

การออกแบบระบบผลิตน้ำร้อนโดยใช้ความร้อนทิ้ง
จากระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน

ปริญญานิพนธ์
ของ
มนตรี เครือวงษา

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
มีนาคม 2550

การออกแบบระบบผลิตน้ำร้อนโดยใช้ความร้อนทิ้ง
จากระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน

บทคัดย่อ

ของ

มนตรี เครือวงษา

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

มีนาคม 2550

The Design of Hot Water System using Wasted Heat
From Split Type Air Conditioning as Heat Source

AN ABSTRACT
BY
MONTREE KRUEVONGSA

Presented in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Master of Engineering Degree in Mechanical Engineering
at Srinakharinwirot University
March 2007

การออกแบบระบบผลิตน้ำร้อนโดยใช้ความร้อนทิ้ง
จากระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน

ปริญญานิพนธ์
ของ
มนตรี เครือวงษา

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
มีนาคม 2550
ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

ปริญญานิพนธ์
เรื่อง

การออกแบบระบบผลิตน้ำร้อนโดยใช้ความร้อนทิ้งจากระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน
ของ
มนตรี เครือวงษา

ได้รับอนุมัติจากบัณฑิตวิทยาลัยให้นับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
ของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

..... คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. เพ็ญศิริ จีระเดชากุล)
วันที่ เดือน ..มีนาคม ..พ.ศ. 2550

คณะกรรมการควบคุมปริญญานิพนธ์

คณะกรรมการสอบปากเปล่า

.....ประธาน
(พันโท ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อโณทัย สุขแสง
พนมรุ้ง)

.....ประธาน
(รองศาสตราจารย์ วีระ จันทน์วัฒน์)

.....กรรมการ
(ดร. อุดมชัย จินะดิษฐ์)

.....กรรมการ
(พันโท ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อโณทัย สุขแสง
พนมรุ้ง)

.....กรรมการ
(ดร. อุดมชัย จินะดิษฐ์)

.....กรรมการ
(พันเอก สุภาโชค สัมปัตตะวนิช)

ประกาศคุณูปการ

ปริญญานิพนธ์ เรื่อง “การออกแบบระบบผลิตน้ำร้อนโดยใช้ความร้อนทิ้งจากระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน” สามารถดำเนินการไปด้วยความเรียบร้อย และประสบผลสำเร็จไปด้วยดีโดยได้รับการสนับสนุนจากหน่วยงานและบุคลากรดังนี้คือ

พ.ท.ผศ.ดร.อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาและ ดร.อุดมชัย จินะดิษฐ์ เป็นที่ปรึกษาร่วมที่ได้ช่วยเหลือให้คำแนะนำ ความคิดเห็น และข้อแก้ไขต่างๆในการวิจัยครั้งนี้จนสำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

ขอขอบคุณ คณาจารย์ในโครงการความร่วมมือหลักสูตรปริญญาโท มศว. และ รร.จปร. สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ที่ได้กรุณาอำนวยความสะดวกในการจัดหาสถานที่ เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบสำหรับการทำงานการวิจัยนี้มาโดยตลอด

นอกจากนี้ผู้วิจัยขอขอบคุณผู้ที่ให้ความช่วยเหลือทุกท่านซึ่งมิได้กล่าวนามไว้ ณ ที่นี้ในด้านต่างๆ อีกหลายด้านและสมาชิกทุกคนในครอบครัวที่ช่วยให้กำลังใจในการทำวิจัยครั้งนี้จนสำเร็จ

มนตรี เครือวงษา

สารบัญ

บทที่	หน้า
1 บทนำ.....	1
ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย.....	1
ขอบเขตของโครงการวิจัย.....	2
ขั้นตอนและวิธีดำเนินการวิจัย.....	2
ประโยชน์ของงานวิจัย.....	2
งบประมาณของโครงการวิจัย.....	3
2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
บทปริทัศน์วรรณกรรม.....	4
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน.....	8
วัฏจักรของการทำความเย็นแบบอัดไอ.....	10
แผนภูมิอุณหภูมิและเอนโทรปี	11
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	12
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม.....	16
แผ่นครีป.....	21
การประเมินคุณค่าของแหล่งความร้อนเหลือใช้.....	24
3 การออกแบบและวิธีดำเนินการ.....	26
ข้อมูลการออกแบบระบบปรับอากาศ.....	26
อุปกรณ์การทดสอบของระบบปรับอากาศ.....	27
การติดตั้งอุปกรณ์ระบบปรับอากาศร่วมกับระบบผลิตน้ำร้อน.....	28
รายละเอียดการทดสอบ.....	28
ขั้นตอนและวิธีการทดสอบ.....	29
4 ผลการวิจัย.....	38
การทดสอบระบบปรับอากาศที่ยังไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อน.....	39

สารบัญ (ต่อ)

บทที่

หน้า

4 (ต่อ)

การทดสอบโดยใช้เครื่องปรับอากาศทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบไว้ เมื่อน้ำเต็มถังและยังไม่มี การปรับอัตราการไหลของน้ำ.....	40
การทดสอบโดยใช้การปรับอัตราการไหลของน้ำที่เข้าและออกภายในถังโดยใช้อัตราการ ไหลของน้ำเป็น 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อวินาที	43

5 สรุปผลการวิจัย และข้อเสนอแนะ.....51

สรุปผล.....	52
ข้อเสนอแนะ.....	52

บรรณานุกรม.....53

ภาคผนวก 56

ประวัติย่อผู้วิจัย.....125

บัญชีตาราง

ตาราง

หน้า

1 ตารางงบประมาณของโครงการวิจัย.....	3
2 ตารางรายละเอียดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	28
3 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่ยังไม่มีติดตั้งเครื่องทำ น้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 21°C	88
4 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่ยังไม่มีติดตั้งเครื่องทำ น้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 22°C	89
5 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่ยังไม่มีติดตั้งเครื่องทำ น้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 23°C.....	90
6 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่ยังไม่มีติดตั้งเครื่องทำ น้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 24°C	91
7 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่ยังไม่มีติดตั้งเครื่องทำ น้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 25°C	92
8 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อน ที่อุณหภูมิห้อง 21°C น้ำเต็มถังและยังไม่มีการปรับอัตราการไหลของน้ำ	93
9 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำ ร้อนที่อุณหภูมิห้อง 22°C น้ำเต็มถังและยังไม่มีการปรับอัตราการไหลของน้ำ.	94
10 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำ ร้อนที่อุณหภูมิห้อง 23°C น้ำเต็มถังและยังไม่มีการปรับอัตราการไหลของน้ำ.....	95
11 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำ ร้อนที่อุณหภูมิห้อง 24°C น้ำเต็มถังและยังไม่มีการปรับอัตราการไหลของน้ำ	96
12 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำ ร้อนที่อุณหภูมิห้อง 25°C น้ำเต็มถังและยังไม่มีการปรับอัตราการไหลของน้ำ	97
13 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำ ร้อนที่อุณหภูมิห้อง 21°C ปรับอัตราการไหลของน้ำเข้า-ออก 2.5 ลิตรต่อวินาที.....	98
14 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำ ร้อนที่อุณหภูมิห้อง 22°C ปรับอัตราการไหลของน้ำเข้า-ออก 2.5 ลิตรต่อวินาที.....	99

บัญชีตาราง(ต่อ)

หน้า[illegible]

บัญชีตาราง(ต่อ)

ตาราง

หน้า

- 27 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 25°C มีการปรับอัตราการไหลของน้ำเข้า-ออก 7.5 ลิตรต่อนาที.....112
- 28 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 21°C มีการปรับอัตราการไหลของน้ำเข้า-ออก 10 ลิตรต่อนาที.....113
- 29 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 22°C มีการปรับอัตราการไหลของน้ำเข้า-ออก 10 ลิตรต่อนาที.....114
- 30 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 23°C มีการปรับอัตราการไหลของน้ำเข้า-ออก 10 ลิตรต่อนาที.....115
- 31 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 24°C มีการปรับอัตราการไหลของน้ำเข้า-ออก 10 ลิตรต่อนาที.....116
- 32 ตารางผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ที่มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 25°C มีการปรับอัตราการไหลของน้ำเข้า-ออก 10 ลิตรต่อนาที.....117

บัญชีภาพประกอบ

ภาพประกอบ

หน้า

1	แสดงโครงสร้างของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน.....	6
2	แสดงวงจรการทำงานของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ.....	8
3	แสดงแผนภูมิแสดงแผนภูมิอุณหภูมิและเอนโทรปี	9
4	แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่มีครีบบัฟเฟอร์เพิ่มพื้นที่ผิว.....	14
5	แสดงค่า F ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลในเซลล์ไหลผ่านเครื่องที่เกี่ยวข้องเพียงบางส่วนในท่อไหลผ่านเครื่อง 2, 4, 6, 8, 10, 12 กลับ.....	15
6	แสดงลักษณะการวางท่อในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	17
7	แสดงลักษณะการวางท่อในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นแบบรูปสี่เหลี่ยมและแบบสามเหลี่ยม	21
8	แสดงลักษณะของครีบบัฟเฟอร์แบบเรียบ.....	23
9	แสดงครีบบัฟเฟอร์ระบายความร้อนชนิดวงแหวนที่มีพื้นที่เท่ากับครีบบัฟเฟอร์ระบายความร้อนแบบแผ่นสี่เหลี่ยม	25
10	แสดงประสิทธิภาพของครีบบัฟเฟอร์ระบายความร้อนชนิดวงแหวน.....	25
11	แสดง Diagram ระบบปรับอากาศ ที่มีการติดตั้งระบบผลิตน้ำร้อน.....	32
12	แสดงชุดคอนเดนซิงของเครื่องปรับอากาศ YORK รุ่น HGEDA12FS-AAT ขนาด 12000 Btu/hr.....	33
13	แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นท่อทองแดงกลมแบบมีครีบบัฟเฟอร์เรียบ.....	34
14	แสดงถังน้ำสแตนเลสความจุ 100 ลิตรและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่บรรจุอยู่ภายใน.....	34
15	แสดง Thermocouple type K.....	34
16	การติดตั้งท่อน้ำเข้า - ออก ท่อสารทำความเย็นและถังน้ำสแตนเลสหุ้มด้วยฉนวนเพื่อป้องกันความร้อนที่สูญเสีย.....	35
17	แสดงเครื่องมือวัดความดันสารทำความเย็น (R-22) ของเครื่องปรับอากาศ.....	36
18	แสดงเครื่องมือวัดกระแสไฟฟ้า, แรงเคลื่อนไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์.....	35
19	แสดงเครื่องมือวัดอุณหภูมิ DIGICON ชนิด K.....	37
20	แสดงเครื่องมือวัดอัตราการไหลของน้ำ.....	37
21	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าและอุณหภูมิเมื่อไม่มีอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 21 °C.....	38

บัญชีภาพประกอบ(ต่อ)

ภาพประกอบ

หน้า

22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลากับอุณหภูมิห้อง 21 °C, 22 °C, 23 °C, 24 °C และ 25 °C เมื่อน้ำเต็มถึงและยังไม่ให้น้ำร้อน.....	40
23 กำลังไฟฟ้าและอุณหภูมิเมื่อมีอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 21 °C เมื่อยังไม่มีการให้น้ำร้อน.....	41
24 กำลังไฟฟ้าและอุณหภูมิเมื่อมีอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 25 °C เมื่อยังไม่มีการให้น้ำร้อน.....	42
25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลากับอัตราการไหลของน้ำที่อุณหภูมิห้อง 21 °C มีการปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อนาที เมื่อมีการให้น้ำร้อน.....	43
26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลากับอัตราการไหลของน้ำโดยมีการปรับอัตราการไหล และมีการให้น้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 22 °C.....	44
27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลากับอัตราการไหลของน้ำที่อุณหภูมิห้อง 23 °C มีการปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อนาที เมื่อมีการให้น้ำร้อน.....	45
28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลากับอัตราการไหลของน้ำ โดยมีการปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อนาทีที่อุณหภูมิห้อง 24 °C เมื่อมีการให้น้ำร้อน.....	46
29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลากับอัตราการไหลของน้ำ โดยมีการปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อนาทีที่อุณหภูมิ 25 °C เมื่อมีการให้น้ำร้อน.....	47
30 กำลังไฟฟ้าและอุณหภูมิเมื่อมีอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 21 °C มีการให้น้ำร้อนปรับอัตรา การไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อนาที.....	48
31 กำลังไฟฟ้าและอุณหภูมิที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 25 °C และมีการให้น้ำ ร้อนปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อนาที.....	49
32 เปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าและอุณหภูมิในถังเมื่อมีอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 21 °C และ 25 °C เมื่อมีการให้น้ำร้อนปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อนาที.....	50
33 แสดงแผนภูมิ T- s การทำงานจริงของระบบปรับอากาศ.....	56
34 แสดงการกระจายอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	57
35 ลักษณะการไหลของของไหลแบบ Cross flow ของ Zone 1.....	60
36 การไหลภายใน Shell and tube ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	62

บัญชีภาพประกอบ(ต่อ)

ภาพประกอบ

หน้า

37	ลักษณะการไหลของของไหลแบบ Cross flow ของ Zone 2.....	68
38	ลักษณะการไหลของของไหลแบบ Cross flow ของ Zone 3.....	72

สัญลักษณ์และคำย่อ

A	พื้นที่การถ่ายเทความร้อน (m^2)	
A_i	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ (m^2)	
A_o	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อ (m^2)	
COP	สมรรถนะในการทำความเย็น	-
C_p	ความร้อนจำเพาะของไอล (kJ/kg.K)	
$C_{p,g}$	ค่าความร้อนจำเพาะของก๊าซ (kJ/kg.K)	
$C_{p,w}$	ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ (kJ/kg.K)	
D_o	เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก (m)	
D_i	เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน (m)	
F	ค่าแฟคเตอร์แก้ไขเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	-
h	เอนทัลปี (kJ/kg)	
h_i	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายใน ($W/m^2.K$)	
h_o	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอก ($W/m^2.K$)	
k	ค่าของการนำความร้อน ($W/m.K$)	
L	ความยาว (m)	
$\dot{m}$	อัตราการไหล (kg/s)	
$\dot{m}_w$	อัตราการไหลของน้ำ (kg/s)	
$\dot{m}_c$	อัตราการไหลของของไหลเย็น (kg/s)	
$\dot{m}_g$	อัตราการไหลของก๊าซ (kg/s)	
Nu	ตัวเลขนัสเซิลท์	
Pr	ตัวเลขแพรนเดิล	
P_1	ความดันน้ำยาเข้าคอมเพรสเซอร์ (kPa)	
P_2	ความดันน้ำยาออกจากคอมเพรสเซอร์ (kPa)	
P_3	ความดันน้ำยาเข้าคอนเดนเซอร์ (kPa)	
P_4	ความดันน้ำยาออกจากคอนเดนเซอร์ (kPa)	
P_5	ความดันน้ำยาเข้าอีวาพอเรเตอร์ (kPa)	

สัญลักษณ์ และคำย่อ (ต่อ)

Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)
Q_g	อัตราการถ่ายเทความร้อนของก๊าซ (W)
Q_w	อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ (W)
$Q_{\text{heat sing}}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่นสู่บรรยากาศ (W)
$Q_{\text{economizer}}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่นป้อนให้กับอุปกรณ์ประหยัดพลังงาน (W)
Re	ตัวเลขเรย์โนลด์
R_{total}	ความต้านทานรวม ($\text{m}^2\text{K/W}$)
R_w	ความต้านทานผนัง ($\text{m}^2\text{K/W}$)
r_o	รัศมีท่อภายนอก (m)
r_i	รัศมีท่อภายใน (m)
T_1	อุณหภูมิน้ำยาเข้าคอมเพรสเซอร์ ($^{\circ}\text{C}$)
T_2	อุณหภูมิน้ำยาออกจากคอมเพรสเซอร์ ($^{\circ}\text{C}$)
T_3	อุณหภูมิน้ำยาเข้าคอนเดนเซอร์ ($^{\circ}\text{C}$)
T_4	อุณหภูมิน้ำยาออกจากคอนเดนเซอร์ ($^{\circ}\text{C}$)
T_5	อุณหภูมิน้ำยาเข้าอีวาพอเรเตอร์ ($^{\circ}\text{C}$)
T_6	อุณหภูมิน้ำป้อนเข้าถัง (น้ำเย็น) ($^{\circ}\text{C}$)
T_7	อุณหภูมิน้ำออกจากถัง (น้ำร้อน) ($^{\circ}\text{C}$)
T_8	อุณหภูมิน้ำในถัง ($^{\circ}\text{C}$)
ΔT	ค่าแตกต่างของอุณหภูมิ ($^{\circ}\text{C}$)
ΔT_{max}	ค่าแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของไหลขาเข้า ($^{\circ}\text{C}$)
ΔT_{lm}	ค่าแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{h,o}$	อุณหภูมิทางออกของของไหลร้อน ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{h,i}$	อุณหภูมิทางเข้าของของไหลร้อน ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{c,i}$	อุณหภูมิทางเข้าของของไหลเย็น ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{c,o}$	อุณหภูมิทางออกของของไหลเย็น ($^{\circ}\text{C}$)
T_b	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล ($^{\circ}\text{C}$)
T_f	อุณหภูมิฟิล์ม ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{w,\text{out}}$	อุณหภูมิทางออกของน้ำ ($^{\circ}\text{C}$)

สัญลักษณ์ และคำย่อ (ต่อ)

$T_{w,in}$	อุณหภูมิทางเข้าของน้ำ ($^{\circ}\text{C}$)
T_E	อุณหภูมิเฉลี่ยขณะใช้งานสภาวะคงตัวของเครื่องควบแน่น ($^{\circ}\text{C}$)
T_H	อุณหภูมิเฉลี่ยขณะใช้งานสภาวะคงตัวของน้ำร้อนในตัวประหยัดพลังงาน ($^{\circ}\text{C}$)
T_0	อุณหภูมิเฉลี่ยขณะใช้งานสภาวะคงตัวของอากาศภายนอก ($^{\circ}\text{C}$)
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
y	ความหนาของครีป (m)
ν	ความหนืดจลศาสตร์ (m^2/s)
ρ_l	ค่าความหนาแน่นของน้ำ (kg/m^3)
ρ_g	ค่าความหนาแน่นของสารทำความเย็น (kg/m^3)
$\eta_{\text{economizer}}$	ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ประหยัดพลังงาน
η_o	ประสิทธิภาพของครีป
μ_b	ค่าความหนืดที่อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล ($\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$)
μ_f	ค่าความหนืดที่อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำ ($\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$)
μ_w	ค่าความหนืดที่อุณหภูมิผนังของท่อ ($\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$)

มนตรี เครือวงษา (2550). การออกแบบระบบผลิตน้ำร้อนโดยใช้ความร้อนทิ้งจากระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน. ปริญญาานิพนธ์ วศ.ม.(วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ : บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ. คณะกรรมการควบคุม: พันโท ผศ. ดร. อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง, ดร.อุดมชัย จินะดิษฐ์.

ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ได้เสนอการออกแบบสร้าง และทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ผลิตน้ำร้อนโดยใช้ความร้อนทิ้งจากระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12000 Btu/hr เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาดกว้าง 150 มิลลิเมตร ยาว 160 มิลลิเมตร และสูง 500 มิลลิเมตร มีท่อทองแดงกลมผิวด้านในเรียบมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 9.5 มิลลิเมตร และมีครีบอลูมิเนียมแบบเรียบติดอยู่ทางด้านนอกท่อ บรรจุอยู่ในถังขนาด 100 ลิตร โดยมีน้ำไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบไหลตัดกัน

จากการทดสอบพบว่าความร้อนทิ้งที่ได้จากเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนนั้นสามารถทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้ออกแบบได้โดยระบบนี้สามารถทำน้ำร้อนได้สูงสุดที่อุณหภูมิ 53.5°C และเมื่อเปิดน้ำในถังที่อัตราการไหลต่างๆกันตั้งแต่ 2.5 ลิตรต่อนาทีถึง 10 ลิตรต่อนาที พบว่าอัตราการลดลงของอุณหภูมิในถังแปรผันตามอัตราการไหลของน้ำที่เพิ่มขึ้นแต่จะลดลงไม่เกิน 5°C ต่อการเปลี่ยนอัตราการไหลและปริมาณความร้อนสูญเสียเนื่องนี้ไม่เกิน 9.4% อัตราการสิ้นเปลืองของพลังงานไฟฟ้าที่ใช้กับระบบนั้นลดลงเฉลี่ยประมาณ 8.2% สมรรถนะของเครื่องประหยัดพลังงานมีค่า 42.9% จากการประหยัดพลังงานที่เกิดขึ้นโดยการระบายความร้อนด้วยน้ำของเครื่องปรับอากาศสามารถคืนทุนได้ในระยะเวลาประมาณ 3 ปี 5 เดือน

Montree Kruevongsa (2007). *The Design of Hot Water System using Waste Heat From Split Type Air Conditioning as Heat Source*. Master thesis, M.Eng (Mechanical Engineering). Bangkok: Graduate School, Srinakharinwirot University.
Advisor Committee: Lt.Col.Asst.Prof. Dr.Anotai Suksangpanomrung,
Dr. Udomchai Chinadit.

The aim of the study was to design and to test the performance of the heat exchanger operated by the heat waste from the air conditioning system. The selected air conditioning system for the study was the split- type 12000 Btu/hr cooling capacity. The designed heat exchanger's dimension was 150 x160 x 500 mm (w x l x h). The body of the heat exchanger was fabricated from copper tube of 9.5 mm diameter. The heat exchanger area was increased by fin aluminum. The body of the heat exchanger was immersed in the 100 liter storage tank using water as the cooling fluid. The heat transfer between the heat exchanger and water was operated by cross flow of water through the rectangular surface to the heat exchanger.

It was demonstrated from the experimental study that the designed system worked properly. The system was able to supply 100 liter hot water of 53.5°C. When the system was further experimented, it was found that it can steadily supply the hot water for an opened load from 2.5 liter per minute up to 10 liter per minute and the temperature of the storage water was about 5°C lower than the temperature at the starting. The heat loss of the system was 9.4%. The designed system demonstrated clearly that it can save the energy cost for hot water about 8.2%.In other words the system stored the wasted performance of economizer approximately 42.9% from the wastes heat of the air conditioning system.On the view point of the current electricity price the return of investment for such system is nearly 3.5 years.

