว (Expansion Valve) โดยมีสารทำความเย็น เช่น R22 หรือ R134a บรรจุอยู่ในวงจรสารทำความเย็น เมื่อป้อนไฟฟ้าให้คอมเพรสเซอร์ คอมเพรสเซอร์จะดูดไอสารทำความเย็นจากอีวาพอเรเตอร์แล้วอัดส่งไปที่คอนเดนเซอร์ ที่อีวาพอเรเตอร์ สารทำความเย็นจะมีความดันและอุณหภูมิต่ำ สารทำความเย็นจะดูดความร้อนจากน้ำเย็นที่ไหลผ่านอีวาพอเรเตอร์และระเหยกลายเป็นไอ ในขณะเดียวกัน ที่คอนเดนเซอร์ สารทำความเย็นจะมีความดันและอุณหภูมิสูง ความร้อนจากสารทำความเย็นจะถ่ายเทให้กับน้ำหล่อเย็นทำให้สารทำความเย็นกลั่นตัวกลายเป็นของเหลวที่ความดันสูง เมื่อสารทำความเย็นไหลผ่านเอ็กแพนชันวาล์ว ความดันก็จะลดลงเท่ากับความดันต่ำที่อีวาพอเรเตอร์ สารทำความเย็นก็จะไหลครบวัฏจักรสารทำความเย็น

ปัจจุบันมีการใช้พลังงานไฟฟ้าคิดเป็นร้อยละ 20.7 (<http://www.pea-encom.com>) ซึ่งสูงเป็นอันดับสองรองจากการใช้พลังงานน้ำมันสำเร็จรูป การใช้ไฟฟ้าในแต่ละปีมีปริมาณสูงมากในฤดูร้อน เนื่องจากช่วงนี้อากาศมีอุณหภูมิสูง ทำให้ประชาชนใช้เครื่องปรับอากาศเพื่อบรรเทาความร้อน ผลวิจัยเชิงสถิติพบว่าอุณหภูมิที่เพิ่มทุก 1 องศาเซลเซียส จะส่งผลต่อการเพิ่มปริมาณการใช้ไฟฟ้าของประเทศถึงประมาณ 350 เมกะวัตต์ (<http://www.dede.go.th>) ระบบแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน (Ground heat exchanger, GHE) เป็นทางเลือกหนึ่งในการประหยัดพลังงานไฟฟ้าโดยใช้ดิน

ซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าเป็นตัวกลาง นอกจากประหยัดพลังงานแล้ว ระบบ GHE ยังมีค่า Carbon Footprint ที่ต่ำกว่าพลังงานทดแทนในรูปแบบอื่น ระบบ GHE สามารถประยุกต์ใช้ร่วมกับปั๊มความร้อน (Heat pump) ซึ่งจะช่วยให้อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดี และสามารถควบคุมอุณหภูมิหลังจากแลกเปลี่ยนความร้อนได้ตามต้องการ

Ground Heat Exchanger (GHE) คือ การนำความร้อนใต้ดินระดับตื้นมาประยุกต์ ซึ่งได้มีการใช้อย่างกว้างขวางในหลายประเทศ เช่น สวีเดน สวิตเซอร์แลนด์ อเมริกา และแคนาดา เป็นต้น ระบบ GHE นั้นเป็นระบบพื้นฐานอย่างง่ายในการนำความร้อนจากใต้ดินระดับตื้นขึ้นมาใช้ในห้องหรือช่องว่างที่ต้องการให้มีอุณหภูมิที่สูงขึ้นหรือต่ำลงแล้วแต่กรณี โดยใต้ผิวดินนั้นทำหน้าที่เป็นแอ่งพลังงานขนาดใหญ่และมีเสถียรภาพสูง ทั้งยังสามารถช่วยลดการใช้พลังงานและก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ได้อีกด้วย ระบบ GHE แบ่งเป็น 2 ประเภท คือดังนี้ Closed-Loop System และ Open-Loop System ดังนี้

1. Closed-Loop Systems เป็นระบบ GHE แบบปิดที่หมุนเวียนความร้อนจากใต้ดินมาใช้ภายในห้องซึ่งสามารถแบ่งตามลักษณะการวางแนวท่อได้ 3 แนวคือ Horizontal, Vertical และ Pond/Lake ดังนี้
 - 1.1 Horizontal เป็นการวางแนวระบบ GHE ตามแนวนอน ซึ่งเหมาะสมที่สุดในการนำมาประยุกต์ใช้ในที่อยู่อาศัย โดยใช้ความลึกเพียง 4 ฟุต
 - 1.2 Vertical เป็นการวางแนวระบบ GHE ตามแนวตั้ง ซึ่งเหมาะสำหรับนำมาประยุกต์ใช้ตามอาคารหรือสำนักงาน (larger scale) ซึ่งมีพื้นที่จำกัด แต่มีค่าใช้จ่ายสูง
 - 1.3 Pond/Lake เป็นการวางระบบ GHE ในพื้นที่ที่มีบ่อน้ำ หรือแอ่งน้ำ โดยการหมุนเวียนน้ำผ่านบ่อน้ำ หรือแอ่งน้ำ
2. Open-Loop System เป็นระบบ GHE แบบเปิด โดยการหมุนเวียนน้ำใต้ดินที่สะอาด มาใช้แลกเปลี่ยนอุณหภูมิภายในห้อง

ระบบ GHE นี้สามารถใช้ได้ทั้งกับกระบวนการทำความเย็น (Cooling) และกระบวนการทำความร้อน (Heating) ระบบ GHE เริ่มแรกในยุโรปตอนใต้ โดยเฉพาะในประเทศกรีซและทางตะวันตกของประเทศตุรกี (Papageoragakis, 1993) ต่อมาระบบนี้ได้ถูกนำไปติดตั้งที่ National Technical University of Athens เพื่อใช้กับระบบทำความร้อนและความเย็นในตึกวิศวกรรมเหมืองแร่ (Karytsas et al., 2002) หลังจากนั้น เทคโนโลยีนี้ได้ถูกนำไปใช้ในการทำความเย็นกันอย่างแพร่หลายในยุโรปตอนใต้ (Mendrinis et al., 2002) ระบบ GHE ได้รับความนิยมอย่างแพร่หลายในประเทศสวีเดน ในช่วงปี 1980-1998 (Claesson and Eskilson, 1988; Eskilson and Claesson, 1988)

ประเทศสวีเดน (Gilby and Hopkirk, 1985; และ Hopkirk et al., 1988) และประเทศเยอรมัน (Sanner, 1986) หากระบบ GHE สามารถนำมาใช้ในระบบทำความเย็นในประเทศไทย ซึ่งอยู่ในภูมิภาคเขตร้อน (Tropical region) และมีอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่าง 19-38 องศาเซลเซียส ระบบดังกล่าว จะช่วยให้การใช้ไฟฟ้าของประเทศไทยมีเสถียรภาพมากยิ่งขึ้น ผลการศึกษาอุณหภูมิใต้ผิวดินในประเทศไทยโดย Uchida et al. (2011) แสดงให้เห็นว่าอุณหภูมิใต้ผิวดินมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิในอากาศเหนือผิวดินตลอดทั้งปี จึงมีความเป็นไปได้ที่จะใช้ระบบ GHE ในกระบวนการทำความเย็นในประเทศไทย

การศึกษาวิจัยด้านการประยุกต์ใช้ระบบ GHE ในระบบทำความเย็นในประเทศไทยพอสรุปได้ดังนี้ Yasukawa et al. (2009) ได้ศึกษาการใช้ประโยชน์ของระบบ GHE สำหรับกระบวนการปรับอากาศในจังหวัดกำแพงเพชร โดยใช้วิธีติดตั้งระบบหมุนเวียนน้ำระบายความร้อนสู่ดินแบบปิดในแนวดิ่ง (Closed vertical-loop GHE) ที่มีความลึกประมาณ 56 เมตร ร่วมกับปั๊มความร้อน และพบว่าระบบ GHE สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ มีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าต่ำ โดยประสิทธิภาพ (Coefficient of performance, COP) ของระบบมีค่าประมาณ 3 Premchart and Tanatvanit (2009) ได้ศึกษาการใช้ระบบ GHE โดยใช้วิธีติดตั้งระบบหมุนเวียนน้ำระบายความร้อนสู่ดินแบบปิดในแนวนอน (Closed horizontal-loop GHE) โดยใช้ท่อทองแดง ร่วมกับเครื่องปรับอากาศขนาด 12,000 BTU/hr ระบบระบายความร้อนใต้ดินถูกติดตั้งที่ระดับความลึกประมาณ 1 ถึง 1.5 เมตรจากผิวดิน และพบว่าระบบ GHE มีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าต่ำกว่าระบบปรับอากาศแบบเดิมประมาณร้อยละ 11.5 ถึง 15.5 และมีค่า COP สูงกว่าระบบปรับอากาศแบบเดิมเมื่อที่ระบายความร้อนยาวมากกว่า 30 เมตร ผลการศึกษาดังกล่าวในอดีตแสดงให้เห็นว่าระบบ GHE สามารถใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศได้อย่างมีประสิทธิภาพ และช่วยลดปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าของประเทศ

โครงการนี้จะทำการศึกษางานของระบบ GHE ประเภท Closed-Loop Systems แบบ Horizontal ร่วมกับระบบปรับอากาศ ในระดับขนาดจริง (Full-scale) ของอาคารที่ในมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี โดยการคำนวณด้วยวิธีทางตัวเลข (Numerical calculation), เปรียบเทียบสถิติการใช้ไฟฟ้าย้อนหลัง และนำผลการศึกษาทั้งหมดมาวิเคราะห์เพื่อสร้างแนวทางการออกแบบและติดตั้งระบบ GHE ที่มีประสิทธิภาพ (ชนิด ความยาว และรูปแบบการจัดวางท่อหมุนเวียนน้ำระบายความร้อนใต้ดิน ขนาดของพื้นที่ที่ใช้ติดตั้งระบบระบายความร้อน ขนาดของปั๊ม ซึ่งทั้งหมดนี้สัมพันธ์กับคุณสมบัติด้านความร้อนของดินที่ถูกใช้แลกเปลี่ยนความร้อน อุณหภูมิที่ต้องการลดภายในอาคาร และขนาดพื้นที่ภายในอาคารที่ต้องการปรับอากาศ

1.2 วัตถุประสงค์

- 1.2.1 เพื่อศึกษาการออกแบบระบบปรับอากาศที่ใช้ระบบแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน (Ground Heat Exchanger, GHE) สำหรับอาคารภายในมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

1.3 ขอบเขตการศึกษา

- 1.3.1 ศึกษางานวิจัยแนวคิดและทฤษฎีที่เกี่ยวข้องทั้งจากหนังสือและบทความทางวิชาการ เพื่อเรียบเรียงความสำคัญของปัญหาการวิจัย
- 1.3.2 เก็บรวบรวมข้อมูลงานวิจัย, สถิติการใช้ไฟฟ้าย้อนหลัง, ผลการทดสอบคุณสมบัติของดินในมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี เพื่อนำมาวิเคราะห์ข้อมูลเพื่อออกแบบ
- 1.3.3 ออกแบบระบบปรับอากาศ โดยการคำนวณหาภาระการทำความเย็นของอาคารโดยใช้วิธี Cooling Load Temperature Difference / Solar Cooling Load / Cooling Load Factor (CLTD / SCL / CLF) พังแบบระบายความร้อนด้วยอากาศและแบบระบายความร้อนใต้ดิน (GHE) ด้วยโปรแกรม GLHEPro 5.0

1.4 ประโยชน์ที่ได้รับจากการวิจัย

- 1.4.1 ได้ทราบวิธีการออกแบบระบบปรับอากาศที่ใช้ระบบแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน (GROUND HEAT EXCHANGER, GHE) ในมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทที่ 2

ปรีทัศน์วรรณกรรม และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 การนำความร้อน (Thermal conductivity, k)

เป็นที่ทราบกันดีว่าการถ่ายเทความร้อนของวัสดุโดยทั่วไปมีสามลักษณะคือ การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน การนำความร้อน (Heat conduction) ซึ่งการนำความร้อนเป็นปรากฏการณ์ที่พลังงานความร้อนมีการถ่ายเทภายในวัสดุใดๆหรือระหว่างวัสดุสองชิ้นที่สัมผัสกันโดยมีทิศทางของการเคลื่อนที่ของพลังงานความร้อนจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าโดยที่ตัวกลางไม่มีการเคลื่อนที่ในการวัดสมบัติการนำความร้อนของวัสดุจะมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของวัสดุคือค่าการนำความร้อน (Thermal conductivity, k) ซึ่งเป็นการวัดอัตราการไหลของความร้อนที่จุดใดๆผ่านมวลวัสดุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันระหว่างพื้นผิวของวัสดุโดยจะมีค่าแตกต่างกันตามชนิดของวัสดุถ้าวัสดุสามารถนำความร้อนได้ดีก็จะมีค่า k ที่สูงเราจะเรียกวัดคุณสมบัตินี้ว่า “ตัวนำความร้อน” ตัวอย่างเช่น โลหะ แต่ถ้าวัสดุใดสามารถนำความร้อนได้น้อยหรือมีค่า k ต่ำๆวัสดุประเภทนี้จะเรียกว่า “ฉนวนความร้อน” มีสมบัติในการป้องกันการถ่ายเทความร้อนได้ดีดังนั้นจึงนิยมนำมาใช้ในการหุ้มท่อในระบบต่างๆเพื่อให้ประหยัดการใช้พลังงานโดย การวัดค่าสภาพการนำความร้อนสามารถแบ่งตามเทคนิคของการวัดได้เป็น 2 กลุ่มใหญ่ๆคือ (<http://www.ndted.org>)

2.1.1 การวัดแบบสถานะไม่คงที่ (Transient method)

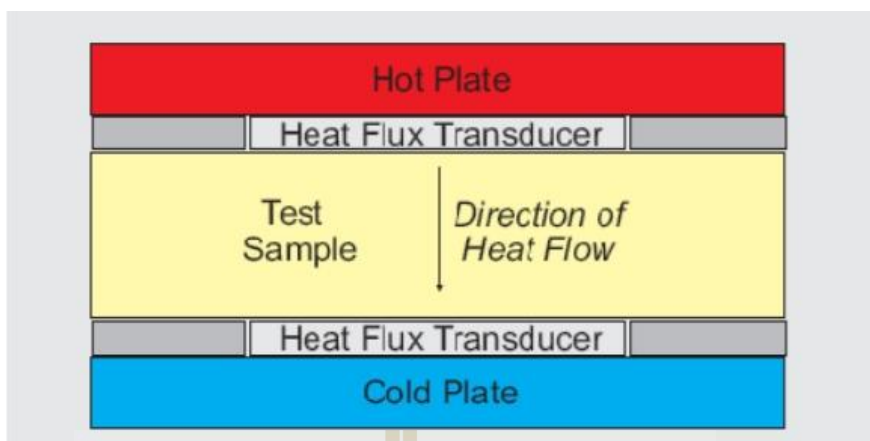
เป็นการวัดในขณะที่มีการให้ความร้อนเข้าไป เป็นการวัดแบบเป็น function กับเวลา ซึ่งการวัดแบบนี้มีข้อดีคือไม่จำเป็นต้องรอให้ระบบเข้าสู่สภาวะคงที่จึงทำให้ใช้เวลาในการวัดที่รวดเร็วแต่ในขณะเดียวกันก็มีข้อจำกัดอยู่บ้างคือการคำนวณจะยุ่งยากใช้สมการที่ซับซ้อนตัวอย่างวิธีการวัดแบบสถานะไม่คงที่ เช่น Hot - wire probe (ขดลวดความร้อน) การวัดแบบนี้จะใช้แหล่งความร้อนที่เป็นเส้นลวดที่ยาวมากเป็นตัวให้ความร้อน โดยลวดนั้นต้องไม่มีการหดหรือขยายตัวที่อุณหภูมิใดๆขณะใช้งานโดยทั่วไปจะนิยมใช้ลวดทองแดงการวัดการนำความร้อนวิธีนี้สามารถประยุกต์ใช้ได้หลากหลายสะดวกรวดเร็วใช้เวลาในการวัดน้อยไม่จำกัดขนาดชิ้นงานในการวัดและสามารถวัดได้ตั้งแต่อุณหภูมิประมาณ RT ถึง 1,500 องศาเซลเซียส - Laser flash method วิธีนี้จะวัดการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของชิ้นงานแผ่นบางเมื่อมีการให้พลังงาน laser เข้าไป แบบ pulse การวัดแบบนี้มีความรวดเร็วเหมาะกับวัสดุหลายชนิดประยุกต์ใช้งานได้หลากหลายเนื่องจากช่วงอุณหภูมิของการวัดที่กว้างตั้งแต่ประมาณ -120 ถึง 2,800 องศาเซลเซียส วิธี laser flash นั้นนอกจากจะวัดค่า

สภาพการนำความร้อนของวัสดุแล้วยังสามารถวัดค่า Thermal diffusivity ได้อีกด้วย (en.wikipedia.org)

2.1.2 การวัดแบบสถานะคงที่ (Steady-state method)

นิยมใช้เมื่ออุณหภูมิของวัสดุที่ทำการวัดไม่เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิในการวัด เช่น วัสดุประเภทนวนความร้อนซึ่งในการวัดค่าสภาพการนำความร้อนของฉนวนความร้อนมี 2 วิธีหลักๆ คือ

- Guard hot plate (GHP) เป็นวิธีการวัดแบบ absolute method คือการวัด heat flux โดยตรง จึงไม่ต้องมีการ calibration มีความแม่นยำสูงมีช่วงของอุณหภูมิการวัดที่กว้างตั้งแต่ -160 ถึง 650 องศาเซลเซียส แต่วิธีนี้มีข้อเสียคือใช้เวลาในการวัดที่นาน โดยในการวัดต้องใช้ตัวอย่างในการทดสอบ 2 ชิ้นเพื่อยืนยัน ว่ามีการถ่ายเทความร้อนอย่างสมมาตรวิธีแบบ GHP นี้เป็นการวัดตามมาตรฐาน ISO 8302 และ ASTM C177
- Heat flow meter (HFM) เป็นวิธีการวัดแบบ comparative method โดยการวัด heat flow เป็นวิธีที่ง่ายและรวดเร็วใช้ชิ้นงานทดสอบแค่ชิ้นเดียวแต่เครื่อง HFM ต้องมีการออกแบบเครื่องมือที่ดีเพื่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนไปในทิศทางเดียวเครื่อง HFM ประกอบไปด้วย plate 2 อันที่มี อุณหภูมิแตกต่างกันคือ hot plate และ cold plate ตัวอย่างที่ทดสอบจะถูกใส่ระหว่าง plate (ดังแสดงในรูปที่ 2. 1) โดยความร้อนจะมีการถ่ายเทจากอุณหภูมิสูงไปยังอุณหภูมิต่ำ (hot plate ไปยัง cold plate) และในตัวเครื่องจะใช้ sensor ในการวัด heat flow ดังนั้นเมื่อเครื่องเข้าสู่สถานะคงที่ (Steady-state) นั่นคือมี temperature gradient เป็นศูนย์ เครื่องจะคำนวณเป็นสภาพการนำความร้อนการวัดค่าสภาพการนำความร้อนของฉนวนโดยวิธี Heat flow meter นี้จะเป็นการวัดตาม มาตรฐาน ASTM C518 ISO 8301 JISA 1412 และ DINEN 13163 เป็นต้น (ASTM C518: Standard Test Method for Steady-State)



รูปที่ 2.1 ส่วนประกอบของเครื่อง Heat flow meter

(<http://www.eic.co.th/Portals/4/download/Thermal%20conductivity%20measurement.pdf>)

การคำนวณค่าสภาพการนำความร้อนของการวัด แบบ Heat flow meter จะใช้สมการการถ่ายเทความร้อนของ Fourier's law แบบ 1 มิติ คือ

$$q = -k \frac{dt}{dx} \quad \text{.....(2.1)}$$

เมื่อ

q = heat flux (W/m^2)

k = ค่าสภาพการนำความร้อน (W/m-K)

$\frac{dt}{dx}$ = temperature gradient (K/m)

ส่วนค่าความต้านทานการนำความร้อนของวัสดุ (R) สามารถคำนวณได้จาก

$$R = \frac{\Delta x}{k} \quad \text{.....(2.2)}$$

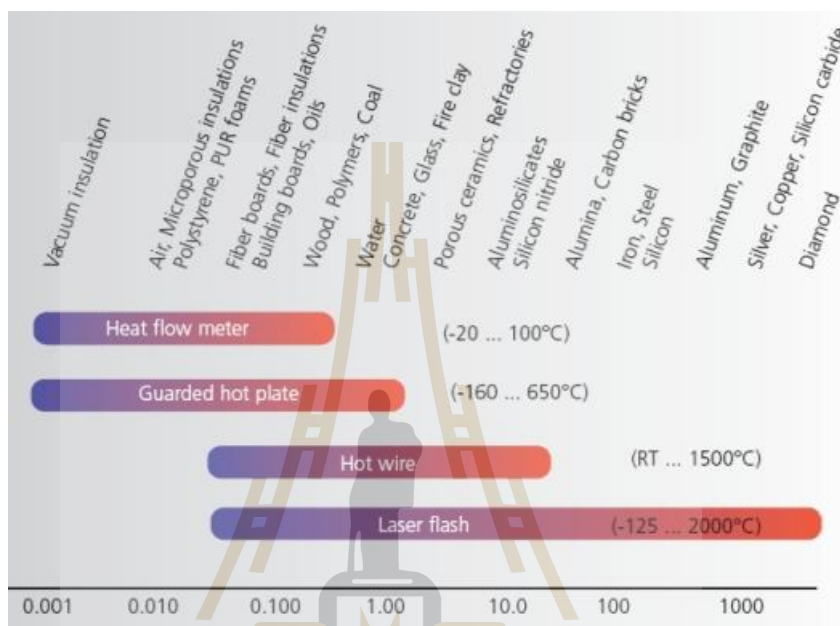
เมื่อ

Δx = ความหนาของวัสดุ (m)

R = ความต้านทานความร้อน ($\text{m}^2 \text{ K/W}$)

จากสมการ (2.1) ค่าความต้านทานความร้อนจะขึ้นอยู่กับความหนาและค่าสภาพการนำความร้อน โดยเมื่อความหนามากขึ้นค่าความต้านทานความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามด้วยจะเห็นได้ว่าการวัดค่าสภาพการนำความร้อนของวัสดุมีหลายวิธีการเลือกเครื่องมือจึงควรเลือกให้

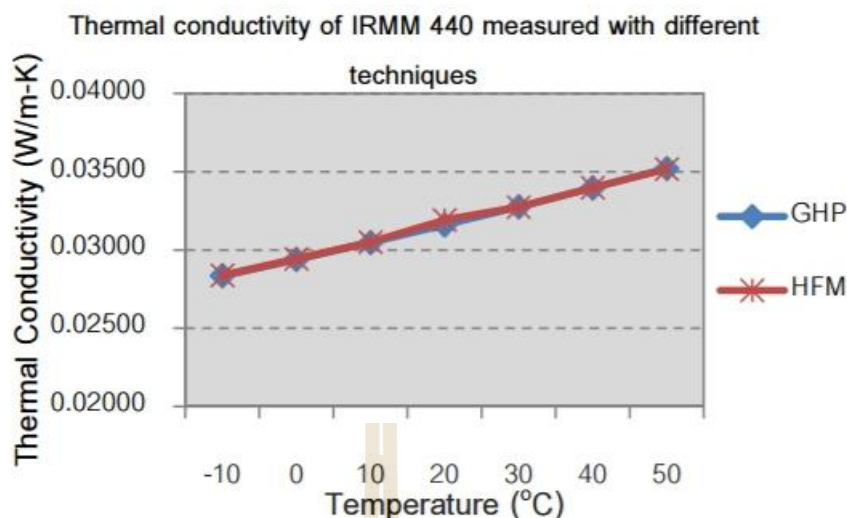
เหมาะสมกับ ช่วงค่าการนำความร้อนของวัสดุซึ่งถ้าเป็นวัสดุประเภทฉนวนจะนิยมใช้เครื่อง Guard hot plate และ Heat flow meter เนื่องจากเครื่องนี้เหมาะกับวัสดุที่มีค่าสภาพการนำความร้อนที่ต่ำซึ่งจากรูปที่ 2.2 จะแสดงถึงช่วงของเครื่องมือวัดที่เหมาะสมกับการวัดค่าสภาพการนำความร้อนของวัสดุแต่ละประเภท



รูปที่ 2.2 ช่วงของเครื่องมือที่เหมาะสมในการวัดค่าสภาพการนำความร้อน

(<http://www.eic.co.th/Portals/4/download/Thermal%20conductivity%20measurement.pdf>)

