

การลดพลังงานในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนโดยใช้ระบบระบายอากาศ

ENERGY SAVING IN SPLIT-TYPED AIR CONDITIONING SYSTEM
USING VENTILATION SYSTEM



ชาญวิทย์ วิทยาวิโรจน์

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
ปีการศึกษา 2562
ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

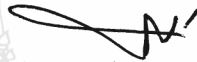
การลดพลังงานในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนโดยใช้ระบบระบายอากาศ


ชาญวิทย์ วิทยาวิโรจน์


วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
ปีการศึกษา 2562
ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การลดพลังงานในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนโดยใช้ระบบระบายอากาศ
Energy Saving in Split-Typed Air Conditioning System Using
Ventilation System
ชื่อ - นามสกุล นายชาญวิทย์ วิทยาวิโรจน์
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา อาจารย์วินัย จันทรเพ็ง, วศ.ด.
ปีการศึกษา 2562

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

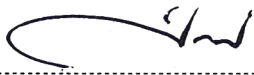

..... ประธานกรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์บุญฤทธิ์ ประสาทแก้ว, D.Eng.)


..... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ไพโรจน์ จันทรแก้ว, วศ.ด.)


..... กรรมการ
(อาจารย์สถาพร ทองวิค, วศ.ด.)


..... กรรมการ
(อาจารย์วินัย จันทรเพ็ง, วศ.ด.)

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี อนุมัติวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็น
ส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต


..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ศิวกร อ่างทอง, Ph.D.)
วันที่ 1 เดือน มิถุนายน พ.ศ. 2563

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การลดพลังงานในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนโดยใช้ระบบระบายอากาศ
ชื่อ – นามสกุล	ชาญวิทย์ วิทยาวิโรจน์
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	อาจารย์วินัย จันทร์เพ็ง, วศ.ด.
ปีการศึกษา	2562

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศโดยใช้ระบบระบายอากาศ ของห้องสำนักงานขนาด 4.5x6.0x4.0 เมตร โดยควบคุมอุณหภูมิภายในห้องที่ 26°C อุณหภูมิภายนอกห้องเฉลี่ย 36°C ความชื้นสัมพัทธ์ 55-62% ใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนมีขนาดทำความเย็น 18,700 Btu/hr และใช้พัดลมระบายอากาศซึ่งมีอัตราการระบายอากาศ 240 m³/hr โดยทำการติดตั้งเป็น 2 กรณี เพื่อเปรียบเทียบการใช้พลังงาน

กรณีที่ 1 ติดตั้งพัดลมระบายอากาศและเครื่องปรับอากาศเป็นอิสระต่อกัน โดยพัดลมระบายอากาศติดตั้งไว้ที่ผนังห้องด้านบน ส่วนเครื่องควบแน่นติดตั้งไว้นอกห้องโดยการวางที่ระดับพื้นห้อง ทำให้ระบบปรับอากาศใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 1,429 W ค่า COP เท่ากับ 2.93 ระบบระบายอากาศใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 16 W และในกรณีที่ 2 ติดตั้งพัดลมระบายอากาศไว้ที่ผนังห้องด้านบนและเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศติดตั้งไว้นอกห้องที่ระดับเดียวกันกับพัดลมระบายอากาศให้ศูนย์กลางของพัดลมตรงกัน ควบคุมให้พัดลมระบายอากาศทำงานดูระบายอากาศสลับกันกับพัดลมของเครื่องควบแน่น ทำให้ระบบปรับอากาศใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 1,337 W ค่า COP เท่ากับ 3.09 ระบบระบายอากาศใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 4 W

จากผลการทดลองสรุปได้ว่าในกรณีที่ 2 มีการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศเฉลี่ยต่ำกว่า กรณีที่ 1 เท่ากับ 91.82 W หรือลดลง 6.87% ค่า COP เพิ่มขึ้นเท่ากับ 0.164 หรือเพิ่มขึ้น 5.60% และค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบระบายอากาศลดลงเฉลี่ยเท่ากับ 12 W หรือลดลง 75.0% แสดงให้เห็นว่าการใช้ระบบระบายอากาศในงานวิจัยนี้สามารถเพิ่มประสิทธิภาพและช่วยลดพลังงานลงได้

คำสำคัญ : การลดพลังงาน ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน ระบบระบายอากาศ

Thesis Title Energy Saving in Split -Typed Air Conditioning System Using Ventilation System
Name – Surname Mr.Chanwit Wittayavirote
Program Mechanical Engineering
Thesis Advisor Mr. Winai Chanpeng, Ph.D.
Academic Year 2019

ABSTRACT

The objective of this research was to reduce the energy consumption of air conditioning systems by using ventilation system. The office room size 4.5 x 6.0 x 4.0 meters was used by controlling the room temperature at 26°C, the average surrounding temperature at 36°C, and relative humidity of 55-62%. The split-typed air conditioning with a cooling size of 18,700 Btu/hr was employed whereas the ventilation fan with a ventilation rate of 240 m³/hr was implemented. The experiment was spited into 2 cases in order to compare their energy consumption.

In the 1th case, the ventilation fan and air conditioning were installed independently with a ventilating fan installed on the wall. The condenser was fixed at the floor level outside the office room. The air conditioning system consumed an average electrical power of 1,429 W. The COP was 2.93. The ventilation system with an average electrical power of 16 W was used. In the 2nd case, the ventilating fan was installed at the upper level of the wall and the condenser of air conditioning was installed outside the room in the same level by keeping the center of the fan aligned to ventilation fan. The ventilating fan was controlled to work alternately with the condenser fan. An average electrical power of 1,337 W was employed for the air conditioning system with 3.09 COP value, and the ventilation system of 4 W electrical power.

The results showed that in the 2nd case, the average electricity consumption of the air conditioning was 91.82 W lower than the 1th case or decreased at 6.87%. The COP was increased to 0.164 or 5.60%. The electricity usage value of the ventilation system was reduced by 12 W or 75.0%. The results indicated that the use of ventilation system in this research can increase the efficiency and reduce the energy usage.

Keywords: energy saving, split -typed air conditioning system, ventilation system

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้สำเร็จไปได้ดีด้วยความช่วยเหลือของ ดร.วินัย จันทรเพ็ญ ซึ่งท่านได้ให้คำปรึกษา แนะนำ และช่วยหาแนวทางแก้ปัญหาต่างๆที่เกิดขึ้นในระหว่างการทำงานวิจัยนี้มาโดยตลอด ในนาม ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบพระคุณอาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล อาจารย์และบุคลากรมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลคณะวิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี ที่ได้ช่วยเหลือด้านข้อมูล ด้านวิชาการและสถานที่ และขอขอบคุณห้างหุ้นส่วนจำกัด นิวตัน เทค ผู้ให้การสนับสนุนด้านเครื่องมือ อุปกรณ์ และสถานที่ สำหรับทำการวิจัยในครั้งนี้

สุดท้ายนี้ผู้วิจัยหวังเป็นอย่างยิ่งว่างานวิจัยนี้จะมีส่วนในการใช้ประกอบการศึกษาและประยุกต์ใช้งานในภาคประชาชนทั่วไป ภาคอุตสาหกรรมและมีประโยชน์แก่ผู้ที่ต้องการศึกษาต่อไป

ชาญวิทย์ วิทยาวิโรจน์

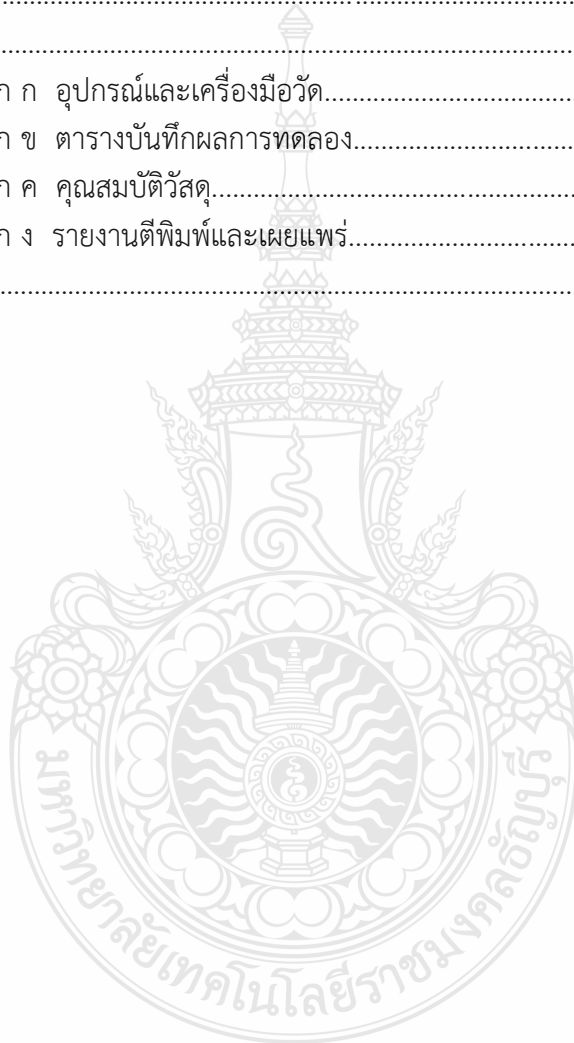


สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	(3)
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	(4)
กิตติกรรมประกาศ.....	(5)
สารบัญ.....	(6)
สารบัญตาราง.....	(8)
สารบัญรูป.....	(9)
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	(10)
บทที่ 1 บทนำ.....	12
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	12
1.2 วัตถุประสงค์การวิจัย.....	14
1.3 สมมติฐานการวิจัย.....	14
1.4 ขอบเขตงานวิจัย.....	14
1.5 ขั้นตอนการวิจัย.....	14
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากการวิจัย.....	15
บทที่ 2 ทฤษฎีและการวิเคราะห์.....	16
2.1 สภาวะอากาศ.....	16
2.2 ความหมายของการปรับอากาศ.....	17
2.3 เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน (Split Typed Air Conditioner).....	18
2.4 ระบบการทำความเย็นชนิดอัดไอ.....	19
2.5 วงจรการทำงานของทำความเย็นชนิดอัดไอ.....	20
2.6 สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP).....	23
2.7 อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio, EER).....	24
2.8 การวัดกำลังไฟฟ้า (kW).....	25
บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย.....	26
3.1 บทนำ.....	26
3.2 เครื่องมือและอุปกรณ์.....	26
3.3 ขั้นตอนการทดลอง.....	26
บทที่ 4 ผลการวิจัย.....	31
4.1 บทนำ.....	31
4.2 ผลการทดลอง.....	31
4.3 สรุปผลของงานวิจัยนี้ของระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศ.....	44

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 5 สรุปผลการวิจัย และข้อเสนอแนะ.....	45
5.1 สรุปผลการวิจัย.....	45
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	46
บรรณานุกรม.....	47
ภาคผนวก.....	49
ภาคผนวก ก อุปกรณ์และเครื่องมือวัด.....	50
ภาคผนวก ข ตารางบันทึกผลการทดลอง.....	59
ภาคผนวก ค คุณสมบัติวัสดุ.....	78
ภาคผนวก ง รายงานตีพิมพ์และเผยแพร่.....	86
ประวัติผู้เขียน.....	107



สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 4.1 สรุปค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยในกรณีที่ 1 และกรณีที่ 2 ของระบบปรับอากาศ	32
ตารางที่ 4.2 สรุปค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยในกรณีที่ 1 และกรณีที่ 2 ของระบบปรับอากาศ	33
ตารางที่ 4.3 สรุปค่า COP _{act} กรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2 ของระบบปรับอากาศ.....	39
ตารางที่ 4.3 สรุปค่า EER กรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2 ของระบบปรับอากาศ.....	43
ตารางที่ 4.5 สรุปผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ จากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 โดยการเปรียบเทียบค่าเฉลี่ย (กรณีที่ 1 กับ กรณีที่ 2.....	44



สารบัญรูป

	หน้า
รูปที่ 2.1	วัฏจักรการทำความเย็นชนิดอัดไอเบื้องต้น..... 20
รูปที่ 2.2	แผนภูมิอุณหภูมิกับเอนโทรปีของสารทำความเย็น..... 20
รูปที่ 2.3	แผนภูมิความดันกับเอนทาลปีของสารทำความเย็น..... 20
รูปที่ 2.4	แผนภูมิความดันกับเอนทาลปีของสารทำความเย็นกรณีมีการปรับปรุง..... 21
รูปที่ 3.1	แบบแสดงตำแหน่งการติดตั้งเครื่องควบแน่น (Condenser Unit) และพัดลมระบายอากาศ (Ventilation Fan) แบบกรณีที่ 1..... 27
รูปที่ 3.2	การติดตั้งเครื่องมือและอุปกรณ์..... 27
รูปที่ 3.3	แผนผังขั้นตอนการทดลองระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศแบบกรณีที่ 1..... 28
รูปที่ 3.4	แบบแสดงตำแหน่งการติดตั้ง Condenser Unit และ Ventilation Fan ของงานวิจัยแบบ กรณีที่ 2..... 30
รูปที่ 4.1	แสดงการวัดค่าพลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศ..... 31
รูปที่ 4.2	กราฟสรุปค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยในกรณีที่ 1 และกรณีที่ 2 ของระบบระบายอากาศ..... 32
รูปที่ 4.3	แสดงการวัดค่าพลังงานไฟฟ้าของระบบระบายอากาศ..... 33
รูปที่ 4.4	กราฟสรุปค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยในกรณีที่ 1 และกรณีที่ 2 ของระบบระบายอากาศ..... 34
รูปที่ 4.5	แสดงการวัดค่าอุณหภูมิของสารทำความเย็น..... 35
รูปที่ 4.6	แสดงการวัดค่าความดันของสารทำความเย็น..... 35
รูปที่ 4.7	แสดงการวัดค่าอัตราของสารทำความเย็น..... 36
รูปที่ 4.8	แสดงการวัดค่าอุณหภูมิของอากาศภายในและภายนอกห้อง..... 36
รูปที่ 4.9	แสดงการวัดค่าอัตราการระบายอากาศ..... 37
รูปที่ 4.10	กราฟสรุปค่า COPact กรณีที่ 1 และกรณีที่ 2 ของระบบปรับอากาศ..... 40
รูปที่ 4.11	แสดงการวัดค่าอุณหภูมิของลมผ่านเข้าและออกอีวาพอเรเตอร์..... 40
รูปที่ 4.12	แสดงการวัดค่าปริมาณลมผ่านเข้าและออกอีวาพอเรเตอร์..... 42

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

COP	Coefficient of Performance
EER	Energy Efficiency Ratio
Btu	British Thermal Unit
P	ความดัน (kPa)
Q_{BV}	อัตราความร้อนที่เข้าและออกจากอุปกรณ์ในระบบปริมาตรควบคุม (kW)
\dot{m}_i, \dot{m}_e	อัตราการไหลของสารทำความเย็นเข้าและออกจากระบบ (kg/s)
h_i, h_e	เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นเข้าและออกจากระบบ (kJ/kg)
v^i, v^e	ความเร็วของมวลสารทำความเย็นเข้าและออกจากระบบ (m/s)
g	อัตราเร่งของโลกเท่ากับ 9.81 (m/s ²)
Z_i, Z_e	ระยะความสูงจากระดับอ้างอิง (m)
W_{ev}	งานที่ได้หรืองานที่ให้กับอุปกรณ์ในระบบ(kW)
Q_{12}	ความร้อนของคอมเพรสเซอร์ (kW)
W_{12}, W_c	งานของคอมเพรสเซอร์ (kW)
h_1, h_2	เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นที่เข้าและออกคอมเพรสเซอร์(kJ/kg)
\dot{m}_r	อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)
Q_{23}	ความร้อนของคอนเดนเซอร์ (kW)
h_3, h_2	เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นที่เข้าและออกจากคอนเดนเซอร์ตามลำดับ (kJ/kg)
h_4	เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นออกอีกแผนชั้นวาล์ว(kJ/kg)
Q_{41}, Q_E	อัตราความร้อนของอีวาพอเรเตอร์ (kW)
V	ความเร็วลมด้านลมกลับ หน่วยเป็น (m/s)
A	พื้นที่หน้าตัดของช่องลมกลับ หน่วยเป็น (m ²)
CMM	ปริมาณลมเย็นหมุนเวียนผ่านเครื่องปรับอากาศ หน่วยเป็น (m ³ /min)
H_r	เอนทาลปีของอากาศด้านลมกลับ หน่วยเป็น (kJ/kg dry air)

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

H_s	เอนทาลปีของอากาศด้านลมจ่าย หน่วยเป็น (kJ/kg dry air)
%RH	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่พิจารณา หน่วยเป็น %RH
H	เอนทาลปีของอากาศที่พิจารณา หน่วยเป็น (kJ/kg dry air)
P	กำลังไฟฟ้า (kW)
I	กระแสไฟฟ้า (Amp.)
V	แรงดันไฟฟ้า (Volt.)
$\cos \phi$	Power Factor
kW/TR	ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น
Q_T	ขนาดการทำความเย็น(kW)
W_T	กำลังที่ใช้เครื่องอัดไอ (kW)
\dot{m}_r	อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น(kgs)
Q_c	ความร้อนในการควบแน่นต่อหนึ่งหน่วยสารทำความเย็น (kW)
U_o	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องควบแน่น (W/m ² .°K)
A	พื้นที่ผิวภายนอกทั้งหมด (m ²)
ΔT_m	ผลต่างอุณหภูมิแบบลอการิทึม (°C)
$t_{a,i}$	อุณหภูมิอากาศขาเข้าเครื่องควบแน่น (°C)
$t_{a,o}$	อุณหภูมิอากาศขาออกเครื่องควบแน่น (°C)
t_o	อุณหภูมิควบแน่นของสารทำความเย็น (°C)

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เนื่องจากในปัจจุบันมนุษย์ได้ใช้พลังงานด้านต่างๆ เพิ่มมากขึ้น ทำให้วัตถุดิบในการผลิตพลังงานลดลงอย่างรวดเร็ว ดังนั้นเราจึงควรช่วยกันประหยัดและลดการใช้พลังงาน เพื่อให้มีพลังงานใช้ได้อย่างยาวนานขึ้น และช่วยรักษาสิ่งแวดล้อม ซึ่งระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศสำหรับอาคารที่อยู่อาศัย อาคารสำนักงาน อาคารโรงงาน หรือ ในอุตสาหกรรม เป็นต้น ได้นำเครื่องปรับอากาศและพัดลมระบายอากาศมาใช้กันอย่างแพร่หลาย ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานจำนวนมากอย่างหนึ่งในปัจจุบัน และที่ผ่านมาได้มีผู้คิดค้นวิธีการลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศด้วยวิธีการต่างๆ มาแล้วมากมาย ซึ่งก็ทำให้เกิดการประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศได้ในระดับหนึ่ง มีดังนี้

การลดการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศด้วยวิธีการนำเอาอากาศที่ถูกดูดจากห้องปรับอากาศด้วยพัดลมระบายอากาศตลอดเวลา ซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าอากาศภายนอกห้องปรับอากาศ ไปผสมกับอากาศภายนอกเพื่อให้อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าเครื่องควบแน่น (Condensing Unit) ของเครื่องปรับอากาศมีอุณหภูมิลดลง ทำให้เครื่องปรับอากาศลดการใช้พลังงานสำหรับเครื่องควบแน่น (Condensing Unit) ลดลง ซึ่งมีค่าปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงอยู่ระหว่างร้อยละ 4.56 ถึงร้อยละ 12.5[1] ประสิทธิภาพในการใช้งานจริงของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนที่ใช้ระบบระบายความร้อนด้วยการระเหยของน้ำเมื่อเทียบกับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนที่ใช้ระบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการทดลองเครื่องปรับอากาศระบบระบายความร้อนด้วยการระเหยของน้ำสามารถลดอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าได้ร้อยละ 14.98 ในช่วงกลางวัน ส่วนในช่วงกลางคืนลดได้ร้อยละ 9.49 และร้อยละ 4.26 ในช่วง 24 ชั่วโมง[2] มีงานวิจัยพบว่าประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการพ่นน้ำดีกว่าแบบระบายความร้อนด้วยอากาศโดยเครื่องปรับอากาศขนาดทำความเย็น 15,000 Btu/hr. สามารถลดพลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้กับระบบกว่า 15 % และค่า COP เพิ่มขึ้น 18 % ส่วนเครื่องปรับอากาศขนาดทำความเย็น 48,000 Btu/hr. สามารถลดพลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้กับระบบกว่า 16 % และค่า COP เพิ่มขึ้น 20 %[3] และอีกแนวความคิดที่จะปรับปรุงคุณภาพอากาศภายในห้องปรับอากาศขนาดเล็ก เช่น อาคารบ้านพักอาศัย และสำนักงาน ที่ใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ด้วยการทำชุดเติมอากาศเพื่อให้ห้องมีปริมาณการระบายอากาศที่สะอาดและเพียงพอต่อความต้องการตามมาตรฐาน และจากนั้นจะใช้ชุดเติมอากาศนี้ทำการศึกษาผลจากอากาศภายนอกที่ใช้ในการระบายอากาศ การหยุดทำงานของคอมเพรสเซอร์ของเครื่องปรับอากาศ และรูปแบบของการระบายอากาศ ที่กระทบต่อระดับความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องปรับอากาศ จากการทดลองพบว่าอากาศภายนอกที่ใช้ในการระบายอากาศ มีผลต่อระดับความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องปรับอากาศ โดยความชื้นสัมพัทธ์จะต่ำในช่วงกลางวัน และมีค่าสูงกว่าในช่วงกลางคืน ช่วงเช้าและเย็น ตามค่าความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศภายนอก ส่วนการหยุดทำงานของคอมเพรสเซอร์ของเครื่องปรับอากาศในช่วงภาระการทำงานที่ต่ำ (Part load) จะส่งผลให้ความชื้นของห้องเพิ่มขึ้น ในส่วนการใช้ชุดเติมอากาศเพื่อศึกษาผลจาก

รูปแบบการระบายอากาศพบว่า การนำอากาศผ่านเข้าคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศก่อนเข้าห้องจะทำให้ห้องมีความชื้นน้อยกว่าการส่งอากาศเข้าห้องโดยตรง ซึ่งจากหลักการนี้สามารถนำไปประยุกต์ใช้ควบคุมความชื้นของที่ใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนได้ นอกจากนี้แนวคิดของชุดเติมอากาศในงานวิจัยนี้มีความเหมาะสมสำหรับผู้ผลิตเครื่องปรับอากาศ ในการนำไปใช้ร่วมกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ใช้กันอยู่ทั่วไป[4] และมีการทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนด้วยชุดแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่นเชื่อมติระบายความร้อนด้วยน้ำ เงื่อนไขภาระความร้อน 60 % และ 65 % ของพิกัดภาระความร้อนของเครื่อง ปรับอุณหภูมิทดสอบคงที่ 25 °C และควบคุมอุณหภูมิภายนอกห้องทดสอบที่ 30 °C โดยปรับอัตราการไหลของน้ำผ่านชุดแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 10,15 และ 20 ลิตรต่ออนาที ตามลำดับ แล้วนำผลการทดลองที่ได้มาเปรียบเทียบกับค่ากำลังไฟฟ้าที่ใช้ (kW) ค่าความสามารถในการทำความเย็น (Btu/hr.) และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ (Energy efficiency ratio, EER) ผลการทดลองพบว่า เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนด้วยชุดแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่นเชื่อมติระบายความร้อนด้วยน้ำมีค่าประสิทธิภาพสูงสุดที่ภาระความร้อน 65 % และอัตราการไหลของน้ำที่ 20 ลิตรต่ออนาที โดยค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพ (Energy efficiency ratio, EER) เฉลี่ยของเครื่องปรับอากาศมีค่าเพิ่มขึ้น 43.57% เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนระบายความร้อนด้วยอากาศที่ภาระความร้อนเท่ากัน[5]

จากงานวิจัยข้างต้น จะเห็นได้ว่าเป็นวิธีการลดอุณหภูมิของอากาศที่จะไประบายความร้อนของเครื่องควบแน่น (Condensing Unit) และวิธีการต่างๆ เพื่อให้ประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศ และจะเห็นได้ว่าสามารถทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้น หรือมีการใช้พลังงานลดลง และงานวิจัยนี้ได้มองเห็นลมระบายอากาศทิ้งซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องปรับอากาศ จึงได้นำลมระบายอากาศทิ้งซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องปรับอากาศ มาใช้ระบายความร้อนให้กับเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศ ซึ่งต้องการอากาศที่อุณหภูมิต่ำมาระบายความร้อนเครื่องควบแน่นอยู่แล้ว ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะนำเสนอวิธีการลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศของห้องปรับอากาศ ด้วยวิธีการลดอุณหภูมิของอากาศระบายความร้อนให้แก่เครื่องควบแน่น ด้วยการนำพัดลมของเครื่องควบแน่นเองดูดอากาศส่วนหนึ่งผ่านช่องจากในห้องปรับอากาศซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าอากาศภายนอกโดยตรง แทนพัดลมระบายอากาศในปริมาณเท่ากับปริมาณที่ใช้พัดลมระบายอากาศดูดออกโดยตรง มาผสมกับอากาศภายนอกห้องปรับอากาศทำให้อุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นต่ำกว่าอุณหภูมิของบรรยากาศภายนอก และจังหวะที่พัดลมของเครื่องควบแน่นหยุดทำงาน พัดลมระบายอากาศก็จะทำงานอัตโนมัติ และลมที่ถูกดูดจากพัดลมระบายอากาศจะถูกส่งไปเป่าเครื่องควบแน่นในขณะที่เครื่องควบแน่นหยุดทำงาน ทำให้อุณหภูมิของเครื่องควบแน่นลดต่ำลงได้อีก การทำงานของพัดลมเครื่องควบแน่นจะทำงานสลับกันกับพัดลมระบายอากาศโดยอัตโนมัติ ซึ่งห้องปรับอากาศยังคงมีสภาวะการปรับอากาศและอัตราการระบายอากาศคงเดิมส่วนอัตราการระบายอากาศขึ้นอยู่กับการใช้งานของห้องแต่ละประเภทสำหรับห้องสำนักงานของงานวิจัยนี้เลือกใช้อัตราการระบายอากาศที่ 240 m³/hr ตามมาตรฐานของระบบระบายอากาศ งานวิจัยนี้จะมีความแตกต่างกับงานวิจัยอื่นที่ผ่านมา ที่ใช้พัดลมดูดอากาศตลอดเวลา แต่งานวิจัยนี้จะใช้พัดของเครื่องควบแน่นดูดแทนในช่วงที่เครื่องควบแน่นทำงาน ทำให้ตัด

การใช้พลังงานของพัดลมระบายอากาศได้บางส่วน ซึ่งวิธีการนี้จะเห็นได้ว่าทำได้ง่ายไม่ต้องเพิ่มอุปกรณ์หรือเพิ่มการใช้พลังงานในส่วนอื่นๆ และถ้าระบบนี้ได้นำมาใช้กันอย่างแพร่หลายจะสามารถลดพลังงานของประเทศและโลกได้อย่างมาก ซึ่งต่อไปนี้จะเรียกระบบระบายอากาศที่ได้นำมาใช้ประโยชน์ว่ากรณีที่ 1 และเรียกระบบระบายอากาศที่นำอากาศนำมาระบายความร้อนให้กับเครื่องควบแน่นว่ากรณีที่ 2

1.2 วัตถุประสงค์การวิจัย

- 1.2.1 เพื่อลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศของห้องสำนักงานขนาด $4.5 \times 6.0 \times 4.0$ m.
- 1.2.2 เปรียบเทียบการใช้พลังงานระหว่างกรณีที่ 1 และกรณีที่ 2

1.3 สมมุติฐานของการวิจัย

- 1.3.1 ห้องปรับอากาศสำหรับกรณีที่ 1 และกรณีที่ 2 ใช้ห้องเดียวกัน
- 1.3.2 เครื่องปรับอากาศสำหรับที่กรณีที่ 1 และกรณีที่ 2 ใช้เครื่องเดียวกัน
- 1.3.3 พัดลมระบายอากาศสำหรับกรณีที่ 1 และกรณีที่ 2 ใช้เครื่องเดียวกัน
- 1.3.4 สภาวะอากาศภายในและภายนอกห้องสำหรับกรณีที่ 1 และกรณีที่ 2 มีค่าใกล้เคียงกัน
- 1.3.5 อัตราการระบายอากาศสำหรับกรณีที่ 1 และกรณีที่ 2 เท่ากัน
- 1.3.6 คุณภาพอากาศภายในห้องสำหรับกรณีที่ 1 และกรณีที่ 2 มีค่าใกล้เคียงกัน
- 1.3.7 ภาระการทำความเย็นภายในห้องสำหรับกรณีที่ 1 และกรณีที่ 2 มีค่าใกล้เคียงกัน
- 1.3.8 ภาระโหลดจากภายนอกและสิ่งแวดล้อมสำหรับกรณีที่ 1 และกรณีที่ 2 มีค่าใกล้เคียงกัน

1.4 ขอบเขตของการวิจัย

- 1.4.1 ทำการวิจัยห้องสำนักงานขนาด $4.5 \times 6.0 \times 4.0$ m.
- 1.4.2 ใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน (Split – Type air conditioning) ขนาดทำความเย็น 18,700 Btu/hr
- 1.4.3 พัดลมระบายอากาศ ขนาด $240 \text{ m}^3/\text{hr}$

1.5 ขั้นตอนการวิจัย

- 1.5.1 ศึกษาและรวบรวมข้อมูลงานทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศ
- 1.5.2 จัดเตรียมห้องสำหรับทำการวิจัย
- 1.5.3 จัดเตรียมเครื่องมือและอุปกรณ์สำหรับทำการวิจัย
- 1.5.4 ติดตั้งเครื่องมือและอุปกรณ์สำหรับห้องปรับอากาศและระบายอากาศแบบกรณีที่ 1
- 1.5.5 ทำการเดินเครื่องระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศแบบกรณีที่ 1

- 1.5.6 บันทึกค่าการใช้พลังงานและคุณสมบัติต่างๆของระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศแบบกรณีที่ 1 และนำไปวิเคราะห์ผลการทดลอง
- 1.5.7 ติดตั้งเครื่องมือและอุปกรณ์สำหรับห้องปรับอากาศและระบายอากาศแบบกรณีที่ 2
- 1.5.8 ทำการเดินเครื่องระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศแบบกรณีที่ 2
- 1.5.9 บันทึกค่าการใช้พลังงานและคุณสมบัติต่างๆของระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศแบบกรณีที่ 1 และนำไปวิเคราะห์ผลการทดลอง
- 1.5.10 เปรียบเทียบและวิเคราะห์ผลการทดลองระหว่างกรณีที่ 1 และกรณีที่ 2
- 1.5.11 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

สามารถลดการใช้พลังงานโดยรวมของประเทศและของโลกได้ในส่วนหนึ่งขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของระบบที่เพิ่มขึ้นและจำนวนผู้ใช้งานของระบบนี้ และช่วยให้พลังงานของโลกมีใช้งานได้ยาวนานขึ้น และช่วยรักษาสิ่งแวดล้อม และลดค่าใช้จ่ายในส่วนของคุณค่าพลังงานสำหรับห้องปรับอากาศของผู้ที่ใช้ระบบนี้ได้โดยตรง ซึ่งจะเป็นส่วนหนึ่งที่จะเป็นพื้นฐานให้มีการพัฒนาหรือประยุกต์กับงานในด้านอื่นๆ ได้ต่อไป



บทที่ 2

ทฤษฎีและการวิเคราะห์

ในการดำเนินการผู้วิจัยได้นำทฤษฎีความรู้ทางวิชาการที่เกี่ยวข้องกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน มาใช้เป็นข้อมูลอ้างอิงเพื่อเป็นแนวทางให้ถูกต้องตามหลักวิชาการ ซึ่งมีทฤษฎีที่เกี่ยวข้องดังต่อไปนี้

พื้นฐานการทำความเย็น, กระบวนการปรับอากาศ, อุปกรณ์ในระบบปรับอากาศ, อุปกรณ์ในระบบระบายอากาศ การวิเคราะห์ค่าประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศในการทดลอง, ระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงแนวทางการประหยัดพลังงานในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนด้วยวิธีการที่แตกต่างกันไป