บทที่ 1

บทนำ

ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เนื่องจากโลกที่เราอาศัยอยู่ในปัจจุบันนี้มีภาวะอากาศร้อนเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ ทำให้มนุษย์เราต้องใช้เครื่องปรับอากาศเป็นจำนวนมาก ซึ่งทำให้การใช้พลังงานไฟฟ้าเพิ่มมากขึ้นตามไปด้วย แต่มีพลังงานอย่างหนึ่งที่เหลือใช้หรือถูกระบายออกจากระบบปรับอากาศคือพลังงานความร้อน ที่ได้จากอุปกรณ์ระบายความร้อน (Condenser) ซึ่งเป็นความร้อนที่ระบายทิ้งโดยเปลา่ประโยชน์ ดังนั้นเพื่อเป็นการนำพลังงานความร้อนที่ทิ้งไปกลับมาใช้ใหม่จึงเป็นเหตุผลหนึ่งในการประหยัดพลังงาน

ในปัจจุบันโดยปกติทั่วไปพบว่า 50-70 % ของพลังงานที่ใช้ในบ้านพักอาศัยและอาคารพาณิชย์นั้น จะถูกใช้ไปในส่วนของระบบเครื่องปรับอากาศ ทั้งปริมาณในการใช้พลังงานในด้านนี้มีแนวโน้มสูงขึ้นทุกปี เครื่องปรับอากาศ ที่นิยมใช้กันเป็นส่วนมากจะเป็นแบบแยกส่วน (Split type) จากหลักการทำงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนนี้ สำหรับการคายความร้อนทิ้งออกสู่บรรยากาศภายนอกผ่านเครื่องควบแน่นของระบบความร้อนนี้ ถูกระบายทิ้งแบบเปลา่ประโยชน์และอีกทั้งเป็นการเพิ่มอุณหภูมิของบรรยากาศให้สูงขึ้น ดังนั้นจึงมีแนวความคิดที่จะนำความร้อนที่ระบายออกมาจากเครื่องปรับอากาศนี้มาใช้ทำประโยชน์ในด้านต่างๆ หนึ่งในแนวทางการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้คือการนำมาผลิตน้ำร้อนเพื่อใช้ในการอุปโภคในบ้านพักอาศัย หรือในสถานบริการขนาดเล็ก โดยใช้หลักการแลกเปลี่ยนความร้อนอย่างมีประสิทธิภาพซึ่งนอกจากจะได้ น้ำร้อนใช้แล้วยังเป็นการช่วยลดค่าใช้จ่ายจากการผลิตน้ำร้อน และจะเป็นการช่วยลดอุณหภูมิของบรรยากาศภายนอกรวมทั้งเป็นการช่วยยืดอายุการใช้งานของเครื่องปรับอากาศให้ยาวนานและคงทนอีกด้วย

วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย

1. ออกแบบและสร้างระบบผลิตน้ำร้อนที่ให้อุณหภูมิ น้ำร้อนประมาณ 50 °C สามารถนำไปใช้ในการคิดอัตราการใช้พลังงานสูงสุด 10 ลิตรต่อวินาทีโดยใช้ความร้อนทิ้งจากระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนเป็นแหล่งกำเนิด
2. ศึกษาแนวทางการนำความร้อนที่สูญเสียจากระบบปรับอากาศในลักษณะการทำงานแบบดึงความร้อนทิ้งมาใช้ประโยชน์ใหม่
3. ลดต้นทุนการผลิตน้ำร้อนเพื่อใช้ในบ้านพักอาศัยหรือธุรกิจการบริการขนาดเล็ก

ขอบเขตของโครงการวิจัย

1. ความร้อนทิ้งที่ศึกษาจากระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนมีขนาด 12,000 BTU/hr
2. การดึงความร้อนทิ้งจากระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลักษณะเป็นครีบนเรียบ (Fin and tube heat exchanger) ในการให้น้ำรับความร้อนจากสารทำความเย็น
3. การคำนวณคิดจากสถานะที่เป็นสภาวะคงที่ (Steady state)

ขั้นตอนและวิธีดำเนินการวิจัย

1. ทำการค้นคว้าและเก็บข้อมูลที่เกี่ยวข้อง
2. ทำการออกแบบระบบและสร้างชุดทดสอบ
3. ทำการทดสอบการทำงานของระบบและเก็บข้อมูลที่ได้จากการทดสอบ
4. วิเคราะห์ผลของการทดสอบของระบบ
5. ปรับปรุงแก้ไขข้อบกพร่อง
6. สรุปผลการทดสอบ

ประโยชน์ของงานวิจัย

1. ได้น้ำร้อนสำหรับการอุปโภคที่ใช้ภายในที่อยู่อาศัยและสถานธุรกิจขนาดเล็กโดยไม่ต้องใช้เครื่องทำน้ำร้อนให้สิ้นเปลืองค่าใช้จ่าย
2. ช่วยลดภาระความร้อนจากการทำงานของเครื่องปรับอากาศลง ทำให้การทำงานของระบบเครื่องปรับอากาศมีประสิทธิภาพในการทำความร้อนมากขึ้น
3. เป็นการประหยัดพลังงานและลดค่าใช้จ่าย
4. เป็นแนวทางการศึกษาการออกแบบระบบผลิตน้ำร้อนจากแหล่งความร้อนอื่นๆ

งบประมาณของโครงการวิจัย

ลำดับ	รายการ	จำนวนเงิน(บาท)
1	ค่าเอกสาร	3,000
2	ค่าวัสดุและอุปกรณ์เก็บข้อมูล	3,000
3	เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12,000 Btu/hr	17,500
4	ถังน้ำแสดนเลสหขนาดความจุ 100 ลิตร	3,500
5	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นครีบบแบบเรียบ	3,500
	รวมค่าใช้จ่าย	30,000

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

บทปริทัศน์วรรณกรรม (Literature Review)

กอบสิน ทวีสิน (2522:ไม่ปรากฏเลขหน้า) ทำการวิจัยและศึกษาเปรียบเทียบเครื่องทำน้ำร้อนด้วยแสงอาทิตย์ งานวิจัยนี้ได้ทำการสร้างระบบทำน้ำร้อน 3 ชุด มีแผงรับรังสีเป็นแผ่นราบแต่มีลักษณะท่อนมีรูปร่างต่างกัน มีพื้นที่รับรังสี 1.5 m^2 เท่ากันแล้วประกอบเป็นเครื่องทำน้ำร้อนด้วยแสงอาทิตย์เพื่อทดสอบสมรรถนะตัวรับรังสีทั้งหมดทำมุม 14 องศากับแนวนอนหันหน้าไปทางทิศใต้ ผลการทดลองปรากฏว่าตัวรับรังสีซึ่งท่อทางเดินมีหน้าตัดเป็นสี่เหลี่ยมผืนผ้าทำด้วยแผ่นทองแดงกับครีบทองแดงและท่อทองแดงกับครีบอลูมิเนียมซึ่งมีประสิทธิภาพต่ำสุด เมื่ออัตราการถ่ายน้ำไปใช้งานเพิ่มขึ้นประสิทธิภาพของระบบจะเพิ่มขึ้นด้วยและจะมีค่ามากที่สุดที่อัตราการถ่ายน้ำ 30 ลิตร/ชม. ถ้าให้อัตราการถ่ายน้ำสูงกว่นี้ประสิทธิภาพของระบบจะลดลงเมื่อนำระบบทำน้ำร้อนด้วยแสงอาทิตย์นั้นมาเปรียบเทียบกับหม้อต้มน้ำไฟฟ้าสำหรับปริมาณความร้อนที่นำมาใช้ประโยชน์เท่ากันระบบทำน้ำร้อนด้วยแสงอาทิตย์จะประหยัดกว่าและระบบทำน้ำร้อนด้วยแสงอาทิตย์ทั้งสามระบบจะมีค่าใช้จ่ายต่อปีและจำนวนปีที่ได้ทุนคืนใกล้เคียงกัน แต่ระบบที่เป็นท่อทองแดงกับครีบอลูมิเนียมให้น้ำหนักในการติดตั้งน้อยกว่าควรได้รับการพัฒนาให้ประสิทธิภาพสูงขึ้น

สิทธิชัย บุญประเสริฐ (2532:ไม่ปรากฏเลขหน้า) ทำการทดลองเพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทไหลข้ามชนิดกะทัดรัด 4 แบบ ซึ่งเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้กันทั่วไปในระบบเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก ผลการทดลองซึ่งได้มาจากการวัดในอุปกรณ์ทดลองที่สร้างขึ้นเพื่อจำลองสภาพที่ใกล้เคียงระบบทำความเย็นพบว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีครีบบรรเทาความร้อนเป็นร่อง และผิวภายในท่อทองแดงเป็นร่องถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุด โดยมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมอยู่ในช่วง $0.1516 \text{ kW/m}^2.\text{K} - 0.233 \text{ kW/m}^2.\text{K}$ ที่อัตราการไหลของสารทำความเย็น R-22 $119.99 \text{ kg/m}^2.\text{s} - 197.00 \text{ kg/m}^2.\text{s}$ มีอุณหภูมิแตกต่างกัน $5.5 - 8^\circ\text{C}$ สำหรับอีวาพอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมอยู่ในช่วง $0.325 \text{ kW/m}^2.\text{K}$ และ $0.461 \text{ kW/m}^2.\text{K}$ ที่อัตราการไหลของสารทำความเย็น R-22 $119.99 \text{ kg/m}^2.\text{s} - 164.76 \text{ kg/m}^2.\text{s}$ โดยมีอุณหภูมิแตกต่างกัน $9 - 10.5^\circ\text{C}$ ผลการทดสอบดังกล่าวสอดคล้องกันดีกับผลการคำนวณเชิงตัวเลข บนพื้นฐานการไหลแบบวงแหวน (Annular flow) และการควบแน่นในท่อเป็นแบบฟิล์ม (Filmwise condensation)

วันชัย แสงคำวงษ์ (2535:ไม่ปรากฏเลขหน้า) ศึกษาการใช้แผงรับแสงอาทิตย์ เพื่อทำน้ำอุ่นในเวลา กลางวัน และทำน้ำเย็นในเวลา กลางคืน โดยการสร้างแผงรับแสงอาทิตย์แบบแผ่นราบจำนวน 2 ชุด คือแผงรับแสงอาทิตย์ชุดหนึ่งทาสีเทาอีกชุดหนึ่งทาสีขาวที่มีส่วนผสมของ TiO_2 ประมาณ 15-20% ทั้งนี้เพื่อเป็นการเปรียบเทียบสีที่มีผลต่อการทำงานของทั้งสองระบบนั่นเอง แผงรับแสงอาทิตย์แต่ละ ชุดมีพื้นผิว 1.67 m^2 การทดลองทำในช่วงฤดูหนาว โดยการวางแผงรับแสงอาทิตย์ที่มุมเอียงต่างๆกัน คือ มุม 5 องศา 15 องศา และ 30 องศา กับแนวระนาบผิวโลกเพื่อทดลองหามุมเอียงที่เหมาะสมกับ การทำงานทั้ง 2 ระบบทำงานร่วมกัน ในการทดลองครั้งนี้ปรากฏว่าสามารถผลิตน้ำอุ่นในเวลา กลางวันที่มีความจุของถัง 70 ลิตรต่อวันได้อุณหภูมิของน้ำในระบบทำน้ำอุ่นถึง 75.9°C ของแผงรับ แสงอาทิตย์ที่ทำด้วยสีดำวัดพลังงานการแผ่รังสีของดวงอาทิตย์ที่ตกกระทบบนผิวโลกในช่วงการ ทดลองมีค่าอยู่ระหว่าง $12\text{-}24 \text{ MJ/m}^2 \text{ day}$ อุณหภูมิน้ำอุ่นที่ผลิตได้นี้เหมาะแก่การใช้ในการอบพืชผล ทางเกษตร ใช้อบ ชักล้างภาชนะ สำหรับตามบ้าน โรงแรมห้องอาหาร โรงพยาบาล ฯลฯ ในเวลา กลางคืนอุปกรณ์ทั้งสองชุดสามารถทำน้ำเย็นได้อุณหภูมิต่ำสุดมีค่าที่ใกล้เคียงกันคือ $11.2\text{-}11.3^\circ\text{C}$ ต่ำ กว่าอุณหภูมิของอากาศประมาณ $2\text{-}6^\circ\text{C}$ ต่อปริมาณความจุของน้ำในถัง 50 ลิตรต่อวันซึ่งเหมาะที่จะใช้ ในการทำน้ำดื่มการปรับอากาศในอาคารห้องเย็นหรือตู้เย็นสำหรับเก็บพืชผลทางเกษตร

ชวลิต แซ่ฮ้อ (2542:ไม่ปรากฏเลขหน้า) ศึกษาและทำการวิจัยการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น เพื่อสร้างและทำการพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์โดยการ กำหนดตัวแปรควบคุมต่างๆและคุณสมบัติของวัสดุคอมพิวเตอร์จะทำการประมวลผลและแสดงผล ลัพท์ต่างๆ ได้แกขนาดของแผ่นและมุมก้างปลาที่มีค่าอยู่ระหว่าง 25 – 65 องศาภายใต้สภาวะการไหล แบบเทียวนอกจากนี้โปรแกรมยังสามารถคำนวณหาความดันลดในแผ่นเพลท จากผลลัพธ์ ดังกล่าวสามารถประหยัดพลังงานลงได้โดยการลดความดันลง และมีการเพิ่มขนาดของมุมก้างปลา ผลที่ได้จากการทดลองรันโปรแกรมเมื่อใช้ข้อมูลต่าง ๆ นั้น สามารถวิเคราะห์ได้ว่าถ้าให้ตัวแปรต่างๆ เช่น อัตราการไหล พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน อุณหภูมิ มีค่าคงที่ และให้ค่าของมุมก้างปลา มีการ เปลี่ยนแปลง จะมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงมีผลต่อความดันลดและมีอัตราของการถ่ายเทความร้อน ใน การคำนวณเลือกค่าแฟคเตอร์ความปลอดภัยของเพลทมีค่าเท่ากับ 1 ดังนั้นค่าเหมาะสมของมุม ก้างปลาอยู่ระหว่างมุม 45 - 55 องศาทำให้ความดันลดด้านร้อนมีค่าอยู่ระหว่าง 170 - 250 kPa เมื่อนำเอาค่าต่างๆที่ได้จากการคำนวณมาเปรียบเทียบกับข้อมูลจริงจะพบว่าค่าที่ได้จากการคำนวณและ ค่าที่ได้จากข้อมูลจริงของโรงงานอุตสาหกรรมมีค่าใกล้เคียงกันมาก

สมชาย มณีวรรณ (2543:ไม่ปรากฏเลขหน้า) ศึกษาวิจัยความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของการ ทำน้ำร้อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ร่วมกับความร้อนทิ้ง จากระบบปรับอากาศแบบเทอร์โมอิเล็กทริก ใช้ตัวรับรังสีอาทิตย์ทำหน้าที่เป็นถังความร้อนขนาด 120 ลิตร มีแผ่นเทอร์โมอิเล็กทริกจำนวน 30 ชิ้น

มีขนาด $40 \times 40 \text{ mm}^2$ ห้องติดตั้งเครื่องปรับอากาศใช้เทอร์โมอิเล็กทริกขนาด 2.5 m^3 และทำการศึกษาโดยการเปลี่ยนแรงดันไฟฟ้าที่ป้อนให้เทอร์โมอิเล็กทริก 50, 100 และ 150 VDC อัตราการไหลของน้ำ 10, 15 L/min และความเร็วลม 2.5, 5 m/s ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และระบบนี้สามารถทำน้ำให้ร้อนได้สูงสุดที่อุณหภูมิ 50°C ในเวลา 2 ชม.สมรรถนะการทำความร้อน (Coefficient Of Performance, COP) ระบบผสมผสานสูงสุดที่ 3.12 ให้มีแรงดันไฟฟ้าป้อนให้เทอร์โมอิเล็กทริกเท่ากับ 100 VDC อัตราการไหลของน้ำ 15 L/min และความเร็วลม 2.5 m/s ผลการวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์แสดงให้เห็นว่าหากใช้งาน 12 ชม.ต่อวัน อัตราค่าไฟฟ้า 2.5 บาทต่อหน่วยจะมีระยะที่คืนทุน 1.96 ปี

เจนจิรา เปี่ยมดี (2545:ไม่ปรากฏเลขหน้า) วิจัยทำการออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในขบวนการอบแห้งขนม โดยใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดที่หาง่ายตามท้องตลาด และมีราคาถูกเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอันเป็นการใช้งานกลับทิศทางโดยนำความร้อนทิ้งมาใช้ใหม่ จากกระบวนการผลิตที่อยู่ในรูปของก๊าซร้อนที่อุณหภูมิประมาณ $120 - 140^\circ\text{C}$ ที่ลอยตัวขึ้นอย่างธรรมชาติจากการเผาไหม้ของก๊าซหุงต้มในกระบวนการย่างขนมของ บริษัทไทย-นิจิ อินดัสทรีจำกัด จังหวัดลำพูน โดยความร้อนถูกนำมาให้น้ำป้อนที่ถูกส่งไปยังหม้อไอน้ำที่อัตราการไหลประมาณ 21 ลิตรต่อนาที ผลจากการทดสอบพบว่าที่น้ำป้อนเข้าอุณหภูมิ 30°C อัตราการไหลประมาณ 21 ลิตรต่อนาที ไหลผ่านคอนเดนเซอร์รถยนต์ขนาด $0.356 \text{ m} \times 0.584 \text{ m}$ ที่ต่อขนานกัน 8 ชุด แต่ละชุดต่อแบบอนุกรมชุดละ 6 ตัว ได้น้ำร้อนที่ออกจากระบบมีอุณหภูมิเฉลี่ย 81°C และค่าใช้จ่ายในการสร้างระบบมีค่าต่ำโดยสามารถคืนทุนภายในระยะเวลา 1.24 ปี นอกจากนี้พบว่าเมื่อนำค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ได้จากการทดสอบเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการคำนวณจากสมการที่กำหนดให้อากาศไหลแบบบังคับ เพื่อระบายความร้อนมีค่าต่ำกว่า 65% แต่มีค่าสูงกว่า 54% เทียบกับค่าที่ได้จากการคำนวณ จากสมการที่กำหนดให้ก๊าซร้อนไหลแบบธรรมชาติผ่านช่องทางในแนวดิ่งสำหรับแผ่นเรียบที่มีอุณหภูมิคงที่ และทั้งนี้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์รถยนต์ที่ใช้ในระบบมีค่าประมาณ $1.32 \text{ kW} / \text{K}$ และ 0.55 ตามลำดับ ในช่วงอัตราการไหลของน้ำร้อน 12 – 24 ลิตรต่อนาที

เซนต์ กลาดีม และ บาร์เนส ฮอเรนด (Seine Gradum & Barnes Horrent 1992: abstract) ได้ศึกษาและวิจัยระบบการทำความร้อนแบบดูดกลืนแบบไฮบริดจ์ที่ใช้ในโรงงานอุตสาหกรรม จากการวิจัยพบว่าระบบการทำความร้อนแบบไฮบริดจ์สามารถที่จะทำอุณหภูมิจากระดับ 50°C (ซึ่งเป็นความร้อนสูญเสียที่เกิดขึ้นโดยปกติภายในโรงงานอุตสาหกรรม) ไปเป็นอุณหภูมิ $110-115^\circ\text{C}$ โดยที่สมรรถนะการทำความร้อนของสารนั้นมีค่ามากกว่า 3.5 จึงเป็นจุดที่นำไปใช้ได้ซึ่งระบบนี้มีการนำไปใช้กันมากในโรงงานอุตสาหกรรมในประเทศนอร์เวย์

แมดเนกต์ และ จาฮับ (Madnaik & Jadhav 1996 :abstract) ได้ทำการศึกษาอุตสาหกรรมน้ำตาลในอินเดียซึ่งเป็นอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ พบว่าในกระบวนการผลิตมีศักยภาพของการใช้พลังงานจากแหล่งความร้อนประมาณ 5,759 kJ ต่อน้ำตาล 1 kg ซึ่งจากการศึกษานำก๊าซที่มีอุณหภูมิ 210°C กลับมาใช้ประโยชน์ได้ทำให้ลดราคาต้นทุนในการผลิตลงได้ โดยจากการศึกษาพบว่า การนำความร้อนทิ้งมาไว้ในระบบจะประสบผลสำเร็จได้ดีมี 3 วิธีคือ ใช้ในการให้ความร้อนในการแยกน้ำออกจากวัตถุดิบ(ผลิตภัณฑ์)ใช้ในการอบแห้งเชื้อเพลิงขาน้อยก่อนการสันดาป และให้ความร้อนแก่น้ำเชื่อมในการผลิตน้ำตาลทราย โดยการใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 3 เครื่อง จากกระบวนการดังกล่าวพบว่าสามารถลดราคาพลังงานที่ใช้ในกระบวนการผลิตได้ 10% ถือได้ว่าเป็นการปรับปรุงประสิทธิภาพการผลิตด้วย

อัลคาร์มีส เอล ออลด์ (Alkhamis et al. 1998: abstract) ศึกษาถึงศักยภาพของแหล่งการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ ที่มหาวิทยาลัยมุทาร์ ประเทศจอร์แดน พบว่าเตาที่ใช้ปรุงอาหารที่ใช้ดีเซลเป็นเชื้อเพลิงในห้องครัวของสโมสรนักศึกษาเป็นแหล่งนำความร้อนทิ้งที่มีอุณหภูมิเฉลี่ย 114°C กลับมาใช้ใหม่ได้เป็นอย่างดีโดยได้ออกแบบและติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบคอยล์โดยใช้คอยล์ทองแดงเป็นวัสดุในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อวิเคราะห์ถึงประโยชน์ของความร้อนสัมผัส (Sensible heat) ที่อยู่ในก๊าซไอเสียจากเตาในห้องครัวเพื่อใช้ในการทำน้ำอุ่นเพื่อล้างภาชนะที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่ 50°C จากการศึกษานี้แสดงให้เห็นว่าสามารถนำความร้อนทิ้งจากเตาดังกล่าวมาใช้ประโยชน์ได้มากกว่า 60%