นอกจากนี้การวัดการนำความร้อนด้วยวิธี Guard hot plate (GHP) และ Heat flow meter (HFM) ยังมีข้อแตกต่าง กันอยู่บ้างกล่าวคือ การไหลของความร้อนโดยวิธี Heat flow meter มีการไหลแบบทิศทางเดียว ในขณะที่วิธี Guard hot plate ซึ่งใช้ตัวอย่างจำนวน 2 ชิ้น ความร้อนจะถ่ายเททั้ง ทิศทางขึ้นและลงแต่หลังจากทำการทดลองเปรียบเทียบค่าสภาพการนำความร้อนที่วัดได้จากทั้งสองวิธี โดยใช้ Resinbonded glass fiber board ซึ่งเป็น Certified reference material (IRMM-440 S137) ในช่วงอุณหภูมิเฉลี่ยตั้งแต่ -10 ถึง 50 องศาเซลเซียส ผลการทดลองพบว่าค่าสภาพการนำความร้อนจากทั้งสองวิธีมีค่าใกล้เคียงกันดังแสดงในรูปที่ 2.3 ซึ่งจะเห็นได้ว่าวิธีการวัด Heat flow meter มีการถ่ายเทความร้อนไปในทิศทางเดียวค่าสภาพการนำความร้อนที่ได้ก็มีความถูกต้องแม่นยำสูงไม่แตกต่างจากวิธีการแบบ Guard hot plate (www.netzsch-thermal-analysis.com)



รูปที่ 2.3 เปรียบเทียบค่า thermal conductivity ที่วัดจากวิธี GHP และ HFM

(<http://www.eic.co.th/Portals/4/download/Thermal%20conductivity%20measurement.pdf>)

2.2 ระบบปรับอากาศ

การปรับอากาศเป็นกระบวนการควบคุมสถานะของอากาศเพื่อให้เป็นไปตามความต้องการ โดยทั่วไปปัจจัยหรือพารามิเตอร์ของอากาศที่ต้องควบคุมประกอบด้วย อุณหภูมิ ความชื้น ความสะอาด การกระจายลม และปริมาณลม การปรับอากาศมุ่งให้เกิดความรู้สึกสบายต่อผู้อยู่อาศัย อย่างไรก็ตามในอุตสาหกรรมการปรับอากาศอาจใช้เพื่อควบคุมภาวะอากาศในกระบวนการผลิต สำหรับประเทศไทยซึ่งมีภูมิอากาศแบบร้อนชื้นหน้าที่หลักของระบบปรับอากาศคือการทำความเย็นหรือการถ่ายเทความร้อนออกจากพื้นที่ด้วยวิธีการดึงอากาศออกไปโดยตรงหรือด้วยการหมุนเวียนอากาศภายในห้องผ่านคอยล์เย็นโดยใช้พัดลม น้ำยาหรือสารทำความเย็นที่อยู่ในระบบปรับอากาศจะทำหน้าที่เป็นตัวกลางในการขนถ่ายความร้อนเพื่อออกไประบายทิ้งภายนอกผ่านคอยล์ร้อนโดยปกติไม่ว่าจะเป็นอาคารพาณิชย์หรือโรงงานอุตสาหกรรม ระบบปรับอากาศมีการใช้พลังงานที่สูงมากการเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศจึงสามารถประหยัดพลังงานและลดค่าใช้จ่ายโดยรวมได้เป็นอย่างมาก

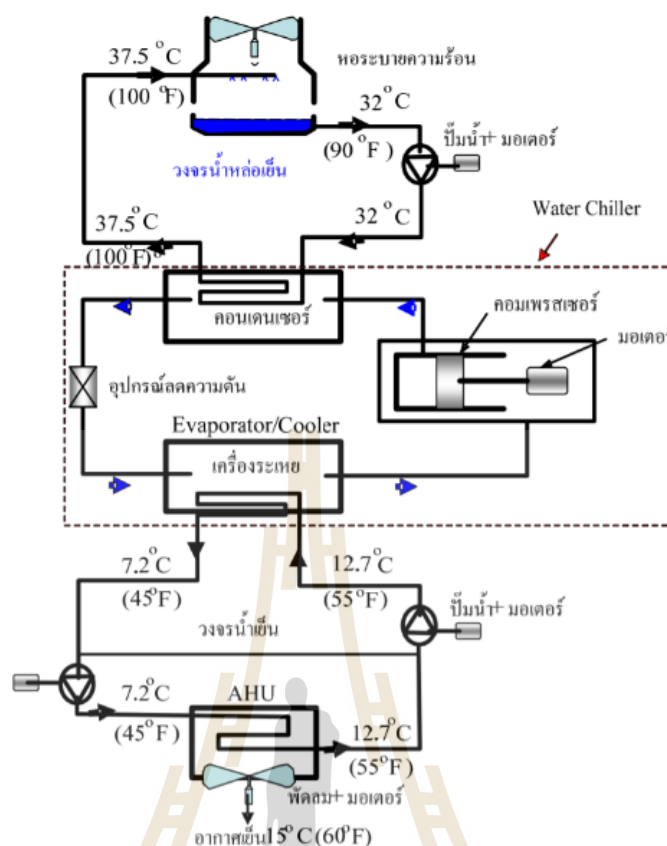
2.2.1 หลักการทำงานของระบบปรับอากาศ

สำหรับโรงงานและอาคารธุรกิจขนาดใหญ่ ระบบปรับอากาศที่นิยมติดตั้งและใช้มักเป็นระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ (Central Air-conditioning System) โดยเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) เป็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ ซึ่งมีประสิทธิภาพการทำงานสูงกว่าแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ ดังแสดงในรูปที่ 1 เครื่องทำน้ำเย็นแบบอัดไอประกอบด้วยคอมเพรสเซอร์ (Compressor) คอนเดนเซอร์ (Condenser) อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) และเอ็กแพนชันวาล์ว

(Expansion Valve) โดยมีสารทำความเย็น เช่น R22 หรือ R134a บรรจุอยู่ในวงจรสารทำความเย็น เมื่อป้อนไฟฟ้าให้คอมเพรสเซอร์ คอมเพรสเซอร์จะดูดไอสารทำความเย็นจากอีวาपोเรเตอร์ แล้วอัดส่งไปที่คอนเดนเซอร์ ที่อีวาपोเรเตอร์ สารทำความเย็นจะมีความดันและอุณหภูมิต่ำ สารทำความเย็นจะดูดความร้อนจากน้ำเย็นที่ไหลผ่านอีวาपोเรเตอร์และระเหยกลายเป็นไอในขณะเดียวกันที่คอนเดนเซอร์ สารทำความเย็นจะมีความดันและอุณหภูมิสูงความร้อนจากสารทำความเย็นจะถ่ายเทให้กับน้ำหล่อเย็นทำให้สารทำความเย็นกลั่นตัวกลายเป็นของเหลวที่ความดันสูง เมื่อสารทำความเย็นไหลผ่านเอ็กแพนชันวาล์ว ความดันก็จะลดลงเท่ากับความดันต่ำที่อีวาโพเรเตอร์ สารทำความเย็นก็จะไหลครบวัฏจักรสารทำความเย็นน้ำหล่อเย็นเมื่อได้รับความร้อนจากคอนเดนเซอร์จะมีอุณหภูมิสูงขึ้น เมื่อถูกเครื่องสูบน้ำหล่อเย็นส่งไปที่หอทำความเย็น (Cooling Tower) ก็จะถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศโดยการระเหยน้ำ ทำให้น้ำที่เหลือเย็นลงแล้วไหลกลับไปรับความร้อนที่คอนเดนเซอร์อีกทำให้ครบวัฏจักรน้ำหล่อเย็นน้ำเย็นเมื่อถ่ายเทความร้อนให้กับอีวาโพเรเตอร์ก็มีอุณหภูมิต่ำลง เมื่อถูกเครื่องสูบน้ำเย็นส่งไปที่เครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit) ก็จะถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศทำให้น้ำร้อนขึ้นแล้วไหลกลับไปถ่ายเทความร้อนให้กับอีวาโพเรเตอร์อีกทำให้ครบวัฏจักรน้ำเย็นเครื่องส่งลมเย็นจะดูดอากาศร้อนจากห้องปรับอากาศผ่านระบบท่อลมไปถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเย็นทำให้อากาศมีอุณหภูมิต่ำลงแล้วส่งกลับไปให้ห้องปรับอากาศทำให้ครบวัฏจักรลมเย็น



รูปที่ 2.4
ปรับอากาศ



แผนภาพระบบ

(http://www2.dede.go.th/bhrd/old/Download/file_handbook/Pre_Build/Build_14.pdf)

2.2 อุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศ

2.2.2.1 เครื่องทำน้ำเย็น (Water Chiller)

เครื่องทำน้ำเย็นแบบอัดไอประกอบด้วย คอมเพรสเซอร์ (Compressor) คอนเดนเซอร์ (Condenser) อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) และเอ็กแพนชันวาล์ว (Expansion Valve) มีสารทำความเย็น เช่น R22 หรือ R134a บรรจุอยู่ภายใน โดยทำหน้าที่ผลิตน้ำเย็นส่งไปให้กับเครื่องส่งลมเย็น เครื่องทำน้ำเย็นใช้คอมเพรสเซอร์ได้หลายแบบ

- ก) เครื่องทำน้ำเย็นขนาดใหญ่ประมาณ 500 ตันความเย็น (Ton) นิยมใช้คอมเพรสเซอร์แบบเซ็นทริฟิวเกิล (Centrifugal) ซึ่งจะมีประสิทธิภาพสูง เช่น 0.6 kW/Ton
- ข) เครื่องทำน้ำเย็นขนาดกลางประมาณ 300 ตันความเย็นจะใช้คอมเพรสเซอร์แบบสกรู (Screw) ซึ่งจะมีประสิทธิภาพปานกลาง เช่น 0.8 kW/Ton และ

- ค) เครื่องทำน้ำเย็นขนาดเล็กประมาณ 100 ตันความเย็นจะใช้คอมเพรสเซอร์
ลูกสูบ (Piston) ซึ่งจะมีประสิทธิภาพต่ำ เช่น 1.0 kW/Ton

2.2.2.2 เครื่องสูบน้ำ (Water Pump)

เป็นอุปกรณ์หลักในการขับเคลื่อนของเหลว ซึ่งในที่นี้คือน้ำโดยการป้อนพลังงานเชิงกลเข้าไป ทำให้น้ำที่ถูกขับมีความดันสูงขึ้นความดันดังกล่าวจะทำให้เกิดแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นจากท่อ ข้อต่อวาล์วและอุปกรณ์ต่างๆเพื่อให้ได้อัตราการไหลตามที่ต้องการการขับเคลื่อนเครื่องสูบน้ำนั้นอาจจะใช้แรงจากคนหรือมอเตอร์ไฟฟ้าซึ่งจะเปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าให้เป็นพลังงานกลในระบบปรับอากาศนั้นเครื่องสูบน้ำจะสามารถพบได้ทั้งในระบบน้ำเย็นและระบบน้ำระบายความร้อน (ระบบน้ำหล่อเย็น) เครื่องสูบน้ำจะสามารถแบ่งได้เป็น 2 แบบใหญ่ๆ คือ

- ก) แบบ Positive Displacement เครื่องสูบน้ำแบบนี้จะอาศัยการกักน้ำในบริเวณที่มีปริมาตรจำกัดแล้วอาศัยแรงดันเพื่อลดปริมาตรนั้นลงส่งผลให้เกิดการไหลขึ้นตัวอย่างได้แก่ แบบลูกสูบแบบโรตารีเวน และแบบไดอะแฟรม เป็นต้น เครื่องสูบน้ำประเภทนี้จะให้ความดันสูงและอัตราการไหลต่ำ
- ข) แบบ Rotodynamic เครื่องสูบน้ำแบบนี้จะอาศัยหลักการเหวี่ยงของใบพัดเพื่อให้น้ำมีความเร็วเพิ่มขึ้นและพลังงานจลน์ที่ได้จะถูกเปลี่ยนให้อยู่ในรูปของความดันของน้ำที่เพิ่มขึ้น ซึ่งจะส่งผลให้เกิดการไหลขึ้นเช่นกัน ตัวอย่างได้แก่ แบบหอยโข่งซึ่งมีใช้กันอย่างแพร่หลายในที่อยู่อาศัยอาคารพาณิชย์และโรงงานอุตสาหกรรม เครื่องสูบน้ำประเภทนี้จะให้ความดันต่ำถึงปานกลาง และอัตราการไหลสูง

2.2.2.3 หอทำความเย็น (Cooling Tower)

หอทำความเย็นเป็นอุปกรณ์ทางด้านปลายทางของระบบน้ำหล่อเย็น ซึ่งทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นสู่บรรยากาศปริมาณของน้ำหล่อเย็นที่ผ่านหอทำความเย็นจะมีปริมาณลดลงจากการระเหยและ Drift Loss จึงต้องมีการเติมน้ำจากแหล่งน้ำภายนอกเข้าสู่ตัวหอทำความเย็นเพื่อรักษาปริมาณน้ำในระบบให้คงที่หอทำความเย็นสามารถแบ่งตามลักษณะทิศทางการไหลระหว่างอากาศและน้ำได้เป็น 2 ชนิดคือ แบบการไหลสวนทาง (Counter Flow) และแบบการไหลตั้งฉาก (Cross Flow)

2.2.2.4 เครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit)

เครื่องส่งลมเย็นเป็นอุปกรณ์ทางด้านปลายทางของระบบน้ำเย็นซึ่งทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำเย็นที่มาจากเครื่องทำน้ำเย็นกับอากาศส่งผลให้อากาศที่ผ่านออกไป

มีอุณหภูมิต่ำลงและนำไปใช้เพื่อปรับอากาศต่อไป เครื่องส่งลมเย็นเป็นเครื่องชุดคอยล์ทำลมเย็นที่ประกอบด้วยพัดลม คอยล์ทำความเย็น แดมเปอร์ และแผงกรองอากาศรวมอยู่ในตัวเครื่องเดียวกัน เครื่องส่งลมเย็นขนาดใหญ่มักจะนิยมเรียกสั้นๆว่า AHU (Air Handling Unit) สำหรับเครื่องขนาดเล็กจะเรียกว่า FCU (Fan Coil Unit) การติดตั้งเครื่องมักจะติดตั้งอยู่ภายในอาคาร โดยถ้าเป็นเครื่องขนาดเล็กมักจะติดตั้งโดยการแขวนใต้ฝ้าเพดานยึดติดกับผนังตั้งพื้นหรือซ่อนในฝ้าเพดานสำหรับเครื่องขนาดใหญ่มักจะจัดให้มีห้องเครื่องและนำเครื่องส่งลมเย็นขนาดใหญ่มาตั้งภายในห้องนี้หากมีการใช้ระบบท่อลมในการส่งลมเย็นก็จะต่อท่อลมมาเข้ากับเครื่องท่อลมที่ออกจากเครื่องเรียกว่า ท่อลมส่ง (Supply Air Duct) ท่อลมที่นำลมภายในห้องกลับมาที่เครื่อง เรียกว่า ท่อลมกลับ (Return Air Duct)

2.2.3 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

โดยส่วนใหญ่ ระบบปรับอากาศจะใช้หน่วยทำความเย็น (Refrigeration Unit) ที่ทำงานโดยอาศัยหลักการของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Cycle) วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอประกอบด้วยอุปกรณ์พื้นฐาน 4 ตัว (รูปที่ 2.5) ได้แก่

2.2.3.1 อีวาโปเรเตอร์หรือคอยล์เย็น (Evaporator)

ทำหน้าที่ดึงความร้อนจากอากาศ (หรือน้ำในกรณีของเครื่องทำน้ำเย็น) ที่เคลื่อนผ่านคอยล์เย็น โดยสารทำความเย็นซึ่งไหลอยู่ภายในคอยล์เย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของผสมระหว่างของเหลวและไอที่มีความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำไปเป็นไอร้อนยิ่งยวดที่มีความดันและอุณหภูมิใกล้เคียงกัน

2.2.3.2 คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

ทำหน้าที่เพิ่มความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็น คอมเพรสเซอร์จะอัดไอสารทำความเย็นซึ่งมีความดันและอุณหภูมิต่ำให้มีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้น เพื่อส่งต่อไปยังคอนเดนเซอร์ คอมเพรสเซอร์เป็นอุปกรณ์ที่ทำให้สารทำความเย็นเกิดการไหลเวียนในระบบและมีอุณหภูมิสูงพอที่จะระบายความร้อนทิ้งสู่สิ่งแวดล้อม

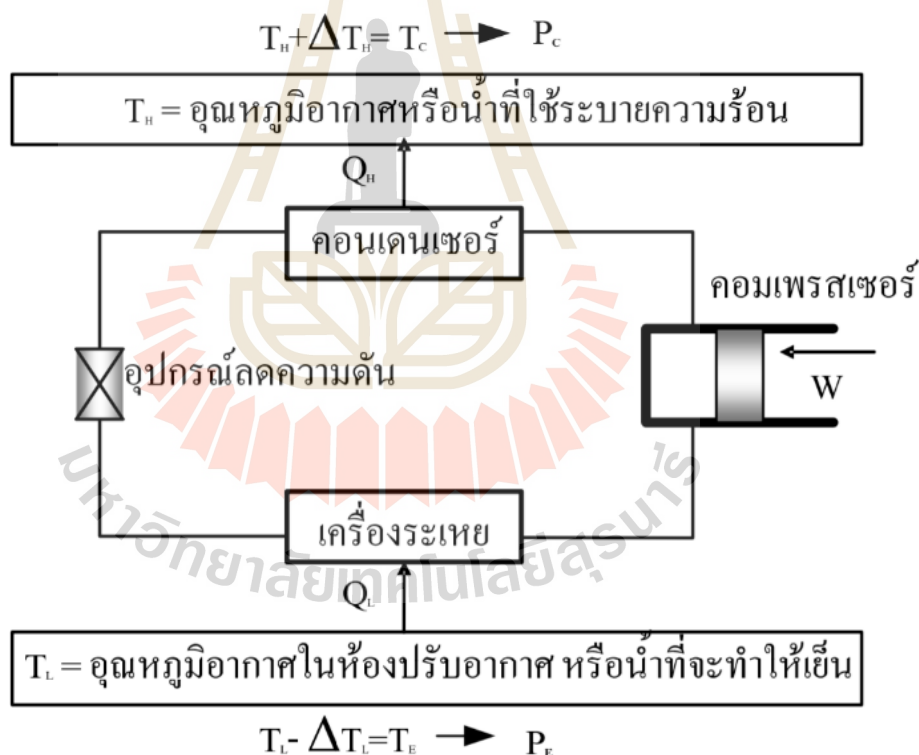
2.2.3.3 คอนเดนเซอร์หรือคอยล์ร้อน (Condenser)

ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นที่มาจากคอมเพรสเซอร์ โดยสารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากไอที่มีความดันสูงและอุณหภูมิสูง เป็นของเหลวที่มีความดันสูงและอุณหภูมิสูงการระบายความร้อนอาจใช้วิธีระบายความร้อนด้วยอากาศหรือน้ำก็ได้

2.2.3.4 วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)

ทำหน้าที่ลดความดันของสารทำความเย็นที่มาจากคอนเดนเซอร์ สารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวความดันสูงและอุณหภูมิสูง เป็นของผสมระหว่างของเหลว

และไอที่ความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำก่อนไหลเข้าสู่อีวาโปเรเตอร์ต่อไปไม่ว่าจะเป็นเครื่องปรับอากาศ ฮีตปั๊ม ตู้เย็น ตู้แช่ เครื่องทำน้ำแข็ง และอีกหลายอย่างจะมีหลักการเดียวกันหมด ดังแสดงในรูปที่ 2.5 คือ อาศัยกฎธรรมชาติทำให้สารเปลี่ยนแปลงสถานะ เช่น ถ้าเป็นของเหลวที่มีความดันสูงอยู่ ก็ทำให้ความดันลดลงถึงค่าหนึ่ง สารทำความเย็นจะกลายเป็นไอ วิธีการลดความดันก็ให้ไหลผ่านอุปกรณ์ลดความดัน เช่น ท่อทองแดงขนาดเล็กเรียกว่า หลอดครูลึก (Capillary tube) หรือวาล์วลดความดัน (Expansion Valve) มวลที่กลายเป็นไอส่วนหนึ่ง เช่น ในเครื่องปรับอากาศประมาณร้อยละ 20-30 สารทำความเย็นจะต้องเอาความร้อนแฝงใส่ตัวเองจำนวนมาก โดยการดูดจากมวลส่วนที่ยังเป็นของเหลวอยู่ประมาณร้อยละ 70-80 ทำให้ของเหลวเย็นลงอย่างมาก (ไอก็เย็นตามไปด้วย) ของเหลวที่เหลือซึ่งเย็นนี้ คือ ส่วนที่ใช้ในการทำความเย็น โดยจะให้ไหลเข้าไปในเครื่องระเหย (Evaporator) หรือคอยล์ทำความเย็น ของเหลวที่เย็นนี้จะดูดความร้อนจำนวน Q_L จากสิ่งที่ต้องการทำให้เย็น จนตัวเองกลายเป็นไอไปหมด



รูปที่ 2.5 วงจรการทำความเย็นแบบอัดไอ

โดยอาศัยกฎธรรมชาติในทางกลับกัน คือ ถ้าสารนั้นเป็นไออยู่เมื่อเพิ่มความดันถึงค่าหนึ่ง สารทำความเย็นต้องกลายเป็นของเหลว การเพิ่มความดันก็โดยใช้คอมเพรสเซอร์อัด คือ การเพิ่มพลังงานให้กับไอ ไอจะร้อนขึ้นมากไอร้อนนี้ถูกนำเข้าไประบายความร้อนที่

คอนเดนเซอร์จมน้ำในอุณหภูมิต่ำลงถึงจุดจุดหนึ่งจนเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวการเปลี่ยนสถานะจากไอเป็นของเหลวได้ จะต้องคายความร้อนแฝงออกมามาก ซึ่งความร้อนทั้งหมดที่คอนเดนเซอร์นี้คือที่ต้องระบายทิ้งจำนวน Q_H ของเหลวความดันสูงก็จะไหลผ่านอุปกรณ์ลดความดันอีกวงเวียนเป็นวัฏจักรจะเห็นว่าระบบทำความเย็นเกิดขึ้นจากการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็น คือความดันสูงก็จะกลายเป็นของเหลวแม้จะร้อน (อุณหภูมิสูง) สำหรับความดันต่ำก็จะกลายเป็นไอได้แม้จะเย็น(อุณหภูมิต่ำ) นั่นคือ ในวัฏจักรทำความเย็น จะมีส่วนความดันต่ำและส่วนความดันสูง ซึ่งคอมเพรสเซอร์ คือ หัวใจในการดูดสารทำความเย็นจากความดันต่ำอัดให้เป็นความดันสูง ซึ่งเป็นตัวสำคัญที่ใช้พลังงานส่วนใหญ่ ถ้าต้องการอัดมวลจำนวนเดียวกัน ความดันด้านสูงยิ่งสูงก็จะใช้พลังงานในการอัดยิ่งมาก หรือความดันด้านต่ำหรือความดันระเหยยิ่งต่ำก็จะใช้พลังงานในการอัดยิ่งมากเช่นกัน

2.3 การประยุกต์ใช้ GHE ในระบบปรับอากาศ

Ground Heat Exchanger (GHE) คือ การนำความร้อนใต้ดินระดับตื้นมาประยุกต์ ซึ่งได้มีการใช้อย่างกว้างขวางในหลายประเทศ เช่น สวีเดน สวิตเซอร์แลนด์ อเมริกา และแคนาดา เป็นต้น ระบบ GHE นั้นเป็นระบบพื้นฐานอย่างง่ายในการนำความร้อนจากใต้ดินระดับตื้นขึ้นมาใช้ในห้องหรือช่องว่างที่ต้องการให้มีอุณหภูมิที่สูงขึ้นหรือต่ำลงแล้วแต่กรณีโดยใต้ผิวดินนั้นทำหน้าที่เป็นแหล่งพลังงานขนาดใหญ่และมีเสถียรภาพสูงทั้งยังสามารถช่วยลดการใช้พลังงานและก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ได้อีกด้วยระบบ GHE แบ่งเป็น 2 ประเภทคือดังนี้ Closed-Loop System และ Open-Loop System ดังนี้

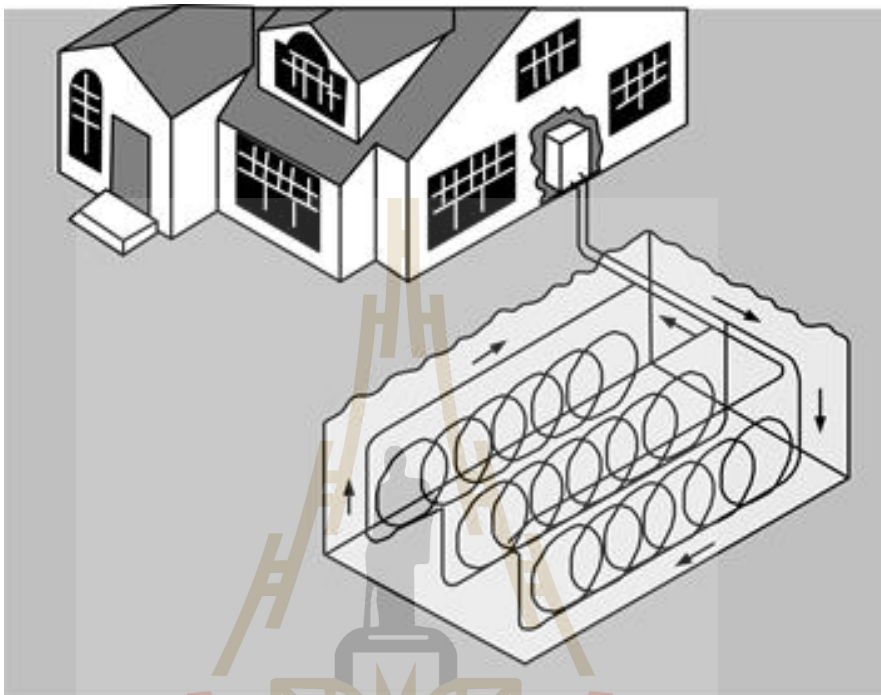
2.3.1 Closed-Loop Systems

เป็นระบบ GHE แบบปิดที่หมุนเวียนความร้อนจากใต้ดินมาใช้ภายในห้อง ซึ่งสามารถแบ่งตามลักษณะการวางแนวท่อได้ 3 แนวคือ Horizontal, Vertical และ Pond/Lake ดังนี้

