

การศึกษาการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศ
โดยใช้ท่อความร้อน

ปริญญาานิพนธ์
ของ
รัฐศักดิ์ พรหมมาศ

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
เมษายน 2551

การศึกษาการระบายความร้อนของคนเดินเซอริในระบบปรับอากาศ
โดยใช้ท่อความร้อน

ปริญญาานิพนธ์
ของ
รัฐศักดิ์ พรหมมาศ

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

เมษายน 2551

ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

การศึกษาการระบายความร้อนของคนเดินเซอริในระบบปรับอากาศ
โดยใช้ท่อความร้อน

บทคัดย่อ

ของ

รัฐศักดิ์ พรหมมาศ

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

เมษายน 2551

รัฐศักดิ์ พรหมมาศ. (2551). การศึกษาการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศโดยใช้ท่อความร้อน. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ : บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ. คณะกรรมการควบคุม: ดร.ไพศาล นาผล,
พ.ท. ผศ. ดร. อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง

งานวิจัยนี้เป็นการปรับปรุงสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยใช้ท่อความร้อน (Heat pipe) ช่วยในการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ ซึ่งใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12000 BTU/hr โดยการตัดแปงชุดแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนเพื่อลดอุณหภูมิอากาศก่อนไปดึงความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ โดยท่อความร้อนที่ใช้ในการทดสอบเป็นวัสดุทำจากวัสดุท่อทองแดงบรรจุด้วยสารทำงานชนิด R134a ประกอบเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการทดสอบจำนวน 3 แบบ คือ แบบ 1 แถว แบบ 2 แถว และแบบ 3 แถว ผลที่ได้หลังจากการปรับปรุงนำมาเปรียบเทียบก่อนการปรับปรุง พบว่าเครื่องปรับอากาศที่ปรับปรุงด้วยการใช้ท่อความร้อนแบบ 3 แถว มีประสิทธิภาพดีที่สุด โดยมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยเพิ่มขึ้น 6.43 % มีการใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยลดลง 14.66 % และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเพิ่มขึ้น 17.46 % มีระยะเวลาคืนทุนเท่ากับ 2.43 ปี นอกจากนี้ข้อได้เปรียบของเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงคือ สามารถลดอุณหภูมิของอากาศที่ปล่อยทิ้งออกจากคอนเดนเซอร์ ทำให้เกิดผลกระทบต่อสภาพแวดล้อมน้อยลง เป็นแนวทางในการช่วยลดภาวะโลกร้อนได้อีกทาง

คำสำคัญ (Keywords) : การระบายความร้อน/ สัมประสิทธิ์สมรรถนะ/ อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน/ ท่อความร้อน

A Study of Heat Cooling in Condenser of Air Conditioning System
with Heat Pipe

AN ABSTRACT

BY

RATTHASAK PROMMAS

Presented in Partial Fulfillment of the Requirements for the
Master of Engineering Degree in Mechanical Engineering
at Srinakharinwiroj University

April 2008

Ratthasak Prommas. (2008). *A Study of Heat Cooling in Condenser of Air Conditioning System with Heat Pipe*. Master thesis, M.Eng. (Mechanical Engineering). Bangkok: Graduate School, Srinakharinwirot University. Advisor Committee: Dr.Paisarn Naphon, Lt.Col.Asst.Prof. Dr. Anotai Suksangpanomrung.

This research is aimed to improve the performance enhancement of air conditioning system by using heat pipe to cooling heat of condenser which used in 12000 BTU/hr air conditioner. The heat pipe is adapted to use as a heat-exchanger set to decrease air temperature before transferring heat from the condenser. The set of heat pipes are fabricated from the straight copper tube with 1, 2 and 3 rows. Refrigerant (R134a) is used as working fluid in this present study. Comparing with a conventional air-conditioner, the result was found that the air-conditioner with 3 row heat pipes has the best efficiency with the increasing of an average COP at 6.43 % and average EER at 17.46 %, the decreasing of electrical power at 14.66 % and payback period 2.43 years. The advantage of the improved air-conditioners from this study would be able to lower air- temperature which released from the condenser that could help decrease global warming and environment problem.

Keywords: Heat cooling/ Coefficient of performance/ Energy efficiency ratio/ Heat pipe

ปริญญาานิพนธ์

เรื่อง

การศึกษาการระบายความร้อนของคนเดินเซอริในระบบปรับอากาศโดยใช้ท่อความร้อน

ของ

รัฐศักดิ์ พรหมมาศ

ได้รับอนุมัติจากบัณฑิตวิทยาลัยให้นับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร

ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

ของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

..... คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. เพ็ญสิริ จีระเดชากุล)

วันที่ เดือน พ.ศ. 2551

คณะกรรมการควบคุมปริญญาานิพนธ์

คณะกรรมการสอบปากเปล่า

..... ประธาน

.....ประธาน

(อาจารย์ ดร.ไพศาล นามผล)

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สมิทธิ์ เอี่ยมสะอาด)

..... กรรมการ

..... กรรมการ

(พันโท ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง) (อาจารย์ ดร.ไพศาล นามผล)

..... กรรมการ

(พันโท ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง)

..... กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. พิชัย อัมภมมงคล)

..... กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จุฑารัตน์ คุรุเจริญ)

ประกาศคุณูปการ

ในการศึกษาและทำปริญญาโทฉบับนี้สำเร็จด้วยดี ข้าพเจ้าขอขอบพระคุณท่านอาจารย์ ดร.ไพศาล นาผล ประธานกรรมการควบคุมการทำปริญญาโทที่ให้คำปรึกษาตลอดจนแนวคิดในการวิเคราะห์ และการแก้ไขปัญหาต่างๆ ที่เกิดขึ้นในการทำปริญญาโทจนสมบูรณ์ และขอขอบพระคุณท่านอาจารย์ พ.ท. ผศ. ดร. อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง กรรมการควบคุมการทำปริญญาโทที่กรุณาให้คำปรึกษา แนะนำ และช่วยแก้ไขปัญหาต่างๆ ที่เกิดขึ้นในการทำปริญญาโทจนสำเร็จด้วยดี

ขอขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ วิชิต บัวแก้ว ที่กรุณาให้ข้อเสนอแนะขั้นตอนวิธีการทำปริญญาโท และคณะท่านอาจารย์ จาก โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า กองวิศวกรรมเครื่องกล ที่ให้ความรู้และคำแนะนำอันเป็นประโยชน์ต่องานวิจัยเป็นอย่างดี

ขอขอบพระคุณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลรัตนโกสินทร์ วิทยาเขตวังไกลกังวล ที่อนุมัติให้ศึกษาต่อและสนับสนุนเงินทุนเพื่อพัฒนาบุคลากรในครั้งนี้

ท้ายสุดนี้ผู้วิจัยขอขอบพระคุณ บิดา มารดา และครอบครัว ที่ให้กำลังใจด้วยดีเสมอมา และขอขอบคุณเพื่อนๆ ที่ให้ความร่วมมือเป็นอย่างดีในการทำวิจัยนี้

รัฐศักดิ์ พรหมมาศ

สารบัญ

บทที่	หน้า
1 บทนำ.....	1
ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	2
ขอบเขตของการวิจัย.....	2
ประโยชน์ของการวิจัย.....	2
บททวนเอกสารงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	2
2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	6
หลักการถ่ายเทความร้อน.....	6
ระบบปรับอากาศ.....	9
ท่อความร้อน (Heat pipe).....	15
การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน.....	17
3 วิธีการดำเนินงานวิจัย.....	19
ลักษณะของเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทำวิจัย.....	19
เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทำวิจัย.....	20
ขั้นตอนและวิธีดำเนินการวิจัย.....	23
ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิอากาศ.....	26
4 ผลการทดลองและการวิเคราะห์.....	29
เครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง.....	30
เครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แถว.....	33
เครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งท่อความร้อนแบบ 2 แถว.....	36
เครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งท่อความร้อนแบบ 3 แถว.....	39
5 สรุปและข้อเสนอแนะ.....	51
สรุปผลการทดลอง.....	51
ข้อเสนอแนะ.....	53

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
บรรณานุกรม.....	54
ภาคผนวก.....	57
ภาคผนวก ก.....	58
ภาคผนวก ข.....	63
อภิธานศัพท์.....	68
ประวัติย่อผู้วิจัย.....	71

บัญชีตาราง

ตาราง	หน้า
1 เปรียบเทียบค่า COP Watt และ EER.....	51
2 เปรียบเทียบเปอร์เซ็นต์การเปลี่ยนแปลงของค่า COP Watt และ EER	52
3 แสดงผลตอบแทนจากการลงทุน.....	52
4 รายการวัสดุสำหรับท่อความร้อนแบบ 1 แถว.....	62
5 รายการวัสดุสำหรับท่อความร้อนแบบ 2 แถว.....	62
6 รายการวัสดุสำหรับท่อความร้อนแบบ 3 แถว.....	62
7 ตัวอย่างข้อมูลจากการตรวจวัดคุณสมบัติของสารทำความเย็น.....	64
8 ตัวอย่างข้อมูลจากการตรวจวัดทางไฟฟ้า.....	65

บัญชีภาพประกอบ

ภาพประกอบ	หน้า
1 แสดงโครงสร้างของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน.....	9
2 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ.....	11
3 ไดอะแกรมความดันและเอนทัลปีของสารทำความเย็น.....	12
4 ไดอะแกรมอุณหภูมิและเอนโทรปีของสารทำความเย็น.....	12
5 แสดงลักษณะทั่วไปของท่อความร้อน.....	15
6 แสดงลักษณะการทำงานของท่อความร้อน.....	16
7 ชุดอีวาโปเรเตอร์.....	19
8 ชุดคอนเดนเซอร์ก่อนการปรับปรุง.....	19
9 เครื่องมือวัดและบันทึกอุณหภูมิ.....	20
10 สายเทอร์โมคัปเปิลชนิด T.....	20
11 เครื่องมือวัดกระแสไฟฟ้า.....	20
12 เครื่องมือวัดกำลังไฟฟ้า (kW-hr).....	21
13 ฮอตวาล์วแอนนิโมมิเตอร์ (Hot wire anemometer).....	21
14 เกจวัดความดันสารทำความเย็น R-22 ในระบบปรับอากาศ.....	22
15 บ้านตัวอย่างที่ใช้ในการทดลอง.....	22
16 ตำแหน่งการวัดความดัน และอุณหภูมิของสารทำความเย็น R-22.....	24
17 ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์ของเครื่องปรับอากาศ.....	26
18 ชุดท่อความร้อนแบบ 1 แถว.....	27
19 ชุดท่อความร้อนส่วนที่อยู่ในน้ำ.....	27
20 ชุดท่อความร้อนที่ประกอบเข้ากับชุดคอนเดนเซอร์.....	28
21 ถังชุดท่อความร้อนวางด้านบนชุดคอนเดนเซอร์.....	28
22 อุณหภูมิอากาศภายนอกช่วงกลางวัน.....	29
23 อุณหภูมิอากาศภายนอกช่วงกลางคืน.....	30
24 อุณหภูมิอากาศทางเข้าและทางออกคอนเดนเซอร์ช่วงกลางวัน.....	31
25 อุณหภูมิอากาศทางเข้าและทางออกคอนเดนเซอร์ช่วงกลางคืน.....	31
26 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางวัน.....	32
27 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางคืน.....	33

บัญชีภาพประกอบ (ต่อ)

ภาพประกอบ	หน้า
28 เปรียบเทียบอุณหภูมิทางเข้าและออกคอนเดนเซอร์ ช่วงกลางวัน	34
29 เปรียบเทียบอุณหภูมิทางเข้าและออกคอนเดนเซอร์ ช่วงกลางคืน	34
30 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางวัน	35
31 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางคืน	36
32 เปรียบเทียบอุณหภูมิทางเข้าและออกคอนเดนเซอร์ ช่วงกลางวัน	37
33 เปรียบเทียบอุณหภูมิทางเข้าและออกคอนเดนเซอร์ ช่วงกลางคืน	37
34 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางวัน	38
35 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางคืน	39
36 เปรียบเทียบอุณหภูมิทางเข้าและออกคอนเดนเซอร์ ช่วงกลางวัน	40
37 เปรียบเทียบอุณหภูมิทางเข้าและออกคอนเดนเซอร์ ช่วงกลางคืน	40
38 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางวัน	41
39 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางคืน	42
40 เปรียบเทียบ COP ช่วงกลางวัน	42
41 เปรียบเทียบ COP ช่วงกลางคืน	43
42 เปรียบเทียบ COP เฉลี่ยช่วงกลางวัน	44
43 เปรียบเทียบ COP เฉลี่ยช่วงกลางคืน	44
44 เปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าช่วงกลางวัน	45
45 เปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าช่วงกลางคืน	46
46 เปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าช่วงกลางวัน	46
47 เปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าช่วงกลางคืน	47
48 เปรียบเทียบ EER ช่วงกลางวัน	48
49 เปรียบเทียบ EER ช่วงกลางคืน	48
50 เปรียบเทียบ EER เฉลี่ยช่วงกลางวัน	49
51 เปรียบเทียบ EER เฉลี่ยช่วงกลางคืน	49
52 ชุดท่อความร้อนแบบ 1 แถว	59
53 ชุดท่อความร้อนแบบ 2 แถว	60
54 ชุดท่อความร้อนแบบ 3 แถว	61
55 ท่อความร้อนที่ติดตั้งกับชุดคอนเดนเซอร์	61

บทที่ 1

บทนำ

ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันพลังงานไฟฟ้าเป็นปัจจัยหนึ่งที่สำคัญในการดำรงชีวิตของมนุษย์ เพราะเป็นรูปของพลังงานที่สะดวกต่อการใช้งาน ในประเทศไทยมีปริมาณความต้องการใช้พลังงานไฟฟ้าเพิ่มขึ้นโดยตลอดทุกปีในอัตราที่สูง จึงทำให้การไฟฟ้าฝ่ายผลิต ต้องพิจารณาจัดสร้างโรงไฟฟ้าเพิ่มทุกๆ 1-2 ปี ซึ่งจะส่งผลกระทบต่อต่างๆ มากมายในการที่จะสร้างโรงไฟฟ้าเพิ่มไม่ว่าจะเป็นปัญหาที่ตั้ง การต่อต้านจากชุมชนในพื้นที่ ปัญหาทางด้านสิ่งแวดล้อม ตลอดจนจนอัตราค่าไฟฟ้าที่คาดว่าจะสูงขึ้น เนื่องจากต้นทุนสูงขึ้น มาตรการประหยัดพลังงานเป็นมาตรการหนึ่งที่รัฐบาลใช้ในการแก้ไขปัญหาความต้องการใช้พลังงานไฟฟ้าที่เพิ่มขึ้น

จากการสำรวจของกระทรวงวิทยาศาสตร์เทคโนโลยีและสิ่งแวดล้อม (กรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน. 2538) ปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าทางด้านระบบปรับอากาศมีปริมาณการใช้มากที่สุด โดยเฉพาะการปรับอากาศเพื่อความสบายของมนุษย์ สำหรับเครื่องปรับอากาศ ที่นิยมใช้กันเป็นส่วนใหญ่จะเป็นแบบแยกส่วน (Split type) เพราะเป็นระบบปรับอากาศขนาดไม่ใหญ่ ติดตั้งง่าย และราคาไม่แพง โดยใช้อากาศในห้องเป็นตัวระบายความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ ออกสู่บรรยากาศ แต่เนื่องจากภูมิอากาศแวดล้อมในประเทศไทยค่อนข้างสูง ทำให้การระบายความร้อนออกคอนเดนเซอร์ ต้องใช้พลังงานมากขึ้น

การลดอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศนั้นมีวิธีการที่แตกต่างกันเช่น การใช้อากาศจากแวดล้อมโดยตรง การใช้น้ำระบายความร้อนโดยตรง การใช้การระเหยของน้ำในการลดอุณหภูมิของอากาศก่อนผ่านคอนเดนเซอร์ การใช้ดิน และการใช้ท่อความร้อนเป็นต้น ในการใช้ท่อความร้อนนั้นเป็นวิธีหนึ่งที่สามารถลดอุณหภูมิของอากาศก่อนผ่านคอนเดนเซอร์ได้ ดังนั้นจึงได้นำเทคนิคของท่อความร้อนมาประยุกต์ใช้ เพื่อลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศ เนื่องจากท่อความร้อนมีการถ่ายเทความร้อนได้อย่างรวดเร็ว ไม่มีชิ้นส่วนกลไก มีการบำรุงรักษาน้อย ไม่ต้องเสียค่าไฟฟ้า จึงเหมาะอย่างยิ่งสำหรับนำมาใช้ถ่ายเทความร้อนเพื่อลดอุณหภูมิของอากาศจากภายนอกก่อนเข้าระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศ เพื่อให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) สูงขึ้น

วัตถุประสงค์ของการวิจัย

เพื่อศึกษาสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยใช้ท่อความร้อน (Heat pipe) ในการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์

ขอบเขตของการวิจัย

1. ใช้ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12,000 BTU/hr
2. ท่อความร้อนทำจากวัสดุท่อทองแดง
3. ห้องทดลองมีขนาด 3 x 5 เมตร

ประโยชน์ของการวิจัย

ได้มีความรู้ในการเพิ่มขีดความสามารถในการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศด้วยท่อความร้อน

บททวนเอกสารงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในการทำวิจัยนี้ผู้วิจัยได้ศึกษาค้นคว้างานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการศึกษาสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยใช้ท่อความร้อน ในการการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ดังนี้

สันติ เกื้อกูลกิจการ (สันติ. 2529) ได้ศึกษาการปรับปรุง EER ของเครื่องปรับอากาศชนิดติดผนังห้อง ด้วยการออกแบบแผงคอยล์เย็นและคอนเดนเซอร์ใหม่ให้มีจำนวนแถวท่อมากขึ้น และนำเข้ามาแทนที่ของเดิมทั้งสองส่วนดังกล่าว โดยใช้อุปกรณ์อื่นๆ ในเครื่องปรับอากาศคงเดิมทุกประการซึ่งทำให้ค่า EER เพิ่มขึ้นจากเดิม 48 % และขีดความสามารถในการทำความเย็นเพิ่มขึ้นจาก 2,727.40 kCal/hr โดยใช้กำลังไฟฟ้าเท่าเดิมแต่ให้ความเย็นเพิ่มขึ้น 1,309.50 kCal/hr ในการทดสอบได้ดำเนินตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเลขที่ 385-2524

กฤษ อยู่สำราญ และคณะ (2548) ได้ศึกษาหาจำนวนครีบริบายความร้อนต่อระยะ 1 นิ้วของคอยล์เย็นที่เหมาะสม ในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 18,000 BTU เพื่อหาความสัมพันธ์ของ จำนวนครีบริบาย การถ่ายเทความร้อน และปริมาณของอากาศที่ไหลผ่านคอยล์เย็น ซึ่งใช้ครีบริบายแบบ Corrugated ความหนา 0.115 mm. ในการทดลองได้ใช้ห้องทดลองเครื่องปรับอากาศแบบปรับสมดุลความร้อน โดยควบคุมสภาวะของห้องที่ใช้ในการทดลองให้เป็นไปตามสภาวะอุณหภูมิมาตรฐานอุตสาหกรรม 1155 ที่ใช้ในการทดสอบเครื่องปรับอากาศคืออุณหภูมิกระเปาะเปียกและอุณหภูมิกระเปาะแห้งในส่วนห้องชุดแฟนคอยล์เป็น 19 °C กับ 27 °C ตามลำดับ และในส่วนห้องชุดคอนเดนซึ่งเป็น 24 °C กับ 35 °C ตามลำดับ ทำการทดลองโดยเปลี่ยนแปลงจำนวนครีบริบายของคอยล์เย็น

จาก 10-20 ครีบต่อระยะ 1 นิ้วของครีบ และเปลี่ยนความเร็วของลมเป่าผ่านคอยล์เย็นเพื่อศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อนและผลของปริมาณอากาศที่ไหลผ่านคอยล์ จากผลการทดลองพบ ว่า คอยล์เย็นที่มีครีบจำนวน 18 ครีบต่อระยะ 1 นิ้วจะสามารถในการถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุด คือ 5396.26 W ซึ่งที่สภาวะนี้เครื่องปรับอากาศจะมีสมรรถนะสูงสุด (EER=10.78)

จิรวรรณ เตียรย์สุวรรณ และคณะ (2540) ได้ศึกษาแนวทางเพิ่มสมรรถนะให้แก่เครื่องปรับอากาศเก่าโดยจากการศึกษาโครงการอาคารของรัฐที่ได้ทำการเปลี่ยนเครื่องปรับอากาศที่มีประสิทธิภาพต่ำและมีอายุการใช้งาน 7 ปีขึ้นไปเป็นเครื่องปรับอากาศใหม่ทำให้เหลือเครื่องปรับอากาศเก่าที่ถูกถอดออกจำนวนมาก ถ้าสามารถนำเครื่องปรับอากาศเก่าเหล่านั้นมาปรับปรุงเพื่อเพิ่มสมรรถนะให้เพิ่มขึ้นได้จะเป็นการลดปริมาณของเสียที่เกิดจากเครื่องปรับอากาศลงได้จากการศึกษา พบว่า แนวทางในการเพิ่มสมรรถนะให้แก่เครื่องปรับอากาศเก่า คือ การเพิ่มพื้นที่ การถ่ายเทความร้อนของชุดอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ โดยการนำคอนเดนเซอร์และอีวาโปเรเตอร์ของเครื่องปรับอากาศเก่าที่มีขนาดใหญ่กว่ามาติดตั้งแทนของเดิม จากผลการทดสอบกับเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 – 25000 Btu/hr พบว่าหลังจากปรับปรุงแล้วค่า EER (Energy Efficiency Ratio) จะมีค่าระหว่าง 9.00 – 12.00 และจากการที่เพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนทำให้มีผลกระทบต่อส่วนอื่นที่ต้องศึกษาได้แก่ ผลกระทบของความยาวของท่อคาพิลลารีและผลกระทบจากปริมาณสารทำความเย็นในระบบ จากการศึกษพบว่าเมื่อท่อคาพิลลารี ของเครื่องปรับอากาศยาวขึ้น จะทำให้ค่า COP ลดลง และปริมาณสารทำความเย็นที่เหมาะสมในการเติม เข้าไปในระบบอยู่ที่ 1.4 – 1.6 kg

เคดารี และคณะ (Khedari; et al. 2001) ได้ศึกษาความเป็นไปได้ ในการใช้ดินเป็นตัวดูดซับความร้อน ที่ระบายทิ้ง จากคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศ ที่กรุงเทพฯ พบว่าอุณหภูมิดินที่ความลึกตั้งแต่ 1 m. เป็นต้นไปจะมีค่าคงที่ตลอดรอบวัน โดยมีอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่าง 27-29 °C และดัดแปลงคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศให้สามารถระบายความร้อนทิ้งลงสู่ดินได้ โดยการฝังคอยล์ร้อนที่ระดับความลึก 1 เมตร แทนการใช้พัดลม พบว่า COP ตอนกลางวันมีค่าเฉลี่ย 7.1 และตอนกลางคืนมีค่าเฉลี่ย 8.1 ทำให้การใช้ไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศแบบใหม่ลดลง 13.47 %