2.1 สภาพอากาศ

อากาศปกติหรืออากาศที่อยู่ล้อมรอบตัวเราโดยทั่วไปซึ่งจะมีไอน้ำปนอยู่ด้วยเสมอ ซึ่งรวมเรียกว่าอากาศชื้น นิยามคำว่าอากาศชื้น คือของผสมระหว่างอากาศแห้งและไอน้ำ ซึ่งไอน้ำอาจมีปริมาณได้ตั้งแต่ 0 ถึง สภาวะอิ่มตัว ดังนั้นอาจเรียกได้ว่า

$$\text{อากาศ} = \text{อากาศแห้ง} + \text{ไอน้ำ}$$

ภาวะอิ่มตัว หมายถึง ปริมาณไอน้ำที่อาจไม่ได้สูงสุด ในอากาศที่อุณหภูมิใดๆ ถ้าฉีดฝอยน้ำเข้าไป ในอากาศอิ่มตัว น้ำจะคงอยู่ในรูปสถานะของเหลว จะไม่ระเหย แต่อาจตกสู่พื้นหรือแขวนลอยอยู่ในรูปละอองน้ำ ถ้าทำให้อากาศอิ่มตัวเย็นลงหรือมีอุณหภูมิลดลงเล็กน้อย ไอน้ำส่วนเกินจะกลั่นตัวออกมาในรูปของน้ำค้างหรือละอองหมอก

2.1.1 ความดันไอ (P, kPa)

คือความดันในส่วนของโมเลกุลไอน้ำที่อยู่ในอากาศชื้น ถ้าเราใช้บาโรมิเตอร์วัดความดันอากาศชื้น ความดันที่วัดได้คือความดันรวม (P_B) ซึ่งจะเท่ากับผลบวกของความดัน ในส่วนของอากาศแห้ง (P_a) และความดันในส่วนของไอน้ำ (P) หรือ

$$P_B = P_a + P, \text{ kPa} \quad (2.1)$$

2.1.2 ความชื้น (Humidity)

เรียกไอน้ำที่ผสมกับอากาศแห้งในบรรยากาศที่อยู่รอบว่าความชื้น ปกติไอน้ำคือไอน้ำร้อนยวดยิ่ง (Superheated steam) ซึ่งมีความดัน (P) ต่ำมากๆ

2.1.3 ความชื้นสัมบูรณ์ (Specific Humidity)

คือ ปริมาณของไอน้ำ (โดยมวล) ต่อ ปริมาณของอากาศ (โดยมวล) ในปริมาตรใดๆ ที่อุณหภูมิใดๆ สำหรับคุณสมบัติของอากาศที่อุณหภูมิสูงขึ้น จะสามารถเก็บ (Contain) ปริมาณไอน้ำไวกได้มากกว่าอากาศที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า โดยทั่วไปเราจะบอกเป็น Grains ของความชื้นต่อน้ำหนักเป็นปอนด์ของอากาศแห้ง โดย 7,000 grains มีค่าเท่ากับหนึ่งปอนด์

2.1.4 ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative Humidity)

คือ อัตราส่วนโดยมวลของไอน้ำในอากาศในขณะหนึ่ง(ที่อุณหภูมิหนึ่ง) ต่อ ไอน้ำสูงสุดที่อากาศ(ที่อุณหภูมินั้น)

2.1.5 จุดหยดน้ำค้าง (Dew Point)

คือ อุณหภูมิที่ไอน้ำในอากาศเริ่มเกิดการกลั่นตัวขณะที่อุณหภูมิจนลดต่ำลง (เมื่อปริมาณไอน้ำในอากาศยังคงที่) จุดที่ไอน้ำในอากาศเริ่มเกิดการกลั่นตัวนี้เกิดขึ้นเมื่ออุณหภูมิจนลดต่ำลงจนความชื้นสัมพัทธ์มีค่าสูงขึ้นเรื่อยๆจนถึง 100% (คืออากาศอิ่มตัวสมบูรณ์) เมื่อใดที่ความชื้นสัมพัทธ์เป็น 100% จะทำให้เกิดการกลั่นตัวขึ้น หากอุณหภูมิต่ำกว่า 0 °C เราเรียกว่า Frost Point

2.1.6 เอนทาลปี (h, kJ/kg)

คือระดับความร้อน (Heat content) ของอากาศขึ้นต่อหน่วยน้ำหนักอากาศแห้งเหนือระดับอุณหภูมิอ้างอิง ในไซโครเมตริกชาร์ต จะเห็นแกน Enthalpy ซึ่งเป็นพลังงานที่มีอยู่ในอากาศ (ซึ่งอาจจะมีไอน้ำปนอยู่) ซึ่งอากาศร้อนจะมีเอนทาลปีสูงกว่าอากาศเย็น และในขณะเดียวกันอากาศที่มีความชื้นสูงกว่าจะมีเอนทาลปีสูงกว่าอากาศที่เย็นกว่า เนื่องจากอากาศต้องการความร้อนมากกว่าที่จะทำให้ความชื้นกลายเป็นไอ (ถ้าอากาศยังมีความชื้นมากขึ้น ก็ยังต้องการความร้อนมากขึ้นที่จะทำให้ร้อนขึ้นและทำให้กลายเป็นไอ) ในทางตรงกันข้ามต้องใช้พลังงานมากขึ้นเพื่อที่จะลดปริมาณของความชื้นลงและทำให้เย็นลง โดยปกติจะใช้พลังงานจำนวน 1,061 BTU เพื่อทำให้น้ำหนัก 1 ปอนด์ระเหยกลายเป็นไอ

2.1.7 อุณหภูมิจุดน้ำค้าง (t_{dew} , °C)

คือ อุณหภูมิที่ไอน้ำในอากาศกลั่นตัวเมื่อทำให้อากาศเย็นลงที่อัตราส่วนความชื้นจำเพาะและความดันคงที่ ดังนั้นไอน้ำในอากาศที่อุณหภูมิจุดน้ำค้างคือไออิ่มตัว และความดันจะเท่ากับความดันไออิ่มตัวที่สัมพันธ์กับอุณหภูมิจุดน้ำค้าง

2.1.8 อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (t_{db} , °C)

คือ อุณหภูมิอากาศแห้งที่อ่านได้จากเทอร์โมมิเตอร์

2.1.9 อุณหภูมิเปราะเปียก (t_{wb} , °C) แบ่งอุณหภูมิกระเปาะเปียกออกได้เป็น 2 ชนิดคือ

2.1.9.1 อุณหภูมิกระเปาะเปียกไซโครเมตริก คืออุณหภูมิอากาศชื้นที่อ่านได้จากเทอร์โมมิเตอร์ซึ่งกระเปาะถูกหุ้มไว้ด้วยผ้าสำลีเปียกน้ำ จะเรียกอุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกไซโครเมตริกนี้ว่า ไซโครมิเตอร์

2.1.9.2 อุณหภูมิกระเปาะเปียกเทอร์โมไดนามิกส์ หรืออาจเรียกสั้นๆ ว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก คือ อุณหภูมิที่น้ำระเหยเข้าไปในอากาศ ทำให้อากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิเดียวกัน

2.2 ความหมายของการปรับอากาศ

การปรับอากาศ คือ การทำให้ภาวะอากาศคงที่ ที่อุณหภูมิและความชื้นที่ต้องการและให้อากาศสะอาดและกระจายทั่วบริเวณที่ปรับอากาศ ซึ่งสามารถอธิบายได้ดังนี้

2.2.1 การปรับอุณหภูมิ (Temperature) ในระบบเครื่องปรับอากาศจะต้องปรับอุณหภูมิให้เหมาะสมกับร่างกายมนุษย์ คือประมาณ 22 °C (อุณหภูมิของตัวมนุษย์จะประมาณ 98.6 °F) หรือ 37 °C

2.2.2 การปรับความชื้น (Humidity) คือการปรับสภาพความชื้นของอากาศที่เข้าไปอยู่ภายในห้องโดยการลดความชื้น (Dehumidifier) และการเพิ่มความชื้น (Humidifier) การลดความชื้น (Dehumidifier)เป็นการลดความชื้นให้น้อยลง เหมาะสำหรับเมืองร้อนซึ่งมีความชื้นมากต้องปรับให้ต่ำลงความชื้นมีหน่วยวัดเป็นเปอร์เซ็นต์ จะเรียกว่าความชื้นสัมพัทธ์ (Relative Humidity)ความชื้นสัมพัทธ์ที่เหมาะสมกับร่างกายคนจะอยู่ประมาณ 50 – 55 % ส่วนการเพิ่มความชื้น (Humidifier)เป็นการเพิ่มความชื้นในอากาศมากขึ้น เหมาะสำหรับเมืองหนาวหรือในห้องบางประเภทที่ต้องการความชื้นมาก

2.2.3 เครื่องกรองอากาศ (Air Filter) เป็นระบบกรองอากาศให้สะอาดโดยอาจจะใช้ฟิลเตอร์หรือเครื่องมือทางไฟฟ้าสำหรับกรองอากาศทำให้อากาศสะอาดมากขึ้น

2.2.4 ระบบการถ่ายเทของอากาศ (Ventilation) คือการถ่ายเทของอากาศดีเข้าภายในห้องและดูดอากาศเสียออกนอกห้อง การดูดอากาศออกกับการเปิดให้อากาศเข้าจะต้องสมดุลกันถ้าดูดอากาศออกมากกว่าอากาศเข้า แรงดันของอากาศภายในห้องจะน้อยกว่าแรงดันภายนอกห้องซึ่งเรียกว่าแรงดันลบ (Negative Pressure)] ลักษณะนี้ไม่เหมาะสมเพราะจะทำให้อากาศร้อนภายนอกแทรกซึมเข้ามาภายในห้องและเพิ่มโหฬารให้กับระบบปรับอากาศมากเกินไป และจะเป็นอันตรายต่อร่างกาย ถ้าปล่อยให้อากาศเข้ามีปริมาณมากกว่าอากาศที่ดูดออกจะเป็นแรงดันบวก (Positive Pressure) แบบนี้อากาศในห้องจะดีกว่า แต่ก็ขึ้นอยู่กับลักษณะห้องที่ต้องการใช้งานแบบใด

2.2.5 ระบบการส่งแรงลม คือระบบที่ส่งลมเย็นออกมาไปยังห้องหรือสถานที่ที่จะให้เย็น ซึ่งอาจทำได้เช่น เครื่องปรับอากาศแบบติดหน้าต่าง จะติดตั้งให้อิวาพอเรเตอร์อยู่ภายในห้องและคอนเดนเซอร์หรือเครื่องควบแน่นอยู่ภายนอกห้อง หรือส่งโดยเดินท่อลมคือการติดตั้งระบบเครื่องปรับอากาศไว้ภายนอกทั้งหมด แล้วเดินท่อลมจ่ายไปยังห้องที่ต้องการ

2.3 เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน (Split – Typed Air Conditioner)

เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนกำลังเป็นที่นิยมมาก เพราะทำให้ห้องที่จะปรับอากาศไม่มีเสียงดังของเครื่องปรับอากาศรบกวน แต่แบบแยกส่วนมีข้อเสียคือเมื่อติดตั้งที่ใดแล้วจะย้ายที่ใหม่ก็จะต้องเดินท่อระบบเครื่องปรับอากาศ และบรรจุสารทำความเย็นใหม่ และจะต้องเจาะผนังให้ท่อผ่านจากภายนอกเข้ามาภายในห้องด้วย ข้อเสียอีกอย่างหนึ่งก็คือจะต้องหาที่ตั้งระบบเครื่องควบแน่นภายนอกอีกด้วย

ระบบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือ

1. ชุดเครื่องควบแน่น (Condensing Unit) ซึ่งเป็นระบบที่อยู่ ภายนอกห้อง
2. ชุดเครื่องทำความเย็น (Cooling Unit หรือ Evaporating Unit) ซึ่งเป็นระบบที่อยู่ในห้องที่จะปรับอากาศ

2.3.1 ชุดเครื่องควบแน่นหรือ Condensing Unit ประกอบด้วยส่วนต่างๆดังนี้

2.3.1.1 คอมเพรสเซอร์ เป็นแบบปิดสนิทขนาด 1 – 4 ตัน จะเป็น คอมเพรสเซอร์เฮอริเมติก แบบเชื่อมมิดชิด (Welded Hermetic) ขนาดเครื่องปรับอากาศ 5 ตันขึ้นไป ส่วนใหญ่จะเป็น คอมเพรสเซอร์แบบกึ่งปิดสนิท (Semi Hermetic) คือแบบบริการได้ (Servicable)

2.3.1.2 เครื่องควบแน่น (Condenser) ส่วนมากจะเป็นท่อทองแดงแบบครีบบและท่อ (Fin and Tube) และระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air Cooled Condenser)

2.3.1.3 พัดลมเครื่องควบแน่น (Condenser Fan) เป็นพัดลมที่ใช้มอเตอร์แบบเฟสเดียว แต่ถ้าเครื่องใหญ่อาจใช้แบบ 3 เฟส ใช้สำหรับระบายความร้อนให้กับเครื่องควบแน่น

2.3.2 ชุดเครื่องให้ความเย็น (Cooling Unit) ประกอบด้วยส่วนต่างๆ ดังนี้

2.3.2.1 อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) ส่วนมากจะเป็นขดท่อทำด้วยทองแดง และมีครีบบ (Fin) อาจเป็นอลูมิเนียมกับอีวาพอเรเตอร์เป็นแบบครีบบและท่อ (Fin And Tube)

2.3.2.2 ชุดควบคุมสารทำความเย็น (Refrigerant Control) ส่วนใหญ่จะใช้เทอร์โมสแตติก แอ็กแพนชั่นวาล์ว (Thermostatic Expansion Valve หรือ TEV) และจะมีกระเปาะ (Bulb) แนบติดกับท่อทางดูด หรือท่อทางออกของอีวาพอเรเตอร์

2.3.2.3 แผ่นกรองอากาศ (Air Filter) เป็นแผ่นฟองน้ำหรืออลูมิเนียมสานหรือพลาสติก ป้องกันเศษฝุ่นผงที่จะถูกดูดเข้าไปติดอีวาพอเรเตอร์ แผ่นกรองอากาศจะวางไว้ทางเข้าของอากาศ

4. พัดลมอีวาพอเรเตอร์ (Evaporating Fan) มอเตอร์พัดลมส่วนมากจะเป็นแบบเฟสเดียวหรือแล้วแต่ความเหมาะสมของการออกแบบ และใบพัดลมเป็นแบบเป่าลมหรือโบลเวอร์ (Blower) หรือแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (Centrifugal Fan)

2.4 ระบบการทำความเย็นชนิดอัดไอ

ระบบการทำความเย็นชนิดอัดไอได้ออกแบบและสร้างขึ้นโดยอาศัยหลักการพื้นฐานทางเทอร์โมไดนามิกส์ดังนี้

2.4.1 ของไหลในขณะที่ย้ายสถานะจากของเหลวไปเป็นไอและยอมให้ความร้อนเปลี่ยนแปลงจากสถานะไอเปียกกลายเป็นของเหลว

2.4.2 ในระหว่างที่เกิดการเปลี่ยนแปลงของสถานะอุณหภูมิจะคงที่และอุณหภูมิจะเปลี่ยนแปลงกับความดัน ที่ความดันคงที่จุดหนึ่งการกลายเป็นไอจะเกิดขึ้น ณ จุดที่อุณหภูมิที่มีความสัมพันธ์กันเท่านั้น อย่างไรก็ตามอุณหภูมิของการกลายเป็นไอที่ความดันอันหนึ่งย่อมแตกต่างกันสำหรับของเหลวแต่ละชนิดที่แตกต่างกัน

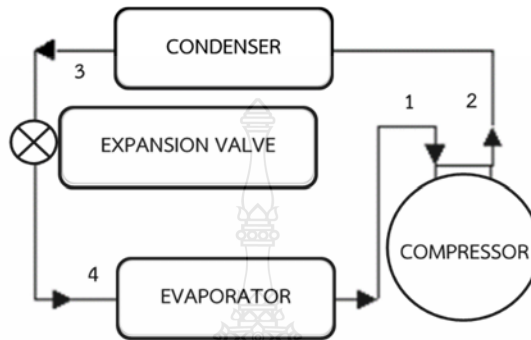
2.4.3 ความร้อนจะถ่ายเทจากแหล่งที่มีอุณหภูมิสูงไปยังแหล่งที่มีอุณหภูมิต่ำ

2.4.4 การเลือกโลหะหรือวัสดุที่ใช้ทำเครื่องควบแน่นควรเป็นวัสดุที่มีการนำความร้อนสูง

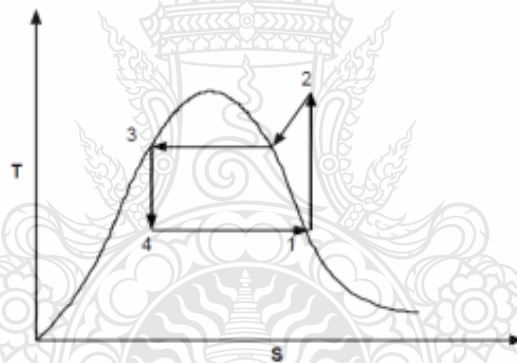
2.4.5 พลังงานความร้อนและพลังงานรูปอื่นๆสามารถนำกลับมาใช้ประโยชน์ โดยกฎที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์

2.5 วัฏจักรของการทำความเย็นชนิดอัดไอ

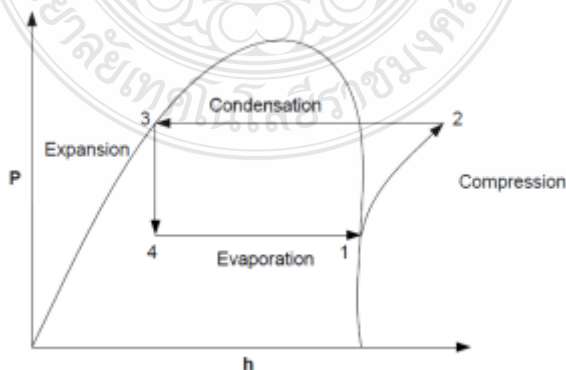
ทฤษฎีที่ใช้ในการวิเคราะห์วัฏจักรซึ่งจะวิเคราะห์ตามกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ โดยวิเคราะห์วัฏจักรการทำความเย็นชนิดอัดไอเบื้องต้น ซึ่งมีอุปกรณ์หลักคือ คอมเพรสเซอร์ เครื่องควบแน่น เอ็กแพนชันวาล์ว และอีวาพอเรเตอร์ ดังรูปที่ 2.1



รูปที่ 2.1 วัฏจักรการทำความเย็นชนิดอัดไอเบื้องต้น



รูปที่ 2.2 แผนภูมิอุณหภูมิกับเอนโทรปีของสารทำความเย็น



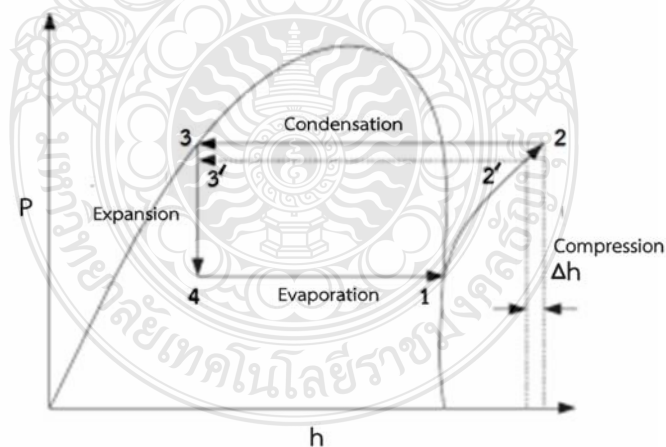
รูปที่ 2.3 แผนภูมิความดันกับเอนทาลปีของสารทำความเย็น

จากรูปที่ 2.1 การทำงานของวัฏจักรการทำความเย็นชนิดอัดไอเบื้องต้นเริ่มจากคอมเพรสเซอร์ดูดสารทำความเย็นซึ่งอยู่ในสถานะเป็นไอที่จุดที่ 1 และอัดให้มีความดันสูงขึ้นตามกระบวนการไอเซนโทรปิก (Isentropic Process) ที่จุด 2 แล้วส่งสารทำความเย็นซึ่งมีสถานะเป็นแก๊สความดันสูงและอุณหภูมิสูงไปยังเครื่องควบแน่นเพื่อทำให้เกิดสกลั่นตัวโดยการระบายความร้อนออก สารทำความเย็นจะควบแน่นจนกลายเป็นสารทำความเย็นเหลวที่มีความดันสูงจุดที่ 3 จากนั้นจะถูกส่งผ่านเอ็กแพนชันวาล์วเพื่อลดความดันลงที่จุดที่ 4 สารทำความเย็นเหลวจะเริ่มเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอหรือเริ่มเดือด จะดูดความร้อนเข้าในวัฏจักรนี้และจะในการเปลี่ยนสถานะจนกลายเป็นไอหมดพอดีที่จุดที่ 1 แล้วเริ่มวัฏจักรใหม่ต่อไป

ส่วนในการพิจารณาแกนความสัมพันธ์ของอุณหภูมิและเอนโทรปี หรือความดันและเอนทาลปี สามารถอธิบายดังรูปที่ 2.2 และรูปที่ 2.3 ตามลำดับเป็น Standard Vapour Compression Cycle ซึ่งแสดงคุณสมบัติต่าง ๆ ของสารทำความเย็น สำหรับการเปลี่ยนแปลงเบื้องต้น ของวัฏจักรการทำความเย็นเป็นดังนี้

- 1-2 การอัด (Compression) ซึ่งเป็น Isentropic Compression
- 2-3 การควบแน่น (Condensation) โดยความดันคงที่
- 3-4 การขยายตัว (Expansion) โดยเอนทาลปีคงที่
- 4-1 การระเหย (Evaporation) โดยความดันคงที่

กรณีที่มีการปรับปรุงเครื่องปรับอากาศเพื่อให้ประสิทธิภาพการทำความเย็นเพิ่มสูงขึ้น และเพื่อให้ประหยัดการใช้พลังงานไฟฟ้า สามารถเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเอนทาลปีกับความดันของวัฏจักรการทำความเย็นสามารถเขียนได้ดังรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 แผนภูมิความดันกับเอนทาลปีของสารทำความเย็นกรณีมีการปรับปรุง

จากรูปที่ 2.4 จะเห็นว่าเมื่อมีการปรับปรุงเครื่องปรับอากาศให้มีประสิทธิภาพเพิ่มสูงขึ้นโดยการทำให้ความดันและอุณหภูมิที่ทางออกของเครื่องควบแน่นลดลง ดังนั้นวัฏจักรการทำความเย็นจะเปลี่ยน

จากกระบวนการ 1 2 3 4 ไปเป็นกระบวนการ 1 2 3 4 เมื่อวัฏจักรการทำงานเปลี่ยนแปลงไปจากเดิมก็จะทำให้เกิดการประหยัดพลังงานเท่ากับผลต่างของเอนทาลปี

สมมติฐานในการวิเคราะห์ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

ในการวิเคราะห์ตามกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์

1. ไม่คิดการเปลี่ยนแปลงของพลังงานจลน์และพลังงานศักย์
2. ไม่คิดความดันตกคร่อมผ่านอุปกรณ์ทดสอบ
3. สภาพของสารทำความเย็นก่อนเข้าและออกจากคอมเพรสเซอร์เป็นไออิ่มตัวและไอร้อนยิ่งยวดตามลำดับ
4. สภาพของเหลวที่ออกจากเครื่องควบแน่นมีสภาพเป็นของเหลวอิ่มตัวหรือของเหลวเย็นเยือกทฤษฎีที่ใช้ในการวิเคราะห์ตามกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับอุปกรณ์ด้านความร้อนต่างๆ จะถือว่าเป็นระบบปริมาตรควบคุมอาศัยหลักการไหลแบบสม่ำเสมอ จะได้

$$Q_{BV} + \sum \dot{m}_i \left[h_i + \frac{v_i^2}{2} + gZ_i \right] = \sum \dot{m}_e \left[h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e \right] + W_{ev} \quad (2.2)$$

เมื่อ

Q_{BV} = อัตราความร้อนที่เข้าและออกจากอุปกรณ์ในระบบปริมาตรควบคุม (kW)

\dot{m}_i, \dot{m}_e = อัตราการไหลของสารทำความเย็นเข้าและออกจากระบบ (kg/s)

h_i, h_e = เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นเข้าและออกจากระบบ (kJ/kg)

v^i, v^e = ความเร็วของมวลสารทำความเย็นเข้าและออกจากระบบ (m/s)

g = อัตราเร่งของโลกเท่ากับ (9.81 m/s²)

Z_i, Z_e = ระยะความสูงจากระดับอ้างอิง (m)

W_{ev} = งานที่ได้หรืองานที่ให้กับอุปกรณ์ในระบบ (kW)

จากกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์แยกกระบวนการออกวิเคราะห์ในอุปกรณ์หลักแต่ละอุปกรณ์ ซึ่งพิจารณาจากแกนอุณหภูมิกับเอนโทรปีตามรูปที่ 2.2 และแกนความดันกับเอนทาลปีตามรูปที่ 2.3

กระบวนการ 1 – 2 เป็นกระบวนการอัดสารทำความเย็นตามกระบวนการไอเซนโทรปิก (Isentropic Process)

$$Q_{12} = W_{12} = W_c = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (2.3)$$

เมื่อ

Q_{12} = ความร้อนของคอมเพรสเซอร์ (kW)

W_{12}, W_c = งานของคอมเพรสเซอร์ (kW)

h_1, h_2 = เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นเข้าและออกคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg)

\dot{m}_r = อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

กระบวนการ 2 – 3 เป็นกระบวนการระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นตามกระบวนการความดันคงที่ (Isobaric Process)

$$Q_{23} = Q_c = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (2.4)$$

เมื่อ

Q_{23} = ความร้อนของเครื่องควบแน่น (kW)

h_2, h_3 = เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นที่เข้าและออกจากเครื่องควบแน่นตามลำดับ (kJ/kg)

กระบวนการ 3 – 4 เป็นกระบวนการขยายตัวของสารทำความเย็นตามกระบวนการเอนทาลปีคงที่

$$h_3 = h_4 \quad (2.5)$$

เมื่อ

h_4 = เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นออกแฉีกแฟนชั่นวาล์ว (kJ/kg)

กระบวนการ 4 – 1 เป็นกระบวนการรับความร้อนของสารทำความเย็นเพื่อเปลี่ยนสถานะตามกระบวนการความดันคงที่ (Isobaric Process)

$$Q_{41} = Q_E = \dot{m}_r (h_4 - h_1) \quad (2.6)$$

เมื่อ

Q_{41}, Q_E = อัตราความร้อนของอีวาพอเรเตอร์ (kW)

2.6 สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP)

2.6.1 สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP)

ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะคืออัตราส่วนของขนาดทำความเย็นที่เครื่องสามารถทำได้ต่อพลังงานที่ป้อนให้กับเครื่องอัดไอ (ได้จากการวิเคราะห์สารทำความเย็น)

$$COP = \frac{Q_E}{W_C} = \frac{\dot{m}_r (h_1 - h_4)}{\dot{m}_r (h_2 - h_1)} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (2.7)$$

เมื่อ

Q_E = ขนาดการทำความเย็น (kW)

W_C = กำลังที่ใช้ของคอมเพรสเซอร์ (kW)

- \dot{m}_r = อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น (kg/s)
- h_1 = เอลทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg)
- h_2 = เอลทาลปีของสารทำความเย็นหลังจากผ่านคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg)
- h_4 = เอลทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าอีวาพอเรเตอร์ (kJ/kg)

2.6.2 สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP)

ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะคืออัตราส่วนของขนาดทำความเย็นที่เครื่องสามารถทำได้ต่อพลังงานที่ป้อนให้กับเครื่องอัดไอ (ได้จากการวิเคราะห์ของอากาศที่ผ่านอีวาพอเรเตอร์)

$$COP = \frac{Q_E}{W_C} = \frac{Q_A}{W_C} = \frac{\dot{m}_r(h_1 - h_4)}{\dot{m}_r(h_2 - h_1)} = \frac{\dot{m}_a C_{p_a} (T_{a_i} - T_{a_o})}{\dot{m}_r(h_2 - h_1)} \quad (2.8)$$

เมื่อ

- Q_E, Q_A = ขนาดการทำความเย็น (kW)
- W_C = กำลังที่ใช้ของคอมเพรสเซอร์ (kW)
- \dot{m}_a = อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ (kg/s)
- C_{p_a} = ค่าความจุความร้อนของอากาศ (kJ/kg. °K)
- T_{a_i} = อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าอีวาพอเรเตอร์ (°K)
- T_{a_o} = อุณหภูมิอากาศออกจากอีวาพอเรเตอร์ (°K)

2.6.3 สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะโดยรวมของระบบ (Coefficient of Performance, COP_{overall})

ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะโดยรวมของระบบคืออัตราส่วนของขีดความสามารถในการทำความเย็นที่ระบบปรับอากาศสามารถทำได้ต่อพลังงานโดยรวมที่ป้อนให้กับเครื่องอัดไอได้จากห้องทดสอบโดยตรง)

$$COP_{Overall} = \frac{Q_T}{W_T} \quad (2.9)$$

เมื่อ

- Q_T = ขีดความสามารถในการทำความเย็น (kW)
- W_T = พลังงานโดยรวมที่ป้อนให้กับระบบ (kW)

2.7 อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio, EER)

อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานคืออัตราส่วนขีดความสามารถในการทำความเย็นต่อพลังงานโดยรวมของเครื่องปรับอากาศโดยที่มีหน่วยเป็น Btu/hr.Watt เนื่องจากขีดความสามารถในการทำความเย็นมีหน่วยเป็น Btu/hr ส่วนพลังงานที่ป้อนให้กับระบบมีหน่วยเป็น Watt

$$\text{COP}_{\text{Overall}} = \frac{Q_{\text{ET}}}{W_{\text{input}}} \times 3412 \quad (\text{Btu/hr.Watt}) \quad (2.10)$$

เมื่อ

Q_E = ชีตความสามารถในการทำความเย็น (Watt)

W_{input} = งานทั้งหมดที่ป้อนให้กับระบบ (Watt)

2.8 การวัดกำลังไฟฟ้า (kW)

เครื่องปรับอากาศสำหรับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน จะมีอุปกรณ์ที่ใช้ไฟฟ้าอยู่ 3 อุปกรณ์หลัก คือ พัดลมอีวาพอเรเตอร์ พัดลมเครื่องควบแน่น และคอมเพรสเซอร์ โดยทำการวัดปริมาณแรงดันไฟฟ้า กระแสไฟฟ้าและเพาเวอร์แฟคเตอร์ (Power Factor) แล้วคำนวณหา กำลังไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ หรือ โดยการวัดด้วยเครื่องวัดกำลังไฟฟ้า (Power meter)

$$P = (IV \cos \emptyset) / 1000 \quad (2.11)$$

เมื่อ

P = กำลังไฟฟ้า (kW)

I = กระแสไฟฟ้า (Amp)

V = แรงดันไฟฟ้า (Volt)

$\cos \emptyset$ = Power Factor

คำนวณสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ kW/TR และ EER

ค่ากำลังไฟฟ้าต่อความเย็นที่ทำได้ kW/TR สามารถคำนวณหาได้ และสำหรับค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio, EER) คือ อัตราส่วนชิตความสามารถในการทำความเย็นต่อพลังงานโดยรวมของเครื่องปรับอากาศ โดยมีหน่วยเป็น Btu/(hr.Watt)

$$\text{EER} = 12 / (\text{kW/TR}) \quad (2.12)$$

เมื่อ

(kW / TR) = ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นที่ทำได้

บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

3.1 บทนำ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเกี่ยวกับการลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ โดยการอุณหภูมิอากาศที่จะระบายความร้อนให้กับเครื่องควบแน่นของระบบปรับอากาศ และลดการใช้พลังงานของพัดลมระบายอากาศ ด้วยวิธีการนำเอาอากาศที่ถูกระบายออกจากห้องปรับอากาศที่มีอุณหภูมิต่ำ มาผสมกับอากาศภายนอกห้องก่อนเข้าระบายความร้อนให้กับเครื่องควบแน่นด้วยการดูดของพัดลมเครื่องควบแน่นเอง ขณะเดียวกันก็จะตัดการทำงานของพัดลมระบายอากาศออกไป และเมื่อจังหวะที่พัดลมของเครื่องควบแน่นหยุดทำงาน พัดลมระบายอากาศก็จะทำงานโดยอัตโนมัติ ทำให้อัตราการระบายอากาศคงที่ตลอดเวลาเพราะพัดลมของเครื่องควบแน่นและพัดลมระบายอากาศจะทำงานสลับกันตลอดเวลา ดังนั้นงานวิจัยนี้จะไม่นำคุณภาพอากาศภายในห้องมาวิเคราะห์เพราะควบคุมอัตราการระบายอากาศที่ใกล้เคียงกัน และในส่วนของภาระโหลดความร้อนทั้งภายในภายในและนอกก็ไม่นำมาวิเคราะห์ เพราะควบคุมอุณหภูมิภายในและภายนอกห้องให้มีความแตกต่างกันน้อยมากทั้งสองแบบการทดลอง เพราะฉะนั้นสิ่งที่เปลี่ยนแปลงก็คือค่าการใช้พลังงานรวมของทั้งสองแบบ

3.2 เครื่องมือและอุปกรณ์

3.2.1 ห้องสำนักงานขนาด 4.5 x 6.0 x 4.0 m.