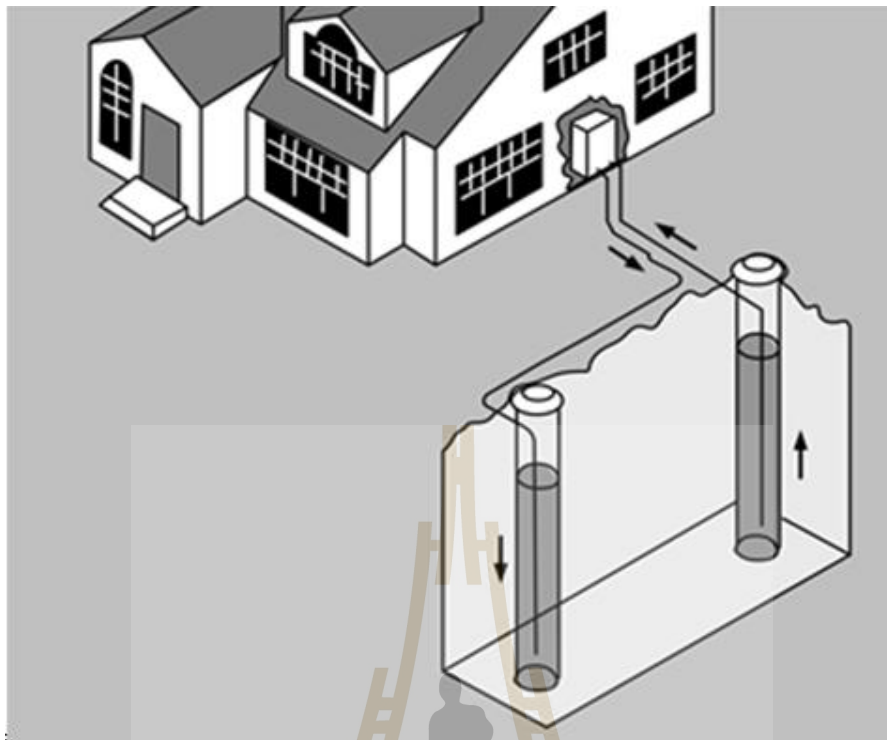
- Horizontal เป็นการวางแนวระบบ GHE ตามแนวนอน ซึ่งเหมาะสมที่สุดในการนำมาประยุกต์ใช้ในที่อยู่อาศัย โดยใช้ความลึกเพียง 4 ฟุต ดังรูปที่ 2.6
- Vertical เป็นการวางแนวระบบ GHE ตามแนวตั้ง ซึ่งเหมาะสำหรับนำมาประยุกต์ใช้ตามอาคารหรือสำนักงาน (larger scale) ซึ่งมีพื้นที่จำกัด แต่มีค่าใช้จ่ายสูง ดังรูปที่ 2.7
- Pond/Lake เป็นการวางระบบ GHE ในพื้นที่ที่มีบ่อน้ำ หรือแอ่งน้ำ โดยการหมุนเวียนน้ำผ่านบ่อน้ำ หรือแอ่งน้ำ ดังรูปที่ 2.8

2.3.2 Open-Loop System

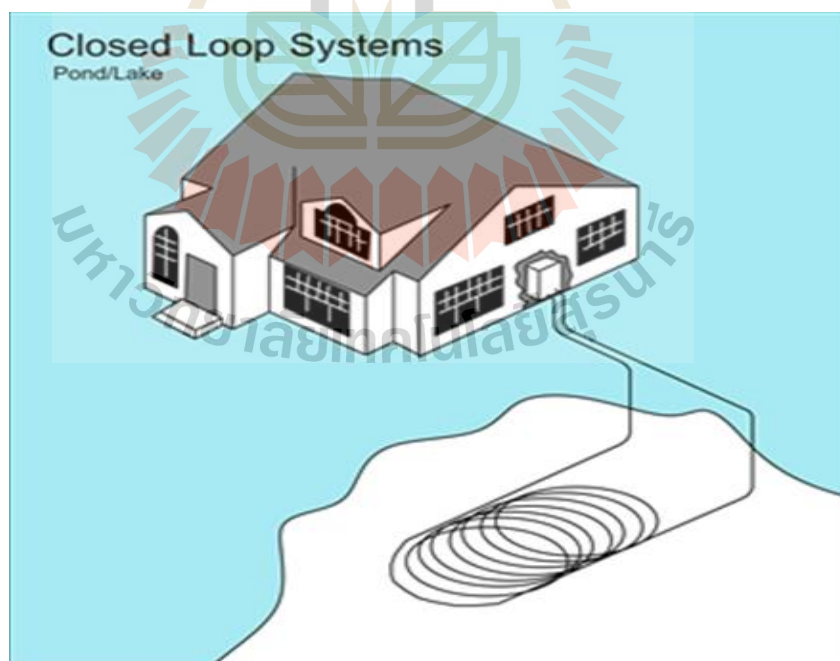
เป็นระบบ GHE แบบเปิด โดยการหมุนเวียนน้ำใต้ดินที่สะอาด มาใช้แลกเปลี่ยนอุณหภูมิภายในห้อง ดังรูปที่ 2.9



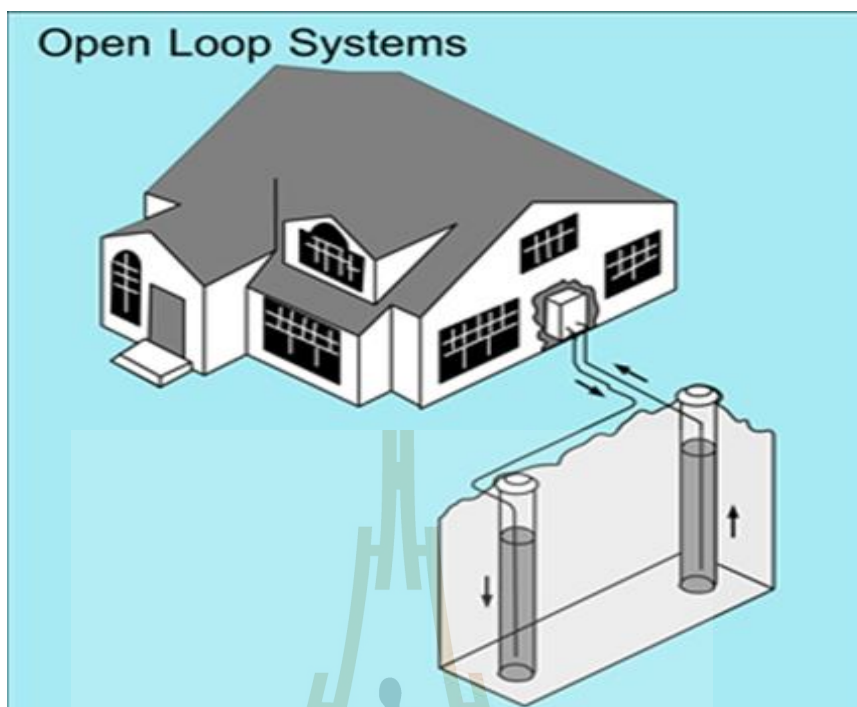
รูปที่ 2.6 ระบบ GHE ประเภท Closed-Loop System แบบ Horizontal



រូប​ភាព 2.7 ប្រព័ន្ធ GHE ប្រភេទ Closed-Loop System បែប Vertical



រូប​ភាព 2.8 ប្រព័ន្ធ GHE ប្រភេទ Closed-Loop System បែប Pond/Lake



รูปที่ 2.9 ระบบ GHE ประเภท Open-Loop System

2.4 พื้นฐานของการคำนวณหาภาระการทำความเย็นของอาคารโดยใช้วิธี Cooling Load Temperature Difference / Solar Cooling Load / Cooling Load Factor (CLTD / SCL / CLF)

โดยการเลือกสภาวะอากาศในการออกแบบภายในและภายนอกอาคารเพื่อคำนวณหาภาระการทำความเย็น (Cooling Load Components) สามารถหาได้จาก

ความร้อนจากการนำความร้อนผ่านตัวอาคาร (Conduction (Sensible Heat, q_1))
 ดังสมการที่ 2.3

$$q_1 = U * A * CLTDCOR \quad \text{.....(2.3)}$$

ความร้อนจากการแผ่รังสีความร้อนผ่านตัวอาคารที่โปร่งแสง (Radiation (Sensible Heat), q_2) ดังสมการที่ 2.4

$$q_2 \text{ (Radiation (Sensible Heat))} = A \times SC \times SHGF \times CLF \quad \text{.....(2.4)}$$

ความร้อนสัมผัสที่เกิดขึ้นภายในห้อง (Internal Sensible Heat, q_4) ดังสมการ 2.5 – 2.7

$$q_4 \text{ (for Lighting)} = \text{Watt of Lighting} \times \text{CLF} \quad \dots\dots\dots(2.5)$$

$$q_4 \text{ (for Equipment Power)} = \text{Heat Gain} \times \text{CLF} \quad \dots\dots\dots(2.6)$$

$$q_4 \text{ (for By Pass Outdoor)} = 1.23 \times \text{BF} \times \text{CMSvent} \times \Delta t \quad \dots\dots\dots(2.7)$$

ความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นภายในห้อง (Internal Latent Heat, q_5) ดังสมการ 2.8 – 2.9

$$q_5 \text{ (for People)} = N \times \text{Latent Heat Gain} \quad \dots\dots\dots(2.8)$$

$$q_5 \text{ (for By Pass Outdoor)} = 3010 \times \text{BF} \times \text{CMSvent} \times \Delta x \quad \dots\dots\dots(2.9)$$

ความร้อนจากอากาศภายนอก (Outdoor Air Heat, q_6)

$$q_6 \text{ (for Sensible Heat)} = 1.23 \times (1 - \text{BF}) \times \text{CMSvent} \times \Delta t \quad \dots\dots\dots(2.10)$$

$$q_6 \text{ (for Latent Heat)} = 3010 \times (1 - \text{BF}) \times \text{CMSvent} \times \Delta x \quad \dots\dots\dots(2.11)$$

เมื่อ

U คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (W/m^2)

A คือ พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของหลังคา ผนัง พื้น หรือกระจก (m^2)

CLTDCOR คือ ค่าปรับแก้ของ CLTD ($^{\circ}\text{C}$)

LM (Latitude and Month) คือ ค่าแก้ไขตำแหน่งที่ตั้งของอาคาร ($^{\circ}\text{C}$)

k คือ ค่าแก้ไขสำหรับสีของหลังคาและผนัง

Tr คือ อุณหภูมิห้อง ($^{\circ}\text{C}$)

Tm คือ ค่า Mean Outdoor Air Temp ($^{\circ}\text{C}$)

f คือ ค่าแก้ไขสำหรับการระบายอากาศเหนือฝ้า

To คือ อุณหภูมิภายนอกห้องที่กำหนด ($^{\circ}\text{C}$)

SC คือ ค่า Shading Coefficient

SHGF คือ Solar Heat Gain Factor (W/m^2)

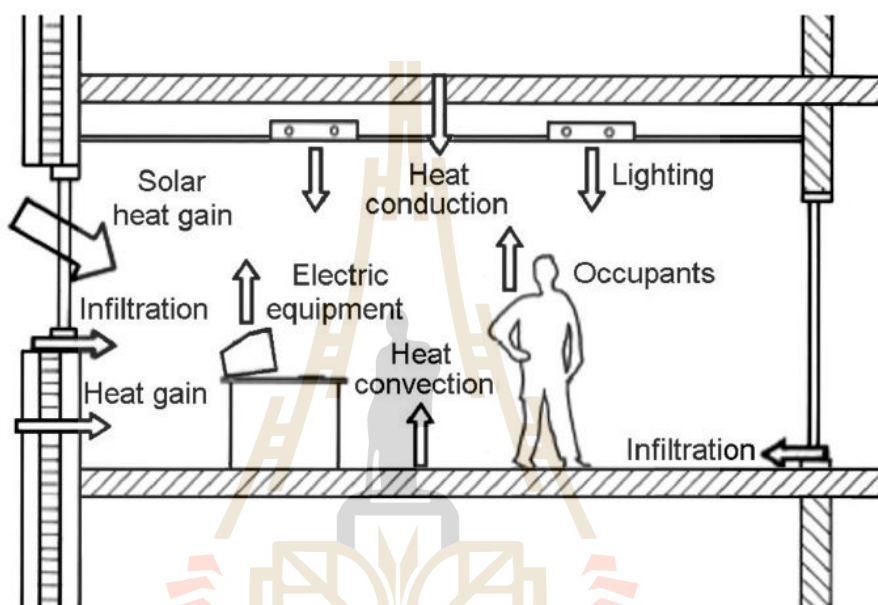
Watt of lighting คือ กำลังไฟฟ้าของหลอดไฟฟ้าทั้งหมด (W)

CLF คือ Cooling Load Factor ที่เกี่ยวกับระยะเวลาการเปิดไฟ

Heat Gain คือ ความร้อนที่ปล่อยจากอุปกรณ์

BF (Bypass factor) คือ สัดส่วนอากาศภายนอกที่ไหลผ่านคอยล์เย็นเข้ามา

CMSvent คือ อัตราการระบาย



รูปที่ 2.10 ความร้อนรูปแบบต่างๆที่ทำให้เกิดภาระการทำความเย็นภายในอาคาร

2.5 พื้นฐานของการออกแบบระบบแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน (S.A. M. Said et, al.)

เมื่อทราบความสามารถของปั๊มความร้อน (Q_L) Entering water temperature (EWT) water flow rate (GPM) และ Energy Efficiency Ratio (EER) หรือ COP การถ่ายเทความร้อน (Q_H) และความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำ (T_{w-in} , T_{w-out}) สามารถหาได้จาก

$$COP = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} \quad \text{.....(2.12)}$$

$$Q_H = m_w^0 \times c_w \times (T_{w-out} - T_{w-in}) \quad \text{.....(2.13)}$$

สมมติว่าท่อแนวนอนมีเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน D_i และเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก D_o ฝังอยู่ที่ความลึก d จากผิวดินตามที่แสดงใน รูปที่ 2.11 ค่าความต้านทานต่อความยาวท่อ (R_{conv}) ชนิดท่อ(R_{pipe}) และดิน (R_{soil}) สามารถแสดงได้ดังนี้

$$R_{total} = R_{conv} + R_{pipe} + R_{soil} \quad \text{..... (2.14)}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{\pi D_i h_w} \quad \text{.....(2.15)}$$

$$R_{pipe} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k_{pipe}} \quad \text{..... (2.16)}$$

$$R_{soil} = \frac{1}{SK_{soil}} \quad \text{..... (2.17)}$$

เมื่อ S คือค่าสัมประสิทธิ์รูปร่างของท่อให้เป็น (Incropera and DeWitt-2002) แสดงได้ดังนี้

$$S = \frac{2\pi}{\ln\left[\left(\frac{2d}{D_o}\right) + \sqrt{\left(\frac{2d}{D_o}\right)^2 - 1}\right]} \quad \text{.....(2.18)}$$

คุณสมบัติของน้ำมีการประเมินที่อุณหภูมิน้ำโดยเฉลี่ยเนื่องจากความแปรผันไม่สำคัญ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (h_w) ได้รับการประเมินโดยใช้ความสัมพัทธ์ของ Nusselt Number ดังต่อไปนี้:

$$Nu = \frac{h_w D_i}{k} = 0.023 \left(\frac{\rho V D_i}{\mu}\right)^{0.8} (Pr)^{0.3} \quad \text{.....(2.19)}$$

การทำสมดุลพลังงานกับ dx ที่แสดงในรูปที่ 2.19 การถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกันสามารถแสดงได้ดังนี้

$$dq = -m_w^o c_w dT_w = \frac{T_w - T_g}{R_{total}} dx$$

$$\theta_w = T_w - T_g \text{ and } X = \frac{x}{m_w^o c_w R_{total}}$$

ดังนั้นสมการการถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกันสามารถเขียนได้ดังนี้

$$\frac{d\theta_w}{dX} = \theta_w \quad \dots\dots(2.20)$$

สมการการแก้สมการ (2.11) กับเงื่อนไขขอบเขตที่กำหนดการกระจายอุณหภูมิของน้ำตามแนวท่อและความยาวของท่อที่ต้องการได้ดังสมการที่ 2.21 และ 2.21

$$\frac{\theta_w}{\theta_{w_out}} = \text{Exp}\left(\frac{-x}{m_w^o c_w R_{total}}\right) \quad \dots\dots(2.21)$$

$$L = (m_w^o c_w R_{total}) \ln\left(\frac{\theta_{w_in}}{\theta_{w_out}}\right) \quad \dots\dots(2.22)$$

เมื่อ

M_{wa} คือ อัตราการไหลของน้ำที่ไหลผ่าน GHX

COP_{hp} คือ ค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็นของชุดปั๊มความร้อน

COP_{overall} คือ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทั้งหมด

C_w คือ ความร้อนจำเพาะของน้ำ

d คือ ความลึกของดิน

D คือ การแพร่กระจายความร้อนของวัสดุ หมายถึงอัตราส่วนของการนำความร้อนของ
ความจุความร้อน D_1 เส้นผ่านศูนย์กลางภายในฝังอยู่ที่ความลึก d จากพื้นผิวพื้นผิว

D_0 คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกฝังอยู่ที่ความลึก d จากพื้นดิน

D_s คือ ความสามารถในการกระจายความร้อนของดิน

h_w คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

k_s คือ ค่าการนำความร้อนของดิน

QH คือ ภาระการแลกเปลี่ยนความร้อน

QL คือ กำลังการผลิตปั๊มความร้อน

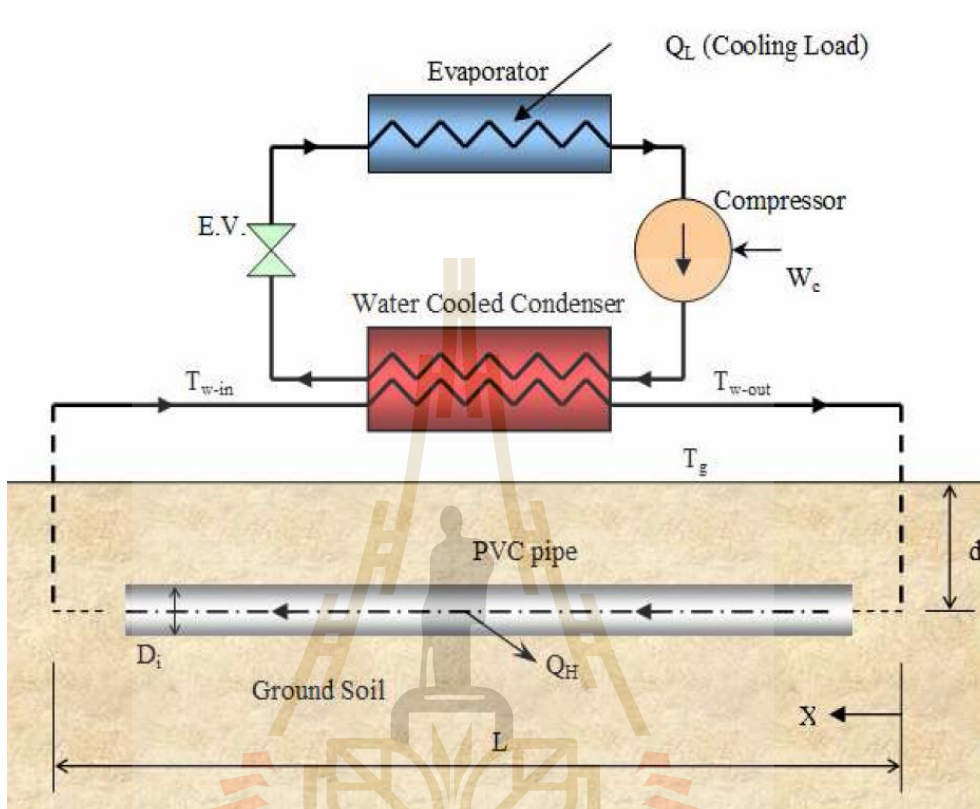
S คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำของท่อ

T คือ อุณหภูมิของพื้นดินที่ความลึกที่กำหนด °C,

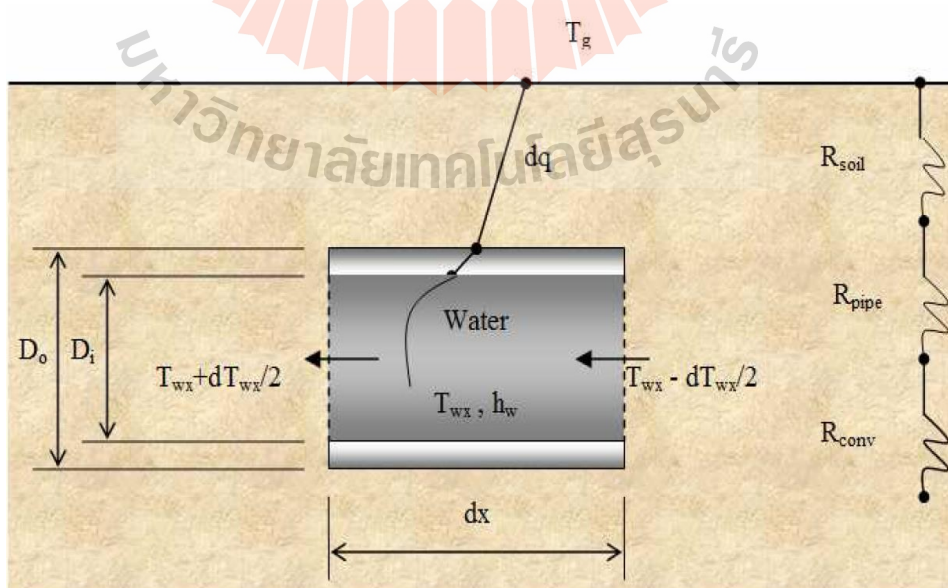
T_a คือ ความกว้างของอุณหภูมิผิวที่สัมผัสตลอดทั้งปี

$T_{i,a}$ คือ อุณหภูมิที่ไหลเข้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพื้นดิน

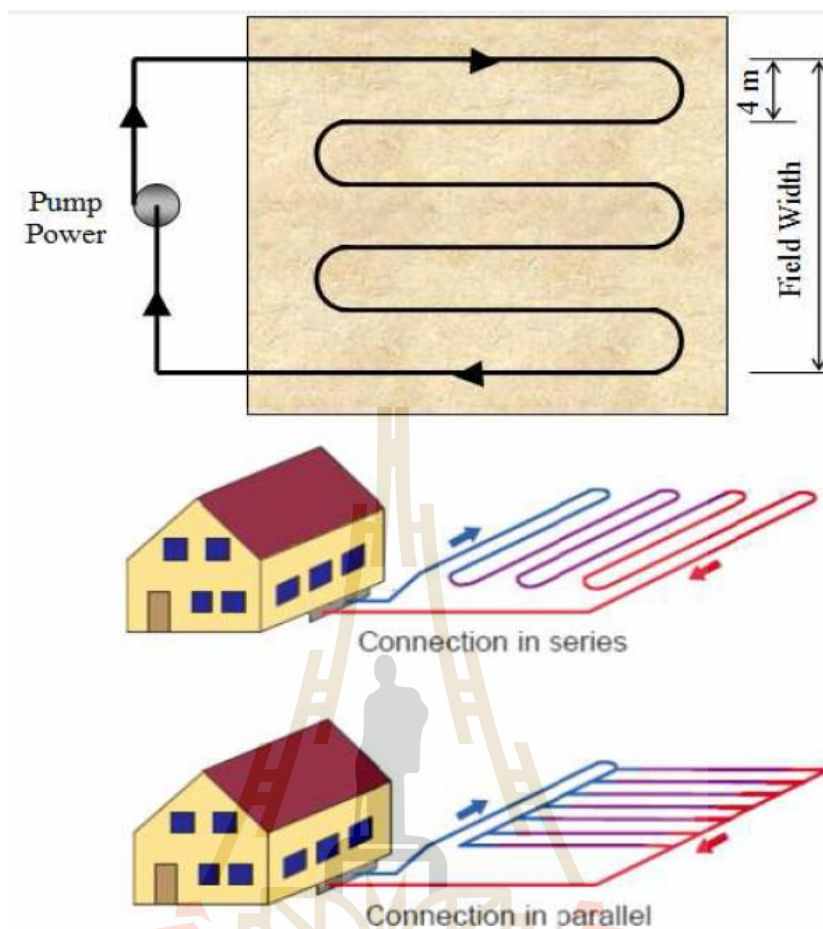
T_m คือ อุณหภูมิพื้นผิวเฉลี่ย (อุณหภูมิอากาศเฉลี่ยหรือดินที่ลึก)