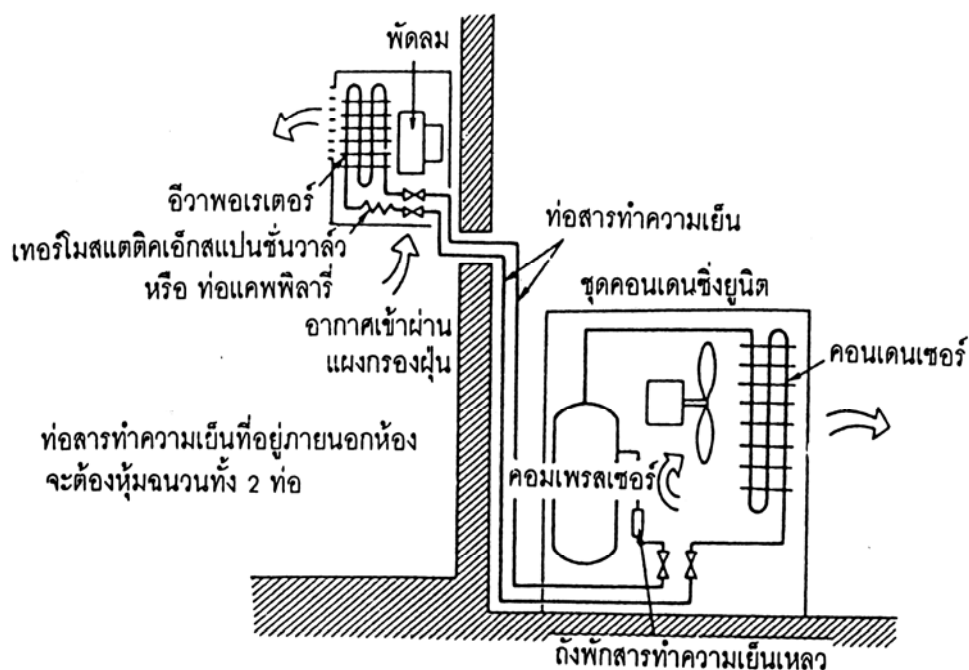
โจเซฟ เอ็ม ไนเยอร์ และ อาร์พิด เจ ไนเยอร์ (Jozsef M. Nyers & Arpad J. Nyers 2003: abstract) ศึกษาและออกแบบระบบทำความร้อนจากความร้อนทิ้งจากเครื่องซักผ้าในโรงงานอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ร่วมกับปั๊มความร้อนที่ประเทศเซอร์เบีย พบว่าสามารถเพิ่มความร้อนของน้ำได้จาก 14°C - 55°C อย่างไรก็ดีตามพบว่าระบบนี้มีราคาต่อหน่วยสูง

จากผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้องดังกล่าวที่ผ่านมา นั้นพอสรุปได้ว่า การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่สามารถนำมาประยุกต์ใช้ประโยชน์ได้หลายรูปแบบเช่น งานวิจัยของ สิทธิชัย บุญประเสริฐ เชนจิรา เปี่ยมดี โจเซฟ เอ็ม ไนเยอร์ และ อาร์พิด เจ ไนเยอร์ เป็นที่น่าสนใจ เนื่องจากสามารถนำไปใช้งานจริงได้ และเมื่อพิจารณาถึงข้อดีข้อเสียของผลงานวิจัยดังกล่าวแล้ว ในงานวิจัยนี้จึงได้เลือกใช้อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นการประยุกต์ โดยเป็นการใช้ในแบบลักษณะของรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีพื้นที่หน้าตัดขนาดกว้าง 150 มิลลิเมตร ยาว 160 มิลลิเมตร และสูง 500 มิลลิเมตร และมีท่อทองแดงกลมผิวในเรียบมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก 9.5 มิลลิเมตร มีครีกระบายความร้อนแบบเรียบติดอยู่ด้านนอกของท่อ เนื่องจากการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดี ดังปรากฏในผลงานวิจัยของ สิทธิชัย บุญ

ประเสริฐ แต่ในงานวิจัยนี้จะเป็นการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้ออกแบบและสร้างขึ้นนี้ จะเป็นการถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเพื่อนำมาผลิตเป็นน้ำร้อน ซึ่งมีราคาไม่แพง รวมทั้งอุปกรณ์ต่างๆสามารถหาได้ง่าย

เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน (Split type air condition)

ในปัจจุบันระบบการทำความเย็นที่ใช้กับระบบปรับอากาศเป็นระบบทำความเย็นแบบอัดไอ การทำงานของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ คือการให้สารทำความเย็น (สารตัวกลางที่รับและถ่ายเทความร้อน) นั้นกลายเป็นไอเพื่อดูดซึมความร้อนเข้าสู่ตัวมันเอง ในขณะที่มีความดันและอุณหภูมิต่ำ จากนั้นจะใช้คอมเพรสเซอร์อัดไ้ไปกลั่นตัวเป็นของเหลวอีกครั้งในคอนเดนเซอร์ ขณะที่มีความดันและอุณหภูมิสูง โดยการคายความร้อนเพื่อกลับมารับความร้อนให้ครบวัฏจักรการทำงานของระบบ การทำความเย็นโดยระบบแบบอัดไอและระบายความร้อนด้วยอากาศสำหรับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน มีส่วนประกอบหลักสำคัญดังแสดงในภาพประกอบ 1



ภาพประกอบ 1 แสดงโครงสร้างของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

การทำงานของระบบปรับอากาศดังภาพประกอบ 1 จะประกอบด้วยอุปกรณ์ต่างๆและมีขั้นตอนการทำงานดังต่อไปนี้

1. สารทำความเย็น (Refrigerant) เป็นสารตัวกลางสำหรับถ่ายเทความร้อนโดยการดูดซับความร้อนเข้าสู่ตัวมันเองที่ความดันและอุณหภูมิต่ำ แล้วจะถ่ายเทความร้อนออกจากตัวเองที่อุณหภูมิและความดันสูง

2. คอมเพรสเซอร์ (Compressor) มีหน้าที่ทำให้สารตัวกลางไหลเวียนในระบบและอัดไอของสารตัวกลางให้มีความดันสูงพอที่จะกลั่นตัวเป็นของเหลวในคอนเดนเซอร์ได้ และมีหน้าที่ให้ความดันในคอนเดนเซอร์กับอีวาพอเรเตอร์อยู่ในระดับที่เหมาะสม การดูดสารตัวกลางจากอีวาพอเรเตอร์เข้าคอมเพรสเซอร์มีความเร็วพอดี กับการที่สารตัวกลางระเหยจากของเหลวเป็นไอในอีวาพอเรเตอร์ ดังนั้นคอมเพรสเซอร์จึงเป็นตัวที่รักษาระดับความดันให้พอดีทั้งในคอนเดนเซอร์กับอีวาพอเรเตอร์

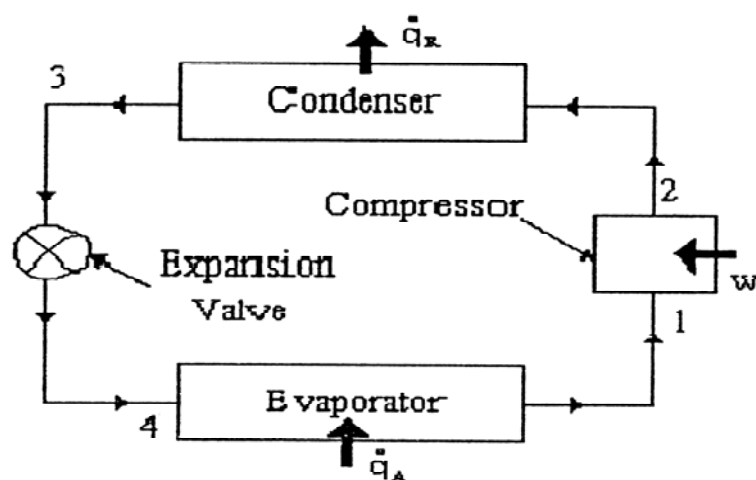
3. คอนเดนเซอร์ (Condenser) มีหน้าที่กลั่นสารตัวกลางที่มีสถานะเป็นไอ ออกจากคอมเพรสเซอร์ให้เป็นสารตัวกลางเหลวเมื่อออกจากคอนเดนเซอร์ ดังนั้นสารตัวกลางที่มีสถานะเป็นไอเมื่อออกจากคอมเพรสเซอร์จะคายความร้อนและกลั่นตัวเป็นของเหลวที่คอนเดนเซอร์นี้เอง การคายความร้อนจะต้องมีสารอื่นมารับความร้อน เช่นที่ อาคารรอบๆคอนเดนเซอร์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

4. ลิ้นลดความดัน (Expansion valve) เป็นลิ้นควบคุมอัตราการไหลของสารตัวกลางในระบบให้มีอัตราพอเหมาะกับการดูดความร้อนที่อีวาพอเรเตอร์ และลิ้นลดความดันนี้มีหน้าที่ทำให้ความดันทั้งสองด้านแตกต่างกัน โดยการที่สารตัวกลางผ่านกระบวนการทอรอลิ่ง (Throttling process) จากความดันที่คอนเดนเซอร์ซึ่งเป็นความดันสูงกลายเป็นสารตัวกลางความดันต่ำในอีวาพอเรเตอร์ การที่สารตัวกลางนั้นเป็นของเหลวและมีความดันต่ำก็จะสามารถระเหยกลายเป็นไอได้ง่ายเมื่อได้รับความร้อนเพียงเล็กน้อยลิ้นลดความดันบางครั้งเรียกว่า ลิ้นทอรอลิ่ง (Throttling valve)

5. อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) เป็นที่ที่สารตัวกลางไหลผ่านจากลิ้นลดความดันและรับความร้อนจากวัตถุที่อยู่รอบๆอีวาพอเรเตอร์ สารตัวกลางจะเดือดและระเหยกลายเป็นไอและดูดความร้อนจากวัตถุหรือสิ่งของที่อยู่รอบๆอีวาพอเรเตอร์ ดังนั้นบริเวณรอบๆอีวาพอเรเตอร์จะมีอุณหภูมิต่ำ เช่นในตู้เย็น หรือในห้องปรับอากาศ

วัฏจักรของการทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapour compression refrigeration cycle)

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



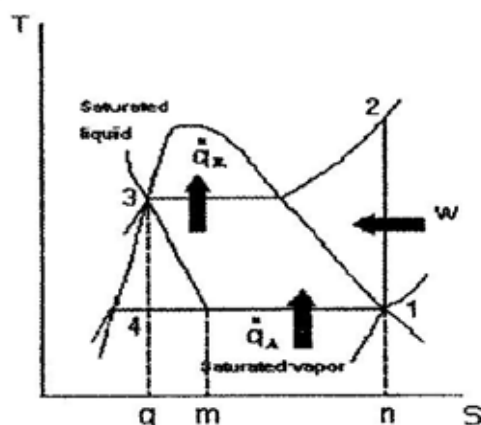
ภาพประกอบ 2 แสดงวงจรการทำงานของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

เมื่อละอองของสารทำความเย็นเคลื่อนที่ต่อไปโดยผ่านเข้าไปยังอีวาพอเรเตอร์ เพื่อที่จะไปรับความร้อนภายในห้อง ทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอที่อุณหภูมิและความดันคงที่ขบวนการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นภายในอีวาพอเรเตอร์จะได้เป็นขบวนการที่มีความดันคงที่ (Isobaric process) ช่วงที่ 4 -1 ตามหลักการการถ่ายเทความร้อนในอีวาพอเรเตอร์สิ้นสุดเมื่อสารทำความเย็นกลายเป็นไอหมดพอดี (ไออิ่มตัว) เมื่อไอของสารทำความเย็นภายหลังที่ออกจากอีวาพอเรเตอร์จะถูกดูดเข้าภายในคอมเพรสเซอร์ และจะถูกอัดให้มีความดันสูงขึ้นตามช่วงที่ 1-2 ด้วยขบวนการ Isentropic สารทำความเย็นในช่วงที่อยู่ในคอมเพรสเซอร์นี้จะมีสภาพเป็นไอร้อน (Superheat vapor) เมื่อสารทำความเย็นที่มีสภาพเป็นไอร้อน ภายหลังจากผ่านชุดของคอมเพรสเซอร์แล้วผ่านเข้าไปในคอนเดนเซอร์เพื่อถ่ายเทความร้อนจากตัวเองคอนเดนเซอร์มีการหล่อเย็นด้วยน้ำหรืออากาศเพื่อรับความร้อนจากไอของสารทำความเย็น เมื่อไอสารทำความเย็นถ่ายเทความร้อนออกจะกลายเป็น

ของเหลวอีกครั้งขบวนการที่เกิดการถ่ายเทความร้อนภายในคอนเดนเซอร์เป็นขบวนการที่มีความดันคงที่เกิดขึ้นในช่วงที่ 2 - 3

แผนภาพอุณหภูมิและเอนโทรปี (T-S diagram)

แผนภาพอุณหภูมิ (Temperature, T) และเอนโทรปี (Entropy, s) เป็นแผนภาพแสดงสภาวะต่างๆ ของสารทำความเย็นในทุกสภาวะทางเทอร์โมไดนามิกส์และทุกกระบวนการทำความเย็นวงจรการทำงานของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอแทนด้วยแผนภูมิอุณหภูมิและเอนโทรปี ดังแสดงในภาพประกอบ 3



ภาพประกอบ 3 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิและเอนโทรปี

จากภาพประกอบ 3 เป็นวัฏจักรเบื้องต้นของการทำความเย็น (Standard vapor compression cycle) ซึ่งแสดงคุณสมบัติต่างๆของสารทำความเย็น สำหรับการเปลี่ยนแปลงเป็นดังนี้

1 - 2 เป็นการอัด (Compression) แบบเอนโทรปีคงที่ (ไม่มีการถ่ายเทความร้อน) ไปตามเส้นเอนโทรปี คงที่จากไออิ่มตัวจนถึงความดันกลั่นตัว อุปกรณ์ที่ใช้ในขบวนการนี้คือ คอมเพรสเซอร์ โดยงานในการอัดตัว คือ

$$W = m(h_1 - h_2) \dots\dots\dots(2.1)$$

2 - 3 การควบแน่น (Condensation) ที่ความดันคงที่ลักษณะเป็นแบบขบวนการลดซับเปอร์ฮีท (Superheat) อุปกรณ์ที่ใช้ในขบวนการนี้คือ คอนเดนเซอร์ โดยความร้อนที่ระบายออกคือ

$$\dot{q} = m(h_2 - h_3) \dots\dots\dots(2.2)$$

3 - 4 การขยายตัว (Expansion) โดยเอนทาลปี (Enthalpy, h) คงที่ เป็นขบวนการทรอท์ลิงลดความดันโดยไม่เปลี่ยนพลังงาน อุปกรณ์ที่ใช้ได้แก่ ลิ้นลดความดัน

4 - 1 การระเหย (Evaporation) หรือการเดือดที่ความดันคงที่อุปกรณ์ที่ใช้ในขบวนการคืออีวาพอเรเตอร์ โดยมีความร้อนที่นำเข้ามา คือ

$$\dot{q} = m(h_1 - h_4) \dots\dots\dots(2.3)$$

สมรรถนะในการทำความเย็น (Coefficient Of Performance, COP)

สมรรถนะในการทำความเย็น คือค่าที่ใช้แสดงประสิทธิภาพของการทำความเย็นที่ได้ต่องานที่ให้กับระบบ ดังสมการคือ

$$COP = \frac{q_{\text{evap}}}{W_{\text{comp}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \dots\dots\dots(2.4)$$

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นอุปกรณ์ที่มีการถ่ายเทพลังงานความร้อนระหว่างของไหลตั้งแต่สองชนิดขึ้นไป ซึ่งมีอุณหภูมิแตกต่างกัน ส่วนใหญ่แล้วจะมีผนังกันระหว่างของไหลไม่ให้ปะปนกัน ความร้อนจะถูกถ่ายเทจากของไหลที่มีอุณหภูมิสูงผ่านไปยังของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าตัวอย่างของ

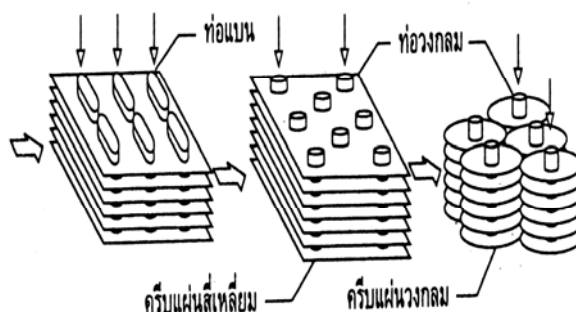
อุปกรณ์ประเภทนี้ได้แก่ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and tube heat exchanger) หม้อน้ำรถยนต์ (Automobile radiator) ชุดคอนเดนเซอร์ (Condenser) และชุดอีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) นอกจากนี้ของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อนอาจสัมผัสกันโดยตรง ของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อนในอุปกรณ์ประเภทนี้ จะต้องไม่ผสมและไม่รวมตัวกันเมื่อสัมผัสกัน เช่น น้ำและอากาศในหอผึ่งลมเย็น (Cooling tower) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถูกนำไปใช้อย่างแพร่หลายในระบบต่างๆที่เกี่ยวข้องกับกระบวนการทางความร้อน เช่น ในระบบระบายความร้อนต่างๆของระบบปรับอากาศ ระบบทำความเย็นและระบบที่สามารถนำความร้อนกลับมาใช้ประโยชน์เป็นต้น

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอาจจำแนกได้หลายลักษณะ โดยอาจแยกได้ตามลักษณะการสัมผัสหรือการถ่ายเทพลังงานความร้อน ตามลักษณะโครงสร้างหรือรูปร่างของอุปกรณ์ ตามทิศทางการไหล

การจำแนกจากโครงสร้างหรือรูปร่างของอุปกรณ์ เช่น แบบลักษณะเป็นท่อ ได้แก่ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนท่อ (Double pipe heat exchanger) แบบลักษณะเป็นแผ่น ได้แก่ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate heat exchanger) แบบที่มีครีปเพิ่มพื้นที่ผิว (Fin tube heat exchanger)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีแบบของลักษณะการไหลดังนี้คือ

1. การไหลแบบขนาน (Parallel flow) โดยของไหลทั้งสองชนิดไหลไปในทิศทางเดียวกัน
2. การไหลแบบสวนทาง (Counter flow) การไหลของของไหลทั้งสองชนิดมีทิศทางการไหลสวนทางกัน
3. การไหลแบบตัดกัน (Cross flow) การไหลของของไหลทั้งสองชนิดมีทิศทางการไหลตั้งฉากกัน
4. การไหลแบบผสมกันระหว่าง การไหลแบบขนานในการไหลแบบสวนทางและการไหลแบบตัดกันในลักษณะที่มีรูปทรงคล้ายๆท่อหรือถังและลักษณะการไหลแบบนี้ส่วนใหญ่แล้วเป็นการไหลกลับไปกลับมาหลายๆครั้ง



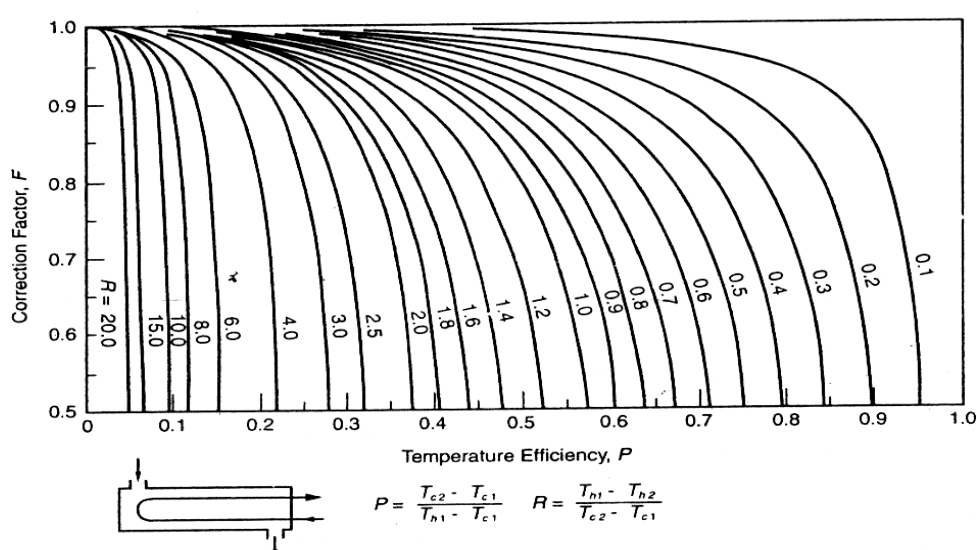
ภาพประกอบ 4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่มีครีปเพิ่มพื้นที่ผิว

ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม (The Logarithmic mean Temperature Difference method, ΔT_{lm})

อุณหภูมิของของไหลต่างๆ ภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ปกติจะมีค่าไม่คงที่ แต่จะแปรค่าจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่ง เมื่อมีความร้อนไหลจากของไหลที่ร้อน ไปยังของไหลที่เย็นกว่า ดังนั้น ถึงแม้ความต้านทานความร้อนตามเส้นทางการไหลจะมีค่าคงที่ก็ตาม อัตราการถ่ายเทความร้อนก็ยังคงแปรค่าตามเส้นทางการไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพราะอัตราการถ่ายเทความร้อนนี้แปรค่าตามความแตกต่างของอุณหภูมิ ระหว่างของไหลร้อนกับของไหลเย็น ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนหาได้จากสมการดังนี้

$$Q = UA\Delta T_{lm} \dots\dots\dots(2.5)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hi} - T_{ci}) - (T_{ho} - T_{co})}{\ln[(T_{hi} - T_{ci})/(T_{ho} - T_{co})]} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 - \Delta T_1)} \dots\dots\dots(2.6)$$



ภาพประกอบ 5 ค่า F ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลในเซลล์ไหลผ่านเครื่องเพียงเดียว ส่วนในท่อไหลผ่านเครื่อง 2, 4, 6, 8, 10, 12 กลีบ