3.2.2 เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน (Split – Type air conditioning) ขนาดทำความเย็น 18,700 Btu/hr

3.2.3 พัดลมระบายอากาศ ขนาด 240 m³/hr

3.2.4 หลอดไฟฟ้าแสงสว่างขนาด 15 W จำนวน 15 หลอด

3.2.5 เครื่องวัดค่าพลังงานไฟฟ้า (Power meter)

3.2.6 เครื่องวัดอัตราการไหลของอากาศ (Air flow meter)

3.2.7 เครื่องวัดอุณหภูมิอากาศ (Thermometer)

3.2.8 เครื่องวัดอุณหภูมิสารทำความเย็น (Thermometer)

3.2.9 เครื่องวัดแรงดันสารทำความเย็น (Pressure gauge)

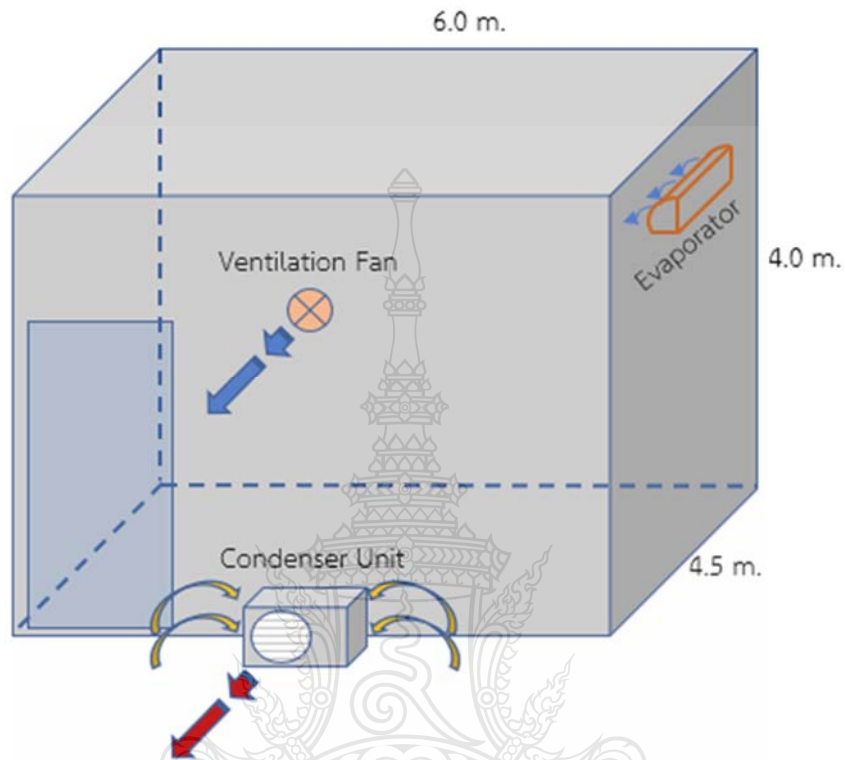
3.2.10 เครื่องวัดอัตราการไหลของสารทำความเย็น (flow meter)

3.3 ขั้นตอนการทดลอง

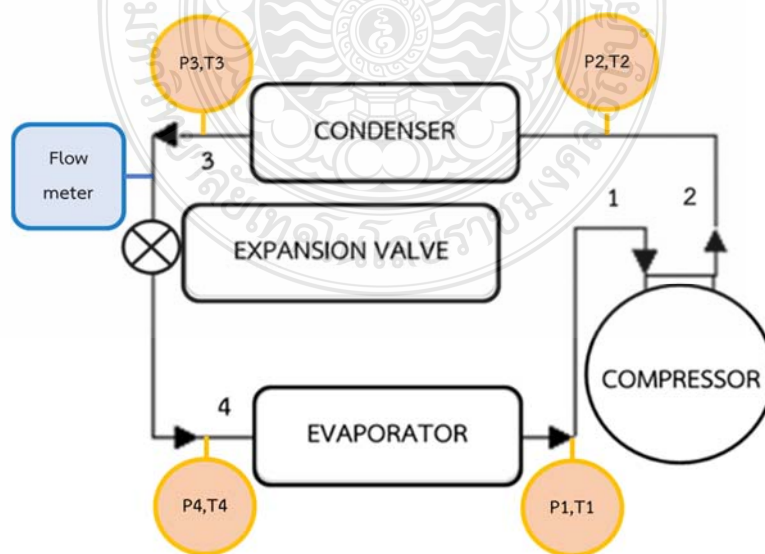
3.3.1 ติดตั้งระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศแบบกรณีที่ 1

คือติดตั้งเครื่องควบแน่นและพัดลมระบายอากาศ ซึ่งจะติดตั้งไว้ที่ตำแหน่งต่างกัน คือชุดเครื่องควบแน่นจะวางที่ระดับพื้นของห้องและพัดลมระบายอากาศจะติดตั้งไว้ที่ผนังห้องระดับความสูง 3

เมตร และติดตั้ง Evaporator Unit ที่ระดับความสูง 3.0 เมตร ตามรูปที่ 3.1 และติดตั้งเครื่องมือวัดอุณหภูมิ เครื่องมือวัดแรงดัน และเครื่องมือวัดอัตราการไหลของสารทำความเย็น ตามรูปที่ 3.2

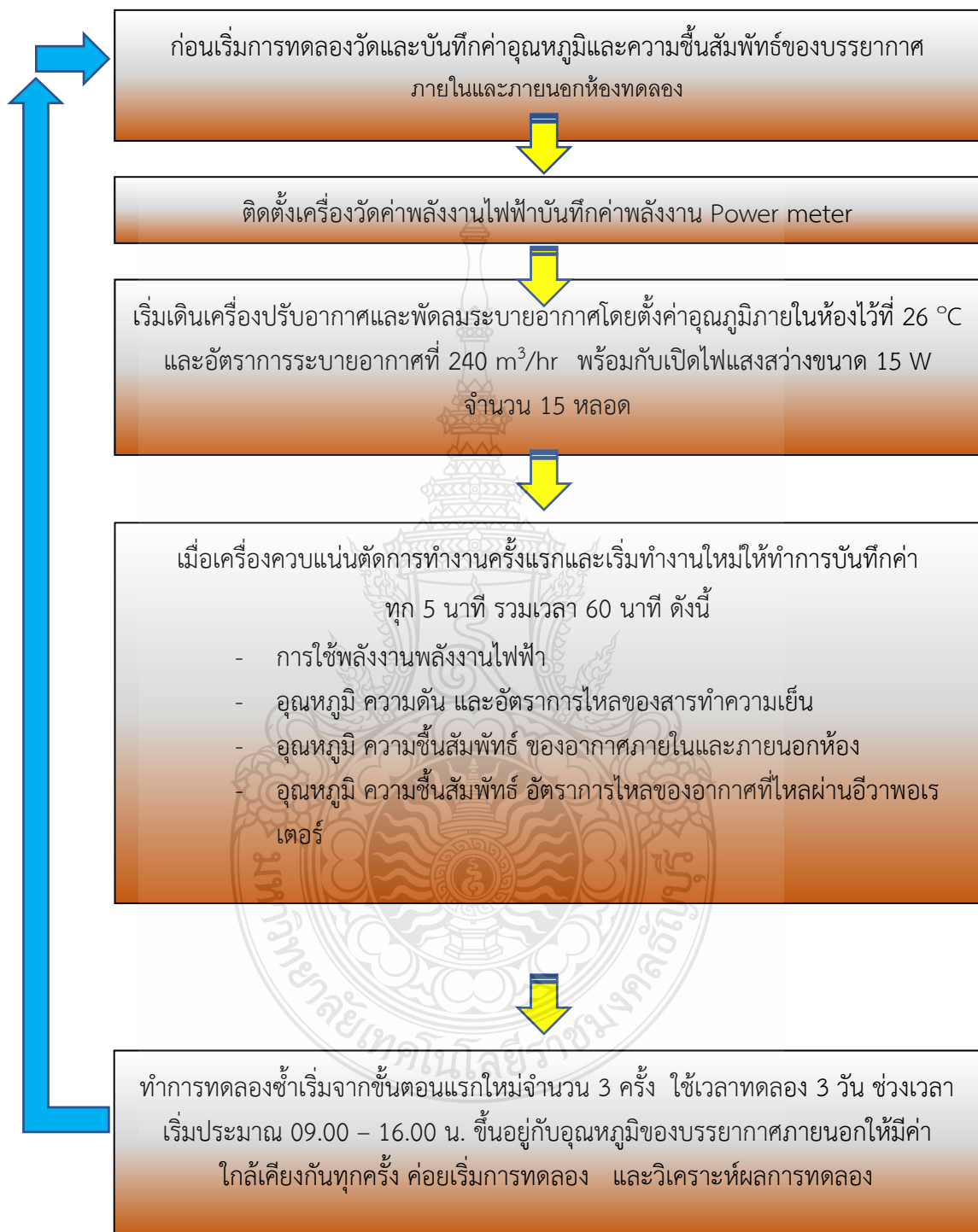


รูปที่ 3.1 แบบแสดงตำแหน่งการติดตั้งเครื่องควบแน่น(Condenser Unit)และพัดลมระบายอากาศ (Ventilation Fan) แบบกรณีที่ 1



รูปที่ 3.2 การติดตั้งเครื่องมือและอุปกรณ์

3.3.2 แสดงแผนผังขั้นตอนการทดลอง ตามรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.3 แผนผังขั้นตอนการทดลองระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศแบบกรณีที่ 1

3.3.3 เริ่มการทดลอง

ขั้นตอนที่ 1 ก่อนเริ่มการทดลองวัดและบันทึกค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องและภายนอกห้องด้วยเครื่องวัดอุณหภูมิ ดังแสดงในรูปที่ ภาคผนวก ก

ขั้นตอนที่ 2 ติดตั้งเครื่องวัดค่าพลังงานไฟฟ้าและบันทึกค่าพลังงาน โดยการวัดค่าการใช้พลังงานรวมของระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศ ดังแสดงในรูปที่ ภาคผนวก ก

ขั้นตอนที่ 3 เริ่มเดินเครื่องปรับอากาศและพัดลมระบายอากาศโดยตั้งค่าอุณหภูมิภายในห้องไว้ที่ 26°C และวัดค่าอัตราการระบายอากาศได้ $240\text{ m}^3/\text{hr}$ พร้อมกับเปิดไฟแสงสว่างขนาด 15 W จำนวน 15 หลอด

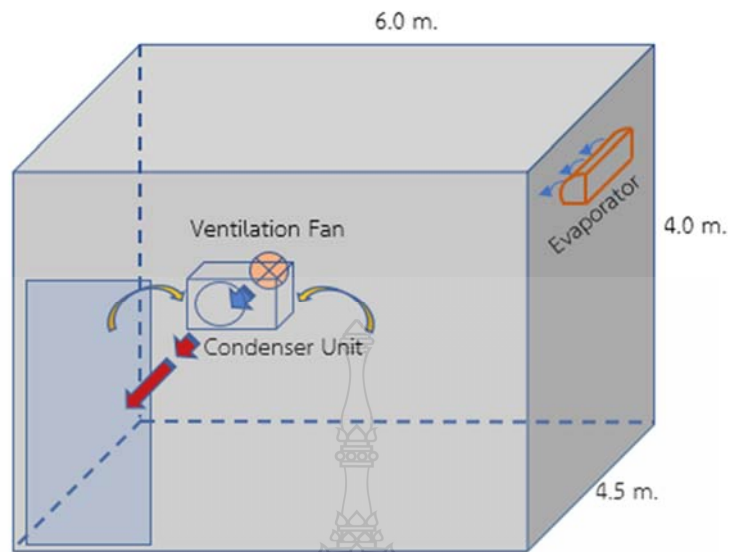
ขั้นตอนที่ 4 เริ่มบันทึกค่าเมื่อเครื่องควบแน่นตัดการทำงานครั้งแรกและเริ่มทำงานใหม่ใช้เวลาบันทึกผลการทดลอง 60 นาที ดังในตารางที่ ภาคผนวก ข

- การใช้พลังงานพลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศและพัดลมระบายอากาศ
- อุณหภูมิ ความดัน และอัตราการไหลของสารทำความเย็น
- อุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ ของอากาศภายในและภายนอกห้อง
- อุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ อัตราการไหลของอากาศที่ไหลผ่านอีวาพอเรเตอร์

และทำซ้ำเริ่มจากขั้นตอนที่ 1 – 4 ของวันถัดไป เนื่องจากการทดลองต้องอาศัยสภาวะอากาศภายนอกจากธรรมชาติเองเพื่อให้เงื่อนไขการทดลองทั้ง 3 ครั้งมีค่าเท่ากัน หรือใกล้เคียงกันมากที่สุด

3.3.4 ติดตั้งระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศแบบที่ทำกรวิจัยแบบกรณีที่ 2

ติดตั้งเครื่องควบแน่นและพัดลมระบายอากาศ ซึ่งจะติดตั้งไว้ที่ตำแหน่งที่ระดับเดียวกันและศูนย์กลางพัดลมระบายอากาศและพัดลมของเครื่องควบแน่นอยู่ในแนวเดียวกันกับ คือชุดเครื่องควบแน่นจะวางที่ระดับความสูง 3 เมตร และติดตั้ง Evaporator Unit ที่ระดับความสูง 3.0 เมตร ที่เดิมตามรูปที่ 3.4 และขั้นตอนการทดลองและการบันทึกข้อมูลให้ทำตาม ข้อ 3.3.2 ทุกขั้นตอน และนำผลที่ได้ทั้งสองแบบมาวิเคราะห์และเปรียบเทียบกัน ดังในตารางที่ ภาคผนวก ข



รูปที่ 3.4 แบบแสดงตำแหน่งการติดตั้ง Condenser Unit และ Ventilation Fan ของงานวิจัยแบบกรณีที่ 2



บทที่ 4 ผลการวิจัย

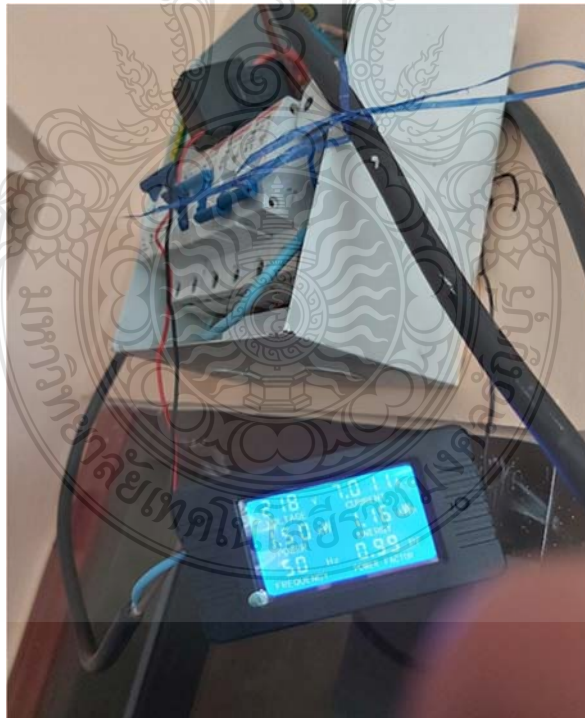
4.1 บทนำ

ในบทนี้จะกล่าวถึงผลการทดลองที่ได้ในส่วนของการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศแบบเดิมคือกรณีที่ 1 และแบบที่ทำการวิจัยคือกรณีที่ 2 และเปรียบเทียบกัน ซึ่งแต่ละแบบจะทำการทดลองอย่างละ 3 ครั้งเพื่อให้ผลการทดลองมีความแม่นยำและมีค่าผิดพลาดน้อยที่สุด

4.2 ผลการทดลอง

4.2.1 การคำนวณหาค่าการใช้พลังงานรวมเฉลี่ยหรือหาได้การวัดค่าพลังงานไฟฟ้าด้วยเครื่องวัดกำลังไฟฟ้าในกรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2 ของระบบปรับอากาศ

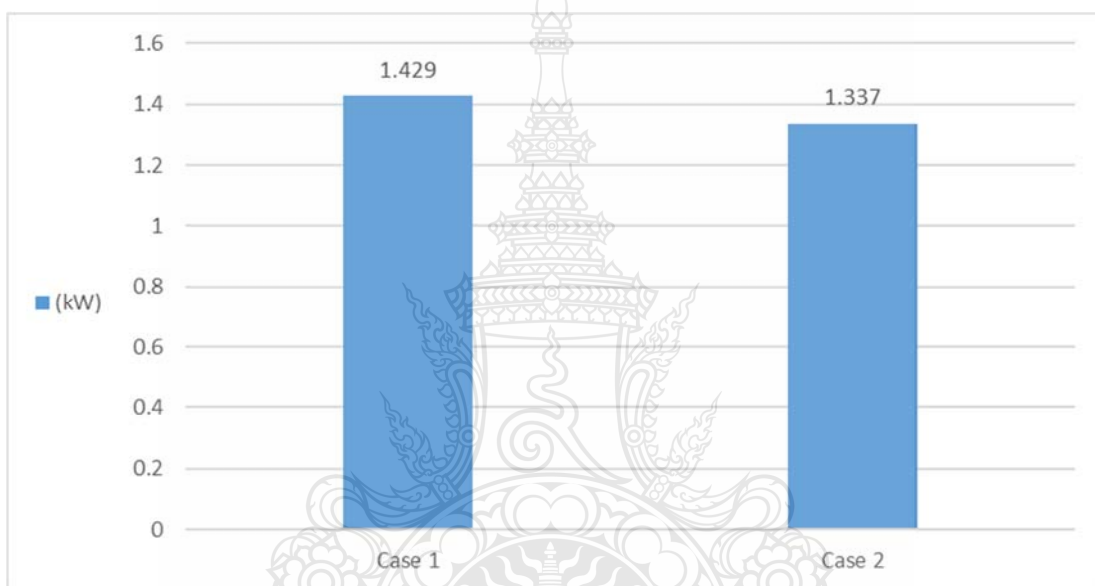
จากการทดลองนี้จะอ้างอิงการคำนวณตามสมการที่ 2.11 หรือ ใช้ค่าจากการวัดจริงที่ได้จากเครื่องวัดกำลังไฟฟ้าก็ได้ ในการทดลองนี้เลือกใช้ค่าที่ได้จากการวัดค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าโดยแสดงไว้ในตารางใน ภาคผนวก ข ตารางที่ ข.1 – ข.9 และ รูปที่ 4.1, 4.2 , ตารางที่ 4.1



รูปที่ 4.1 แสดงการวัดค่าพลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศ

ตารางที่ 4.1 สรุปค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยในกรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2 ของระบบปรับอากาศ

ค่าเฉลี่ย	W_t (kW)
Case 1	1.429
Case 2	1.337
Diff. (Case 2 - Case 1)	-0.092
Diff. %	-6.87



รูปที่ 4.2 กราฟสรุปค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยในกรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2 ของระบบปรับอากาศ

จากตารางที่ 4.1

กรณีที่ 1 ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมของระบบปรับอากาศ

$$P_{t,case1} = W_{t,case1} = 1.429 \text{ kW}$$

กรณีที่ 2 ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมของระบบปรับอากาศ

$$P_{t,case2} = W_{t,case2} = 1.337 \text{ kW}$$

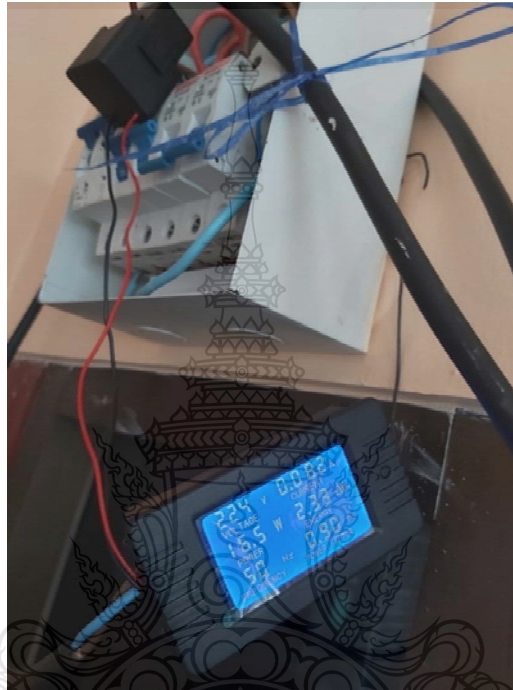
$$\text{ผลต่างค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมของระบบปรับอากาศ} = 1.337 - 1.429 \text{ kW}$$

$$= -0.092 \text{ kW}$$

สรุป ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมของระบบปรับอากาศของงานวิจัยนี้ลดลง = 0.092 kW หรือ ลดลง 6.87 %

4.2.2 การคำนวณหาค่าการใช้พลังงานรวมเฉลี่ยหรือหาได้การวัดค่าพลังงานไฟฟ้าด้วยเครื่องวัดกำลังไฟฟ้าในกรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2 ของระบบระบายอากาศ

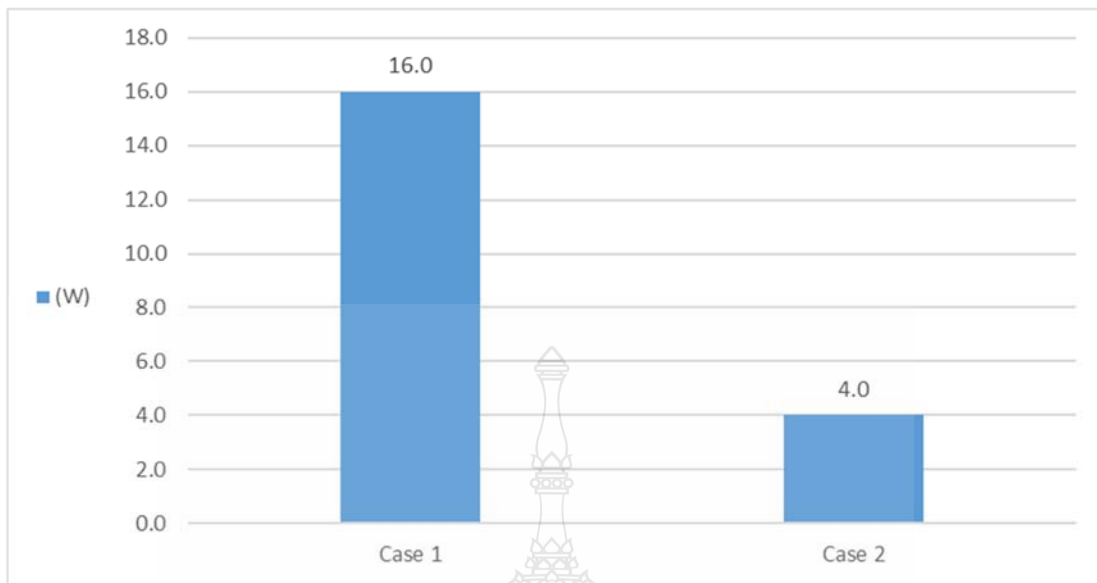
จากการทดลองนี้ ใช้ค่าจากการวัดจริงที่ได้จากเครื่องวัดกำลังไฟฟ้า การวัดค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าโดยแสดงไว้ตามรูปที่ 4.3, 4.4 และ ตารางที่ 4.2



รูปที่ 4.3 แสดงการวัดค่าพลังงานไฟฟ้าของระบบระบายอากาศ

ตารางที่ 4.2 สรุปค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยในกรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2 ของระบบระบายอากาศ

ค่าเฉลี่ย	W_t (W)
Case 1	16.0
Case 2	4.0
Diff. (Case 2 - Case 1)	-12.0
Diff. %	-75.0



รูปที่ 4.4 กราฟสรุปค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยในกรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2 ของระบบระบายอากาศ

จากตารางที่ 4.2

กรณีที่ 1 ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยรวมของระบบระบายอากาศ

$$P_{t,case1} = W_{t,case1} = 16.0 \text{ W}$$

กรณีที่ 2 ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยรวมของระบบระบายอากาศ

$$P_{t,case2} = W_{t,case2} = 4.0 \text{ W}$$

$$\begin{aligned} \text{ผลต่างค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมของระบบระบายอากาศ} &= 4.0 - 16.0 \text{ W} \\ &= -12.0 \text{ W} \end{aligned}$$

สรุป ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยรวมของระบบปรับอากาศของงานวิจัยนี้ลดลง = 12.0 W หรือ ลดลง 75.0 % ซึ่งได้จากการลดเวลาทำงานของพัดลมระบายอากาศที่เราใช้พัดลมของเครื่องควบแน่น ดูดแทน

4.2.3. สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP) ในกรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2 ของระบบปรับอากาศ (หาค่าจากคุณสมบัติสารทำความเย็น)

จากการทดลองนี้จะอ้างอิงการคำนวณตามสมการที่ 2.7 ด้วยการวัดค่าสถานะต่างๆของ สารทำความเย็นและอากาศตามรูปที่ 4.1, 4.3 ถึง 4.8 และแสดงค่าไว้ในตารางในภาคผนวก ข ได้ดังนี้



รูปที่ 4.5 แสดงการวัดค่าอุณหภูมิของสารทำความเย็น



รูปที่ 4.6 แสดงการวัดค่าความดันของสารทำความเย็น



รูปที่ 4.7 แสดงการวัดค่าอัตราของสารทำความเย็น



รูปที่ 4.8 แสดงการวัดค่าอุณหภูมิของอากาศภายในและภายนอกห้อง



รูปที่ 4.9 แสดงการวัดค่าอัตราการระบายอากาศ

อ้างอิงสมการที่ 2.7

$$COP_{th} = \frac{Q_t}{W_t} = \frac{\dot{m}_r(h_1-h_4)}{\dot{m}_r(h_2-h_1)} = \frac{(h_1-h_4)}{(h_2-h_1)}$$

เมื่อ

COP_{th} = สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะรวมทางทฤษฎีของระบบปรับอากาศ

Q_t = ขนาดการทำความร้อนรวม (kW)

W_t = กำลังที่ใช้รวมของระบบปรับอากาศ (kW)

\dot{m}_r = อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น (kg/s)

h_1 = เอลทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg)

h_2 = เอลทาลปีของสารทำความเย็นหลังจากผ่านคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg)

h_4 = เอลทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าอีวาพอเรเตอร์ (kJ/kg)

กรณีที่ 1

ที่สภาวะอากาศเฉลี่ย

$$T_{\text{room}} : T_{\text{db}} = 25.92 \text{ }^{\circ}\text{C} , \quad : T_{\text{wb}} = 23.10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{outdoor}} : T_{\text{db}} = 36.32 \text{ }^{\circ}\text{C} , \quad : T_{\text{wb}} = 32.74 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

สารทำความเย็น R-32

วัดค่า ความดัน , อุณหภูมิ , อัตราการไหลของสารทำความเย็น และคำนวณหรือเปิดตารางหรือจาก Psychrometric Chart ในตารางที่ ภาคผนวก ข หาค่าต่างๆได้ดังนี้

$$\dot{m}_r = 0.025740 \text{ (kg/s)}$$

$$P_1 = 1064.621241 \text{ (kPa)} , \quad T_1 = 20.09230769 \text{ }^{\circ}\text{C} , \quad h_1 = 415.1196705 \text{ (kJ/kg)}$$

$$P_2 = 2967.220676 \text{ (kPa)} , \quad T_2 = 75.20769231 \text{ }^{\circ}\text{C} , \quad h_2 = 456.9377258 \text{ (kJ/kg)}$$

$$P_3 = 2929.741482 \text{ (kPa)} , \quad T_3 = 41.77435897 \text{ }^{\circ}\text{C} , \quad h_3 = 252.3378683 \text{ (kJ/kg)}$$

$$P_4 = 1103.514744 \text{ (kPa)} , \quad T_4 = 10.48974359 \text{ }^{\circ}\text{C} , \quad h_4 = 252.3378683 \text{ (kJ/kg)}$$

จะได้

$$\text{COP}_{\text{th}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} = \frac{(415.1196705 - 252.3378683)}{(456.9377258 - 415.1196705)} = 3.89$$

และ

$$\text{COP}_{\text{act}} = \frac{Q_t}{W_t} = \frac{4.151667}{1.428641} = 2.93$$

เมื่อ

$$\text{COP}_{\text{act}} = \text{สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะรวมจริงของระบบปรับอากาศ}$$

กรณีที่ 2

ที่สภาวะอากาศ

$$T_{\text{room}} : T_{\text{db}} = 25.87949 \text{ }^{\circ}\text{C} , \quad : T_{\text{wb}} = 23.02564 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{outdoor}} : T_{\text{db}} = 36.52564 \text{ }^{\circ}\text{C} , \quad : T_{\text{wb}} = 32.99744 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

สารทำความเย็น R-32

วัดค่า ความดัน , อุณหภูมิ , อัตราการไหลของสารทำความเย็น และคำนวณหรือเปิดตารางหรือจาก PSYCHOMETRIC CHART ในตารางที่ ภาคผนวก ข หาค่าต่างๆได้ดังนี้

$$\dot{m}_r = 0.02441 \text{ (kg/s)}$$

$$P1 = 1003.27558 \text{ (kPa) , } T1 = 19.76821^\circ\text{C , } h1 = 415.24819 \text{ (kJ/kg)}$$

$$P2 = 2762.49942 \text{ (kPa) , } T2 = 74.92564^\circ\text{C , } h2 = 457.01725 \text{ (kJ/kg)}$$

$$P3 = 2707.51815 \text{ (kPa) , } T3 = 37.43590^\circ\text{C , } h3 = 246.50117 \text{ (kJ/kg)}$$

$$P4 = 1038.81010 \text{ (kPa) , } T4 = 9.12051^\circ\text{C , } h4 = 246.50117 \text{ (kJ/kg)}$$

จะได้

$$\text{COP}_{\text{th}} = \frac{(h_1-h_4)}{(h_2-h_1)} = \frac{(415.24819-246.50117)}{(457.01725-415.24819)} = 4.04$$

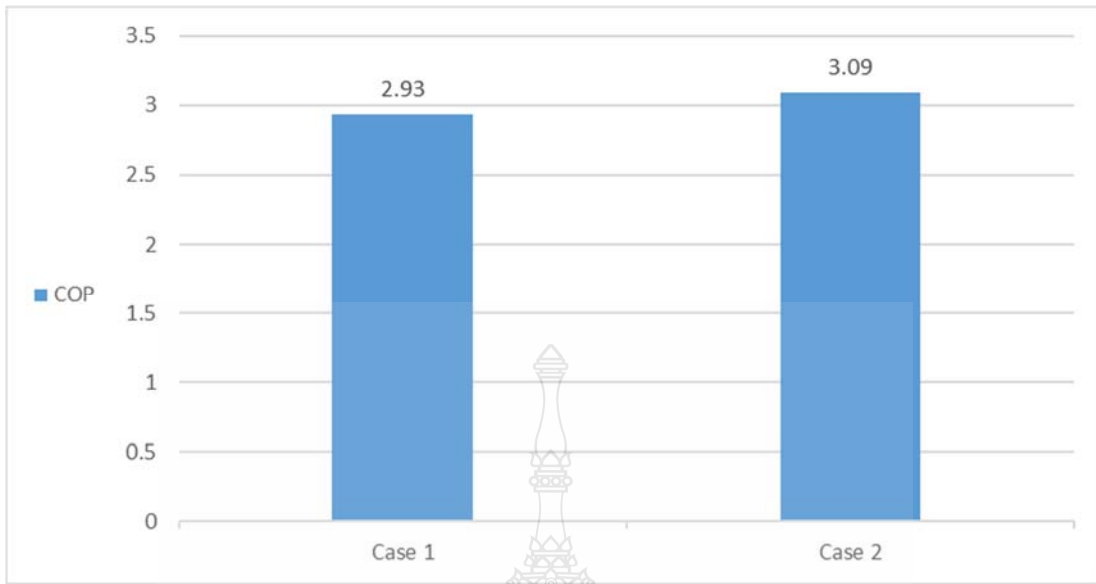
และ

$$\text{COP}_{\text{act}} = \frac{Q_t}{W_t} = \frac{4.10361}{1.33682} = 3.09$$

จากกรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2

ตารางที่ 4.3 สรุปค่า COP_{act} กรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2 ของระบบปรับอากาศ