รูปที่ 2.11 ระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน(GHE)



รูปที่ 2.12 ส่วนประกอบของท่อ



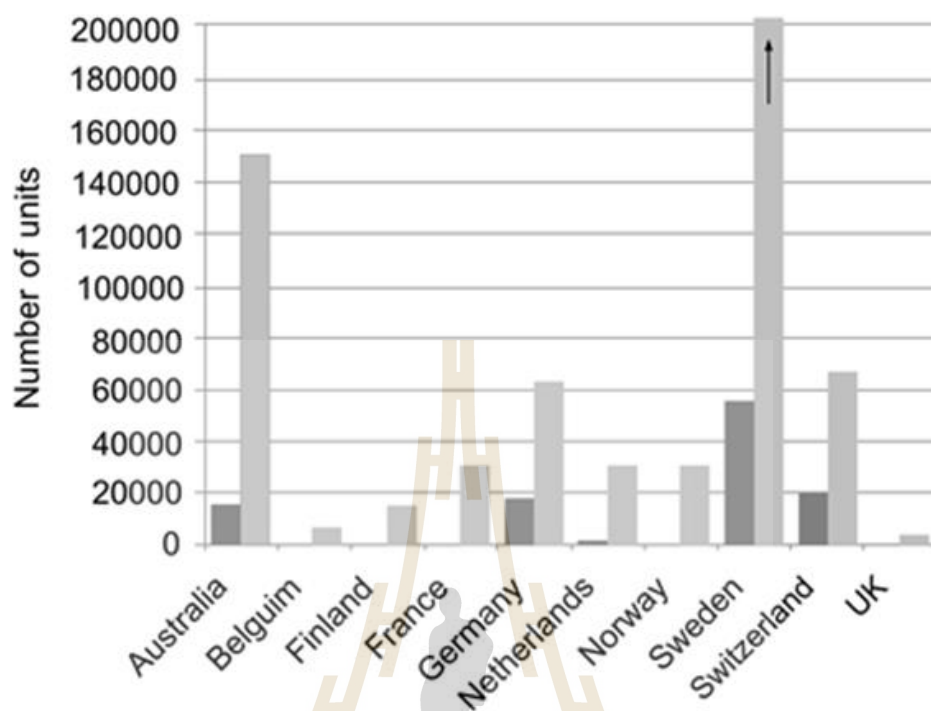
รูปที่ 2.13 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพื้นดินแนวนอน

2.6 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ผลการทบทวนเอกสารที่เกี่ยวข้องและงานวิจัยเดิม สามารถแบ่งงานวิจัยและการศึกษาออกเป็น 2 ประเภทคือ เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องในต่างประเทศ และเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องงานวิจัยในประเทศ ดังนี้

2.6.1 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องในต่างประเทศ

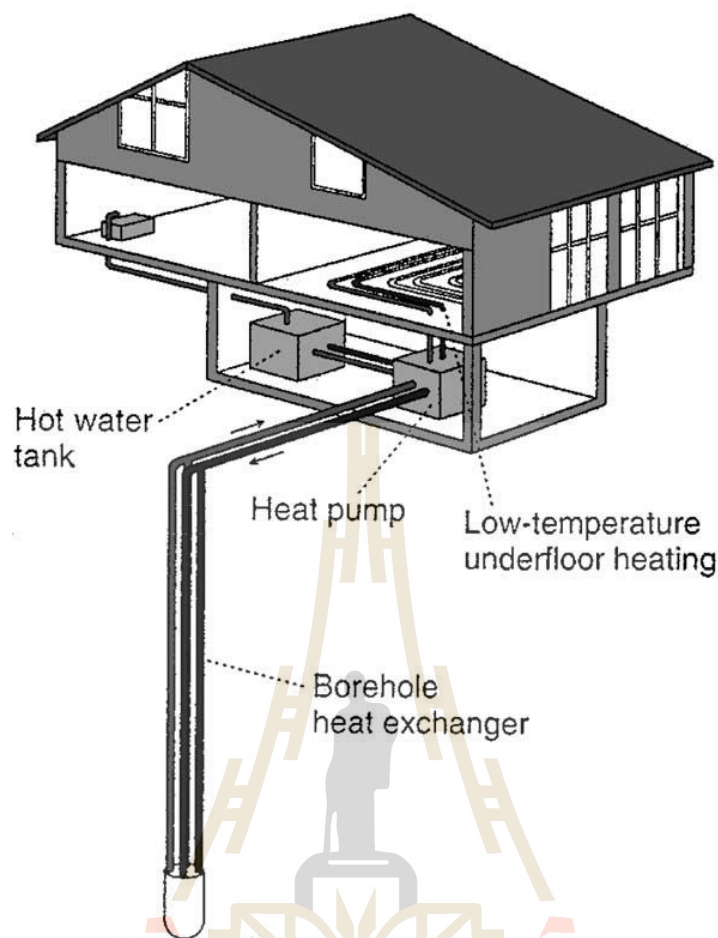
Sanner et al. (2003) ได้กล่าวว่าการแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน (GHE) มีการใช้กันกันมายาวนานกว่า 50 ปี ทั่วโลก โดยประเทศแรกคือประเทศอเมริกา ซึ่งเป็นเทคโนโลยีในระยะเริ่มต้น ที่ใช้พลังงานเชื้อเพลิงฟอสซิลและการแลกเปลี่ยนความร้อนจากอากาศสู่อากาศ ระบบ GHE ยังนิยมใช้ในประเทศเยอรมัน สวิตเซอร์แลนด์ ออสเตรีย สวีเดน เดนมาร์ก นอร์เวย์ และฝรั่งเศส (รูปที่ 2.14)



รูปที่ 2.14 ประเทศในแถบที่มีการใช้ระบบ GHE

Sanner et al. (2003) ได้แสดงลักษณะของระบบ GHE และแหล่งกักเก็บพลังงานความร้อนใต้ดินในยุโรป ดังนี้

- GSHP (Ground Source Heat Pump)
- BHE (Borehole Heat Exchange)
- UTES (Underground Thermal Energy Storage)



รูปที่ 2.15 การติดตั้งเครื่อง GHE แบบ BHE (Borehole Heat Exchange) ในยุโรปกลาง

โดยส่วนใหญ่ประเทศในแถบยุโรปไม่สามารถสะสมแหล่งพลังงานน้ำได้ การใช้ประโยชน์ของชั้นน้ำบาดาลเอนทัลปีเพื่อใช้ในการทำความร้อนให้กับผู้บริโภคจำนวนมากมีข้อจำกัดในพื้นที่ อันเนื่องมาจากสภาพทางธรณีวิทยา การประยุกต์ใช้ระบบ GHE จึงเป็นตัวเลือกที่สำคัญในการใช้พลังงานจากแหล่งความร้อนใต้ดินระดับตื้น ระบบ GHE โดยส่วนใหญ่จะใช้โหมดความร้อน และนิยมใช้กันอย่างแพร่หลายในยุโรปตอนใต้ โดยเฉพาะในประเทศกรีซและทางตะวันตกของประเทศตุรกี (Papageoragakis, 1993) ต่อมา ระบบ GHE ได้ถูกนำมาใช้ติดตั้งที่ National Technical University of Athens โดยใช้ทำความร้อนกับความเย็นให้กับตึกวิศวกรรมเหมืองแร่ (Karytsas et al., 2002) ต่อมาเทคโนโลยี GHE ได้ถูกนำมาใช้กับเครื่องทำความเย็นอย่างแพร่หลายในยุโรปตอนใต้ (Mendrinou et al., 2002)

GSHP (Ground Source Heat Pump) เป็นระบบ GHE ที่ต้องใช้ฮีทปั๊มและระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนบนผิวดิน (รูปที่ 8) ประกอบด้วยตัวแลกเปลี่ยนความร้อนผิวดินหรือระบบ

ป้อนน้ำบาดาลจากบ่อ โดยความร้อนจะส่งผ่านออกมาสู่พื้นดิน ส่วนประกอบของ GSHP ได้แก่ บ่อ บาดาล borehole heat exchanges (BHE) ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวนอน การศึกษาวิจัยในระบบ GSHP มีอย่างแพร่หลายในประเทศสวีเดน (Claesson and Eskilson, 1988; Eskilson and Claesson, 1988) ประเทศสวิตเซอร์แลนด์ (Gilby and Hopkirk, 1985; Hopkirk et al. 1988) และประเทศเยอรมัน (Sanner, 1986)

2.6.2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องงานวิจัยในประเทศ

Uchida et al. (2009) ศึกษาอุณหภูมิใต้ดินในที่ราบเจ้าพระยาในประเทศไทย และพบว่าที่ราบเจ้าพระยาตอนบน มีอุณหภูมิใต้ดินลดลง 1 องศาเซลเซียส ทุกๆ 100 เมตร ในขณะที่ที่ราบเจ้าพระยาตอนล่าง นั้นกลับมีอุณหภูมิใต้ดินสูงและสูงกว่าพื้นที่โดยรอบอีกด้วย ดังนั้น ที่ราบเจ้าพระยาตอนบนจึงเหมาะสำหรับการติดตั้งระบบ GHE เพื่อนำความเย็นใต้ดินมาใช้ประโยชน์

Yasukawa et al. (2009) ศึกษาอุณหภูมิใต้ดินในทวีปเอเชียเขตร้อน พบว่าที่ระดับความลึก 50 เมตร เป็นอย่างน้อยเหมาะสำหรับการติดตั้ง GHE นอกจากนี้ยังได้ทำการศึกษาในแถบที่ราบลุ่มแม่น้ำเจ้าพระยาของประเทศไทย ในจังหวัดกรุงเทพมหานคร อุดรธานี นครสวรรค์ พิษณุโลก สุโขทัย และกาญจนบุรี และพบว่าที่จังหวัดพิษณุโลก นครสวรรค์ และกาญจนบุรี อุณหภูมิใต้ดินมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิอากาศไม่ตลอดทั้งปี ส่วนจังหวัดสุโขทัยนั้น กลับมีอุณหภูมิใต้ดินสูงกว่าอุณหภูมิอากาศตลอดทั้งปี ซึ่งไม่เหมาะเป็นอย่างยิ่งในการนำมาใช้ในการทำความเย็น แต่ที่จังหวัดกรุงเทพมหานครและอุดรธานี มีอุณหภูมิใต้ดินต่ำกว่าอุณหภูมิอากาศเกือบตลอดทั้งปี

Yasukawa et al. (2009) วิจัยการทำงานของเครื่อง GHE โดยติดตั้งที่จังหวัดกำแพงเพชรเป็นระยะเวลา 17 เดือน ตั้งแต่เดือน ค.ศ. 2549 ถึง พ.ศ. 2551 ที่ระดับความลึก 56 เมตร เพื่อนำความเย็นจากใต้ดินมาใช้ประโยชน์ พบว่าอุณหภูมิในท่อใต้ดินเพิ่มขึ้นร้อยละ 85 หลังจากเครื่อง GHE ทำงาน และความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าและไหลออกจากห้องวิจัยมีค่าไม่เกิน 5K

Takashima et al. (2006) วิจัยการใช้ระบบ GHE ในประเทศไทยครั้งแรกในภาคกลางที่ จ.กำแพงเพชร เมื่อปี 2006 และต่อมาที่กรุงเทพมหานคร ในปี 2010 Takashima et al. (2011) พบว่าอุณหภูมิใต้ดินโดยเฉลี่ยของประเทศไทยมีค่า 5-10 องศาเซลเซียส ซึ่งมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิในบรรยากาศ และสามารถนำมาทดแทนการใช้พลังงานจากเครื่องปรับอากาศได้ถึงร้อยละ 20 ถึง 40 จากการทดลองฝังท่อในแนวนอนที่ระดับความลึก 1 เมตร ซึ่งเป็นระบบที่เหมาะสมสำหรับประเทศในเขตร้อนเนื่องจากทำให้เกิดความเย็นได้ต่ำสุดและมีค่าใช้จ่ายต่ำอีกด้วย

School of Mechanical and Aerospace Engineering, Oklahoma State University (2003) จัดทำโปรแกรม GLHEPro 5.0 เป็นโปรแกรมออกแบบที่พัฒนาขึ้นเพื่อออกแบบ Ground

Loop Heat Exchanger แนวตั้งและแนวนอน ซึ่งในโปรแกรมมีข้อมูลสภาพอากาศ, ข้อมูลดิน, ข้อมูลวัสดุและข้อมูลปั้มน้ำที่สามารถใช้ในการออกแบบได้ทั่วโลก อีกทั้งยังสามารถเพิ่มข้อมูลต่างๆดังที่กล่าวข้างต้นให้ตรงกับสภาพข้อมูลจากการทดสอบได้อีกด้วย โดยมีข้อกำหนดค่าการออกแบบขั้นต่ำที่ใช้ในการออกแบบ ระบุไว้ใน GLHEPro User Manual ที่ผ่านการทดสอบและวิจยมาแล้ว ถึงผลกระทบจากค่าการระบายความร้อนในระยะสั้นและระยะยาว

นพรัตน์ เกตุขาว (2015) หลักการออกแบบระบบปรับอากาศและระบายอากาศ โดยวิธี Cooling Load Temperature Difference / Solar Cooling Load / Cooling Load Factor (CLTD / SCL / CLF) ซึ่งเป็นวิธีคำนวณที่ ASHRAE (American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineer) ได้เริ่มพัฒนาวิธีการคำนวณหาภาระการทำความเย็นมาตั้งแต่ปี 1967 และมีการพัฒนามาอย่างต่อเนื่องจากอดีตจนถึงปัจจุบัน โดยพิจารณาจากการเลือกใช้สภาวะในการออกแบบภายในและภายนอกอาคารและคำนวณหาภาระการทำความเย็น 6 ขั้นตอน จากค่าการนำความร้อนผ่านตัวอาคาร, ค่าการแผ่รังสีความร้อนผ่านตัวอาคารที่โปร่งแสง, ค่าความร้อนจากการแผ่ลอดของอากาศ, ค่าความร้อนสัมผัสที่เกิดขึ้นภายในห้อง, ค่าความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นภายในห้อง, ค่าความร้อนจากอากาศภายนอก



บทที่ 3

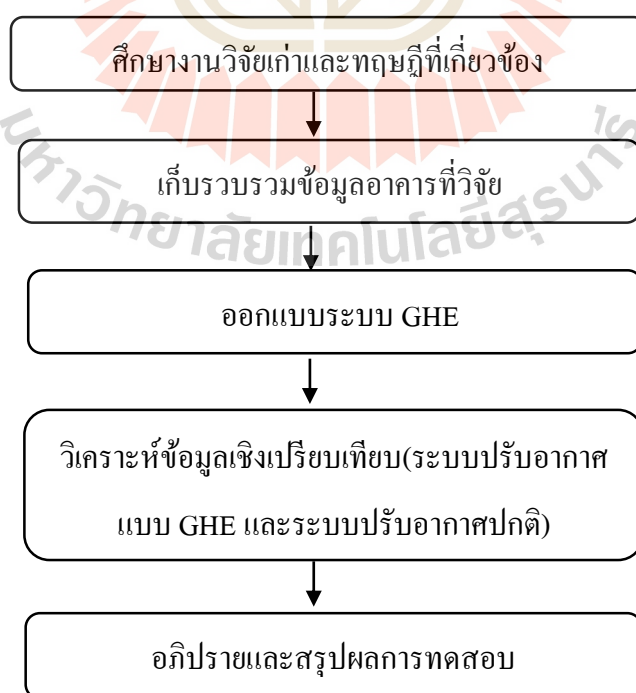
วิธีดำเนินการวิจัย

3.1 ขอบเขตของการดำเนินงานวิจัย

การดำเนินการของโครงการวิจัยนี้เป็นการใช้ค่าการนำความร้อนที่ได้จากการศึกษาการบดอัดแบบมาตรฐาน (Standard Proctor) ของ วชิรพงษ์ นิยมพันธ์ (2018) มาวิเคราะห์และออกแบบระบบ GHE แบบระบบปิดโดยจัดวางท่อในแนวนอน (Horizontal closed-loop system) เพื่อลดอุณหภูมิของน้ำยาทำความเย็น (Refrigerant) และลักษณะการใช้ระบบปรับอากาศมาใช้ในการออกแบบเบื้องต้น อันได้แก่ ความยาวท่อ รูปแบบการจัดวางท่อ และขนาดปั๊มที่เหมาะสมของระบบ GHE แบบระบบปิดที่จัดวางท่อในแนวนอน (Horizontal closed-loop system)

3.2 วิธีดำเนินการโครงการ

งานวิจัยนี้จะมีการสร้างแบบจำลองการใช้พลังงานไฟฟ้าก่อนและหลังออกแบบระบบ GHE แบบระบบปิดโดยจัดวางท่อในแนวนอน จากอาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม ส่วนอาคารสถานที่ธนาคารขยะรีไซเคิล ณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี เพื่อวิเคราะห์ข้อมูลเชิงเปรียบเทียบค่าการใช้พลังงาน, ค่าไฟ, ระยะเวลาการคืนทุนในการก่อสร้าง โดยแบ่งการทำงานออกเป็น 5 ขั้นตอน ดังนี้



รูปที่ 3.1 ขั้นตอนดำเนินงานวิจัย

ซึ่งอธิบายรายละเอียด ดังนี้

3.2.1 ศึกษางานวิจัยเก่าและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

รวบรวมและศึกษาเอกสารและงานวิจัยเก่าที่เกี่ยวข้องกับ Geothermal Heat Pump ที่เคยมีการศึกษามาก่อนทั้งในประเทศและต่างประเทศ ดังที่แสดงในบทที่ 1 บทนำ ในหัวข้อ เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

3.2.2 เก็บรวบรวมข้อมูลอาคารที่วิจัย

พื้นที่เก็บรวบรวมข้อมูล อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม ส่วนอาคารสถานที่ ธนาคารขะริไซเคิล ณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ในส่วนของผังอาคาร, ชนิดของวัสดุที่ใช้, ขนาดและจำนวนของระบบปรับอากาศที่ใช้, ค่าไฟฟ้าย้อนหลัง, ระยะเวลาการใช้เครื่องปรับอากาศในแต่ละวัน

3.2.3 ออกแบบระบบ GHE แบบระบบปิดโดยจัดวางท่อในแนวนอน

การออกแบบระบบปรับอากาศเพื่อ หาความยาวท่อ รูปแบบการจัดวางท่อ และขนาดปั๊มที่เหมาะสมของระบบ GHE และประหยัดพลังงาน โดยแบ่งขั้นตอนการออกแบบได้ 10 ขั้นตอน

3.2.3.1 คำนวณความต้องการทำความเย็นและความร้อนในอาคาร โดยมีเงื่อนไข สภาพกลางแจ้ง, สภาพภายในอาคาร, วัสดุหุ้มอาคาร, ระยะเวลาการใช้งาน, แสงสว่าง

3.2.3.2 ทางเลือกในการลดภาระการสูญเสียและค่าใช้จ่าย

3.2.3.3 ประเมินการระบายความร้อนนอกสถานที่

3.2.3.4 สำรวจพื้นที่เพื่อกำหนดคุณสมบัติความร้อนพื้นและเงื่อนไข

3.2.3.5 เลือกอุณหภูมิในการทำงานและอัตราการไหลเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพ ค่าใช้จ่ายและประสิทธิภาพที่เกิดขึ้น

3.2.3.6 เลือกการทำงานของปั๊มความร้อนที่ถูกต้องในสภาวะที่กำหนดเงื่อนไขในการออกแบบ

3.2.3.7 เลือกปั๊มความร้อนเพื่อตอบสนองความเย็นและโหลดความร้อนและค้นหาหน่วยเพื่อลดค่าใช้จ่ายของท่อ

3.2.3.8 จัดปั๊มความร้อนลงในวงจรภาคพื้นดินเพื่อลดขนาดต้นทุนระบบปั๊มพลังงาน

3.2.3.9 กำหนดและประเมินการจัดวางที่เป็นไปได้

3.2.3.10 คำนวณหาความยาวท่อที่ต้องใช้

3.2.4 วิเคราะห์ข้อมูลเชิงเปรียบเทียบ (ระบบ GHE และระบบปรับอากาศปกติ)

โดยการเปรียบเทียบการทำงานของเครื่องปรับอากาศระบบ GHE และระบบปรับอากาศปกติ เพื่อเปรียบเทียบปริมาณการใช้กระแสไฟฟ้า, ค่าไฟฟ้าที่ต้องจ่าย, ประเมินค่าก่อสร้าง, วิเคราะห์จุดคุ้มทุน, ความเหมาะสมในการลงทุน

3.2.5 อภิปรายและสรุปผลการทดสอบ

ทำการอภิปรายและสรุปผลการวิจัยที่ได้จากการวิจัยครั้งนี้รวมทั้งข้อเสนอแนะที่เป็นประโยชน์เพื่อนำผลการวิจัยครั้งนี้ไปใช้ในการต่อยอดในการวิจัยครั้งต่อไป



บทที่ 4

ผลการศึกษาและวิเคราะห์ผล

งานวิจัยนี้ดำเนินการวิจัยศึกษาการออกแบบระบบปรับอากาศประหยัดพลังงานด้วยวิธีแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดินเทียบกับการคำนวณระบบปรับอากาศวิธี Cooling Load Temperature Difference / Solar Cooling Load / Cooling Load Factor (CLTD / SCL / CLF) ของอาคารหน่วยสิ่งแวดลอม ส่วนอาคารสถานที่ ธนาคารขยะรีไซเคิล ลักษณะอาคาร, สถานที่ตั้งอาคารและการใช้งานอาคาร แสดงในภาคผนวก ก.