วีระวุฒิ อรุณวรรณนะ (2543) ได้ศึกษาการปรับปรุงการระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอชนิดแยกส่วนขนาด 12000 Btu/hr โดยใช้ระบบทำความเย็นแบบระเหยที่ดัดแปลงมาจากระบบแบบน้ำหยด มาช่วยในการลดอุณหภูมิของอากาศก่อนไปดึงความร้อนออกที่คอนเดนเซอร์แล้วทำการทดสอบสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงและก่อนปรับปรุง พบว่าเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงในช่วงเวลากลางวันโดยเฉลี่ยมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงกว่า 8.5 % กำลังไฟฟ้าที่ใช้ลดลง 8.2 % และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเพิ่มขึ้น 11.7 %

สิทธิชัย บุญประเสริฐ (2532) ได้ทำการทดลองเพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทไหลข้ามชนิดกะทัดรัด 4 แบบ ซึ่งเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้กันทั่วไปในระบบเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก ผลการทดลองซึ่งได้มาจากการวัดในอุปกรณ์ทดลองที่สร้างขึ้นเพื่อจำลองสภาพที่ใกล้เคียงระบบทำความเย็นพบว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีครีบบาง ความร้อนเป็นร่อง และผิวภายในท่อทองแดงเป็นร่องถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุด โดยมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมอยู่ในช่วง $0.1516 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ ถึง $0.233 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ ที่อัตราการไหลของสารทำความเย็น R-22 $119.99 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{s}$ ถึง $197.00 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{s}$ โดยมีอุณหภูมิแตกต่างกัน $5.5 - 8^\circ \text{C}$ สำหรับฮีวพาเพเรเตอร์ และคอนเดนเซอร์ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมอยู่ในช่วง $0.325 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ และ $0.461 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ ที่อัตราการไหลของสารทำความเย็น R-22 $119.99 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{s}$ ถึง $164.76 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{s}$ โดยมีอุณหภูมิแตกต่างกัน $9 - 10.5^\circ \text{C}$ ผลการทดสอบดังกล่าวสอดคล้องกันดีกับผลการคำนวณเชิงตัวเลขบนพื้นฐานการไหลแบบวงแหวน (Annular flow) และการควบแน่นในท่อเป็นแบบฟิล์ม (Film wise condensation)

นิรุบล กาญจนางกูรพันธุ์ และตุลย์ มณีวัฒนา (2546) ได้ศึกษาสมรรถนะของเครื่องอบแห้งชนิดใช้ฮีตปั๊มร่วมกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อน และเปรียบเทียบความแตกต่างระหว่างการอบแห้งแบบใช้ฮีตปั๊มร่วมกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับการอบแห้งแบบใช้เครื่องทำความร้อน จากการทดลองเพื่อหาจุดทำงานที่เหมาะสมสำหรับการอบแห้งด้วยเครื่องอบแห้งชนิดใช้ฮีตปั๊มร่วมกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่าอุณหภูมิอบแห้งที่เหมาะสมมีค่าอยู่ที่ประมาณ 60°C ความเร็วลมของอากาศประมาณ 1.20 m/s ที่อุณหภูมิและความเร็วลม ดังกล่าวเครื่องจะสามารถอบแห้งได้ภายในเวลาประมาณ 16 ชั่วโมง และสามารถทำให้น้ำระเหยออกประมาณ 0.55 kg/hr ใช้พลังงานไฟฟ้าประมาณ 111.9 MJ/kg น้ำระเหยค่าใช้จ่ายเฉลี่ยตลอดอายุการใช้งานที่ใช้ในการอบแห้งจะมีค่าอยู่ที่ประมาณ 46.9 บาทต่อกิโลกรัม น้ำระเหย ผลจากการเปรียบเทียบประสิทธิภาพโดยรวมจากการใช้เครื่องอบแห้งทั้ง 2 ชนิด พบว่าเครื่องอบแห้งชนิดใช้ฮีตปั๊มร่วมกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพสูงกว่า

สิงหาจ้อง และคณะ (Srihajong; et al. 2547) ได้ศึกษาโดยใช้เทอร์โมไซฟอนช่วยลดการใช้พลังงานในระบบเรือนเพาะชำโดยการจำลองทางคณิตศาสตร์ ในรายงานนั้นได้อธิบายถึงการใส่เทอร์โมไซฟอนติดไว้บริเวณผนังภายนอกของเรือนเพาะชำ เพื่อดูดซับความร้อนทำให้การใช้พลังงานในระบบปรับอากาศลดลงไป 14.23 kW หรือประมาณ 36.45% และประสิทธิภาพด้านพลังงานความเย็นของระบบเพิ่มขึ้น 2.0 Btu/h/W หรือ 14.28%

ฮวง และคณะ (Huang; et al. 2004, Huang; & C. P. Lee. 2006) ได้ศึกษาระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนโดยใช้หัวพ่น ใช้สารทำความเย็น R141b การทดสอบระบบแบบเฟสเดียวจะได้ค่า COP ประมาณ 0.5 อุณหภูมิคอนเดนเซอร์อยู่ที่ 28°C และอุณหภูมิอีวาเปอเรเตอร์อยู่ที่ 8°C และหากมีการใช้ระบบหัวพ่นเพื่อช่วยการทำความเย็นค่า COP จะเพิ่มขึ้นอีก 0.22

หลิน และคณะ (Lin; et al. 2000 & ; Lin et al. 2005) ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนให้กับสารทำความเย็นภายในท่อ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 mm. โดยใช้สารทำความเย็นชนิด R141b เป็นสารทำงาน ลักษณะของการถ่ายเทความร้อนได้ถูกทดสอบโดยการเปลี่ยนแปลงขนาดความร้อนที่ให้เข้าไป และให้ความเร็วของมวลหรืออัตราการไหลของมวลที่ $510 \text{ kg/m}^2\text{s}$ อัตราการถ่ายเทความร้อนอยู่ที่ $18\text{-}72 \text{ kW/m}^2$ โดยที่ป้อนความร้อนเข้าไป 72 kW/m^2 จะทำให้คุณภาพไอดีที่สุด

อติพงศ์ นันทพันธ์ และทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ (2547) ได้ศึกษาสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ซึ่งดัดแปลงมาจากหม้อน้ำรถยนต์ โดยใช้น้ำและอะซีโตนเป็นสารทำงาน จากการทดสอบสมรรถนะที่อุณหภูมิของอากาศร้อนระหว่าง $70 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ถึง $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ แลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศเย็นอุณหภูมิ $30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศอยู่ระหว่าง $0.1\text{-}0.7 \text{ kg/s}$ พบว่าสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะแปรผันกับอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ และอุณหภูมิของอากาศร้อนโดยอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าระหว่าง 4 kW ถึง 10 kW

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

ในการศึกษาระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศโดยใช้ท่อความร้อนนี้มีทฤษฎีต่างๆ ที่เกี่ยวข้องแยกเป็น 3 ส่วนคือ หลักการการถ่ายเทความร้อน หลักการทำงานของระบบปรับอากาศ และ ท่อความร้อน ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

หลักการการถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อนโดยทั่วไปแล้ว จะมีรูปแบบของการถ่ายเทความร้อนอยู่ด้วยกัน 3 รูปแบบคือ การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสี ซึ่งรูปแบบของการถ่ายเทความร้อนนี้เป็นสิ่งที่สำคัญยิ่งสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งในวัสดุที่เป็นของแข็งและของไหล ซึ่งจะได้กล่าวถึงลักษณะของการถ่ายเทความร้อนทั้ง 3 รูปแบบต่อไปดังนี้

การนำความร้อน (Heat Conduction)

การนำความร้อน เป็นวิธีการที่ความร้อนเคลื่อนที่จากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำภายในตัวกลางเดียวกันหรือเป็นการเคลื่อนที่ผ่านโมเลกุลของสารโดยที่โมเลกุลไม่เคลื่อนที่ (Steady state) การนำความร้อนจะเกิดขึ้นได้ดีมากในตัวกลางที่เป็นของแข็ง การเคลื่อนที่ของความร้อนแบบนี้เกิดขึ้นบ้างในของเหลวและก๊าซ แต่มักจะแยกไม่ออกจากการเคลื่อนที่ของความร้อนแบบการนำความร้อนเคลื่อนที่โดยการนำได้โดยการเคลื่อนที่ของอิเล็กตรอน จากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่อุณหภูมิต่ำ นอกจากนี้ความร้อนยังเคลื่อนที่ไปได้โดยการสั่นสะเทือนของโมเลกุลภายในของแข็ง ในลักษณะของพลังงานของความสั่นสะเทือน (Vibration Energy) อีกด้วย

หลักการคำนวณเกี่ยวกับการนำความร้อนถูกตั้งขึ้นโดยโจเซฟ โฟริเออร์ (Joseph Fourier) นักวิทยาศาสตร์ชาวฝรั่งเศส โฟริเออร์ ได้เสนอสมการที่ใช้สำหรับคำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการนำ ในปี ค.ศ. 1822 โดยอาศัยข้อมูลการทดลองไว้ดังนี้

$$Q_{cond.} = -kA \left[\frac{dT}{dx} \right] \quad (2.1)$$

โดยที่

$Q_{cond.}$	อัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการนำ, W
k	ค่าการนำความร้อน, $W/m^{\circ}c$
dT	ความแตกต่างของอุณหภูมิ, $^{\circ}c$
dx	ความแตกต่างของความยาวในทิศทางแกน x, m
A	พื้นที่ที่ตั้งฉากกับการถ่ายเทความร้อน, m^2

การพาความร้อน (Heat convection)

การพาความร้อน คือ วิธีการที่ความร้อนเคลื่อนที่ระหว่างผิวของของแข็งกับของไหล ของไหลเป็นตัวพาความร้อนมาให้ หรือพาความร้อนจากผิวของของแข็ง กลไกที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพานั้นเกิดจาก ผลรวมของการนำความร้อน การสะสมพลังงานและการเคลื่อนที่ของของไหล การพาแบ่งออกเป็น 2 ชนิด คือ การพาความร้อนโดยการบังคับ (Forced convection) และการพาแบบอิสระ (Free convection)

1. การพาความร้อนโดยการบังคับ (Forced convection) คือการเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างผิวของของแข็งและของไหล โดยที่ของไหลถูกบังคับให้เคลื่อนที่ไปสัมผัสกับผิวของของแข็ง โดยกลไกภายนอก เช่น เครื่องสูบน้ำ พัดลม เป็นต้น

2. การพาความร้อนแบบอิสระ (Free convection) คือการเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างผิวของของแข็งและของไหล โดยไม่มีกลไกใดๆ ที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ แล้วของไหลที่อยู่ใกล้กับผิวของของแข็งก็อาจเคลื่อนที่โดยแรงลอยตัวของของไหลเอง แรงลอยตัวนี้เกิดจากความแตกต่างของความหนาแน่นของของไหล เมื่อเกิดความแตกต่างของอุณหภูมิในชั้นของของไหลขึ้น

การคำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพานั้นเป็นสิ่งยุ่งยาก เมื่อพิจารณาแล้วมีหลายสิ่งที่มีผลต่อการเคลื่อนที่ของความร้อนแบบการพานี้ เป็นต้นว่าคุณสมบัติต่างๆ ของของไหล เช่น ความหนาแน่น ความร้อนจำเพาะ ความหนืด ฯลฯ ความเร็วของของไหล ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของพื้นผิวของของแข็ง และของไหล เป็นต้น นิวตัน (Newton) ได้ตัดปัญหาความยุ่งยากเหล่านี้ โดยเสนอสมการการหาค่าอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพาดังนี้ คือ

$$Q_{conv.} = hA(T_h - T_c) \quad (2-2)$$

โดยที่

h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, W/m^2C
$Q_{conv.}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนด้วยการพาความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ของของแข็งที่สัมผัสกับของไหล, W
T_h	อุณหภูมิของของไหลหรือพื้นที่ผิวของของแข็งที่ร้อนกว่า, $^{\circ}C$
T_c	อุณหภูมิที่เย็นกว่าของของไหลหรือพื้นที่ผิวของของแข็ง, $^{\circ}C$
A	พื้นที่สัมผัสระหว่างผนังท่อกับการไหลของของไหล, m^2

เนื่องจากอุณหภูมิ T_h และ T_c เปลี่ยนแปลงตลอดความยาวของท่อ ดังนั้นความแตกต่างของอุณหภูมิที่ใช้งานในสมการก็เป็นค่าความแตกต่างเฉลี่ย

การแผ่รังสี (Radiation)

ในการแผ่รังสี ความร้อนเคลื่อนที่ได้โดยมีต้องอาศัยตัวกลางดังเช่นในการนำและการพาความร้อน ในการแผ่รังสี ความร้อนจะเคลื่อนที่ได้ดีที่สุดในสุญญากาศ การที่จะอธิบายว่าความร้อนเคลื่อนที่ได้ อย่งไรนั้นเป็นสิ่งยากในการอธิบายการแผ่รังสีในรูปของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า (Electromagnetic wave) ซึ่งสามารถเกิดขึ้นในสถานะที่เป็นสุญญากาศรวม เช่นเดียวกับตัวกลางชนิดหนึ่งผลที่ได้จากการทดลอง ได้พิสูจน์ให้เห็นว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีมีค่าเป็นสัดส่วนโดยตรงกับค่าอุณหภูมิสัมบูรณ์ที่ยกกำลังสี่ แต่ค่าการนำความร้อนและการพาความร้อนจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับค่าความแตกต่างของอุณหภูมิ ซึ่งหาได้จาก กฎของสเตฟานโบลท์ซมานน์ (Stafan-boltzman's low) ขั้นพื้นฐาน ดังนี้คือ

$$Q = \sigma AT^4 \quad (2-3)$$

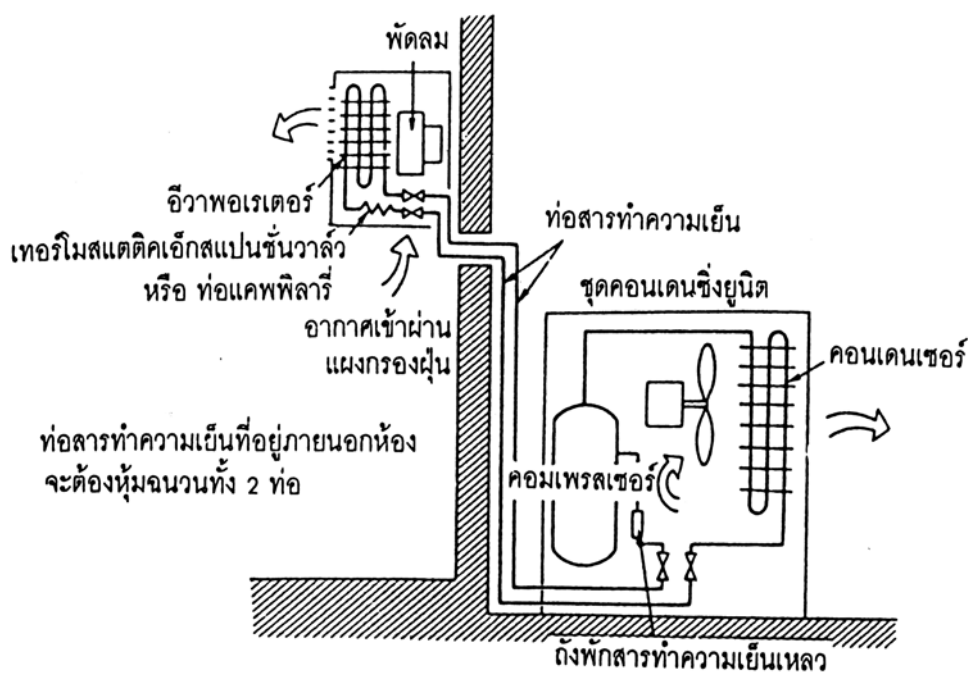
โดยที่

σ	ค่าคงที่ของสเตฟานและโบลท์ซมานน์มีค่าเท่ากับ 5.67×10^{-8} , W/m^2C^4
A	พื้นที่ผิวที่มีการแผ่รังสี, m
T	อุณหภูมิของวัตถุ, $^{\circ}C$

ระบบปรับอากาศ

ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน (Split type air condition)

ระบบปรับอากาศส่วนใหญ่เป็นระบบทำความเย็นแบบอัดไอ การทำงานของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ คือการให้สารทำความเย็น (สารตัวกลางที่รับและถ่ายเทความร้อน) นั้นกลายเป็นไอเพื่อดูดซึมความร้อนเข้าสู่ตัวมันเอง ในขณะที่มีความดันและอุณหภูมิต่ำ จากนั้นจะใช้คอมเพรสเซอร์อัดไอไปกลั่นตัวเป็นของเหลวอีกครั้งในคอนเดนเซอร์ ขณะที่มีความดันและอุณหภูมิสูง โดยการคายความร้อนเพื่อกลับมารับความร้อนให้ครบวัฏจักรการทำงานจากระบบ การทำความเย็นโดยระบบแบบอัดไอและระบายความร้อนด้วยอากาศสำหรับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน มีส่วนประกอบหลักสำคัญดังแสดงในภาพประกอบ 1



ภาพประกอบ 1 แสดงโครงสร้างของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

การทำงานของระบบปรับอากาศดังภาพประกอบ 1 จะประกอบด้วยอุปกรณ์ต่างๆ และมีขั้นตอนการทำงานดังต่อไปนี้

1. สารทำความเย็น (Refrigerant) เป็นสารตัวกลางสำหรับถ่ายเทความร้อนโดยการดูดซึมความร้อนเข้าสู่ตัวมันเองที่ความดันและอุณหภูมิต่ำ แล้วจะถ่ายเทความร้อนออกจากตัวเองที่อุณหภูมิและความดันสูง

2. คอมเพรสเซอร์ (Compressor) มีหน้าที่ทำให้สารตัวกลางไหลเวียนในระบบและอัดไอของสารตัวกลางให้มีความดันสูงพอที่จะกลั่นตัวเป็นของเหลวในคอนเดนเซอร์ได้ และมีหน้าที่ให้ความดันในคอนเดนเซอร์กับอีวาพอเรเตอร์อยู่ในระดับที่เหมาะสม การดูดสารตัวกลางจากอีวาพอเรเตอร์เข้าคอมเพรสเซอร์มีความเร็วพอดี กับการที่สารตัวกลางระเหยจากของเหลวเป็นไอในอีวาพอเรเตอร์ ดังนั้นคอมเพรสเซอร์จึงเป็นตัวที่รักษาระดับความดันให้พอดีทั้งในคอนเดนเซอร์กับอีวาพอเรเตอร์

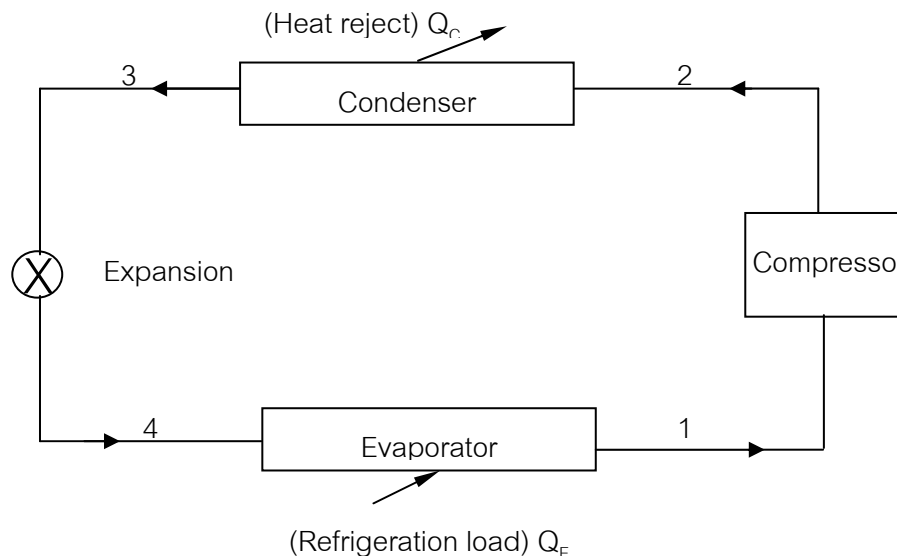
3. คอนเดนเซอร์ (Condenser) มีหน้าที่กลั่นสารตัวกลางที่มีสถานะเป็นไอ ออกจากคอมเพรสเซอร์ให้เป็นสารตัวกลางเหลวเมื่อออกจากคอนเดนเซอร์ ดังนั้นสารตัวกลางที่มีสถานะเป็นไอเมื่อออกจากคอมเพรสเซอร์จะคายความร้อนและกลั่นตัวเป็นของเหลวที่คอนเดนเซอร์นี้เอง การคายความร้อนจะต้องมีสารอื่นมารับความร้อน เช่นที่ อากาศรอบๆ คอนเดนเซอร์ หรือใช้น้ำเป็นตัวระบายความร้อนในกรณีของระบบทำความเย็นแบบใหญ่ๆ

4. ลิ้นลดความดัน (Expansion valve) เป็นลิ้นควบคุมอัตราการไหลของสารตัวกลางในระบบให้มีอัตราพอเหมาะกับการดูดความร้อนที่อีวาพอเรเตอร์ และลิ้นลดความดันนี้มีหน้าที่ทำให้ความดันทั้งสองด้านแตกต่างกัน โดยการที่สารตัวกลางผ่านกระบวนการทอทลิ่ง (Throttling process) จากความดันที่คอนเดนเซอร์ซึ่งเป็นความดันสูงกลายเป็นสารตัวกลางความดันต่ำในอีวาพอเรเตอร์ การที่สารตัวกลางนั้นเป็นของเหลวและมีความดันต่ำก็จะสามารถระเหยกลายเป็นไอได้ง่าย เมื่อได้รับความร้อนเพียงเล็กน้อยลิ้นลดความดันบางครั้งเรียกว่า ลิ้นทอทลิ่ง (Throttling valve)

5. อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) เป็นที่ที่สารตัวกลางไหลผ่านจากลิ้นลดความดันและรับความร้อนจากวัตถุที่อยู่รอบๆอีวาพอเรเตอร์ สารตัวกลางจะเดือดและระเหยกลายเป็นไอและดูดความร้อนจากวัตถุหรือสิ่งของที่อยู่รอบๆ อีวาพอเรเตอร์ ดังนั้นบริเวณรอบๆ อีวาพอเรเตอร์จะมีอุณหภูมิต่ำ เช่นในตู้เย็น หรือในห้องปรับอากาศ

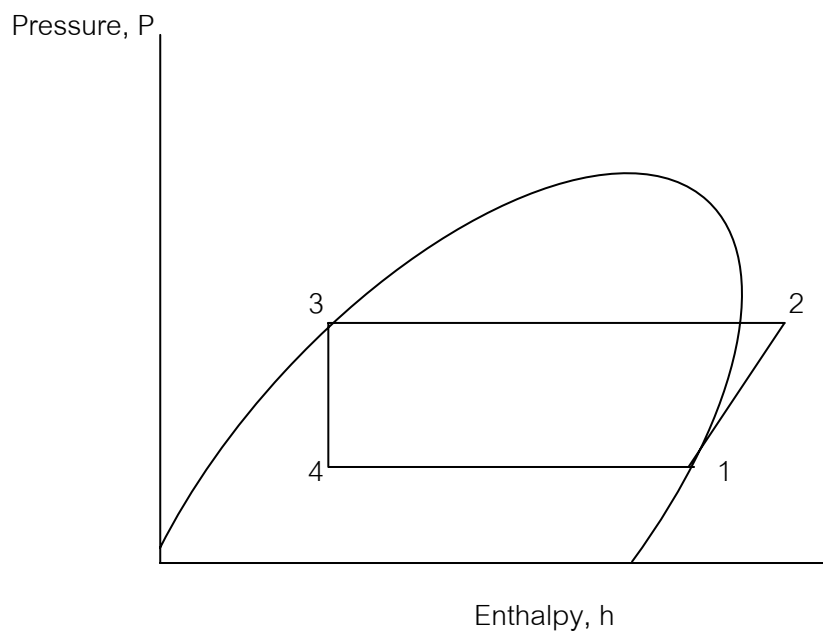
วัฏจักรของการทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor compression refrigeration cycle)