ค่าเฉลี่ย	COP _{act}
Case 1	2.928629753
Case 2	3.092776147
Diff. (Case 2 - Case 1)	0.164146394
Diff. %	5.604887199



รูปที่ 4.10 กราฟสรุปค่า COP_{act} กรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2 ของระบบปรับอากาศ

สรุปได้ว่าค่า COP_{act} ของกรณีที่ 2 มากกว่า กรณีที่ 1 $= 3.09 - 2.93$
 $= 0.16$

หรือ ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ COP_{act} สูงขึ้น $= 5.60 \%$

4.2.4 สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP) ในกรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2 ของระบบปรับอากาศ (หาค่าจากอากาศผ่านเข้าออกฮีวาพอเรเตอร์)

จากการทดลองนี้จะอ้างอิงการคำนวณตามสมการที่ 2.8 ด้วยการวัดค่าสถานะต่างๆของอากาศตามและตามรูป รูปที่ 4.8, 4.11 และ 4.12 แสดงค่าไว้ในตารางในภาคผนวก ข



รูปที่ 4.11 แสดงการวัดค่าอุณหภูมิของลมผ่านเข้าและออกฮีวาพอเรเตอร์



รูปที่ 4.12 แสดงการวัดค่าปริมาณลมผ่านเข้าและออกอีวาพอเรเตอร์

อ้างอิงสมการที่ 2.8

$$\text{COP} = \frac{Q_E}{W_c} = \frac{Q_A}{W_c} = \frac{\dot{m}_r(h_1 - h_4)}{\dot{m}_r(h_2 - h_1)} = \frac{\dot{m}_a C_{p_a}(T_{a_i} - T_{a_o})}{\dot{m}_r(h_2 - h_1)}$$

เมื่อ

- Q_E, Q_A = ขนาดการทำงานเย็น (kW)
- W_c = กำลังที่ใช้ของคอมเพรสเซอร์ (kW)
- \dot{m}_a = อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ (kg/s)
- C_{p_a} = ค่าความจุความร้อนของอากาศ (kJ/kg. °K)
- T_{a_i} = อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าอีวาพอเรเตอร์ (°K)
- T_{a_o} = อุณหภูมิอากาศออกจากอีวาพอเรเตอร์ (°K)

กรณีที่ 1

$$\text{COP}_{th} = \frac{Q_E}{W_c} = \frac{Q_A}{W_c} = \frac{\dot{m}_r(h_1 - h_4)}{\dot{m}_r(h_2 - h_1)} = \frac{\dot{m}_a C_{p_a}(T_{a_i} - T_{a_o})}{\dot{m}_r(h_2 - h_1)}$$

$$\text{COP}_{act} = \frac{Q_E}{W_t} = \frac{Q_A}{W_t} = \frac{\dot{m}_r(h_1 - h_4)}{W_t} = \frac{\dot{m}_a C_{p_a}(T_{a_i} - T_{a_o})}{W_t}$$

จะได้

$$\text{COP}_{\text{act}} = \frac{4.112}{1.429}$$

$$\text{COP}_{\text{act}} = 2.88$$

กรณีที่ 2

$$\text{COP}_{\text{th}} = \frac{Q_E}{W_C} = \frac{Q_A}{W_C} = \frac{\dot{m}_r(h_1-h_4)}{\dot{m}_r(h_2-h_1)} = \frac{\dot{m}_a C_{p_a}(T_{a_i}-T_{a_o})}{\dot{m}_r(h_2-h_1)}$$

$$\text{COP}_{\text{act}} = \frac{Q_E}{W_t} = \frac{Q_A}{W_t} = \frac{\dot{m}_r(h_1-h_4)}{W_t} = \frac{\dot{m}_a C_{p_a}(T_{a_i}-T_{a_o})}{W_t}$$

จะได้

$$\text{COP}_{\text{act}} = \frac{4.128}{1.337}$$

$$\text{COP}_{\text{act}} = 3.09$$

สรุปว่าการหาค่า COP_{act} ซึ่งทำการวิเคราะห์โดยสารทำความเย็นและโดยอากาศมีค่าเท่ากัน

4.2.5 อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio, EER)

อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานคืออัตราส่วนขีดความสามารถในการทำความเย็นต่อพลังงานโดยรวมของเครื่องปรับอากาศโดยที่มีหน่วยเป็น Btu/hr.Watt เนื่องจากขีดความสามารถในการทำความเย็นมีหน่วยเป็น Btu/hr ส่วนพลังงานที่ป้อนให้กับระบบมีหน่วยเป็น Watt

จากสมการ 2.10

$$\text{EER} = \frac{Q_E}{W_{\text{input}}} \times 3412$$

เมื่อ

$$Q_E = Q_t = \text{ขีดความสามารถในการทำความเย็น (Btu/hr)}$$

$$W_{\text{input}} = W_t = \text{งานทั้งหมดที่ป้อนให้กับระบบ (Watt)}$$

กรณีที่ 1

$$\text{EER} = \frac{4.151667}{1.428641} \times 3412$$

$$\text{EER} = 9.99$$

กรณีที่ 2

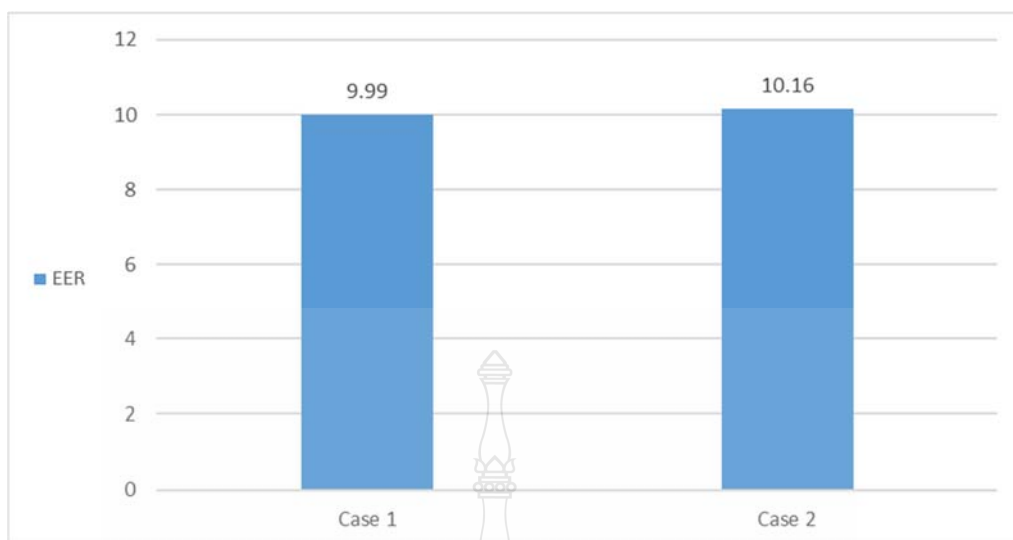
$$\text{EER} = \frac{4.10361}{1.33682} \times 3412$$

$$\text{EER} = 10.16$$

จากกรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2

ตารางที่ 4.4 สรุปค่า EER กรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2 ของระบบปรับอากาศ

ค่าเฉลี่ย	EER
Case 1	9.992484716
Case 2	10.161028798
Diff. (Case 2 - Case 1)	0.168544081
Diff. %	1.68670842



รูปที่ 4.11 กราฟสรุปค่า EER กรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2 ของระบบปรับอากาศ

สรุปได้ว่าค่า EER ของกรณีที่ 2 มากกว่า กรณีที่ 1 $= 10.16 - 9.99$
 $= 0.17$

หรือ ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน EER สูงขึ้น $= 1.69 \%$

ตารางที่ 4.5 สรุปผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 โดยการเปรียบเทียบค่าเฉลี่ย (กรณีที่ 1 กับกรณีที่ 2)

ค่าเฉลี่ย	W_t	COP_{act}	EER
	(kW)	Cal	Cal
Case 1	1.428641026	2.928629753	9.992484716
Case 2	1.336820513	3.092776147	10.161028798
Diff. (Case 2 - Case 1)	-0.091820513	-0.164146394	0.168544081
Diff. %	-6.868574497	5.604887199	1.68670842

4.3 สรุปผลของงานวิจัยนี้ของระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศ

ค่าการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศลดลง $= 6.87 \%$

ค่า COP ของระบบปรับอากาศเพิ่มขึ้น $= 5.60 \%$

ค่า EER ของระบบปรับอากาศเพิ่มขึ้น $= 1.69 \%$

ค่าการใช้พลังงานของระบบระบายอากาศลดลง $= 75.0 \%$

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย

การวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศของห้องปรับอากาศแบบกรณีที่ 2 โดยใช้อากาศจากระบบระบายอากาศที่ถูกดูดด้วยพัดลมของเครื่องควบแน่นเอง แทนการดูดจากพัดลมของระบบระบายอากาศในจังหวะที่พัดลมของเครื่องควบแน่นทำงานสลับกันทำงานกับพัดลมระบายอากาศ มาผสมกับอากาศภายนอกเพื่อลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าระบายความร้อนให้กับเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศ และเปรียบเทียบการใช้พลังงานของงานวิจัยนี้ กับการใช้พลังงานของห้องปรับอากาศแบบกรณีที่ 1 ที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากภายนอกเพียงอย่างเดียว และระบบระบายอากาศที่ใช้พัดลมระบายอากาศทำงานต่อเนื่องตลอดเวลา โดยมีขอบเขตการวิจัยในช่วงระยะเวลาในการเก็บข้อมูล 60 นาที จำนวน 3 ครั้ง ทั้งกรณีที่ 1 และ กรณีที่ 2 ที่ทำการวิจัย วัดและบันทึกค่าการใช้พลังงานรวม ค่าสถานะของสารทำความเย็น ค่าอุณหภูมิภายในห้อง ค่าอุณหภูมิภายนอกห้อง อัตราการระบายอากาศ และเปรียบเทียบค่าการใช้พลังงานรวมของทั้งสองระบบ โดยมีขั้นตอนการทดลองคือ ก่อนเริ่มการทดลองวัดและบันทึกค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของบรรยากาศ ติดตั้งเครื่องวัดค่าพลังงานไฟฟ้าบันทึกค่าพลังงาน เริ่มเดินเครื่องปรับอากาศและพัดลมระบายอากาศโดยตั้งค่าอุณหภูมิภายในห้องไว้ที่ 26°C และอัตราการระบายอากาศที่ $240\text{ m}^3/\text{hr}$ พร้อมกับเปิดไฟแสงสว่างขนาด 15 W จำนวน 15 หลอด เริ่มบันทึกค่าพลังงานเมื่อเครื่องควบแน่นตัดการทำงานครั้งแรกและเริ่มทำงานใหม่ใช้เวลาเก็บบันทึกค่าพลังงาน 60 นาที ทำการทดลองซ้ำเริ่มจากขั้นตอนแรกใหม่จำนวน 3 ครั้ง ใช้เวลาทดลองกรณีละ 3 วัน ช่วงเวลาเริ่มประมาณ 09.00 – 16.00 น. ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของบรรยากาศภายนอกให้มีค่าเท่ากันทุกครั้ง ค่อยเริ่มทำการทดลอง

กรณีที่ 1 ติดตั้งพัดลมระบายอากาศและเครื่องปรับอากาศเป็นอิสระต่อกัน โดยพัดลมระบายอากาศติดตั้งไว้ที่ผนังห้องด้านบน ส่วนเครื่องควบแน่นติดตั้งไว้นอกห้องโดยการวางที่ระดับพื้นห้อง ทำให้ระบบปรับอากาศใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย $1,429\text{ W}$ ค่า COP เท่ากับ 2.93 ระบบระบายอากาศใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 16 W และในกรณีที่ 2 ติดตั้งพัดลมระบายอากาศไว้ที่ผนังห้องด้านบนและเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศติดตั้งไว้นอกห้องที่ระดับเดียวกันกับพัดลมระบายอากาศให้ศูนย์กลางของพัดลมตรงกัน ควบคุมให้พัดลมระบายอากาศทำงานดูดระบายอากาศสลับกันกับพัดลมของเครื่องควบแน่น ทำให้ระบบปรับอากาศใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย $1,337\text{ W}$ ค่า COP เท่ากับ 3.09ระบบระบายอากาศใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 4 W

จากผลการทดลองสรุปได้ว่าในกรณีที่ 2 มีการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศเฉลี่ยต่ำกว่ากรณีที่ 1 เท่ากับ 91.82 W หรือลดลง 6.87% ค่า COP เพิ่มขึ้นเท่ากับ 0.164 หรือเพิ่มขึ้น 5.60% และค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบระบายอากาศลดลงเฉลี่ยเท่ากับ 12 W หรือลดลง 75.0% แสดงให้เห็นว่าการใช้ระบบระบายอากาศในงานวิจัยนี้สามารถเพิ่มประสิทธิภาพและช่วยลดพลังงานลงได้

5.2 ข้อเสนอแนะ

จากการวิจัยนี้จะเห็นได้ว่ายังมีส่วนที่ควรได้รับการพัฒนาต่อไปอีก เช่น มีเสียงดังรบกวนจากภายนอกเนื่องจากตำแหน่งการติดตั้งชุดเครื่องควบแน่นจะอยู่ใกล้กับช่องระบายอากาศ ทำให้เสียงรบกวนมีมากกว่าแบบเดิม ซึ่งการปรับปรุงอาจจะทำระบบท่อลมเพิ่มเติม เพื่อให้เครื่องควบแน่นอยู่ห่างจากช่องระบายอากาศ เพื่อลดเสียงดังรบกวนต่อไป



บรรณานุกรม

- [1] นิกร เนื่องอุตม์, ปิยากร จันทะนะ, สมนึก เครือสอน และ ณรงค์ฤทธิ์ พิมพ์คำวงศ์. (2559). การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนโดยใช้ลมเย็นจากพัดลมระบายอากาศ. ภาควิชาวิศวกรรมไฟฟ้า คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา จังหวัดตาก.
- [2] ถวิกา ผาติดำรงกุล และจตุวัฒน์ วัชรอมพันธ์. (2553). ประสิทธิภาพในการใช้งานจริงของเครื่องปรับอากาศ ชนิดแยกส่วนที่ใช้ระบบระบายความร้อนด้วยการระเหยของน้ำ. คณะสถาปัตยกรรมศาสตร์และการผังเมือง, มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์. จังหวัดปทุมธานี.
- [3] ธนวรา ทองล้วน. (2547). การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพในระบบปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศโดยการพ่นน้ำ. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- [4] นินนาท ราชประดิษฐ์. (2556). โครงการการศึกษาผลกระทบจากการระบายอากาศ ที่มีต่อความชื้นสัมพัทธ์ของห้องปรับอากาศในที่พักอาศัยและสำนักงานขนาดเล็กในประเทศไทย. คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยนเรศวร.
- [5] ยุทธนา ศรีผา, นาดยา เจริญสุข และ เมธาวุฒิ โชติสวัสดิ์. (2555). การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนด้วยชุดแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่นเพลทแบบเชื่อมติระบายความร้อนด้วยน้ำ. มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลสุวรรณภูมิ.
- [6] เวชยันต์ วรกีจธำรงค์ชัย. (2552). การศึกษาความเป็นไปได้ในการลงทุนระบบทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำเพื่อทดแทนระบบทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ. สารนิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิตสาขาวิชาวิศวกรรมการจัดการอุตสาหกรรม. มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ.
- [7] อนุชิต เพียรแก้ว. (2550). การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศด้วยวิธีเพิ่มการระบายความร้อนคอนเดนเซอร์ด้วยน้ำ. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทอุตสาหกรรมมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมไฟฟ้า. มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- [8] เวชยันต์ วรกีจธำรงค์ชัย. (2552). การศึกษาความเป็นไปได้ในการลงทุนระบบทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำเพื่อทดแทนระบบทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ. สารนิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิตสาขาวิชาวิศวกรรมการจัดการอุตสาหกรรม. มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ.
- [9] สมคิด ไชยรัตน์. (2542). การควบคุมอุณหภูมิและความชื้นโดยใช้ความร้อนจากคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศเพื่อประหยัดพลังงาน. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- [10] เทียบ เอื้อกิจ. (2539). การศึกษาสมรรถนะของระบบปรับอากาศรถยนต์ซึ่งได้ใช้สารทำความเย็นผสม R22/R152a/R124. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต สาขาเทคโนโลยีพลังงาน มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.

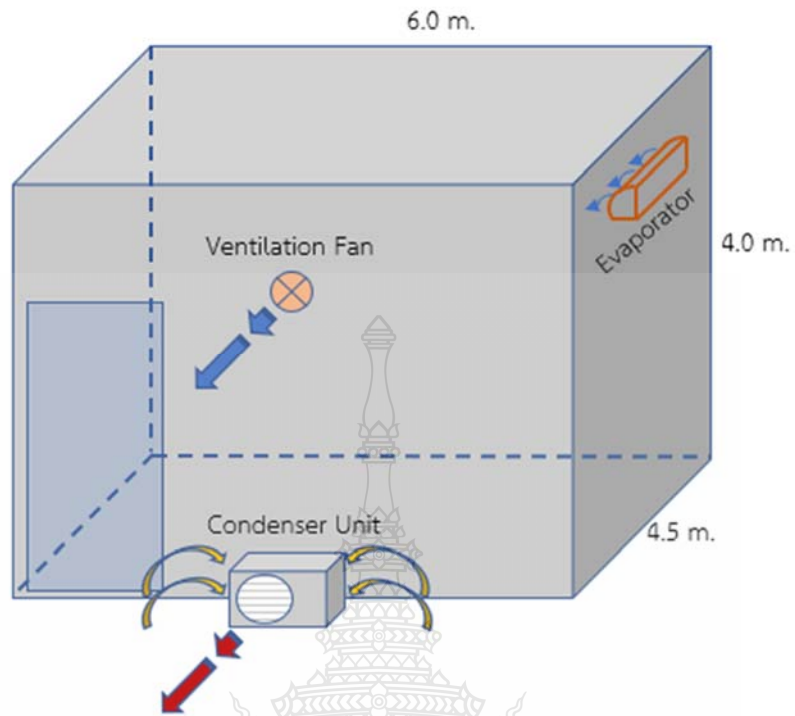
บรรณานุกรม (ต่อ)

- [11] ญาณวุฒิ สุพิชญากร. (2539). การปรับปรุงเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนระบายความร้อนด้วยอากาศ. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- [12] ธนะสิทธิ์ องค์กรณะสุข. (2546). สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- [13] ASHRAE. (1997). Fundamentals Handbook, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, New York.
- [14] Sookchaiya,T,Monyakul,V. and Thepa, S. (2010). “Assessment of the thermal environment effects on human comfort and health for the development of novel air conditioning system in tropical regions”, Energy and Buildings, Vol. 42,pp.1692-1702

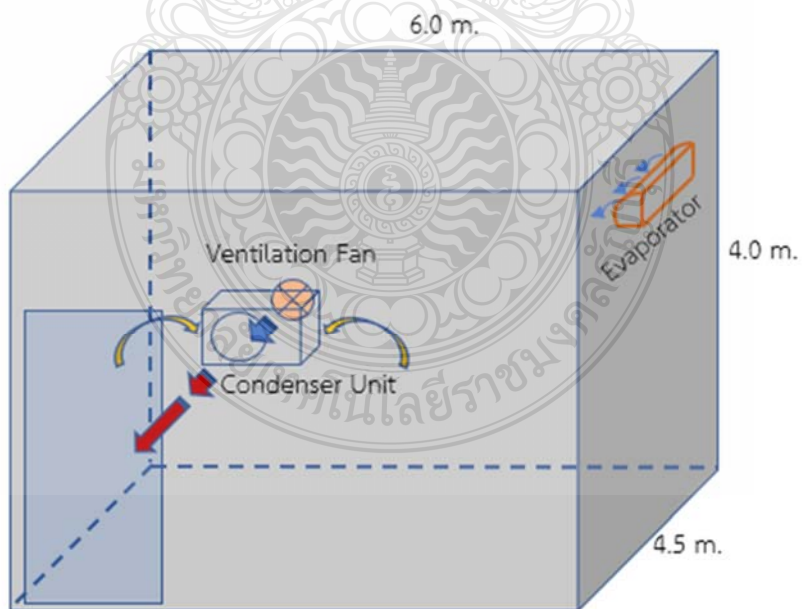


ภาคผนวก ก
อุปกรณ์และเครื่องมือวัด





รูปที่ ก.1 แบบแสดงตำแหน่งการติดตั้งเครื่องควบแน่น(Condenser Unit)และพัดลมระบายอากาศ (Ventilation Fan) แบบกรณีที่ 2



รูปที่ ก.2 แบบแสดงตำแหน่งการติดตั้ง Condenser Unit และ Ventilation Fan ของงานวิจัยแบบกรณีที่ 2



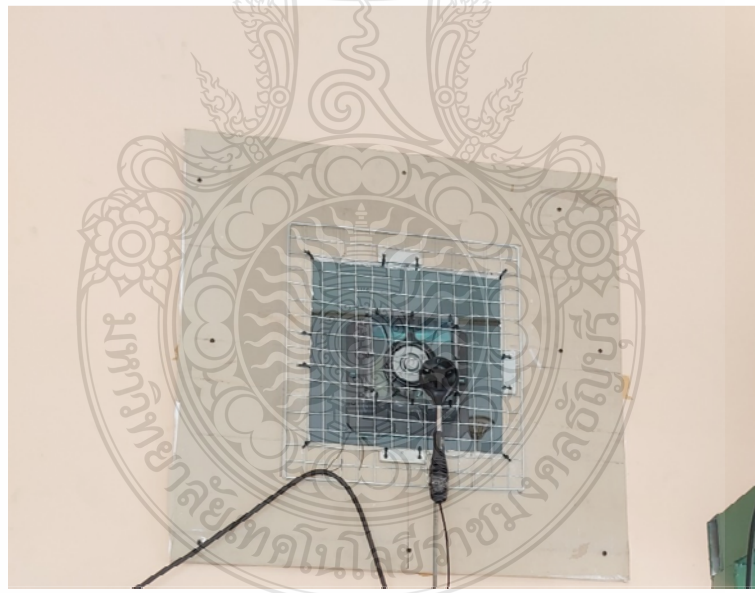
รูปที่ ก.3 ห้องสำนักงานขนาด 6.0 x 4.0 x 4.5 เมตร สำหรับการทดลอง



รูปที่ ก.4 เครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศขนาด 18,700 Btu/hr



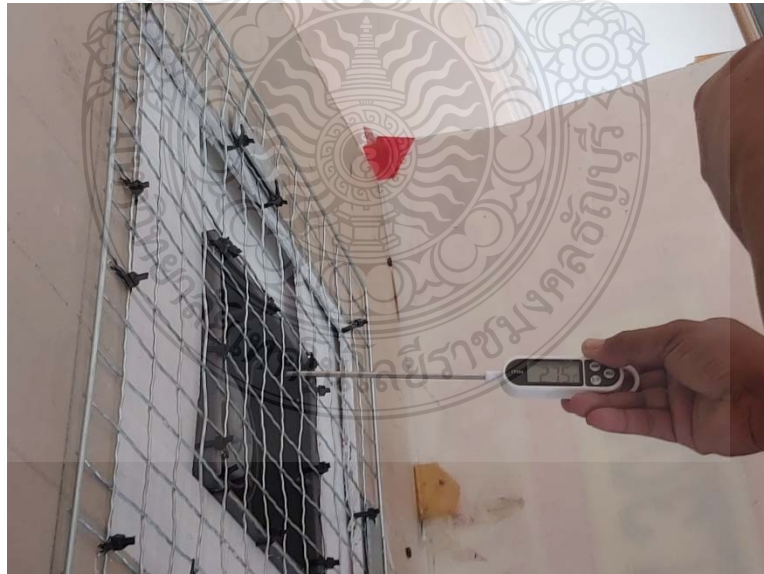
รูปที่ ก.5 Evaporator ของเครื่องปรับอากาศขนาด 18,700 Btu/hr



รูปที่ ก.6 พัดลมระบายอากาศ ขนาด $240 \text{ m}^3 / \text{hr}$



รูปที่ ก.7 เครื่องวัดอุณหภูมิ HYGRO HTC-8



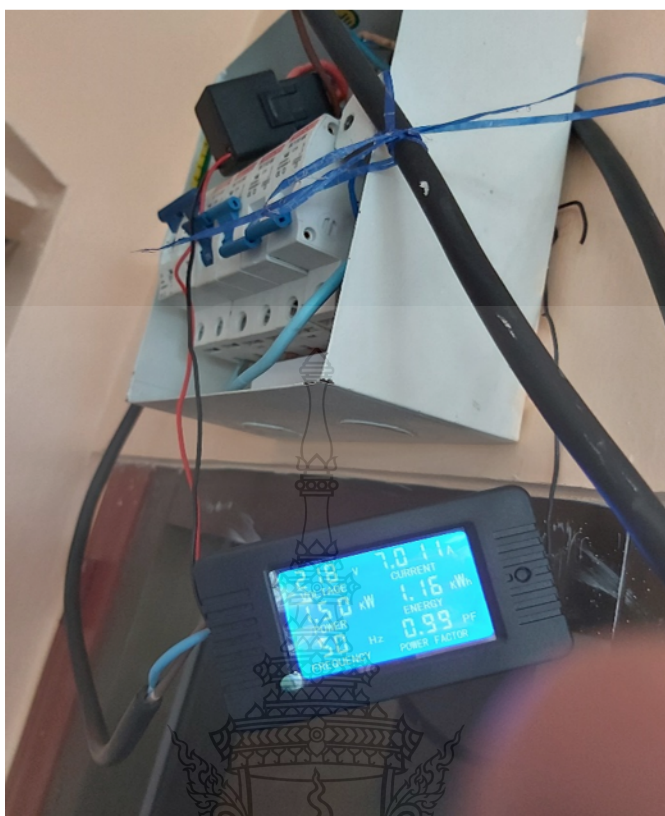
รูปที่ ก.8 เครื่องวัดอุณหภูมิ TP300



รูปที่ ก.9 เครื่องวัดอุณหภูมิอากาศ (Thermometer)



รูปที่ ก.10 เครื่องวัดอัตราการไหลของอากาศ (Air flow meter) Digital Anemometer รุ่น AS856



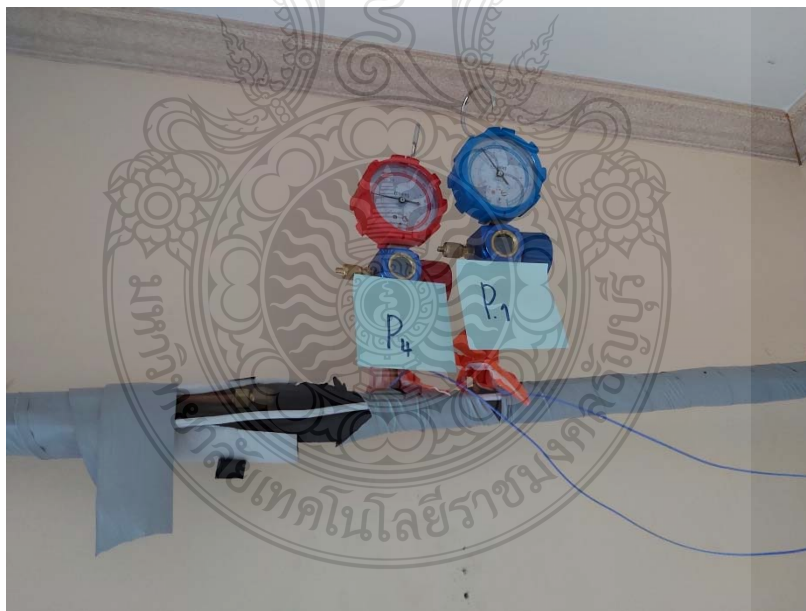
รูปที่ ก.11 เครื่องวัดค่าพลังงานไฟฟ้า Power meter



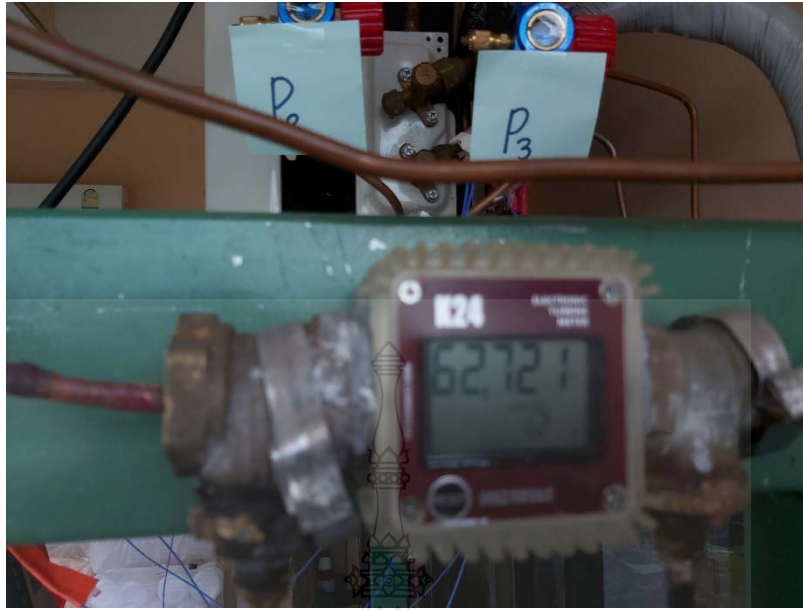
รูปที่ ก.12 Digital clamp meter “KYORITSU”



รูปที่ ก.13 เครื่องวัดความดันสารทำความเย็น(Pressure gauge)



รูปที่ ก.14 เครื่องวัดความดันสารทำความเย็น(Pressure gauge)



รูปที่ ก.14 เครื่องวัดอัตราการไหลของสารทำความเย็น(flow meter)



ภาคผนวก ข
ตารางบันทึกผลการทดลอง



ตารางที่ ข.1 ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 (กรณีที่ 1,ครั้งที่ 1)

ตารางที่ ข. 1 ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 (กรณีที่ 1,ครั้งที่ 1)

$T_{room} : T_{db} = 26.0$ °C , $T_{wb} = 23.1$ °C % RH = 52 %
 $T_{outdoor} : T_{db} = 36.5$ °C , $T_{wb} = 31.4$ °C , % RH = 72 % R-32 = 0.8845 kg/l ที่ 42.2 °C

เวลา (min)	T_{room}		$T_{outdoor}$		ความดันสัมบูรณ์ต่าง ๆ (kPa)				อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ (°C)				เอนทัลปีที่ตำแหน่งต่าง ๆ (kJ/kg)				m^3 (kg/s)	Q_e (kW)	W_c (kW)	W_i (kW)	Q_c (kW)	COP _{th}		COP _{act}		EER		
	T_{db}	T_{wb}	T_{db}	T_{wb}	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	h1	h2	h3	h4						Cal	Cal	Cal	Cal			
0	26.2	23.1	37.1	32.0	1075.862	2964.746	2923.377	1103.161	19.0	75.6	42.3	11.0	414.271	457.221	253.048	253.048	0.026535	4.278	1.140	1.610	5.418	3.754	2.657	9.066	Cal	Cal	2.657	9.066
5	26.0	23.0	37.2	32.1	1082.477	2978.535	2930.272	1110.056	19.8	74.8	42.1	10.0	414.807	456.631	252.775	252.775	0.028061	4.061	1.048	1.463	5.109	3.874	2.795	9.535	Cal	Cal	2.795	9.535
10	26.0	23.2	36.8	32.2	1068.687	2957.851	2916.482	1103.16	20.0	76.5	41.9	10.9	415.029	457.876	252.503	252.503	0.024324	3.953	1.042	1.531	4.995	3.793	2.582	8.810	Cal	Cal	2.582	8.810
15	25.9	23.4	36.8	32.5	1061.793	2957.851	2937.167	1096.266	19.7	75.2	43.0	12.1	414.853	456.944	254.004	254.004	0.027272	4.387	1.148	1.596	5.535	3.821	2.749	9.378	Cal	Cal	2.749	9.378
20	26.1	22.9	36.7	33.0	1048.003	2944.061	2957.167	1082.48	19.7	74.9	41.9	11.8	414.933	456.748	252.503	252.503	0.026093	4.238	1.091	1.465	5.329	3.884	2.893	9.671	Cal	Cal	2.893	9.671
25	26.2	22.8	36.6	33.1	1068.687	2964.746	2950.272	1103.161	20.1	76.8	42.3	11.5	415.101	458.080	253.048	253.048	0.027272	4.420	1.172	1.603	5.592	3.771	2.757	9.407	Cal	Cal	2.757	9.407
30	26.0	23.0	36.5	32.9	1096.266	2978.535	2944.061	1130.74	20.4	75.4	42.3	10.4	415.162	457.600	253.048	253.048	0.025798	4.182	1.081	1.422	5.263	3.869	2.941	10.035	Cal	Cal	2.941	10.035
35	26.1	23.1	36.4	32.7	1068.687	2957.851	2923.377	1110.06	19.8	76.1	40.6	10.7	414.885	457.588	250.740	250.740	0.024324	3.993	1.039	1.435	5.031	3.844	2.782	9.493	Cal	Cal	2.782	9.493
40	25.8	23.4	36.4	32.8	1048.003	2950.956	2923.377	1103.16	19.9	76.2	43.2	10.3	415.076	457.669	254.278	254.278	0.028746	4.622	1.224	1.623	5.847	3.775	2.888	9.717	Cal	Cal	2.888	9.717
45	25.9	23.4	36.0	32.0	1054.898	2950.956	2930.272	1089.372	19.7	75.9	42.5	11.0	414.993	457.454	253.320	253.320	0.02683	4.335	1.142	1.567	5.477	3.796	2.766	9.439	Cal	Cal	2.766	9.439
50	26.0	23.2	36.1	33.1	1061.793	2950.956	2916.482	1089.372	19.6	74.8	42.6	10.9	414.781	456.668	253.457	253.457	0.025798	4.162	1.081	1.436	5.242	3.851	2.898	9.889	Cal	Cal	2.898	9.889
55	25.9	23.3	35.9	32.9	1075.862	2957.851	2930.272	1103.161	19.3	75.3	41.8	10.2	414.487	457.016	252.367	252.367	0.02285	3.704	0.972	1.365	4.676	3.812	2.714	9.260	Cal	Cal	2.714	9.260
60	25.8	23.0	35.8	32.8	1075.862	2964.746	2930.272	1110.056	19.8	75.8	42.0	11.2	414.896	457.364	252.639	252.639	0.024913	3.706	0.972	1.366	4.678	3.815	2.674	9.124	Cal	Cal	2.674	9.124
Average	26.0	23.1	36.5	32.6	1068.157	2959.972	2923.681	1102.631	19.8	75.6	42.2	10.9	414.8581	457.2514	252.90213	252.90213	0.023832	4.157	1.089	1.499	5.246	3.820	2.774	9.463	Cal	Cal	2.774	9.463