4.1 ผลการคำนวณภาระการทำความเย็นของระบบปรับอากาศด้วยวิธี CLTD

การคำนวณออกแบบภาระการทำความเย็นพิจารณาจากข้อมูล ดังต่อไปนี้

4.1.1 เลือกสภาวะในการออกแบบภายในและภายนอกอาคาร

ตารางที่ 4.1 ข้อมูลเบื้องต้นในการเลือกสภาวะอากาศสำหรับการออกแบบ

ลำดับ	ข้อมูล	อ้างอิง
1	สถานที่ตั้งอยู่เส้นรุ้งที่ 14 (ใช้ข้อมูลของกรุงเทพฯ)	ภาคผนวก ก.รูปที่ ก.1, ก.10
2	สถานที่ตั้งสูงกว่าระดับน้ำทะเลปานกลาง 250 m.	ภาคผนวก ก.รูปที่ ก.10
3	อาคารขนาดกว้าง 4 m.ยาว 16 m, สูง 2.7-4.05 m.	ภาคผนวก ก.รูปที่ ก.2, ก.3
4	หน้าอาคารอยู่ทิศใต้	ภาคผนวก ก.รูปที่ ก.10
5	ค่าสภาวะอากาศภายนอก	
5.1	อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (DB) 36.1 °C	ภาคผนวก ข ตารางที่ ข.1
5.2	%RH(Relative Humidity) ประเทศไทยใช้ร้อยละ 59	นพรัตน์ เกตุขาว (2015)
5.3	อุณหภูมิกระเปาะเปียก (WB) 28.8 °C	ภาคผนวก ข รูปที่ ข.1
5.4	Enthalpy (i) 95.7 kJ/kg	ภาคผนวก ข รูปที่ ข.1
5.5	Humidity Ratio (x) 0.0232 kg/kg	ภาคผนวก ข รูปที่ ข.1
6	ค่าสภาวะอากาศภายใน	
6.1	อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (DB) 25 °C อุณหภูมิห้อง	นพรัตน์ เกตุขาว (2015)
6.2	%RH (Relative Humidity) ประเทศไทยใช้ร้อยละ 50	นพรัตน์ เกตุขาว (2015)
6.3	อุณหภูมิกระเปาะเปียก (WB) 17.7 °C	ภาคผนวก ข รูปที่ ข.1

ตารางที่ 4.1 (ต่อ)

ลำดับ	ข้อมูล	อ้างอิง
6.4	Enthalpy (i) 51.1 kJ/kg	ภาคผนวก ข รูปที่ ข.1
6.5	Humidity Ratio (x) 0.0102 kg/kg	ภาคผนวก ข รูปที่ ข.1
7	จำนวนคนและปริมาณการระบายอากาศ	
7.1	ปริมาณการระบายอากาศตามจำนวนคน	
	$\text{CMSvent} = N * (\text{CMHrate}) / 3600$	-CMSvent คือ อัตราการระบายอากาศ (m^3/s) -N คือ จำนวนคน (หากไม่ทราบ ให้ใช้ค่าได้จากภาคผนวก ข ตารางที่ ข.2) -CMHrate คือ อัตราการระบายอากาศต่อคน ดูได้จากภาคผนวก ข ตารางที่ ข.2
7.2	ปริมาณการระบายอากาศตามกฎหมาย (ขึ้นกับขนาดพื้นที่ของห้องปรับอากาศ)	
	$\text{CMS vent} = \text{Area} * (\text{CMHrate}) / 3600$	-Area คือ พื้นที่ปรับอากาศ (m^2) -CMHrate คือ อัตราการระบายอากาศต่อตารางเมตร ($\text{m}^3/\text{h}/\text{m}^2$) ดูได้จากภาคผนวก ข ตาราง ข.3

จากข้อมูลเบื้องต้นและขนาดอาคารนี้ หาค่าสถานะในการออกแบบภายในและภายนอกได้ โดยการเปิดตาราง Psychrometric Chart ของ Ashrae ดังตารางที่ 4.2 และปริมาณการระบายอากาศ ดังตารางที่ 4.3

ตารางที่ 4.2 ข้อมูลสภาวะอากาศภายในและภายนอก

CONDITION	DB(°C)	WB(°C)	%RH	i (kJ/kg)	x (kg/kg)
OUTDOOR	36.1	28.8	59.0	95.7	0.0232
ROOM	25.0	17.7	50.0	51.1	0.0102
DIFFERENCE	11.1	11.1	9.0	44.6	0.0130

ตารางที่ 4.3 แสดงข้อมูลจำนวนคนและปริมาณการระบายอากาศ (Outdoor Air)

DESCRIPTION	AMOUNT			Ventilation Rate			Total Ventilation	
By People	7	People	x	0.0071	CMS/P	=	0.05	CMS
By Area	64.00	M ²	x	2	CMH/M ²	=	0.04	CMS
CMS VENTILATION							0.05	CMS

4.1.2 กำหนดหาภาระการทำความเย็น (Cooling Load Components) โดยการคำนวณพิจารณาจากข้อมูลในตารางที่ 4.1-4.3 ร่วมกับข้อมูล ดังต่อไปนี้

- ลักษณะของพื้นที่ผิวกรอบห้อง เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) และหาพื้นที่ผิวของห้อง (A)
 - o หลังคาเป็น Metal Sheet, ผนังก่ออิฐ-ฉาบปูนทาสีขาว
 - o ประตูและหน้าต่างกระจกใสหนา 6 มม.
- กำหนดเวลาที่จะเกิดภาระทำความเย็นสูงสุดของแต่ละห้องและคำนวณหาภาระทำความเย็นสูงสุดของแต่ละห้อง
 - o ให้เวลา 14.00 – 16.00 น. เป็นช่วงที่เกิดภาระการทำความเย็นสูงสุด
- กำหนดเวลาที่อาจจะเกิดภาระทำความเย็นสูงสุดของอาคารและคำนวณหาภาระทำความเย็นสูงสุดของอาคารโดยรวมภาระความร้อนทั้งภายในและภายนอกทั้งหมด การรั่วเข้าของอากาศ (ถ้ามี)
 - o พิจารณาเป็นระยะเวลา 12 เดือน (มกราคม – ธันวาคม)

จากข้อมูลดังกล่าวข้างต้นใช้คำนวณหาภาระการทำความเย็น ประกอบไปด้วย

4.1.2.1 ความร้อนจากการนำความร้อนผ่านตัวอาคาร Conduction (Sensible Heat), q_c)

โดยแสดงวิธีการคำนวณดังตารางที่ 4.4 และผลการคำนวณการนำความร้อนผ่านตัวอาคาร Conduction (Sensible Heat) เดือนธันวาคม ดังตารางที่ 4.5 พบว่าตำแหน่งที่ตั้งและทิศทางของผนังที่รับความร้อนเข้าสู่ตัวอาคารมีผลต่อภาระการทำความเย็น ส่งผลให้อาคารที่วิจัยนี้มีค่าการนำความร้อนผ่านตัวอาคารมากที่สุด 8.49 kw ในเดือนธันวาคมและน้อยสุด 7.69 kw ในเดือนเมษายน ณ เวลา 16.00 น. ซึ่งเกิดจากค่าการปรับแก้ Cooling Load Temperature different (CLTD) ที่มีค่าสูงในตำแหน่ง, ทิศทางและช่วงเวลาที่พิจารณาจากภาคผนวก ข ตารางที่ ข.7-ข.9

ตารางที่ 4.4 วิธีคำนวณค่าการนำความร้อนผ่านตัวอาคาร (Conduction (Sensible Heat), q_1)

ลำดับ	ข้อมูล/สมการ	ความหมาย/อ้างอิง
4.1.2	คำนวณภาระความเย็น	
4.1.2.1	Conduction (Sensible Heat)	
	$q_1 = U * A * CLTDCOR$ (Watt)	- U คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม หน่วย W/m^2 หาจากภาคผนวก ข ตาราง ข.4-ข.5 - A คือ พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของหลังคา ผนัง พื้น หรือ กระจก หน่วย m^2 - CLTDCOR คือ ค่าปรับแก้ของ CLTD
4.1.2.1.1	ผนังหรือหลังคาทั่วไปที่ติดกับภายนอกอาคาร	
	$CLTDCOR = [(CLTD + LM) * k + (25.5 - Tr) + (Tm - 29.4)] * f$	- CLTD คือค่า Cooling Load Temperature different * หลังคา หาค่าได้จากภาคผนวก ข ตาราง ข.4 * ผนัง หาค่าได้จากภาคผนวก ข ตาราง ข.6 - LM คือค่า Latitude and Month หรือค่าแก้ไขตำแหน่งที่ตั้งของอาคาร ได้จากภาคผนวก ข ตาราง ข.7 - k คือค่าแก้ไขสำหรับสีของหลังคาและผนัง โดย * หลังคาสีสว่าง-ให้ใช้ค่า $k = 0.5$ * ผนังสีสว่าง-ให้ใช้ค่า $k = 0.65$ * หลังคาหรือผนังสีเข้ม-ให้ใช้ค่า $k = 1$ - Tr คืออุณหภูมิห้อง มีหน่วยเป็นองศาเซลเซียส - Tm คือ Mean Outdoor Air Temp มีค่าเท่ากับ $DB@1\%$ ลบด้วย $Daily\ Rang/2$ ($DB@1\%$ และ $Daily\ Rang$ หาได้จากภาคผนวก ข ตารางที่ ข.1) - f คือค่าแก้ไขสำหรับการระบายอากาศเหนือฝ้า ถ้าไม่มีพัดลมหรือท่อลมระบายอากาศเหนือฝ้าแล้ว ค่า f เท่ากับ 1 แต่ถ้าภายในห้องเป็นระบบ Positive ventilation ค่า f จะเท่ากับ 0.65 (สำหรับผนังให้ f เท่ากับ 1)

ตารางที่ 4.4 (ต่อ)

ลำดับ	ข้อมูล/สมการ	ความหมาย/อ้างอิง
4.1.2.1.2	ผนังกระจกที่ติดกับภายนอก อาคาร	
	$CLTDCOR = CLTD + (25.5 - Tr) + (Tm - 29.4)$	- CLTD ของกระจก หาค่าได้จากภาคผนวก ข ตาราง ข.8
4.1.2.1.3	ผนังทั่วไปและผนังกระจกที่ติดกับพื้นที่ภายในอาคารที่ไม่ได้ปรับอากาศ	
	$CLTDCOR = To - Tr$	- To คืออุณหภูมิภายนอกห้องที่กำหนด มีหน่วยเป็น องศาเซลเซียส หรือถ้าไม่ทราบให้ใช้ค่าดังนี้ * $To = 40^{\circ}C$ ถ้าเป็นห้องวางเครื่องจักร เช่น ห้องหม้อแปลง * $To = 32^{\circ}C$ ถ้าเป็นห้องทั่วไป เช่น ห้องน้ำ ทางเดิน

ตารางที่ 4.5 ผลการคำนวณการนำความร้อนผ่านตัวอาคาร (Conduction (Sensible Heat), q_1) เดือน ธันวาคม

EXP.	DESCRIPTION			AREA (M2)	U kW/m2. °C	TIME					
	Type	L (M)	W (M)			14:00		15:00		16:00	
						CLTDcor	kW	CLTDcor	kW	CLTDcor	kW
	Roof Metal Sheet			64.00	0.00076	43.35	2.11	43.35	2.11	41.35	2.01
S	WALL (OUT)			57.20	0.00290	19.52	3.24	20.82	3.45	20.82	3.45
W	WALL (OUT)			14.20	0.00290	8.34	0.34	11.59	0.48	18.74	0.77
N	WALL (OUT)			35.20	0.00290	6.97	0.71	8.27	0.84	8.92	0.91
E	WALL (OUT)			16.20	0.00290	15.49	0.73	14.19	0.67	12.89	0.61
S	DOOR&WINDOW GLASS(OUT)			7.60	0.00397	9.55	0.29	10.55	0.32	10.55	0.32
W	WINDOW GLASS(OUT)			2.00	0.00397	9.55	0.08	10.55	0.08	10.55	0.08
N	WINDOW GLASS(OUT)			8.00	0.00397	9.55	0.30	10.55	0.34	10.55	0.34
SUB TOTAL (q ₁)							7.80		8.29		8.49

4.1.2.2 ความร้อนจากการแผ่รังสีความร้อนผ่านตัวอาคารที่โปร่งแสง (Radiation (Sensible Heat), q_2)

โดยแสดงวิธีการคำนวณดังตารางที่ 4.6 และผลการคำนวณการแผ่รังสีความร้อน Radiation (Sensible Heat) เดือนธันวาคม ดังตารางที่ 4.7 พบว่าตำแหน่งที่ตั้ง,คุณสมบัติของกระจกและทิศทางของกระจกที่รับความร้อนเข้าสู่ตัวอาคารมีผลต่อการทำความเย็น ส่งผลให้อาคารที่วิจัยนี้มีค่าความร้อนจากการแผ่รังสีความร้อนผ่านตัวอาคารที่โปร่งแสงมากที่สุด 3.24 kw ในเดือนธันวาคมและน้อยสุด 1.24 kw ในเดือนเมษายน ณ เวลา 14.00 น. ซึ่งเกิดจากค่าความร้อนสูงสุดจากแสงอาทิตย์ (SHGF) และตัวคูณลด ค่าความร้อนจากแสงอาทิตย์ (Cooling Load Factors (CLF)) ที่มีค่าสูงในตำแหน่ง,ทิศทางและช่วงเวลาที่พิจารณาจากภาคผนวก ข ตารางที่ ข.10-ข.14

ตารางที่ 4.6 วิธีคำนวณค่าความร้อนจากการแผ่รังสีความร้อนผ่านตัวอาคารที่โปร่งแสง (Radiation (Sensible Heat), q_2)

ลำดับ	ข้อมูล/สมการ	ความหมาย/อ้างอิง
4.1.2.2	Radiation (Sensible heat)	
	$q_2 = A * SC * SHGF * CLF$ (Watt)	-SC คือค่า Shading Coefficient ซึ่งควรใช้ค่าจากผู้ผลิต หรือจากภาคผนวก ข ตาราง ข.9 - SHGF คือ Solar Heat Gain Factor ซึ่งดูได้จากภาคผนวก ข ตาราง ข.10-ข.11 - CLF คือ Cooling Load Factor ซึ่งดูได้จากภาคผนวก ข ตาราง ข.12 (มีม่านภายใน) และตาราง ข.13 (ไม่มีม่านภายใน)

ตารางที่ 4.7 ผลการคำนวณการแผ่รังสีความร้อน (Radiation (Sensible Heat), q_2) เดือนธันวาคม

EXP.	DESCRIPTION				AREA (M2)	SHGF kW.m2 ° C	TIME					
	GLASS	L (M)	W (M)	SC			14:00		15:00		16:00	
							CLF	kW	CLF	kW	CLF	kW
S	DOOR&WINDOW GLASS(OUT)			0.94	7.60	0.646	0.58	2.677	0.53	2.446	0.47	2.169
W	WINDOW GLASS(OUT)			0.94	2.00	0.639	0.29	0.348	0.40	0.481	0.50	0.601
N	WINDOW GLASS(OUT)			0.94	8.00	0.093	0.31	0.217	0.29	0.203	0.26	0.182
SUB TOTAL (q ₂)								3.24		3.13		2.95

4.1.2.3 ความร้อนจากการรั่วซึมของอากาศ (Infiltration, q_3)

เป็นความร้อนสัมผัสของอากาศที่รั่วซึมเข้ามาในอาคาร ซึ่งโดยทั่วไปของอาคารที่มีระบบปรับอากาศจะมีระบบระบายอากาศอยู่แล้ว ซึ่งการระบายอากาศจะมีลักษณะเป็นแบบ Exfiltration (อากาศถูกดึงเข้ามา) ไม่ใช่รั่วซึมเข้ามา (Infiltration) ดังนั้นในหัวข้อนี้จึงไม่จำเป็นต้องคิด

4.1.2.4 ความร้อนสัมผัสที่เกิดขึ้นภายในห้อง (Internal Sensible Heat, q_4)

โดยแสดงวิธีการคำนวณดังตารางที่ 4.8 และผลการคำนวณความร้อนสัมผัสที่เกิดขึ้นในห้อง (Internal Sensible Heat) เดือนธันวาคม ดังตารางที่ 4.9 พบว่ามีค่าภาระการทำความเย็นเท่ากับ 1.02 kw เท่ากันทั้งหมดตลอดทั้ง 12 เดือน ซึ่งในส่วนนี้ตำแหน่งที่ตั้งและทิศทางของอาคารไม่มีผลต่อภาระการทำความเย็น

ตารางที่ 4.8 วิธีคำนวณค่าความร้อนสัมผัสที่เกิดขึ้นภายในห้อง (Internal Sensible Heat, q_4)

ลำดับ	ข้อมูล/สมการ	ความหมาย/อ้างอิง
4.1.2.4	Internal sensible heat	
4.1.2.4.1	แสงสว่าง	
	$q_4 = \text{Watt of Lighting} * \text{CLF}$ (Watt)	- Watt of Lighting คือ กำลังไฟฟ้าของหลอดไฟฟ้าทั้งหมดมีหน่วยเป็น Watt - CLF คือ Cooling Load Factor ที่เกี่ยวข้องกับระยะเวลาการเปิดไฟ โดย CLF เป็น 1.0 ในกรณีที่ไม่ได้เปิดระบบปรับอากาศ 24 ชั่วโมงหรือเปิดตลอดเวลาที่มีคน
4.1.2.4.2	อุปกรณ์ที่เป็นแหล่งกำเนิดความร้อน	
	$q_4 = \text{Heat Gain} * \text{CLF}$ (Watt)	Heat Gain คือ ความร้อนที่ปล่อยจากอุปกรณ์ มีหน่วยเป็น Watt ซึ่งสามารถหา ค่าได้จากการสอบถามเจ้าของโครงการ - CLF คือ Cooling Load Factor ที่เกี่ยวข้องกับระยะเวลาการเปิดอุปกรณ์ โดย CLF เป็น 1.0 ในกรณีที่ไม่ได้เปิดระบบปรับอากาศ 24 ชั่วโมงหรือเปิดตลอดเวลาที่มีคน

ตารางที่ 4.8 (ต่อ)

ลำดับ	ข้อมูล/สมการ	ความหมาย/อ้างอิง
4.1.2.4.3	ความร้อนสัมผัสจากอากาศภายนอกที่ไหลผ่านคอยล์เย็นเข้ามาโดยที่ไม่ได้แลกเปลี่ยนความร้อน (Bypass Outdoor Air)	
	$q_4 = 1.23 \times BF \times CMS_{vent} \times \Delta t$ (kw)	- BF คือ Bypass factor หรือสัดส่วนอากาศภายนอกที่ไหลผ่านคอยล์เย็นเข้ามา โดยที่ไม่ได้แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับห้องปรับอากาศทั่วไปจะมีค่าระหว่าง 0.1-0.2 - CMS_{vent} คือ อัตราการระบาย - Δt คือ ผลต่างของอุณหภูมิอากาศภายนอกกับภายในห้อง

ตารางที่ 4.9 ผลการคำนวณความร้อนสัมผัสที่เกิดขึ้นในห้อง (Internal Sensible Heat) เดือนธันวาคม

KIND OF LOAD	AMOUNT			Rate/Unit		TIME					
						14:00		15:00		16:00	
						CLF	kW	CLF	kW	CLF	kW
PEOPLE	7	x		0.07 0	kW/pax	1.00	0.49	1.00	0.49	1.00	0.49
LIGHTIN G	64	M ² x	20 W/M ²	0.18	KW	1.00	0.18	1.00	0.18	1.00	0.18
EQUIP. POWER	0.25	KW x	1	0.25	KW	1.00	0.25	1.00	0.25	1.00	0.25
SUB TOTAL (q ₄)							0.92		0.92		0.92
SUB TOTAL (q ₁)-(q ₄)							11.96		12.34		12.36
SAFETY FACTOR					%						
ROOM SENSIBLE HEAT							11.96		12.34		12.36
SUPPLY DUCT LOSS					%						
OUTDOO R AIR	0.15	BF x 1.23 x		0.05	CMSxTD	11.1	0.10	11.1	0.10	11.10	0.10
EFFECTIVE ROOM SENSIBLE HEAT (q ₁)-(q ₄)							12.06		12.44		12.46

4.1.2.5 ความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นภายในห้อง (Internal Latent Heat, q_5)

โดยแสดงวิธีการคำนวณดังตารางที่ 4.10 และผลการคำนวณความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นภายในห้อง (Internal Latent Heat) เดือนธันวาคม ดังตารางที่ 4.11 พบว่ามีค่าภาระการทำความเย็นเท่ากับ 0.61 kw เท่ากันทั้งหมดตลอดทั้ง 12 เดือน จากข้อมูลภาคผนวก ข ตารางที่ ข.15 เลือกใช้ข้อมูลนั่งทำงานในสำนักงาน ซึ่งในส่วนนี้ตำแหน่งที่ตั้งและทิศทางของอาคารไม่มีผลต่อภาระการทำความเย็น

ตารางที่ 4.10 วิธีคำนวณค่าความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นภายในห้อง (Internal Latent Heat)

ลำดับ	ข้อมูล/สมการ	ความหมาย/อ้างอิง
4.1.2.5	Internal Latent Heat	
4.1.2.5.1	คน (People)	
	$q_5 = N * \text{Latent Heat Gain (Watt)}$	-N คือ จำนวนคนในห้อง -Latent Heat Gain คือ ความร้อนแฝงจากคนหาได้จากภาคผนวก ข ตารางที่ ข.14
4.1.2.5.2	ความร้อนแฝงจากอากาศภายนอกที่ไหลผ่านคอยล์เย็นเข้ามาโดยที่ไม่ได้แลกเปลี่ยนความร้อน (Bypass outdoor air)	
	$q_5 = 3010 * BF * CMS_{\text{vent}} * \Delta x$ (kW)	BF คือ Bypass factor สำหรับห้องปรับอากาศทั่วไปมีค่าระหว่าง 0.1-0.2 -CMS _{vent} คือ อัตราการระบายอากาศ - Δx คือ ผลต่างของ Humidity Ratio ของอากาศภายนอกกับภายในห้อง

ตารางที่ 4.11 ผลการคำนวณความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นในห้อง (Internal Latent Heat) เดือนธันวาคม

KIND OF LOAD	AMOUNT		Heat Gain/Unit	kW	Heat Gain/Unit	kW	Heat Gain/Unit	kW
INFILTRATION		CMS						
PEOPLE	7	Persons	0.045	0.32	0.045	0.32	0.045	0.32
APPLIANCES						-		-
SUB TOTAL (q_5)				0.32		0.32		0.32

ตารางที่ 4.11 (ต่อ)

KIND OF LOAD					AMOUNT		Heat Gain/Unit	kW	Heat Gain/Unit	kW	Heat Gain/U nit	kW
SAFETY FACTOR						%						
ROOM LATENT HEAT								0.32		0.32		0.32
SUPPLY DUCT LOSS						%	-	-	-	-	-	-
OUTDOOR AIR	0.15	BF x 3010x	0.05	CMS x XD	0.01297			0.29	0.01297	0.29	0.01297	0.29
EFFECTIVE ROOM LATENT HEAT, q_5								0.61		0.61		0.61
EFFECTIVE ROOM TOTAL HEAT (q_1) – (q_5)								12.67		13.05		13.07

4.1.2.6 ความร้อนจากอากาศภายนอก (Outdoor Air Heat, q_6)

โดยแสดงวิธีการคำนวณดังตารางที่ 4.12 และผลการคำนวณผลการคำนวณความร้อนที่เกิดจากอากาศภายนอก (Outdoor Air Heat) เดือนธันวาคม ดังตารางที่ 4.13 พบว่ามีค่าภาระการทำความเย็นเท่ากับ 2.22 kw เท่ากันทั้งหมดตลอดทั้ง 12 เดือน ซึ่งในส่วนนี้ตำแหน่งที่ตั้งและทิศทางของอาคาร ไม่มีผลต่อภาระการทำความเย็น

ตารางที่ 4.12 วิธีคำนวณค่าความร้อนจากอากาศภายนอก (Outdoor Air Heat, q_6)

ลำดับ	ข้อมูล/สมการ	ความหมาย/อ้างอิง
4.1.2.6	Outdoor Air Heat	
4.1.2.6.1	ความร้อนสัมผัส (Sensible heat)	
	$q_6 = 1.23 * (1-BF) * CMS_{vent} * \Delta t$ (kw)	
4.1.2.6.2	ความร้อนแฝง (Latent heat)	
	$q_6 = 3010 * (1-BF) * CMS_{vent} * \Delta x$ (kw)	

ตารางที่ 4.13 ผลการคำนวณความร้อนที่เกิดจากอากาศภายนอก (Outdoor Air Heat) เดือนธันวาคม

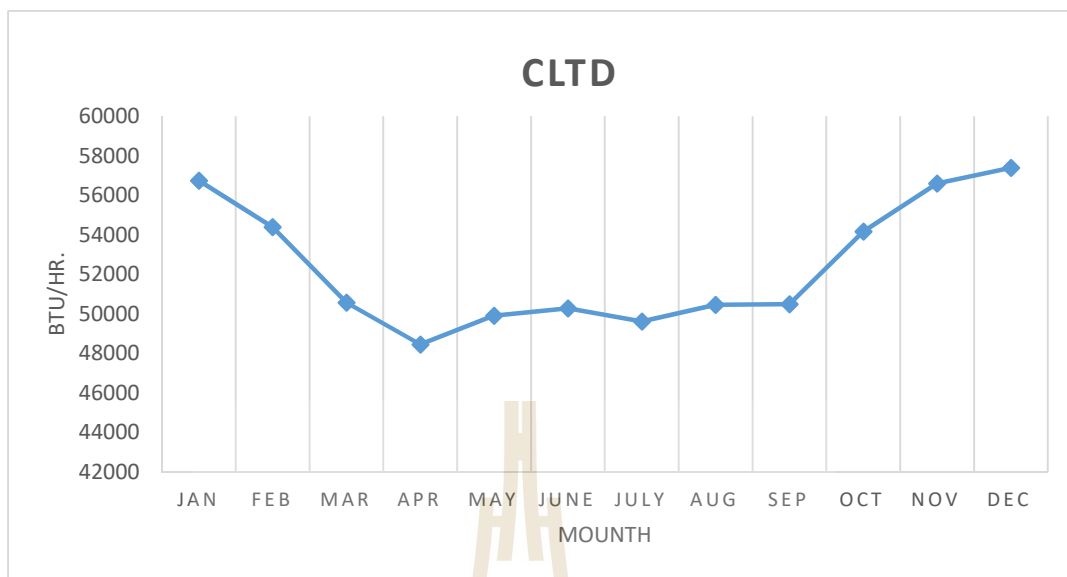
KIND OF LOAD					ΔDB	kW	ΔDB	kW	ΔDB	kW
SENSIBLE	0.85	$(1-BF) \times 1.23 \times$	0.05	CMS x TD	11.1	0.58	11.1	0.58	11.1	0.58
LATENT	0.85	$(1-BF) \times 3010 \times$	0.05	CMS x XD	0.01297	1.64	0.01297	1.64	0.01297	1.64
SUB TOTAL (q_6)						2.22		2.22		2.22
TOTAL (q_1)-(q_6)						14.89		15.27		15.29
RETURN DUCT LOSS & F.S.			10	%	0.10	1.49	0.10	1.53	0.10	1.53
GRAND TOTAL COOLING LOAD (q_{total})						16.38		16.79		16.82