สมการที่กล่าวมานี้ใช้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางและไหลแบบขนานแต่สำหรับการไหลแบบซับซ้อนและแบบไหลตัดกัน นั้นสมการที่ใช้คือ

$$Q = U A F(\Delta T_{lm}) \dots\dots\dots(2.7)$$

เนื่องจากคุณสมบัติของของไหลเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิของของไหล และเนื่องจากอุณหภูมิของของไหลในชั้นขีดผิวไม่คงที่ คุณสมบัติของของไหลจึงควรจะหาจากอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล ได้จากอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างผนังท่อและอุณหภูมิของของไหล ซึ่งหาได้จาก

$$T_f = \frac{T_w + T_a}{2} \dots\dots\dots(2.8)$$

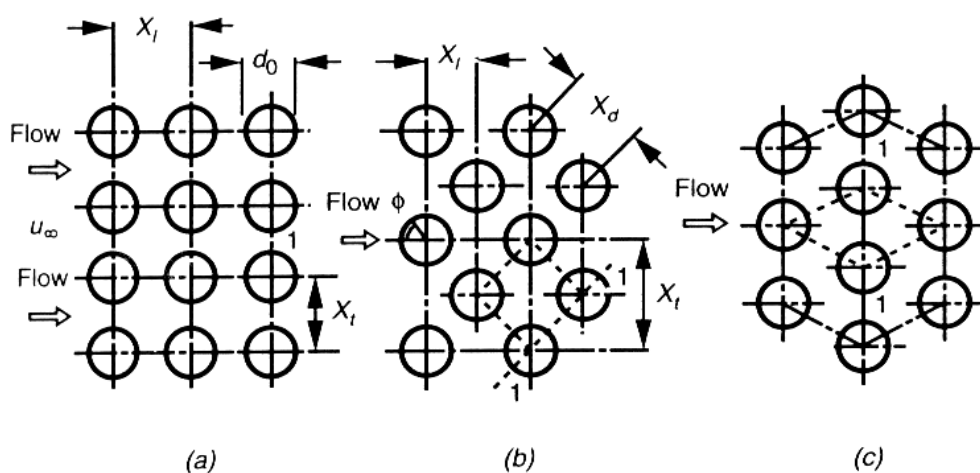
การไหลแบบตัดกัน (Cross flow)

ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นจำนวนมาก การแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้นโดยให้ของของไหลชนิดหนึ่งไหลภายในท่อ และของไหลอีกชนิดหนึ่งไหลตั้งฉากกับท่อหรือการไหลแบบตัดกัน สมการสำหรับคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ระหว่างท่อกับของไหลที่เคลื่อนที่ตั้งฉากกับท่อจึงมีความสำคัญมาก

การไหลผ่านกลุ่มท่อ (Tube bank)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนส่วนมาก จะประกอบด้วยท่อหลายท่อวางเรียงกันอยู่เป็นกลุ่มซึ่งเรียกกันว่า กลุ่มท่อ การเรียงท่อจะมีอยู่สองแบบคือ การเรียงท่อที่อยู่ในแนวเดียวกัน ดังแสดงในภาพประกอบ 6 (a) และการเรียงการเรียงสลับดังภาพประกอบ 6 (b,c) สำหรับการคำนวณสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในกรณีนั้น จะใช้สมการที่หามาได้สำหรับท่อเดี่ยวไม่ได้ เพราะลักษณะการไหลของของไหล ซึ่งมีผลกระทบต่อการสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมากขึ้น แตกต่างไปจากกรณีของการไหลผ่านท่อเดี่ยวมากโดยเฉพาะอย่างยิ่งท่อที่อยู่ในแถวหลังๆ จากการทดลองได้พบว่า สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อแต่ละแถว มีค่าไม่เท่ากัน สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อที่อยู่ในแถวท้ายๆ จะมีค่ามากกว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อที่อยู่ในแถวต้นๆ ทั้งนี้เพราะความอลวน (Degree of

turbulent) ของของไหลเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ เมื่อของไหลยิ่งไหลผ่านท่อมากแฉวขึ้น และความอลวนนี้มีส่วนในการเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อน



ภาพประกอบ 6 ลักษณะการวางท่อในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

(a) แถวเรียง (Inline) (b, c) แถวเยื้อง (Staggered)

สำหรับการเปลี่ยนแปลงของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อ ในแต่ละแถวของกลุ่มท่อนั้น จากการศึกษพบว่าในกรณีการเรียงแถวสลับ ค่าของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะเพิ่มขึ้นจนถึงแถวที่ห้าและหกแล้วมีค่าคงที่ การเปลี่ยนแปลงของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแต่ละแถวและค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจนถึงแถวที่กำลังพิจารณา

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (The overall of heat transfer coefficient)

ในการวิเคราะห์เชิงความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เช่นคอนเดนเซอร์คือการหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของไหลสองชนิด นิยามของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม มาจากสมการ

$$q = UA(T_h - T_c) \dots \dots \dots (2.9)$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่คิดจาก A_o เป็นตัวหลักสามารถเขียนสมการได้ดังนี้

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o \ln(\frac{r_o}{r_i})}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_o \eta_o} + \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o}} \dots\dots\dots(2.10)$$

$$R_1 = \frac{A_o}{A_i h_i} \quad = \text{ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนภายในท่อ}$$

$$R_2 = \frac{A_o \ln(\frac{r_o}{r_i})}{2 \pi k L} \quad = \text{ความต้านทานความร้อนเนื่องจากความหนาของผนังท่อ}$$

$$R_3 = \frac{1}{h_o \eta_o} \quad = \text{ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนภายนอกท่อและครีบริบายความร้อน}$$

$$R_4 = \frac{1}{h_i \eta_i} \quad = \text{ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนภายในท่อ}$$

$$R_5 = \frac{1}{h_o \eta_o} \quad = \text{ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนภายนอกท่อกับครีบริบายความร้อน}$$

ในการวิจัยสมมุติว่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากความหนาของผนังท่อ ตะกอนที่ผิวภายในท่อและตะกอนที่ผิวภายนอกท่อน้อยมาก ดังนั้นจะได้สมการดังนี้

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{1}{h_o \eta_o}} \dots\dots\dots(2.11)$$

คุณสมบัติ (2.11) ด้วย A_o เพราะฉะนั้น

$$U_o A_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{1}{h_o \eta_o A_o}} \dots\dots\dots (2.12)$$

การถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อนภายในท่อแบบบังคับมีการไหลแบบปั่นป่วน (Force convection heat transfer turbulent flow inside tubes)

การถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อนภายในท่อแบบบังคับ ที่มีการไหลแบบปั่นป่วนของคอนเดนเซอร์มีอยู่ 3 ช่วงคือ ช่วงไอดี (Superheat region) ช่วงเปลี่ยนสถานะ (Two phase region) และช่วงของเหลวอิ่มตัว (Subcool region) ในการวิเคราะห์เราจะรวมช่วงไอดีและช่วงของเหลวอิ่มตัวเป็นกลุ่มเดียวกัน เพราะการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบ Sensible heat เท่านั้น ดังนั้นสามารถวิเคราะห์ตามสถานะของสารตัวกลางในการทำความเย็นได้ 2 สถานะคือ

1. การถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อนภายในท่อเป็นแบบสถานะเดียว (Single phase)

สิ่งแรกที่ต้องหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อนภายในท่อคือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ (h_i) หาได้จากสมการ

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D_h} \dots\dots\dots (2.13)$$

การคำนวณหาการถ่ายเทความร้อนเมื่อมีลักษณะการไหลแบบปั่นป่วนเต็มท่อภายในท่อเรียบนั้นหาได้จากสมการ Petukhov ดังนี้ คือ

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re_D Pr \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^n}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \dots\dots\dots (2.14)$$

โดยกำหนดให้ตัวเลขยกกำลัง n มีค่าดังต่อไปนี้

$$\begin{aligned} n &= 0.11 & T_w > T_b \\ &= 0.25 & T_w < T_b \\ &= 0 & \text{สำหรับก๊าซ} \end{aligned}$$

Gnielinski ได้กำหนดสมการดังนี้

$$\text{Nu}_D = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(\text{Re} - 1000)\text{Pr}}{1 + 12.7\left(\frac{f}{2}\right)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)} \dots\dots\dots(2.15)$$

$$\begin{aligned} \text{ในกรณีท่อเรียบ} \quad f &= (1.58 \ln \text{Re} - 3.28)^{-2} \\ 0.5 &< \text{Pr} < 5 \times 2000 \\ 2300 &< \text{Re}_D < 5 \times 10^6 \end{aligned}$$

เมื่อท่อมีการเรียงเป็นลักษณะรูปสามเหลี่ยม (Triangular pitch layout) แสดงในภาพประกอบ 7 จะได้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอก (h_o) สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ กำหนดสมการได้ดังนี้คือ

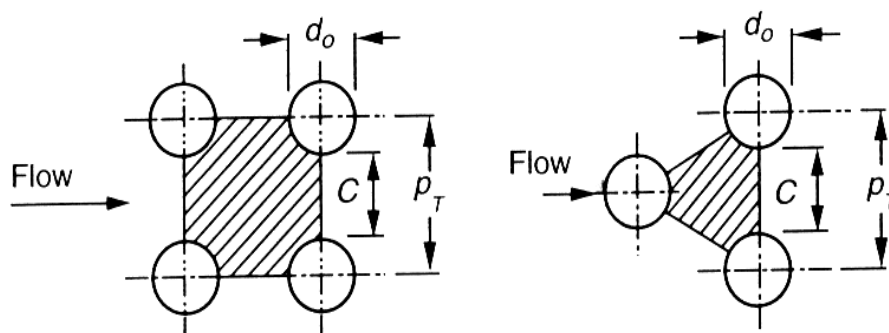
$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \dots\dots\dots (2.16)$$

$$\text{สำหรับ } \text{Re}_D \geq 2 \times 10^3 = \frac{G_s D_e}{\mu} < 1 \times 10^6$$

$$De = 4 \left(\frac{P_t^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right) / \left(\frac{\pi d_o}{2} \right) \dots\dots\dots(2.17)$$

โดยที่

$$A_s = \frac{D_s C B}{P_T}, C = P_T - d_o, G_s = \frac{\dot{m}}{A_s}, Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu} \dots\dots\dots(2.18)$$



ภาพประกอบ 7 ลักษณะการวางท่อในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นแบบรูปสี่เหลี่ยม (Square pitch-tube layout) และแบบสามเหลี่ยม (Triangular-tube layout)

2. การถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนภายในท่อของคอนเดนเซอร์แบบ 2 สถานะ (Two phase) ในคอนเดนเซอร์เมื่อมีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น ในช่วงหนึ่งสารตัวกลางในการทำมาเย็นก็จะเปลี่ยนจากไออิ่มตัว (Saturated vapor) ไปเป็นของเหลวอิ่มตัว (Saturate liquid)

การควบแน่น (Condensation)

เมื่อของไหลที่อยู่ในสถานะเป็นไอเกิดการสัมผัสกับพื้นผิวที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าจะมีการถ่ายเทความร้อนจากไอไปสู่พื้นผิวนั้น อุณหภูมิของไอจะลดต่ำลงถ้าอุณหภูมิของพื้นผิวมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิของไอ อิ่มตัวของไอ ไอจะเกิดการควบแน่นบนพื้นผิวดังกล่าว อุณหภูมิที่ไอจะเริ่มเปลี่ยนสถานะจากไอไปเป็นของเหลว ซึ่งเรียกว่าอุณหภูมิอิ่มตัวนั้นมีค่าขึ้นอยู่กับความดันของไอ โดยอุณหภูมิอิ่มตัวจะมีค่าสูงขึ้นเมื่อความดันไอมีค่าสูงขึ้น ในกรณีที่มีไอลายชนิดผสมกันอุณหภูมิของไอต่ใดขึ้นอยู่กับความดันย่อยของไอต่ที่นั้นกระบวนการควบแน่นสามารถเกิดขึ้นได้สองลักษณะ คือ

1.การควบแน่นแบบฟิล์ม (Filmwise Condensation)

2.การควบแน่นแบบหยด (Dropwise Condensation)

การควบแน่นแบบฟิล์ม เกิดจากการที่อุณหภูมิไอของสารทำความเย็นลดลงต่ำกว่าอุณหภูมิอิ่มตัว ไอของสารทำความเย็นจะกลายเป็นของเหลว แล้วไหลเป็นฟิล์มไปตามผนังท่อพร้อมทั้งถ่ายเทความร้อนไปด้วย

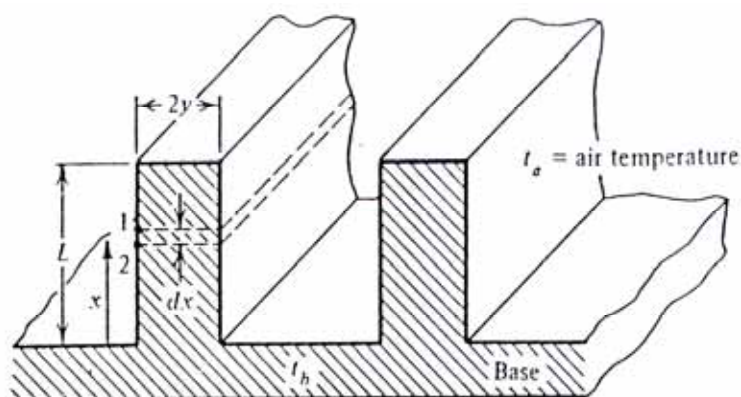
การควบแน่นแบบหยด การเปลี่ยนสถานะจากการกลายเป็นไอกลายเป็นของเหลวเกิดจากหลักการเดียวกับการควบแน่นแบบฟิล์ม แต่ลักษณะของของเหลวจะเป็นหยดๆ กระจายไปตามผนังของท่อ ลักษณะเช่นนี้จะถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าแบบฟิล์ม

Nusselt ได้นำเสนอและเป็นผู้วิเคราะห์กระบวนการควบแน่น โดยมีพื้นฐานของการควบแน่นแบบฟิล์มบนพื้นผิวในแนวตั้ง (Condensation on vertical tube) สมการที่ใช้คือ

$$Nu_m = \frac{h_m}{k_l} = 0.943 \left(\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g \cdot i_{lg} L^3}{\mu_l \Delta T k_l} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (2.19)$$

แผ่นครีป (Fins)

การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศที่ไหลผ่านท่อ ซึ่งภายในมีสารทำความเย็นไหลผ่านจะเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพได้ ต้องเพิ่มแผ่นครีปให้กับท่อดังกล่าว และแผ่นครีปที่นิยมใช้กันคือ ครีปแผ่นเรียบ ดังภาพประกอบ 8



ภาพประกอบที่ 8 ลักษณะของครีปแผ่นเรียบ

เพื่อวิเคราะห์หาคุณสมบัติที่สำคัญของแผ่นครีبدังนี้คือ

L = ความยาวของแผ่นครีป, m

$2y$ = ความหนาของแผ่นครีป, m

k = ค่าการนำความร้อนของโลหะที่ทำแผ่นครีป, W/m.K

h_f = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, W/m².K

จาก The second – order different equation จะได้สมการแสดงการกระจายอุณหภูมิตลอดความยาวของแผ่นครีปได้ดังนี้

$$\frac{t-t_b}{t_a-t_b} = \frac{\cosh M(L-x)}{\cosh ML} \dots\dots\dots (2.20)$$

โดยที่

t = อุณหภูมิของแผ่นครีปที่จุดใดๆ, °C

t_a = อุณหภูมิของอากาศที่ไหลผ่านแผ่นครีป, °C

t_b = อุณหภูมิของฐานแผ่นครีป, °C

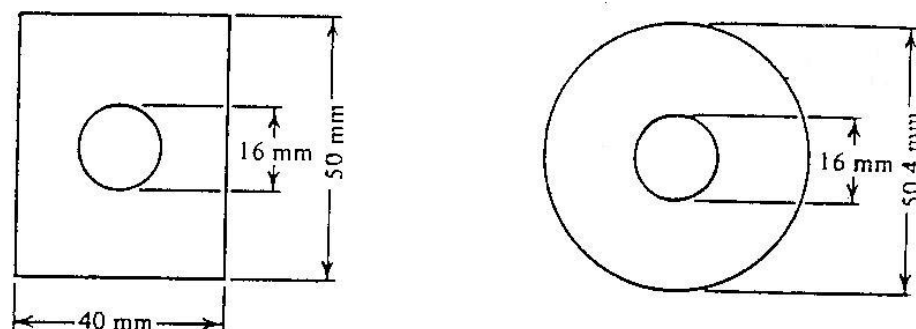
และ

$$M = \sqrt{\frac{h_f}{ky}} \dots\dots\dots (2.21)$$

ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีป ย่อมไม่สามารถถ่ายเทได้หมดทีเดียว โดยเหตุนี้ สัดส่วนระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เป็นจริงกับอัตราการถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีปที่อุณหภูมิ t_b เรียกว่า ประสิทธิภาพของครี��บายความร้อน (Fin effectiveness, η)

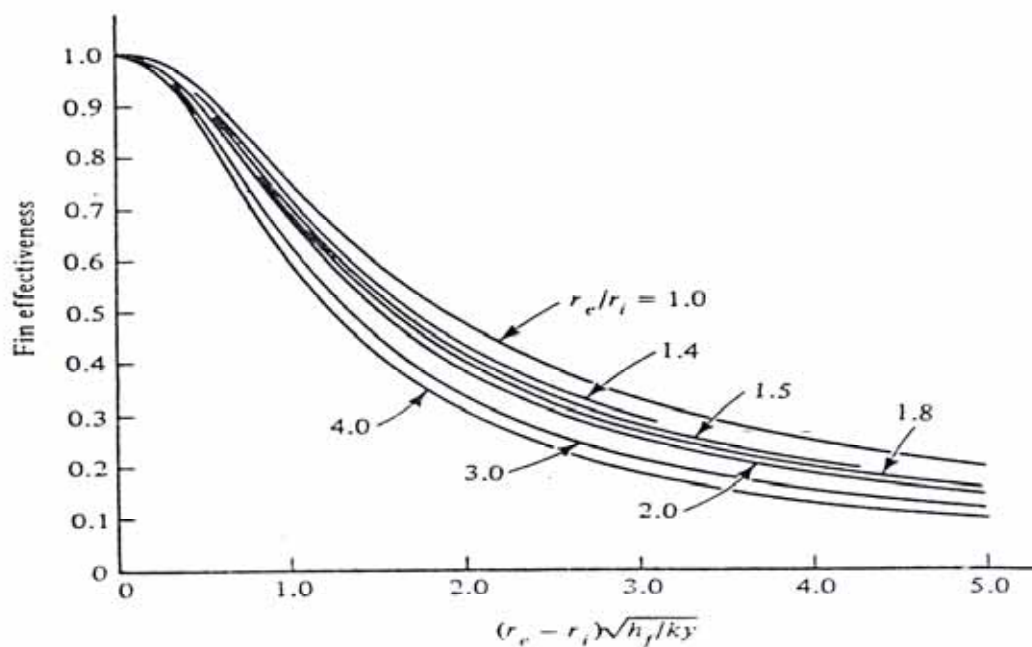
ประสิทธิภาพของครี��บายความร้อน แทนได้ด้วยสมการ Harper และ Brown คือ

$$\eta = \frac{\tanh ML}{ML} \dots\dots\dots (2.22)$$



ภาพประกอบ 9 ครีระบายความร้อนชนิดวงแหวนที่มีพื้นที่เท่ากับครีระบายความร้อนแบบแผ่นสี่เหลี่ยม (Annular fin of same area as rectangular plate fin)

ในการหาค่าประสิทธิภาพของครีระบายความร้อนของครีรูปสี่เหลี่ยมจะคำนวณโดยใช้คุณสมบัติที่คล้ายคลึงกับแผ่นครีรูปวงแหวน ซึ่งมีกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของครีระบายความร้อนกับค่า $(r_e - r_i) \sqrt{\frac{h_f}{ky}}$ ดังแสดงในภาพประกอบ 10



ภาพประกอบ 10 ประสิทธิภาพของครีระบายความร้อนชนิดวงแหวน

การประเมินคุณค่าแหล่งความร้อนเหลือใช้ (Quality assessment of heat sink)

ความร้อนเหลือใช้จากกระบวนการใดๆ ที่ถูกปล่อยทิ้งให้ไปกับสิ่งแวดล้อมหรือบรรยากาศภายนอก สามารถนำมาใช้ประโยชน์ได้เสมอ ตราบเท่าที่อุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนที่ถูกถ่ายทิ้ง (T_H) เช่น เครื่องควบแน่น ของระบบปรับอากาศ มีค่าสูงกว่าอุณหภูมิของบรรยากาศภายนอก (T_0) เรา สามารถประเมินศักยภาพสูงสุด (Maximum availability or Exergy) ของการนำเอาความร้อนดังกล่าวมาใช้ประโยชน์ได้เมื่อเครื่องประหยัดพลังงาน (Economizer) ทำงานในสถานะที่เป็นวัฏจักรคาร์โนต์ (Carnot cycle) คือ

$$\text{Exergy} = \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \times Q_{\text{heat sink}} \dots\dots\dots(2.23)$$

ในสถานการณ์จริงเราไม่สามารถออกแบบอุปกรณ์ประหยัดพลังงาน ทำงานที่สภาวะแบบเดียวกันกับวัฏจักรคาร์โนต์ได้ ดังนั้นถ้า T_E คือ อุณหภูมิของเครื่องประหยัดพลังงาน ดังนั้น ปริมาณของเอกเซอร์จีที่ถูกกักเก็บ (Exergy save) เมื่อนำไปใช้งานจึงมีค่าเท่ากับ

$$\text{Exergy save} = \left(1 - \frac{T_E}{T_H}\right) \times Q_{\text{economizer}} \dots\dots\dots(2.24)$$

ดังนั้นในการออกแบบระบบผลิตน้ำร้อนนี้ เราจึงนิยามสมรรถนะของเครื่องประหยัดพลังงาน สำหรับสภาวะการกักเก็บน้ำที่อุณหภูมิต่างๆ ได้จากสมการ

$$\eta_{\text{economizer}} = \left(\frac{1 - \frac{T_E}{T_H}}{1 - \frac{T_0}{T_H}} \right) \times 100 \dots\dots\dots(2.25)$$

ในงานวิจัยนี้เครื่องประหยัดพลังงาน จึงหมายถึงระบบผลิตน้ำร้อนจากเครื่องปรับอากาศโดยมีเครื่องควบแน่น ทำหน้าที่เป็นตัวจ่ายความร้อนทั้งนั้นเองและการออกแบบที่ดีจึงประเมินได้จากสมรรถนะของเครื่องประหยัดพลังงาน ที่วัดได้จริงนั่นเอง