ตารางที่ ข.2 ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 (กรณีที่ 1,กรณีที่ 2)

ตารางที่ ข.2 ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 (กรณีที่ 1,กรณีที่ 2)

$T_{room} : T_{db} = 25.9 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_{wb} = 23 \text{ } ^\circ\text{C}$ % RH = 52 %
 $T_{outdoor} : T_{db} = 35.5 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_{wb} = 32.8 \text{ } ^\circ\text{C}$, % RH = 72 % R-32 = 0.8930 kg/l ที่ 41.2 $^{\circ}\text{C}$,

เวลา (min)	T_{room}		$T_{outdoor}$		ความดันสัมบูรณ์ต่าง (kPa)				อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ($^{\circ}\text{C}$)				เอนทัลปีที่ตำแหน่งต่าง (kJ/kg)				m° (kg/s)	Q_E (kW)	W_c (kW)	W_t (kW)	Q_c (kW)	COP_{th}		COP_{act}		EER
	T_{db}	T_{wb}	T_{db}	T_{wb}	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	h1	h2	h3	h4						Cal	Cal	Cal	Cal	
0	25.9	22.9	35.0	33.0	1068.687	2999.219	2930.272	1110.066	22.0	74.6	41.3	10.3	416.469	456.461	251.688	251.688	0.025153	4145	1.006	1.265	5.151	4.120	3.276459	3.276459	11.17928	
5	25.9	23.0	35.0	32.9	1075.582	2957.851	2909.588	1116.951	19.9	75.3	42.6	9.8	414.918	457.016	253.457	253.457	0.024492	4277	1.115	1.620	5.393	3.835	2.640423	2.640423	9.009122	
10	26.0	23.1	35.6	32.2	1034.214	2957.851	2916.482	1103.16	20.1	74.3	39.0	10.1	415.301	456.301	248.586	248.586	0.027534	4590	1.129	1.574	5.719	4.066	2.916363	2.916363	9.950632	
15	25.1	23.1	35.0	32.9	1089.372	2964.746	2944.061	1110.056	19.6	72.3	38.6	9.6	414.625	454.863	248.050	248.050	0.023665	3942	0.952	1.236	4.894	4.140	3.18925	3.18925	10.88172	
20	26.0	22.9	35.4	33.0	1061.793	2950.956	2937.167	1096.27	19.8	75.3	42.3	9.3	414.925	470.025	253.048	253.048	0.028897	4192	1.090	1.354	5.282	3.845	3.096112	3.096112	10.56393	
25	25.8	22.8	36.0	33.3	1048.003	3006.114	2923.377	1089.372	19.9	74.9	41.6	9.5	415.076	456.666	252.095	252.095	0.024558	4002	1.021	1.296	5.024	3.919	3.088286	3.088286	10.53723	
30	25.8	22.9	35.9	33.1	1061.793	2971.64	2937.167	1110.056	19.9	76.2	42.3	10.2	414.997	457.641	253.048	253.048	0.023665	3832	1.009	1.235	4.842	3.798	3.103195	3.103195	10.5881	
35	25.9	23.0	36.1	32.6	1068.687	2930.956	2916.482	1089.37	20.1	73.2	39.8	10.2	415.101	455.524	249.661	249.661	0.027534	4555	1.113	1.597	5.668	4.093	2.852391	2.852391	9.75257	
40	26.1	23.2	36.2	32.8	1054.098	2971.64	2930.272	1082.48	20.3	71.6	38.6	10.4	415.324	454.354	248.050	248.050	0.028046	4357	1.017	1.236	5.373	4.286	3.524912	3.524912	12.027	
45	26.3	23.1	36.1	32.9	1068.687	2971.64	2937.167	1116.951	19.6	76.2	41.0	10.6	414.742	457.641	251.281	251.281	0.024409	3990	1.047	1.255	5.037	3.810	3.179171	3.179171	10.84733	
50	26.3	22.9	36.5	33.2	1075.582	2957.851	2937.167	1096.266	19.4	74.3	42.6	9.8	414.559	456.301	253.457	253.457	0.025665	3812	0.988	1.236	4.800	3.859	3.084461	3.084461	10.52418	
55	25.8	23.5	36.4	33.0	1068.687	2964.746	2923.377	1082.477	19.2	75.3	43.2	9.7	414.454	457.007	254.278	254.278	0.028897	4148	1.102	1.522	5.250	3.764	2.72542	2.72542	9.299132	
60	25.8	23.0	35.9	32.1	1068.687	2978.535	2923.377	1116.951	19.8	74.9	42.1	11.0	414.885	456.702	252.775	252.775	0.026641	4198	1.083	1.345	5.281	3.877	3.121319	3.121319	10.64994	
Average	25.9	23.0	35.8	32.8	1064.975	2969.519	2928.15	1101.57	20.0	74.5	41.2	10.0	415.02897	456.42332	251.49785	251.49785	0.025473	4157	1.052	1.367	5.209	3.955	3.061	3.061	10.445	

ตารางที่ ข.3 ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 (กรณีที่ 1,ครั้งที่ 3)

ตารางที่ ข.3 ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 (กรณีที่ 1,ครั้งที่ 3)

$T_{room} : T_{db} = 25.9 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_{wb} = 23.1 \text{ } ^\circ\text{C}$ % RH = 55 %
 $T_{outdoor} : T_{db} = 36.7 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_{wb} = 32.7 \text{ } ^\circ\text{C}$, % RH = 68 % R-32 = 0.8829 kg/l ที่ 42 $^{\circ}\text{C}$,

เวลา (min)	T_{room}		$T_{outdoor}$		ความดันแห้งต่างๆ (kPa)				อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ($^{\circ}\text{C}$)				เอนทัลปีที่ตำแหน่งต่างๆ (kJ/kg)				m° (kg/s)	Q_E (kW)	W_c (kW)	W_t (kW)	Q_c (kW)	COP_{th}		COP_{act}		EER
	T_{db}	T_{wb}	T_{db}	T_{wb}	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	h1	h2	h3	h4						Cal	Cal	Cal	Cal	
0	25.7	22.8	37.8	33.0	1082.477	3013.009	2978.535	1116.991	22.5	75.6	43.2	12.3	41.6751	457.158	294.278	254.278	0.026006	4.232	1.052	1.422	5.284	4.021	2.975888	4.021	2.975888	10.15373
5	25.8	23.6	37.6	32.9	1068.687	2950.956	2930.272	1123.845	21.6	74.9	42.1	11.2	41.6181	456.739	252.775	252.775	0.027223	4.448	1.104	1.426	5.552	4.029	3.119464	4.029	3.119464	10.64361
10	26.0	23.4	37.5	32.2	1061.793	2950.956	2916.482	1110.06	20.3	76.5	42.2	10.2	41.5284	457.883	252.911	252.911	0.024721	4.014	1.053	1.580	5.067	3.812	2.540544	3.812	2.540544	8.668337
15	25.9	23.0	36.9	32.2	1054.898	2999.219	2950.272	1110.056	20.6	74.8	41.6	9.6	41.5540	456.604	252.095	252.095	0.026193	4.281	1.076	1.223	5.357	3.980	3.500465	3.980	3.500465	11.94359
20	25.8	23.0	37.1	32.6	1075.582	2964.746	2937.167	1089.37	19.0	76.3	39.8	9.0	41.4271	457.722	249.661	249.661	0.022955	3.779	0.997	1.578	4.776	3.788	2.94617	3.788	2.94617	8.170434
25	26.1	23.1	36.2	33.3	1075.582	3006.114	2950.956	1096.266	19.6	73.6	42.3	9.5	41.4703	455.737	253.048	253.048	0.028694	4.639	1.177	1.655	5.816	3.939	2.80276	3.939	2.80276	9.563017
30	26.2	23.1	36.5	32.6	1048.003	2978.535	2937.167	1103.161	19.7	74.9	38.6	10.0	41.5933	456.702	248.050	248.050	0.022955	3.831	0.959	1.196	4.790	3.995	3.203055	3.995	3.203055	10.92882
35	25.6	23.0	36.6	32.9	1068.687	2957.851	2923.377	1103.16	19.3	75.6	43.2	10.2	41.4526	457.230	254.278	254.278	0.025604	4.103	1.093	1.600	5.196	3.753	2.564383	3.753	2.564383	8.749675
40	25.3	23.5	36.4	32.9	1020.424	2978.535	2950.956	1096.266	21.2	75.1	42.0	10.3	41.5428	458.840	252.639	252.639	0.027223	4.452	1.182	1.622	5.613	3.750	2.732169	3.750	2.732169	9.32216
45	25.9	23.0	36.4	32.9	1020.424	2978.535	2950.956	1096.266	21.2	75.1	43.6	11.6	41.6174	456.845	254.826	254.826	0.024868	4.012	1.011	1.255	5.024	3.967	3.19717	3.967	3.19717	10.90874
50	26.2	22.9	36.3	32.1	1048.003	2902.693	2861.324	1151.424	22.0	74.9	42.6	12.1	41.6588	456.804	253.457	253.457	0.022661	3.697	0.911	1.201	4.608	4.056	3.078041	4.056	3.078041	10.50227
55	25.8	23.5	35.9	33.0	1054.898	2968.746	2923.377	1082.477	21.3	76.2	41.9	11.0	41.6044	457.650	252.503	252.503	0.025751	4.211	1.071	1.234	5.283	3.931	3.412794	3.931	3.412794	11.64445
60	25.9	22.9	35.9	33.0	1068.687	2985.43	2944.061	1096.266	19.6	75.1	42.6	9.6	41.4742	456.836	253.457	253.457	0.021484	4.153	1.084	1.462	5.237	3.831	2.840822	3.831	2.840822	9.692886
Average	25.9	23.1	36.7	32.7	1060.732	2972.171	2932.393	1106.343	20.6	75.5	42.0	10.5	41.547423	457.13471	252.61362	252.61362	0.025106	4.141	1.059	1.420	5.200	3.912	2.951	3.912	2.951	10.069

ตารางที่ ข.4 ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 (กรณีที่ 1,ค่าเฉลี่ย)

ตารางที่ ข.4 ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 (กรณีที่ 1,ค่าเฉลี่ย)

$T_{room} : T_{db} = 25.9 \text{ } ^\circ\text{C}$, $: T_{wb} = 23.10 \text{ } ^\circ\text{C}$,
 $T_{outdoor} : T_{db} = 36.32 \text{ } ^\circ\text{C}$, $: T_{wb} = 32.74 \text{ } ^\circ\text{C}$,

ครั้งที่	T_{room}		$T_{outdoor}$		ความดันตำแหน่งต่าง (kPa)				อุณหภูมิตำแหน่งต่าง (°C)				เอนทัลปีตำแหน่งต่าง (kJ/kg)				m_r (kg/s)	Q_e (kW)	W_c (kW)	W_t (kW)	Q_c (kW)	COP _h		COP _{act}		EER
	T_{db}	T_{wb}	T_{db}	T_{wb}	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	h1	h2	h3	h4						Cal	Cal	Cal	Cal	
ครั้งที่ 1	25.92208	23.13842	36.484615	32.622077	1068.157014	2959.972341	2928.68075	1102.6208	19.753946	75.639462	42.192308	10.922077	414.855814	457.255139	252.902133	252.902133	0.0258319	4.1570158	1.0885223	1.499385	5.2655381	3.8200748	2.77587	9.463478		
ครั้งที่ 2	25.897692	23.020769	35.773846	32.846154	1064.974818	2969.518928	2928.150384	1101.570069	19.969231	74.492208	41.153846	10.038462	415.028965	456.423325	251.487849	251.487849	0.0254724	4.1570807	1.0517306	1.367000	5.2088113	3.9547938	3.061366	10.44538		
ครั้งที่ 3	25.861538	23.138462	36.7	32.738462	1060.731891	2972.170758	2982.393312	1106.343362	20.553846	75.492308	41.076923	10.507692	415.074232	457.134713	252.613623	252.613623	0.0251061	4.1499046	1.0594046	1.419538	5.2003092	3.9117811	2.950996	10.06859		
Average	25.917179	23.102544	36.319487	32.738897	1064.621241	2967.220676	2929.741482	1103.514744	20.092308	75.207692	41.774399	10.489744	415.119671	456.937726	252.337868	252.337868	0.025470	4.151667	1.066532	1.428641	5.218220	3.895550	2.928630	9.992485		



ตารางที่ ข.5 ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบบทำความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 (กรณีที่ 2,ครั้งที่ 1)

ตารางที่ ข. 5 ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบบทำความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 (กรณีที่ 2,ครั้งที่ 1)

$T_{room} : T_{db} = 25.9$ °C, $T_{wb} = 23.2$ °C, % RH = 55 %
 $T_{outdoor} : T_{db} = 36.8$ °C, $T_{wb} = 30.4$ °C, % RH = 70 % R-32 = 0.8995 kg/l ที่ 37.5 °C,

เวลา (min)	T_{room}		$T_{outdoor}$		ความดันตำแหน่งต่าง (kPa)				อุณหภูมิตำแหน่งต่าง (°C)				เอนทัลปีตำแหน่งต่าง (kJ/kg)				m_i (kg/s)	W_e (kW)	W_t (kW)	Q_c (kW)	COP_{th}		COP_{act}		EER
	T_{db}	T_{wb}	T_{db}	T_{wb}	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	h1	h2	h3	h4					Cal	Cal	Cal	Cal	
0	26.1	23.0	38.0	33.0	999.7398	2757.903	2688.955	1034.214	18.0	75.4	37.6	7.5	413.998	457.363	246.715	246.715	4.138	1.073	1.450	5.211	3.858	2.854	9.670		
5	26.0	23.0	37.8	32.1	1006.635	2792.377	2702.745	1034.214	19.7	74.8	36.8	8.5	415.178	456.885	245.652	245.652	3.965	0.975	1.362	4.940	4.065	2.911	9.265		
10	25.8	23.2	37.9	32.2	992.845	2771.692	2688.955	1027.32	19.9	74.8	37.4	8.9	415.405	456.914	246.449	246.449	4.154	1.021	1.244	5.175	4.070	3.339	9.708		
15	25.9	23.0	36.0	32.5	999.7398	2744.113	2688.955	1034.214	19.7	75.2	36.9	8.1	415.220	457.239	245.785	245.785	4.521	1.121	1.263	5.663	4.032	3.580	10.566		
20	26.0	22.9	36.4	32.9	979.0555	2757.903	2688.955	1020.42	19.7	75.2	36.0	8.2	415.347	457.220	244.592	244.592	3.712	0.910	1.324	4.622	4.078	2.804	8.675		
25	26.1	22.8	36.5	32.9	1020.424	2757.903	2654.482	1054.898	19.9	76.8	39.2	8.5	415.239	458.364	248.854	248.854	3.617	0.937	1.422	4.554	3.858	2.543	8.453		
30	26.2	23.1	37.1	33.0	999.7398	2792.377	2688.955	1034.214	20.4	75.4	38.1	8.7	415.723	457.314	247.382	247.382	4.240	1.048	1.423	5.287	4.048	2.980	9.908		
35	25.7	23.2	36.5	33.1	1006.635	2757.903	2688.955	1041.11	20.4	76.1	37.4	8.2	415.681	457.863	246.449	246.449	3.958	0.987	1.322	4.944	4.012	2.994	9.249		
40	25.8	23.4	36.9	32.5	985.9503	2723.429	2654.482	1027.32	19.2	75.4	38.9	8.6	415.945	457.412	248.652	248.652	4.343	1.108	1.263	5.451	3.920	3.439	10.150		
45	26.1	23.0	37.0	32.1	1027.319	2744.113	2675.166	1068.687	20.1	74.8	37.4	8.7	415.341	456.955	246.449	246.449	4.659	1.148	1.206	5.807	4.059	3.863	10.888		
50	25.9	24.0	36.2	33.3	1041.108	2757.903	2688.955	1068.687	18.9	74.8	37.0	9.4	414.398	456.934	245.917	245.917	4.951	1.110	1.312	5.504	3.961	3.350	10.271		
55	25.8	23.3	36.5	32.8	1006.635	2757.903	2688.955	1034.214	19.6	75.3	38.2	8.9	415.106	457.291	247.515	247.515	4.246	1.069	1.220	5.315	3.973	3.480	9.923		
60	25.7	23.1	35.9	33.2	1020.424	2757.903	2695.85	1054.898	20.1	75.3	36.4	9.2	415.382	457.291	245.122	245.122	4.314	1.042	1.231	5.376	4.063	3.504	10.081		
Average	25.9	23.2	36.8	32.7	1006.635	2759.494	2684.182	1041.108	19.7	75.3	37.5	8.6	415.15098	457.31103	246.56408	246.56408	4.174	1.044	1.311	5.218	4.000	3.203	9.754		

ตารางที่ ข.6 ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 (กรณีที่ 2, ครึ่งที่ 2)

ตารางที่ ข. 6 ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 (กรณีที่ 2, ครึ่งที่ 2)

$T_{room} : T_{db} = 25.9 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_{wb} = 23 \text{ } ^\circ\text{C}$ % RH = 54 %
 $T_{outdoor} : T_{db} = 36.2 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_{wb} = 33 \text{ } ^\circ\text{C}$, % RH = 66 % R-32 = 0.9001 kg/l ที่ 37.6 $^{\circ}\text{C}$,

เวลา (min)	T_{room}		$T_{outdoor}$		ความดันด้านต่างๆ (kPa)				อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ($^{\circ}\text{C}$)				เอนทัลปีที่ตำแหน่งต่างๆ (kJ/kg)				m°	Q_E	W_c	W_t	Q_c	COP_{th}		COP_{act}		EER	
	T_{db}	T_{wb}	T_{db}	T_{wb}	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	h1	h2	h3	h4	(kg/s)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	Cal	Cal	Cal	Cal	Cal
0	25.7	23.0	35.6	32.0	1006.635	2725.429	2688.955	1041.108	20.1	74.6	38.6	10.3	415.465	456.840	248.050	248.050	0.024603	4.119	1.018	1.236	5.137	4.046	3.332421	11.37022	3.332421	11.37022	11.46365
5	25.8	22.6	35.6	33.0	1013.529	2771.692	2737.219	1048.003	20.0	74.2	37.2	9.9	415.382	456.485	246.183	246.183	0.023853	4.035	0.981	1.201	5.016	4.113	3.359804	11.46365	3.359804	11.46365	11.46365
10	25.9	22.6	35.9	33.0	999.7398	2778.587	2744.113	1034.21	19.2	73.9	35.6	9.2	414.882	456.261	244.064	244.064	0.02403	4.510	1.093	1.354	5.603	4.128	3.330932	11.36514	3.330932	11.36514	11.36514
15	25.6	23.0	36.4	33.4	1006.635	2764.798	2730.324	1034.214	19.5	75.0	38.2	8.5	415.034	457.067	247.515	247.515	0.02403	3.920	0.984	1.620	4.904	3.985	2.419982	8.256977	2.419982	8.256977	8.256977
20	25.8	22.9	36.0	33.0	1006.635	2751.008	2716.534	1041.11	21.0	75.4	37.1	8.7	416.113	457.373	246.050	246.050	0.024603	4.184	1.015	1.256	5.199	4.122	3.331217	11.36611	3.331217	11.36611	11.36611
25	25.7	23.0	36.4	33.2	979.0555	2771.692	2730.324	1020.424	21.3	74.6	37.2	10.3	416.498	456.771	246.183	246.183	0.02403	4.548	1.075	1.254	5.623	4.229	3.626726	12.37439	3.626726	12.37439	12.37439
30	25.9	23.0	36.5	32.0	992.845	2778.587	2709.64	1027.319	22.1	76.0	38.6	11.2	416.989	457.162	248.050	248.050	0.02403	3.954	0.954	1.354	4.908	4.143	2.91995	9.96287	2.91995	9.96287	9.96287
35	26.1	23.0	35.6	32.1	1020.424	2737.219	2709.64	1054.90	20.3	76.1	39.2	11.1	415.526	457.895	248.854	248.854	0.023853	3.976	1.011	1.365	4.986	3.994	2.912508	9.937476	2.912508	9.937476	9.937476
40	26.2	23.5	35.4	32.6	1020.424	2744.113	2716.534	1048.00	20.1	75.4	37.6	9.5	415.382	457.382	246.715	246.715	0.024603	4.150	1.033	1.624	5.183	4.016	2.55522	8.71841	2.55522	8.71841	8.71841
45	26.0	23.0	37.1	34.2	979.0555	2757.903	2723.429	1013.929	20.5	76.1	36.4	10.3	415.778	457.863	245.122	245.122	0.025653	4.378	1.080	1.632	5.457	4.055	2.682492	9.152663	2.682492	9.152663	9.152663
50	25.7	23.5	37.2	34.0	1020.424	2771.692	2730.324	1048.003	19.5	75.0	37.0	9.2	416.951	457.057	245.917	245.917	0.025653	4.336	1.080	1.578	5.416	4.014	2.747908	9.375862	2.747908	9.375862	9.375862
55	26.0	23.6	36.5	33.0	1027.319	2785.482	2730.324	1068.687	19.3	75.3	38.6	9.2	416.766	457.252	248.050	248.050	0.021732	3.626	0.924	1.235	4.551	3.924	2.984023	10.01907	2.984023	10.01907	10.01907
60	26.0	22.6	36.7	33.2	1006.635	2744.113	2716.534	1041.108	20.0	73.5	38.1	9.2	415.393	456.024	247.382	247.382	0.02403	3.655	0.884	1.136	4.538	4.135	3.217128	10.97684	3.217128	10.97684	10.97684
Average	25.9	23.0	36.2	33.0	1006.104	2760.024	2721.838	1040.048	20.2	75.0	37.6	9.7	415.54851	457.07994	246.7797	246.7797	0.024453	4.107	1.010	1.373	5.117	4.065	3.029	10.334	3.029	10.334	10.334

ตารางที่ ข.7 ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 (กรณีที่ 2,ครั้งที่ 3)

ตารางที่ ข.7 ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 (กรณีที่ 2,ครั้งที่ 3)

$T_{room} : T_{db} = 25.8 \text{ } ^\circ\text{C}$, $: T_{wb} = 22.9 \text{ } ^\circ\text{C}$ % RH = 50 %
 $T_{outdoor} : T_{db} = 36.5 \text{ } ^\circ\text{C}$, $: T_{wb} = 33.3 \text{ } ^\circ\text{C}$, % RH = 68 % R-32 = 0.9042 kg/l ที่ 37.2 $^{\circ}\text{C}$,

เวลา (min)	T_{room}		$T_{outdoor}$		ความดันต่ำแหน่งต่างๆ (kPa)							อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ($^{\circ}\text{C}$)							เอนทัลปีที่ตำแหน่งต่างๆ (kJ/kg)							m° (kg/s)	Q_E (kW)	W_c (kW)	W_t (kW)	Q_c (kW)	COP_{th}		COP_{act}		EER
	T_{db}	T_{wb}	T_{db}	T_{wb}	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	h1	h2	h3	h4	Cal	Cal	Cal	Cal															
0	25.8	22.0	36.3	33.0	992.895	2792.377	2730.324	1034.214	18.9	75.6	37.6	9.2	414.687	457.457	246.715	246.715	0.023961	4.025	1.025	1.202	5.050	3.927	3.348434	11.42486											
5	25.8	22.0	36.0	33.0	958.3713	2771.692	2716.534	1020.424	19.0	74.3	36.2	9.3	414.974	456.557	244.857	244.857	0.024866	4.230	1.034	1.198	5.264	4.091	3.530916	12.04769											
10	25.9	22.6	36.5	33.5	1006.635	2744.113	2723.429	1041.11	19.2	73.6	33.6	7.9	414.840	456.096	241.437	241.437	0.026373	4.573	1.088	1.320	5.661	4.203	3.464437	11.82066											
15	25.7	23.0	36.5	33.5	972.1608	2799.271	2744.113	1006.635	18.3	74.0	38.2	8.5	414.384	456.303	247.515	247.515	0.020495	3.420	0.859	1.265	4.279	3.981	2.705563	9.294557											
20	25.8	22.9	36.4	33.5	979.0555	2744.113	2723.429	1020.42	19.7	75.2	37.6	8.5	415.347	457.239	246.715	246.715	0.021832	3.685	0.915	1.325	4.600	4.025	2.781021	9.488865											
25	25.9	23.0	37.1	34.0	1013.529	2764.798	2723.429	1054.898	20.2	75.0	39.2	8.9	415.036	457.067	248.854	248.854	0.024866	4.144	1.034	1.625	5.177	4.009	2.509223	8.700336											
30	25.9	23.0	37.0	34.0	999.7398	2764.798	2723.429	1034.214	20.4	72.3	34.5	9.6	415.723	455.138	242.617	242.617	0.023961	4.148	0.944	1.354	5.092	4.392	3.063406	10.43234											
35	25.7	22.8	36.0	33.1	1006.635	2778.587	2730.324	1034.21	20.1	74.0	38.6	10.2	415.465	456.333	248.050	248.050	0.023208	3.885	0.948	1.333	4.834	4.097	2.914733	9.945068											
40	25.9	23.0	36.8	32.6	979.0555	2723.429	2661.376	1020.42	19.2	76.2	37.4	9.5	414.987	457.984	246.449	246.449	0.025318	4.267	1.089	1.426	5.356	3.920	2.992278	10.20965											
45	25.8	23.0	36.4	33.2	1006.635	2764.798	2675.166	1041.108	20.3	72.0	38.3	9.2	415.609	454.924	247.649	247.649	0.027277	4.581	1.072	1.423	5.654	4.272	3.219537	10.98506											
50	25.7	23.5	36.5	33.2	1020.424	2771.692	2688.955	1066.687	18.3	73.6	37.6	8.9	414.089	456.057	246.715	246.715	0.027277	4.565	1.145	1.354	5.710	3.988	3.371794	11.50456											
55	25.9	23.5	36.7	32.8	1006.635	2771.692	2730.324	1034.214	18.9	75.4	36.5	8.8	414.603	457.343	245.254	245.254	0.020345	3.445	0.870	1.223	4.315	3.962	2.817101	9.611948											
60	26.0	23.4	36.7	33.2	1020.424	2792.377	2744.113	1048.093	20.1	76.5	38.0	9.2	415.382	458.101	247.248	247.248	0.023811	3.421	0.869	1.201	4.290	3.936	2.84813	9.717821											
Average	25.8	22.9	36.5	33.3	997.888	2767.98	2716.534	1035.274	19.4	74.4	37.2	9.1	415.04507	456.66136	246.15972	246.15972	0.024124	4.030	0.992	1.327	5.022	4.062	3.047	10.395											

ตารางที่ ข.8 ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 (กรณีที่ 2,ค่าเฉลี่ย)

ตารางที่ ข.8 ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 (กรณีที่ 2,ค่าเฉลี่ย)

$$T_{room} : T_{db} = 25.9 \quad ^\circ C, \quad : T_{wb} = 23.03 \quad ^\circ C$$

$$T_{outdoor} : T_{db} = 36.53 \quad ^\circ C, \quad : T_{wb} = 33.00 \quad ^\circ C,$$

ครั้งที่	T _{room}		T _{outdoor}		ความดันตำแหน่งต่างๆ (kPa)						อุณหภูมิตำแหน่งต่างๆ (°C)						เอนทัลปีตำแหน่งต่างๆ (kJ/kg)						m ³ _r (kg/s)	Q _e (kW)	W _c (kW)	W _t (kW)	Q _c (kW)	COP _{th}		COP _{act}		EER
	T _{db}	T _{wb}	T _{db}	T _{wb}	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	h1	h2	h3	h4	Cal	Cal	Cal	Cal												
ครั้ง 1	25.93077	23.15395	36.82308	32.73946	1006.63456	2759.49401	2684.18205	1041.10835	19.66154	75.33077	37.48442	8.569231	415.15098	457.31103	246.56408	246.56408	0.026644	4.173924	1.043649	1.310923	5.217573	3.999694	3.203099	3.203099	9.754023							
ครั้ง 2	25.87692	23.02308	36.22308	32.97692	1006.10042	2760.02438	2721.83803	1040.04762	20.21	75.00769	37.64615	9.738462	415.54851	457.07934	246.7797	246.7797	0.024453	4.106954	1.010123	1.372692	5.117077	4.065016	3.02867	3.02867	10.33382							
ครั้ง 3	25.83077	22.9	36.53077	33.27692	997.087977	2767.97987	2716.53437	1035.27433	19.43308	74.43846	37.17692	9.053846	415.04507	456.66136	246.15972	246.15972	0.024124	4.029947	0.991711	1.326846	5.021658	4.061757	3.046559	3.046559	10.39486							
Average	25.87949	23.02564	36.52564	32.99744	1003.27558	2762.49942	2707.51815	1038.81010	19.76821	74.92564	37.48390	9.12051	415.24819	457.01725	246.50117	246.50117	0.02441	4.105608	1.01516	1.33682	5.11877	4.04216	3.09278	3.09278	10.16103							



ตารางที่ ข.9 สรุปผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-32 เปรียบเทียบ Average (กรณีที่ 1 กับ กรณีที่ 2)

Average	Wt	COP _{act}	EER
	(kW)	Cal	Cal
Case 1	1.429	2.928629753	9.992484716
Case 2	1.339	3.092776147	10.161028798
Diff. (Case 2 - Case 1)	-0.092	0.164146394	0.168544081
Diff. %	-6.87	5.604887199	1.68670842



ตารางที่ ข.10 สรุปผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการ
วิเคราะห์คุณสมบัติของอากาศ (กรณีนี้ที่ 1, ครั้งที่ 1)

$T_{room} : T_{db} = 26.0 \text{ } ^\circ\text{C}$, $: T_{wb} = 23.1 \text{ } ^\circ\text{C}$, $\% \text{ RH} = 52 \text{ } \%$

$T_{outdoor} : T_{db} = 36.5 \text{ } ^\circ\text{C}$, $: T_{wb} = 31.4 \text{ } ^\circ\text{C}$, $\% \text{ RH} = 72 \text{ } \%$