4.1.3 ผลการคำนวณภาระการทำความเย็นและอัตราการใช้ไฟฟ้า

จากการคำนวณภาระการทำความเย็นของระบบปรับอากาศโดยใช้วิธี CLTD ได้ข้อมูลอัตราการใช้ไฟฟ้าและค่าไฟฟ้าที่ใช้ใน 12 เดือน พบว่าในเดือนธันวาคมมีภาระการทำความเย็นสูงสุด (q_{total}) 16.82 kw และน้อยสุด 14.20 kw ในเดือนเมษายน ณ เวลา 16.00 น. ซึ่งเกิดจากค่าการนำความร้อนผ่านตัวอาคาร (Conduction (Sensible Heat)) และค่าความร้อนจากการแผ่รังสีความร้อนผ่านตัวอาคารที่โปร่งแสง Radiation (Sensible Heat) ที่มีค่าสูงในตำแหน่ง,ทิศทางและช่วงเวลาที่พิจารณา ส่งผลให้มีภาระการใช้พลังงานไฟฟ้าดังตารางที่ 4.14 และรูปที่ 4.1 มีค่าไฟฟ้าเฉลี่ยที่ 6,607 บาทต่อเดือน โดยเปิดใช้ 5 ชั่วโมงต่อวันและค่าไฟฟ้า 4.3 บาทต่อหน่วย (ข้อมูลจากส่วนอาคารสถานที่ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี)

ตารางที่ 4.14 ข้อมูลอัตราการใช้ไฟฟ้าและค่าไฟฟ้าทั้ง 12 เดือน

No.	MONTH	q_{total} (KW)	BTU/Hr.	Baht
1	JAN	16.63	56,746.48	7,151.22
2	FEB	15.94	54,398.03	6,855.27
3	MAR	14.82	50,579.52	6,374.06
4	APR	14.20	48,452.56	6,106.02
5	MAY	14.63	49,909.29	6,289.60
6	JUNE	14.74	50,296.18	6,338.35
7	JULY	14.54	49,626.41	6,253.95
8	AUG	14.79	50,459.43	6,358.93
9	SEP	14.80	50,495.96	6,363.53
10	OCT	15.88	54,171.16	6,826.68
11	NOV	16.59	56,601.56	7,132.96
12	DEC	16.82	57,398.42	7,233.38
Avg.(Use 5 hr.,4.3 B/Unit)		15.37	52,427.92	6,606.99



รูปที่ 4.1 กราฟแสดงภาระการทำความเย็นระบบระบายความร้อนด้วยอากาศทั้ง 12 เดือน

4.2 ผลการการออกแบบระบบอากาศประหยัดพลังงานด้วยวิธีแลกเปลี่ยนความร้อนใต้ดิน (GHE)

แบบแนวนอน ด้วยโปรแกรม GLHEPro 5.0

เป็นโปรแกรมออกแบบเพื่อหาความยาวท่อที่น้อยที่สุด ผ่านการกรอกค่าพารามิเตอร์ต่างๆ
ดังนี้

4.2.1 กรอกค่า Cooling load จากการคำนวณหัวข้อที่ 4.1 ในโปรแกรม GLHEPro 5.0

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

Edit Loads on Heat Pump

Heat Pump Loads

Month	Total Heating kWh	Total Cooling kWh	Peak Heating kW	Peak Cooling kW
January	0	0	0	16.63
February	0	0	0	15.94
March	0	0	0	14.82
April	0	0	0	14.2
May	0	0	0	14.63
June	0	0	0	14.74
July	0	0	0	14.54
August	0	0	0	14.79
September	0	0	0	14.8
October	0	0	0	15.88
November	0	0	0	16.59
December	0	0	0	16.82

Duration of Peak Loads

Number of Peak heating hours: 0 Number of Peak Cooling hours: 5

Clear Loads Copy Paste Cancel OK

รูปที่ 4.2 การกรอกข้อมูลค่า Load on Heat Pump

4.2.2 กรอกข้อมูลค่าพารามิเตอร์ของร่องดิน (Borehole Parameters)

ใช้ค่าค่าสุดท้ายที่โปรแกรมยอมให้ในการกรอกข้อมูล เพื่อคำนวณหาค่าประสิทธิภาพความต้านทาน (Effective Resistance) เพื่อลดผลกระทบจากปัจจัยต่างๆในการใช้งานระยะยาวดังรูปที่ 4.3

Horizontal G-Function and Borehole Resistance Calculator

Straight Pipe Slinky

Length of each Trench: 83.36 m

Number of Parallel Trenches: 7

Distance between Trenches (g): 3.05 m

Configuration: Single

Average Burial Depth (d): 1.524 m

Tube Inside Diameter (D1): 28.200 mm Set

Tube Outside Diameter (D2): 32.000 mm

Tube Spacing (s): 304.800 mm

Fluid Factor: 1

Fluid Flow Properties

Volumetric Flow Rate/loop: 0.16 L/s

Convection Coefficient: 1532.678 W/(m²·K)

Reynolds Number: 10213

Fluid Properties

Fluid Type: Pure Water

Fluid Concentration: 100%

Average Temperature at Peak Conditions: 36.1°C

	Freezing Point °C	Density kg/m ³	Volumetric Heat kJ/(°K·m ³)	Conductivity W/(m·K)	Viscosity Pa·s
▶	0	993.65	4148.29	0.619	0.0007

Volumetric Heat Capacities

Soil: 1675.4800 kJ/(°K·m³)

Pipe: 1541.9989 kJ/(°K·m³)

Thermal Conductivity

Soil: 0.8657 W/(m·K)

Pipe: 0.3900 W/(m·K)

G-Function and Resistance Calculations

Calculate G-Functions Export G-Functions to File

Effective Resistance: 0.3781 °K/(W/m)

OK Cancel

รูปที่ 4.3 การกรอกข้อมูลค่า Borehole Parameters

- รูปแบบ Straight Pipe (ค่าเริ่มต้นที่โปรแกรมกำหนดให้ใช้และเพิ่มค่าในการวิเคราะห์)
 - o ความยาวของร่อง 28.956 ม. (95 ฟุต) รูปแบบ Straight Pipe
 - o จำนวนของร่อง 7 ร่อง และพิจารณาข้อมูลเพิ่มเป็น 9, 11, 13, 15, 17, 21 ร่อง
 - o ระยะห่างระหว่างร่อง 3.05 ม. (10 ฟุต) และพิจารณาข้อมูลเพิ่มเป็น 1.05, 2.05, 4.05, 5.05 ม.
 - o ความลึกร่องดิน 1.524 ม. (5 ฟุต) และพิจารณาข้อมูลเพิ่มเป็น 0.524, 1.024, 2.024, 2.524, 3.024, 3.524, 4.024 ม.
 - o การจัดวางท่อแบบชั้นเดียว ระยะห่างระหว่างท่อ 304.8 มม. (12 ฟุต) และพิจารณาข้อมูลเพิ่มเป็น 154.8, 204.8, 254.8, 354.8, 404.8, 454.8 มม.
 - o เลือกท่อ HDPE ชนิดของท่อ PN6 ขนาด DN25 (3/4")
 - o ค่าของเหลวในระบบ (Fluid Factor) เท่ากับ 1
- คุณสมบัติการไหลของของเหลว (Fluid Flow Properties)
 - o ชนิดของของเหลว ใช้น้ำบริสุทธิ์ (Pure Water) ความเข้มข้น 100 %
 - o อัตราการไหล (Volumetric Flow Rate/Loop) 0.16 ลิตร/วินาที หรือเลือกให้สอดคล้องกับปั๊มที่เลือกใช้

4.2.3 พารามิเตอร์ของดิน (Ground Parameters)

- เลือกตามตำแหน่งที่ตั้ง จ.นครราชสีมา ประเทศไทย เพื่อหาค่าการนำความร้อนของดิน (k) เท่ากับ 0.8657 W/m.K ดังรูปที่ 4.4

Select Soil Temperature Profile

By Location List | By Latitude/Longitude | Constant User Specified

Use the list boxes to load the records for your country into the table below.

Site Parameters

Region: ASIA

Country: Thailand

Ground Cover

☒ Short grass

☐ Tall grass

Search Table

View Temperature Profile

Cancel OK

Select the best record for your location:

Station	Average Temperature [°C]	Latitude	Longitude
MAE-SOT	27.37	16.67	98.55
MUKDAHAN	27.88	16.53	104.72
NAKHON-PHANOM	28.11	17.42	104.78
NAKHON-RATCHASIMA	28.35	14.97	102.08
NAKHON-SAWAN	29.74	15.8	100.17
NAKHON-SI-THAMMARAT	28.35	8.53	99.95

Note: These are undisturbed ground temperatures. Actual ground temperatures will vary, especially in urban areas. See Appendix D of User Manual for more information.

รูปที่ 4.4 การเลือกข้อมูลตำแหน่งที่ตั้งของอาคารที่ศึกษา

- เลือกคุณสมบัติของดินเป็น Light Soil (Damp) เพื่อให้ได้ค่า ดังรูปที่ 4.5

Soil Description	Thermal Conductivity [W/(m·°K)]	Density [kg/m³]	Specific Heat [kJ/(Kg·°K)]	Volumetric Heat [kJ/(°K·m³)]
Average Rock	2.4234	2803.2	0.836	2343.48
Dense Rock	3.462	3203.6	0.836	2678.21
Heavy Soil (Damp)	1.2982	2098.4	0.962	2018.66
Heavy Soil (Dry)	0.8957	1601.8	1.046	1675.48
Heavy Soil (Sat.)	2.4234	3203.6	0.836	2678.21
Light Soil (Damp)	0.8657	1601.8	1.046	1675.48
Light Soil (Dry)	0.3445	1441.6	0.836	1205.18
Black Cotton Soil	1.0978	304.34	10.0486	3058.22
Red Soil	1.0002	300	9.9984	3000
Sand-Gypsum	1.04	352.4	11.3047	3983.73

Selected Data is from the GLHEPro Standard library

Buttons: Export, Import, Add, Modify, Delete, Search, Show All, Select, Cancel

รูปที่ 4.5 การเลือกข้อมูลดินที่ตรง/ใกล้เคียงกับดินที่อยู่ในพื้นที่ของอาคารที่ศึกษา

- ค่าการนำความร้อน (Thermal Conductivity) 0.8657 W/(m·K) โดยใช้ค่าในการออกแบบที่ใกล้เคียงกับค่าการนำความร้อนของดินในมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี เท่ากับ 0.826 W/(m·K) ที่ความหนาแน่นแห้ง 1750 kg/m^3 (วชิรพงษ์ นิยมพันธ์, 2561)
- ค่าความหนาแน่น (Density) $1,601.8 \text{ kg/m}^3$
- ความร้อนจำเพาะ (Specific Heat) 1.046 kJ/(kg·K)
- ปริมาตรความร้อน (Volumetric Heat) $1,675.48 \text{ kJ/K·m}^3$

4.2.4 พารามิเตอร์ของเหลว (Fluid Parameters)

เลือกชนิดของเหลวเป็นน้ำบริสุทธิ์ (Pure Water) ความเข้มข้น 100 % ดังรูปที่ 4.6

Select Antifreeze Mixture

Select Fluid Characteristics

Fluid Type: Pure Water

Concentration (Wt%): 100

Mean Temperature: 36.1

Calculate Properties

Fluid Type: Pure Water

Average Temperature at Peak Conditions: 36.1°C

Fluid Concentration: 100%

Library

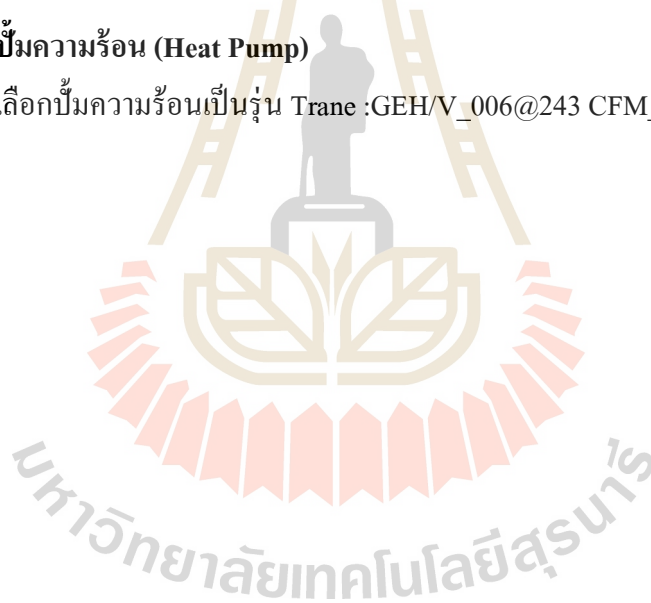
	Freezing Point	Density	Volumetric Heat Capacity	Conductivity	Viscosity
	°C	kg/m³	kJ/(°K·m³)	W/(m·°K)	Pa·s
▶	0	993.65	4148.29	0.619	0.0007

Close

รูปที่ 4.6 การเลือกข้อมูลชนิดของน้ำยาและความเข้มข้นที่ต้องการใช้

4.2.5 ปั๊มความร้อน (Heat Pump)

เลือกปั๊มความร้อนเป็นรุ่น Trane :GEH/V_006@243 CFM_1.8 GPM ดังรูปที่ 4.7



Select Heat Pump

Currently Selected Pump is from the Standard Library

Brand Name : Trane

Model : GECA006@250CFM_1.8GPM

Cooling
 Heat of Rejection = $QC[a + b(EFT) + c(EFT^2)]$ (kW)
 Power = $QC[d + e(EFT) + f(EFT^2)]$ (kW)

a	1.164480	d	0.133537
b	0.001548	e	0.002564
c	0.000059	f	0.000099

Heating
 Heat of Absorption = $QH[u + v(EFT) + w(EFT^2)]$ (kW)
 Power = $QH[x + y(EFT) + z(EFT^2)]$ (kW)

u	0.831260	x	0.334661
v	0.005342	y	-0.006212
w	-0.000053	z	0.000077

QC = Cooling load (kW)
 QH = Heating load (kW)
 EFT = Fluid temperature entering the Heat pump (°C)

☐ Export data to HVACSIM+ Type 565 parameter file

Select Cancel

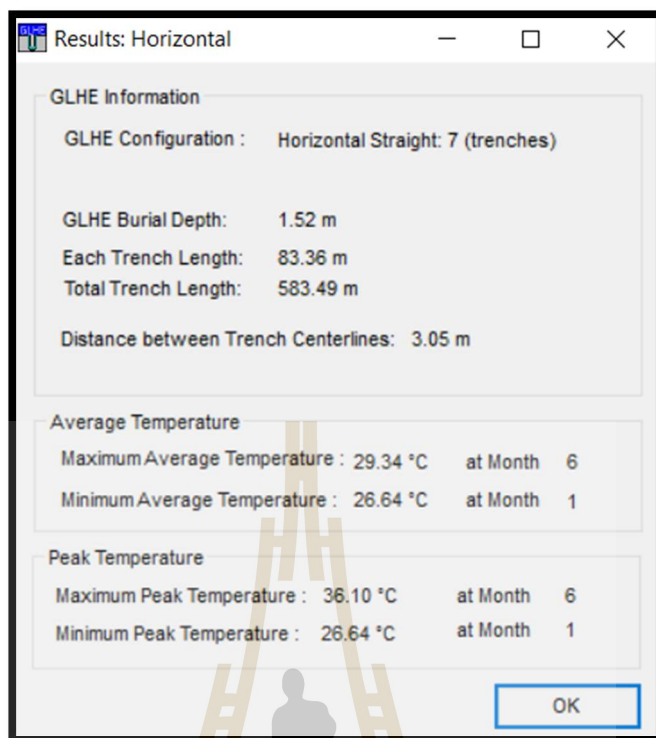
Library Utility
 Import
 Export

Maintenance
 Add
 Modify
 Delete

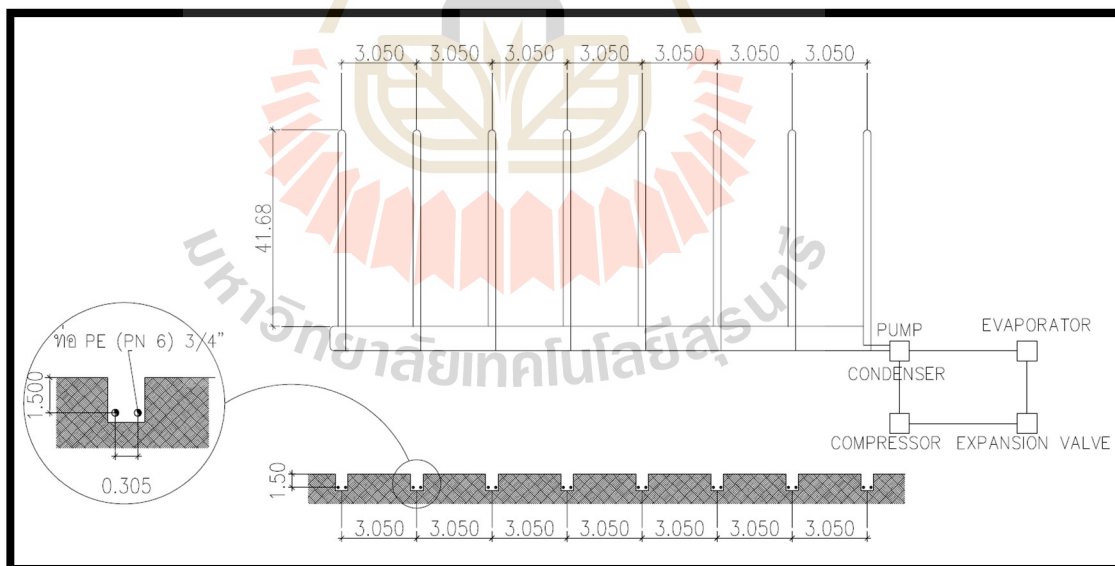
View Data
 Cooling Loads
 Heating Loads
 View Curve

รูปที่ 4.7 การเลือกปั๊มที่ต้องการใช้

4.2.6 ผลการคำนวณหาอุณหภูมิของระบบและความยาวท่อ โดยการรันโปรแกรม GLHEPro 5.0 ดังรูปที่ 4.8



รูปที่ 4.8 ผลการรันโปรแกรม GLHEPro 5.0



รูปที่ 4.9 รูปแบบการจัดวางท่อระบบ GHE ที่ได้จากการคำนวณในโปรแกรม GLHEPro 5.0

ตารางที่ 4.15 อุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในระบบ GHE

No.	MONTH	Max Average Temperature (°C)
1	JAN	26.64
2	FEB	26.90
3	MAR	27.75
4	APR	28.71
5	MAY	29.26
6	JUNE	29.34
7	JULY	29.22
8	AUG	29.17
9	SEP	29.13
10	OCT	28.80
11	NOV	28.04
12	DEC	27.14
Avg.		28.34

4.2.7 ผลการคำนวณภาระการทำความเย็นระบบ GHE และอัตราการใช้ไฟฟ้า

โดยใช้อุณหภูมิกระเปาะแห้งที่ 29.34 องศาเซลเซียส ซึ่งสูงที่สุดเกิดขึ้นภายในระบบ GHE ของตารางที่ 4.5 มาทำการคำนวณค่าภาระการทำความเย็นดังข้อ 4.1 อีกครั้งและจากผลการคำนวณ พบว่าในเดือนธันวาคมมีภาระการทำความเย็นสูงสุด 13.69 kw และน้อยสุด 11.54 kw ในเดือนเมษายน ณ เวลา 16.00 น. ซึ่งมีค่าลดลงจากอุณหภูมิในระบบ GHE มีค่าน้อยกว่าอุณหภูมิในอากาศถึง 6.76 องศาเซลเซียส ส่งผลให้มีภาระการใช้พลังงานไฟฟ้าดังตารางที่ 4.15 และรูปที่ 4.2 มีค่าไฟฟ้าเฉลี่ยที่ 5,386 บาทต่อเดือน โดยเปิดใช้ 5 ชั่วโมงต่อวันและค่าไฟฟ้า 4.3 บาทต่อหน่วย (ข้อมูลจากส่วนอาคารสถานที่ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี)

ซึ่งหากมีการเปลี่ยนแปลงค่าความลึก, ค่าการนำความร้อนและค่าความหนาแน่นของดินจะมีผลทำให้อุณหภูมิในระบบเพิ่มขึ้นหรือลดลงไม่เกิน 1 องศาเซลเซียสเท่านั้นแต่จะทำให้มีค่าใช้จ่ายในการก่อสร้างที่เพิ่มขึ้นดังตารางที่ 4.18 และ 4.20 ในขณะที่การเปลี่ยนแปลงจำนวนร่อง, ระยะห่างระหว่างร่อง, ระยะห่างระหว่างท่อและขนาดปั๊มน้ำ ไม่มีผลต่ออุณหภูมิของระบบ GHE ดังนั้นควรเลือกใช้ค่าเริ่มต้นที่โปรแกรมแนะนำเนื่องจากมีต้นทุนที่น้อยที่สุดดังตารางที่ 4.16, 4.17, 4.19 และ 4.21

ตารางที่ 4.16 การเปลี่ยนแปลงจำนวนร่องเพื่อตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ
(ใช้ระยะห่างระหว่างร่อง 3.05 ม, ระยะห่างท่อ 0.304, ลึก 1.524 ม. และ Light Soil (Damp))

ลำดับ	จำนวน ร่อง	ความ ยาวร่อง (m)	ความ ยาวท่อ (m)	อุณหภูมิมาก สุด		อุณหภูมิน้อย สุด		Flow Rate (l/s)	หมายเหตุ
				°C	เดือน	°C	เดือน		
1	7	83.36	583.49	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	ค่าเริ่มต้น
2	9	68.53	616.78	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.44	
3	11	58.16	639.78	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.76	
4	13	50.55	657.09	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	2.08	
5	15	44.68	670.25	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	2.4	
6	17	40.07	681.16	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	2.72	
7	19	36.31	689.93	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	3.04	
8	21	33.16	696.42	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	3.36	

ตารางที่ 4.17 การเปลี่ยนแปลงระยะห่างของร่องเพื่อตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ (ใช้
จำนวนร่อง 7 ร่อง, ระยะห่างท่อ 0.304, ลึก 1.524 ม. และ Light Soil (Damp))

ลำดับ	ระยะห่าง ร่อง(m)	ความ ยาวร่อง (m)	ความ ยาวท่อ (m)	อุณหภูมิมาก สุด		อุณหภูมิน้อย สุด		Flow Rate (l/s)	หมายเหตุ
				°C	เดือน	°C	เดือน		
1	1.05	83.36	583.49	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	
2	2.05	83.36	583.49	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	
3	3.05	83.36	583.49	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	ค่าเริ่มต้น
4	4.05	83.36	583.49	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	
5	5.05	83.36	583.49	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	

ตารางที่ 4.18 การเปลี่ยนแปลงความลึกของร่องเพื่อตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ (ใช้จำนวนร่อง 7 ร่อง, ระยะห่างท่อ 0.304 ม., ระยะห่างระหว่างร่อง 3.05 ม. และ Light Soil (Damp))

ลำดับ	ลึก (m)	ความ ยาวร่อง (m)	ความ ยาวท่อ (m)	อุณหภูมิมาก สุด		อุณหภูมิน้อย สุด		Flow Rate (l/s)	หมายเหตุ
				°C	เดือน	°C	เดือน		
1	0.524	90.6	634.24	30.10	พ.ค.	25.75	ธ.ค.	1.12	
2	1.024	86.09	602.64	29.67	มิ.ย.	26.19	ม.ค.	1.12	
3	1.524	83.36	583.49	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	ค่าเริ่มต้น
4	2.024	83.78	586.45	29.11	มิ.ย.	27.02	ก.พ.	1.12	
5	2.524	83.79	586.55	28.96	ก.ย.	27.26	ก.พ.	1.12	
6	3.024	84.46	591.25	28.86	ก.ย.	27.52	ก.พ.	1.12	
7	3.524	84.76	593.35	28.78	ต.ค.	27.71	มี.ค.	1.12	
8	4.024	84.75	593.23	28.71	ต.ค.	27.83	มี.ค.	1.12	

ตารางที่ 4.19 การเปลี่ยนแปลงระยะห่างของท่อเพื่อตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ (ใช้จำนวนร่อง 7 ร่อง, ระยะห่างระหว่างร่อง 3.05 ม., ลึก 1.524 ม. และ Light Soil (Damp))

ลำดับ	ระยะ ห่าง ท่อ (mm)	Effective Resistant k/(W/m)	ความยาว ร่อง(m)	ความ ยาวท่อ (m)	อุณหภูมิมาก สุด		อุณหภูมิน้อย สุด		Flow Rate (l/s)	หมายเหตุ
					°C	เดือน	°C	เดือน		
1	154.8	0.3188	84.63	592.44	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	
2	204.8	0.343	83.84	586.86	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	
3	254.8	0.3622	83.46	584.24	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	
4	304.8	0.3781	83.36	583.49	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	ค่าเริ่มต้น
5	354.8	0.3916	83.44	584.09	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	
6	404.8	0.4034	83.68	585.74	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	
7	454.8	0.4138	84.04	588.26	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	

ตารางที่ 4.20 การเปลี่ยนแปลงชนิดของดินเพื่อตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ (ใช้จำนวน
ร่อง 7 ร่อง, ระยะห่างระหว่างร่อง 3.05 ม, ระยะห่างท่อ 0.304 และลึก 1.524 ม.)