ในภาพประกอบ 2 จะพบว่าสารทำความเย็นออกจากคอนเดนเซอร์ ในลักษณะที่เป็นของเหลวอิ่มตัว (คือ ของเหลวที่มีอุณหภูมิเท่ากับจุดเดือด) ที่จุด 3 ด้วยความดันสูงหลังจากนั้นจึงเคลื่อนที่ผ่านลิ้นลดความดันตามช่วงที่ 3-4 โดยขบวนการทอทลิ่ง ขณะที่น้ำยาผ่านลิ้นลดความดันความดันของสารทำความเย็นลดลงและเกิดการขยายตัว ทำให้อุณหภูมิของตัวมันเองลดลงด้วยสารทำความเย็นภายหลังผ่านลิ้นลดความดันจะมีสภาพเป็นของเหลว

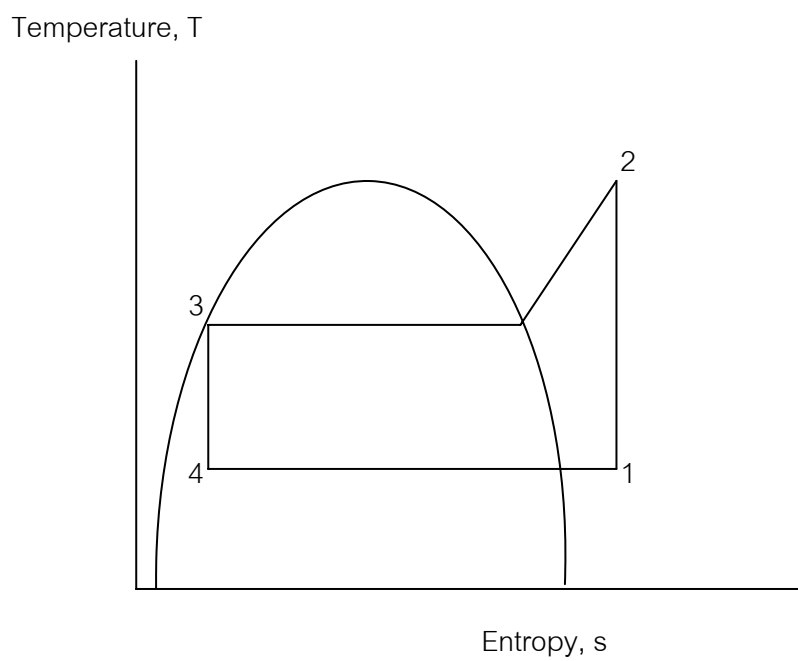


ภาพประกอบ 2 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

เมื่อละอองของสารทำความเย็นเคลื่อนที่ต่อไปโดยผ่านเข้าไปยังอีวาพอเรเตอร์ เพื่อที่จะไปรับความร้อนภายในห้อง ทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอที่อุณหภูมิและความดันคงที่ ขบวนการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นภายในอีวาพอเรเตอร์จะได้เป็นขบวนการที่มีความดันคงที่ (Isobaric process) ช่วงที่ 4 -1 ตามหลักการการถ่ายเทความร้อนในอีวาพอเรเตอร์สิ้นสุดเมื่อสารทำความเย็นกลายเป็นไอหมดพอดี (ไออิ่มตัว) เมื่อไอของสารทำความเย็นภายหลังจากที่ออกจากอีวาพอเรเตอร์จะถูกดูดเข้าภายในคอมเพรสเซอร์ และจะถูกอัดให้มีความดันสูงขึ้นตามช่วงที่ 1-2 ด้วยขบวนการ Isentropic สารทำความเย็นในช่วงที่อยู่ในคอมเพรสเซอร์นี้จะมีสภาพเป็นไอดง (Superheat vapor) เมื่อสารทำความเย็นที่มีสภาพเป็นไอดง ภายหลังจากผ่านชุดของคอมเพรสเซอร์แล้วผ่านเข้าไปในคอนเดนเซอร์เพื่อถ่ายเทความร้อนจากตัวเองคอนเดนเซอร์มีการหล่อเย็นด้วยน้ำหรืออากาศเพื่อรับความร้อนจากไอของสารทำความเย็น เมื่อไอสารทำความเย็นถ่ายเทความร้อนออกจะกลายเป็นของเหลวอีกครั้งขบวนการที่เกิดการถ่ายเทความร้อนภายในคอนเดนเซอร์เป็นขบวนการที่มีความดันคงที่ที่เกิดขึ้นในช่วงที่ 2 - 3



ภาพประกอบ 3 ไดอะแกรมความดันและเอนทัลปีของสารทำความเย็น



ภาพประกอบ 4 ไดอะแกรมอุณหภูมิและเอนโทรปีของสารทำความเย็น

ในการพิจารณาบนแกนความสัมพันธ์ของความดันและเอนทัลปี หรืออุณหภูมิและเอนโทรปี ก็อธิบายเช่นเดียวกัน ดังภาพประกอบที่ 3 และภาพประกอบที่ 4

สมมติฐานในการวิเคราะห์ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

เป็นการวิเคราะห์ตามกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์โดยถือว่า

1. ไม่คิดการเปลี่ยนแปลงของพลังงานจลน์และพลังงานศักย์
2. ไม่คิดความดันตกคร่อมผ่านอุปกรณ์ทดสอบ
3. สภาพของสารทำความเย็นก่อนเข้าและออกจากคอมเพรสเซอร์เป็นไออิ่มตัวและไอร้อน

ยิ่งยวดตามลำดับ

4. สภาพของของเหลวที่ออกจากคอนเดนเซอร์เป็นของเหลวอิ่มตัวหรือของเหลวเย็นเยือก

ทฤษฎีที่ใช้ในการวิเคราะห์ตามกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับอุปกรณ์ความร้อนต่างๆ จะถือว่าเป็นระบบปริมาตรควบคุมอาศัยสมการการไหลแบบสม่ำเสมอตามกระบวนการต่างๆ ดังนี้

- กระบวนการ 1-2 เป็นการอัดสารทำงานตามกระบวนการไอเซนโทรปิก (Isentropic process)

$$W_{12} = W_C = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (2-4)$$

โดยที่

W_{12}, W_C	งานของคอมเพรสเซอร์, kW
h_1, h_2	เอนทัลปีจำเพาะของสารทำงานที่เข้าและออกจากคอมเพรสเซอร์ตามลำดับ, kJ/kg
\dot{m}_r	อัตราการไหลของสารทำงาน, kg/s

- กระบวนการ 2-3 เป็นการระบายความร้อนออกจากสารทำงานตามกระบวนการความดันคงที่ (Isobaric process)

$$Q_{23} = Q_{cond.} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (2-5)$$

โดยที่

$Q_{23}, Q_{cond.}$	อัตราความร้อนทิ้งของคอนเดนเซอร์, kW
h_2, h_3	เอนทัลปีจำเพาะของสารทำงานที่เข้าและออกจากคอนเดนเซอร์, kJ/kg

- กระบวนการ 3-4 เป็นการขยายตัวของสารทำงานตามกระบวนการเอนทัลปีคงที่ (Constant enthalpy)

$$h_3 = h_4 \quad (2-6)$$

โดยที่

h_4 เอนทัลปีจำเพาะของสารทำงานที่ออกจากเอ็กแพนชันวาล์ว, kJ/kg

- กระบวนการ 4-1 เป็นการรับความร้อนของสารทำงานเพื่อเปลี่ยนสถานะตามกระบวนการความดันคงที่ (Isobaric process)

$$Q_{41} = Q_E = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (2-7)$$

โดยที่

Q_{41}, Q_E อัตราตั้งความร้อนของอีวาปอเรเตอร์, kW

สมรรถนะของวัฏจักรในเทอมสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของการทำความเย็นจะได้

$$COP = \frac{\text{อัตราความร้อนที่ได้รับประโยชน์จากระบบ}}{\text{งานที่ใส่ให้กับระบบ}}$$

$$COP = \frac{Q_E}{W_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2-8)$$

และสมรรถนะในเทอมของอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานจะได้ว่า

$$EER = \frac{Q_E}{Q_P} \times 3412 \quad (2-9)$$

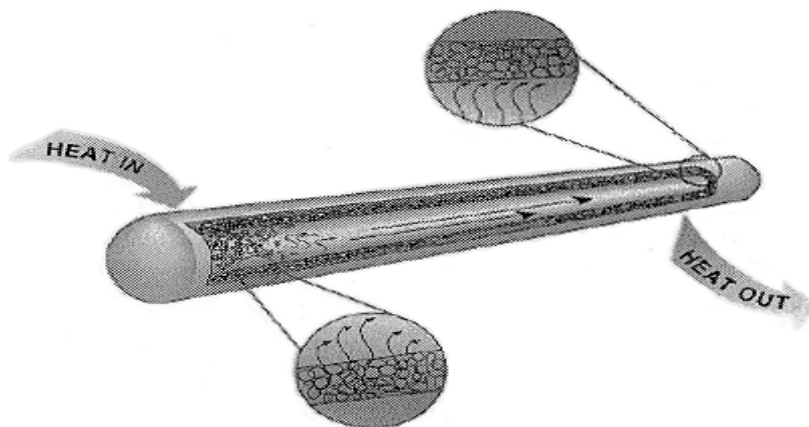
โดยที่

EER อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน, $\frac{(Btu/hr)}{W}$

Q_P พลังงานที่เข้าสู่ระบบ, W

ท่อความร้อน (Heat pipe)

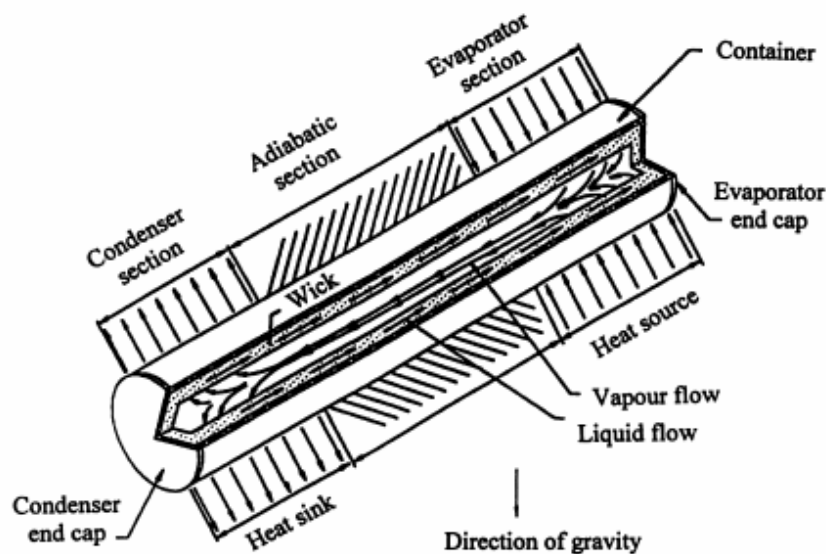
ท่อความร้อน คืออุปกรณ์ที่สามารถนำความร้อนจาก Heat source ไปสู่ Heat sink ได้อย่างมีประสิทธิภาพแบบ Passive และไม่มี Moving part และเป็น Super conductor ประเภทหนึ่ง



ภาพประกอบ 5 แสดงลักษณะทั่วไปของท่อความร้อน

หลักการทำงานของท่อความร้อน

ท่อความร้อนมีลักษณะเป็นท่อปลายเปิดทั้งสองข้าง ภายในบรรจุสารสำหรับการถ่ายเทความร้อน ด้านหนึ่งของท่ออยู่ในบริเวณแหล่งความร้อนหรือมีอุณหภูมิสูง อีกด้านหนึ่งอยู่ในบริเวณที่ต้องการความร้อนหรือด้านที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า โดยที่ท่อจะอยู่แนวตั้งหรือเอียงจากด้านที่มีอุณหภูมิต่ำกว่ามาสู่ด้านที่มีอุณหภูมิสูง ท่อความร้อนอาศัยหลักการถ่ายเทความร้อน โดยการเปลี่ยนแปลงสถานะของสารที่บรรจุอยู่ภายในท่อที่ส่วนล่างของท่อ สารถ่ายเทความร้อนในสถานะของเหลวได้รับความร้อนที่ส่งผ่านผนังท่อจากแหล่งความร้อน และเปลี่ยนแปลงสถานะเป็นไอลอยขึ้นสู่ส่วนบนของท่อ ที่ส่วนบนไอสารถ่ายเทความร้อนจะคายความร้อนให้กับบริเวณที่ต้องการความร้อนผ่านผนังท่อ และเปลี่ยนแปลงสถานะเป็นของเหลวเกาะผนังท่อ และไหลกลับมาสู่ส่วนล่างของท่อด้วยน้ำหนักตัว และได้รับความร้อนเปลี่ยนแปลงสถานะเป็นไอลอยขึ้น วนเวียนไปตลอดเวลาที่มีความแตกต่างด้านอุณหภูมิ เพื่อให้การถ่ายเทความร้อนดี ท่อที่ใช้จึงเป็นท่อทองแดงเพราะมีค่าการนำความร้อนสูง ส่วนสารถ่ายเทความร้อนอาจเป็นน้ำ หรือน้ำยาทำความเย็นชนิดใดก็ได้ตามความเหมาะสม เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงสถานะจะต้องมีการถ่ายเทความร้อนแฝงซึ่งมีปริมาณความร้อนมาก การถ่ายเทความร้อนจึงขึ้นอยู่กับอัตราการหมุนเวียนของสารถ่ายเทความร้อน ท่อแนวตั้งจึงมีการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด เพราะสารถ่ายเทความร้อนในสภาวะของเหลวจะไหลกลับมาได้เร็วที่สุด ท่อความร้อนนี้สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าการนำความร้อนของแท่งทองแดงนับพันเท่า



ภาพประกอบ 6 แสดงลักษณะการทำงานของท่อความร้อน

จุดเด่นของท่อความร้อนมีดังต่อไปนี้

1. ไม่ต้องใช้พลังงานเสริมในการใช้งาน ยกเว้น เครื่องเป่าลมหรือเครื่องสูบของเหลว
2. อุณหภูมิที่ใช้งานมีช่วงกว้างและสามารถทำงานได้แม้อุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อนและแหล่งรับความร้อนต่างกันไม่มาก ถ้าเลือกของเหลวใช้งานให้เหมาะสมกับช่วงอุณหภูมิ
3. อัตราของการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่หนึ่งหน่วยมีค่าสูงกว่าอัตราการนำความร้อนของโลหะมาก

4. ปัญหาในการใช้งานและการดูแลรักษามีน้อย เพราะไม่มีส่วนเคลื่อนไหวน (Moving parts)

ท่อความร้อนสามารถนำไปประยุกต์ใช้งานในลักษณะต่างๆ เช่น ในการรักษาอุณหภูมิในยานอวกาศให้มีค่าสม่ำเสมอทุกจุด ในการกำจัดความร้อนออกจากชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์ อุปกรณ์สื่อสาร กิ่งตัวนำและวงจรรวมไอซี ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็นเพื่อประหยัดพลังงาน ในการควบคุมอุณหภูมิภายในปฏิกรณ์เคมี ในการอบแห้ง ในการเก็บความร้อนทิ้งจากหม้อไอน้ำ ในการระบายความร้อนจากเบรคของเครื่องบิน เป็นต้น

การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน

ในการวิเคราะห์การลงทุนด้านการเงิน มีวัตถุประสงค์เพื่อต้องการหาว่าโครงการที่ลงทุนนี้มี ความเหมาะสมหรือไม่ โดยพิจารณาจากผลตอบแทนการลงทุน และผลการดำเนินโครงการนี้สามารถ คืนทุนได้ภายในระยะเวลาเท่าไร โดยทั่วไปเกณฑ์ที่ใช้ในการวิเคราะห์นี้ได้แก่ ระยะเวลาคืนทุน มูลค่า ปัจจุบันสุทธิ และอัตราผลตอบแทนการลงทุน

ระยะเวลาคืนทุน (Simple payback period)

ระยะเวลาคืนทุนคือ ระยะเวลาผลตอบแทนสุทธิสะสมจากการดำเนินงานมีค่าเท่ากับเงิน ลงทุน ผลที่ได้รับจากการประเมินการลงทุนโดยวิธีนี้ก็คือ จะทำให้ทราบว่าจะได้รับเงินคืนทุนช้าหรือเร็ว เท่าใด ถ้าคืนทุนได้เร็วเท่าใดก็จะดีมากขึ้นเท่านั้น เพราะโอกาสเสี่ยงต่อการขาดทุนในอนาคตมีน้อยลง และสามารถนำเงินที่คืนทุนไปลงทุนในกิจการอย่างอื่นได้ วิธีหาระยะเวลาคืนทุนเบื้องต้น เป็นวิธีคิด แบบง่าย ๆ และเป็นที่ยอมรับใช้ แต่มีข้อเสียคือไม่ได้พิจารณาถึงผลตอบแทนที่ได้รับหลังระยะเวลาคืนทุน แล้ว และไม่ได้พิจารณาปรับมูลค่าเงินตามเวลา ซึ่งหาได้ดังนี้

สำหรับในกรณีที่ผลตอบแทนและค่าใช้จ่ายในแต่ละปีมีค่าเท่ากันทุกปี ระยะเวลาคืนทุนหา ได้ดังนี้

$$\text{ระยะเวลาคืน} = \frac{\text{เงินลงทุน}}{\text{กระแสเงินสดสุทธิต่อปี}}$$

โดยที่

$$\text{กระแสเงินสดสุทธิต่อปี} = \text{กระแสเงินสดที่ได้รับต่อปี} - \text{กระแสเงินสดที่จ่ายต่อปี}$$

กรณีที่ผลตอบแทนสุทธิที่ได้รับต่อปีไม่เท่ากันจะรวมผลตอบแทนสุทธิที่ได้รับแต่ละปีจนกระทั่ง ถึงปีที่ผลสะสมของผลตอบแทนสุทธิเท่ากับจำนวนเงินที่ลงทุน จำนวนปีนี้คือระยะเวลาคืนทุน

มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value; NPV)

มูลค่าปัจจุบันสุทธิ หมายถึงผลต่างระหว่างมูลค่าปัจจุบันของรายรับ กับค่าใช้จ่ายตลอดอายุ โครงการ ซึ่งหาได้จากการนำค่ากระแสเงินสดสุทธิของแต่ละปีตลอดอายุโครงการมาปรับให้เป็นมูลค่า ปัจจุบัน โดยใช้ค่าอัตราผลตอบแทนต่ำสุดที่ยอมรับได้เป็นอัตราส่วนลดในการปรับมูลค่าเงิน เกณฑ์ใน การตัดสินใจที่จะลงทุนหรือไม่ คือถ้า NPV มีค่าเป็นบวกก็น่าสนใจที่จะลงทุน แต่ถ้า NPV มีค่าเป็นลบก็ ไม่ควรที่จะลงทุน วิธีคำนวณหาได้ดังสมการที่ (2-7)

$$NPV = \sum_{n=0}^N \frac{R_n - C_n}{(1+i)^n} = \sum_{n=0}^N \frac{NCF_n}{(1+i)^n} \quad (2-7)$$

$$\text{หรือ } NPV = \sum_{n=1}^N \frac{NCF_n}{(1+i)^n} - TIC \quad (2-8)$$

โดยที่

TIC	เงินลงทุนทั้งหมด, บาท
NCF_n	กระแสเงินสดสุทธิในปีที่ n , บาท/ปี
i	อัตราส่วนลด
R_n	ผลตอบแทนที่ได้รับ ณ ปีที่ n
N	Economic lift, ปี

อัตราผลตอบแทนการลงทุน (Internal Rate of Return; IRR)

อัตราผลตอบแทนการลงทุนหมายถึง อัตราส่วนลดที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันของผลตอบแทนจากการลงทุนเท่ากับมูลค่าปัจจุบันของค่าใช้จ่ายจากการลงทุน วิธีการหาอัตราผลตอบแทนการลงทุนนี้เป็นการหาโดยวิธีลองผิดลองถูก โดยหาอัตราส่วนลดที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดที่ได้รับเท่ากับมูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดที่จ่าย หรือกล่าวอีกนัยหนึ่งคือ หาอัตราส่วนลดที่ทำให้มูลค่าเงินปัจจุบันสุทธิในการลงทุน (Net Present Value) เท่ากับศูนย์ หรือเข้าใกล้ศูนย์ ค่าอัตราส่วนลดที่ได้คือค่า IRR

เกณฑ์ในการตัดสินใจคือ ถ้า IRR มีค่ามากกว่าอัตราขั้นต่ำของผลตอบแทนที่ยอมรับได้ก็คุ้มค่าที่จะลงทุน อย่างไรก็ตามถึงแม้ว่า IRR จะเป็นเกณฑ์การตัดสินใจที่ดี และเป็นที่ยอมรับกันทั่วไป แต่ก็มีจุดอ่อนคือ อาจมีค่าของอัตราส่วนลดมากกว่าหนึ่งค่า ที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันเป็นศูนย์ ซึ่งอาจเกิดขึ้นได้กับโครงการที่ผลตอบแทนสุทธิเปลี่ยนจากบวกเป็นลบ

จากสมการที่ (2-7) ถ้าให้ NPV เท่ากับ 0 จะได้

$$NPV = \sum_{n=1}^N \frac{NCF_n}{(1+i)^n} - TIC = 0 \quad (2-9)$$

โดยที่

$$i = IRR$$

บทที่ 3 วิธีการดำเนินงานวิจัย

ลักษณะของเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทำวิจัย

ในการศึกษาวิจัยนี้ เป็นการศึกษาศึกษาและทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน (Split type) ชนิดอัดไอ ขนาด 12,000 Btu/hr โดยทำการปรับปรุงเฉพาะส่วนของคอนเดนเซอร์ (Condenser unit) โดยใช้ท่อความร้อน (Heat pipe) ในการลดอุณหภูมิของอากาศก่อนผ่านเข้าไประบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ เพื่อเปรียบเทียบกับเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง สมรรถนะที่ใช้ในการเปรียบเทียบ คือ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) กำลังไฟฟ้าที่ใช้ และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy efficiency ratio; EER)



ภาพประกอบ 7 ชุดอีวาโปเรเตอร์



ภาพประกอบ 8 ชุดคอนเดนเซอร์ก่อนการปรับปรุง

เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทำวิจัย

เครื่องมือวัดและบันทึกอุณหภูมิ (Data logger) ใช้ในการวัดและบันทึกผลตามตำแหน่งที่ต้องการ



ภาพประกอบ 9 เครื่องมือวัดและบันทึกอุณหภูมิ

สายเทอร์โมคัปเปิลชนิด T ใช้เป็นตัวนำสัญญาณการวัดอุณหภูมิ



ภาพประกอบ 10 สายเทอร์โมคัปเปิลชนิด T

เครื่องมือวัดกระแสไฟฟ้า (Clamp ammeter) ใช้ในการวัดปริมาณการใช้กระแสไฟฟ้าของอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบปรับอากาศ



ภาพประกอบ 11 เครื่องมือวัดกระแสไฟฟ้า

เครื่องมือวัดกำลังไฟฟ้า (kW-hr) ใช้ในการวัดกำลังไฟฟ้าของระบบปรับอากาศ



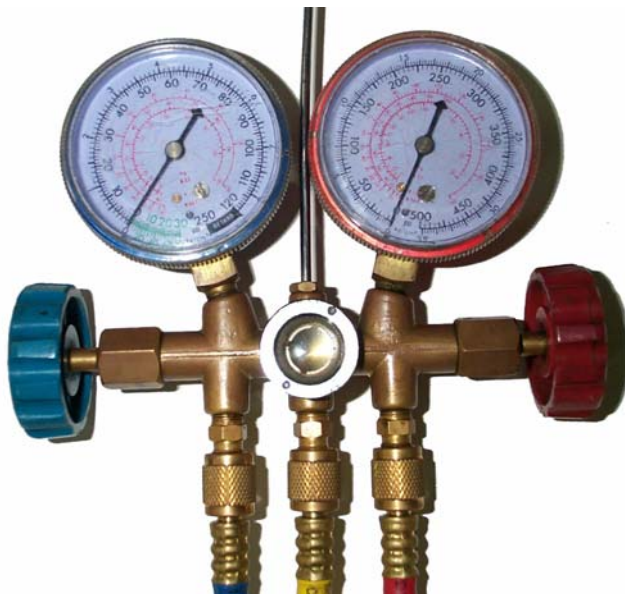
ภาพประกอบ 12 เครื่องมือวัดกำลังไฟฟ้า (kW-hr)

สอตวาล์ยแอนนิโมมิเตอร์ (Hot wire anemometer) แบบใบพัด ใช้วัดความเร็วลมของอากาศที่ไหลผ่านคอนเด็นเซอร์ อีวาโปเรเตอร์ และผ่านท่อความร้อน



ภาพประกอบ 13 สอตวาล์ยแอนนิโมมิเตอร์ (Hot wire anemometer)

เกจวัดความดัน (Manifold pressure gauge) ใช้วัดความดันของสารทำความเย็น R-22 ในระบบปรับอากาศ



ภาพประกอบ 14 เกจวัดความดันสารทำความเย็น R-22 ในระบบปรับอากาศ



ภาพประกอบ 15 บ้านตัวอย่างที่ใช้ในการทดลอง

ขั้นตอนและวิธีดำเนินการวิจัย

ในการทำการวิจัยมีขั้นตอนในการดำเนินการดังนี้

1. ศึกษาทฤษฎี คำนวณค่าข้อมูลเพื่อใช้ในการออกแบบ
2. การออกแบบ และสร้างอุปกรณ์ (ก่อนการติดตั้งท่อความร้อน) มีวิธีการดังนี้
 - ติดตั้งระบบปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr
 - ทดลองเดินระบบและแก้จุดบกพร่อง เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพสามารถเก็บข้อมูลได้
 - ติดตั้ง และปรับแก้เครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดสอบ
 - ทำการทดสอบ
 - เก็บรวบรวมข้อมูลค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ได้จากการทดสอบเพื่อนำมาใช้วิเคราะห์ผล

การทดสอบ

- หาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER)

3. การออกแบบ และสร้างอุปกรณ์ ใช้ท่อความร้อนระบายอากาศก่อนผ่านคอนเดนเซอร์ มีวิธีการดังนี้

- คำนวณและสร้างชุดท่อความร้อน ด้วยท่อทองแดง
- ติดตั้ง และปรับแก้เครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดสอบ
- ทำการทดสอบ
- เก็บรวบรวมข้อมูลค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ได้จากการทดสอบเพื่อนำมาใช้วิเคราะห์ผล

การทดสอบ

- หาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER)

4. เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ก่อนและหลังการติดตั้งท่อความร้อน

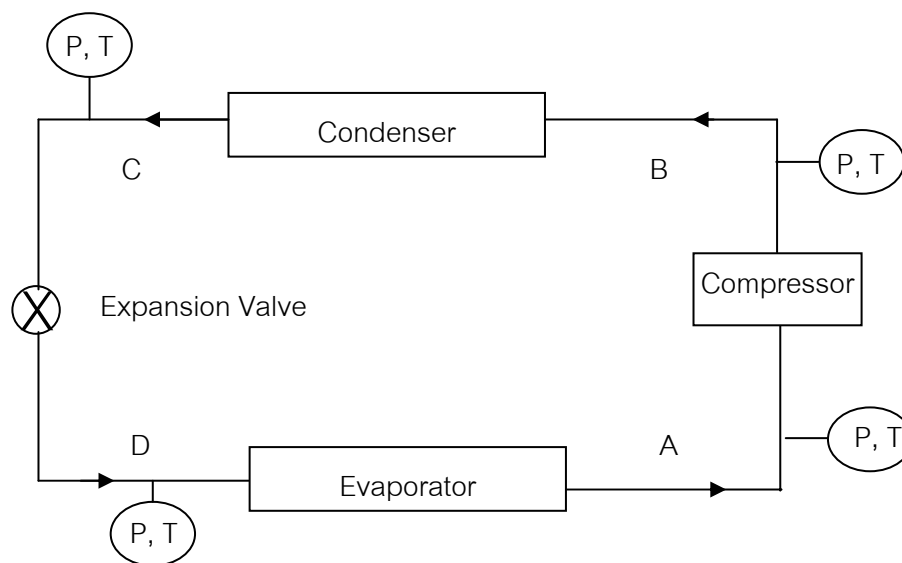
5. สรุปและรายงานผลการวิจัย

วิธีการทดสอบเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง

ในการทดสอบเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง จะทำการทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ กำลังไฟฟ้าที่ใช้ และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศในการทดสอบ แบ่งการทดสอบออกเป็น 2 ช่วง คือช่วงกลางวันเริ่มทดสอบตั้งแต่เวลา 08.30 น -17.00 น. และช่วงเวลากลางคืนเริ่มทดสอบตั้งแต่เวลา 20.30 น. - 05.00 น. โดยทำการบันทึกผลการวัดค่าต่างๆ ทุกๆ 30 นาที ซึ่งในการทดสอบจะทำการทดสอบหลายๆ วัน เพื่อนำผลที่ได้ไปเปรียบเทียบกับเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงโดยเลือกวันที่มีสภาพอากาศภายนอกใกล้เคียงกันมากที่สุดโดยใช้อุณหภูมิอากาศภายนอกเป็นเกณฑ์ ทั้งนี้เนื่องจากไม่สามารถทดสอบเครื่องปรับอากาศพร้อมๆ กันได้เนื่องจากมีข้อจำกัดหลายอย่าง

วิธีการทดสอบเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)

การหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะจะหาค่าจากเอนทัลปีของสารทำความเย็น R-22 ที่เปลี่ยนแปลงในระบบ โดยการวัดค่าอุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็น R-22 ก่อนเข้าและออกจากคอมเพรสเซอร์ และวัดค่าอุณหภูมิของสารทำความเย็น R-22 ที่ทางออกของคอนเดนเซอร์ ดังภาพประกอบ 16



P คือ ตำแหน่งการวัดความดัน

T คือ ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิ

ภาพประกอบ 16 ตำแหน่งการวัดความดัน และอุณหภูมิของสารทำความเย็น R-22

ในการหาค่าเอนทัลปีเพื่อลดความผิดพลาดที่อาจเกิดขึ้นจากการอ่านค่าโดยตรงจากตารางสมบัติของสารทำความเย็น R-22 จากเทียบ เล็กกิจ สามารถคำนวณหาได้ดังนี้

- เอนทัลปีของ R-22 ก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (I_A)

$$I_A = 443.24397 - 6.0866 \ln P_A + 0.70432 t_A - 0.00037 t_A^2 \quad (3-1)$$

โดยที่ $-10 \leq t_A \leq 40 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$350 \leq P_A \leq 550 \text{ kPa (abs.)}$$

- เอนทัลปีของ R-22 ออกจากคอมเพรสเซอร์ (I_B)

$$I_B = 435.68938 - 3.93376 \ln P_B + 0.68643 t_B + 0.00019 t_B^2 \quad (3-2)$$

โดยที่ $40 \leq t_B \leq 120 \text{ } ^\circ C$

$$1400 \leq P_B \leq 2,000 \text{ kPa (abs.)}$$

- เอนทัลปีของ R-22 ออกจากคอนเดนเซอร์ (I_C)

$$I_C = 0.00003 t_C^3 - 0.0002 t_C^2 + 1.2195 t_C + 199.55 \quad (3-3)$$

โดยที่ $20 \leq t_C \leq 60 \text{ } ^\circ C$

วิธีวัดกำลังไฟฟ้าที่ใช้

สำหรับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนจะมีอุปกรณ์ที่ใช้ไฟฟ้าอยู่ 3 ส่วนหลักคือ พัดลมคอยล์เย็น พัดลมคอยล์ร้อน และคอมเพรสเซอร์ โดยทำการวัดปริมาณการใช้กระแสไฟฟ้าทุกตัวแล้วคำนวณหาค่ากำลังไฟฟ้าของระบบดังนี้

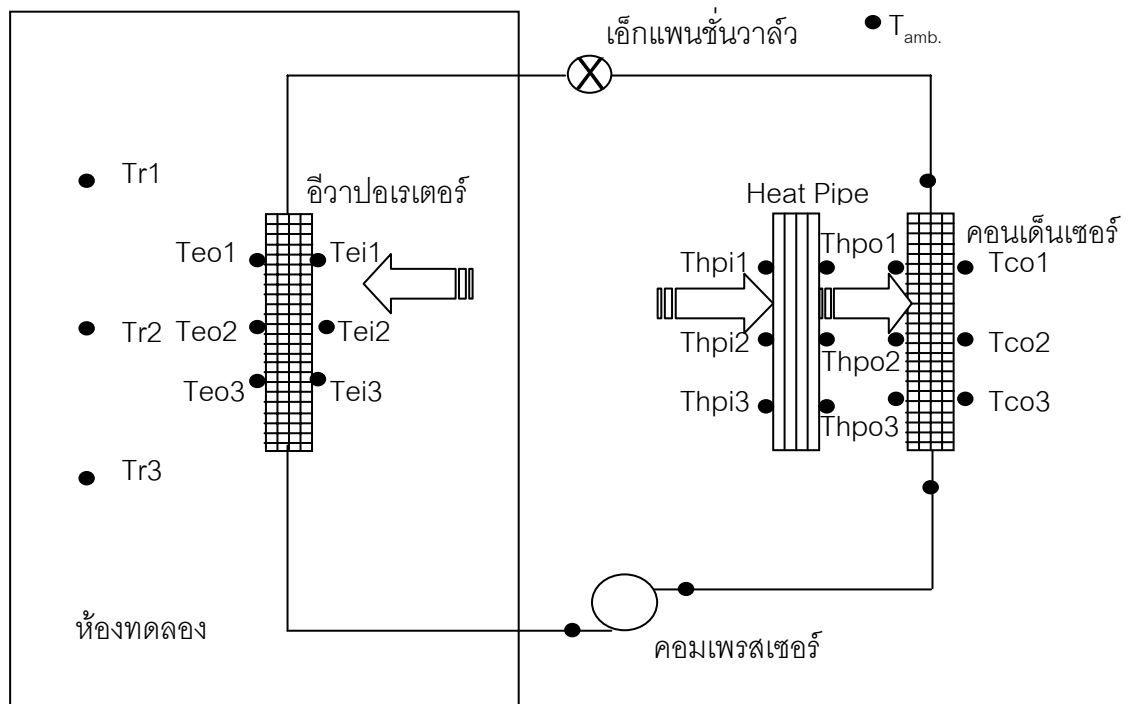
$$P = VI(\cos \varphi) \quad (3-4)$$

โดยที่

P	กำลังไฟฟ้า, W
I	กระแสไฟฟ้า, Amp
V	แรงดันไฟฟ้า, Volt
$\cos \varphi$	Power factor

ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิอากาศ

ในการทดสอบจะทำการตรวจวัดอุณหภูมิของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์ต่างๆ ของเครื่องปรับอากาศ ในตำแหน่งต่างๆ แล้วนำมาเฉลี่ยเพื่อเปรียบเทียบค่าต่อไป



ภาพประกอบ 17 ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์ของเครื่องปรับอากาศ

สำหรับการออกแบบรูปร่างของระบบท่อความร้อนเพื่อการลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าไประบายความร้อนของคอนเดนเซอร์นั้นจะคำนึงถึงความกะทัดรัด ซึ่งแยกเป็นชุดต่างหากจากระบบปรับอากาศ และอากาศต้องไหลผ่านได้ดี โดยมีถังบรรจุน้ำวางบนชุดคอนเดนเซอร์สามารถรองรับน้ำที่เกิดจากการกลั่นตัวในชุดคอยล์เย็นได้สะดวก



ภาพประกอบ 18 ชุดต่อความร้อนแบบ 1 แก้ว



ภาพประกอบ 19 ชุดต่อความร้อนส่วนที่อยู่ในน้ำ



ภาพประกอบ 20 ชุดท่อความร้อนที่ประกอบเข้ากับชุดคอนเดนเซอร์



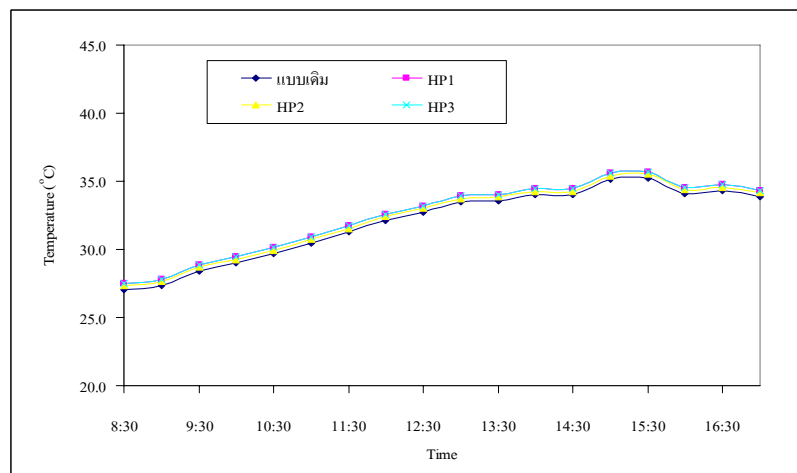
ภาพประกอบ 21 ถึงชุดท่อความร้อนวางด้านบนชุดคอนเดนเซอร์

บทที่ 4

ผลการทดลองและการวิเคราะห์

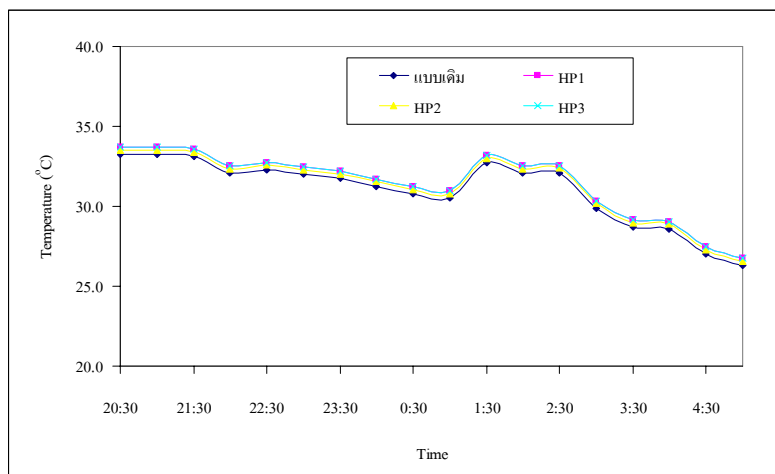
ในการศึกษานี้เป็นการทดสอบเพื่อหาสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนก่อนการปรับปรุงและหลังการปรับปรุงโดยการใช้ท่อความร้อน ในการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ ได้ทำการทดสอบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ กำลังไฟฟ้าที่ใช้ และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ ตั้งแต่วันที่ 15 สิงหาคม 2550 ถึง วันที่ 5 พฤศจิกายน 2550 ในการทดสอบครั้งนี้แบ่งข้อมูลการทดสอบออกเป็น 2 ช่วง คือช่วงกลางวันเริ่มทดสอบตั้งแต่เวลา 08.30 น ถึง 17.00 น. และช่วงเวลากลางคืนเริ่มทดสอบตั้งแต่เวลา 20.30 น. ถึง 05.00 น. โดยทำการบันทึกผลการวัดค่าต่างๆ ทุกๆ 30 นาที ซึ่งในการทดสอบจะทำการทดสอบต่อเนื่องติดต่อกันตลอด 24 ชั่วโมง เพื่อนำผลที่ได้ไปเปรียบเทียบกับเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงโดยเลือกวันที่มีสภาพอากาศภายนอกใกล้เคียงกันมากที่สุดโดยใช้อุณหภูมิอากาศภายนอกเป็นเกณฑ์

ภาพประกอบ 22 และภาพประกอบ 23 แสดงอุณหภูมิอากาศภายนอกช่วงกลางวันที่มีอุณหภูมิและสภาพอากาศภายนอกใกล้เคียงกันมากที่สุด สำหรับเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุงและหลังการปรับปรุงติดตั้งชุดท่อความร้อนแบบ 1 แบบ 2 แถว และแบบ 3 แถว เพื่อกำหนดว่าเครื่องปรับอากาศทำงานในสภาวะเดียวกันจากการทดสอบทุกกรณี สำหรับนำข้อมูลการทดสอบที่ได้จากการวัดมาคำนวณและเปรียบเทียบผลต่อไป



ภาพประกอบ 22 อุณหภูมิอากาศภายนอกช่วงกลางวัน

ภาพประกอบ 22 แสดงอุณหภูมิอากาศภายนอกช่วงกลางวันในการทดสอบ การทำงานของระบบปรับอากาศ ทั้ง 4 กรณี จะเห็นว่าอุณหภูมิและสภาพอากาศภายนอกมีค่าใกล้เคียงกันมากที่สุด อุณหภูมิอากาศภายนอกช่วงกลางวันจะค่อยๆ เพิ่มขึ้นจากตอนเช้าและสูงสุดในช่วงตอนบ่ายเวลา 15.30 น. เนื่องจากวัตถุต่างๆ ที่อยู่ภายนอกได้รับความร้อนจากแสงอาทิตย์และเกิดการแผ่รังสีความร้อนออกสู่แวดล้อมรอบๆ จึงทำให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น และเส้นกราฟมีลักษณะแนวโน้มเดียวกันทุกกรณี

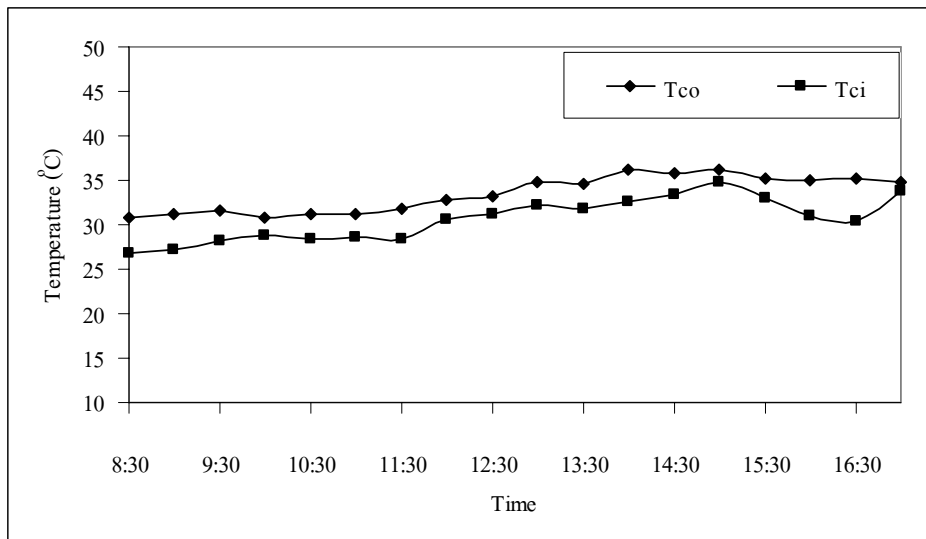


ภาพประกอบ 23 อุณหภูมิอากาศภายนอกช่วงกลางคืน

ภาพประกอบ 23 อุณหภูมิอากาศภายนอกช่วงกลางคืน จะเห็นว่าอุณหภูมิอากาศภายนอกจะค่อยๆ ลดลงในเวลา 20.30 น. มีอุณหภูมิสูงสุด 33.7 °C เนื่องจากวัตถุภายนอกเกิดการถ่ายเทความร้อนสู่แวดล้อม และเวลา 05.00 น. มีอุณหภูมิต่ำสุด 26.8 °C

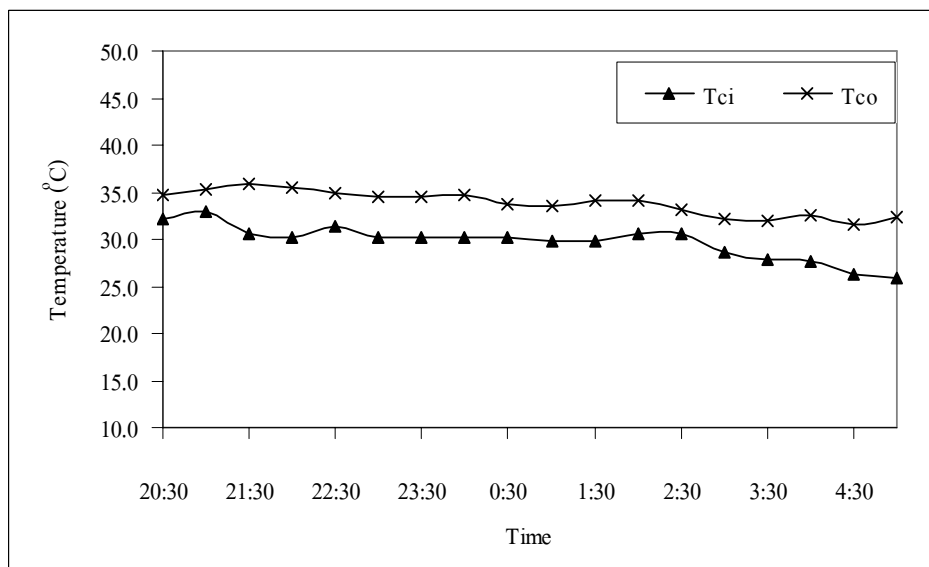
เครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง

ในการตรวจสอบวัดค่าต่างๆ ของเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนเพื่อการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ โดยเปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้า และอุณหภูมิของอากาศที่ทางออกจากคอนเดนเซอร์ เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงต่อไป



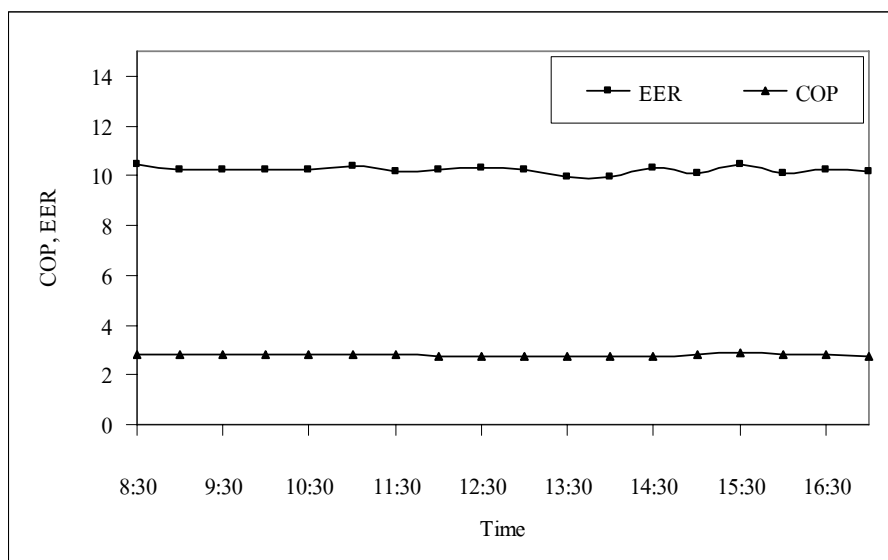
ภาพประกอบ 24 อุณหภูมิอากาศทางเข้าและทางออกคอนเดนเซอร์ช่วงกลางวัน