เวลา (min)	ความชื้น (%)		อุณหภูมิ (°C)		อุณหภูมิ (°F)		ความเร็วลม (m/s)	พื้นที่จ่ายลม (m ²)	อัตราการไหล (m ³ /s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	m ³ a (kg/s)	C pa kJ/kg.°K	Δ T (°K)	QE (kW)
	Ti	To	Ti	To	Ti	To								
0	72	86	28.5	21	301.5	294	4.920	0.0936	0.461	1.172	0.540	1.005	7.5	4.069
5	72	87	28.4	20.5	301.4	293.5	4.505	0.0936	0.422	1.173	0.494	1.005	7.9	3.926
10	72	86	28.6	20.5	301.6	293.5	4.582	0.0936	0.429	1.172	0.503	1.005	8.1	4.091
15	72	86	28.9	21	301.9	294	4.520	0.0936	0.423	1.171	0.495	1.005	7.9	3.932
20	71	86	28.7	20	301.7	293	4.271	0.0936	0.400	1.172	0.468	1.005	8.7	4.095
25	72	85	28.8	20.5	301.8	293.5	4.502	0.0936	0.421	1.171	0.493	1.005	8.3	4.116
30	72	86	28.6	20.5	301.6	293.5	4.623	0.0936	0.433	1.172	0.507	1.005	8.1	4.128
35	72	86	28.7	20.3	301.7	293.3	4.712	0.0936	0.441	1.172	0.517	1.005	8.4	4.362
40	72	85	28.5	20.5	301.5	293.5	4.602	0.0936	0.431	1.172	0.505	1.005	8	4.060
45	72	85	28.4	21	301.4	294	4.830	0.0936	0.452	1.173	0.530	1.005	7.4	3.943
50	72	86	28.9	20.8	301.9	293.8	4.821	0.0936	0.451	1.171	0.528	1.005	8.1	4.301
55	72	86	28.8	20.8	301.8	293.8	4.916	0.0936	0.460	1.171	0.539	1.005	8	4.333
60	72	86	28.7	21.2	301.7	294.2	4.857	0.0936	0.455	1.172	0.533	1.005	7.5	4.014
Average	72	86	28.7	20.7	301.7	293.7	4.666	0.0936	0.437	1.172	0.512	1.005	8.0	4.105



ตารางที่ ข.11 สรุปผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการ
วิเคราะห์คุณสมบัติของอากาศ (กรณีนี้ที่ 1, ครั้งที่ 2)

$T_{room} : T_{db} = 25.9 \text{ } ^\circ\text{C}$, $: T_{wb} = 23 \text{ } ^\circ\text{C}$ % RH = 52 %

$T_{outdoor} : T_{db} = 35.5 \text{ } ^\circ\text{C}$, $: T_{wb} = 32.8 \text{ } ^\circ\text{C}$, % RH = 72 %

เวลา (min)	ความชื้น (%)		อุณหภูมิ (°C)		อุณหภูมิจาก (°C)		ความเร็วลม (m/s)	พื้นที่จ่ายลม (m ²)	อัตราการไหล (m ³ /s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	m ³ a (kg/s)	C pa kJ/kg.°K	Δ T (°K)	QE (kW)
	Ti	To	Ti	To	Ti	To								
0	72	87	28.4	20.1	301.4	293.1	4.520	0.0936	0.423	1.173	0.496	1.005	8.3	4.138
5	72	87	28.3	20.3	301.3	293.3	4.312	0.0936	0.404	1.173	0.473	1.005	8	3.806
10	72	87	28.6	20.4	301.6	293.4	4.246	0.0936	0.397	1.172	0.466	1.005	8.2	3.838
15	72	87	28.4	20.6	301.4	293.6	4.565	0.0936	0.427	1.173	0.501	1.005	7.8	3.928
20	71	87	28.7	20.3	301.7	293.3	4.764	0.0936	0.446	1.172	0.522	1.005	8.4	4.410
25	71	86	28.6	20.2	301.6	293.2	4.857	0.0936	0.455	1.172	0.533	1.005	8.4	4.498
30	72	86	28.4	20.4	301.4	293.4	4.626	0.0936	0.433	1.173	0.508	1.005	8	4.082
35	72	86	28.3	20.3	301.3	293.3	4.821	0.0936	0.451	1.173	0.529	1.005	8	4.256
40	72	86	28.7	20.1	301.7	293.1	4.352	0.0936	0.407	1.172	0.477	1.005	8.6	4.125
45	72	86	28.6	20.2	301.6	293.2	4.724	0.0936	0.442	1.172	0.518	1.005	8.4	4.374
50	71	87	28.4	20.5	301.4	293.5	4.711	0.0936	0.441	1.173	0.517	1.005	7.9	4.105
55	71	87	28.7	20.4	301.7	293.4	4.320	0.0936	0.404	1.172	0.474	1.005	8.3	3.951
60	71	87	28.6	20.3	301.6	293.3	4.568	0.0936	0.428	1.172	0.501	1.005	8.3	4.180
Average	72	87	28.5	20.3	301.5	293.3	4.568	0.0936	0.428	1.172	0.501	1.005	8.2	4.130



ตารางที่ ข.12 สรุปผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการ
วิเคราะห์คุณสมบัติของอากาศ (กรณีนี้ที่ 1, ครั้งที่ 3)

$T_{room} : T_{db} = 25.9 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_{wb} = 23.1 \text{ } ^\circ\text{C}$, % RH = 55 %

$T_{outdoor} : T_{db} = 36.7 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_{wb} = 32.7 \text{ } ^\circ\text{C}$, % RH = 68 %

เวลา (min)	ความชื้น (%)		อุณหภูมิ (°C)		อุณหภูมิจาก (°C)		ความเร็วลม (m/s)	พื้นที่จ่ายลม (m ²)	อัตราการไหล (m ³ /s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	m ³ a (kg/s)	C pa kJ/kg.°K	Δ T (°K)	QE (kW)
	Ti	To	Ti	To	Ti	To								
0	72	86	28.5	20.5	301.5	293.5	4.842	0.0936	0.453	1.172	0.531	1.005	8	4.272
5	72	87	28.4	20.6	301.4	293.6	4.545	0.0936	0.425	1.173	0.499	1.005	7.8	3.911
10	72	86	28.6	21	301.6	294	4.598	0.0936	0.430	1.172	0.504	1.005	7.6	3.852
15	72	86	28.9	20.3	301.9	293.3	4.621	0.0936	0.433	1.171	0.506	1.005	8.6	4.377
20	71	86	28.7	20.6	301.7	293.6	4.535	0.0936	0.424	1.172	0.497	1.005	8.1	4.048
25	72	85	28.8	21.1	301.8	294.1	4.577	0.0936	0.428	1.171	0.502	1.005	7.7	3.883
30	72	86	28.6	20.4	301.6	293.4	4.568	0.0936	0.428	1.172	0.501	1.005	8.2	4.129
35	72	86	28.7	20.7	301.7	293.7	4.523	0.0936	0.423	1.172	0.496	1.005	8	3.988
40	72	85	28.5	20.5	301.5	293.5	4.559	0.0936	0.427	1.172	0.500	1.005	8	4.022
45	72	85	28.4	20.4	301.4	293.4	4.831	0.0936	0.452	1.173	0.530	1.005	8	4.263
50	72	86	28.9	20.4	301.9	293.4	4.872	0.0936	0.456	1.171	0.534	1.005	8.5	4.561
55	72	86	28.8	20.8	301.8	293.8	4.832	0.0936	0.452	1.171	0.530	1.005	8	4.259
60	72	86	28.7	20.3	301.7	293.3	4.734	0.0936	0.443	1.172	0.519	1.005	8.4	4.382
Average	72	86	28.7	20.6	301.7	293.6	4.664	0.0936	0.437	1.172	0.512	1.005	8.1	4.150



ตารางที่ ข.13 สรุปผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของอากาศ เปรียบเทียบ Average (กรณีที 1,ค่าเฉลี่ย)

ครั้งที่	ความชื้น (%)		อุณหภูมิ (°C)		อุณหภูมิ (°K)		ความเร็วลม (m/s)	พื้นที่จ่ายลม (m ²)	อัตราการไหล (m ³ /s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	m ³ a (kg/s)	C pa kJ/kg.°K	Δ T (°K)	QE (kW)
	Ti	To	Ti	To	Ti	To								
1	72	86	28.5	20.7	301.7	293.7	4.666	0.094	0.437	1.172	0.512	1.005	7.992	4.105
2	72	87	28.5	20.3	301.5	293.3	4.568	0.094	0.428	1.172	0.501	1.005	8.200	4.130
3	72	86	28.7	20.6	301.7	293.6	4.664	0.094	0.437	1.172	0.512	1.005	8.069	4.150
Average	72	86	28.6	20.5	301.6	293.5	4.633	0.094	0.434	1.172	0.508	1.005	8.087	4.128



ตารางที่ ข.14 สรุปผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการ
วิเคราะห์คุณสมบัติของอากาศ (กรณีที่ 2 ,ครั้งที่ 1)

$T_{room} : T_{db} = 25.9 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_{wb} = 23.2 \text{ } ^\circ\text{C}$ % RH = 55 %

$T_{outdoor} : T_{db} = 36.8 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_{wb} = 30.4 \text{ } ^\circ\text{C}$, % RH = 70 %

เวลา (min)	ความชื้น (%)		อุณหภูมิ (°C)		อุณหภูมิ (°F)		ความเร็วลม (m/s)	พื้นที่จ่ายลม (m ²)	อัตราการไหล (m ³ /s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	m ³ a (kg/s)	C pa kJ/kg.°K	Δ T (°K)	QE (kW)
	Ti	To	Ti	To	Ti	To								
0	72	85	28.1	21.1	301.1	294.1	4.623	0.0936	0.433	1.174	0.508	1.005	7	3.573
5	72	85	28.4	20.3	301.4	293.3	4.755	0.0936	0.445	1.173	0.522	1.005	8.1	4.249
10	72	85	28.3	20.6	301.3	293.6	4.712	0.0936	0.441	1.173	0.517	1.005	7.7	4.004
15	72	85	28.7	20.5	301.7	293.5	4.523	0.0936	0.423	1.172	0.496	1.005	8.2	4.087
20	71	86	28.6	20.3	301.6	293.3	4.151	0.0936	0.389	1.172	0.455	1.005	8.3	3.798
25	71	85	28.4	20.3	301.4	293.3	4.642	0.0936	0.434	1.173	0.510	1.005	8.1	4.148
30	71	86	28.1	20.2	301.1	293.2	4.752	0.0936	0.445	1.174	0.522	1.005	7.9	4.145
35	71	86	28.3	20.4	301.3	293.4	4.510	0.0936	0.422	1.173	0.495	1.005	7.9	3.932
40	71	85	28.4	20.5	301.4	293.5	4.528	0.0936	0.424	1.173	0.497	1.005	7.9	3.946
45	72	85	28.1	20.2	301.1	293.2	4.736	0.0936	0.443	1.174	0.520	1.005	7.9	4.131
50	72	86	28.4	20.1	301.4	293.1	5.010	0.0936	0.469	1.173	0.550	1.005	8.3	4.587
55	72	86	28.3	20.2	301.3	293.2	4.864	0.0936	0.455	1.173	0.534	1.005	8.1	4.347
60	72	86	28.8	20.1	301.8	293.1	4.872	0.0936	0.456	1.171	0.534	1.005	8.7	4.669
Average	72	85	28.4	20.4	301.4	293.4	4.668	0.0936	0.437	1.173	0.512	1.005	8.0	4.124



ตารางที่ ข.15 สรุปผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการ
วิเคราะห์คุณสมบัติของอากาศ (กรณีที่ 2 ,ครั้งที่ 2)

$T_{room} : T_{db} = 25.9 \text{ } ^\circ\text{C}$, $: T_{wb} = 23 \text{ } ^\circ\text{C}$ % RH = 54 %

$T_{outdoor} : T_{db} = 36.2 \text{ } ^\circ\text{C}$, $: T_{wb} = 33 \text{ } ^\circ\text{C}$, % RH = 66 %

เวลา (min)	ความชื้น (%)		อุณหภูมิ (°C)		อุณหภูมิ (%)		ความเร็วลม (m/s)	พื้นที่จ่ายลม (m ²)	อัตราการไหล (m ³ /s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	m ³ a (kg/s)	C pa kJ/kg.°K	Δ T (°K)	QE (kW)
	Ti	To	Ti	To	Ti	To								
0	72	85	28.4	20.5	301.4	293.5	4.723	0.0936	0.442	1.173	0.518	1.005	7.9	4.116
5	72	85	28.9	20.7	301.9	293.7	4.801	0.0936	0.449	1.171	0.526	1.005	8.2	4.336
10	72	85	28.7	20.4	301.7	293.4	4.655	0.0936	0.436	1.172	0.510	1.005	8.3	4.258
15	72	85	28.4	20.4	301.4	293.4	4.621	0.0936	0.433	1.173	0.507	1.005	8	4.078
20	72	85	28.6	20.6	301.6	293.6	4.831	0.0936	0.452	1.172	0.530	1.005	8	4.260
25	72	85	28.3	20.5	301.3	293.5	4.574	0.0936	0.428	1.173	0.502	1.005	7.8	3.937
30	72	85	28.4	20.7	301.4	293.7	4.531	0.0936	0.424	1.173	0.497	1.005	7.7	3.849
35	72	85	28.7	20.5	301.7	293.5	4.536	0.0936	0.425	1.172	0.497	1.005	8.2	4.099
40	72	85	28.1	20.4	301.1	293.4	4.572	0.0936	0.428	1.174	0.502	1.005	7.7	3.887
45	72	85	28.4	20.3	301.4	293.3	4.586	0.0936	0.429	1.173	0.503	1.005	8.1	4.098
50	72	86	28.6	20.1	301.6	293.1	4.571	0.0936	0.428	1.172	0.501	1.005	8.5	4.283
55	72	86	28.4	20.9	301.4	293.9	4.522	0.0936	0.423	1.173	0.496	1.005	7.5	3.741
60	72	86	28.9	20.4	301.9	293.4	4.955	0.0936	0.464	1.171	0.543	1.005	8.5	4.638
Average	72	85	28.5	20.5	301.5	293.5	4.652	0.0936	0.435	1.172	0.510	1.005	8.0	4.121



ตารางที่ ข.16 สรุปผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการ
วิเคราะห์คุณสมบัติของอากาศ (กรณีนี้ 2, ครั้งที่ 3)

$T_{room} : T_{db} = 25.8 \text{ } ^\circ\text{C}$, $: T_{wb} = 22.9 \text{ } ^\circ\text{C}$ % RH = 50 %

$T_{outdoor} : T_{db} = 36.5 \text{ } ^\circ\text{C}$, $: T_{wb} = 33.3 \text{ } ^\circ\text{C}$, % RH = 68 %

เวลา (min)	ความชื้น (%)		อุณหภูมิ (°C)		อุณหภูมิจุดเสวย (°C)		ความเร็วลม (m/s)	พื้นที่จ่ายลม (m ²)	อัตราการไหล (m ³ /s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	m ³ a (kg/s)	C pa (kJ/kg·°K)	Δ T (°K)	QE (kW)
	Ti	To	Ti	To	Ti	To								
0	71	86	28	20.2	301	293.2	4.832	0.0936	0.452	1.174	0.531	1.005	7.8	4.163
5	71	86	28.3	20.1	301.3	293.1	4.958	0.0936	0.464	1.173	0.544	1.005	8.2	4.486
10	71	86	28.7	20.8	301.7	293.8	4.756	0.0936	0.445	1.172	0.522	1.005	7.9	4.141
15	71	86	28.6	20.9	301.6	293.9	4.821	0.0936	0.451	1.172	0.529	1.005	7.7	4.092
20	71	86	28.4	20.4	301.4	293.4	4.954	0.0936	0.464	1.173	0.544	1.005	8	4.372
25	72	86	28.9	20.8	301.9	293.8	4.655	0.0936	0.436	1.171	0.510	1.005	8.1	4.152
30	72	85	28.7	20.6	301.7	293.6	4.878	0.0936	0.457	1.172	0.535	1.005	8.1	4.354
35	72	85	28.4	20.7	301.4	293.7	4.522	0.0936	0.423	1.173	0.496	1.005	7.7	3.841
40	72	85	28.3	20.6	301.3	293.6	4.531	0.0936	0.424	1.173	0.497	1.005	7.7	3.850
45	71	85	28.6	20.7	301.6	293.7	4.614	0.0936	0.432	1.172	0.506	1.005	7.9	4.018
50	71	86	28.4	20.5	301.4	293.5	4.458	0.0936	0.417	1.173	0.489	1.005	7.9	3.885
55	71	86	28.5	20.7	301.5	293.7	4.134	0.0936	0.387	1.172	0.454	1.005	7.8	3.556
60	71	86	28.7	20.8	301.7	293.8	4.899	0.0936	0.459	1.172	0.537	1.005	7.9	4.265
Average	71	86	28.5	20.6	301.5	293.6	4.693	0.0936	0.439	1.172	0.515	1.005	7.9	4.090



ตารางที่ ข.17 สรุปผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการ
วิเคราะห์คุณสมบัติของอากาศ เปรียบเทียบ Average (กรณี ที่ 2,ค่าเฉลี่ย)

$T_{room} : T_{db} = 27.6 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_{wb} = 18.46 \text{ } ^\circ\text{C}$,

$T_{outdoor} : T_{db} = 28.47 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_{wb} = 20.49 \text{ } ^\circ\text{C}$,

ครั้งที่	ความชื้น (%)		อุณหภูมิ (°C)		อุณหภูมิ (°F)		ความเร็วลม (m/s)	พื้นที่จ่ายลม (m ²)	อัตราการไหล (m ³ /s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	m ³ a (kg/s)	C pa kJ/kg·°K	Δ T (°K)	QE (kW)
	Ti	To	Ti	To	Ti	To								
1	72	85	28.4	20.4	301.4	293.4	4.668	0.094	0.437	1.173	0.512	1.005	8.008	4.124
2	72	85	28.5	20.5	301.5	293.5	4.652	0.094	0.435	1.172	0.510	1.005	8.031	4.121
3	71	86	28.5	20.6	301.5	293.6	4.693	0.094	0.439	1.172	0.515	1.005	7.900	4.090
Average	72	85	28.5	20.5	301.5	293.5	4.671	0.094	0.437	1.172	0.513	1.005	7.979	4.112



ตารางที่ ข.18 สรุปผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากการวิเคราะห์คุณสมบัติของอากาศ เปรียบเทียบ Average (กรณีที่ 1 กับ กรณีที่ 2)

กรณี	ครั้งที่	ความชื้น (%)		อุณหภูมิ (°C)		อุณหภูมิ (°K)		ความเร็วลม (m/s)	พื้นที่จ่ายลม (m ²)	อัตราการไหล (m ³ /s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	m ³ a (kg/s)	C _{pa} kJ/kg·°K	Δ T (°K)	QE (kW)
		Ti	To	Ti	To	Ti	To								
1	1	72	85	28.4	20.4	301.4	293.4	4.668	0.094	0.437	1.173	0.512	1.005	8.008	4.124
	2	72	85	28.5	20.5	301.5	293.5	4.652	0.094	0.435	1.172	0.510	1.005	8.031	4.121
	3	71	86	28.5	20.6	301.5	293.6	4.693	0.094	0.439	1.172	0.515	1.005	7.900	4.090
	Average	72	85	28.5	20.5	301.5	293.5	4.671	0.094	0.437	1.172	0.513	1.005	7.979	4.112
2	1	72	86	28.5	20.7	301.7	293.7	4.666	0.094	0.437	1.172	0.512	1.005	7.992	4.105
	2	72	87	28.5	20.3	301.5	293.3	4.568	0.094	0.428	1.172	0.501	1.005	8.200	4.130
	3	72	86	28.7	20.6	301.7	293.6	4.664	0.094	0.437	1.172	0.512	1.005	8.069	4.150
	Average	72	86	28.6	20.5	301.6	293.5	4.633	0.094	0.434	1.172	0.508	1.005	8.087	4.128



ภาคผนวก ค
คุณสมบัติวัสดุ



ตารางที่ ค. 1 คุณสมบัติสารทำความเย็น R-32

R32 is a chlorine-free, ozone-safe fluorocarbon whose boiling point is -52°C . R32 is a component of R410A, a blend refrigerant widely used in developed countries as a main alternative to HCFC-22, an ozone depleting refrigerant. But R410A has a high Global Warming Potential (hereafter, GWP) of 2088, so a new refrigerant with lower GWP is needed to mitigate climate change.

R32 has a GWP about one third that of R410A, and it has excellent properties as a refrigerant. Therefore, the technology has been developed to use it by itself as an alternative refrigerant to replace R410A.

Especially in the air conditioning sector, it is difficult to select an alternative refrigerant – although low-GWP substances such as natural refrigerants have been proposed, various problems have to be solved before they can be put into practical use. On the other hand, R32 is an almost non-toxic, chemically stable substance and is readily available because it is a commercially manufactured product. R32 can be used with extension of existing technology because its pressure is similar to that of R410A, and it can provide excellent energy efficiency of the equipment. All these properties make R32 a promising choice for the present.

R32 as a single component refrigerant is attracting attention not only as an alternative to R410A in developed countries but also as an alternative to HCFC-22 in developing countries.

When using R32, however, applicable regulations and standards must be observed and results of risk assessment must be considered because it has slight flammability (Class 2L under refrigerant standards ISO/FDIS 817 and ASHRAE 34).

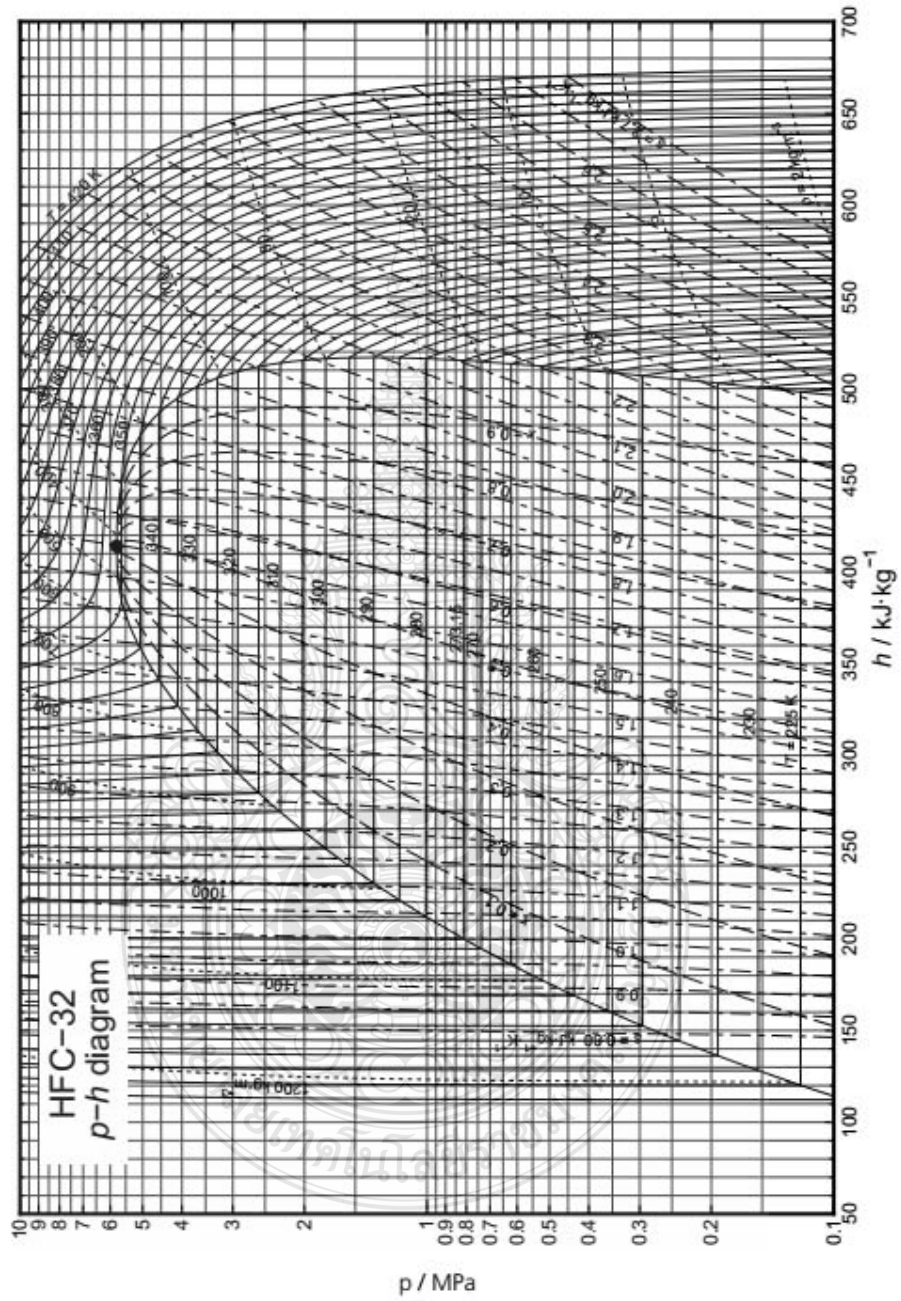
ตารางที่ ค. 2 ลักษณะทั่วไปของ R-32

1.1 General Characteristics

Product		R32	R410A	HCFC-22
Component		HFC-32	HFC-32/ HFC-125	HCFC-22
Chemical formula		CH ₂ F ₂	CH ₂ F ₂ / CHF ₂ CF ₃	CHClF ₂
Composition	mass%	100	50/50	100
Molar mass		52.0	72.6	86.5
Boiling point		-51.7	-51.4	-40.8
Freezing point		-136	-	-160
Critical temperature		78.1	72.0	96.2
Critical pressure	MPa	5.78	4.95	4.99
Critical density	kg/m ³	424	486	515
Density Saturated liquid	kg/m ³	961	1059	1191
Density Saturated vapor	kg/m ³	47.34	64.87	44.23
Viscosity Saturated liquid	mPa-s	0.116	0.121	0.178
Viscosity Normal pressure vapor	mPa-s	0.0126	0.0129	0.0128
Isobaric specific heat Saturated liquid	kJ/kg-K	1.937	1.711	1.256
Isobaric specific heat Normal pressure vapor	kJ/kg-K	0.848	0.818	0.662
Latent heat of vaporization (Boiling Point)	kJ/kg	382	275	233
Thermal conductivity Saturated liquid	mW/m-K	125	87	87
Thermal conductivity Normal pressure vapor	mW/m-K	13	13	11
Breakdown voltage Normal pressure vapor	kV	2.8	4.8	7.2
Dielectric constant Saturated liquid		14.27	7.88	6.35
Acceptable concentration limit	ppm	1000 ²	1000 ³	1000 ⁴
Ozone depletion potential ODP	CFC11=1	0	0	0.055
Global warming potential GWP ¹	CO ₂ =1	675	2088	1810
Solubility of water	massppm	3400	1600	1300

ตารางที่ ค. 3 P - h Diagram R-32

Appendix 1, P-h Diagramm



ตารางที่ ค. 4 Thermodynamic Properties R-32

Appendix 2, Thermodynamic Properties (Saturation Table)

Refprop Ver.9.0

Temp. °C	Pressure	Density		Isobaric specific heat		Specific Enthalpy			Specific Entropy	
	kPa	liquid	Vapor	liquid	Vapor	liquid	Vapor	Latent	liquid	Vapor
-60	64.96	1236	1.969	1.576	0.833	101.38	492.11	390.73	0.596	2.429
-59	68.65	1233	2.074	1.577	0.838	102.95	493.64	389.69	0.603	2.423
-58	72.52	1230	2.183	1.578	0.843	104.53	495.17	388.64	0.611	2.417
-57	76.56	1228	2.297	1.579	0.848	106.11	495.70	387.59	0.618	2.411
-56	80.77	1225	2.415	1.581	0.853	107.70	494.22	386.53	0.625	2.405
-55	85.17	1222	2.538	1.582	0.858	109.28	494.74	385.46	0.632	2.399
-54	89.76	1219	2.667	1.584	0.863	110.86	495.26	384.39	0.640	2.394
-53	94.55	1217	2.800	1.585	0.868	112.45	495.77	383.32	0.647	2.388
-52	99.54	1214	2.938	1.586	0.873	114.04	496.27	382.24	0.654	2.382
-51.7	101.3	1213	2.988	1.587	0.875	114.59	496.45	381.86	0.656	2.380
-51	104.7	1211	3.082	1.588	0.878	115.63	496.78	381.15	0.661	2.377
-50	110.1	1208	3.232	1.589	0.883	117.22	497.27	380.06	0.668	2.371
-49	115.8	1206	3.387	1.591	0.889	118.81	497.77	378.96	0.675	2.366
-48	121.6	1203	3.548	1.593	0.894	120.40	498.26	377.85	0.682	2.361
-47	127.7	1200	3.715	1.594	0.900	122.00	498.74	376.74	0.689	2.355
-46	134.0	1197	3.888	1.596	0.905	123.60	499.23	375.63	0.697	2.350
-45	140.6	1194	4.067	1.598	0.911	125.20	499.70	374.50	0.704	2.345
-44	147.4	1192	4.253	1.600	0.917	126.80	500.17	373.38	0.711	2.340
-43	154.5	1189	4.446	1.602	0.922	128.40	500.64	372.24	0.717	2.335
-42	161.9	1186	4.645	1.604	0.926	130.01	501.11	371.10	0.724	2.330
-41	169.5	1183	4.851	1.606	0.934	131.62	501.56	369.95	0.731	2.325
-40	177.4	1180	5.065	1.608	0.940	133.23	502.02	368.79	0.738	2.320
-39	185.6	1177	5.286	1.610	0.946	134.84	502.47	367.63	0.745	2.315
-38	194.1	1174	5.515	1.612	0.952	136.45	502.91	366.46	0.752	2.310
-37	202.9	1172	5.751	1.614	0.958	138.07	503.35	365.28	0.759	2.306
-36	212.0	1169	5.995	1.616	0.965	139.69	503.78	364.10	0.766	2.301
-35	221.4	1166	6.248	1.619	0.971	141.31	504.21	362.90	0.772	2.296
-34	231.1	1163	6.508	1.621	0.977	142.93	504.63	361.70	0.779	2.292
-33	241.2	1160	6.776	1.624	0.984	144.56	505.05	360.50	0.786	2.287
-32	251.6	1157	7.056	1.626	0.990	146.18	505.47	359.28	0.793	2.282
-31	262.3	1154	7.343	1.629	0.997	147.81	505.87	358.06	0.799	2.278
-30	273.4	1151	7.639	1.631	1.004	149.45	506.27	356.83	0.806	2.273
-29	284.9	1148	7.945	1.634	1.010	151.08	506.67	355.59	0.813	2.269
-28	296.7	1145	8.260	1.637	1.017	152.72	507.06	354.34	0.819	2.265
-27	309.0	1142	8.585	1.639	1.024	154.36	507.45	353.08	0.826	2.260
-26	321.6	1139	8.920	1.642	1.031	156.01	507.83	351.82	0.833	2.256
-25	334.6	1136	9.266	1.645	1.038	157.66	508.20	350.54	0.839	2.252
-24	348.0	1133	9.622	1.648	1.045	159.31	508.57	349.26	0.846	2.248
-23	361.8	1130	9.989	1.651	1.052	160.96	508.93	347.97	0.852	2.243
-22	376.0	1127	10.37	1.654	1.060	162.62	509.28	346.66	0.859	2.239
-21	390.7	1124	10.76	1.657	1.067	164.28	509.63	345.35	0.865	2.235
-20	405.8	1121	11.16	1.661	1.075	165.94	509.97	344.03	0.872	2.231
-19	421.3	1117	11.57	1.664	1.082	167.61	510.31	342.70	0.878	2.227
-18	437.3	1114	12.00	1.668	1.090	169.28	510.64	341.36	0.885	2.223
-17	453.7	1111	12.43	1.671	1.096	170.95	510.96	340.01	0.891	2.219
-16	470.7	1108	12.88	1.675	1.106	172.63	511.28	338.65	0.898	2.215
-15	488.1	1105	13.35	1.676	1.114	174.31	511.58	337.28	0.904	2.211
-14	506.0	1102	13.82	1.682	1.122	175.99	511.89	335.90	0.911	2.207
-13	524.4	1098	14.31	1.686	1.130	177.68	512.18	334.50	0.917	2.203
-12	543.3	1095	14.82	1.690	1.139	179.37	512.47	333.10	0.924	2.199
-11	562.7	1092	15.34	1.694	1.147	181.07	512.75	331.68	0.930	2.195
-10	582.6	1089	15.87	1.698	1.156	182.76	513.02	330.25	0.937	2.192
-9	603.1	1085	16.42	1.702	1.165	184.47	513.28	328.82	0.943	2.188
-8	624.1	1082	16.98	1.706	1.174	186.18	513.54	327.37	0.949	2.184
-7	645.7	1079	17.56	1.711	1.183	187.89	513.79	325.90	0.956	2.180
-6	667.9	1076	18.16	1.715	1.192	189.60	514.03	324.43	0.962	2.176
-5	690.6	1072	18.77	1.720	1.201	191.33	514.26	322.94	0.968	2.173
-4	713.9	1069	19.40	1.725	1.211	193.05	514.49	321.44	0.975	2.169
-3	737.8	1066	20.04	1.730	1.221	194.78	514.70	319.92	0.981	2.165
-2	762.3	1062	20.71	1.735	1.231	196.52	514.91	318.40	0.987	2.162
-1	787.4	1059	21.39	1.740	1.241	198.26	515.11	316.85	0.994	2.158
0	813.1	1055	22.09	1.745	1.251	200.00	515.30	315.30	1.000	2.154