บทที่ 3

การออกแบบและวิธีดำเนินการ

การออกแบบระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ ในการทำน้ำร้อนของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่มีความเหมาะสม และสอดคล้องกับวัตถุประสงค์ของการใช้งานของระบบเครื่องปรับอากาศที่สามารถทำความเย็นได้ 1 ตันความเย็น (3.52 KW) เพื่อทำการผลิตน้ำร้อนที่ได้จากความร้อนทิ้งของระบบปรับอากาศ โดยมีข้อมูลที่ใช้ในการออกแบบ การออกแบบและสร้างชุดทดสอบ ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

ข้อมูลของการออกแบบ

ในการออกแบบระบบการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ ในการทำน้ำร้อนของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนนั้น สิ่งที่ต้องคำนึงถึงคือ แหล่งกำเนิดความร้อน (Heat source) แหล่งรับความร้อน (Heat sink) และรวมถึงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการทดสอบนี้ แหล่งกำเนิดความร้อนคือเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน มีแหล่งรับความร้อนเป็นถังน้ำ (Storage tank) ทำจากสแตนเลสรูปทรงกระบอก ที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 450 มิลลิเมตร และความสูง 680 มิลลิเมตร ภายในมีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีลักษณะเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า และมีท่อทองแดงกลมผิวเรียบที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 9.5 มิลลิเมตร และมีครีบริบายความร้อนอลูมิเนียมแบบเรียบติดบริเวณนอกท่อทองแดง

แหล่งกำเนิดความร้อน

แหล่งกำเนิดความร้อนที่ใช้ในการทดสอบครั้งนี้คือ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนของ YORK รุ่น HGEDA12FS-AAT จากกระบวนการของแหล่งกำเนิดความร้อนที่ได้จะมาจาก คอมเพรสเซอร์ของเครื่องปรับอากาศที่อัดไอจากสารทำความเย็น (น้ำยา R-22) ให้มีความดันสูงและมีอุณหภูมิสูงโดยเฉลี่ยประมาณ 70 – 80 °C

แหล่งรับความร้อน

แหล่งรับความร้อนที่ใช้ในการทดสอบครั้งนี้คือ น้ำที่มีปริมาณ 100 ลิตร ที่บรรจุอยู่ในถังใช้สำหรับเก็บความร้อนที่ได้จากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่อยู่ภายในถัง (Storage tank) ซึ่งถังที่บรรจุน้ำนั้นทำจากสแตนเลสรูปทรงกระบอกที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 450 มิลลิเมตรสูง 680 มิลลิเมตรและด้านนอกรอบๆถังน้ำมีฉนวนหุ้มไว้ เพื่อป้องกันความร้อนสูญเสียจากภายในถัง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ในการออกแบบนี้กำหนดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบมีครีปเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ขนาด กว้าง 150 มิลลิเมตร ยาว 160 มิลลิเมตรและสูง 500 มิลลิเมตร และมีท่อทองแดงกลมผิวในเรียบที่มี ขนาด เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก 9.5 มิลลิเมตร ความหนาท่อ 0.35 มิลลิเมตร มีครีประบายความร้อน แบบเรียบหนา 0.3 มิลลิเมตร ติดบริเวณรอบๆท่อทองแดง

ตาราง 2 แสดงรายละเอียดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ทดสอบ

เครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน	d_o (mm)	d_i (mm)	ความหนาท่อ (mm)	ความหนาครีป (mm)	ขนาด (ก*ย*ส) (mm)
ท่อทองแดงกลมผิวใน เรียบมีครีประบาย ความร้อนอลูมิเนียม แบบเรียบติดด้าน นอกท่อ	9.5	8.8	0.35	0.3	150×160×500

อุปกรณ์การทดสอบของระบบปรับอากาศ

อุปกรณ์ระบบปรับอากาศที่ใช้ในการทดสอบประกอบด้วย

1. เครื่องปรับอากาศ YORK ที่มีขนาดการทำความเย็น 12000 Btu/hr
2. ถังน้ำทำจากสแตนเลสรูปทรงกระบอกที่มีความจุ 100 ลิตร
3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบท่อทองแดงกลมมีครีปผิวเรียบ
4. เครื่องมือวัดแรงเคลื่อนไฟฟ้า (Voltmeter)
5. เครื่องมือวัดกระแสไฟฟ้า (Clamp ampmeter)
6. เครื่องมือวัดอุณหภูมิ (Thermometer)
7. เครื่องมือวัดความดันต่ำและสูง (Manifold pressure gauge)
8. เครื่องมือวัดอัตราการไหลของน้ำ (Rotameter)
9. เครื่องมือวัดอุณหภูมิความร้อนชนิด K (Thermocouple type K)

การติดตั้งอุปกรณ์ระบบปรับอากาศร่วมกับระบบผลิตน้ำร้อน

1. ติดตั้งชุดคอนเดนซิ่ง
2. ติดตั้งชุดของอีวาพอเรเตอร์
3. ติดตั้งถังน้ำ เติมน้ำเข้า – ท่อน้ำออกและติดตั้งวาล์วปิดและเปิดน้ำพร้อมกับเครื่องวัดอุณหภูมิที่ท่อน้ำเข้า (น้ำเย็น) และท่อน้ำออก (น้ำร้อน)
4. ติดตั้งท่อทางเดินของสารทำความเย็นออกจากคอมเพรสเซอร์ และชุด Service valve No1, 2 และ 3 (SV.1, SV.2, SV.3) ที่บริเวณข้อต่อท่อตามภาพประกอบ 11 ผ่านชุดอีวาพอเรเตอร์ ตามวิธีการการทำความเย็นและติดตั้งเครื่องวัดความดันท่อของสารทำความเย็น 1 ถึงท่อของสารทำความเย็น 5
5. ตรวจสอบรอยรั่วของระบบปรับอากาศที่ได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์ทุกจุดที่ได้ทำการตัดต่อท่อ โดยใช้น้ำยาตรวจหารอยรั่ว
6. ทำการสุญญากาศในระบบ (Vacating system) โดยการใช้เครื่องทำสุญญากาศดูดอากาศและความชื้นออกจากระบบ เพื่อให้ภายในระบบปรับอากาศเกิดพื้นที่ว่างที่จะให้บรรจุงาสทำความเย็นโดยใช้เวลาประมาณ 30 นาที
7. ทำการบรรจุงาสทำความเย็น(R-22) เข้าสู่ระบบ

รายละเอียดการทดสอบ

ในการทดสอบนี้จะทำการทดสอบเป็น 3 กรณีคือ

- กรณี 1 การทดสอบโดยใช้เครื่องปรับอากาศอย่างเดียวโดยสารทำความเย็นไม่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบไว้
- กรณี 2 การทดสอบโดยใช้เครื่องปรับอากาศทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบเมื่อน้ำเต็มถังโดยไม่มีการปรับอัตราการไหลของน้ำ
- กรณี 3 การทดสอบโดยใช้เครื่องปรับอากาศทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบไว้โดยใช้การปรับอัตราการไหลของน้ำที่เข้าและออกภายในถังโดยการปรับอัตราการไหลของน้ำเป็น 4 ระดับคือ 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อวินาที

ขั้นตอนและวิธีการทดสอบ

ขั้นตอนของการทดสอบมีดังนี้คือ

กรณี1 การทดสอบโดยใช้เครื่องปรับอากาศอย่างเดียวโดยน้ำยาทำความเย็นไม่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบไว้

วิธีการทดสอบ

1. เปิดเครื่องปรับอากาศตั้งอุณหภูมิเครื่องปรับอากาศไว้ที่อุณหภูมิ 21°C
2. รอให้เครื่องปรับอากาศทำงานไปสักระยะหนึ่งประมาณ 30 นาที เพื่อให้ระบบการทำงานของเครื่องปรับอากาศทำงานได้เต็มที่และระบบมีการปรับสภาวะสมดุลทางความร้อน
3. วัดอุณหภูมิของสารทำความเย็นของระบบเครื่องปรับอากาศ ตามตำแหน่ง 1 ถึง 5 (T_1 - T_5) ตามภาพประกอบ 11 แล้วทำการบันทึกค่าไว้
4. วัดความดันของสารทำความเย็นระบบเครื่องปรับอากาศ ตามตำแหน่ง 1 ถึงตำแหน่ง 5 (P_1 - P_5) ตามภาพประกอบ 3.1 แล้วทำการบันทึกค่าที่ได้
5. วัดกระแสไฟฟ้าที่ Compressor โดยใช้ Clamp ampmeter แล้วทำการบันทึกค่าที่ได้
6. วัดความต่างศักย์ของไฟฟ้าที่ Compressor โดยใช้ Voltmeter แล้วทำการบันทึกค่าที่ได้
7. ปรับตั้งอุณหภูมิเครื่องปรับอากาศไว้ที่อุณหภูมิ 22°C , 23°C , 24°C และ 25°C แล้วทำการทดสอบเหมือนข้อ 2 ถึง 7 ใหม่ แล้วบันทึกค่าที่ได้

กรณี 2 การทดสอบโดยใช้เครื่องปรับอากาศทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบไว้โดยมีน้ำเต็มถังและไม่มีการปรับอัตราการไหล

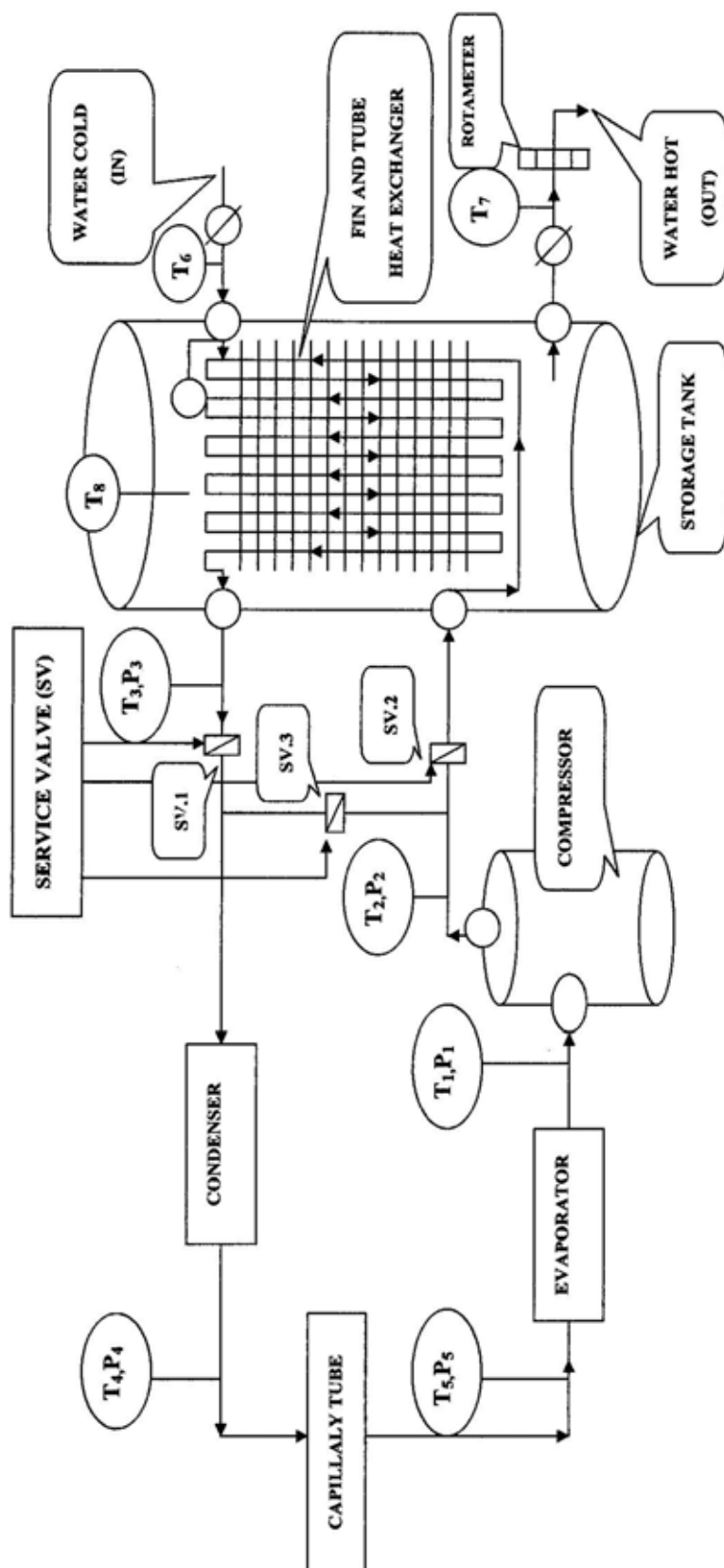
วิธีการทดสอบ

1. เปิดน้ำให้ไหลเข้าถัง โดยผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ภายในถังนั้น ให้เต็มความจุของถัง
2. เปิดเครื่องปรับอากาศตั้งอุณหภูมิเครื่องปรับอากาศไว้ที่อุณหภูมิ 21°C
3. ให้เครื่องปรับอากาศทำงานประมาณ 30 นาทีเพื่อให้ระบบการทำงานของเครื่องปรับอากาศนั้นทำงานได้เต็มที่และให้ระบบมีการปรับสภาวะสมดุลทางความร้อน
4. วัดอุณหภูมิของเส้นท่อเครื่องปรับอากาศตามตำแหน่ง 1 ถึงตำแหน่ง 5 ($T_1 - T_5$) ตามภาพประกอบ 11 แล้วทำการบันทึกค่าไว้
5. วัดความดันของสารทำความเย็นของระบบเครื่องปรับอากาศตามตำแหน่ง 1 ถึง 8 ($P_1 - P_8$) แล้วทำการบันทึกค่าที่ได้
6. วัดกระแสไฟฟ้าที่ Compressor โดยใช้ Clamp ampmeter แล้วทำการบันทึกค่าที่ได้
7. วัดความต่างศักย์ของไฟฟ้าที่ Compressor โดยใช้ Voltmeter แล้วทำการบันทึกค่าที่ได้
8. ปรับตั้งอุณหภูมิเครื่องปรับอากาศไว้ที่อุณหภูมิ 22°C , 23°C , 24°C และ 25°C แล้วทำการทดสอบเหมือนข้อ 3 ถึง 7 ใหม่ แล้วบันทึกค่าที่ได้

กรณี 3 การทดสอบโดยใช้เครื่องปรับอากาศทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบไว้ใช้ปรับอัตราการไหลของน้ำที่เข้าและออกภายในถัง ให้อัตราการไหลของน้ำเป็น 4 ระดับคือ 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อนาที

วิธีการทดสอบ

1. เปิดเครื่องปรับอากาศตั้งอุณหภูมิเครื่องปรับอากาศไว้ที่อุณหภูมิ 21°C
2. รอให้เครื่องปรับอากาศทำงานไปสักระยะหนึ่งประมาณ 30 นาที เพื่อให้ระบบการทำงานของเครื่องปรับอากาศทำงานได้เต็มที่
3. เปิดน้ำให้ไหลเข้าถัง โดยผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ภายในนั้น และเปิดก๊อกน้ำให้ไหลออกโดยผ่านชุด Flow meter ด้วยอัตราการไหล 2.5 ลิตรต่อนาที
4. วัดอุณหภูมิของเส้นท่อเครื่องปรับอากาศตามตำแหน่งที่ 1 ถึงตำแหน่ง 8 ตามรูป 11 แล้วทำการบันทึกค่าไว้
5. วัดความดันของท่อสารทำความเย็นระบบเครื่องปรับอากาศตามตำแหน่ง 1 ถึง 5 แล้วทำการบันทึกค่าที่ได้
6. วัดกระแสไฟฟ้าที่ Compressor โดยใช้ Clamp ampmeter แล้วทำการบันทึกค่าที่ได้
7. วัดความต่างศักย์ของไฟฟ้าที่ Compressor โดยใช้ Voltmeter แล้วทำการบันทึกค่าที่ได้
8. ทำการเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำใหม่เป็น 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อนาที ตามลำดับ แล้วทำการทดสอบเหมือนข้อ 4 ถึง 7 ใหม่ แล้วบันทึกค่าที่ได้
9. ปรับตั้งอุณหภูมิเครื่องปรับอากาศไว้ที่อุณหภูมิ 22°C , 23°C , 24°C และ 25°C แล้วทำการทดสอบเหมือนข้อ 2 ถึง 8 ใหม่ แล้วบันทึกค่าที่ได้



ภาพประกอบ 11 Diagram ระบบปรับอากาศ ที่มีการติดตั้งระบบผลิตน้ำร้อน

หลักการทำงานของระบบมีดังนี้คือ ในการผลิตน้ำร้อนจากการถ่ายเทความร้อนที่เหลือใช้ออกทิ้งไปในเครื่องปรับอากาศที่เป็นแบบแยกส่วนนั้น โดยทำการตัดต่อวงจรของระบบปรับอากาศที่บริเวณด้านของท่อน้ำยาท่อที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ซึ่งมีอุณหภูมิสูงและแรงดันสูงคือท่อทางด้านท่อส่ง (Discharge) เข้ากับท่อสารทำความเย็น (R-22) ที่ต่อกับชุดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะเป็นท่อที่มีครีบริดด้านนอกท่อ โดยจะอยู่ภายในถังและในถังจะมีน้ำบรรจุอยู่ เมื่อสารทำความเย็นของระบบทำความเย็นนั้นมีอุณหภูมิสูงขึ้น สารทำความเย็นก็จะถ่ายเทความร้อนผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะเป็นท่อที่มีครีบริดด้านนอกท่อภายในถัง ทำให้น้ำในถังนั้นมีอุณหภูมิสูงขึ้น หลังจากที่แลกเปลี่ยนความร้อนแล้วน้ำยาทำความเย็นก็จะไหลออกไปสู่ระบบปรับอากาศเพื่อระบายความร้อนโดยผ่านชุดคอนเดนซินังนั้นไปตามปกติ ดังภาพประกอบ 11

สารทำความเย็นที่ผ่านการระบายความร้อนด้วยน้ำแล้วนี้ จะทำให้อุณหภูมินั้นลดลง ซึ่งจะส่งผลให้การทำงานของพัดลมระบายอากาศและคอมเพรสเซอร์ลดลง ทำให้ประหยัดค่าไฟฟ้าของระบบปรับอากาศและช่วยให้ได้ความเย็นภายในห้องเพิ่มขึ้น เมื่อได้น้ำร้อนก็สามารถที่จะนำไปใช้อุปโภคได้โดยไม่ต้องเสียค่าใช้จ่ายในการใช้ไฟฟ้าเพิ่มขึ้น เป็นการประหยัดค่าใช้จ่าย



ภาพประกอบ 12 แสดงชุดคอนเดนซินังของเครื่องปรับอากาศ YORK รุ่น HGEDA12FS-AAT ขนาด 12000 Btu/hr



ภาพประกอบ 13 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นท่อทองแดงกลมแบบมีครีบริบผิวเรียบ



ภาพประกอบ 14 แสดงถังน้ำสแตนเลสมีความจุ 100 ลิตรและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่บรรจุอยู่ภายในถัง



ภาพประกอบ 15 Thermocouple type K



ภาพประกอบ 16 การติดตั้งท่อน้ำเข้า - ออก ท่อสารทำความเย็นและถึงน้ำแสดงอุณหภูมิด้วยฉนวน เพื่อป้องกันความร้อนที่สูญเสีย



ภาพประกอบ 17 เครื่องมือวัดความดันสารทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ ด้านความดันต่ำ (Low pressure) และ ด้านความดันสูง (High pressure)



ภาพประกอบ18 เครื่องมือวัดกระแสไฟฟ้าและแรงเคลื่อนไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์



(a)



(b)

ภาพประกอบ 19 (a) เครื่องมือวัดอุณหภูมิDIGICONชนิด K (รุ่น TS-7) มี 4 ช่องสัญญาณ

(b) เครื่องมือวัดอุณหภูมิDIGICONชนิด K (รุ่นTB-85H) มี 5 ช่องสัญญาณ



ภาพประกอบ 20 เครื่องมือวัดอัตราการไหลของน้ำ

บทที่ 4

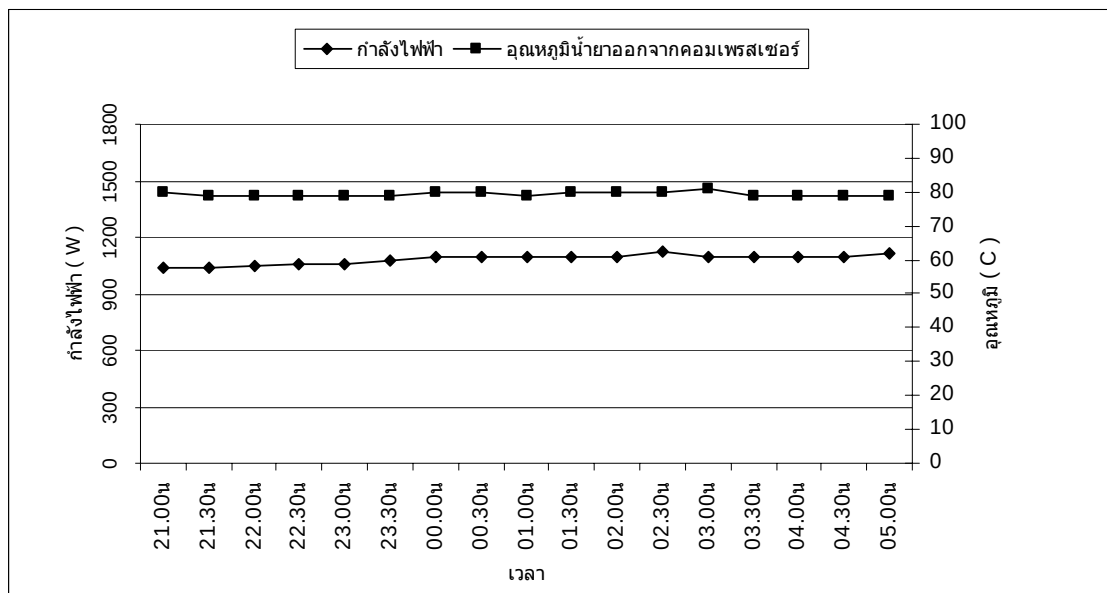
ผลการวิจัย

ในบทนี้จะแสดงผลการทดสอบ การออกแบบและสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อใช้ทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนโดยใช้ความร้อนทิ้งจากระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12000 Btu/hr โดยมีการทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีลักษณะเป็นฮีเลียมแผ่นผ้าที่มีครีบอลูมิเนียมแบบเรียบอยู่ทางด้านนอกท่อ ที่บรรจุอยู่ภายในถึงน้ำมีปริมาตรความจุ 100 ลิตรโดยน้ำที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เป็นแบบไหลตัดกัน