จากภาพประกอบ 24 แสดงอุณหภูมิอากาศทางเข้า (Tci) และอุณหภูมิอากาศทางออก (Tco) ของคอนเดนเซอร์ ในเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุงช่วงกลางวันจะเห็นว่าอุณหภูมิอากาศที่ออกจากคอนเดนเซอร์ มีค่าสูงกว่าอุณหภูมิอากาศที่ทางเข้าเนื่องจากอากาศที่ไหลผ่านคอนเดนเซอร์ได้ดึงความร้อนออกมา โดยอุณหภูมิอากาศที่ออกจากคอนเดนเซอร์จะแปรตามอุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้า อุณหภูมิทางเข้าและทางออกมีค่าแตกต่างกันเฉลี่ย 2.8°C เส้นกราฟของอุณหภูมิทางออกจะราบเรียบกว่าทางเข้าเพราะเกิดการถ่ายเทความร้อนจากคอนเดนเซอร์



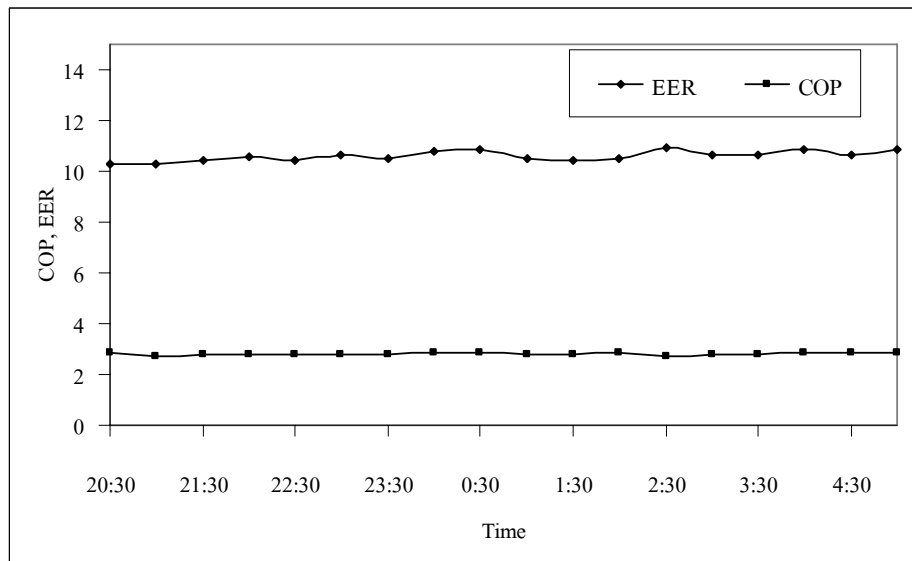
ภาพประกอบ 25 อุณหภูมิอากาศทางเข้าและทางออกคอนเดนเซอร์ช่วงกลางคืน

จากภาพประกอบ 25 แสดงอุณหภูมิอากาศทางเข้า (T_{ci}) และอุณหภูมิอากาศทางออก (T_{co}) ของคอนเดนเซอร์ ในเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุงช่วงกลางวัน อุณหภูมิอากาศที่ออกจากคอนเดนเซอร์ มีค่าสูงกว่าอุณหภูมิอากาศที่ทางเข้าโดยมีอุณหภูมิแตกต่างกันเฉลี่ย 4.2°C ลักษณะเส้นกราฟของอุณหภูมิอากาศทางเข้าจะแปรตามอุณหภูมิอากาศทางออกของคอนเดนเซอร์



ภาพประกอบ 26 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางวัน

เมื่อนำผลการตรวจสอบจากการวัดค่าต่างๆ ของเครื่องปรับอากาศ มาคำนวณทางทฤษฎี เพื่อหาค่า EER และ COP ช่วงกลางวันและกลางคืน ภาพประกอบ 26 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางวัน จากกราฟจะเห็นว่าค่า COP ช่วงกลางวันมีค่าเฉลี่ย 2.79 เส้นกราฟจะสม่ำเสมอทั้งวัน เพราะมีการควบคุมอุณหภูมิห้องให้คงที่ ส่วน EER มีค่าเฉลี่ย 10.21 ซึ่งเส้นกราฟ มีลักษณะไม่ราบเรียบ และมีค่าสูงในช่วงเวลา 13.30 น. ถึง 15.00 น. เนื่องจากอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศที่ไม่สม่ำเสมอ เพราะอากาศภายนอกมีอุณหภูมิสูง

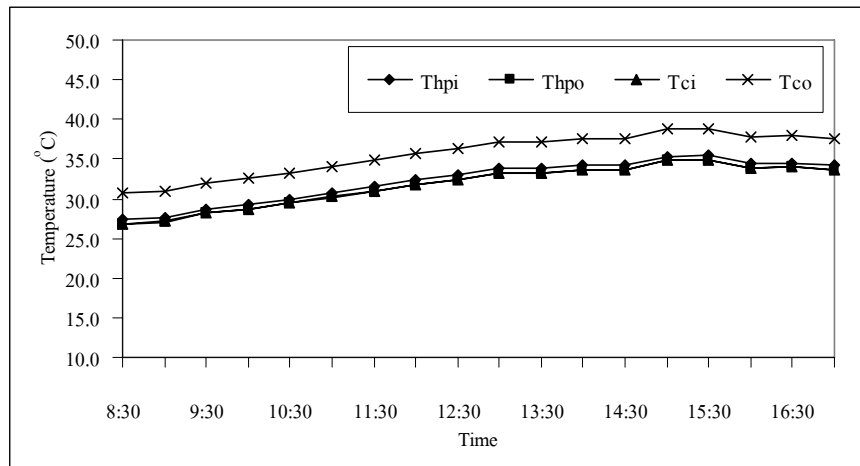


ภาพประกอบ 27 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางคืน

ภาพประกอบ 27 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางคืน ค่า COP มีค่าเฉลี่ย 2.81 เส้นกราฟสม่ำเสมอทั้งคืนเพราะมีการควบคุมอุณหภูมิห้องให้คงที่ ส่วน EER มีค่าเฉลี่ย 10.60 ซึ่งมีค่ามากกว่าช่วงกลางวันเพราะมีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยกว่า เนื่องจากช่วงกลางคืนอุณหภูมิของอากาศภายนอกต่ำกว่าช่วงกลางวันทำให้ภาระการทำความเย็นของห้องน้อยกว่า และการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ดีกว่าช่วงกลางวัน

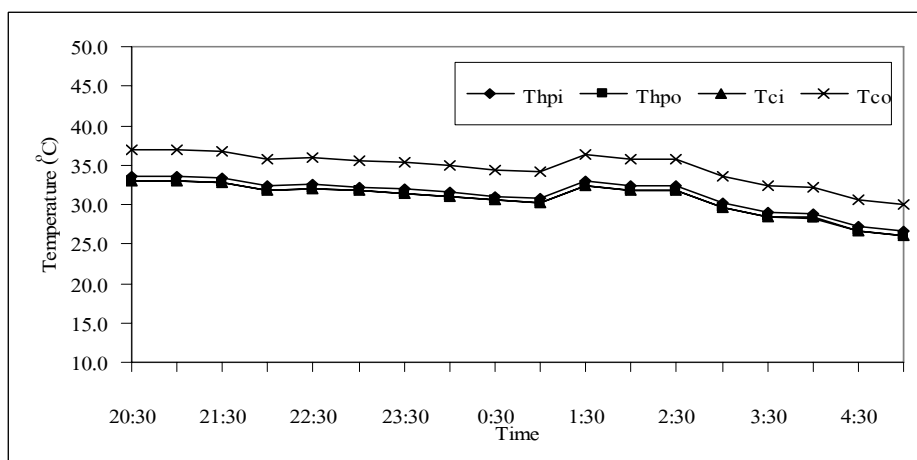
เครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แฉก

เครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แฉก เป็นการปรับปรุงจากเครื่องปรับอากาศเพื่อนำไปเปรียบเทียบอุณหภูมิอากาศทางเข้าและทางออกจากคอนเดนเซอร์ และนำผลจากการตรวจวัดในการทดสอบไปคำนวณเพื่อเปรียบเทียบค่า EER และ COP ในช่วงกลางวันและกลางคืน



ภาพประกอบ 28 เปรียบเทียบอุณหภูมิทางเข้าและออกคอนเด็นเซอร์ ช่วงกลางวัน

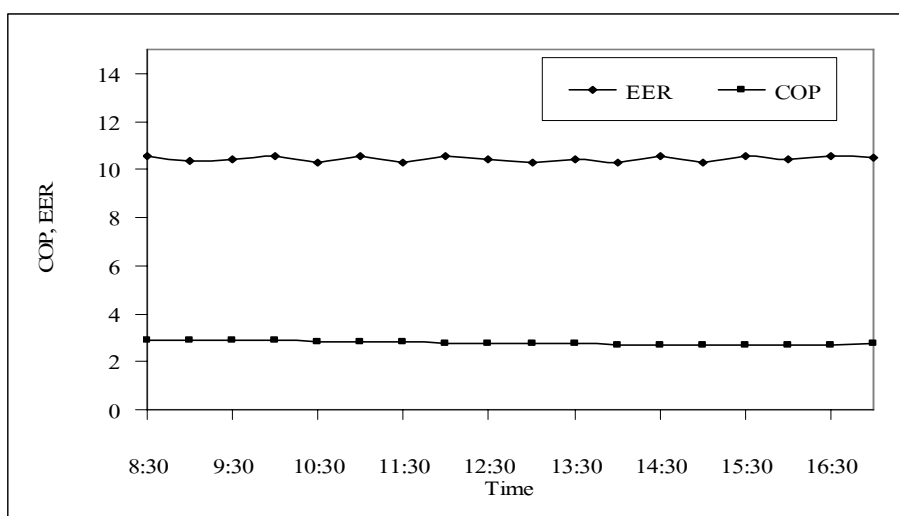
ภาพประกอบ 28 เป็นการเปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศทางเข้าและทางออกของคอนเด็นเซอร์ ช่วงกลางวัน เห็นว่าอุณหภูมิอากาศภายนอกก่อนผ่านท่อความร้อน (Thpi) มีค่าเท่ากับอุณหภูมิของอากาศภายนอก ในช่วงตอนเช้าเวลา 08.30 น. มีอุณหภูมิต่ำสุด 27.5 °C และในช่วงบ่ายเวลา เวลา 15.30 น. มีอุณหภูมิสูงสุด 35.7 °C อุณหภูมิในช่วงกลางวันมีค่าเฉลี่ย 32.4 °C เมื่ออากาศนี้ไหลผ่านท่อความร้อนแบบ 1 แถว (Thpo) จะทำให้อากาศที่ทางออกมีอุณหภูมิเฉลี่ย 31.7 °C อุณหภูมิลดลงเฉลี่ย 0.6 °C อุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าคอนเด็นเซอร์ (Tci) จะมีค่าใกล้เคียงกันมากกับอุณหภูมิอากาศที่ทางออกของท่อความร้อนเนื่องจากมีระยะทางของการไหลที่น้อย (ประมาณ 5 ซม.) จึงทำให้เส้นกราฟทับกัน เมื่ออากาศนี้ไหลผ่านคอนเด็นเซอร์ (Tco) ทำให้อากาศทางออกมีอุณหภูมิเฉลี่ย 35.6 °C ซึ่งเส้นกราฟของอุณหภูมิแต่ละตำแหน่งจะแปรเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิอากาศภายนอก



ภาพประกอบ 29 เปรียบเทียบอุณหภูมิทางเข้าและออกคอนเด็นเซอร์ ช่วงกลางคืน

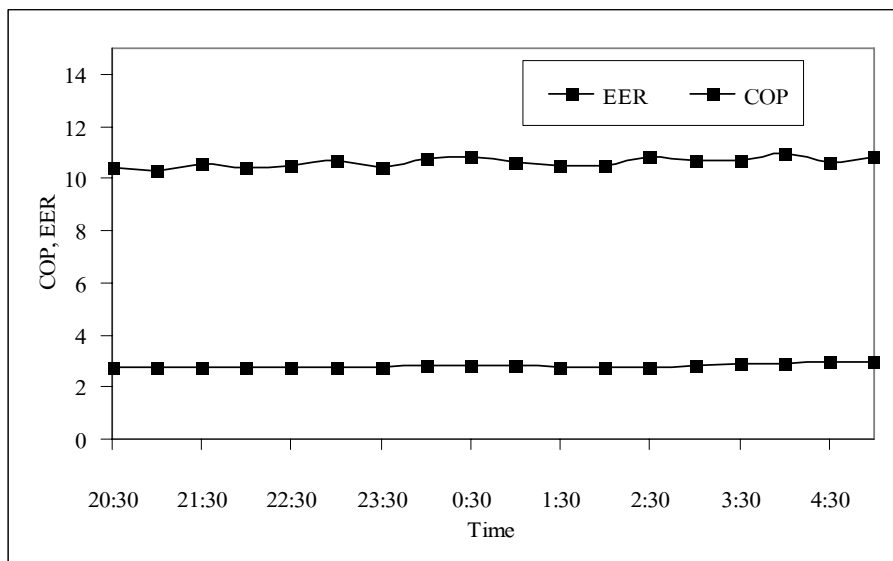
ภาพประกอบ 29 เป็นการเปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศทางเข้าและทางออกของคอนเดนเซอร์ ช่วงกลางวัน เห็นว่าอุณหภูมิอากาศภายนอกก่อนผ่านท่อความร้อน (Thpi) มีค่าเท่ากับอุณหภูมิของอากาศภายนอก เวลา 05.00 น. มีอุณหภูมิต่ำสุด 26.8 °C และ เวลา 20.30 น. ถึง 21.00 น. มีอุณหภูมิสูงสุด 33.7 °C อุณหภูมิอากาศภายนอกในช่วงกลางวันมีค่าเฉลี่ย 31.4 °C เมื่ออากาศนี้ไหลผ่านท่อความร้อนแบบ 1 แถว (Thpo) จะทำให้อากาศที่ทางออกมีอุณหภูมิลดลงเฉลี่ย 0.8 °C อุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ (Tci) จะมีค่าใกล้เคียงกันมากกับอุณหภูมิอากาศที่ทางออกของท่อความร้อนเนื่องจากมีระยะทางของการไหลประมาณ 5 ซม. จึงทำให้เส้นกราฟทับกัน เมื่ออากาศนี้ไหลผ่านคอนเดนเซอร์ (Tco) ทำให้อากาศทางออกมีอุณหภูมิสูงขึ้นเฉลี่ย 3.2 °C ซึ่งเส้นกราฟของอุณหภูมิแต่ละตำแหน่งจะแปรเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิอากาศภายนอก

ในการเปรียบเทียบค่า EER และ COP ช่วงกลางวันและช่วงกลางคืน ของเครื่องปรับอากาศที่ปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แถว โดยการนำค่าที่ได้จากการตรวจวัดในการทดสอบไปคำนวณทางทฤษฎี จากข้อมูลการตรวจวัดในการทดลองดังแสดงในภาพประกอบ 30 และภาพประกอบ 31



ภาพประกอบ 30 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางวัน

ภาพประกอบ 30 เป็นการเปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางวัน ค่า COP ช่วงกลางวันมีค่าเฉลี่ย 2.78 เส้นกราฟจะสม่ำเสมอทั้งวันเพราะมีการควบคุมอุณหภูมิห้องให้คงที่ ส่วน EER มีค่าเฉลี่ย 10.45 ซึ่งเส้นกราฟ มีลักษณะไม่ราบเรียบ และมีค่าสูงในช่วงเวลา 13.30 น. ถึง 15.00 น. เนื่องจากอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศที่ไม่สม่ำเสมอ เพราะอากาศภายนอกมีอุณหภูมิสูง

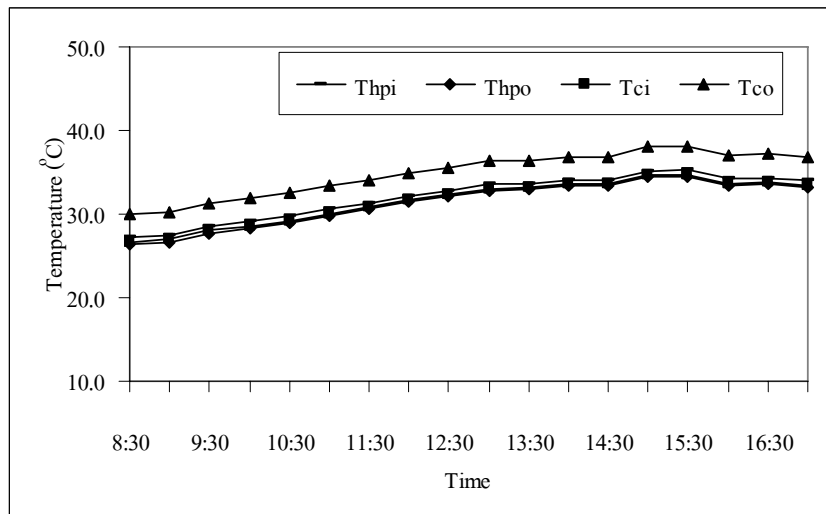


ภาพประกอบ 31 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางคืน

ภาพประกอบ 31 เป็นการเปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางคืน COP มีค่าเฉลี่ย 2.81 เส้นกราฟสีน้ำเงินแสดงทั้งคืนเพราะมีการควบคุมอุณหภูมิห้องให้คงที่ ส่วน EER มีค่าเฉลี่ย 10.62 ซึ่งมีค่ามากกว่าช่วงกลางวันเพราะมีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าที่น้อยกว่า เนื่องจากช่วงกลางคืนอุณหภูมิของอากาศภายนอกต่ำกว่าช่วงกลางวันทำให้ภาระการทำความเย็นของห้องน้อยกว่า และการระบายความร้อนของคนเดินเซอร์ดีกว่าช่วงกลางวัน

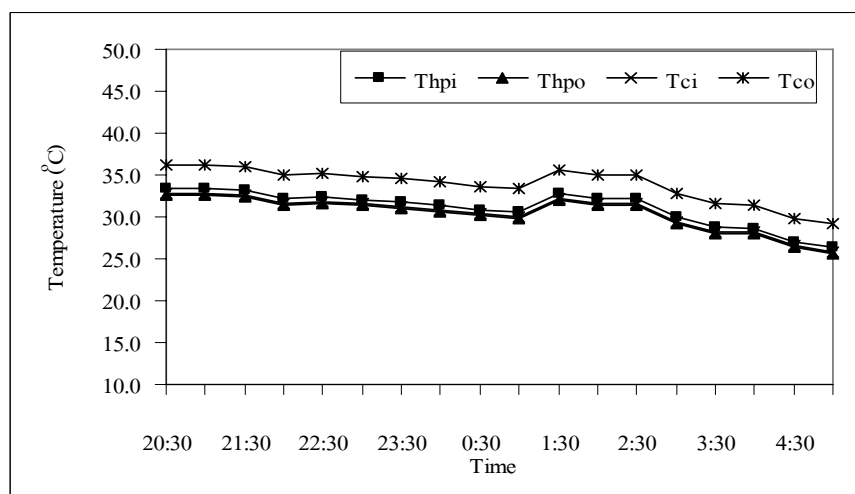
เครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งต่อความร้อนแบบ 2 แถว

เครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งต่อความร้อนแบบ 2 แถว เป็นการปรับปรุงจากเครื่องปรับอากาศเพื่อนำไปเปรียบเทียบอุณหภูมิอากาศทางเข้าและทางออกจากคอนเดนเซอร์ และนำผลจากการตรวจวัดในการทดสอบไปคำนวณเพื่อเปรียบเทียบค่า EER และ COP ในช่วงกลางวันและกลางคืน



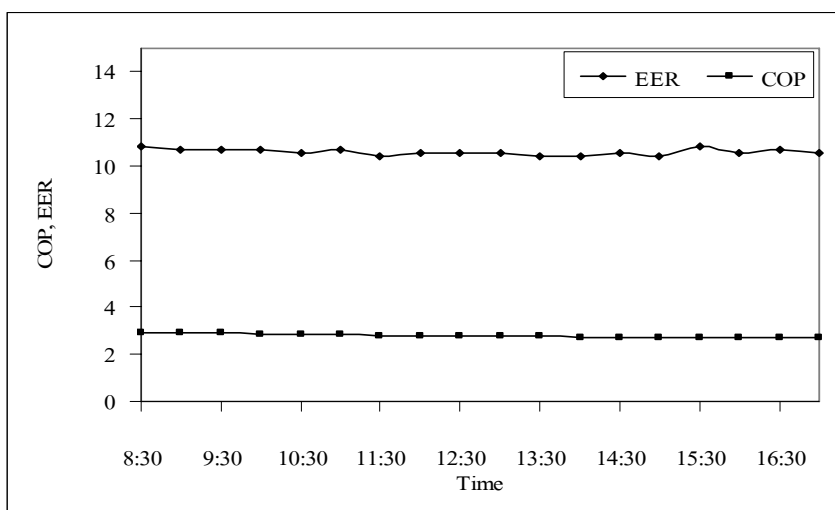
ภาพประกอบ 32 เปรียบเทียบอุณหภูมิทางเข้าและออกคอนเดนเซอร์ ช่วงกลางวัน

ภาพประกอบ 32 เป็นการเปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศทางเข้าและทางออกของคอนเดนเซอร์ ช่วงกลางวัน เห็นว่าอากาศภายนอกก่อนผ่านท่อความร้อน (Thpi) มีอุณหภูมิเฉลี่ย 32.1°C เมื่ออากาศนี้ ไหลผ่านท่อความร้อนแบบ 2 แถว (Thpo) จะทำให้อากาศมีอุณหภูมิลดลงโดยเฉลี่ย 31.3°C ลดลงเฉลี่ย 0.8°C เนื่องจากท่อความร้อนดูดซับความร้อนไว้ อุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ (Tci) จะมีค่าใกล้เคียงกันมากกับอุณหภูมิอากาศที่ทางออกของท่อความร้อน จึงทำให้เส้นกราฟทับกัน เมื่ออากาศนี้ไหลผ่านคอนเดนเซอร์ (Tco) ทำให้มีอุณหภูมิเฉลี่ย 34.9°C ซึ่งเส้นกราฟของอุณหภูมิแต่ละตำแหน่งจะแปรเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิอากาศภายนอก



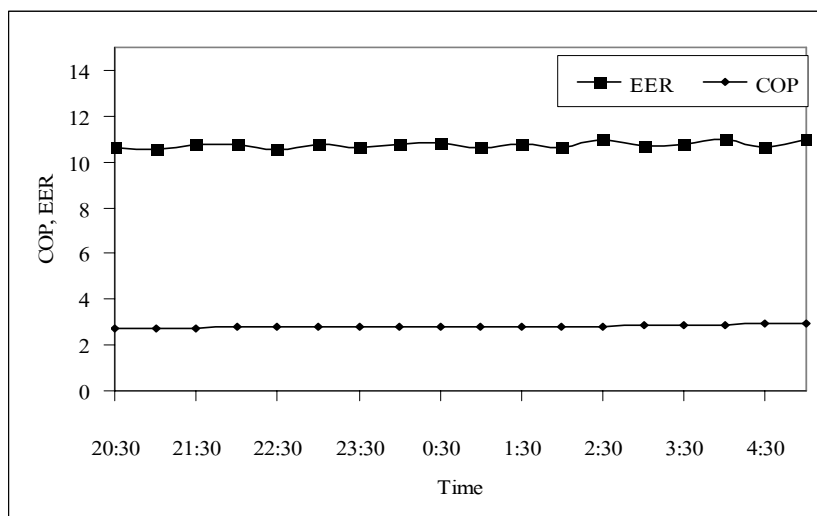
ภาพประกอบ 33 เปรียบเทียบอุณหภูมิทางเข้าและออกคอนเดนเซอร์ ช่วงกลางคืน