ตารางที่ ค. 4 (ต่อ) Thermodynamic Properties R-32

Temp. °C	Pressure	Density		Isobaric specific heat		Specific Enthalpy			Specific Entropy	
	kPa	kg/m ³	kg/m ³	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	kJ/kgK
1	839.5	1052	22.81	1.750	1.262	201.75	515.48	313.73	1.006	2.151
2	866.5	1048	23.55	1.756	1.272	202.50	515.65	312.15	1.013	2.147
3	894.1	1045	24.31	1.762	1.283	203.26	515.81	310.55	1.019	2.143
4	922.5	1041	25.09	1.767	1.294	204.03	515.96	308.93	1.025	2.140
5	951.4	1038	25.89	1.773	1.306	204.80	516.11	307.31	1.031	2.136
6	981.1	1034	26.71	1.779	1.317	210.58	516.24	305.66	1.038	2.133
7	1012	1031	27.56	1.786	1.329	212.36	516.36	304.00	1.044	2.129
8	1043	1027	28.43	1.792	1.341	214.15	516.47	302.32	1.050	2.126
9	1074	1023	29.32	1.799	1.354	215.94	516.57	300.63	1.057	2.122
10	1107	1020	30.23	1.806	1.367	217.74	516.66	298.92	1.063	2.118
11	1140	1016	31.17	1.813	1.380	219.55	516.74	297.19	1.069	2.115
12	1174	1012	32.14	1.820	1.393	221.36	516.80	295.44	1.075	2.111
13	1209	1008	33.13	1.827	1.407	223.18	516.86	293.68	1.082	2.108
14	1244	1005	34.15	1.835	1.421	225.01	516.90	291.89	1.088	2.104
15	1281	1001	35.19	1.843	1.435	226.84	516.93	290.09	1.094	2.101
16	1318	997.1	36.26	1.851	1.450	228.68	516.95	288.27	1.100	2.097
17	1356	993.2	37.37	1.859	1.465	230.53	516.96	286.43	1.107	2.094
18	1395	989.3	38.50	1.868	1.481	232.39	516.95	284.57	1.113	2.090
19	1434	985.4	39.66	1.877	1.497	234.25	516.93	282.68	1.119	2.087
20	1475	981.4	40.86	1.886	1.514	236.12	516.90	280.78	1.125	2.083
21	1516	977.4	42.08	1.895	1.531	238.00	516.85	278.85	1.132	2.080
22	1558	973.3	43.34	1.905	1.548	239.89	516.79	276.90	1.138	2.076
23	1601	969.3	44.64	1.915	1.566	241.78	516.71	274.93	1.144	2.072
24	1645	965.2	45.97	1.926	1.585	243.69	516.62	272.93	1.150	2.069
25	1690	961.0	47.34	1.937	1.604	245.60	516.51	270.91	1.157	2.065
26	1735	956.8	48.74	1.948	1.624	247.53	516.39	268.86	1.163	2.062
27	1782	952.6	50.19	1.960	1.645	249.46	516.25	266.79	1.169	2.058
28	1830	948.3	51.68	1.972	1.667	251.40	516.09	264.69	1.175	2.054
29	1878	944.0	53.20	1.984	1.689	253.35	515.92	262.56	1.182	2.051
30	1928	939.6	54.78	1.997	1.712	255.32	515.72	260.41	1.188	2.047
31	1978	935.2	56.39	2.011	1.736	257.29	515.51	258.22	1.194	2.043
32	2029	930.7	58.06	2.025	1.760	259.28	515.29	256.01	1.201	2.040
33	2082	926.2	59.77	2.040	1.785	261.27	515.04	253.77	1.207	2.036
34	2135	921.7	61.53	2.055	1.813	263.28	514.77	251.49	1.213	2.032
35	2190	917.0	63.34	2.071	1.841	265.30	514.48	249.18	1.220	2.028
36	2245	912.4	65.21	2.088	1.870	267.34	514.17	246.83	1.226	2.025
37	2302	907.6	67.14	2.105	1.901	269.38	513.84	244.46	1.233	2.021
38	2360	902.8	69.12	2.124	1.933	271.45	513.49	242.04	1.239	2.017
39	2418	898.0	71.16	2.143	1.966	273.52	513.11	239.59	1.246	2.013
40	2478	893.0	73.27	2.163	2.001	275.61	512.71	237.09	1.252	2.009
41	2539	888.0	75.44	2.184	2.038	277.72	512.28	234.56	1.258	2.005
42	2601	883.0	77.68	2.206	2.077	279.84	511.82	231.99	1.265	2.001
43	2665	877.8	80.00	2.230	2.117	281.98	511.34	229.37	1.272	1.997
44	2729	872.6	82.39	2.255	2.160	284.13	510.83	226.70	1.278	1.993
45	2795	867.3	84.86	2.281	2.206	286.31	510.29	223.99	1.285	1.989
46	2862	861.9	87.41	2.309	2.254	288.50	509.72	221.22	1.291	1.985
47	2930	856.4	90.05	2.338	2.304	290.71	509.12	218.41	1.298	1.980
48	2999	850.8	92.79	2.369	2.358	292.95	508.48	215.54	1.305	1.976
49	3069	845.1	95.62	2.403	2.416	295.21	507.81	212.61	1.312	1.971
50	3141	839.3	98.55	2.439	2.477	297.49	507.10	209.62	1.318	1.967
51	3214	833.3	101.6	2.477	2.543	299.79	506.36	206.57	1.325	1.962
52	3288	827.3	104.7	2.518	2.613	302.12	505.57	203.46	1.332	1.958
53	3364	821.1	108.0	2.562	2.689	304.48	504.74	200.26	1.339	1.953
54	3441	814.8	111.4	2.609	2.771	306.87	503.86	196.99	1.346	1.948
55	3520	808.3	115.0	2.661	2.859	309.29	502.93	193.64	1.353	1.943
56	3600	801.7	118.7	2.717	2.956	311.74	501.95	190.21	1.360	1.938
57	3681	794.9	122.5	2.778	3.060	314.22	500.92	186.69	1.368	1.933
58	3764	787.9	126.4	2.845	3.175	316.75	499.82	183.07	1.375	1.928
59	3848	780.7	130.4	2.919	3.301	319.32	498.67	179.35	1.382	1.922
60	3933	773.3	135.2	3.001	3.441	321.93	497.44	175.51	1.390	1.917
61	4020	765.7	139.9	3.092	3.597	324.59	496.14	171.56	1.397	1.911
62	4109	757.8	144.7	3.193	3.771	327.30	494.76	167.46	1.405	1.905
63	4199	749.6	149.9	3.308	3.967	330.07	493.29	163.23	1.413	1.899
64	4291	741.1	155.3	3.438	4.190	332.90	491.73	158.83	1.421	1.892
65	4384	732.3	161.1	3.588	4.446	335.80	490.05	154.25	1.429	1.885
66	4479	723.0	167.2	3.761	4.743	338.78	488.26	149.48	1.438	1.878
67	4576	713.3	173.8	3.965	5.092	341.85	486.33	144.48	1.446	1.871
68	4675	703.2	180.8	4.207	5.508	345.02	484.25	139.23	1.455	1.863
69	4775	692.4	188.4	4.501	6.013	348.31	481.99	133.68	1.464	1.855
70	4877	680.9	196.7	4.865	6.639	351.73	479.52	127.78	1.474	1.846

ตารางที่ ค. 5 ตารางอัตราการระบายอากาศ Air ventilation

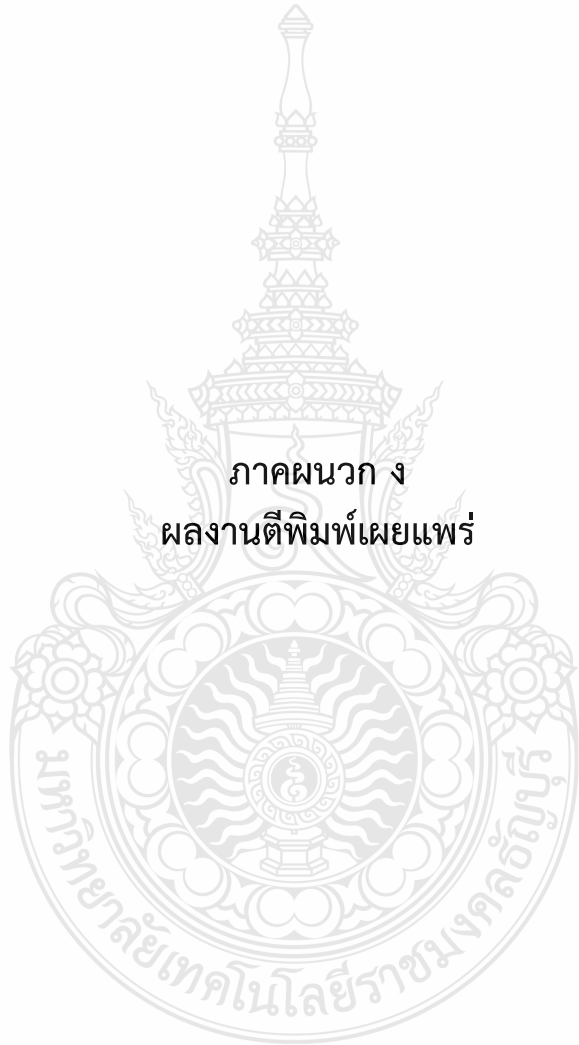
กฎกระทรวง

ฉบับที่ 33 (พ.ศ. 2535) ออกตามความในกฎหมายว่าด้วยการควบคุมอาคาร พ.ศ. 2522
แก้ไขเพิ่มเติมโดยกฎกระทรวง ฉบับที่ 42 (พ.ศ. 2537) ๑ และกฎกระทรวง ฉบับที่ 50 (พ.ศ. 2540) ๑

Air ventilation

	Location	The times of room volume used to calculate the rate of air flow in 1 hour
1	Washroom and toilet in residence or office	2
2	Washroom and toilet in public building	4
3	Parking area below ground level	4
4	Factory	4
5	Theater	4
6	Food court	7
7	Office building	7
8	Rooms in hotel and condominium	7
9	Kitchen in residence	12
10	Kitchen in food court	24
11	Lift and fire lift	30

ภาคผนวก ง
ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่



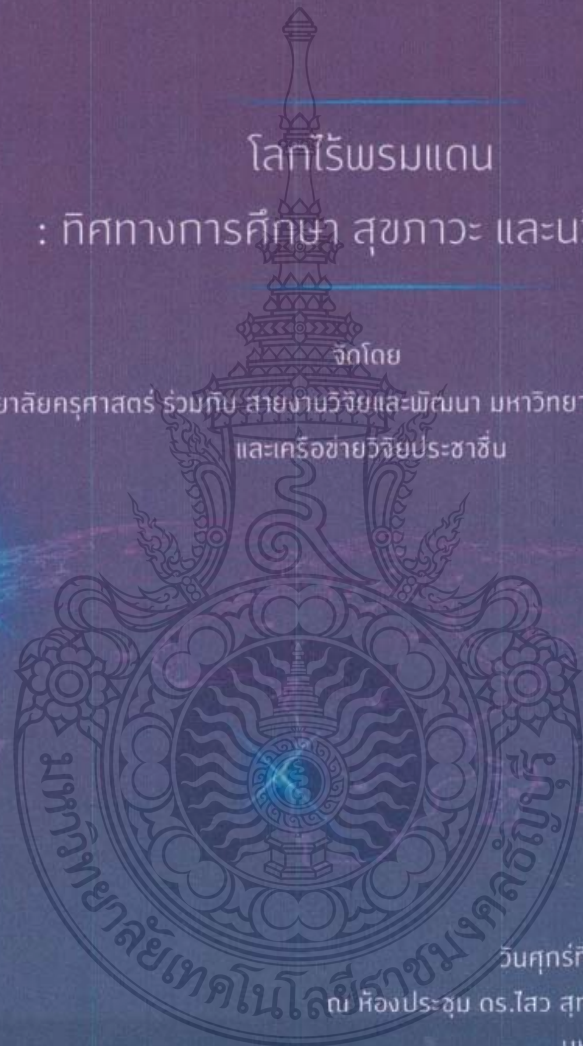
การประชุมวิชาการระดับชาติ ครั้งที่ 15 และเครือข่ายวิจัยประชาชื่น ครั้งที่ 5

โลกไร้พรมแดน

: ทิศทางการศึกษา สุขภาวะ และนวัตกรรม

จัดโดย

วิทยาลัยครุศาสตร์ ร่วมกับ สายงานวิจัยและพัฒนา มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต
และเครือข่ายวิจัยประชาชื่น



วันศุกร์ที่ 20 มีนาคม พ.ศ. 2563
ณ ห้องประชุม ดร.ไสว สุทธิพิทักษ์ อาคาร 6 ชั้น 7
มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต



สารจากอธิการบดี

การประชุมวิชาการระดับชาติ ครั้งที่ 15 และเครือข่ายวิจัยประชาชื่น ครั้งที่ 5 ในหัวข้อ “โลกไร้พรมแดน : ทิศทางการศึกษา สุขภาวะ และนวัตกรรม” โดยมีวัตถุประสงค์หลักเพื่อเผยแพร่ผลงานวิจัยอันจะนำไปสู่ทิศทางการศึกษา สุขภาวะ และนวัตกรรม กระตุ้นให้เกิดการพัฒนาผลงานไปสู่การสร้างงานนวัตกรรม เป็นเวทีวิชาการสำหรับนักวิชาการ นักศึกษา และผู้ขับเคลื่อนกระบวนการเรียนรู้ในสังคมไทย ที่มุ่งเป้าหมายของการเรียนรู้ที่เป็นการเรียนรู้สู่การเปลี่ยนแปลง และเผยแพร่ผลงานวิจัยอันจะนำไปสู่การประยุกต์ใช้ผลงานด้านการศึกษา รวมทั้งเป็นเวทีส่งเสริมให้นักศึกษา คณาจารย์ นักวิชาการ นักวิจัย ตลอดจนบุคลากรที่เกี่ยวข้องในด้านการศึกษา ได้มีโอกาสแลกเปลี่ยนความรู้ นำเสนอผลงานวิจัยหรือนวัตกรรมใหม่ทางการศึกษา ที่ผ่านการเรียนรู้ด้วยประสบการณ์ตรง เกิดความเข้าใจ ตระหนักรู้นำไปสู่การเปลี่ยนแปลงอย่างลึกซึ้ง จนก่อให้เกิดลักษณะและพฤติกรรมที่พึงประสงค์ได้อย่างยั่งยืน อีกทั้งยังช่วยเสริมสร้างความร่วมมือระหว่างหน่วยงานทั้งในส่วนของภาคการศึกษา หน่วยงานภาครัฐและเอกชน เพื่อนำไปสู่การพัฒนาทางด้านการศึกษาให้ก้าวหน้าและเข้มแข็งต่อไป

เป็นที่น่ายินดีที่มีผู้สนใจส่งผลงานมาร่วมนำเสนอเป็นจำนวนมาก ในนามของคณะกรรมการผู้จัดการประชุมวิชาการ ขอขอบคุณ วิทยากร ผู้นำเสนอผลงาน ตลอดจนคณะผู้จัดการประชุมที่ทำให้การประชุมครั้งนี้มีคุณค่าและสำเร็จได้ด้วยดี



(ดร.ศาริภา ลัทธพิพัฒน์)

อธิการบดีมหาวิทยาลัยราชภัฏบุรีรัมย์

ข

กำหนดการโครงการประชุมวิชาการระดับชาติ ครั้งที่ 15 และเครือข่ายวิจัยประชาชื่น ครั้งที่ 5

โลกไร้พรมแดน : ทิศทางการศึกษา สุขภาวะ และนวัตกรรม

จัดโดย

วิทยาลัยครุศาสตร์ร่วมกับสายงานวิจัยและพัฒนา มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์ และเครือข่ายวิจัยประชาชื่น

วันศุกร์ที่ 20 มีนาคม 2563 เวลา 08.30 – 16.00 น.

ณ มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

เวลา 09.15 – 10.15 น.

บรรยายพิเศษ เรื่อง

“โลกไร้พรมแดน: Renaissance Man-การศึกษา”

โดย รองศาสตราจารย์ ดร.วรากรณ์ สามโกเศศ

อธิการบดีกิตติมคุณมหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

10.30 – 11.15 น.

บรรยายพิเศษ เรื่อง “โลกไร้พรมแดน : ทิศทางการศึกษา”

โดย ศาสตราจารย์นายแพทย์ วิจารณ์ พานิช

รักษาการนายกสภาสถาบันอาศรมศิลป์

11.15 – 12.00 น.

บรรยายพิเศษ เรื่อง “โลกไร้พรมแดน : สุขภาวะและนวัตกรรม”

โดย ผู้ช่วยศาสตราจารย์ นายแพทย์ บรรจบ ชุณหสวัสติกุล

คณบดีวิทยาลัยการแพทย์บูรณาการ มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

13.00 – 16.00 น.

การนำเสนอผลงานทางวิชาการ

ตารางนำเสนอผลงานวิชาการและบทความวิจัย ประชุมวิชาการระดับชาติ ครั้งที่ 15 และเครือข่ายวิจัยประชาขึ้นครั้งที่ 5

เรื่อง "โลกไร้พรมแดน : ทิศทางการศึกษา สุขภาวะ และนวัตกรรม"

วันศุกร์ที่ 20 มีนาคม 2563 ห้องนำเสนอ อาคารอธิการบดี ห้อง 3-2 (ห้องออนไลน์ 2)

ผู้ดำเนินรายการ ดร.สุรวิ ศุนาลัย

ลำดับ	บทความ	ผู้นำเสนอ	สาขาวิชา
1	ปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อการใช้งานเทคโนโลยีของผู้สูงอายุในยุคดิจิทัล	อารีญา ศรีแจ่ม ฉันทพัทธ์ ไคร้วานิช	ด้านบริหารธุรกิจ การตลาด การบัญชี และเศรษฐศาสตร์
2	เศรษฐกิจผู้สูงอายุในยุคดิจิทัล	อารีญา ศรีแจ่ม สุธาสิณี ไคร้วานิช ฉันทพัทธ์ ไคร้วานิช	ด้านบริหารธุรกิจ การตลาด การบัญชี และเศรษฐศาสตร์
3	การรับรู้ด้านความน่าเชื่อถือของตราสินค้า การรับรู้ด้านความน่าเชื่อถือของพีเรียมเตอร์คิลปินเกาหลี ที่พยากรณ์ความตั้งใจซื้อซ้ำสินค้าดูแลผิวหน้า	อนุตรา เอนกพัฒน์กิจ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พรพรรณ ประจักษ์เนตร	ด้านบริหารธุรกิจ การตลาด การบัญชี และเศรษฐศาสตร์
4	การเสพติดอินเทอร์เน็ต และปัจจัยทางจิตวิทยาที่มีความสัมพันธ์กับภาวะโรคซึมเศร้าของคนวัยทำงาน	ณัฐเดช ยอแซฟ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พรพรรณ ประจักษ์เนตร	ด้านวิทยาศาสตร์สุขภาพ สุขภาพ สุขภาพ และความ งาม (Health and Wellness)
5	การอบแห้งขิงด้วยไอน้ำร้อนยวดยิ่งที่สภาวะความดันต่ำ	วรพล โพธิ์ศรีทอง วินัย จันทรเท็ง ขวัญชัย จ้อยเจริญ	ด้านวิศวกรรมและเทคโนโลยี
6	การลดพลังงานในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนและระบบระบายอากาศ โดยการระบายความร้อนเครื่องควบแน่นของระบบปรับอากาศด้วยลมระบายอากาศ	ชาญวิทย์ วิทยาวิโรจน์ ดร.วินัย จันทรเท็ง	ด้านวิศวกรรมและเทคโนโลยี
7	บทบาทและกลวิธีการแสดงตัวโกังลิเก	กมลดา ยแสงศักดิ์ ชนัย วรณษลี นิวัฒน์ สุขประเสริฐ	ด้านศิลปกรรม งาน สร้างสรรค์ และการออกแบบ

รายชื่อผู้ทรงคุณวุฒิพิจารณาผลงานวิชาการ

กองบรรณาธิการ

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธัญรัตน์ เมฆบัณฑิตกุล

ดร.พงษ์ภิญโญ แม้นโกศล

ดร.อภิเทพ แซ่ไคว่

รายชื่อผู้ทรงคุณวุฒิพิจารณาผลงานวิชาการ

รศ.ดร.กล้า ทองขาว

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

รศ.ดร.ธนิศา จิตรน้อมรัตน์

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

รศ.ดร.พินิจ ทิพย์มณี

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

รศ.ดร.อัศวิน แสงพิกุล

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

รศ.ดร.อุทัย บุญประเสริฐ

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

ผศ.ดร.นพ.กฤษณ์ พงศ์พิรุฬห์

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ผศ.ดร.วิภารัตน์ แสงจันทร์

มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ผศ.ชุตินุช อินทรประสิทธิ์

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

ผศ.ดร.ดารณี เอื้อชนะจิต

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

ผศ.ดร.ธัญธัช วิภัติภูมิประเทศ

สถาบันเทคโนโลยีปทุมวัน

ผศ.ดร.ธันยากร ช่วยทุกข์เพื่อน

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

ผศ.ดร.ธัญรัตน์ เมฆบัณฑิตกุล

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

ผศ.ดร.นภดล ทิพย์รัตน์

มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ วิทยาเขตปัตตานี

ผศ.ดร.ปรีชญา ครูเกษตร

มหาวิทยาลัยราชภัฏสวนสุนันทา

ผศ.ดร.ปิยะวิทย์ ทิพรส

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

ผศ.ดร.พนารัตน์ ลี้ม

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

ผศ.ดร.พัชรภา ดันติชูเวช

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

ผศ.ดร.สมพร โกมารทัต

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

ผศ.ดร.สุธีรา นิมิตรนิวัฒน์

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

ผศ.ดร.อัญชลี ทองเอม

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์

ผศ.ดร.อำนาจ ผดุงศิลป์

ผศ.ไพรินทร์ ชลไพศาล

ผศ.รัชดาภรณ์ เสมาชันส์

ผศ.วิโชติ ทองเสมอ

ดร.กัลยา สว่างคง

ดร.จันทร์พา ทัดภูธร

ดร.โชติกานต์ ใจบุญ

ดร.ฐิติมา พูลเพชร

ดร.นักรบ หมี่แสน

ดร.พงษ์ภิญโญ แม้นโกศล

ดร.พวงมาลัย สกลเกียรติ

ดร.ไพทยา มีสัตรู

ดร.รมย์มาศ จันทร์ขาว

ดร.ศศิธร อนันตโสภณ

ดร.สุดคนึง นฤพนธ์จิรกุล

ดร.อนันต์ เขียวชาณุกิจการ

ดร.อัจฉริยา อักษรอินทร์

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต

วิทยาลัยอินเตอร์เทคลำปาง

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต

มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต

คำสั่งมหาวิทยาลัยสุรกิจบัณฑิตย

ที่ 0102 / 0301

เรื่อง แต่งตั้งคณะกรรมการจัดการประชุมวิชาการระดับชาติ ครั้งที่ 15
และเครือข่ายวิจัยประชาชื่น ครั้งที่ 5

เพื่อให้การดำเนินงานจัดการประชุมวิชาการระดับชาติ ครั้งที่ 15 และเครือข่ายวิจัยประชาชื่น ครั้งที่ 5 ในวันที่ 20 มีนาคม 2562 เป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพ อาศัยอำนาจตามความในข้อ 15 แห่งระเบียบ ว่าด้วย การบริหารงานและการจัดส่วนงานมหาวิทยาลัยสุรกิจบัณฑิตย พ.ศ.2559 จัดแต่งตั้งคณะทำงานโครงการ "การประชุมวิชาการระดับชาติ ครั้งที่ 15 และเครือข่ายวิจัยประชาชื่น ครั้งที่ 5" โดยประกอบด้วยบุคลากรของมหาวิทยาลัยสุรกิจบัณฑิตย และเครือข่ายวิจัยประชาชื่น ดังนี้

รองศาสตราจารย์ ดร.นิตย เพ็ชรรักษ์	ประธานกรรมการ
รองอธิการบดีสายงานวิจัยและพัฒนา มหาวิทยาลัยสุรกิจบัณฑิตย	
ดร.พงษ์ภิญโญ แม้นโกศล	รองประธานกรรมการ
คณบดีวิทยาลัยครุศาสตร์	ฝ่ายการศึกษา
ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธิวัตร งามบัณฑิตกุล	รองประธานกรรมการ
ผู้อำนวยการฝ่ายบริหารโครงการวิจัย	ฝ่ายบริหารจัดการ
คณะกรรมการวิทยาลัยครุศาสตร์	
ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อัญชลี ทองอม	กรรมการ
ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พัชราภา คันทนูเวช	กรรมการ
ดร.พจมาลย์ สกลเกียรติ	กรรมการ
ดร.ไพทยา มีสัตย์	กรรมการ
ศาสตราจารย์ ดร.ไพฑูรย์ สิ้นสารตัน	กรรมการ
รองศาสตราจารย์ ดร.อุทัย บุญประเสริฐ	กรรมการ
รองศาสตราจารย์ ดร.กล้า ทองขาว	กรรมการ
ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พิณสุตา สิริรังศรี	กรรมการ
ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สมพร โกมารทัต	กรรมการ
ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สุธีรา นิมิตน์วัฒน์	กรรมการ
ดร.นักรบ หมี่แสน	กรรมการ
ดร.สุคนธ์ นฤพนธ์จิรกุล	กรรมการ

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธัญยากร ช่วยทุกข์เพื่อน		กรรมการ
ดร.วาสนา วิสฤตภา		กรรมการ
ดร.เฉลิมชัย มนุเศวต		กรรมการ
คณะกรรมการสายงานวิจัยและพัฒนา		
ดร.อัจฉริยา อักษรอินทร์		กรรมการ
อาจารย์วรุณพันธ์ คงสม		กรรมการ
นางสาวปริญญา คล้ายเจริญ		กรรมการ
นางสกุลทิพย์ อนันตรักษ์		กรรมการ
นายศักดิ์สิทธิ์ คณะชาติ		กรรมการ
นายศราวุธ โกมุทพันธ์		กรรมการ
คณะกรรมการเครือข่ายวิจัยประชาชน		
ดร.อภิเทพ แซ่ไคว่	มหาวิทยาลัยนานาชาติแสตมฟอร์ด	กรรมการ
รศ.ดร.กานดา ว่องไวลิขิต	มหาวิทยาลัยรังสิต	กรรมการ
คุณวุฒิศักดิ์ อยู่จำนงค์	มหาวิทยาลัยรังสิต	กรรมการ
คุณชฎานิชฐ์ อัจฉริยะโพธา	มหาวิทยาลัยรังสิต	กรรมการ
ผศ.ดร.ณรงค์ศักดิ์ จักรกรณ	มหาวิทยาลัยราชภัฏพระนคร	กรรมการ
ดร.สุไม บิลโบ	มหาวิทยาลัยราชภัฏพระนคร	กรรมการ
คุณทัศนาศ ปิ่นทอง	มหาวิทยาลัยราชภัฏพระนคร	กรรมการ
ผศ.ดร.วราภรณ์ อริยวิริยะนันท์	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี	กรรมการ
ดร. กฤษดา เขียววัฒนสุข	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี	กรรมการ
นางสาวศศิธรณ อินทรวงศ์	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี	กรรมการ
รศ.นภัทร วัฒนเทพินทร์	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลสุวรรณภูมิ	กรรมการ
ผศ.พินทุสร ปัสสะจะโน	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลสุวรรณภูมิ	กรรมการ
คุณพรพิมล เขียวทิมา	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลสุวรรณภูมิ	กรรมการ
ดร.ประกอบ ขาติภักดิ์	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	กรรมการ
ดร.นิตินันท์ ศรีสุวรรณ	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	กรรมการ
คุณเมทิกา พ่วงแสง	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	กรรมการ
ผศ.ดร.วราภา มหากาญจนกุล	มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์	กรรมการ
ผศ.ดร. ธนพล ไชยแสน	มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์	กรรมการ
คุณพิชชาอรุณี สิริชีวะเกษร	มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์	กรรมการ

ท

รศ.ดร.สังวรรณ ังคระโทก	มหาวิทยาลัยสุโขทัยธรรมาธิราช	กรรมการ
คุณรลิกา อังกูร	มหาวิทยาลัยสุโขทัยธรรมาธิราช	กรรมการ
คุณอินทิดา นาคันตร์	มหาวิทยาลัยสุโขทัยธรรมาธิราช	กรรมการ
รศ.ดร.ชนะศึก นิขานนท์	มหาวิทยาลัยสวนดุสิต	กรรมการ
ผศ.ดร.ยุธยา อยู่เย็น	มหาวิทยาลัยสวนดุสิต	กรรมการ
ผศ.ดร.นิตานาด มั่งศิริ	มหาวิทยาลัยสวนดุสิต	กรรมการ
รศ.ดร.สุบิน ยุระรัช	มหาวิทยาลัยศรีปทุม	กรรมการ
อ.นิภาวรรณ พุทธสงกรานต์	มหาวิทยาลัยศรีปทุม	กรรมการ
อ.กิตติยานภลัย ภูตระกูล	มหาวิทยาลัยราชพฤกษ์	กรรมการ
รศ.ดร.โกสุม สายใจ	มหาวิทยาลัยราชพฤกษ์	กรรมการ
ผศ.ดร.มารยาท โยทองยศ	มหาวิทยาลัยกรุงเทพ	กรรมการ
คุณปวีณา กุลประสูตร	มหาวิทยาลัยกรุงเทพ	กรรมการ
ผศ.ดร.ปฐมทัศน์ จิระเดชะ	มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ	กรรมการ
อ.ประสิทธิ์ชัย เดชขำ	วิทยาลัยอินเตอร์เทคลำปาง	กรรมการ
รศ.ดร.ทิพย์พาพร มหาสินไพศาล	สถาบันการจัดการปัญญาภิวัฒน์	กรรมการ
คุณปวีณา กิมสุวรรณ	สถาบันการจัดการปัญญาภิวัฒน์	กรรมการ
ดร.ศิริพงศ์ รักใหม่	วิทยาลัยดุสิตธานี	กรรมการ
ผศ.ดร.สถิตย์พงษ์ มั่นหล้า	วิทยาลัยดุสิตธานี	กรรมการ
คุณพัชรินทร์ อนันตคุณุปกร	วิทยาลัยดุสิตธานี	กรรมการ
รศ.ดร.กัญญาณมณ กาญจนาวทีกุล	มหาวิทยาลัยเวสเทิร์น	กรรมการ
อาจารย์วรรณพร พุทธภูมิพิทักษ์	มหาวิทยาลัยเวสเทิร์น	กรรมการ

ทั้งนี้ ตั้งแต่วันที่ 1 พฤศจิกายน 2562

สั่ง ณ วันที่ 12 พฤศจิกายน 2562

ดร. นิตย์ เพ็ชรรักษ์

(รองศาสตราจารย์ ดร.นิตย์ เพ็ชรรักษ์)