ในการทดสอบ และทำการเก็บบันทึกข้อมูลที่ได้ เพื่อนำมาทำการวิเคราะห์และคำนวณแบ่งออกเป็นดังนี้ คือ

1. การทดสอบระบบปรับอากาศที่ยังไม่มีการติดตั้งระบบผลิตน้ำร้อน
2. การทดสอบโดยใช้เครื่องปรับอากาศทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบไว้ เมื่อน้ำเต็มถังโดยไม่มีการปรับอัตราการไหลของน้ำ
3. การทดสอบโดยใช้เครื่องปรับอากาศทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบไว้ โดยใช้การปรับอัตราการไหลของน้ำที่เข้าและออกภายในถังโดยการใช้อัตราการไหลของน้ำเป็น 4 ระดับคือ 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อนาที

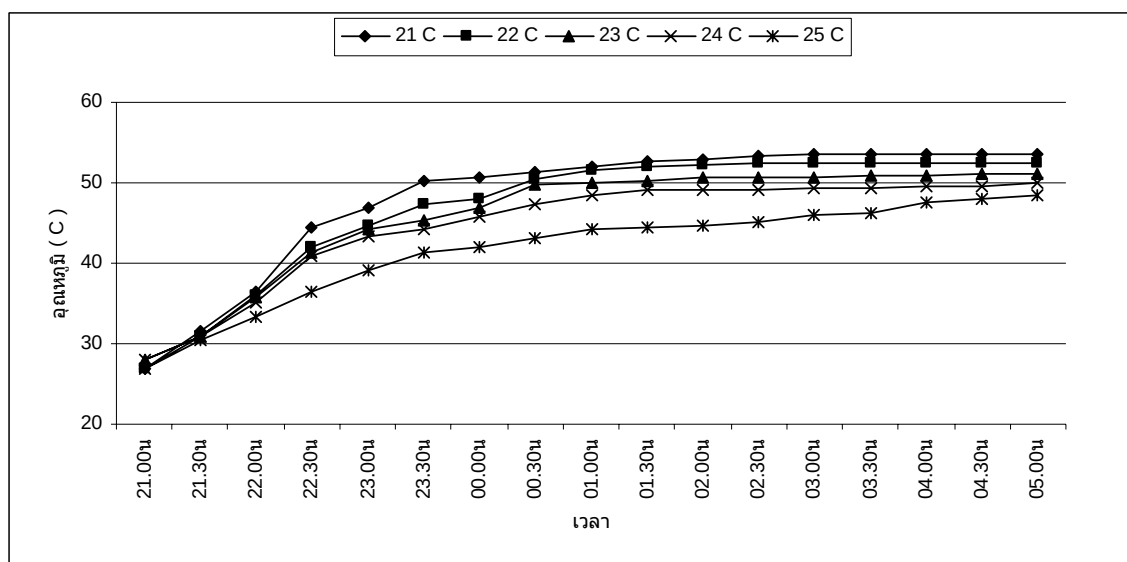
การทดสอบระบบปรับอากาศที่ยังไม่มีการติดตั้งระบบผลิตน้ำร้อน



ภาพประกอบ 21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าและอุณหภูมิเมื่อไม่มีอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 21 °C

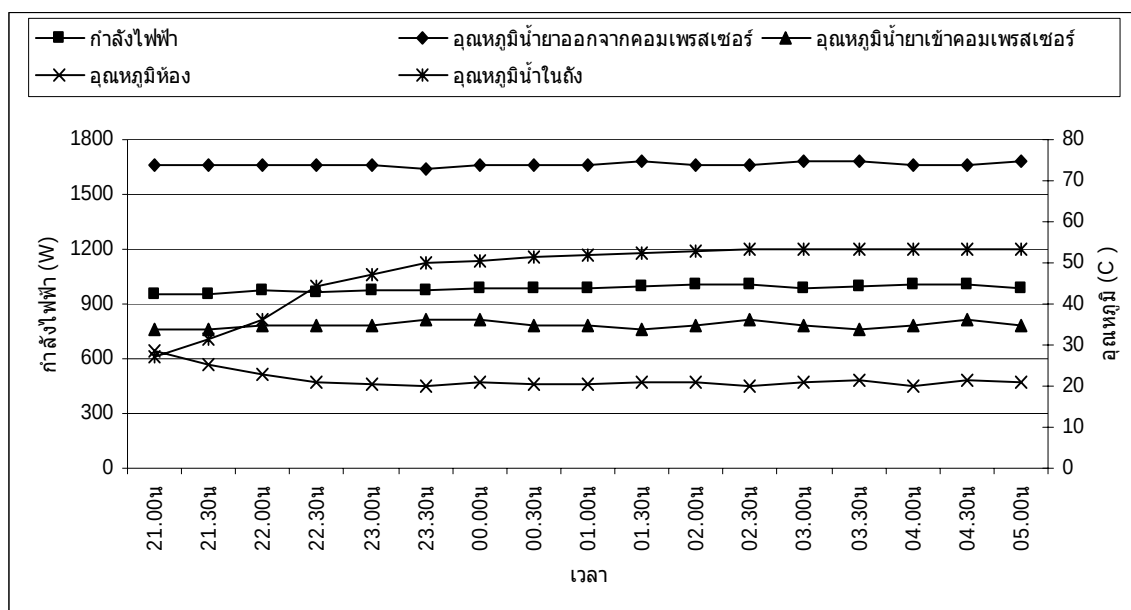
จากผลของการทดสอบที่ได้ดังแสดงในภาพประกอบ 21 หลังจากทีระบบปรับอากาศทำงานไปได้สักระยะหนึ่ง แล้วระบบปรับอากาศจะเข้าสู่สภาวะสมดุลทางความร้อน กำลังไฟฟ้าที่ใช้โดยเฉลี่ยของเครื่องปรับอากาศนั้นมีค่าเท่ากับ 1081.9 Watts โดยมีการทดสอบให้เครื่องปรับอากาศนั้นทำงานตั้งแต่เวลา 21.00 – 05.00 น. รวมเวลาการทดสอบประมาณ 8 ชั่วโมง โดยมีอุณหภูมิภายนอก (Ambient temperature) คือ 33 °C และในขณะเดียวกันนั้น อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เป็นไอร้อนที่ออกจากคอมเพรสเซอร์นั้นมีค่าเฉลี่ยประมาณ 79.5 °C

การทดสอบโดยใช้เครื่องปรับอากาศทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบไว้ เมื่อน้ำเต็มถังโดยไม่มีการปรับอัตราการไหลของน้ำ



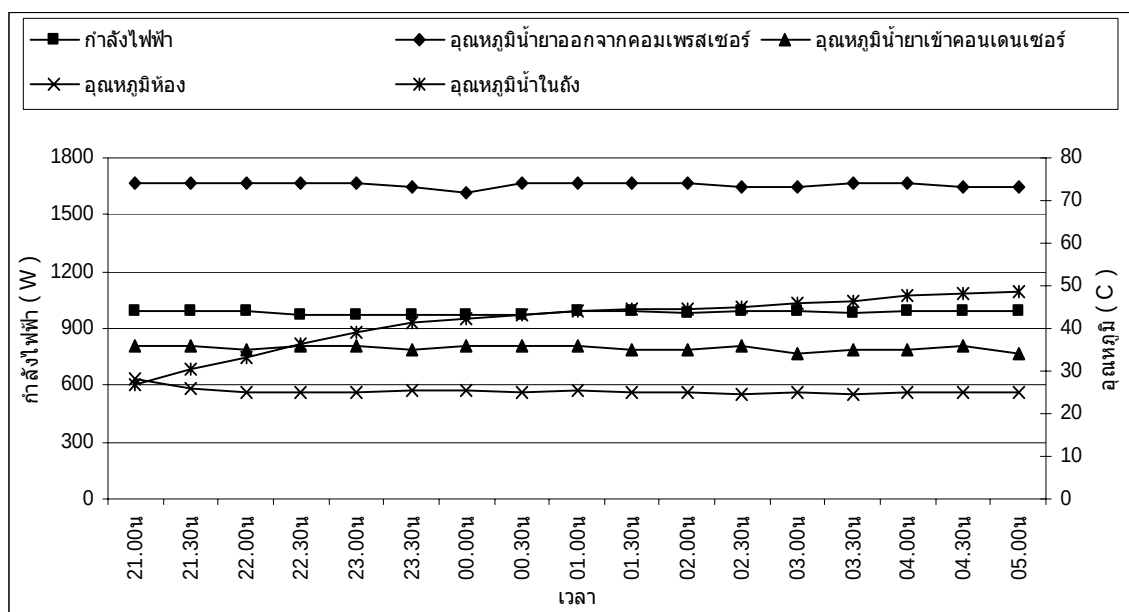
ภาพประกอบ 22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลา กับอุณหภูมิห้อง 21 °C, 22 °C, 23 °C, 24 °C และ 25 °C เมื่อน้ำเต็มถังและยังไม่มีการใช้ความร้อน

จากภาพประกอบ 22 แสดงให้เห็นว่าในการใช้เวลาในการที่ต้องนำเครื่องปรับอากาศมาทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้ออกแบบไว้นั้น ในช่วงเวลาของการตั้งอุณหภูมิของระบบปรับอากาศไว้ที่อุณหภูมิต่ำนั้น ความสามารถในการทำน้ำร้อนจะได้ผลมากกว่าการตั้งอุณหภูมิไว้สูง ทั้งนี้เนื่องจากในช่วงของการทำงานของระบบปรับอากาศตัวเทอร์โมสตัท (Thermostat) ของอุณหภูมิที่ตั้งไว้ต่ำนั้นจะทำการตัดระบบการทำงานของคอมเพรสเซอร์นั้นจะใช้เวลาานาน จึงทำให้คอมเพรสเซอร์นั้นได้มีเวลาการทำงานมากขึ้น เมื่อสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์นั้นมีอุณหภูมิสูงและความดันก็สูงด้วย ดังนั้นระบบปรับอากาศดังกล่าวจึงสามารถถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำในถังได้มากขึ้น อุณหภูมิของน้ำในถังจึงสูงขึ้น จากภาพประกอบ 22 แสดงให้เห็นว่าในช่วงระหว่างอุณหภูมิห้อง 21 °C กับ อุณหภูมิห้อง 25 °C เป็นค่าที่ได้จากผลของการทดสอบคือ ที่อุณหภูมิห้อง 21 °C จะได้น้ำร้อนสูงสุดที่ ระบบทำได้คือ 53.5 °C ที่อุณหภูมิห้อง 22 °C ได้น้ำร้อนคือ 52.5 °C ที่อุณหภูมิห้อง 23 °C ได้น้ำร้อนคือ 51.2 °C ที่อุณหภูมิห้อง 24 °C ได้น้ำร้อนคือ 50 °C และที่อุณหภูมิห้อง 25 °C จะได้น้ำร้อนที่ระบบทำได้คือ 48.5 °C ซึ่งเป็นค่าที่ต่ำสุดที่ได้จากการทดสอบ



ภาพประกอบ 23 กำลังไฟฟ้าและอุณหภูมิเมื่อมีอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 21 °C
เมื่อยังไม่มีการใช้น้ำร้อน

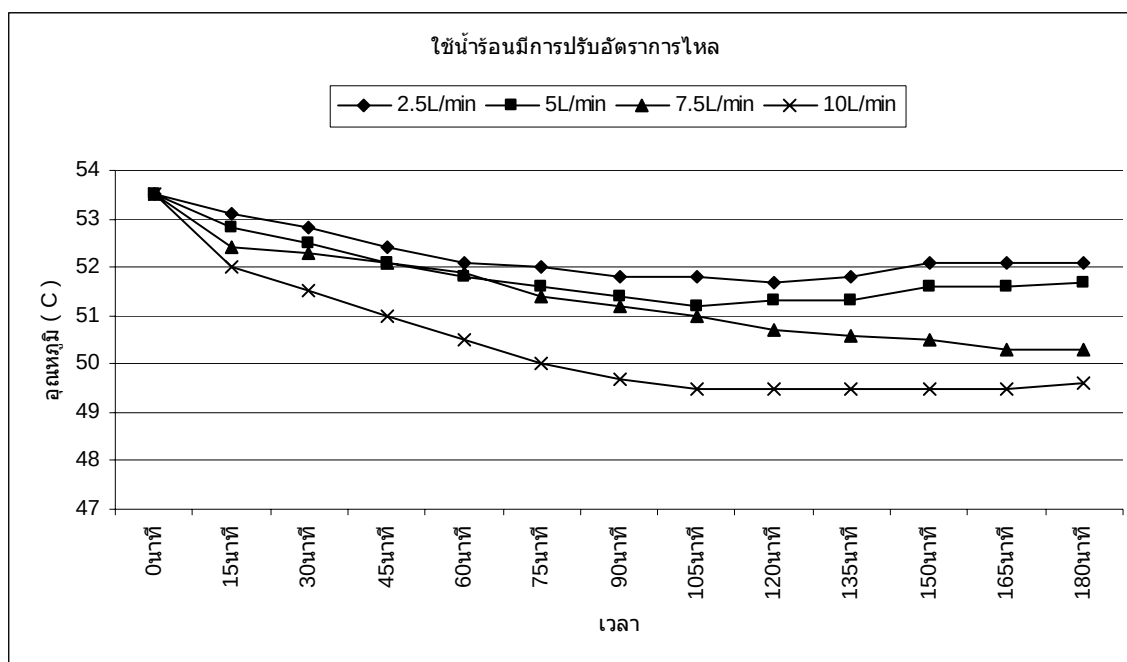
ผลของการทดสอบดังที่ได้ในภาพประกอบที่ 23 เมื่อยังไม่มีการใช้น้ำทำให้มีการสะสมความร้อนของน้ำในถังเกิดขึ้นอย่างต่อเนื่อง เพราะว่าไอร้อนของสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์มีความดันสูง ทำให้การถ่ายเทความร้อนระหว่างไอร้อนนั้นให้กับน้ำได้อย่างต่อเนื่องและนาน ทำให้อุณหภูมิของน้ำในช่วงต้นๆนั้นมีอุณหภูมิสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง โดยที่อุณหภูมิของไอร้อนของสารทำความเย็นมีอุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 74.2 °C อุณหภูมิไอร้อนของสารทำความเย็นที่เข้าคอนเดนเซอร์ประมาณ 33.3 °C และพบว่ากำลังไฟฟ้าที่ได้นั้นคือ 986.6 Watts ลดลงจากกรณีเครื่องปรับอากาศที่ไม่มีอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนประมาณ 950 Watts ซึ่งค่าที่ได้้น้อยกว่ากรณีดังกล่าวประมาณ 8.8 %



ภาพประกอบ 24 กำลังไฟฟ้าและอุณหภูมิเมื่อมีอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 25 °C
เมื่อยังไม่มีการใช้ น้ำร้อน

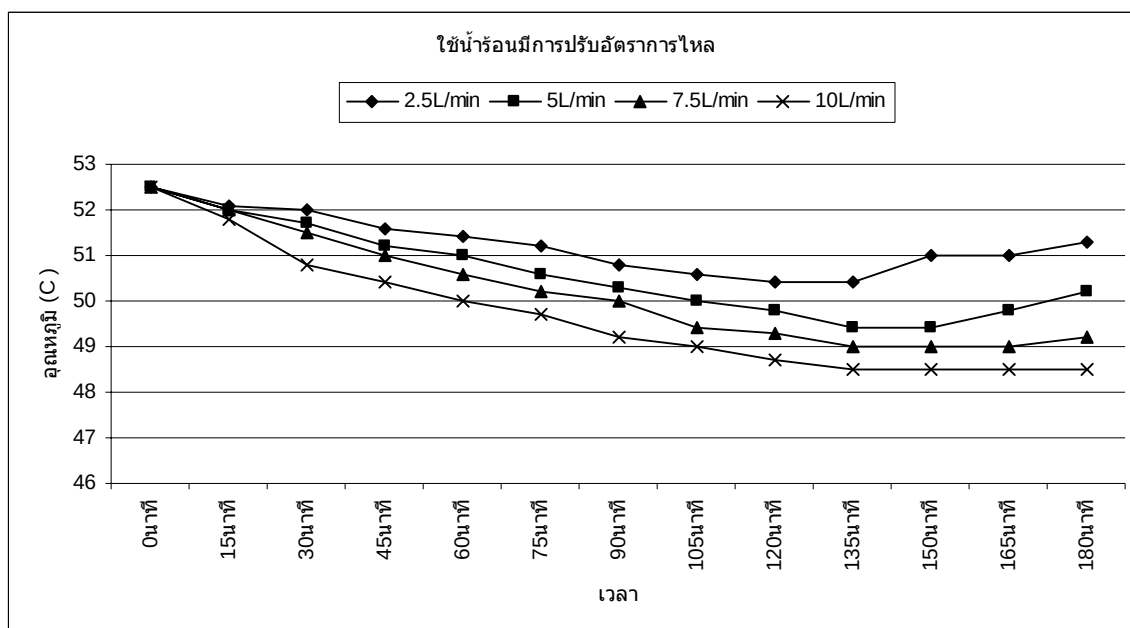
ผลของการทดสอบดังที่ได้ในภาพประกอบ 24 เมื่อยังไม่มีการใช้ น้ำทำให้มีการไอร้อนของสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์มีความดันสูง ทำให้การถ่ายเทความร้อนระหว่างไอร้อนนั้นให้กับน้ำได้ไม่ค่อนนาน เนื่องจากเทอร์โมสแตท เครื่องปรับอากาศทำงานบ่อยเนื่องมาจากอุณหภูมิห้องนั้นถึงจุดที่เราได้ตั้งค่าไว้ต่ำกว่าค่าอื่นๆทำให้อุณหภูมิของน้ำในช่วงต้นๆนั้นมีอุณหภูมิสูงขึ้นอย่างช้าๆไม่ค่อยต่อเนื่อง โดยที่อุณหภูมิของไอร้อนของสารทำความเย็นมีอุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 73.6 °C และกำลังไฟฟ้าที่ได้นั้นคือ 983.6 Watts ลดลงจากกรณีเครื่องปรับอากาศที่ไม่มีอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนประมาณ 0.085 kW ซึ่งค่าที่ได้้น้อยกว่ากรณีดังกล่าวประมาณ 8 %

การทดสอบโดย ใช้การปรับอัตราการไหลของน้ำที่เข้าและออกภายในถังโดยการใช้
อัตราการไหลของน้ำเป็น 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อนาที



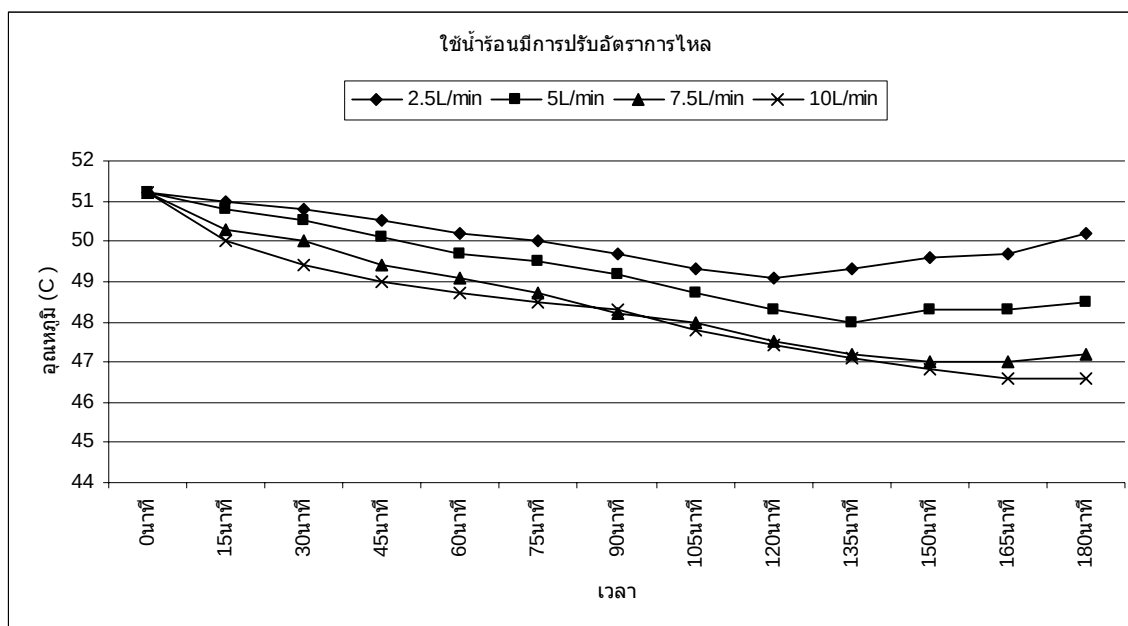
ภาพประกอบ 25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลากับอัตราการไหลของน้ำที่อุณหภูมิห้อง 21°C มี
การปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อนาที เมื่อมีการใช้น้ำร้อน

เมื่อมีความต้องการใช้น้ำร้อนในอัตราที่ต่างกันคือในอัตราการไหลที่ 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อนาที จากภาพประกอบ 25 ในช่วงของอุณหภูมิห้อง 21°C นั้น จากผลของการทดสอบนั้นจะได้น้ำร้อนที่ระบบทำได้คือ 53.5°C โดยที่ในอัตราการใช้น้ำดังกล่าวนี้จะพบว่า อุณหภูมิของน้ำร้อนนั้นจะลดลงไม่เกิน 5°C เนื่องจากในช่วงแรกๆของการใช้น้ำทุกอัตราการไหลนั้น อุณหภูมิของน้ำที่ได้จะต่ำลง เพราะในช่วงเวลาดังกล่าวนั้น สารทำความเย็นได้มีการถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำที่เข้ามาผสมกับน้ำในถัง ซึ่งน้ำที่เข้ามาใหม่ในถังนั้นมีอุณหภูมิต่ำ ในการที่น้ำในถังจะมีอุณหภูมิเพิ่มมากขึ้นอีกจึงต้องรอให้คอมเพรสเซอร์ทำงานไปอีกระยะหนึ่ง จากผลที่ได้จากการทดสอบนั้นจะพบว่า ในช่วงที่น้ำร้อนมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นเกือบเท่าเดิมในช่วงที่ไม่มีการปรับอัตราการไหลก็ต้องใช้เวลา แต่อุณหภูมิของน้ำที่ได้จากระบบนั้นยังอยู่ในอัตราที่ไม่ต่ำจนเกินไป ในลักษณะดังกล่าวเป็นการทดสอบการใช้น้ำเป็นเวลา 180 นาที