ภาพประกอบ 33 เป็นการเปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศทางเข้าและทางออกของคอนเดนเซอร์ ช่วงกลางวัน อุณหภูมิอากาศภายนอกก่อนผ่านท่อความร้อน (Thpi) มีค่าเท่ากับอุณหภูมิของอากาศภายนอก มีค่าเฉลี่ย 31.1°C เมื่ออากาศนี้ไหลผ่านท่อความร้อนแบบ 2 แถว (Thpo) จะทำให้อากาศที่ทางออกมีอุณหภูมิเฉลี่ย 30.3°C ลดลงเฉลี่ย 0.8°C อุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ (Tci) จะมีค่าใกล้เคียงกันมากกับอุณหภูมิอากาศที่ทางออกของท่อความร้อนเนื่องจากมีระยะทางของการไหลน้อยจึงทำให้เส้นกราฟทับกัน เมื่ออากาศนี้ไหลผ่านคอนเดนเซอร์ ทำให้อากาศทางออก (Tco) มีอุณหภูมิเฉลี่ย 33.9°C ทำให้อุณหภูมิสูงขึ้นเฉลี่ย 3.3°C ซึ่งเส้นกราฟของอุณหภูมิแต่ละตำแหน่งจะแปรเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิอากาศภายนอก



ภาพประกอบ 34 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางวัน

ภาพประกอบ 34 เป็นการเปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางวัน ค่า COP มีค่าเฉลี่ย 2.79 เส้นกราฟจะสม่ำเสมอทั้งวันเพราะมีการควบคุมอุณหภูมิห้องให้คงที่ ส่วน EER มีค่าเฉลี่ย 10.59 ซึ่งเส้นกราฟ มีลักษณะไม่ราบเรียบ และมีค่าสูงสุดเวลา 15.30 น. เนื่องจากเครื่องปรับอากาศมีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าสูงสุด เพราะอากาศภายนอกมีอุณหภูมิสูง

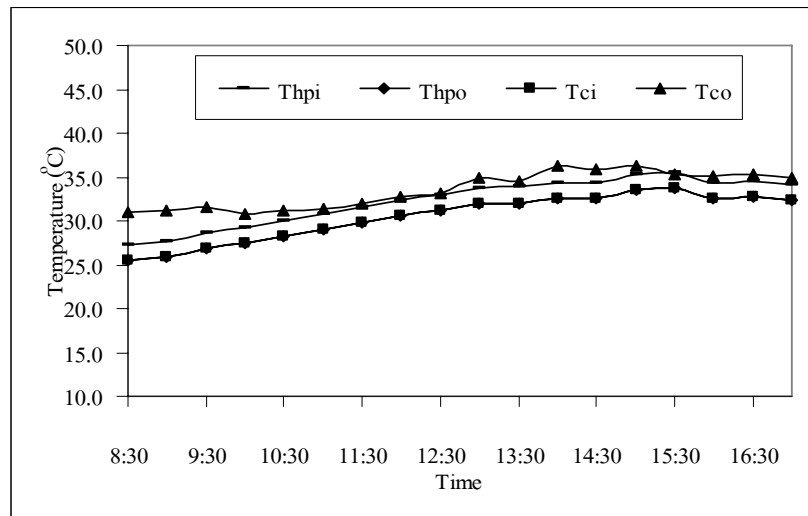


ภาพประกอบ 35 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางคืน

ภาพประกอบ 35 เป็นการเปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางคืน COP มีค่าเฉลี่ย 2.82 เส้นกราฟสม่ำเสมอทั้งคืนเพราะมีการควบคุมอุณหภูมิห้องให้คงที่ ส่วน EER มีค่าเฉลี่ย 10.74 ซึ่งมีค่ามากกว่าช่วงกลางวันเพราะมีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าที่น้อยกว่า เนื่องจากช่วงกลางคืนอุณหภูมิของอากาศภายนอกต่ำกว่าช่วงกลางวันทำให้ภาระการทำความเย็นของห้องน้อยกว่า และการระบายความร้อนของคนเดินเซอร์วิคกว่าช่วงกลางวัน

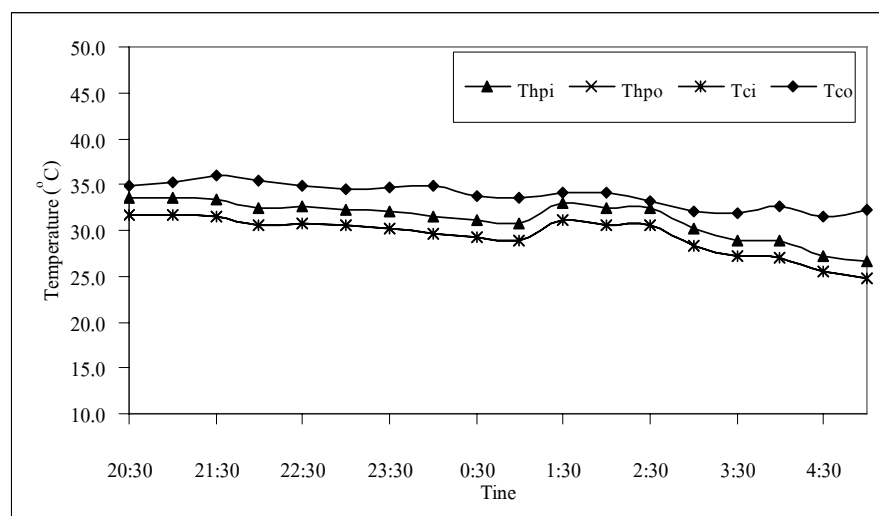
เครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งท่อความร้อนแบบ 3 แฉก

เครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งท่อความร้อนแบบ 3 แฉก เป็นการปรับปรุงจากเครื่องปรับอากาศเพื่อนำไปเปรียบเทียบอุณหภูมิอากาศทางเข้าและทางออกจากคอนเดนเซอร์ และนำผลจากการตรวจวัดในการทดสอบไปคำนวณเพื่อเปรียบเทียบค่า EER และ COP ในช่วงกลางวันและกลางคืน



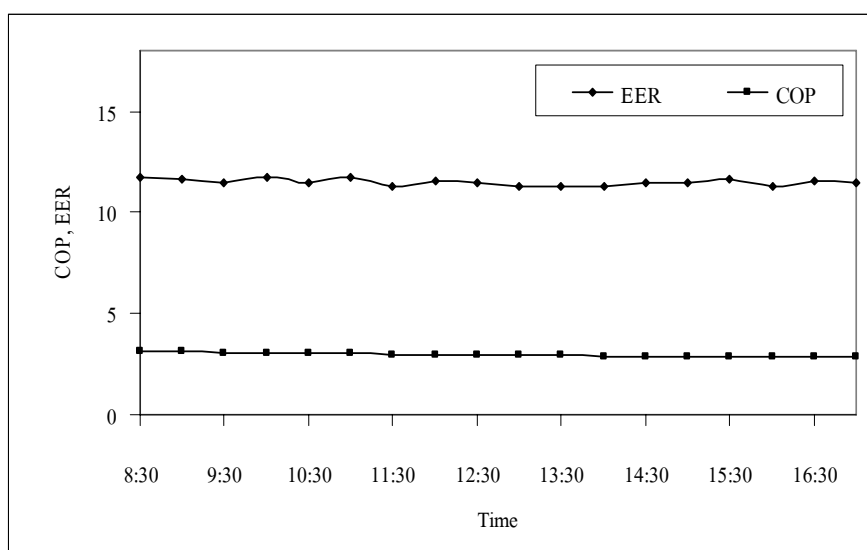
ภาพประกอบ 36 เปรียบเทียบอุณหภูมิทางเข้าและออกคอนเดินเซอร์ ช่วงกลางวัน

ภาพประกอบ 36 เป็นการเปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศทางเข้าและทางออกของคอนเดินเซอร์ ในช่วงกลางวัน อากาศภายนอกก่อนผ่านท่อความร้อน (Thpi) มีอุณหภูมิเฉลี่ย 32.3°C เมื่ออากาศนี้ ไหลผ่านท่อความร้อนแบบ 3 แถว (Thpo) จะทำให้อากาศมีอุณหภูมิลดลงโดยเฉลี่ย 30.5°C ลดลงเฉลี่ย 1.8°C เนื่องจากท่อความร้อนดูดซับความร้อนไว้ อุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าคอนเดินเซอร์ (Tci) จะมีค่าใกล้เคียงกันมากกับอุณหภูมิอากาศที่ทางออกของท่อความร้อน จึงทำให้เส้นกราฟทับกัน เมื่ออากาศนี้ไหลผ่านคอนเดินเซอร์ (Tco) ทำให้มีอุณหภูมิเฉลี่ย 33.5°C ซึ่งเส้นกราฟของอุณหภูมิแต่ละตำแหน่งจะแปรเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิอากาศภายนอก



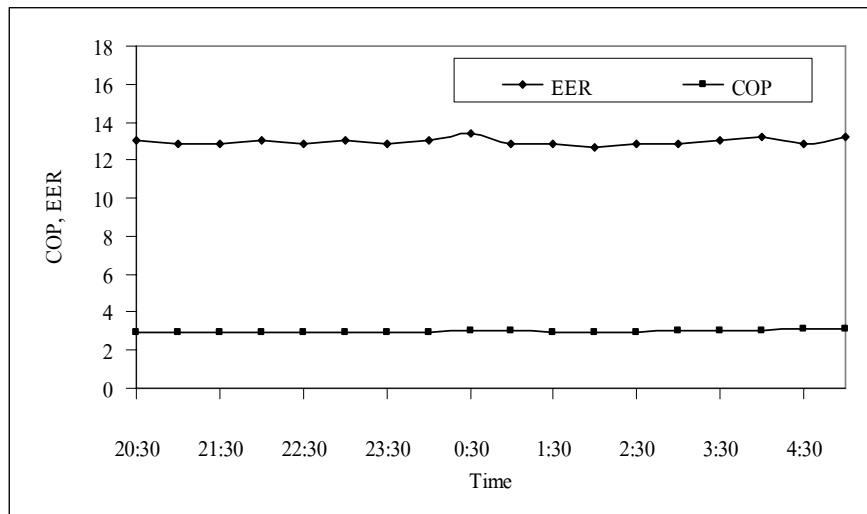
ภาพประกอบ 37 เปรียบเทียบอุณหภูมิทางเข้าและออกคอนเดินเซอร์ ช่วงกลางคืน

ภาพประกอบ 37 เป็นการเปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศทางเข้าและทางออกของคอนเดนเซอร์ ช่วงกลางวัน อุณหภูมิอากาศภายนอกก่อนผ่านท่อความร้อน (Thpi) มีค่าเฉลี่ย 31.2°C เมื่อไหลผ่านท่อความร้อนแบบ 3 แถว (Thpo) ทำให้อากาศที่ทางออกมีอุณหภูมิเฉลี่ย 29.5°C ลดลงเฉลี่ย 1.8°C อุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ (Tci) จะมีค่าใกล้เคียงกันมากกับอุณหภูมิอากาศที่ทางออกของท่อความร้อนเนื่องจากมีระยะทางของการไหลน้อยจึงทำให้เส้นกราฟทับกัน เมื่ออากาศนี้ไหลผ่านคอนเดนเซอร์ ทำให้อากาศทางออก(Tco) มีอุณหภูมิเฉลี่ย 33.9°C ทำให้อุณหภูมิสูงขึ้นเฉลี่ย 4.4°C ซึ่งเส้นกราฟของอุณหภูมิแต่ละตำแหน่งจะแปรเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิอากาศภายนอก



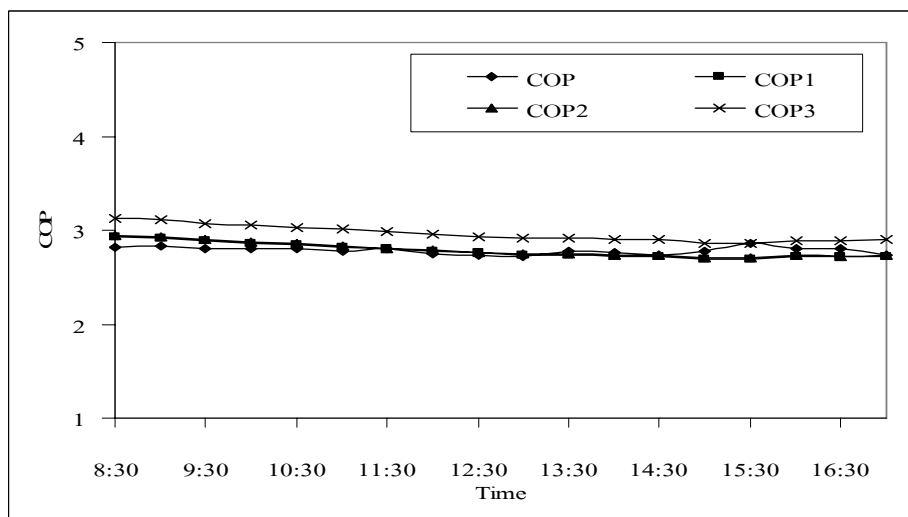
ภาพประกอบ 38 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางวัน

ภาพประกอบ 38 เป็นการเปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางวัน ค่า COP มีค่าเฉลี่ย 2.96 เส้นกราฟจะสม่ำเสมอทั้งวันเพราะมีการควบคุมอุณหภูมิห้องให้คงที่ ส่วน EER มีค่าเฉลี่ย 11.49 ซึ่งเส้นกราฟ มีลักษณะไม่ราบเรียบ เนื่องจากเครื่องปรับอากาศมีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าในแต่ละช่วงไม่เท่ากัน



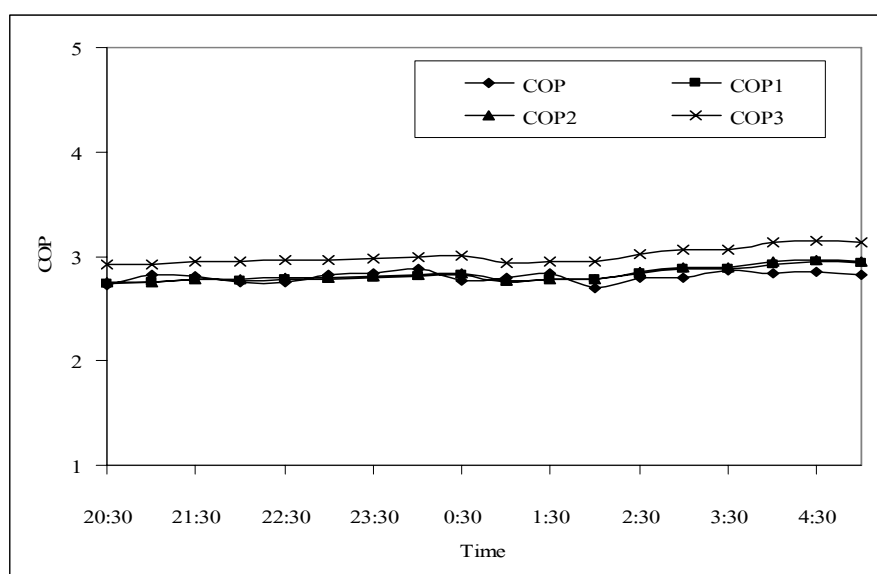
ภาพประกอบ 39 เปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางคืน

ภาพประกอบ 39 เป็นการเปรียบเทียบ EER และ COP ช่วงกลางคืน COP มีค่าเฉลี่ย 2.99 เส้นกราฟสม่ำเสมอทั้งคืนเพราะมีการควบคุมอุณหภูมิห้องให้คงที่ ส่วน EER มีค่าเฉลี่ย 12.97 ซึ่งมีค่ามากกว่าช่วงกลางวัน เพราะมีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าที่น้อยกว่า เนื่องจากช่วงกลางคืนอุณหภูมิของอากาศภายนอกต่ำกว่าช่วงกลางวันทำให้ภาระการทำความเย็นของห้องน้อยกว่า และการระบายความร้อนของคนเดินเซอร์ดีกว่าช่วงกลางวัน



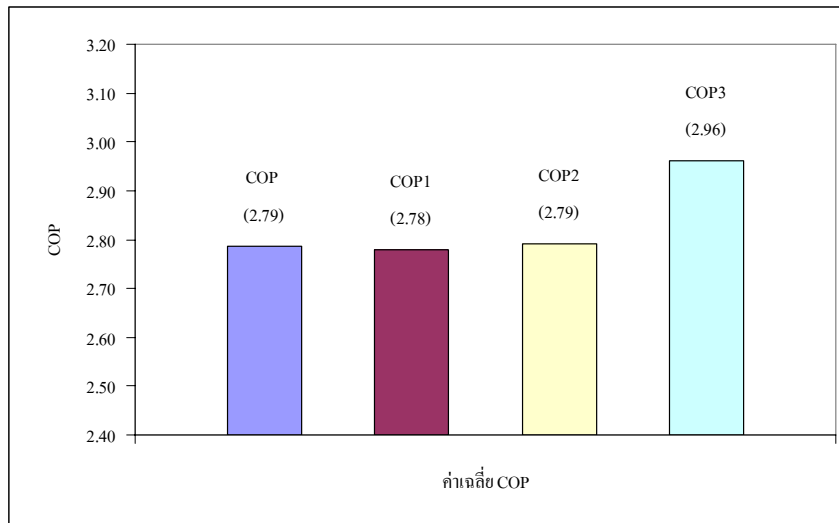
ภาพประกอบ 40 เปรียบเทียบ COP ช่วงกลางวัน

ภาพประกอบ 40 เป็นการเปรียบเทียบ COP ในช่วงกลางวันของเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง (COP) เห็นว่าเส้นกราฟไม่สม่ำเสมอเนื่องจากไม่มีการควบคุมอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ และเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แถว (COP1)แบบ 2 แถว (COP2) COP มีค่าใกล้เคียงกันมากเส้นกราฟจึงอยู่ในระดับเดียวกัน เนื่องจากการลดของอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอนเดนเซอร์มีความแตกต่างกันน้อยมาก ทำให้มีผลในการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์น้อย ส่วนเครื่องปรับอากาศที่ปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 3 แถว มีค่า COP สูงสุด เพราะสามารถลดอุณหภูมิของอากาศทางเข้าคอนเดนเซอร์ได้ดีที่สุด



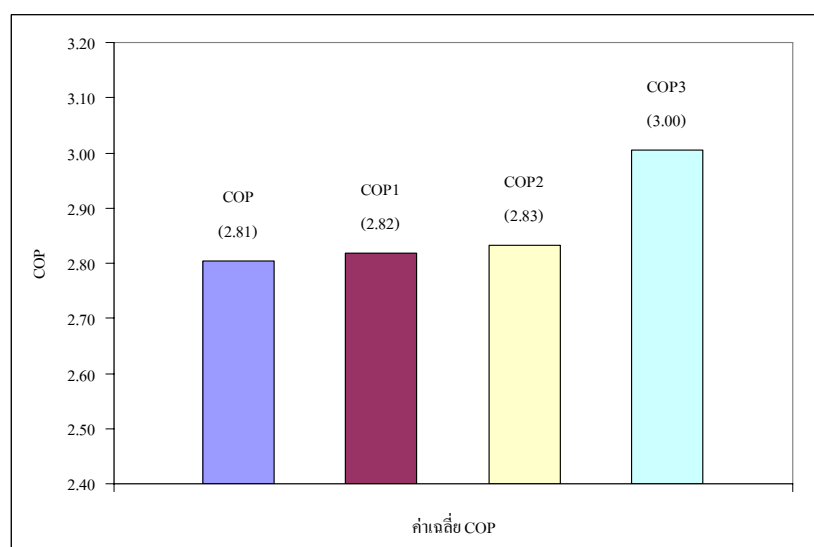
ภาพประกอบ 41 เปรียบเทียบ COP ช่วงกลางคืน

ภาพประกอบ 41 เป็นการเปรียบเทียบ COP ในช่วงกลางคืนของเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง (COP) เห็นว่าเส้นกราฟไม่สม่ำเสมอเนื่องจากไม่มีการควบคุมอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ และเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แถว (COP1) แบบ 2 แถว (COP2) และแบบ 3 แถว (COP3) พบว่าเครื่องปรับอากาศที่ปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แถว และแบบ 2 แถว ค่า COP มีค่าใกล้เคียงกันมากเส้นกราฟจึงอยู่ในระดับเดียวกัน เนื่องจากการลดของอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอนเดนเซอร์มีความแตกต่างกันน้อยมาก ทำให้มีผลในการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์น้อย ส่วนเครื่องปรับอากาศที่ปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 3 แถว มีค่า COP สูงสุด เพราะสามารถลดอุณหภูมิของอากาศทางเข้าคอนเดนเซอร์ได้ดีที่สุด



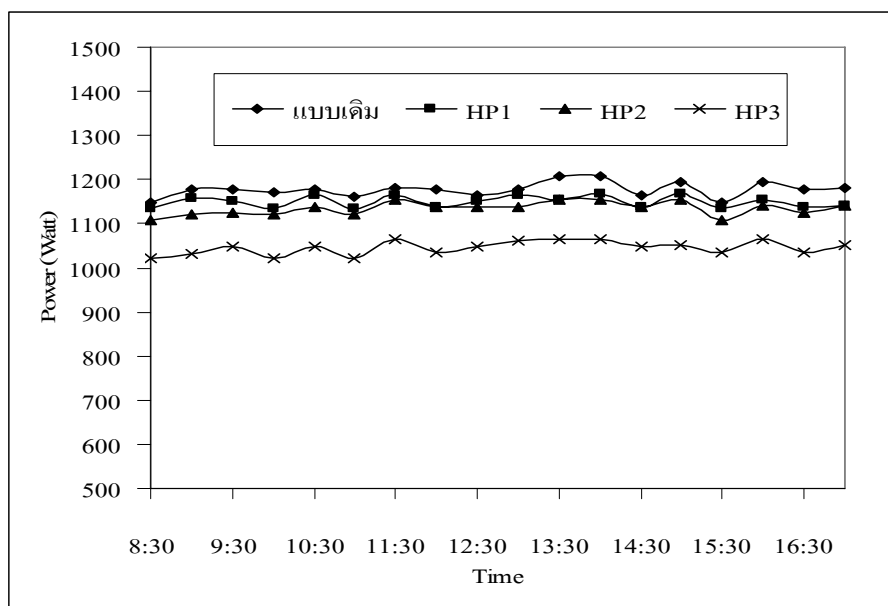
ภาพประกอบ 42 เปรียบเทียบ COP เฉลี่ยช่วงกลางวัน

ภาพประกอบ 42 เปรียบเทียบ COP เฉลี่ยช่วงกลางวัน ของเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง COP มีค่าเฉลี่ย 2.79 และเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แถว (COP1) แบบ 2 แถว (COP2) และแบบ 3 แถว (COP3) มีค่า COP เฉลี่ย 2.78, 2.79 และ 2.96 ตามลำดับ เห็นว่าเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุงและหลังการปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แถว และแบบ 2 แถว ค่า COP จะแตกต่างกันน้อยมาก ส่วนเครื่องปรับอากาศที่ปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 3 แถว มีค่า COP สูงสุด