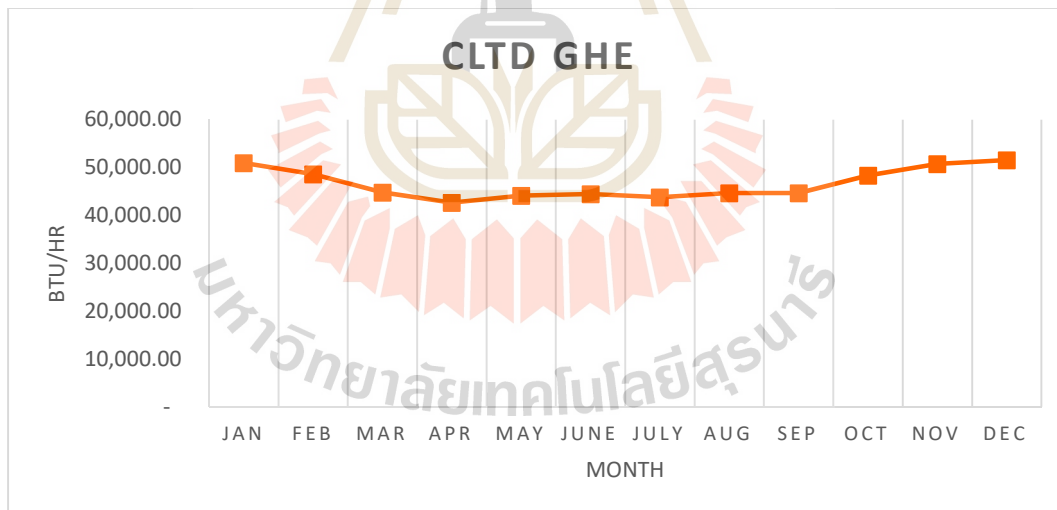
ลำดับ	Soil type	K W/(m.k)	Density (kg/m ³)	ความ ยาวร่อง (m)	ความ ยาวท่อ (m)	อุณหภูมิมากที่สุด		อุณหภูมิน้อย สุด		Flow Rate (l/s)	หมายเหตุ
						°C	เดือน	°C	เดือน		
1	Average Rock	2.423	2803.2	79.98	559.8	29.63	พ.ค.	26.24	ม.ค.	1.12	
2	Dense Rock	3.462	3203.6	78.66	550.6	29.72	พ.ค.	26.14	ม.ค.	1.12	
3	Heavy Soil(Damp)	1.298	2098.4	80.89	566.3	29.41	มิ.ย.	26.5	ม.ค.	1.12	
4	Heavy Soil(Dry)	0.896	1601.8	83.47	584.3	29.35	มิ.ย.	26.62	ม.ค.	1.12	
5	Heavy Soil(Sat.)	2.423	3203.6	77.17	540.2	29.56	มิ.ย.	26.31	ม.ค.	1.12	
6	Light Soil(Damp)	0.866	1601.8	83.35	583.5	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	ใช้

ตารางที่ 4.21 การเปลี่ยนแปลงขนาดปั้มน้ำเพื่อตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ (ใช้จำนวน
ร่อง 7 ร่อง, ระยะห่างระหว่างร่อง 3.05 ม, ระยะห่างท่อ 0.304 ม., ลึก 1.524 ม. และ
Light Soil (Damp))

ลำดับ	Pump GEH/V	ความยาว ร่อง(m)	ความยาว ท่อ(m)	อุณหภูมิมากที่สุด		อุณหภูมิน้อยสุด		อัตราการ ไหลของ น้ำ(l/s)	หมายเหตุ
				°C	เดือน	°C	เดือน		
1	1.8	83.36	583.49	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	ใช้
2	2.4	83.58	585.04	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	
3	3.7	82.76	579.31	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	
4	4.8	82.49	577.4	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	
5	7.2	81.43	570.01	29.34	มิ.ย.	26.64	ม.ค.	1.12	

ตารางที่ 4.22 ข้อมูลอัตราการใช้ไฟฟ้าและค่าไฟฟ้าทั้ง 12 เดือน ของระบบ GHE

No.	MONTH	LOAD(KW)	BTU/Hr	Baht
1	JAN	13.54	46,187.39	5,820.56
2	FEB	12.98	44,282.20	5,580.47
3	MAR	12.04	41,075.08	5,176.30
4	APR	11.54	39,376.10	4,962.20
5	MAY	11.98	40,893.97	5,153.48
6	JUNE	12.10	41,280.86	5,202.24
7	JULY	11.90	40,611.09	5,117.83
8	AUG	12.13	41,382.97	5,215.10
9	SEP	12.01	40,991.52	5,165.77
10	OCT	12.91	44,055.33	5,551.88
11	NOV	13.49	46,042.47	5,802.30
12	DEC	13.69	46,717.05	5,887.31
Avg(Use 5 hr.,4.3 B/Unit)		12.53	42,741.34	5,386.29



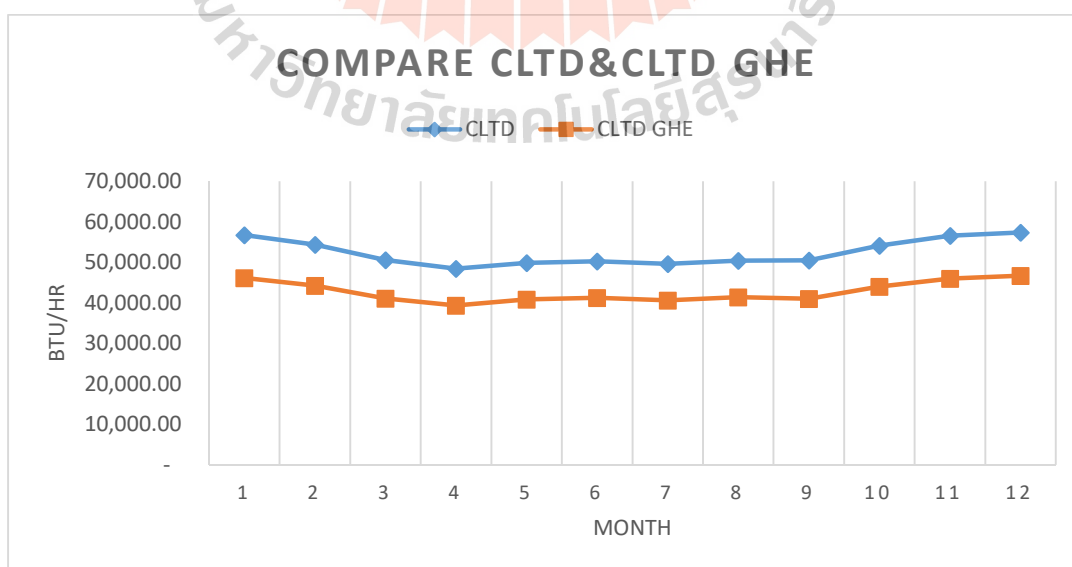
รูปที่ 4.10 กราฟแสดงภาระการทำความเย็นของระบบปรับอากาศระบบ GHE ทั้ง 12 เดือน

4.3 การวิเคราะห์ผลทางเศรษฐศาสตร์เบื้องต้น

4.3.1 เปรียบเทียบค่าการใช้ไฟฟ้าแบบปกติกับการคำนวณค่าการใช้ไฟฟ้าจากระบบ GHE

ตารางที่ 4.23 เปรียบเทียบค่าการใช้ไฟฟ้าแบบปกติกับการคำนวณค่าการใช้ไฟฟ้าจากระบบ GHE

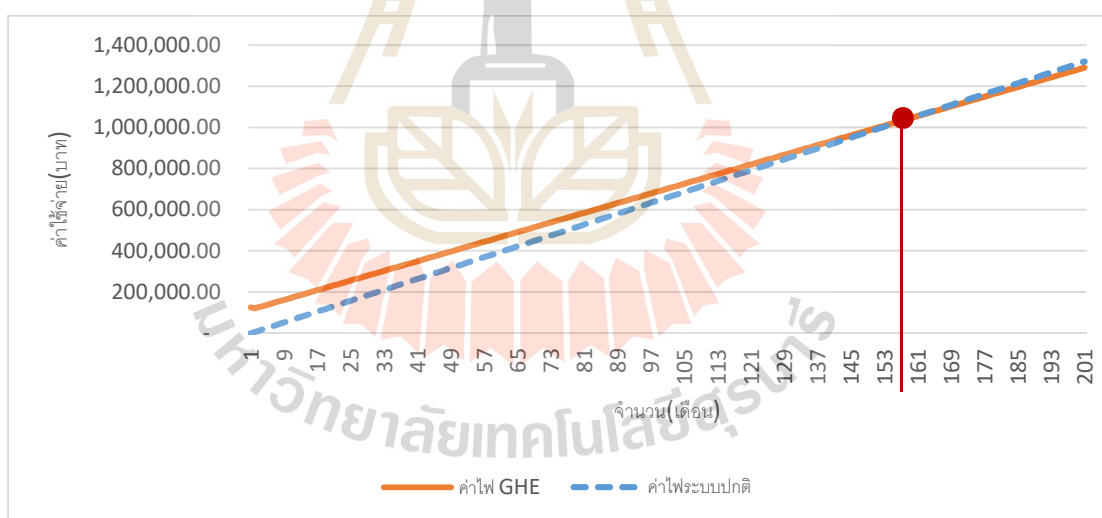
No.	MONTH	Cooling Load			Cooling Load GHE			Remark
		BTU	q _{total} (KW)	EE(Baht)	BTU	q _{total} (KW)	EE(Baht)	
1	JAN	56,746.48	16.63	7,151.22	46,187.39	13.54	5,820.56	
2	FEB	54,398.03	15.94	6,855.27	44,282.20	12.98	5,580.47	
3	MAR	50,579.52	14.82	6,374.06	41,075.08	12.04	5,176.30	
4	APR	48,452.56	14.20	6,106.02	39,376.10	11.54	4,962.20	
5	MAY	49,909.29	14.63	6,289.60	40,893.97	11.98	5,153.48	
6	JUNE	50,296.18	14.74	6,338.35	41,280.86	12.10	5,202.24	
7	JULY	49,626.41	14.54	6,253.95	40,611.09	11.90	5,117.83	
8	AUG	50,459.43	14.79	6,358.93	41,382.97	12.13	5,215.10	
9	SEP	50,495.96	14.80	6,363.53	40,991.52	12.01	5,165.77	
10	OCT	54,171.16	15.88	6,826.68	44,055.33	12.91	5,551.88	
11	NOV	56,601.56	16.59	7,132.96	46,042.47	13.49	5,802.30	
12	DEC	57,398.42	16.82	7,233.38	46,717.05	13.69	5,887.31	
Avg (Use 5 hr.,4.3 B/Unit)		52,427.92	15.37	6,606.99	42,741.34	12.53	5,386.29	
		ผลต่างการใช้พลังงานไฟฟ้า(KW)					2.84	18.48 %
		ผลต่างค่าไฟฟ้า(Baht/month)					1,220.71	18.48 %



รูปที่ 4.11 กราฟเปรียบเทียบภาระการทำความเย็นของระบบปรับอากาศทั้ง 2 ระบบ

4.3.2 ประเมินค่าก่อสร้างระบบปรับอากาศจากระบบ GHE หาจุดคุ้มทุน

- พื้นที่ก่อสร้าง 906.54 ตร.ม. (41.68 ม. x 21.75 ม.)
 - เครื่องจักรชุดและถม ทำงาน 2 วัน x 20,000 บาท = 40,000 บาท
 - ค่าวัสดุท่อ PE PN6 DN32(1.5”) จำนวน 98 ท่อน x 34.4 = 20,228 บาท
 - Fiting&accessories สำหรับท่อ = 7,080 บาท
 - Pump Trane รุ่น GECA006@250CFM_1.8GPM = 22,870 บาท
 - ค่าแรงติดตั้งระบบ GHE ทำงาน 7 วัน คนงาน 7 คน = 24,500 บาท
 - รวม = 114,678 บาท
 - หาจุดคุ้มทุน(Break – even point)
 - มูลค่างาน = ต้นทุนรวม + ค่าไร = ต้นทุนคงที่ + ต้นทุนผันแปร
- มูลค่าระบบ GHE = 114,678 + 5,386 x จำนวนเดือน
- มูลค่าระบบปกติ = 0 + 6,607 x จำนวนเดือน
- ดังนั้นจุดคุ้มทุนอยู่จะที่เดือนที่ 157.3 หรือ 13 ปี 1 เดือน ดังรูปที่ 4.12



รูปที่ 4.12 กราฟแสดงจุดคุ้มทุนของระบบ GHE เทียบกับระบบปรับอากาศปกติ

4.3.3 วิเคราะห์ความเหมาะสมในการลงทุน

- การติดตั้งใช้พื้นที่มาก จึงเหมาะกับบ้านหรืออาคารที่มีพื้นที่รอบบ้านดังนั้นจึงเหมาะกับพื้นที่ที่มีราคาที่ดินไม่สูง
- ระบบนี้มีค่าใช้จ่ายในการลงทุนไม่สูงมากนักแต่ระยะเวลาคืนทุนยาวนาน
- ผลต่างค่าไฟฟ้าเฉลี่ยต่อเดือน เท่ากับ 18.48 %

- แม้ระบบ GHE จะทำให้ประหยัดไฟฟ้า แต่ในการออกแบบต้องใช้ค่าความยาวท่อที่มากที่สุดดังนั้นจึงทำให้บางเดือนสิ้นเปลืองพลังงาน
- ระบบ GHE สามารถลดขนาดแอร์จาก 56,000 BTU เหลือ 47,000 BTU เนื่องจากมีภาระในการทำความเย็นที่ลดลง ทำให้มีค่าใช้จ่ายในการซื้อเครื่องปรับอากาศใหม่ลดลงตามไปด้วย



บทที่ 5

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการศึกษา

- 5.1.1 การคำนวณ Cooling Load แบบระบายความร้อนด้วยอากาศ พื้นที่อาคาร 64 ตร.ม. มีค่ามากที่สุด 16.82 kw (57,782 BTU) เดือนธันวาคม และน้อยที่สุด 14.20 kw (48,453 BTU) เดือนเมษายน ซึ่งเกิดจากค่าการนำความร้อนผ่านตัวอาคารและค่าการนำความร้อนผ่านตัวอาคารที่โปร่งแสงที่มีค่าสูงจากตำแหน่งที่ตั้ง, ทิศทางของอาคารตลอดจนช่วงเวลาที่ใช้พิจารณาในการคำนวณ
- 5.1.2 การคำนวณ Cooling Load แบบระบายความร้อนใต้ดิน (GHE) ประเภท Closed-Loop System แบบ Horizontal พื้นที่อาคาร 64 ตร.ม. มีค่ามากที่สุด 13.69 kw (46,717 BTU) เดือนธันวาคม และน้อยที่สุด 11.54 kw (39,376 BTU) เดือนเมษายน โดยใช้แบบ Straight Pipe จัดวางชั้นเดียวขนาด 3/4 นิ้ว ความยาวท่อรวม 583.52 ม., ความลึกร่องดิน 1.524 ม., ระยะห่างระหว่างร่องดิน 3.05 ม. ใช้พื้นที่ในการจัดทำระบบ 906.54 ตร.ม.
- 5.1.3 อาคารนี้ควรติดตั้งระบบ GHE เนื่องจากมีพื้นที่ว่างรอบตัวอาคาร โดยอาคารส่วนใหญ่มีระยะเวลาการใช้งาน 30-50 ปี ซึ่งระบบ GHE นี้มีระยะเวลาการคืนทุนที่ 13 ปี

5.2 ข้อเสนอแนะ

- 5.2.1 ยังไม่ได้พิจารณาเรื่องความร้อนสะสมในดินในระยะยาว

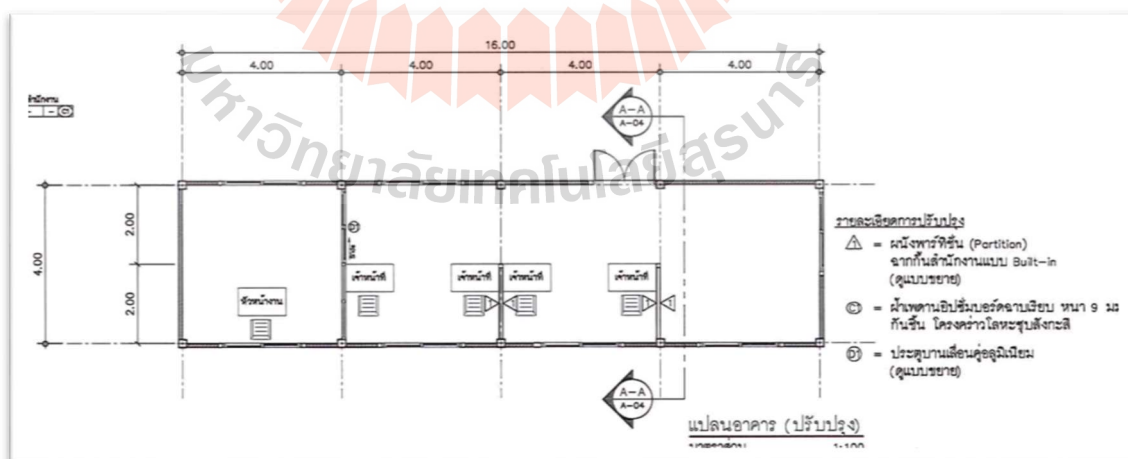
เอกสารอ้างอิง

- นพรัตน์ เกตุขาว. (2015). หลักการออกแบบระบบปรับอากาศและระบายอากาศ โดยวิธี Cooling Load Temperature Difference / Solar Cooling Load / Cooling Load Factor (CLTD / SCL CLF), p.1.1-2.1
- วชิรพงษ์ นิยมพันธ์ (2018), การศึกษาปัจจัยที่ส่งผลต่อการนำความร้อนของดิน.สาขาวิชาการบริหารงานก่อสร้างและสาธารณูปโภคมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี, p.35
- Burkhard Sanner. (2003). **Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in Europe**, Geothermics 32(4–6) August–December 2003: p.579– 588.
- Kasumi Yasukawa. (2009). **Geothermal heat pump application for space cooling in Kamphaengphet, Thailand**, Bulletin of the Geological Survey of Japan, Vol.60(9/10), p.491-501.
- Kasumi Yasukawa. (2009). **Groundwater Temperature Survey for Geothermal Heat Pump Application in Tropical Asia**, Bulletin of the Geological Survey of Japan, Vol.60 (9/10), p.459-467.
- Rojana Paibulya. (2009). **Field Efficiency of Split-Type Air Conditioners with Evaporative-Cooled Condensers**. คณะสถาปัตยกรรมศาสตร์และการผังเมือง มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์.
- S.A. M. Said. (2009). **Horizontal Ground Heat Exchanger Design for Ground-Coupled Heat Pumps**, King Fahd University of Petroleum & Minerals Dhahran Saudi Arabia., p.1-8.
- Steve Kavanaugh & Kevin Rafferty. (2014). **Geothermal Heating and Cooling Design of Ground-Source Heat Pump Systems**, ASHRAE, p.1-224.
- Steve Kavanaugh & Kevin Rafferty. (1997). **Ground-Source Heat Pumps Design of Geothermal Systems For Commercial and Institutional Building**, ASHRAE, p.1-68.
- School of Mechanical and Aerospace Engineering, Oklahoma State University (2003), **GLHEPro 5.0 For Window, Draft March 31, 2016**, p.1-150.
- Youhei Uchida. (2009). **Subsurface Thermal Regime in the Chao-Phraya Plain, Thailand**, Bulletin of the Geological Survey of Japan, Vol.60 (9/10), p.469-489.





รูปที่ ก.1 แผนที่อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม ส่วนอาคารสถานที่ ธนาคารขยะรีไซเคิล



รูปที่ ก.2 แปลนอาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม ส่วนอาคารสถานที่ ธนาคารขยะรีไซเคิล



รูปที่ ก.5 รูปหน้าอาคาร(ทิศใต้)อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม ส่วนอาคารสถานที่ ธนาคารขยะรีไซเคิล



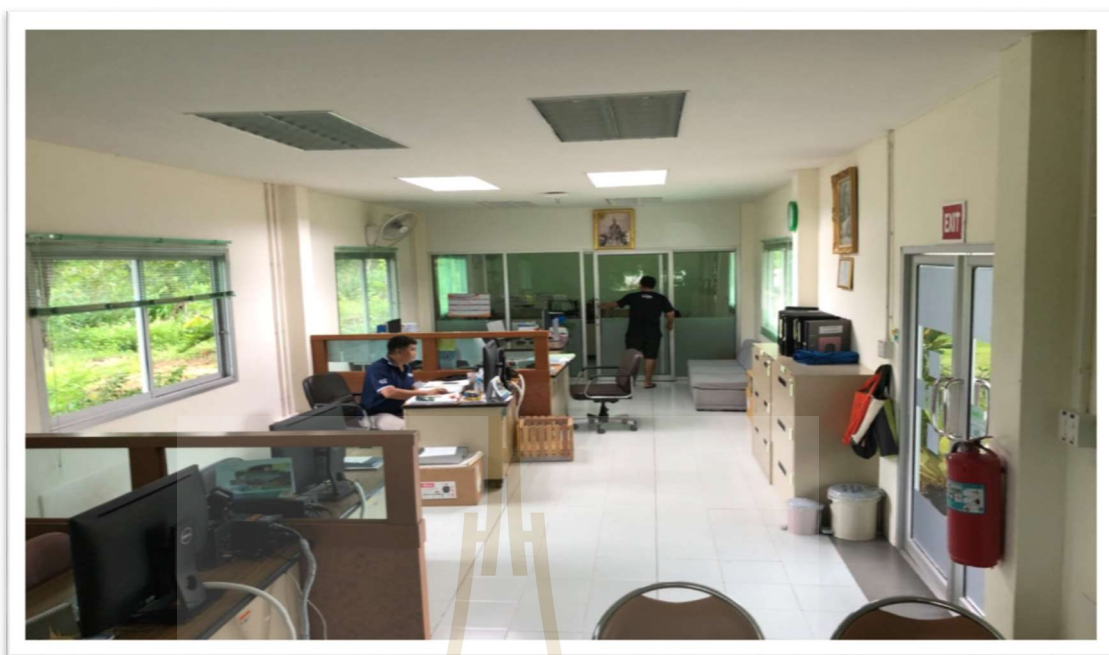
รูปที่ ก.6 รูปข้างอาคาร (ทิศตะวันตก) อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม



รูปที่ ก.7 รูปหลังอาคาร (ทิศเหนือ) อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม



รูปที่ ก.8 รูปข้างอาคาร (ทิศตะวันออก) อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม



รูปที่ ก.9 รูปภายในอาคาร อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม





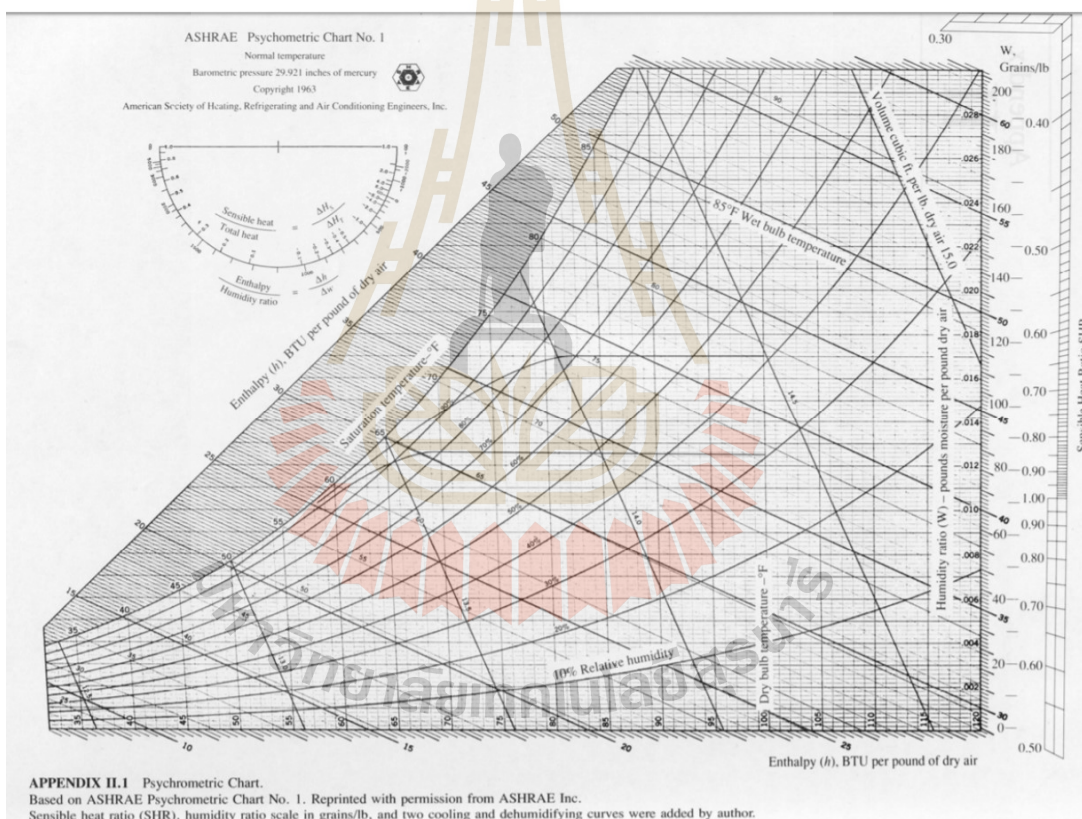
รูปที่ ก.10 รูปตำแหน่งที่ตั้ง อาคารหน่วยสิ่งแวดล้อม