รองอธิการบดีสายงานวิจัยและพัฒนา ปฏิบัติการแทน

อธิการบดี

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
ปัจจัยด้านเศรษฐกิจและการเงินระหว่างประเทศที่ส่งผลต่ออัตราแลกเปลี่ยนเงินบาท ต่อดอลลาร์สหรัฐอเมริกา <i>คณพัฒน์ ตีรวณิขวงศ์, ดร.ลลิตา จันทรวงศ์ไพศาล หงษ์ตระกูล</i>	814
การจัดการเรียนรู้โดยใช้การวิจัยเป็นฐานเพื่อพัฒนาผลสัมฤทธิ์ทางการเรียนในวิชา โปรแกรมสำเร็จรูปทางสถิติของนักเรียนวิทยาลัยอาชีวศึกษาเอกราชบริหารธุรกิจ <i>ชลิตา กาพย์แก้ว, ภัทรวรรณ จีรพัฒน์ธนธร</i>	826
การลดพลังงานในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนและระบบระบายอากาศ โดยการระบายความร้อนเครื่องควบแน่นของระบบปรับอากาศด้วยลมระบายอากาศ <i>ชาญวิทย์ วิทยาวโรจน์, ดร.วินัย จันทรเพ็ง</i>	838
ปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อการตัดสินใจใช้บริการคลินิกเพื่อความงามด้านผิวพรรณ กลุ่มผู้บริโภคในกรุงเทพมหานคร <i>ทีปกา ขวาลวิทย์, จิราภรณ์ ขาวงษ์</i>	849
บทบาทของโคลนบำบัดต่อวิถีสุขสบาย-บทความปริทัศน์ <i>บรรจบ ชุณหสวัตติกุล, คมสัน ทินกร ณ อยุธยา, มนฤดี กิระดีพรานนท์, ภัทรา พลับเจริญสุข, โสณัชดา ปานซี</i>	860
ปัจจัยที่มีผลต่อการประสบความสำเร็จในการเล่นดนตรี <i>ดร. ชาลินี สุริยนเปล่งแสง</i>	877
ปัจจัยที่มีผลต่อการตัดสินใจเลือกซื้อรองเท้าวิ่งของนักวิ่งมาราธอน <i>จารุชิต บรมสุข, จิราภรณ์ ขาวงษ์</i>	887
ปัญหาการกำหนดอายุความในการกระทำความผิดอาญาให้เหมาะสมกับฐานความผิด <i>กัญญ์ณณฎฐ์ แสนศรี</i>	905
นวัตกรรมออกแบบและกลยุทธ์ทางการตลาด กรณีศึกษาโครงการ kiddee project กระเป๋ากกถุงน้ำยาล้างไตของกลุ่มแพทย์และอาสาสมัครที่โรงพยาบาลน่าน <i>ธีรพงษ์ ชุกลิน, นพรัตน์ สุมามาลา</i>	917
อิทธิพลของการสื่อสารการตลาดออนไลน์ผ่านไมโครอินฟลูเอนเซอร์ที่มีต่อทัศนคติ และความตั้งใจซื้อผลิตภัณฑ์เครื่องสำอางของผู้บริโภควัยทำงานหญิงตอนต้น <i>เจนจิรา สลาสรแก่น, รองศาสตราจารย์ ดร.นชกฤต วันตะเมล์</i>	928
พฤติกรรมที่เสี่ยงต่อการเกิดโรค NCDs ของคริสตชนโบสถ์พระแม่สกลสงเคราะห์ อำเภอบางบัวทอง จังหวัดนนทบุรี <i>วีรวรรณ เทพธรรม, ธนาธิ คำยา</i>	940

การลดพลังงานในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนและระบบ
ระบายอากาศ โดยการระบายความร้อนเครื่องควบแน่นของ
ระบบปรับอากาศด้วยลมระบายอากาศ

Energy Saving in Split -Typed Air Conditioning Systems and Ventilation
Systems Through Cooled Condensing Unit of Air Conditioning Systems Using
Air Ventilation

ชาญวิทย์ วิทยาวิโรจน์¹

Chanwit Wittayavirote¹

¹นักศึกษาระดับปริญญาโท วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

¹Master Student, Graduate Program in Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Rajamangala
University of Technology Thanyaburi

E-mail: w_chanwit@yahoo.com

ดร.วินัย จันทรเพ็ง²

Dr. Winai Chanpeng²

²อาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

²Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Rajamangala University of
Technology Thanyaburi

E-mail: winai.c@en.rmutt.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศของห้องปรับอากาศ จากการศึกษาห้องสำนักงานขนาด 4.5x6.0x4.0 เมตร ควบคุมอุณหภูมิภายในห้องที่ 26 °C ใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน (Split -Typed Air Conditioning Systems) ขนาดทำความเย็น 18,700 Btu/hr ใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 1,274 W และใช้พัดลมระบายอากาศซึ่งอัตราการระบายอากาศที่นอกห้อง 240 m³/hr ทำงานตลอดเวลา ใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 16 W รวมการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 1,290 W และมีสถานะบรรยากาศภายนอกห้องเฉลี่ยที่ อุณหภูมิ 36 °C ความชื้นสัมพัทธ์ 62 % และงานวิจัยนี้ได้ใช้ห้องเดิม เครื่องปรับอากาศเครื่องเดิม พัดลมระบายอากาศเครื่องเดิมมีอัตราการระบายอากาศเท่าเดิม ควบคุมอุณหภูมิภายในห้องเท่าเดิม และเงื่อนไขสถานะบรรยากาศภายนอกห้องเหมือนเดิม แต่ได้เปลี่ยนตำแหน่งตำแหน่งการติดตั้งเครื่องควบแน่น (Condensing Unit) ของระบบปรับอากาศโดยการติดตั้งให้ศูนย์กลางพัดลมของเครื่องควบแน่นตรงกับศูนย์กลางของพัดลมระบายอากาศซึ่งติดตั้งไว้ที่ผนังห้อง และตั้งระบบควบคุมการทำงานพัดลมของเครื่องควบแน่นกับพัดลมระบายอากาศให้ทำงานสลับกันโดยอัตโนมัติ หลักการคือ เมื่อพัดลมเครื่องควบแน่นทำงานพัดลมระบายอากาศจะถูกสั่งหยุดการทำงาน แต่การดูดระบายอากาศจะถูกดูดด้วยพัดลมของเครื่องควบแน่นแทน ผ่านช่องพัดลมระบายอากาศในอัตราการระบายอากาศ 240 m³/hr เท่าเดิม ซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าบรรยากาศภายนอก มาผสมกับอากาศในห้อง ทำให้อุณหภูมิอากาศระบายความร้อนให้แก่เครื่องควบแน่นต่ำกว่าระบบเดิม ทำให้เครื่องควบแน่นทำงานน้อยลง และเมื่ออุณหภูมิห้องได้ 26 °C ตามค่าควบคุม พัดลมของเครื่องควบแน่นก็จะตัดการทำงาน และพัดลมระบายอากาศก็จะทำงานแทนโดยอัตโนมัติ อัตราการระบาย ที่ 240 m³/hr ซึ่งลมจะถูกส่งไปเป่าเครื่องควบแน่นขณะหยุดทำงาน ทำให้อุณหภูมิอุปกรณ์เครื่องควบแน่นลดลงได้อีก การทำงานก็จะสลับกันแบบนี้ไปตลอด และค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศเฉลี่ยเท่ากับ 1,146 W และค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าพัดลมระบายอากาศเฉลี่ยเท่ากับ 4 W รวมการใช้พลังงานไฟฟารวมเฉลี่ย 1,150 W สรุปการวิจัยนี้ทำให้การใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงเท่ากับ (1,290-1,150) W = 140 W หรือคิดเป็น 10.85 %

คำสำคัญ : การลดพลังงานในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนและระบบระบายอากาศ, ใช้ลมระบายอากาศระบายความร้อนเครื่องควบแน่น, ลดอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าเครื่องควบแน่น

Abstract

This research aims to study the energy-saving of air conditioning and ventilation system. The study in office room size 4.5 x 6.0 x 4.0 meter, inside the room direction temperature at 26 °C, use split-typed air-conditioning systems, cooling capacity 18,700 Btu/hr, average power use 1,274 w, And use the ventilator, which has outside the room ventilation condition rate 240 m³/h that always turns on, average power use 16 w, a total of average power use is 1,290 w and have a temperature outside the room at 36 degrees, relative humidity 62 %. This research used the same room, same air conditioning, same ventilator, which have the same ventilation rate, same inside the room direction temperature and same outside the room temperature. But change the setup position as condensing unit of air conditioning by setting up the center of condensing unit to the center of a ventilator, which set up on the wall and setting control working on condensing fan with a ventilator to switch automatically. The method is when condensing fan working, the ventilator will stop working. But the ventilation will absorb by condensing fan instead, pass the ventilator channel with the same 240 m³/h of ventilation rate, which has a low temperature than outside the room. Therefore, ventilation temperature on the condensing unit is lower than the same system, which makes the condensing units less work. When the temperature is at 26 °C follow by direction value, a condensing fan will cut off, and the ventilator will working instead automatically, have ventilation rate at 240 m³/h. The wind blows to condensing while it stops working; it makes cause reduce the temperature on condensing equipment. They are always switch working, and the average power use-value of air conditioning is 1,146 w. The average power use-value of a ventilator is 4 w. include total average power use is 1,150 w. The conclude make reduce the power us as $(1,290-1,150) \text{ w.} = 140 \text{ w.}$ or equal to 10.85 %

Keyword: Energy-saving of air conditioning and ventilation system, Cooling condensing unit using air ventilation, Low temperature of air through cooling on the condensing unit

บทนำ

เนื่องจากในปัจจุบันมนุษย์ได้ใช้พลังงานด้านต่างๆเพิ่มมากขึ้น ทำให้วัตถุดิบในการผลิตพลังงานลดลงอย่างรวดเร็ว ดังนั้นเราจึงควรช่วยกันประหยัดและลดการใช้พลังงาน เพื่อให้มีพลังงานใช้ได้ยาวนานขึ้น และช่วยรักษาสีสิ่งแวดล้อม ซึ่งระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศสำหรับอาคารที่อยู่อาศัย อาคารสำนักงาน อาคารโรงงาน หรือ ในอุตสาหกรรม เป็นต้น ได้นำเครื่องปรับอากาศและพัดลมระบายอากาศมาใช้กันอย่างแพร่หลาย ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานจำนวนมากอย่างหนึ่งในปัจจุบัน และที่ผ่านมาก็ได้มีผู้คิดค้นวิธีการลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศด้วยวิธีการต่างๆมาแล้วมากมาย ซึ่งก็ทำให้เกิดการประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศได้ในระดับหนึ่ง มีดังนี้

นิกร เนื่องอุดม, ปิยากร จันทนะ, สมนึก เครือสอน และ ณรงค์ฤทธิ์ พิมพ์คำวงศ์ (2559) วิธีการลดการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศด้วยวิธีการนำเอาอากาศที่ถูกดูดจากห้องปรับอากาศด้วยพัดลมระบายอากาศ ซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าอากาศภายนอกห้องปรับอากาศ ไปผสมกับอากาศภายนอกเพื่อให้อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าเครื่องควบแน่น (Condensing Unit) ของเครื่องปรับอากาศมีอุณหภูมิลดลง ทำให้เครื่องปรับอากาศลดการใช้พลังงานสำหรับเครื่องควบแน่น (Condensing Unit) ลดลง ซึ่งมีค่าปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงอยู่ระหว่างร้อยละ 4.56 ถึงร้อยละ 12.5

ถวิกา ผาติดำรงกุล และ จตุวัฒน์ วัชรอมพันธ์ (2553) ประสิทธิภาพในการใช้งานจริงของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนที่ใช้ระบบระบายความร้อนด้วยการระเหยของน้ำ เมื่อเทียบกับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนที่ใช้ระบบระบายความร้อนด้วยอากาศ จากการทดลองเครื่องปรับอากาศระบบระบายความร้อนด้วยการระเหยของน้ำสามารถลดอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าได้ร้อยละ 14.98 ในช่วงกลางวัน ส่วนในช่วงกลางคืนลดได้ร้อยละ 9.49 และร้อยละ 4.26 ในช่วง 24 ชั่วโมง

ธนวรา ทองล้วน (2547) จากการวิจัยพบว่าประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการพ่นน้ำดีกว่าแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ โดยเครื่องปรับอากาศขนาดทำความเย็น 15,000 Btu/hr สามารถลดพลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้กับระบบกว่า 15% และค่า COP เพิ่มขึ้น 18% ส่วนเครื่องปรับอากาศขนาดทำความเย็น 48,000 Btu/hr สามารถลดพลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้กับระบบกว่า 16% และค่า COP เพิ่มขึ้น 20%

นินนาท ราชประดิษฐ์ (2556) งานวิจัยนี้มีแนวความคิดที่จะปรับปรุงคุณภาพอากาศภายในห้องปรับอากาศขนาดเล็กเช่นอาคารบ้านพักอาศัยและ สำนักงาน ที่ใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ด้วยการทำชุดเติมอากาศเพื่อให้ห้องมีปริมาณการระบายอากาศที่สะอาดและเพียงพอต่อความต้องการตามมาตรฐาน และจากนั้นจะใช้ชุดเติมอากาศ นี้ทำการศึกษาผลจากอากาศภายนอกที่ใช้ในการระบายอากาศ การหยุดทำงาน

ของคอมเพรสเซอร์ของเครื่องปรับอากาศ และรูปแบบของการระบายอากาศ ที่กระทบต่อระดับความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องปรับอากาศ จากการทดลองพบว่าอากาศภายนอกที่ใช้ในการระบายอากาศ มีผลต่อระดับความชื้นสัมพัทธ์ภายใน ห้องปรับอากาศ โดยความชื้นสัมพัทธ์จะต่ำในช่วงกลางวันและมีค่าสูงกว่าใน กลางคืน ช่วงเช้าและเย็น ตามค่าความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศภายนอก ส่วนการหยุดทำงานของคอมเพรสเซอร์ของเครื่องปรับอากาศในช่วงภาระการทำงานที่น้อย (Part load) จะส่งผลให้ความชื้นของห้องเพิ่มขึ้น ในส่วนการใช้ชุดเติมอากาศเพื่อศึกษาผลจากรูปแบบการระบายอากาศพบว่าการนำอากาศผ่านเข้าคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศก่อนเข้าห้องจะทำให้ห้องมีความชื้นน้อยกว่าการส่งอากาศเข้าห้องโดยตรง ซึ่งจากหลักการนี้สามารถนำไปประยุกต์ใช้ควบคุมความชื้นของที่ใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนได้นอกจากนั้นแนวคิดของชุดเติมอากาศในงานวิจัยนี้มีความเหมาะสมสำหรับผู้ผลิตเครื่องปรับอากาศ ในการนำไปใช้ร่วมกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ใช้กันอยู่ทั่วไป

ยุทธนา ศรีมา, นาดยา เจริญสุข และ เมธาวุฒิ โชติสวัสดิ์ (2555) งานวิจัยนี้เป็นการทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนด้วยชุดแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่นเชื่อมติระบายความร้อนด้วยน้ำ เงื่อนไขภาระความร้อน 60 เพอร์เซ็นต์และ 65 เพอร์เซ็นต์ของพิกัดภาระความร้อนของเครื่องปรับอากาศทดสอบครั้งที่ 25 องศาเซลเซียสและควบคุมอุณหภูมิภายนอกห้องทดสอบที่ 30 องศาเซลเซียส โดยปรับอัตราการไหลของน้ำผ่านชุดแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 10 ลิตรต่อนาที 15 ลิตรต่อนาทีและ 20 ลิตรต่อ นาทีตามลำดับ แล้วนำผลการทดลองที่ได้มาเปรียบเทียบหาค่ากำลังไฟฟ้าที่ใช้ (kW) ค่าความสามารถในการทำความเย็น(Btu/hr) และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ (Energy efficiency ratio, EER) ผลการทดลองพบว่าเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนด้วยชุดแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่นเชื่อมติระบายความร้อนด้วยน้ำมีค่าประสิทธิภาพสูงสุด ที่ภาระความร้อน 65 เพอร์เซ็นต์และอัตราการไหลของน้ำที่ 20 ลิตรต่อ นาทีโดยค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพ (Energy efficiency ratio, EER)เฉลี่ยของเครื่องปรับอากาศมีค่าเพิ่มขึ้น 43.57 เพอร์เซ็นต์เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนระบายความร้อนด้วยอากาศที่ภาระความร้อนเท่ากัน

จากงานวิจัยข้างต้น จะเห็นได้ว่าเป็นวิธีการลดอุณหภูมิของอากาศที่จะไประบายความร้อนของเครื่องควบแน่น(Condensing Unit) และวิธีการต่างๆเพื่อให้ประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศ และจะเห็นได้ว่าสามารถทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้น หรือมีการใช้พลังงานลดลง ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะนำเสนอวิธีการลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศ ของห้องปรับอากาศ ด้วยวิธีการลดอุณหภูมิของอากาศระบายความร้อนให้แก่เครื่องควบแน่น ด้วยการใช้พัดลมของเครื่องควบแน่นเอง ดูดอากาศส่วนหนึ่งผ่านช่องจากในห้องปรับอากาศซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าอากาศภายนอกโดยตรง แทนพัดลมระบายอากาศในปริมาณเท่ากับปริมาณที่ใช้พัดลมระบายอากาศดูดออกโดยตรง มาผสมกับอากาศภายนอก

ห้องปรับอากาศทำให้อุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นต่ำกว่าอุณหภูมิของบรรยากาศภายนอก และจังหวะที่พัดลมของเครื่องควบแน่นหยุดทำงาน พัดลมระบายอากาศก็จะทำงานอัตโนมัติ และลมที่ถูกดูดจากพัดลมระบายอากาศก็ถูกส่งไปเป่าเครื่องควบแน่นในขณะที่เครื่องควบแน่นหยุดทำงาน ทำให้อุณหภูมิของเครื่องควบแน่นลดต่ำลงได้อีกบางส่วน การทำงานของพัดลมเครื่องควบแน่นจะทำงานสลับกันกับพัดลมระบายอากาศอัตโนมัติ ซึ่งห้องปรับอากาศยังคงมีสถานะการปรับอากาศและอัตราการระบายอากาศคงเดิม ซึ่งวิธีการนี้จะเห็นได้ว่าทำได้ง่ายไม่ต้องเพิ่มอุปกรณ์ หรือเพิ่มการใช้พลังงานในส่วนอื่นๆ และถ้าระบบนี้ได้นำมาใช้กันอย่างแพร่หลายจะสามารถลดพลังงานของประเทศและโลกได้อย่างมาก

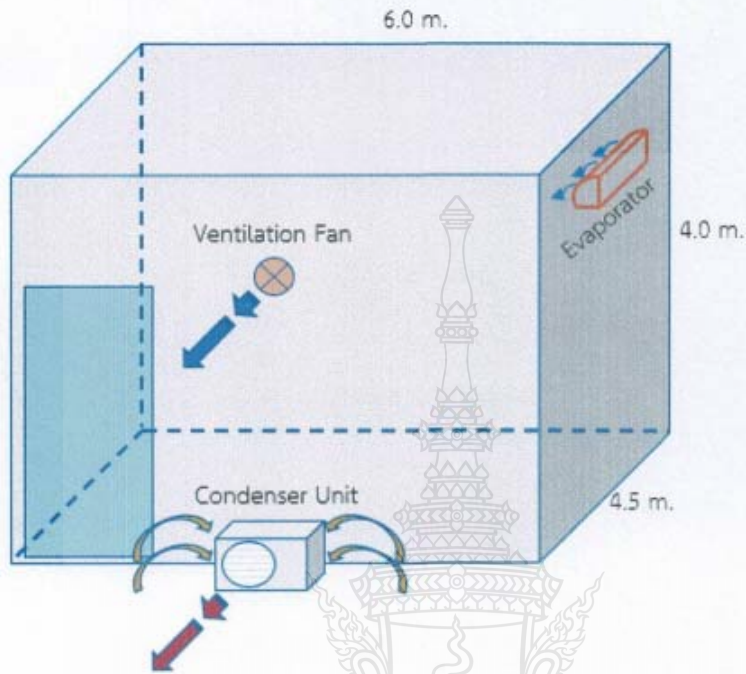
วัตถุประสงค์การวิจัย

1. เพื่อลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศของห้องปรับอากาศ โดยการใช้อากาศจากระบบระบายอากาศที่ถูกดูดจากห้องปรับอากาศด้วยพัดลมของเครื่องควบแน่นเอง แทนการดูดจากพัดลมของระบบระบายอากาศในจังหวะที่พัดลมของเครื่องควบแน่นทำงาน มาผสมกับอากาศภายนอกเพื่อลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าระบายความร้อนให้กับเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศ

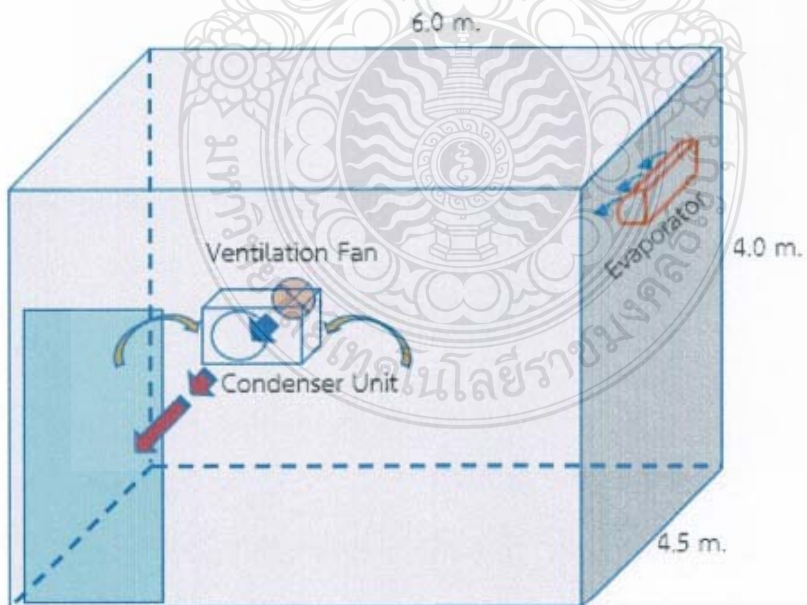
2. เปรียบเทียบการใช้พลังงานของงานวิจัยนี้ กับการใช้พลังงานของห้องปรับอากาศแบบเดิมที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจากภายนอกเพียงอย่างเดียว และระบบระบายอากาศที่ใช้พัดลมระบายอากาศทำงานต่อเนื่องตลอดเวลา

อุปกรณ์

1. ห้องสำนักงานขนาด 4.5 x 6.0 x 4.0 m.
2. เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน (Split - Type air conditioning) ขนาดทำความเย็น 18,700 Btu/hr
3. พัดลมระบายอากาศ ขนาด 240 m³/hr
4. หลอดไฟฟ้าแสงสว่างขนาด 15 W จำนวน 15 หลอด



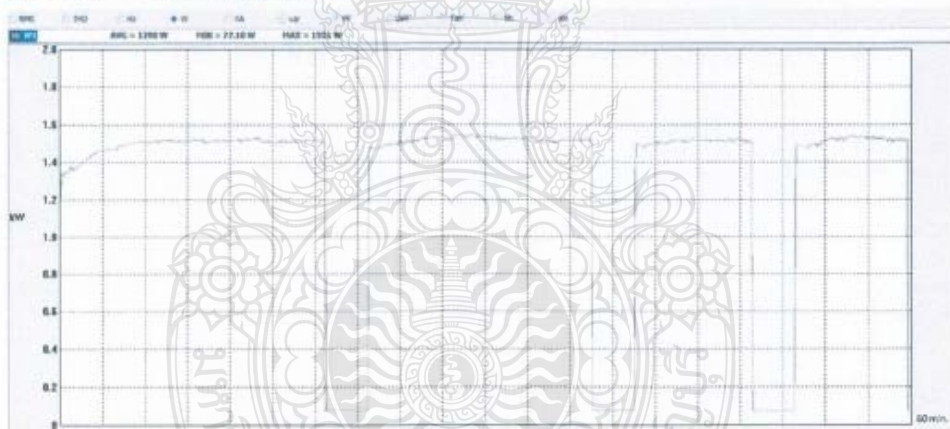
ภาพที่ 1 แบบแสดงตำแหน่งการติดตั้ง Condenser Unit และ Ventilation Fan แบบเดิม



ภาพที่ 2 แบบแสดงตำแหน่งการติดตั้ง Condenser Unit และ Ventilation Fan ของงานวิจัยนี้

วิธีดำเนินงานวิจัย

1. ติดตั้งเครื่องปรับอากาศและพัดลมระบายอากาศระบบเดิมตามภาพที่ 1 ซึ่งเป็นระบบเดิมเพื่อเก็บข้อมูลการใช้พลังงาน
2. เดินเครื่องปรับอากาศและพัดลมระบายอากาศและเปิดหลอดไฟแสงสว่างขนาด 15 W จำนวน 15 หลอด เพื่อใช้เป็นภาระโหลด แต่ภาระโหลดส่วนหนึ่งมาจากการถ่ายเทความร้อนจากผนังห้องอยู่แล้ว และตั้งค่าอุณหภูมิห้องไว้ที่ 26 °C จนกระทั่งอุณหภูมิห้องได้ 26 °C และชุดเครื่องควบแน่นตัด-ต่อระบบ จึงเริ่มบันทึกค่าการใช้พลังงานด้วยมิเตอร์วัดค่าพลังงานไฟฟ้า จะเก็บค่าการใช้พลังงานในระยะเวลา 1 ชั่วโมง และวัดค่าปริมาณการระบายอากาศด้วยเครื่องวัดความเร็วลมได้ 240 m³/hr วัดค่าอุณหภูมิภายนอกห้องปรับอากาศวัดได้ 36 °C วัดค่าความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องและนอกห้องปรับอากาศได้ 55% และ 62% ซึ่งจากเครื่องวัดพลังงานไฟฟ้า ได้ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมเฉลี่ย 1,290 w. ดังแสดงในรูปภาพที่ 3



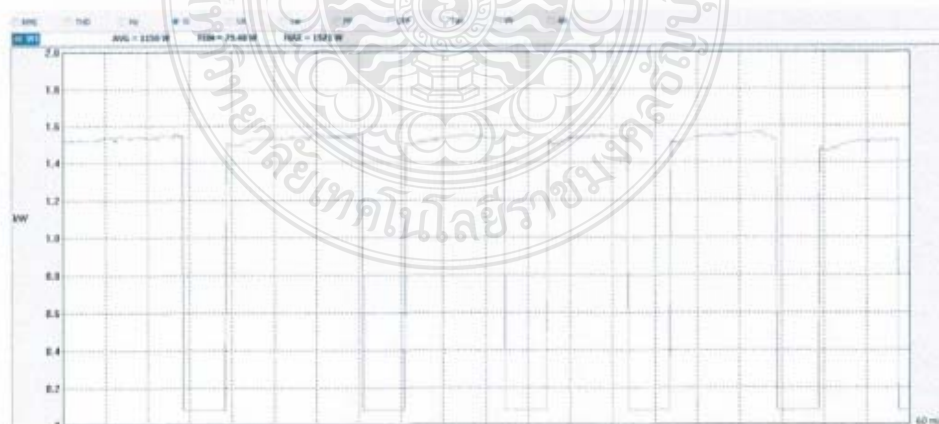
ภาพที่ 3 แสดงค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนและระบบระบายอากาศแบบเดิม

3. ติดตั้งเครื่องปรับอากาศและพัดลมระบายอากาศระบบเดิมตามภาพที่ 2 และ 4 ซึ่งเป็นระบบที่ทำการวิจัยเพื่อเก็บข้อมูลการใช้พลังงาน



ภาพที่ 4 แสดงตำแหน่งการติดตั้ง Condenser Unit และ Ventilation Fan ของงานวิจัยนี้

4. เดินเครื่องปรับอากาศสละพัดลมระบายอากาศและเปิดหลอดไฟแสงสว่างขนาด 15 W จำนวน 15 หลอด เพื่อใช้เป็นภาระโหลด แต่ภาระโหลดส่วนหนึ่งมาจากการถ่ายเทความร้อนจากผนังห้องอยู่แล้ว และตั้งค่าอุณหภูมิห้องไว้ที่ 26°C จนกระทั่งอุณหภูมิห้องได้ 26°C และชุดเครื่องควบคุมแน่นตัด-ต่อระบบ จึงเริ่มบันทึกค่าการใช้พลังงานด้วยมิเตอร์วัดค่าพลังงานไฟฟ้า จะเก็บค่าการใช้พลังงานในระยะเวลา 1 ชั่วโมง และวัดค่าปริมาณการระบายอากาศด้วยเครื่องวัดความเร็วลมได้ $240\text{ m}^3/\text{hr}$ วัดค่าอุณหภูมิภายนอกห้องปรับอากาศวัดได้ 36°C วัดค่าความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องและนอกห้องปรับอากาศได้ 55% และ 62% ซึ่งจากเครื่องวัดพลังงานไฟฟ้า ได้ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมเฉลี่ย 1,150 w. ดังแสดงในรูปภาพที่ 5



ภาพที่ 5 แสดงค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนและระบบระบายอากาศของงานวิจัย

สรุปและอภิปรายผลการวิจัย

จากผลการวิจัยนี้ ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมของระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศของห้องสำนักงานที่ทำการวิจัย คือระบบเดิมใช้พัดลมระบายอากาศออกตลอดเวลาและไม่ได้นำลมที่ระบายออก ซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิบรรยากาศนอกมาใช้ประโยชน์ในการระบายความร้อนให้กับเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศ ซึ่งจะได้ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมเฉลี่ยเท่ากับ 1,290 W ส่วนระบบที่ทำการวิจัยแบบใช้ลมระบายอากาศมาช่วยระบายความร้อนให้กับเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศ และใช้พัดลมของเครื่องควบแน่นดูดแทนพัดลมระบายอากาศเป็นจังหวะสลับกัน ซึ่งจะได้ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมเฉลี่ย 1,150 W จะเห็นได้ว่าการวิจัยนี้ทำให้การใช้พลังงานไฟฟ้ารวมของระบบปรับอากาศและระบบระบายอากาศลดลงเท่ากับ $(1,290-1,150) \text{ W} = 140 \text{ W}$ หรือคิดเป็น 10.85 %

ข้อเสนอแนะ

จากการวิจัยนี้จะเห็นได้ว่ายังมีส่วนที่ควรได้รับการพัฒนาต่อไปอีก เช่น มีเสียงดังรบกวนจากภายนอก เนื่องจากตำแหน่งการติดตั้งชุดเครื่องควบแน่นจะอยู่ใกล้กับช่องระบายอากาศ ทำให้เสียงรบกวนมีมากกว่าแบบเดิม ซึ่งการปรับปรุงอาจจะทำระบบท่อลมเพิ่มเติม เพื่อให้เครื่องควบแน่นอยู่ห่างจากช่องระบายอากาศเพื่อลดเสียงดังรบกวนต่อไป

เอกสารอ้างอิง

- นิกร เนื่องอุดม, ปิยากร จันทนะ, สมนึก เครือสอน และ ณรงค์ฤทธิ์ พิมพ์คำวงศ์. (2559). การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนโดยใช้ลมเย็นจากพัดลมระบายอากาศ. สาขาภาควิชาวิศวกรรมไฟฟ้า คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา จังหวัดตาก.
- ถวิภา ผาดีดำรงกุล และ จตุวัฒน์ วิโรตมพันธ์. (2553). ประสิทธิภาพในการใช้งานจริงของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนที่ใช้ระบบระบายความร้อนด้วยการระเหยของน้ำ. คณะสถาปัตยกรรมศาสตร์และการผังเมือง, มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์. จังหวัดปทุมธานี.
- ธนวรา ทองล้วน. (2547). การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพในระบบปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศโดยการพ่นน้ำ. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชา

ภาคผนวก



ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-สกุล	นายชาญวิทย์ วิทยาวิโรจน์
วัน เดือน ปีเกิด	25 กรกฎาคม 2516
ที่อยู่	39/43 หมู่ 1 ตำบลรังสิต อำเภอธัญบุรี จังหวัดปทุมธานี 12110
การศึกษา	ปริญญาตรี คณะวิศวกรรมศาสตร์ สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยขอนแก่น
ประสบการณ์การทำงาน	25 กรกฎาคม 2516
พ.ศ. 2541 – 2542	อาจารย์พิเศษแผนกวิชาช่างยนต์ วิทยาลัยการอาชีพบัวใหญ่ จังหวัด นครราชสีมา
พ.ศ. 2542 – 2542	อาจารย์พิเศษแผนกวิชาช่างยนต์ วิทยาลัยสารพัดช่างเชียงใหม่ จังหวัด เชียงใหม่
พ.ศ. 2543 – 2544	ตำแหน่ง วิศวกร โรงสีตงฮั่วบัวใหญ่ จังหวัดนครราชสีมา
พ.ศ. 2545 – 2549	ตำแหน่ง หัวหน้าแผนกผลิตไฟฟ้า โรงงานน้ำตาลนครบุรี จังหวัด นครราชสีมา
พ.ศ. 2550 – 2552	ตำแหน่ง สามัญวิศวกรเครื่องกล บริษัท สยามคิโต้ จำกัด จังหวัด สมุทรปราการ
พ.ศ. 2553 – 2553	ข้าราชการพลเรือน ตำแหน่ง วิศวกรเครื่องกล ระดับปฏิบัติการ ศูนย์ เทคโนโลยีทางการศึกษา กระทรวงศึกษาธิการ
พ.ศ. 2553 – ปัจจุบัน	ตำแหน่ง หัวหน้าผู้จัดการ ห้างหุ้นส่วนจำกัด นิวตัน เทคโนโลยี จังหวัด สมุทรปราการ
เบอร์โทรศัพท์	081-8220459, 02-5776772
อีเมล	w_chanwit@yahoo.com