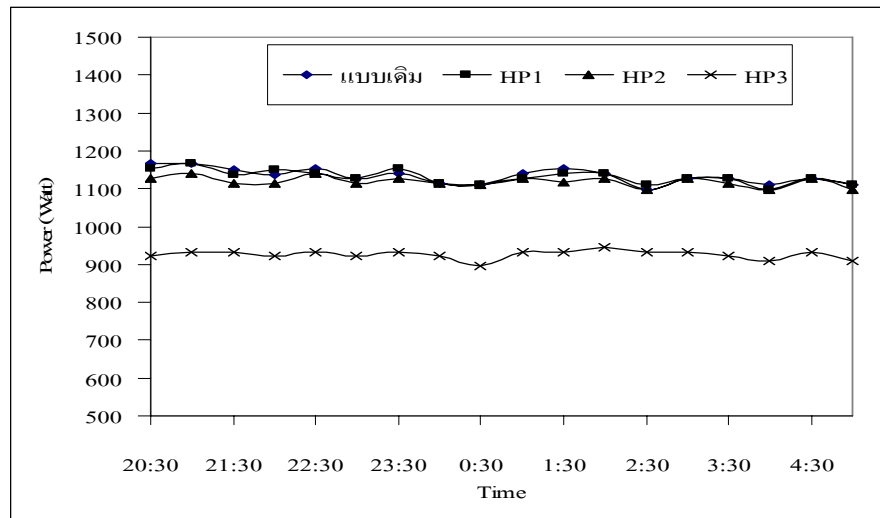
ภาพประกอบ 43 เปรียบเทียบ COP เฉลี่ยช่วงกลางคืน

ภาพประกอบ 43 เป็นการเปรียบเทียบ COP เฉลี่ยในช่วงกลางวันของเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง (COP) มีค่า COP เฉลี่ย 2.81 และเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แถว (COP1), 2 แถว (COP2) และ 3 แถว (COP3) มีค่า COP เฉลี่ย 2.82, 2.83 และ 3.00 ตามลำดับ ส่วนเครื่องปรับอากาศที่ปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 3 แถว มีค่า COP สูงสุด



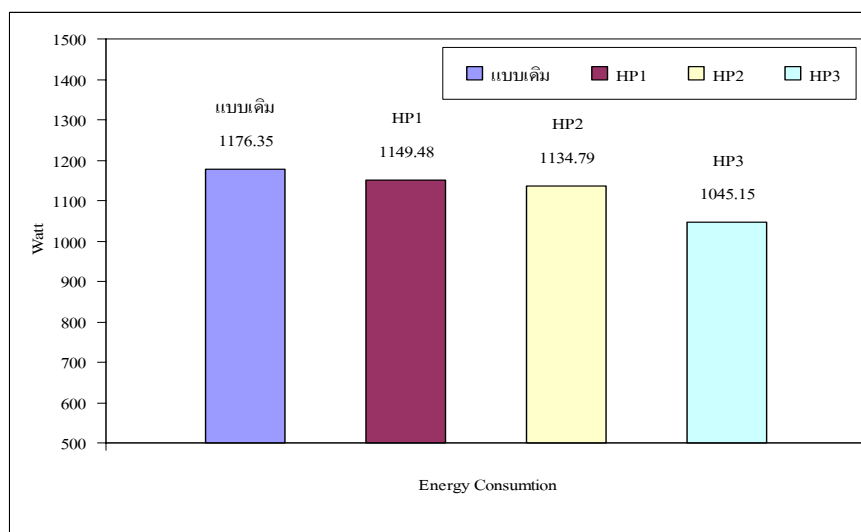
ภาพประกอบ 44 เปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าช่วงกลางวัน

ภาพประกอบ 44 เปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าช่วงกลางวันของเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง (แบบเดิม) และเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แถว (HP1) แบบ 2 แถว (HP2) และ แบบ 3 แถว (HP3) จะเห็นว่าเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุงมีการใช้พลังงานไฟฟ้าสูงสุด เนื่องจากคอมเพรสเซอร์ต้องทำงานหนัก เพราะความร้อนระบายออกจากคอนเดนเซอร์ได้น้อย และมีค่าใกล้เคียงกับเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แถว แบบ 2 แถว ส่วนเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 3 แถว มีการใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยสุด เพราะคอนเดนเซอร์มีการระบายความร้อนได้ดีกว่าเนื่องจากอากาศก่อนเข้าอุณหภูมิต่ำ



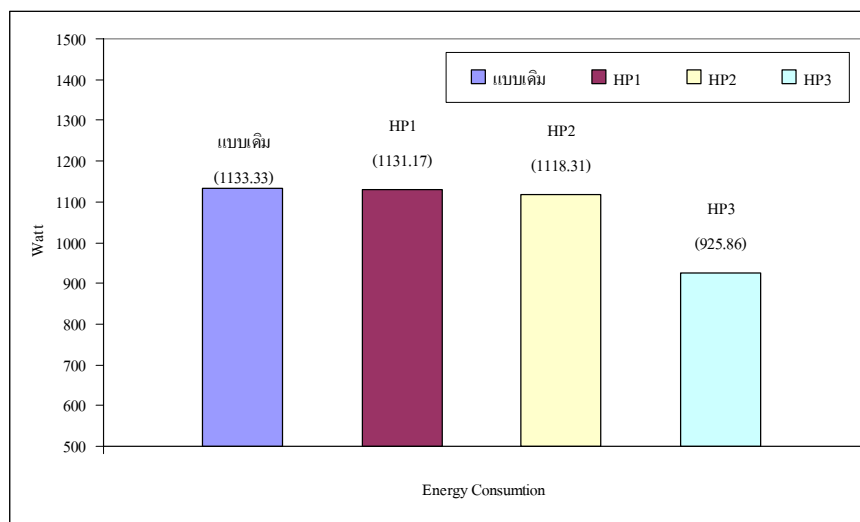
ภาพประกอบ 45 เปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าช่วงกลางคืน

ภาพประกอบ 45 เปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าช่วงกลางคืน จะเห็นว่าเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง (แบบเดิม) และเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แถว (HP1) และแบบ 2 แถว (HP2) มีการใช้พลังงานไฟฟ้าที่ใกล้เคียงกันมาก เนื่องจากในช่วงกลางคืนอากาศภายนอกมีอุณหภูมิต่ำเมื่อปรับปรุงติดตั้ง ท่อความร้อนแบบ 1 แถว และแบบ 2 แถว ทำให้อากาศก่อนเข้าคอนเดนเซอร์และอากาศภายนอกมีอุณหภูมิแตกต่างกันน้อย ทำให้การระบายความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ใกล้เคียงกับเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง จึงทำให้การใช้พลังงานลดลงน้อย



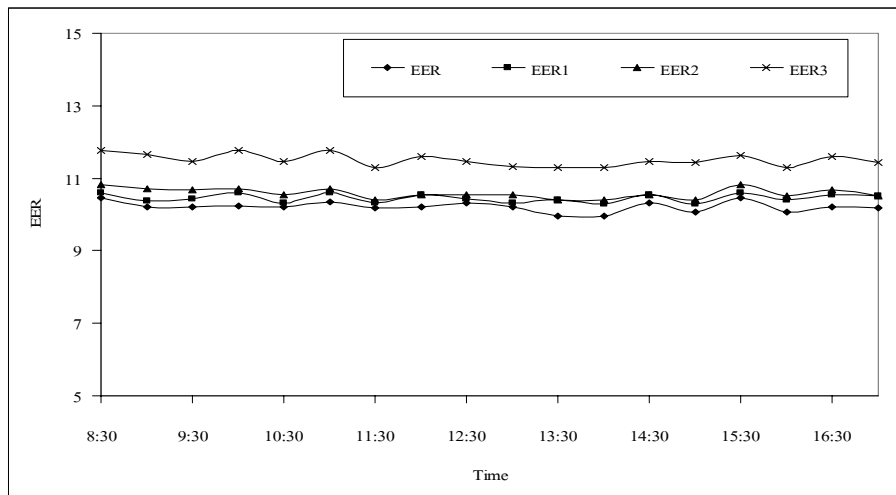
ภาพประกอบ 46 เปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าช่วงกลางวัน

ภาพประกอบ 46 เปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าช่วงกลางวัน ของเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง (แบบเดิม) มีค่าเฉลี่ย 1176.35 Watt และเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แถว (HP1) แบบ 2 แถว (HP2) และแบบ 3 แถว (HP3) มีการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 1149.48 Watt, 1134.79 Watt และ 1045.15 Watt ตามลำดับ



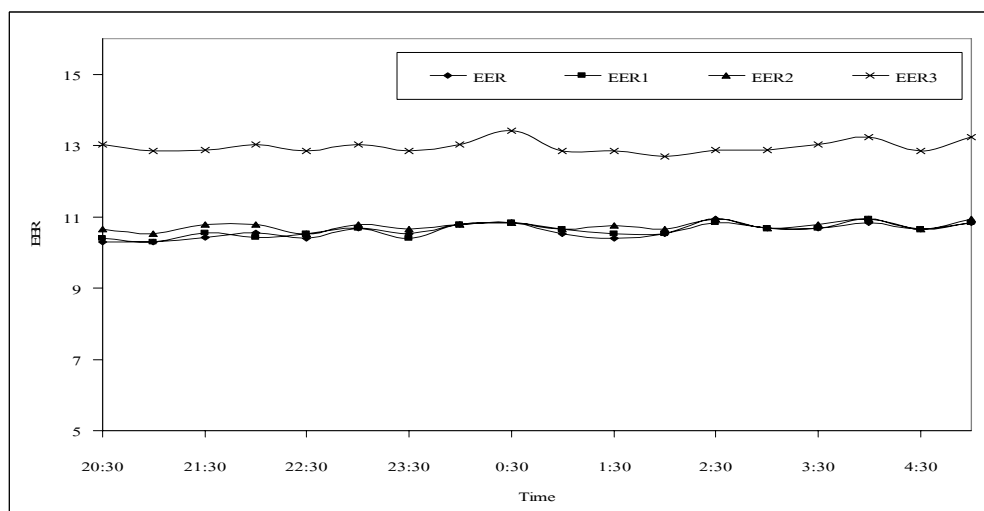
ภาพประกอบ 47 เปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าช่วงกลางคืน

ภาพประกอบ 47 เปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าช่วงกลางคืน ของเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง (แบบเดิม) มีค่าเฉลี่ย 1133.33 Watt และเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แถว (HP1) แบบ 2 แถว (HP2) และแบบ 3 แถว (HP3) มีการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 1131.17 Watt, 1118.31 Watt และ 925.86 Watt ตามลำดับ

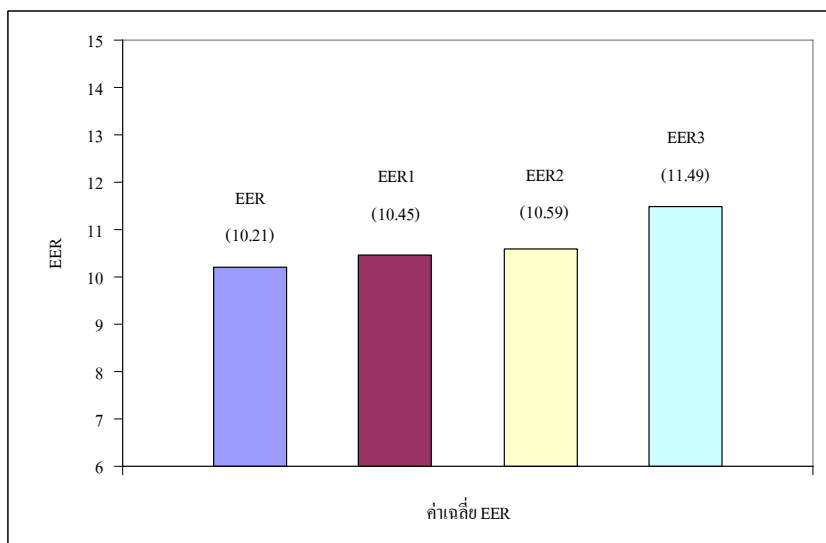


ภาพประกอบ 48 เปรียบเทียบ EER ช่วงกลางวัน

ภาพประกอบ 48 เปรียบเทียบ EER ช่วงกลางวันของเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง (EER) เห็นว่าเส้นกราฟไม่สม่ำเสมอเนื่องจากเครื่องปรับอากาศมีการทำงานไม่คงที่ และเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แกว (EER 1) แบบ 2 แกว (EER 2) EER มีค่าใกล้เคียงกันมากเส้นกราฟจึงอยู่ในระดับเดียวกัน เนื่องจากเครื่องปรับอากาศมีการใช้พลังงานไฟฟ้าในปริมาณที่ใกล้เคียงกัน เป็นผลมาจากการลดของอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอนเดนเซอร์มีความแตกต่างกันน้อยมาก ทำให้มีผลในการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์น้อย ส่วนเครื่องปรับอากาศที่ปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 3 แกว มีค่า EER สูงสุด เพราะสามารถลดอุณหภูมิของอากาศทางเข้าคอนเดนเซอร์ได้มากกว่าจึงทำให้มีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงมากกว่า

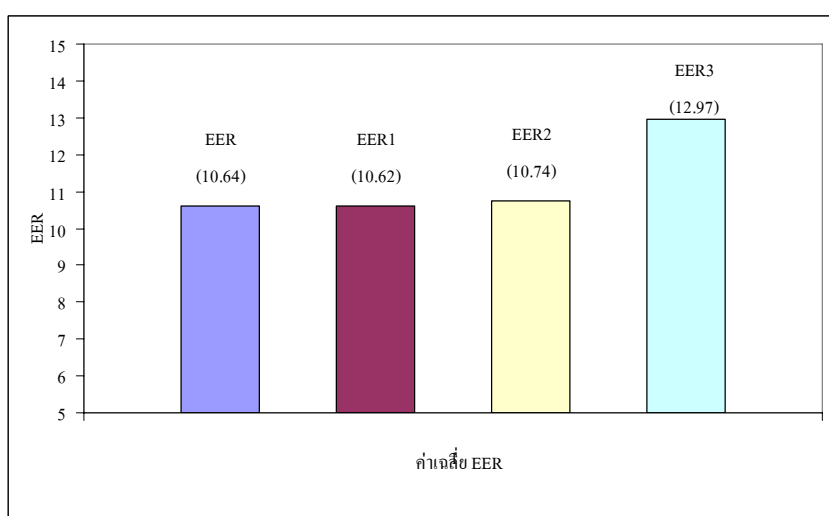


ภาพประกอบ 49 เปรียบเทียบ EER ช่วงกลางคืน



ภาพประกอบ 50 เปรียบเทียบ EER เฉลี่ยช่วงกลางวัน

ภาพประกอบ 50 เปรียบเทียบ EER เฉลี่ยช่วงกลางวัน ของเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง (EER) มีค่าเฉลี่ย 10.21 และเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แถว (EER 1)แบบ 2 แถว (EER 2) และแบบ 3 แถว (EER 3) มีค่า EER เฉลี่ย 10.45, 10.59 และ 11.49 ตามลำดับ เห็นว่าเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุงและหลังการปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 1 แถว และแบบ 2 แถว ค่า EER จะแตกต่างกันน้อยมาก ส่วนเครื่องปรับอากาศที่ปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 3 แถว มีค่า EER สูงสุด เพราะเครื่องปรับอากาศมีการใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยกว่า



ภาพประกอบ 51 เปรียบเทียบ EER เฉลี่ยช่วงกลางคืน

ภาพประกอบ 51 เปรียบเทียบ EER เฉลี่ยช่วงกลางคืน ของเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง (EER) มีค่าเฉลี่ย 10.64 และเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงติดตั้งที่อุณหภูมิแบบ 1 แกว (EER 1) แบบ 2 แกว (EER 2) และแบบ 3 แกว (EER 3) มีค่า EER เฉลี่ย 10.62, 10.74 และ 12.97 ตามลำดับ เห็นว่าเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุงและหลังการปรับปรุงติดตั้งที่อุณหภูมิแบบ 1 แกว และแบบ 2 แกว ค่า EER จะแตกต่างกันน้อยมาก ส่วนเครื่องปรับอากาศที่ปรับปรุงติดตั้งที่อุณหภูมิแบบ 3 แกว มีค่า EER สูงสุด เพราะเครื่องปรับอากาศมีการใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยกว่า

บทที่ 5

สรุปและข้อเสนอแนะ

สรุปผลการทดลอง

จากการศึกษาสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยใช้ท่อความร้อนในการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ ด้วยการปรับปรุงคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12000 BTU/hr โดยการตัดแปลงชุดแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยท่อความร้อน เพื่อลดอุณหภูมิอากาศก่อนไปตั้งความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ โดยท่อความร้อนที่ใช้ในการทดสอบเป็นวัสดุทำจากวัสดุท่อทองแดงบรรจุด้วยสารทำงานชนิด R134a ประกอบเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการทดสอบจำนวน 3 แบบ คือ แบบ 1 แถว 2 แถว และแบบ 3 แถว

ตาราง 1 เปรียบเทียบค่า COP Watt และ EER

		ก่อนการปรับปรุง		ติดตั้งท่อความร้อน 1แถว		ติดตั้งท่อความร้อน 2แถว		ติดตั้งท่อความร้อน 3แถว	
		กลางวัน	กลางคืน	กลางวัน	กลางคืน	กลางวัน	กลางคืน	กลางวัน	กลางคืน
COP	กลางวัน	2.79	2.80	2.78	2.80	2.79	2.81	2.96	2.98
	กลางคืน	2.81		2.82		2.83			
Watt	กลางวัน	1176.35	1154.84	1149.48	1140.33	1134.79	1126.55	1045.15	985.51
	กลางคืน	1133.33		1131.17		1118.31		925.86	
EER	กลางวัน	10.21	10.42	10.45	10.54	10.59	10.67	11.49	12.23
	กลางคืน	10.60		10.62		10.74		12.97	

ตาราง 2 เปรียบเทียบเปอร์เซ็นต์การเปลี่ยนแปลงของค่า COP Watt และ EER

		ก่อนการปรับปรุง		ติดตั้งท่อความร้อน 1 แถว (%)		ติดตั้งท่อความร้อน 2 แถว (%)		ติดตั้งท่อความร้อน 3 แถว (%)	
COP	กลางวัน	-	-	-0.36	0	0	0.36	6.09	6.43
	กลางคืน	-	-	0.36		0.71		6.76	
Watt	กลางวัน	-	-	2.28	1.26	3.53	2.45	11.15	14.66
	กลางคืน	-	-	0.19		1.33		18.31	
EER	กลางวัน	-	-	2.38	1.33	3.72	2.47	12.52	17.46
	กลางคืน	-	-	0.27		1.35		22.40	

ตาราง 3 แสดงผลตอบแทนจากการลงทุน

ลำดับที่	แบบท่อ ความร้อน	เงินลงทุน (บาท)	ผลตอบแทน (บาท/ปี)	มูลค่าปัจจุบัน สุทธิ (NPV)	อัตราผลตอบแทน ภายใน (IRR)	ระยะเวลาคืนทุน (ปี)
1	แบบ 1 แถว	2,710	216.17	-1370.96	0.0067(0.67%)	12.54
2	แบบ 2 แถว	4,420	342.11	-2300.84	0.0112 (1.12%)	12.92
3	แบบ 3 แถว	6,130	2521.6	9489.80	0.4044 (40.44%)	2.43

เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง พบว่าเครื่องปรับอากาศที่ปรับปรุงนี้ด้วยการใช้ท่อความร้อนแบบ 3 แถว มีประสิทธิภาพดีที่สุดในช่วงกลางวันมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยสูงกว่า 6.09 % มีการใช้กำลังไฟฟ้าลดลงเฉลี่ย 11.15 % และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเพิ่มขึ้น 12.52 % ส่วนในช่วงกลางคืนค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยสูงกว่า 6.76 % มีการใช้กำลังไฟฟ้าลดลงเฉลี่ย 18.31 % และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเพิ่มขึ้น 22.40 % เมื่อประเมินค่าในเชิงเศรษฐศาสตร์พบว่ามูลค่าเงินปัจจุบันสุทธิเท่ากับ 9489.80 บาท อัตราผลตอบแทนภายในเท่ากับ 40.44 % และมีระยะเวลาคืนทุนเท่ากับ 2.43 ปี นอกจากนี้ข้อได้เปรียบของเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงคือ สามารถลดอุณหภูมิของอากาศที่ปล่อยทิ้งออกจากคอนเดนเซอร์ทำให้เกิดผลกระทบต่อสภาพแวดล้อมน้อยลง เป็นแนวทางในการช่วยลดภาวะโลกร้อนได้อีกทาง

ข้อเสนอแนะ

การศึกษาการระบายความร้อนของระบบปรับอากาศโดยใช้ท่อความร้อน (Heat Pipe) นี้เป็นการศึกษาเชิงทดลองและนำผลที่ได้มาเปรียบเทียบกันด้วยการยึดถือตามวันที่มีอุณหภูมิสภาพแวดล้อมที่ใกล้เคียงกันมากที่สุด จึงมีข้อเสนอแนะดังนี้

1. ควรทำการทดลองกับเครื่องปรับอากาศพร้อมกันทุกกรณี เพื่อให้ได้ข้อมูลที่อยู่ในสภาวะเดียวกันทั้งหมด
2. เนื่องวัสดุที่ใช้ทำชุดท่อความร้อน มีราคาค่อนข้างแพง ถ้าสามารถหาวัสดุอย่างอื่นที่ทดแทนได้ก็สามารถลดต้นทุนได้
3. เนื่องจากต้องใช้ถังน้ำที่มีขนาดค่อนข้างใหญ่วางบนชุดคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศทำให้ต้องรับน้ำหนักมากจึงต้องออกแบบและวางชุดคอนเดนเซอร์ที่แข็งแรง
4. เนื่องจากท่อความร้อนที่มีจำนวนแฉกมาจะทำให้ลดอุณหภูมิของอากาศก่อนผ่านเข้าคอนเดนเซอร์ได้ดีแต่ทำให้ความเร็วในการไหลของอากาศของอากาศลดลงจึงควรพัฒนาออกแบบการจัดวางท่อความร้อนให้อากาศผ่านได้ดี

บรรณานุกรม

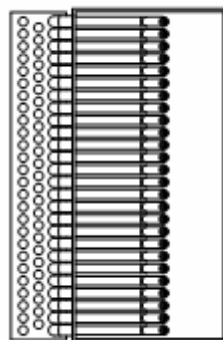
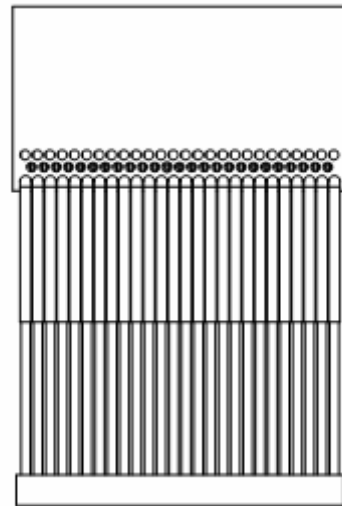
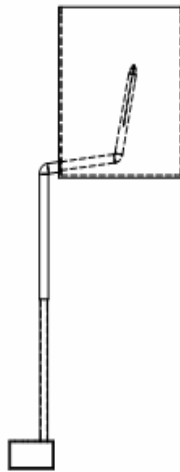
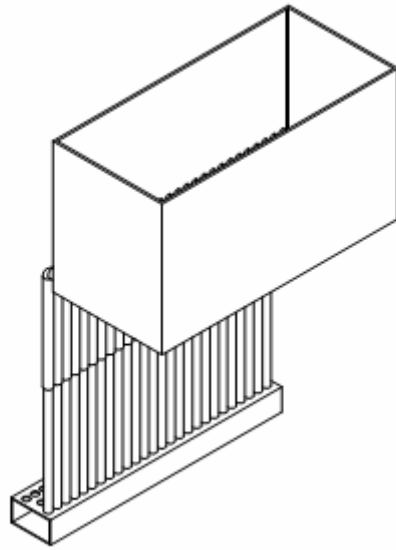
บรรณานุกรม

1. กรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน. *คู่มือการอนุรักษ์พลังงาน*. พิมพ์ครั้งที่ 2. กรุงเทพฯ: โรงพิมพ์มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์. 2538.
2. สันติ เกื้อกูลกิจการ. *การปรับปรุง EER ของเครื่องปรับอากาศชนิดติดผนังห้อง*. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: สถาบันเทคโนโลยีระยองเฉลิมเกล้าธนบุรี. ถ่ายเอกสาร. 2529.
3. กฤษ อยู่ดำรง; และคณะ. ผลของการเปลี่ยนแปลงจำนวนครีบบระบายความร้อนของคอยล์เย็นต่อสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน. *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 19*. ภูเก็ต. 2548.
4. จีรวรรณ เตียรธสุวรรณ; และคณะ. *การเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศเก่าแบบแยก ส่วน*. คณะพลังงานและวัสดุ. มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีระยองเฉลิมเกล้าธนบุรี. 2540.
5. J. Khedari; et al. Field study using the ground as a heat sink for the condensing unit of an air conditioner in thailand. *Energy*. 2001;V. 26. pp. 797-810.
6. วีระวุฒิ อรุณวรรณ. *การปรับปรุงการระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์โดยใช้การระเหยของน้ำ*. วิทยานิพนธ์ วท.ม. (สายวิชาเทคโนโลยีอุณหภาพ). มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีระยองเฉลิมเกล้าธนบุรี. ถ่ายเอกสาร. 2543.
7. สิทธิชัย บุญประเสริฐ. *การศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ ที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศ*. วิทยานิพนธ์วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). สถาบันเทคโนโลยีระยองเฉลิมเกล้าพระนครเหนือ. ถ่ายเอกสาร. 2532.
8. นิรุบล กาญจนางกูรพันธุ์; และตุลย์ มณีวัฒนา. *การศึกษาสมรรถนะของเครื่องอบแห้งชนิดใช้ฮีตปั๊มร่วมกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อน*. *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17*. ปราจันบุรี. 2546.
9. N. Srihajong; et al. *Thermosyphon as an energy saver in aeroponic system: A case of mathematical modeling*. Department of mechanical engineering, Faculty of engineering chaingmai university. 2547.
10. B. J. Huang; et al. Heat pipe enhanced solar-assisted heat pump water heater. *Solar Energy*. 2004;V. 78. pp. 375-381.
11. B. J. Huang; & C. P. Lee. Performance evaluation method of solar-assisted heat pump water heater. *Applied Thermal Engineering*. 2006;V. 27. pp. 568-575.