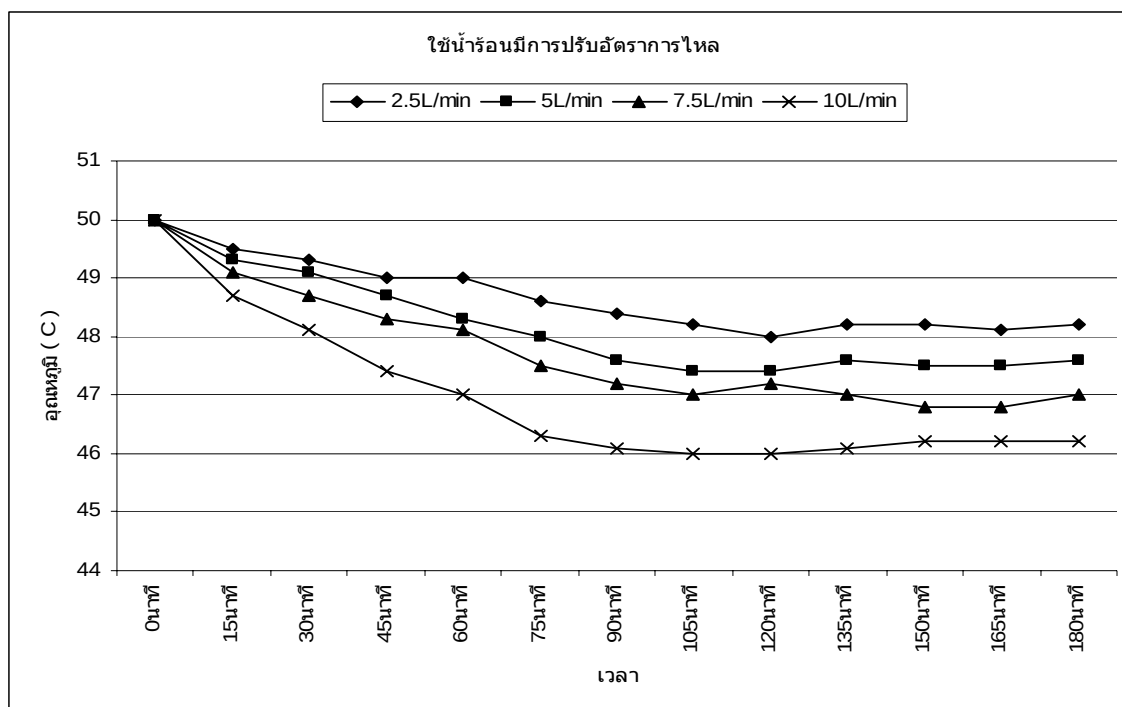
ภาพประกอบ 26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลา กับอัตราการไหลของน้ำที่อุณหภูมิห้อง 22°C โดยมีการปรับอัตราการไหลที่ 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อนาที เมื่อมีการใช้น้ำร้อน

ผลของการทดสอบดังแสดงในภาพประกอบ 26 พบว่าเมื่อได้มีการสะสมความร้อนที่ได้ไว้ในถังเป็นเวลา 8 ชั่วโมง (21.00 – 05.00 น.) อุณหภูมิที่ได้ของน้ำร้อนจากระบบคือ 52.5°C และเมื่อเริ่มนำน้ำร้อนในถังไปใช้งานในลักษณะที่มีการปรับอัตราการไหลของน้ำ อุณหภูมิของน้ำในถังจะลดลงในเมื่อมีน้ำเต็มเข้ามาแทนที่น้ำที่ออกไปใช้งานในช่วงแรกๆ ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าและออกจะอยู่ในระดับที่สูง เมื่อใช้น้ำไปอย่างต่อเนื่องความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำเข้าและออกจะเริ่มลดลงเรื่อยๆ จนอุณหภูมิของน้ำเริ่มสะสมความร้อนที่ได้นั้นเพิ่มขึ้นอีกโดยใช้เวลา 120 – 135 นาที แต่เป็นการเพิ่มที่ยังอยู่ในอัตราที่ยังไม่รวดเร็วคือ ในอัตราการไหลที่ 2.5 ลิตรต่อนาทีนั้น ในช่วงเวลาดังกล่าวอุณหภูมิที่ได้จะสูงกว่าในส่วนอื่นๆ เนื่องจากอัตราการไหลที่ 2.5 ลิตรต่อนาทีที่มีการสะสมความร้อนได้เร็วหรือมีการสูญเสียความร้อนน้อยกว่าอัตราการไหลอื่นๆ จึงทำให้มีการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของน้ำที่ได้จากระบบนั้นได้เร็วขึ้น



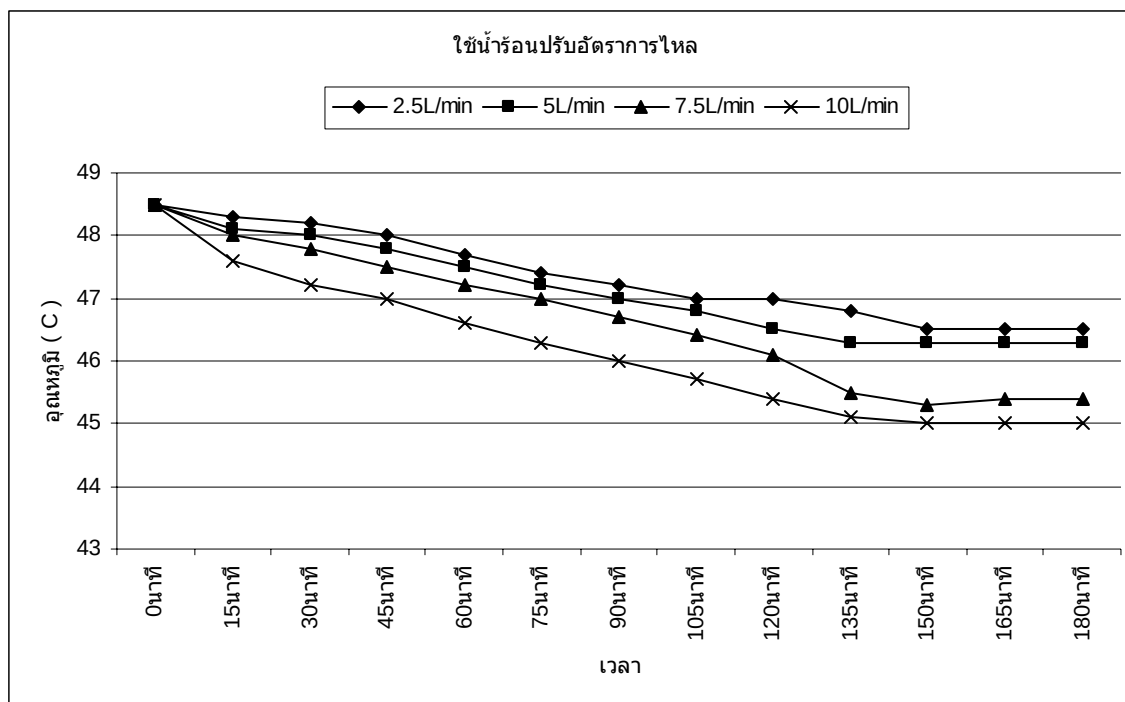
ภาพประกอบ 27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลา กับอัตราการไหลของน้ำที่อุณหภูมิห้อง 23°C มีการปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อนาที เมื่อมีการใช้น้ำร้อน

จากผลการทดสอบดังภาพประกอบ 27 ค่าที่ได้ของอุณหภูมิของน้ำร้อนในถังของระบบคือ 51.2°C ในลักษณะดังกล่าวนี้จะเห็นได้ว่า อุณหภูมิของน้ำภายในถังลดลงจากการทดสอบในช่วงของอุณหภูมิใน 2 ช่วงที่ผ่านมาที่อุณหภูมิห้อง 21°C และ 22°C จากการที่อุณหภูมิของน้ำร้อนภายในถังลดลงทำให้สารทำความเย็นที่ไหลออกจากอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนหรือที่ไหลเข้าคอมเพรสเซอร์ลดลงไปด้วยการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำกับไอร้อนของสารทำความเย็นก็ลดลงตามไปด้วย ในระยะเวลาดังกล่าวการให้น้ำในถังก็ได้ไม่เต็มที่ และในเมื่อมีการใช้น้ำแล้วด้วยก็ทำให้อุณหภูมิของน้ำในถังลดลงเรื่อยๆ กว่าน้ำจะสะสมความร้อนเพิ่มขึ้นอีกใช้เวลาประมาณ 135 นาทีโดยที่ระบบปรับอากาศนั้นก็ยังต้องทำงานอยู่อย่างต่อเนื่อง



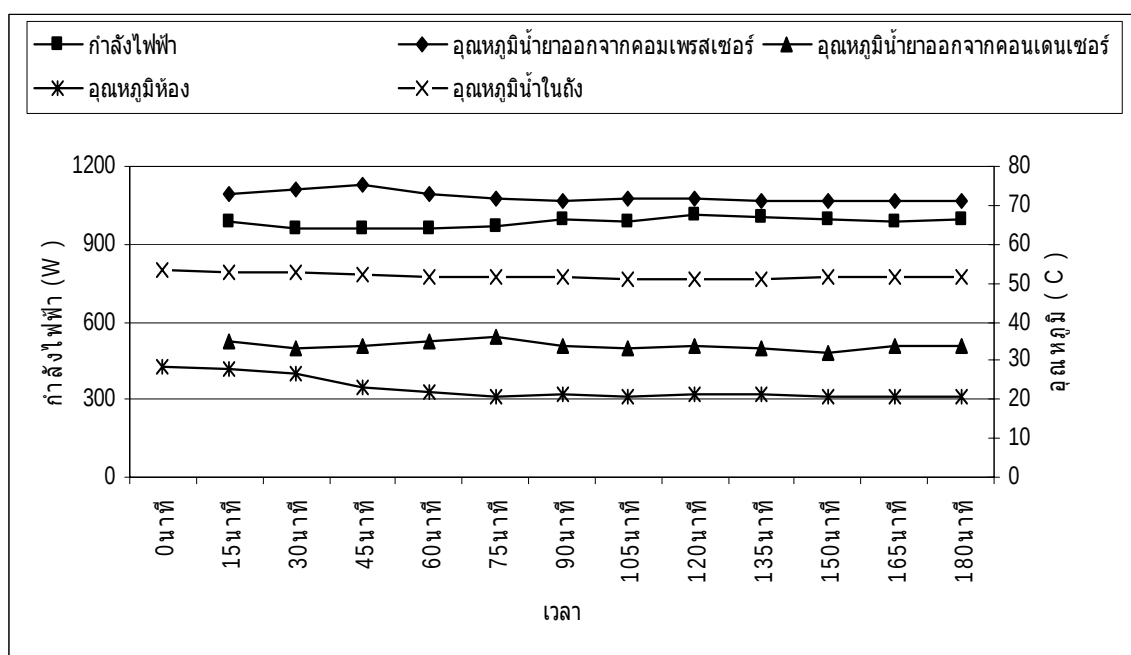
ภาพประกอบ 28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลา กับอัตราการไหลของน้ำ ที่อุณหภูมิห้อง 24°C โดยมีการปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อนาที เมื่อมีการใช้น้ำร้อน

ผลการทดสอบในภาพประกอบที่ 28 พบว่าอุณหภูมิที่ได้ในการทำน้ำร้อนของระบบคือ 50.1°C . ในช่วงเวลาในการนำน้ำร้อนที่ได้นำไปใช้งานในอัตราการไหลที่ 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อนาทีนั้น ในอัตราการไหลที่ทำให้น้ำในถังมีอุณหภูมิลดลงสูงสุดคือที่ 10 ลิตรต่อนาที อันเนื่องมาจากเป็นอัตราการไหลที่น้ำถูกเติมเข้ามามากกว่าระดับอื่น ทำให้ความร้อนที่สะสมไว้ไม่ทันกับความร้อนที่อุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนทำได้ จึงทำให้อุณหภูมิน้ำในถังลดอุณหภูมิลงเรื่อยๆ ซึ่งต้องใช้เวลาประมาณ 150 นาที กว่าน้ำในถังจะสะสมความร้อนได้อีกครั้งของในช่วงอุณหภูมิดังกล่าวนี้



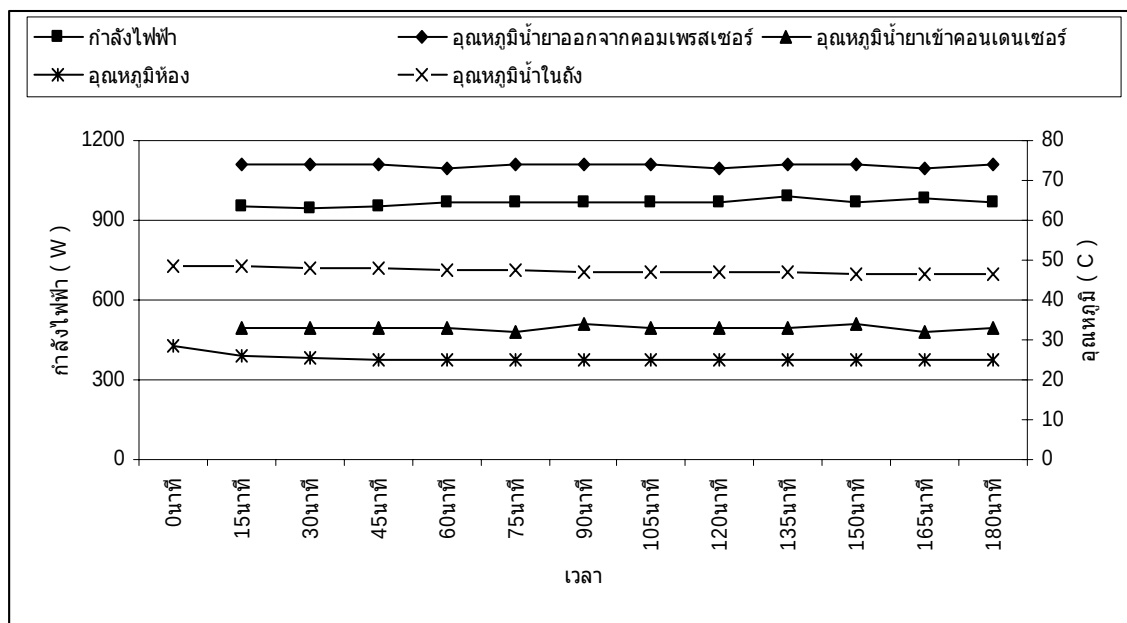
ภาพประกอบ 29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลา กับอัตราการไหลของน้ำ ที่อุณหภูมิห้อง 25°C โดยมีการปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อนาที เมื่อมีการใช้น้ำร้อน

จากภาพประกอบ 29 เป็นการทดสอบในช่วงของอุณหภูมิห้อง 25°C โดยมีการปรับอัตราการไหลของน้ำอยู่ 4 ระดับคือที่ 2.5, 5, 7.5 และ 10 ลิตรต่อนาที จากผลของการทดสอบนั้นจะได้น้ำร้อนที่อุณหภูมิสูงสุดคือ 48.5°C โดยจะพบว่าช่วงของอุณหภูมิห้องที่ 25°C อุณหภูมิของน้ำร้อนนั้นจะมีอัตราการเพิ่มขึ้นอย่างช้าๆ อันเนื่องมาจาก ในช่วงแรกๆของการใช้น้ำทุกอัตราการไหลนั้น อุณหภูมิของน้ำที่ได้จะต่ำลง เพราะในช่วงเวลาดังกล่าวนั้น สารทำความเย็นนั้นถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำที่เข้ามาผสมกับน้ำในถังซึ่งน้ำที่เข้ามานั้นมีอุณหภูมิต่ำ ในการที่น้ำในถังจะมีอุณหภูมิมากขึ้นอีกจึงต้องรอให้คอมเพรสเซอร์ทำงานไปอีกระยะหนึ่ง จากตารางที่ได้จากการทดสอบนั้นจะพบว่า ในช่วงที่น้ำร้อนนั้นมีอุณหภูมิเกือบเท่าเดิมในช่วงที่ไม่มีการปรับอัตราการไหลก็ต้องใช้เวลาสักระยะหนึ่ง



ภาพประกอบ 30 กำลังไฟฟ้าและอุณหภูมิเมื่อมีอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 21 °C เมื่อมีการใช้น้ำร้อน ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อนาที

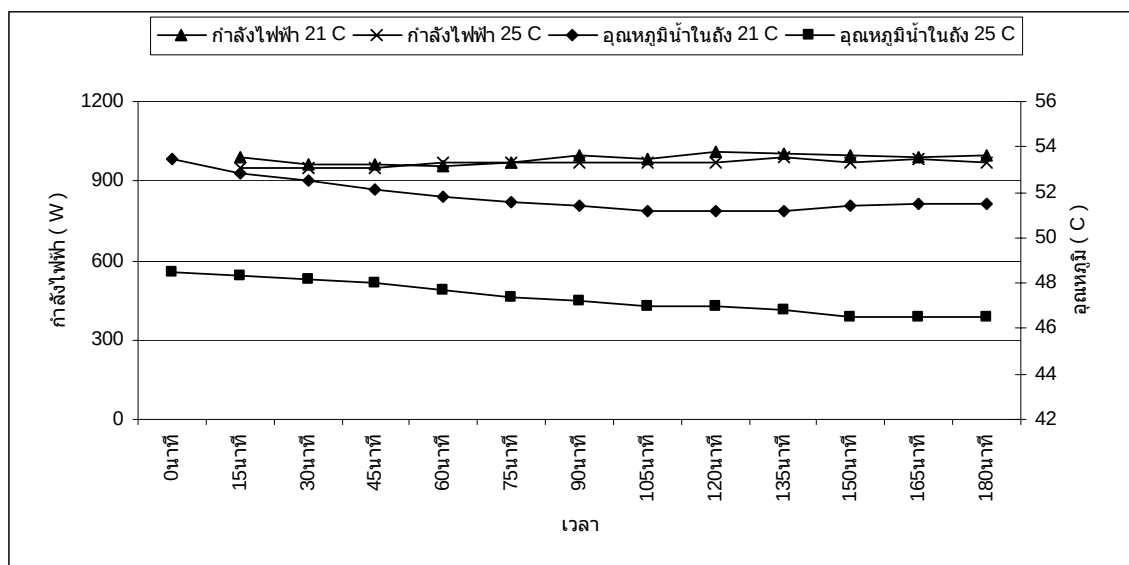
ผลของการทดสอบดังที่ได้ในภาพประกอบ 30 อุณหภูมิของน้ำที่ได้สะสมไว้เป็นเวลาในการทดสอบ 8 ชั่วโมงค่าที่สูงที่สุดคือ 53.5°C เมื่อมีการใช้น้ำโดยให้ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อนาที โดยมีการใช้น้ำในเวลา 180 นาทีนั้น อุณหภูมิของน้ำที่มีการปรับอัตราการไหลดังกล่าวนี้ลดลงต่ำสุดคือ 2.3°C อุณหภูมิน้ำยาออกจากคอมเพรสเซอร์ที่ได้เฉลี่ยคือ 72.2°C กำลังไฟฟ้าที่ได้เฉลี่ยคือ 985.5 Watts ซึ่งต่ำกว่ากำลังไฟฟ้าในกรณีไม่มีอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนในช่วงของอุณหภูมิเดียวกันที่ใช้ประมาณ 960 Watts หรือมีค่าลดลงเฉลี่ยประมาณ 9.8%



ภาพประกอบ 31 กำลังไฟฟ้าและอุณหภูมิเมื่อมีอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 25 °C เมื่อมีการใช้น้ำร้อน ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อนาที

ผลของการทดสอบดังที่ได้ในภาพประกอบ 31 อุณหภูมิของน้ำที่ได้สะสมไว้เป็นเวลาในการทดสอบ 8 ชั่วโมงน้ำร้อนที่ได้อุณหภูมิสูงสุดคือ 48.5°C เมื่อมีการใช้น้ำโดยให้มีการปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อนาที มีการใช้น้ำในช่วงการทดสอบเป็นเวลา 180 นาที อุณหภูมิของน้ำที่มีการปรับอัตราการไหลดังกล่าวนี้ลดลงต่ำสุดคือ 2°C อุณหภูมิน้ำจากคอมเพรสเซอร์ที่ได้เฉลี่ย 70.3°C กำลังไฟฟ้าที่ได้เฉลี่ยคือ 981.4 Watts ซึ่งต่ำกว่ากำลังไฟฟ้าในกรณีไม่มีอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนในอุณหภูมิห้องเดียวกันที่ 25°C โดยเฉลี่ย 850 Watts ซึ่งมีค่าลดลงประมาณ 8.9%

ผลของการทดสอบดังที่ได้ในภาพประกอบ 31 ที่อุณหภูมิห้อง 21°C กำลังไฟฟ้าที่ได้เฉลี่ยคือ 985.5 Watts อุณหภูมิของน้ำค่าที่สูงสุดคือ 53.5°C



ภาพประกอบ 32 เปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าและอุณหภูมิน้ำในถังเมื่อมีอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 21°C และ 25°C เมื่อมีการใช้น้ำร้อนปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อนาที