ภาคผนวก ข ตารางที่ใช้ในการคำนวณภาระการทำความเย็นของอาคาร โดยวิธี CLTD

ตารางที่ ข.1 Cooling and Dehumidification Design Condition ของประเทศไทย

สถานที่	Cooling DB/MWB						Evaporation WB/MDb						Dehumidification DP/MDb and HR									Range of DB	
	0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%		0.4%			1%			2%				
	DB	MWB	DB	MWB	DB	MWB	WB	MDb	WB	MDb	WB	MDb	DP	HR	MDb	DP	HR	MDb	DP	HR	MDb		
กรุงเทพฯ	37.1	26.5	36.1	26.1	35.2	25.7	28.8	34.3	28.1	32.7	27.6	31.9	27.5	23.4	31.3	27.1	22.9	30.6	26.7	22.3	30.3	9.3	
	เชียงใหม่	37.8	22.5	36.8	22.4	35.5	22.6	26.1	31.7	25.7	31.2	25.4	30.8	25.0	20.9	28.1	24.2	19.9	27.8	24.1	19.7	27.4	13.6
	เชียงราย	36.8	22.0	35.6	22.0	34.3	22.6	26.2	31.5	25.9	31.1	25.6	30.7	24.9	21.0	28.7	24.6	20.6	28.4	24.3	20.2	28.0	13.9
อุบลราชธานี	35.2	26.2	34.2	26.3	33.5	26.2	27.6	33.2	27.2	32.6	26.9	32.1	26.1	21.5	30.8	25.7	21.0	30.3	25.5	20.7	30.1	9.3	
	หาดใหญ่	35.0	24.9	34.2	24.9	33.9	24.9	26.7	31.6	26.6	31.5	26.2	30.9	25.9	21.3	28.5	25.3	20.5	27.9	25.2	20.4	27.8	10.0
	เพชรบูรณ์	38.3	25.5	37.3	25.4	36.2	25.3	27.7	33.5	27.2	32.9	27.0	32.5	26.2	21.9	30.8	25.9	21.5	30.3	25.6	21.1	29.9	11.6
แพร่	38.6	24.6	37.4	24.8	36.3	24.5	27.3	33.1	27.0	32.5	26.7	32.2	26.0	21.8	30.0	25.6	21.3	29.7	25.3	20.9	29.4	12.3	
	ตาก	39.1	23.2	38.1	23.5	37.1	23.3	26.7	32.2	26.3	31.7	26.1	31.3	25.4	20.9	28.6	25.1	20.5	28.5	24.7	20.0	28.2	10.4



รูปที่ ข.1 Psychrometric Chart

ตารางที่ ข.2 Ventilation Requirements for Occupants

	Estimated		Required ventilation air per human occupant			
	persons/1000 ft ²	persons/1 m ²	Minimum		Recommended	
	floor area ^f	floor area ^f	cfm	CMH	cfm	CMH
RESIDENTIAL						
Single Unit Dwellings						
- General Living Areas, Bedrooms, Utility Rooms	5	0.054	5	8	7 - 10	11.9 - 17
- Kitchens, Baths, Toilet Rooms ^a			20	34	30 - 50	51 - 85
Multiple Unit Dwellings and Mobile Homes						
- General Living Areas, Bedrooms, Utility Rooms	7	0.075	5	8.5	7 - 10	11.9 - 17
- Kitchens, Baths, Toilet Rooms ^a			20	34	30 - 50	51 - 85
- Garages ^b			1.5	2.5	2 - 3	3.4 - 5.1
COMMERCIAL						
Public Rest Rooms	100	1.076	15	25.5	20 - 25	34 - 42.5
General Requirement - Merchandising (Apply to all forms unless specially noted)						
- Sales Floors (Basement and Ground Floors)	30	0.323	7	11.9	10 - 15	17 - 25.5
- Sales Floors (Upper Floors)	20	0.215	7	11.9	10 - 15	17 - 25.5
- Storage Areas (Serving Sales Areas and Storerooms)	5	0.054	5	8.5	7 - 10	11.9 - 17
- Dressing Rooms			7	11.9	10 - 15	17 - 25.5
- Malls and Arcades	40	0.431	7	11.9	10 - 15	17 - 25.5
- Shipping and Receiving Areas	10	0.108	15	25.5	15 - 20	25.5 - 34
- Warehouses	5	0.054	7	11.9	10 - 15	17 - 25.5
- Elevators			7	11.9	10 - 15	17 - 25.5
- Meal Processing Rooms ^c	10	0.108	5	8.5	5	8.5
Pharmacists Workrooms	10	0.108	20	34	25 - 30	42.5 - 51
Pet Shops ^b			1	1.7	1.5 - 2	2.5 - 3.4
Florists ^d	10	0.108	5	8.5	7	11.9
Greenhouses ^{de}	1	0.011	5	8.5	7 - 10	11.9 - 17
Bank Vaults			5	8.5	5	8.5
Dining Rooms	70	0.753	10	17	15 - 20	25.5 - 34
Kitchens ^t	20	0.215	30	51	35	59.5
Cafeterias, Short Order						
Drive-Ins, Seating Areas	100	1.076	30	51	35	59.5
Bars (predominantly Stand - up)	150	1.615	30	51	40 - 50	68 - 85
Cocktail Lounges	100	1.076	30	51	35 - 40	59.5 - 68
Offices						
- General Office Space	10	0.108	15	25.5	15 - 25	25.5 - 42.5
- Conference Rooms	60	0.646	25	42.5	30 - 40	51 - 68
- Drafting Rooms, Art Rooms	20	0.215	7	11.9	10 - 15	17 - 25.5
- Doctors Consultation Rooms			10	17	10 - 15	17 - 25.5
- Waiting Rooms	30	0.323	10	17	15 - 20	25.5 - 34

ตารางที่ ข.3 อัตราการระบายอากาศในกรณีที่มีระบบปรับภาวะอากาศตามกฎหมาย

(ที่มา: กฎกระทรวงฉบับที่ 39 (พ.ศ.2537) ออกตามความในพระราชบัญญัติควบคุมอาคาร พ.ศ.2522)

ลำดับ	สถานที่ (ประเภทการใช้)	CMH/m ²
1	ห้างสรรพสินค้า (ทางเดินชมสินค้า)	2
2	โรงงาน	2
3	สำนักงาน	2
4	สถานอาบ อบ นวด	2
5	สถานที่สำหรับติดต่อธุรกิจในธนาคาร	2
6	ห้องพักในโรงแรมหรืออาคารชุด	2
7	ห้องปฏิบัติการ	2
8	ร้านตัดผม	3
9	สถานกีฬาในร่ม	4
10	โรงมหรสพ (บริเวณที่นั่งสำหรับคนดู)	4
11	ห้องเรียน	4
12	สถานบริหารร่างกาย	5
13	ร้านเสริมสวย	5
14	ห้องประชุม	6
15	ห้องน้ำ ห้องส้วม	10
16	สถานที่จำหน่ายอาหารและเครื่องดื่ม (ห้องรับประทานอาหาร)	10
17	ไนท์คลับ บาร์ หรือสถานสันทนาการ	10
18	ห้องครัว	30
19	สถานพยาบาล	
	- ห้องคนไข้	2
	- ห้องผ่าตัดและห้องคลอด	8
	- ห้องช่วยชีวิตฉุกเฉิน	5
	- ห้อง ไอ.ซี.ยู. และห้อง ซี.ซี.ยู.	5

ตารางที่ ข.4 อุณหภูมิที่แตกต่างใช้คำนวณภาระการทำความเย็น สำหรับหลังคา CLTD from Flat Roofs, °C สำหรับหลังคาที่มีฝ้าเพดาน

หลังคาแบบ	U W/m ² C	มีฝ้าเพดาน With Suspended Ceiling																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1 โลหะ อนุหนา 25 mm	0.761	1	0	-1	-2	-3	-3	0	5	13	20	28	35	40	43	43	41	37	31	23	15	10	7	5	3
2 ไม้หนา 25 mm อนุหนา 25 mm	0.653	11	8	6	5	3	2	1	2	4	7	12	17	22	27	31	33	35	34	32	28	24	20	17	1
3 คอนกรีตมวลเบาหนา 100 mm	0.761	10	8	6	4	2	1	0	0	2	6	10	16	21	27	31	34	36	36	34	30	26	21	17	15
4 คอนกรีตหนา 50 mm อนุหนา 25 mm	0.744	16	14	13	11	10	8	7	7	8	9	11	14	17	19	22	24	25	26	26	25	23	21	20	18
5 ไม้หนา 25 mm อนุหนา 50 mm	0.471	14	11	9	7	5	4	3	3	4	6	10	14	18	23	27	30	31	32	31	29	26	22	19	18
6 คอนกรีตมวลเบาหนา 150 mm	0.619	18	15	13	11	9	7	6	4	4	6	9	12	16	20	24	27	29	30	30	28	26	23	20	
7 ไม้หนา 64 mm อนุหนา 25 mm	0.545	19	18	16	14	13	12	10	9	8	8	9	10	12	14	17	19	21	23	24	25	24	23	22	23
8 คอนกรีตมวลเบาหนา 200 mm	0.528	22	20	18	16	15	13	11	10	9	8	8	8	9	11	14	16	19	21	23	25	25	25	24	23
9 คอนกรีตหนา 100 mm อนุหนา 25 mm	0.727	17	16	15	14	13	13	12	11	11	11	12	13	15	16	18	19	20	21	21	21	23	20	19	18
10 ไม้หนา 64 mm อนุหนา 50 mm	0.409	19	18	17	16	14	13	12	11	10	10	10	11	12	14	16	18	19	21	22	23	23	22	22	23
11 คอนกรีตหนา 150 mm อนุหนา 25 mm	0.710	16	16	15	15	14	13	13	12	12	12	12	13	14	15	16	17	18	18	19	19	19	18	18	18
12 ไม้หนา 100 mm อนุหนา 25 mm	0.465	20	19	19	18	17	16	15	14	14	13	12	12	12	13	14	15	16	18	19	20	20	20	20	20

ตารางที่ ข.5 Overall coefficients of heat transmission of various material

1) ผนังแบบต่างๆ Wall Construction Group Description

วัสดุที่ใช้สร้างผนัง	Group	U	U	WT	WT
		W/(m ² .C)	Btu/(h.ft ²)	Kg/m ²	lb/ft ²
คอนกรีตบล็อก 2 ชั้น 2*100 mm+อากาศ+ฉนวน	D	1.59	0.28	239.3	48.9
คอนกรีตบล็อก 2 ชั้น 2*100 mm+อากาศ+ฉนวน+พอยล์	D	1.02	0.18	239.3	48.9
คอนกรีตบล็อก 2 ชั้น 2*100 mm+ฉนวน 25 mm	D	0.97	0.17	240.1	49.1
ก่ออิฐ 2 ชั้น (2*100 mm) ฉนวน	D	2.35	0.41	440.0	90.0
ก่ออิฐ 2 ชั้น (2*100 mm) + อากาศ ฉนวน	D	1.69	0.30	440.0	90.0
ก่ออิฐ 2 ชั้น (2*100 mm) + ฉนวน 25 mm ฉนวน	D	0.85	0.15	449.0	92.0
คอนกรีต 100 mm + ฉนวน 25 mm + ยิบซัมบอร์ด	D	1.14	0.20	306.6	62.7
คอนกรีต 100 mm + ฉนวน 50 mm + ยิบซัมบอร์ด	D	0.68	0.12	307.3	62.8
คอนกรีต 150 mm + ฉนวน	D	3.29	0.58	383.1	78.3
ก่ออิฐ 100 mm ฉนวน	E	2.84	0.50	236.4	48.3
คอนกรีตบล็อก 150 mm +ฉนวน	E	2.67	0.47	189.9	38.8
คอนกรีต 100 mm +ฉนวน	E	3.69	0.65	268.7	54.9
คอนกรีตบล็อก 100 mm +ฉนวน	F	2.90	0.51	140.0	28.6
ไม้อัด 2 ชั้น 2*6 mm	G	2.16	0.38	8.8	1.8
คอนกรีต 400 mm +ฉนวน	A	2.27	0.40	1076.0	220.0

ตารางที่ ข.6 อุณหภูมิที่แตกต่างใช้คำนวณภาระการทำความเย็น สำหรับผนัง Cooling Load

Temperature Differences (CLTD) from Sunlit Wall, °C (ดู Group ได้จากตาราง ข.6)

ทิศ/เวลา		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Group F	N	5	4	3	2	1	1	1	2	3	4	5	6	8	9	11	12	12	13	13	13	11	9	7	6
	NE	5	4	3	2	1	1	3	8	13	16	17	16	16	15	15	15	15	14	13	12	10	9	7	6
	E	5	4	3	2	2	1	4	9	16	21	24	25	24	22	20	18	18	17	15	13	11	10	8	7
	SE	5	4	3	2	2	1	2	6	10	15	20	23	24	23	22	19	19	17	16	14	12	10	8	7
	S	5	4	3	2	2	1	1	1	2	4	7	11	15	19	21	21	21	19	17	15	12	10	8	7
	SW	8	6	5	4	3	2	1	1	2	3	4	6	10	14	20	28	28	30	29	26	20	16	13	10
	W	9	7	5	4	3	2	2	2	2	3	4	6	8	11	16	27	27	32	33	30	24	19	15	12
	NW	8	6	4	3	2	2	1	1	2	3	4	6	7	9	12	19	19	24	26	24	20	16	12	10
Group G	N	2	1	0	0	0	1	4	5	5	7	8	10	12	13	13	14	14	15	12	8	6	5	4	3
	NE	2	1	1	0	0	5	15	22	22	20	16	15	15	15	15	14	14	12	10	8	6	5	4	3
	E	2	1	1	0	0	6	17	26	30	31	28	22	19	17	17	15	15	13	11	8	7	5	4	3
	SE	2	1	1	0	0	3	10	18	24	27	28	27	23	20	18	15	15	13	11	8	7	6	4	3
	S	2	1	1	0	0	0	1	3	7	12	17	22	25	26	24	17	17	14	11	8	7	5	4	3
	SW	3	2	2	0	0	0	1	3	4	6	9	14	21	28	33	34	34	29	20	13	10	7	6	4
	W	4	3	2	1	1	1	1	3	5	6	8	10	15	23	31	40	40	37	27	16	11	8	6	5
	NW	3	2	1	0	0	0	1	3	4	6	8	10	12	15	20	31	31	31	23	14	10	7	5	4

ตารางที่ ข.7 ค่าแก้ไขหลังคาและผนัง ที่เส้นรุ้งอื่นๆของทุกเดือน CLTD Correction for latitude and

Month Applied to Walls, Roofs, North Latitudes, °C (LM)

เส้นรุ้งที่(Lat)	เดือน	N	NE	E	SE	S	HOR
			NW	W	SW		
8 (หาดใหญ่)	Dec	-2.2	-3.3	-1.6	2.2	6.6	-2.7
	Jan/Now	-1.6	-3.3	-1.1	1.6	5.5	-2.2
	Feb/Oct	-1.6	-1.6	-0.5	0.5	2.2	-0.5
	Mar/Sept	-1.6	-0.5	-0.5	-1.1	-2.2	0.0
	Apr/Aug	1.1	1.1	-0.5	-2.7	-3.8	-0.5
	May/Jul	3.8	2.2	-1.1	-3.8	-3.8	-1.1
	Jun	5.0	2.2	-1.1	-4.4	-3.8	-1.1
14 (กรุงเทพ)	Dec	-2.2	-4.1	-2.1	2.2	7.1	-4.4
	Jan/Now	-2.1	-3.7	-1.9	2.1	6.3	-3.4
	Feb/Oct	-1.6	-2.4	-1.0	1.0	3.4	-1.8
	Mar/Sept	-1.6	-1	-0.5	-0.3	-0.6	-0.4
	Apr/Aug	-0.1	-0.1	-0.5	-1.9	-3.4	-0.1
	May/Jul	2.6	1.8	-0.7	-3	-3.8	-0.3
	Jun	3.7	2.2	-0.7	-3.6	-3.8	-0.3

ตารางที่ ข.8 อุณหภูมิแตกต่างใช้คำนวณภาระการทำความเย็น แบบการนำความร้อนสำหรับกระจก
ที่อยู่ภายนอก ซึ่งรังสีแสงอาทิตย์ทะลุผ่าน Cooling Load Temperature Differences
(CLTD) for Conduction Through Glass, °C

เวลา	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
CLTD	1	0	-1	-1	-1	-1	-1	0	1	2	4	5	7	7	8	8	7	7	6	4	3	2	2	1

ตารางที่ ข.9 Shading Coefficients for Single Glass and Single Insulating Glass

A. Single Glass				
Type of Glass	Nominal Thickness	Solar Trans.	Shading Coefficient	
			h0=22.7	h0=7.0
Clear	3 mm	0.86	1.00	1.00
	6 mm	0.78	0.94	0.95
	10 mm	0.72	0.90	0.92
	13 mm	0.67	0.87	0.88
Heat Absorbing	3 mm	0.64	0.83	0.85
	6 mm	0.46	0.69	0.73
	10 mm	0.33	0.60	0.64
	13 mm	0.24	0.53	0.58

ตารางที่ ข.10 ค่าความร้อนสูงสุดจากแสงอาทิตย์ (SHGF) ที่ผ่านกระจกใสที่ภายนอกไม่มีกันสาด
กว้างมากหรือบังแดด, W/m^2

ทิศเดือน	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
8 Deg (หาดใหญ่)												
N	101	107	117	139	233	284	243	148	120	110	104	98
NE/NW	224	360	492	581	625	631	615	565	470	353	224	174
E/W	707	754	760	710	659	631	644	681	726	729	694	678
SE/SW	764	691	581	423	306	259	294	404	555	666	735	779
S	511	347	174	123	120	123	123	129	177	341	505	565
HOR	868	928	947	912	874	849	858	890	915	909	861	836
12 Deg												
N	98	107	114	126	189	237	199	133	117	107	101	95
NE/NW	199	331	467	562	612	625	603	549	448	325	199	148
E/W	685	741	757	716	669	644	653	588	722	716	675	653
SE/SW	779	713	599	448	334	284	322	426	574	691	767	792
S	574	420	230	126	126	126	129	448	230	410	565	622
HOR	827	902	937	915	883	864	868	890	905	883	820	789
14 Deg (กรุงเทพ)												
N	97	106	112	125	177	223	187	131	116	106	98	93
NE/NW	187	317	454	553	604	619	597	540	436	313	187	139
E/W	674	735	751	716	674	649	658	690	719	710	663	639
SE/SW	786	724	611	461	349	298	336	439	589	701	773	797
S	601	453	262	134	128	128	131	297	262	442	592	646
HOR	805	885	928	914	887	869	871	890	898	868	798	764

ตารางที่ ข.11 ค่าความร้อนสูงสุดจากแสงอาทิตย์ (SHGF) ที่ผ่านกระจกใส ที่ภายนอกมีกันสาดกว้าง
มาก หรือมีบังแดดหมด สำหรับประเทศที่ตั้งอยู่เส้นรุ้ง 0.24 องศา เหนือ, W/m^2
(สมมุติให้พื้นดินมีค่าสะท้อนแสง 0.2)

ทิศเดือน	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
N	98	107	114	126	137	142	142	133	117	107	101	95
NE/NW	96	107	117	130	142	148	145	136	120	107	101	95
E/W	107	114	123	133	142	145	148	145	129	120	107	101
SE/SW	117	120	126	129	129	129	133	136	133	126	120	114
S	129	123	123	126	126	126	129	133	129	126	123	117
HOR	50	50	60	76	88	98	98	88	73	60	54	47

ตารางที่ ข.12 ตัวคูณลด ค่าความร้อนจากแสงอาทิตย์ ผ่านกระจกใสที่มีม่าน/มู่ลี่ Cooling Load

Factors (CLF) for Glass with Interior Shading

ทิศทาง	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	0.08	0.07	0.06	0.06	0.07	0.73	0.66	0.65	0.73	0.8	0.86	0.89	0.89	0.86	0.82	0.75	0.78	0.91	0.24	0.18	0.15	0.13	0.11	0.1
NE	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.56	0.76	0.74	0.58	0.37	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.2	0.16	0.12	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03
E	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.47	0.72	0.8	0.76	0.62	0.41	0.27	0.24	0.22	0.2	0.17	0.14	0.11	0.06	0.05	0.05	0.04	0.03	0.03
SE	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.3	0.57	0.74	0.81	0.79	0.68	0.49	0.33	0.28	0.25	0.22	0.18	0.13	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04
S	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.09	0.16	0.23	0.38	0.58	0.75	0.83	0.8	0.68	0.5	0.35	0.27	0.19	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05
SW	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.07	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	0.38	0.59	0.75	0.83	0.81	0.69	0.45	0.16	0.12	0.1	0.09	0.07	0.06
W	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.06	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16	0.17	0.31	0.53	0.72	0.82	0.81	0.61	0.16	0.12	0.1	0.08	0.07	0.06
NW	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.07	0.11	0.14	0.17	0.19	0.2	0.21	0.22	0.3	0.52	0.73	0.82	0.69	0.16	0.12	0.1	0.08	0.07	0.06
HOR	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.12	0.27	0.44	0.59	0.72	0.81	0.85	0.85	0.81	0.71	0.58	0.42	0.25	0.14	0.12	0.1	0.08	0.07	0.06

ตารางที่ ข.13 ตัวคูณลด ค่าความร้อนจากแสงอาทิตย์ ผ่านกระจกใสที่มีม่าน/มู่ลี่ Cooling Load

Factors (CLF) for Glass with Interior Shading (ค่าในตารางนี้เป็นค่าเฉลี่ย หรือ
สำหรับอาคารที่ใช้วัสดุแน่นหนาปานกลาง (Medium Construction))

ทิศทาง	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.53	0.59	0.65	0.70	0.73	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27
NE	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.21	0.36	0.44	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.3	0.28	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08
E	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.18	0.33	0.44	0.50	0.51	0.46	0.39	0.35	0.31	0.29	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08
SE	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.14	0.26	0.38	0.48	0.54	0.56	0.51	0.45	0.4	0.36	0.33	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10
S	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.08	0.11	0.14	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.58	0.53	0.47	0.41	0.36	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14
SW	0.15	0.14	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.59	0.53	0.41	0.33	0.28	0.24	0.21	0.12
W	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	
NW	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.54	0.39	0.32	0.26	0.22	0.19	
HOR	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.11	0.16	0.24	0.33	0.43	0.52	0.59	0.64	0.67	0.66	0.62	0.56	0.47	0.38	0.32	0.28	0.24	0.21	

ตารางที่ ข.14 อัตราความร้อนจากตัวคนในกิจกรรมต่างๆ โดยเฉลี่ยรวมทั้งชาย หญิงและเด็ก

ลักษณะของกิจกรรม	ความร้อนรวม, W	ความร้อนสัมผัส, W	ความร้อนแผ่, W	%ความร้อนแบบแผ่รังสี	
				ความเร็วลมต่ำ	ความเร็วลมสูง
นั่งเฉยในโรงภาพยนตร์	95	65	30	60	27
นั่งเฉยในโรงภาพยนตร์เวลากลางคืน	105	70	35		
นั่งทำงานเบาๆ เช่นในสำนักงาน	115	70	45		
นั่งๆยืนๆทำงานในสำนักงาน	130	75	55	58	38
ยืน ทำงานเบาๆ ; เดิน เช่นพนักงานห้าง	130	75	55		
เดินบ้างยืนบ้าง เช่นพนักงานขายยาและธนาคาร	145	75	70		
นั่งรับประทานอาหาร เช่นในภัตตาคาร	160	80	80	49	35
งานโรงงานแบบเบา	220	80	140		
เดินรำเพลงเบาๆ	250	90	160		
เดินด้วยความเร็ว 4 กม/ชม. ใช้แรงงานเบา	295	110	185	54	19
เล่นโบว์ลิ่ง	425	170	255		
ใช้แรงงานหนัก เช่นในโรงงานหนัก	425	170	255		
ใช้แรงงานหนักมาก เช่นในโรงงานหนัก	470	185	285		
เล่นกีฬา	525	210	315		



ประวัติผู้เขียน

นายสันติ บรรเทิงไพบูลย์ เกิดเมื่อวันที่ 11 มิถุนายน 2527 ที่อำเภอชุมพวง จังหวัดนครราชสีมา สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษา จากโรงเรียนราชสีมาวิทยาลัย ตำบลในเมือง อำเภอเมืองนครราชสีมา จังหวัดนครราชสีมา ระดับปริญญาตรีวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมโยธา สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี หลังสำเร็จการศึกษาได้เข้าทำงานที่บริษัท คริสเตียนีและนิลเสน (ไทย) จำกัด (มหาชน) จนถึงปัจจุบัน และเข้าศึกษาต่อในหลักสูตรระดับปริญญาโท สาขาวิชาการบริหารงานก่อสร้างและสาธารณูปโภค สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จังหวัดนครราชสีมา