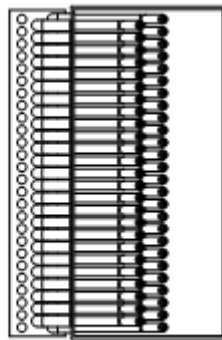
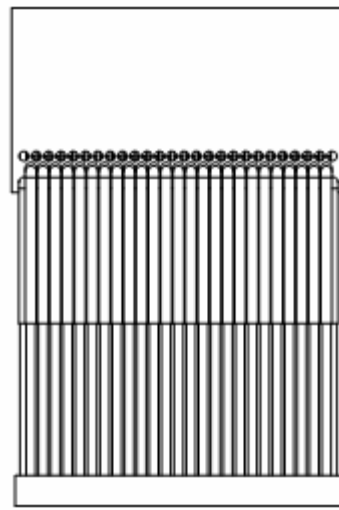
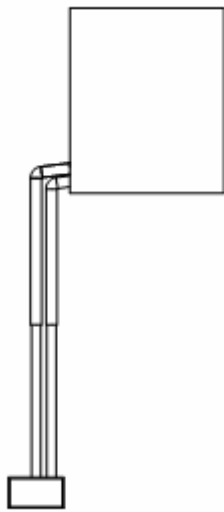
12. S. Lin; et al. Two-phase heat transfer to a refrigerant in a 1 mm diameter tube. *International Journal of Refrigeration*. 2000; V. 24. pp. 51-56.
13. S. Lin; et al. Numerical study of heat pipe application in heat recovery systems. *Applied Thermal Engineering*. 2005; .V. 25. pp. 127-133.
14. อติพงษ์ นันทพันธ์; และทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์. สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไฮฟอนดัดแปลงมาจากหม้อน้ำรถยนต์. *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 18*, ขอนแก่น. 2547.
15. F.P. Incropera; & D.P. Dewitt. *Introduction to Heat Transfer*. International Edition. London. John wiley & Sons, Inc. 1985.
16. M.N. Ozisik. *Basic Heat Transfer*. International Edition. Turkey: McGraw-Hill, Ltd; 1977.
17. J.R. Welty. *Engineering Heat Transfer*. International Edition. London: John Wiley & Sons, Inc. 1978.
18. Y. A. Cengel. *Heat Transfer A Practical Approach*. International Edition. North America. McGraw-Hill. 1998.
19. นักสิทธิ์ คุ้มพัฒนาชัย. *การถ่ายเทความร้อน*. ปรับปรุงและพิมพ์ครั้งที่ 3. กรุงเทพฯ: โครงการตำราเรียนสำนักพิมพ์พิสิทส์เซ็นเตอร์. 2533.

ภาคผนวก

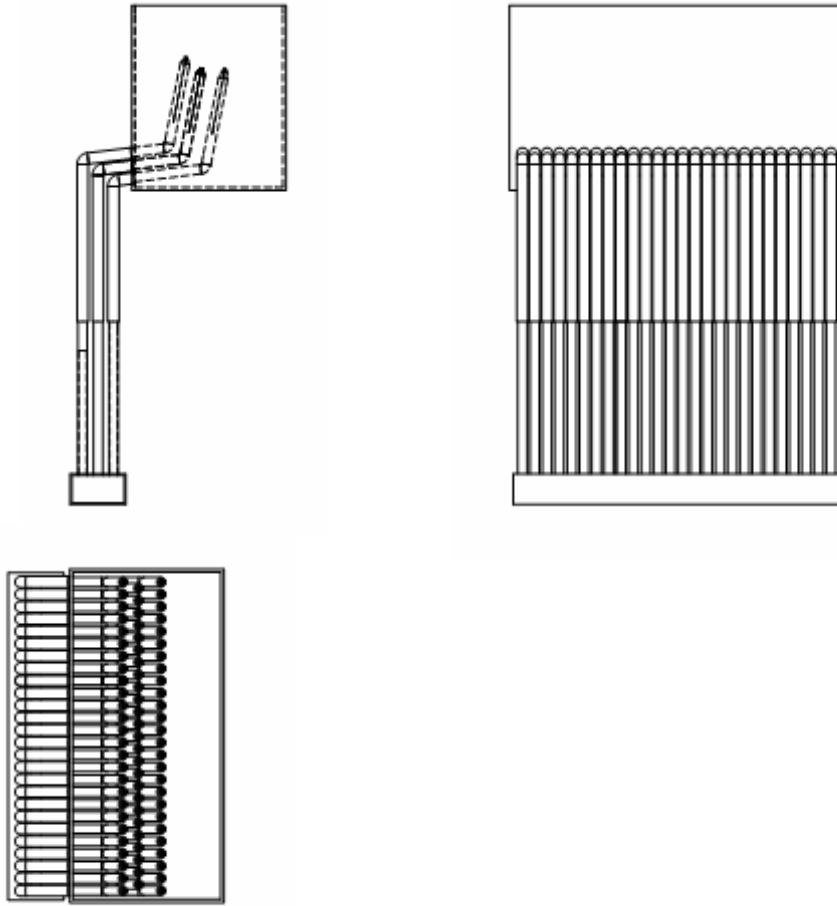
ภาคผนวก ก
แบบชุดที่อุณหภูมิร้อนและตารางรายการวัสดุ



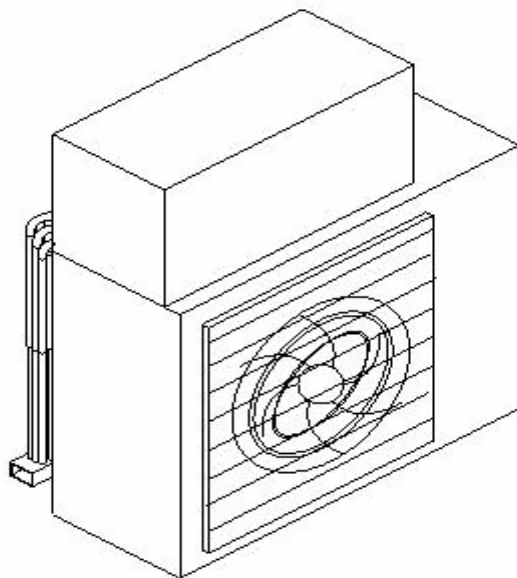
ภาพประกอบ 52 ชุดท่อความร้อนแบบ 1 แถว



ภาพประกอบ 53 ชุดท่อความร้อนแบบ 2 แถว



ภาพประกอบ 54 ชุดท่อความร้อนแบบ 3 แกว



ภาพประกอบ 55 ท่อความร้อนที่ติดตั้งกับชุดคอนเดินเซอร์

ตาราง 4 รายการวัสดุสำหรับท่อความร้อนแบบ 1 แถว

ลำดับที่	รายการ	หน่วย	จำนวน	ราคา/หน่วย	รวม
1	ท่อทองแดง 3/8"	เมตร	19	40	760
2	ศรवालว	ตัว	25	23	575
3	สารทำความเย็น R134a	กก	0.5	350	175
4	ถังน้ำ	ถัง	1	1,200	1200
รวมทั้งหมด					2,710

ตาราง 5 รายการวัสดุสำหรับท่อความร้อนแบบ 2 แถว

ลำดับที่	รายการ	หน่วย	จำนวน	ราคา/หน่วย	รวม
1	ท่อทองแดง 3/8"	เมตร	38	40	1520
2	ศรवालว	ตัว	50	23	1150
3	สารทำความเย็น R134a	กก	1	350	350
4	ถังน้ำ	ถัง	1	1400	1400
รวมทั้งหมด					4,420

ตาราง 6 รายการวัสดุสำหรับท่อความร้อนแบบ 3 แถว

ลำดับที่	รายการ	หน่วย	จำนวน	ราคา/หน่วย	รวม
1	ท่อทองแดง 3/8"	เมตร	57	40	2280
2	ศรवालว	ตัว	75	23	1725
3	สารทำความเย็น R134a	กก	1.5	350	525
4	ถังน้ำ	ถัง	1	1600	1600
รวมทั้งหมด					6,130

ภาคผนวก ข
ตัวอย่างการคำนวณ

ตัวอย่างการคำนวณ

จากการศึกษาสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยใช้ท่อความร้อน (Heat Pipe) ในการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ ด้วยการปรับปรุงคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12000 บีทียู/ชั่วโมง โดยการดัดแปลงชุดแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยท่อความร้อน (Heat Pipe) เพื่อลดอุณหภูมิอากาศก่อนไปตั้งความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ โดยท่อความร้อนที่ใช้ในการทดสอบเป็นวัสดุทำจากวัสดุท่อทองแดงบรรจุด้วยสารทำงานชนิด R134a ประกอบเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการทดสอบจำนวน 3 แบบ คือ แบบ 1 แถว 2 แถว และแบบ 3 แถว โดยนำข้อมูลที่ได้จากการตรวจสอบมาคำนวณเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) และ ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ของเครื่องปรับอากาศ พร้อมทั้งการคำนวณทางเศรษฐศาสตร์เพื่อนำมาวิเคราะห์การลงทุน โดยมีขั้นตอนและวิธีการคำนวณดังนี้

กรณีเครื่องปรับอากาศปรับปรุงติดตั้งท่อความร้อนแบบ 3 แถว (ช่วงกลางวัน)

ข.1 วิธีการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ

ตาราง 7 ตัวอย่างข้อมูลจากการตรวจวัดคุณสมบัติของสารทำความเย็น

ตำแหน่ง	ความดัน (kPa)	อุณหภูมิ (°C)
ทางเข้าคอมเพรสเซอร์	518.9	22.4
ทางออกคอมเพรสเซอร์	1632.4	100.1
ทางออกคอนเดนเซอร์	-	43.0

ค่าเอนทัลปีที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์ (h_1) จากสมการที่ (3.1) สามารถคำนวณหา ดังนี้

$$I_A = 443.24397 - 6.0866 \ln P_A + 0.70432 t_A - 0.00037 t_A^2$$

$$I_A = 443.24397 - 6.0866 \ln(518.9) + 0.70432(22.4) - 0.00037(22.4)^2$$

$$= 420.83 \text{ kJ/kg}$$

ค่าเอนทัลปีที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ (h_2) จากสมการที่ (3.2) สามารถคำนวณหาดังนี้

$$I_B = 435.68938 - 3.93376 \ln P_B + 0.68643 t_B + 0.00019 t_B^2$$

$$I_B = 435.68938 - 3.93376 \ln(1632.4) + 0.68643(100.1) + 0.00019(100.1)^2$$

$$= 477.19 \text{ kJ/kg}$$

ค่าเอนทัลปีที่ทางออกคอนเดนเซอร์ (h_3) จากสมการที่ (3.3) สามารถคำนวณหาดังนี้

$$I_C = 0.00003 t_C^3 - 0.0002 t_C^2 + 1.2195 t_C + 199.55$$

$$I_C = 0.00003 t_C^3 - 0.0002(43.0)^2 + 1.2195(43.0) + 199.55$$

$$= 253.94 \text{ kJ/kg}$$

เนื่องจากเอนทัลปีที่ทางออกคอนเดนเซอร์ (h_3) เท่ากับที่ทางเข้าคอนเดนเซอร์ (h_4) ดังนั้นสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะจากสมการที่ (2.5) ได้ดังนี้

$$COP = \frac{Q_E}{W_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$COP = \frac{420.83 - 253.94}{477.19 - 420.83}$$

$$= 2.97$$

ข.2 วิธีการคำนวณหากำลังไฟฟ้าที่ใช้ของเครื่องปรับอากาศ

ตาราง 8 ตัวอย่างข้อมูลจากการตรวจวัดทางไฟฟ้า

กระแสไฟฟ้าที่ใช้ I (Amp)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า V (Volt)	ค่า Power Factor
4.69	223	0.96

กำลังไฟฟ้าที่ใช้ของเครื่องปรับอากาศสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3.4) ได้ดังนี้

$$P = VI(\cos \phi)$$

$$P = 223(4.69)(0.96)$$

$$P = 1045.15 \text{ Watt}$$

ข.3 วิธีการคำนวณหาอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ

จากข้อ ข.1	ค่าเอนทัลปีที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์ (h_1)	= 420.83 kJ/kg
	ค่าเอนทัลปีที่ทางเข้าอีวาโปเรเตอร์ (h_4)	= 253.94 kJ/kg
และ	อัตราการไหลของสารทำความเย็น R-22 (m_r)	= 0.021 kg/s
จากข้อ ข.2	กำลังไฟฟ้าที่ใช้ของเครื่องปรับอากาศ (Q_p)	= 1045.15 W

สามารถคำนวณหาอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานจากสมการที่ (2.6) ได้ดังนี้

$$EER = \frac{Q_E}{Q_p} \times 3412$$

$$EER = \frac{0.021(420.83 - 253.94)}{1045.15} \times 3412$$

$$= 11.49 \frac{Btu/hr}{W}$$

ข.4 การวิเคราะห์ค่าทางเศรษฐศาสตร์

ในการคำนวณหาผลตอบแทนการลงทุนได้แก่ มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value; NPV) อัตราผลตอบแทนภายใน (Internal Rate of Return; IRR) และระยะเวลาคืนทุน โดยกำหนดให้จำนวนปีการใช้งานของเครื่องปรับอากาศเท่ากับ 12 ปี ทำงานวันละ 17 ชั่วโมง (ในช่วงกลางวันทำงาน 8.5 ชั่วโมง และช่วงกลางคืนทำงาน 8.5 ชั่วโมง) และให้ 1 ปีมี 365 วัน

ข.4.1 การคำนวณระยะเวลาคืนทุน

$$\begin{aligned} \text{รายได้/ปี} &= \text{ค่าค่าไฟฟ้าที่สามารถประหยัดได้ต่อปี} \\ &= (\text{กำลังไฟฟ้าที่ลดลง} \times \text{จำนวนชั่วโมงทำการ}) \times \text{อัตราค่าไฟฟ้า} \\ &= \{(0.131\text{kW} \times 8.5\text{ชั่วโมง/ช่วงกลางวัน}) + (0.207\text{kW} \times 8.5\text{ชั่วโมง/ช่วงกลางคืน})\} \\ &\quad \times (365\text{วัน/ปี}) \times 2.5 \text{ บาท/kW-hr} \\ &= 2621.61 \text{ บาท/ปี} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{รายจ่าย/ปี} &= \text{ค่าบำรุงรักษา/ปี} \\ &= 100 \text{ บาท/ปี}\end{aligned}$$

หมายเหตุ อัตราค่าไฟฟ้า = 2.5 บาท/kW-hr

$$\begin{aligned}\text{เงินลงทุน} &= \text{ค่าสร้างท่อความร้อนแบบ 3 แถว} \\ &= 6,130 \text{ บาท}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{กระแสเงินสดสุทธิ/ปี} &= \text{รายได้/ปี} - \text{รายจ่าย/ปี} \\ &= 2621.61 - 100 \text{ บาท/ปี}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{ระยะเวลาคืนทุน} &= \text{เงินลงทุน/กระแสเงินสดสุทธิต่อปี} \\ &= 6,130/2521.61 \\ &= 2.43 \text{ ปี}\end{aligned}$$

ข.4.2 การคำนวณหามูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV)

กำหนดให้อัตราส่วนลด (i) เท่ากับ 12 % จากสมการที่ (2.9) จะได้

$$NPV = \sum_{n=1}^N \frac{NCF_n}{(1+i)^n} - TIC$$

$$NPV = \sum_{n=1}^{12} \frac{2621.61 - 100}{(1+0.12)^n} - 6,130$$

$$= 9489.80 \text{ บาท}$$

ข.4.3 การคำนวณหาอัตราผลตอบแทนภายใน (IRR)

จากสมการ

$$NPV = \sum_{n=1}^N \frac{NCF_n}{(1+i)^n} - TIC$$

$$NPV = \sum_{n=1}^{12} \frac{2621.5 - 100}{(1+i^*)^n} - 6,130 = 0$$

จากการหาโดยวิธีลองผิดลองถูกจะได้ $I = IRR$

$$= 0.4044 \text{ หรือ } 40.44\%$$

อภิธานศัพท์

รายการสัญลักษณ์

สัญลักษณ์

σ	ค่าคงที่ของสตีฟานและโบลท์สมานน์มีค่าเท่ากับ 5.67×10^{-8} , W/m^2C^4
\dot{m}_r	อัตราการไหลของสารทำงาน, kg/s
A	พื้นที่ที่ตั้งฉากกับการถ่ายเทความร้อน, m^2
COP	สัมประสิทธิ์สมรรถนะ
$\cos \phi$	Power factor
dT	ความแตกต่างของอุณหภูมิ, $^{\circ}C$
dx	ความแตกต่างของความยาวในทิศทางแกน x, m
EER	อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, W/m^2C
h_1	เอนทัลปีจำเพาะของสารทำงานที่เข้าคอมเพรสเซอร์, kJ/kg
h_2	เอนทัลปีจำเพาะของสารทำงานที่เข้าคอนเดนเซอร์, kJ/kg
h_3	เอนทัลปีจำเพาะของสารทำงานที่ออกจากคอนเดนเซอร์, kJ/kg
h_4	เอนทัลปีจำเพาะของสารทำงานที่ออกจากเอ็กแพนชันวาล์ว, kJ/kg
I	กระแสไฟฟ้า, A
i	อัตราส่วนลด
IRR	อัตราผลตอบแทนภายใน
k	ค่าการนำความร้อน, $W/m^{\circ}C$
N	Economic Lift, ปี
NCF_n	กระแสเงินสดสุทธิในปีที่ n, บาท/ปี
NPV	มูลค่าปัจจุบันสุทธิ
P	กำลังไฟฟ้า, W
$Q_{cond.}$	อัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการนำ, W
$Q_{conv.}$	อัตราการพาความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ของของแข็งที่สัมผัสกับของไหล, W
Q_E	อัตราดึงความร้อนของอีวาโปเรเตอร์, kW
Q_p	พลังงานที่เข้าสู่ระบบ, W
R_n	ผลตอบแทนที่ได้รับ ณ ปีที่ n

รายการสัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์

T	อุณหภูมิของวัตถุ, °C
T _c	อุณหภูมิที่เย็นกว่าของของไหลหรือพื้นผิวของของแข็ง, °C
T _h	อุณหภูมิของของไหลหรือพื้นผิวของของแข็งที่ร้อนกว่า, °C
TIC	เงินลงทุนทั้งหมด, บาท
V	แรงดันไฟฟ้า, V
W _c	งานของคอมเพรสเซอร์, kW

ตัวกำกับล่าง

amb.	แวดล้อม
ci	ทางเข้าคอนเดนเซอร์
co	ทางออกคอนเดนเซอร์
ei	ทางเข้าอีวาपोเรเตอร์
eo	ทางออกอีวาपोเรเตอร์
hpi	ทางเข้าท่อความร้อน
hpo	ทางออกท่อความร้อน
r	ห้องทดลอง

ประวัติย่อผู้วิจัย

ประวัติย่อผู้วิจัย

ชื่อ ชื่อสกุล	นายรัฐศักดิ์ พรหมมาศ
วันเดือนปีเกิด	30 ตุลาคม 2514
สถานที่เกิด	สุราษฎร์ธานี
สถานที่อยู่ปัจจุบัน	115 หมู่ที่ 1 ต. ท่าเรือ อ. บ้านนาเดิม จ.สุราษฎร์ธานี 84240
ตำแหน่งหน้าที่การงานปัจจุบัน	อาจารย์ระดับ 6
สถานที่ทำงานปัจจุบัน	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลรัตนโกสินทร์ วิทยาเขตวังไกลกังวล ต.หนองแก อ.หัวหิน จ.ประจวบคีรีขันธ์

ประวัติการศึกษา

พ.ศ. 2530	มัธยมศึกษาตอนต้น จากโรงเรียนบ้านนาวิทยาคม
พ.ศ. 2533	ประกาศนียบัตรวิชาชีพ จากวิทยาลัยเทคนิคสุราษฎร์ธานี
พ.ศ. 2535	ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง จากสถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตภาคใต้ สงขลา
พ.ศ. 2537	อุดมศึกษา ครุศาสตรบัณฑิต (ค.บ. วิศวกรรมเครื่องกล) จากสถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตภาคใต้ สงขลา
พ.ศ. 2545	อุดมศึกษา วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วศ.บ. วิศวกรรมเครื่องกล) จากศูนย์กลางสถาบันเทคโนโลยีราชมงคล ปทุมธานี
พ.ศ. 2551	บัณฑิตศึกษา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วศ.ม. วิศวกรรมเครื่องกล) จากมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