ผลของการทดสอบดังที่ได้ในภาพประกอบ 32 ที่อุณหภูมิห้อง 21°C กำลังไฟฟ้าที่ได้เฉลี่ยคือ 985.5 Watts อุณหภูมิของน้ำค่าที่สูงที่สุดคือ 53.5°C ที่อุณหภูมิห้อง 25°C อุณหภูมิของน้ำที่ได้สูงสุดคือ 48.5°C จากภาพประกอบที่แสดงนั้นจะเห็นได้ว่ากำลังไฟฟ้าที่ได้เฉลี่ยของทั้งสองอุณหภูมิห้องที่ได้ทำการทดสอบปรากฏผลว่า ค่าที่ได้แตกต่างกันไม่มาก ซึ่งจะมีความแตกต่างกันที่เห็นได้ชัดเจนในกรณีที่อุณหภูมิของน้ำร้อนที่ได้ถึงแม้ว่าจะใช้เวลาในการทำงานของเครื่องปรับอากาศที่มีระบบผลิตน้ำร้อนในเวลาที่เท่ากันคือในเวลา 180 นาที ดังนั้นถึงแม้ว่าเราจะเปิดอุณหภูมิเครื่องปรับอากาศไว้ที่ 21°C หรือ 25°C ก็ทำให้กำลังไฟฟ้าที่เราใช้ไปนั้นมีอัตราสิ้นเปลืองเกือบเท่าๆกัน แต่ว่าเราได้น้ำร้อนที่มีอุณหภูมิของน้ำค่าสูงกว่า

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

สรุปผลการวิจัย

จากผลของการทดสอบที่ได้นั้น น้ำมีอุณหภูมิเริ่มต้นที่ประมาณ 27°C เมื่อเปิดให้สารทำความเย็นไหลเข้าสู่อุปกรณ์ผลิตน้ำร้อน อุณหภูมิของไอร้อนที่ออกจากคอมเพรสเซอร์และอุณหภูมิภายในห้องสูงขึ้นเล็กน้อย เนื่องจากในช่วงแรกๆนั้นระบบพยายามที่จะทำการปรับความสมดุลเพราะความดันสูญเสียในท่อสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น คอมเพรสเซอร์ต้องทำการอัดไอของความร้อนให้มีความดันสูงขึ้นเพื่อที่จะเอาชนะความดันที่สูญเสียที่เพิ่มขึ้น แต่เมื่อสารทำความเย็นไหลผ่านอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนแล้วความดันลดลงอย่างมาก เนื่องจากอุณหภูมิของน้ำนั้นต่ำไอร้อนของคอมเพรสเซอร์มีอุณหภูมิลดลงโดยเฉลี่ยประมาณ 45°C มีผลทำให้ความดันแตกต่างกันระหว่างด้านสูงและต่ำนั้นลดลงในระบบเครื่องปรับอากาศนั้นใช้อุปกรณ์ที่ลดความดันเป็น Capillary tube เมื่อความดันแตกต่างกันลดลงอัตราการไหลของสารทำความเย็นจะลดลงไปด้วย เนื่องจากความดันสูงนั้นต่ำลง ส่งผลให้กำลังไฟฟ้าลดลงไปด้วย เมื่อเครื่องปรับอากาศทำงานไปได้สักระยะหนึ่ง อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เป็นไอร้อนและอุณหภูมิห้องนั้นเริ่มลดลงในขณะที่อุณหภูมิของน้ำร้อนที่ได้จากอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนนั้นมีอุณหภูมิสูงขึ้นจากการที่น้ำนั้นมีอุณหภูมิสูงขึ้นทำให้สารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนสูงขึ้นด้วยการติดตั้งอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนเข้ากับระบบปรับอากาศนั้น ทำให้ความดันด้านสูงของระบบลดลง ส่งผลให้มีการใช้พลังงานน้อยลง และยังสามารถนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ได้ใหม่ ซึ่งจะเห็นได้ว่าการที่เราได้ทำการทดสอบในกรณีที่ไม่มีการใช้น้ำและมีการใช้น้ำนั้นจะพบว่าในกรณีที่มีการใช้น้ำ(ปรับอัตราการไหล) นั้นจะสามารถลดกำลังไฟฟ้า ได้มากกว่าแบบกรณีที่ไม่ใช้น้ำ เนื่องจากการไหลเวียนของน้ำนั้นจะช่วยให้การระบายความร้อนได้ดี ทำให้อุณหภูมิและความดันด้านสูงลดลง แต่น้ำร้อนที่เราได้ในกรณีนี้อาจไม่สามารถจะคงระดับความร้อนไว้ได้ตลอดเนื่องจากน้ำมีการไหลผ่านตลอดเวลาที่เราใช้งาน เนื่องจากความร้อนที่สะสมไว้นั้นไม่พอ แต่ในเมื่อใช้งานไปสักระยะน้ำร้อนที่ได้ก็จะกลับมามีอุณหภูมิใกล้เคียงในช่วงแรกอีกเมื่อเรายังเปิดให้ระบบยังมีการทำงานอย่างต่อเนื่อง

ระยะเวลาในการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำร้อนในถังภายในระบบจะต้องใช้เวลาจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศกรณีที่ติดตั้งอุณหภูมิของเครื่องปรับอากาศ(Evap temperature) ไว้ต่ำๆจะทำให้เครื่องปรับอากาศทำงานได้นานขึ้น ก็จะมีผลทำให้อุณหภูมิน้ำร้อนในถังนั้นมีอุณหภูมิสูงขึ้นด้วย ดังนั้นจะเห็นได้ว่าอุณหภูมิของระบบปรับอากาศนั้นจะแปรผันตามอุณหภูมิของอากาศภายนอกและช่วงของระยะเวลาที่เครื่องปรับอากาศทำงาน

จากการทดสอบพบว่าความร้อนทั้งที่ได้จากเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนนั้นสามารถทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้ออกแบบได้โดยระบบนี้สามารถทำน้ำร้อนได้สูงสุดที่อุณหภูมิ 53.5°C และเมื่อเปิดน้ำในถังที่อัตราการไหลต่างกันตั้งแต่ 2.5 ลิตรต่อนาที่ถึง 10 ลิตรต่อนาที่ พบว่าอัตราการลดลงของอุณหภูมิในถังแปรผันตามอัตราการไหลของน้ำที่เพิ่มขึ้นแต่จะลดลงไม่เกิน 5°C และปริมาณความร้อนสูญเสียเนื่องนี้ไม่เกิน 9.4% อัตราการสิ้นเปลืองของพลังงานไฟฟ้าที่ใช้กับระบบนั้นลดลงเฉลี่ยประมาณ 8.2% การประหยัดของเอกเซอร์จีมีค่า 42.9% จากการประหยัดพลังงานที่เกิดขึ้นโดยการระบายความร้อนด้วยน้ำของเครื่องปรับอากาศ สามารถคืนทุนได้ในระยะเวลาประมาณ 3 ปี 5 เดือน

ข้อเสนอแนะ

1. ควรทำการทดลองกับห้องที่มีขนาดที่เหมาะสมซึ่งจะให้ผลของการทดสอบมีค่าที่ผิดพลาดน้อย และค่าที่ได้นั้นมีความแม่นยำมากยิ่งขึ้น
2. เนื่องจากค่าใช้จ่ายในการออกแบบเครื่องปรับอากาศที่มีระบบผลิตน้ำร้อนนั้นเพิ่มขึ้นพอสมควรจากระบบปรับอากาศปกติ แต่ได้ผลคุ้มค่ากับการลงทุนที่ได้ทำไปกับระบบดังกล่าว เพราะประโยชน์ที่ได้รับช่วยทำให้ประหยัดค่าไฟฟ้าและช่วยให้เราได้น้ำร้อนมาใช้ซึ่งเป็นไปตามที่วัตถุประสงค์ในงานวิจัยครั้งนี้
3. เครื่องปรับอากาศที่มีการทำงานเป็นลักษณะเป็น Inverter ที่จะมีลักษณะการทำงานได้อย่างต่อเนื่องกว่าระบบ เครื่องปรับอากาศทั่วไปแต่ราคาอาจสูงกว่าระบบปรับอากาศทั่วไป

บรรณานุกรม

บรรณานุกรม

- 1 กอบสิน ทวีสิน (2522): *เครื่องทำน้ำร้อนด้วยแสงอาทิตย์* วิทยานิพนธ์ วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า พระนครเหนือ ถ่ายเอกสาร.
- 2 เจนจิรา เปี่ยมดี (2545): *การออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในขบวนการอบแห้งขนม* วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) เชียงใหม่: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ถ่ายเอกสาร.
- 3 ขวลิต แซ่ฮ้อ (2542): *การจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นเพื่อสร้างและทำการพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์กำหนดตัวแปรควบคุมต่างๆและคุณสมบัติของวัสดุ* วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ถ่ายเอกสาร.
- 4 ผศ.ชูชัย ต.ศิริวัฒนา (2546): *การทำความเย็นและการปรับอากาศ* กรุงเทพฯ: สำนักพิมพ์ สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย - ญี่ปุ่น).
- 5 บริษัท ยอร์ค แอร์คอนดิชั่นนิ่ง แอนด์ รีฟริจเจอเรชั่น กรุงเทพฯ: (ประเทศไทย) จำกัด
- 6 มานะศิษฐ์ พิมพ์สาร (2521): *ระบบน้ำร้อนในอาคาร* กรุงเทพฯ: สำนักพิมพ์ สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย - ญี่ปุ่น).
- 7 วันชัย แสงคำวงษ์ (2535): *ศึกษาการใช้แผงรับแสงอาทิตย์เพื่อทำน้ำอุ่นในเวลากลางวัน และทำน้ำเย็นในเวลากลางคืน* วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ถ่ายเอกสาร
- 8 สมชาย มณีวรรณ (2543): *ศึกษาความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของการทำน้ำร้อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ร่วมกับความร้อนทิ้ง จากระบบปรับอากาศแบบเทอร์โมอิเล็กทริก* วิทยานิพนธ์ วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ถ่ายเอกสาร
- 9 สิทธิชัย บุญประเสริฐ (2532): *ศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ ที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศ* วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ถ่ายเอกสาร
- 10 Jozsef M. Nyers ; & Arpad J. Nyers (2546): *ศึกษาและออกแบบระบบทำความร้อนจากความร้อนทิ้งจากเครื่องซักผ้าในโรงงานอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ร่วมกับปั๊มความร้อน* เซอร์เบีย

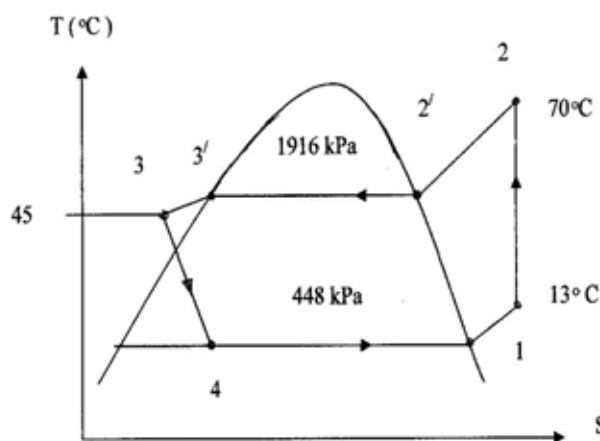
- 11 Seine Gradum; & Barnes Horrent (1992): *ศึกษาและวิจัยระบบการทำความร้อนแบบ ดูดกลืนแบบไฮบริดจ์ที่ใช้ในโรงงานอุตสาหกรรม นอร์เวย์*
- 12 Kurt C. Rolle (2000): *Heat and Mass Transfer* – 1st ed. University of Wisconsin Platteville
- 13 Wilbert F. Stocker; & Jerold W.Jones (1982): *Refrigeration & Air conditioning* 2 nd ed. McGraw-Hill
14. Alkhamis; et al. (1998): *ออกแบบและติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบคอยล์โดยใช้คอยล์ทองแดงเป็นวัสดุในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อวิเคราะห์ถึงประโยชน์ของความร้อนสัมผัส (Sensible heat) ที่อยู่ในก๊าซไอเสียจากเตาในห้องครัว มหาวิทยาลัยมุทาร์ จอร์แดน*
15. Madnaik; & Jadhav (1996): *ศึกษาการนำความร้อนทิ้งโดยนำก๊าซที่มีอุณหภูมิ 210 °C กลับมาใช้ประโยชน์ในระบบอุตสาหกรรมน้ำตาล อินเดีย*

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก.

ตัวอย่างการคำนวณ การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ระยะเวลาการคืนทุน
ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ประหยัดพลังงาน และสมรรถนะการทำความเย็น

ตัวอย่างการคำนวณการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



ภาพประกอบ 33 แสดงแผนภูมิ T-s การทำงานจริงของระบบปรับอากาศ

จากภาพประกอบ 33 และ ภาคผนวก ข. จากคุณสมบัติของสารทำความเย็นของ R-22
จุด 1. ที่ความดัน 448 kPa (65 psi) กับ 13 °C จะได้

$$h_1 = 418 \text{ kJ/kg}$$

จุด 2. เป็นลักษณะ Superheat ที่ความดัน 1916.14 kPa และที่อุณหภูมิ 70 °C จะได้

$$h_2 = 438 \text{ kJ/kg}$$

จุด 3. ที่ความดัน 1916.14 kPa และที่อุณหภูมิ 45 °C จะได้

$$h_3 = 256.4 \text{ kJ/kg}$$

จุด 4. เมื่อ $h_3 = h_4$ ดังนั้นจะได้ $h_4 = 256.4 \text{ kJ/kg}$

1. คำนวณหาค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ ($\dot{m}_g$)

$$\dot{m}_g = \frac{3.52}{(h_1 - h_4)} \quad ; \quad 12000 \text{ BTU/hr} = 3.52 \text{ kW}$$

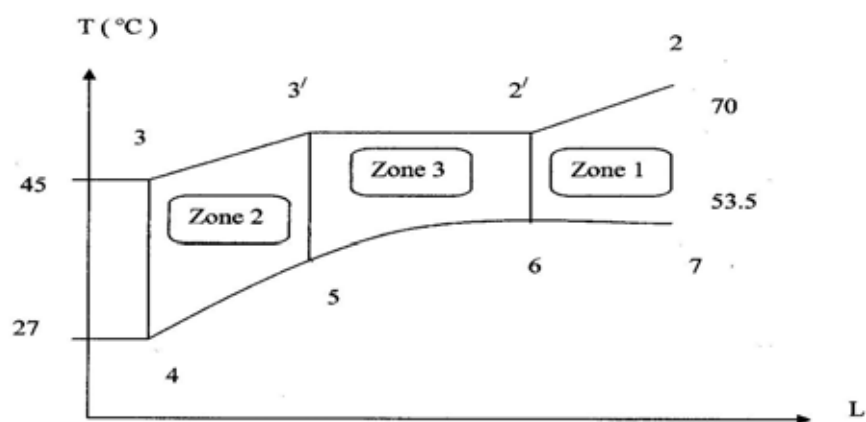
$$\dot{m}_g = \frac{3.52 \text{ kW}}{(418 - 256.4 \text{ kJ/kg})} = 0.022 \text{ kg/s}$$

2. คำนวณหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของ Condenser, (Q_{con})

เมื่อ $Q_{\text{con}} = \dot{m}_g (h_2 - h_3)$

$$= 0.022 \text{ kg/s} (438 - 256 \text{ kJ/kg})$$

$$= 3.995 \text{ kW}$$



ภาพประกอบ 34 แสดงการกระจายอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3. คำนวณหาค่าอัตราการไหลของน้ำ ($\dot{m}_w$)

ให้อุณหภูมิน้ำเข้า ($T_{w,i} = T_4$) คือ 27°C , อุณหภูมิน้ำออก ($T_{w,o} = T_7$) คือ 53.3°C

เมื่อ
$$Q_{\text{con}} = \dot{m}_w C_{p,w} (\Delta T) \quad ; \quad Q_{\text{con}} = Q_w$$

$$3.995 \text{ kW} = \dot{m}_w (4.18 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(53.3 - 27 \text{ K})$$

ดังนั้นจะได้
$$\dot{m}_w = \frac{3.995 \text{ kW}}{(4.18 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(53 - 27 \text{ K})} = 0.0368 \text{ kg/s}$$

$$= (0.0368 \text{ kg/s})(60 \text{ min})$$

$$= 2.21 \text{ kg/min}$$

4. คำนวณหาค่า Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD)

Zone 1; ช่วง Desuperheating. (Singer phase)

เมื่อ
$$Q_{2-2'} = \dot{m}_g (\Delta h); \dot{m}_g = \dot{m}_{R-22}$$

$$= \dot{m}_g (h_2 - h_{2'}); h_2 = 438 \text{ kJ/kg}$$

จากภาพประกอบ 34 จะได้ $T_{2'} = T_2 = \left(\frac{45 + 70}{2} \right) = 58^\circ \text{C}$

และ อุณหภูมิเฉลี่ยของ $h_{2'}$ คือ $T_b = \left(\frac{58 + 70}{2} \right) = 64^\circ \text{C} (337 \text{ K})$

จากตารางภาคผนวก ข.คุณสมบัติของสารทำความเย็นของ R-22 ที่อุณหภูมิ 64°C จะได้

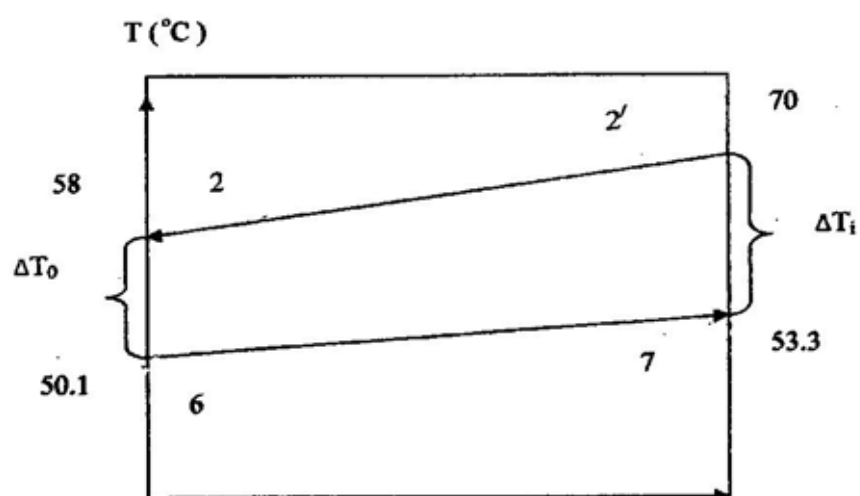
$$h_{2'} = h_g = 417.59 \text{ kJ/kg}$$

ดังนั้น $Q_{2-2'} = (0.022 \text{ kg/s})(438 - 417.59 \text{ kJ/kg}) = 0.437 \text{ kW}$

$$Q_{6-7} = \dot{m}_w C_{p,w} (\Delta T)$$

$$0.437 \text{ kW} = (0.0368 \text{ kg/s})(4.18 \text{ kJ/kg})(53 - T_6) \therefore T_6 = 50.1^\circ \text{C}$$

$$\text{LMTD}_1 = \frac{(70 - 53) - (58 - 50.1)}{\ln(70 - 53) - (58 - 50.1)} = 11.87^\circ \text{C}$$



ภาพประกอบ 35 ลักษณะการไหลของของไหลแบบ Cross flow ของ Zone 1

5. คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ (h_i)

สำหรับ Tube side heat transfer coefficient ของ R-22 (Singer phase, gas)

จากภาพประกอบ 35 ค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิคือ $T_b = \left(\frac{58 + 70}{2} \right) = 64^\circ \text{C} (337\text{K})$

จาก ตารางภาคผนวก ข.จะได้คุณสมบัติของสารทำความเย็นของ R-22 คือ

T(K)	ρ_g (kg/m ³)	μ_g (N.s/m ²)	k_g (W/m.K)	$C_{p,g}$ (kJ/kg.K)	Pr_g	d_i (m)	N_t
337	122.53	0.167×10^{-3}	0.0137	1.263	1.55	8.8×10^{-3}	20

เมื่อ

$$A_{tp} = \frac{\pi(d_i)^2(N_t)}{4} = \frac{\pi(8.8 \times 10^{-3} \text{ m})^2(\frac{20}{10})}{4} = 1.216 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$U_m = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g A_{tp}} = \frac{(0.022 \text{ kg/s})}{(122.53 \text{ kg/m}^3)(1.216 \times 10^{-4} \text{ m}^2)} = 1.467 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\rho_g U_m d_i}{\mu} = \frac{(122.53 \text{ kg/m}^3)(1.476 \text{ m/s})(8.8 \times 10^{-3})}{(0.167 \times 10^{-3} \text{ N.s/m}^2)}$$

$$= 95302.36$$

จากสมการ (2.14) จะได้

$$N_{u,b} = \frac{(f/2)Re_b Pr_b}{1.07 + 12.7(f/2)^{0.5} (Pr_b^{2/3} - 1)}$$

โดยที่

$$f = (1.58 \ln Re_b - 3.28)^{-2}$$

$$= [(1.58 \ln 95302.36) - 3.28]^{-2}$$

$$= 0.0045$$

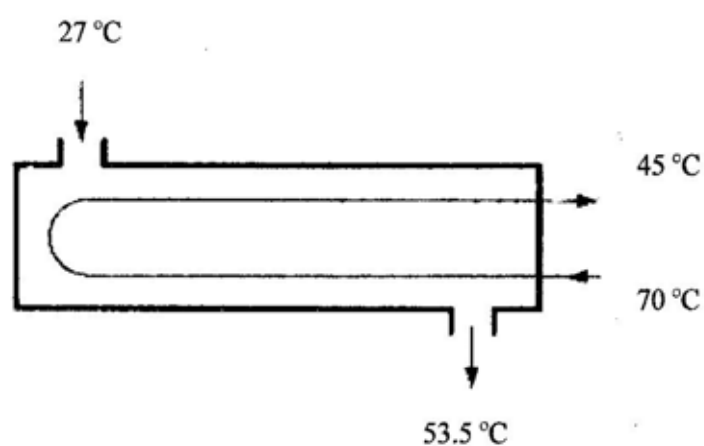
ดังนั้น

$$N_{u,b} = \frac{(0.0045/2)(95302.36)(1.55)}{1.07 + 12.7(0.0045/2)^{0.5} (1.55^{2/3} - 1)} = 242.08$$

เมื่อ

$$h_i = N_{u,b} \frac{Nu_b}{d_i} = \frac{(243.08)(0.0137 \text{ W/m.K})}{(8.8 \times 10^{-3} \text{ m})} = 376.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

6. คำนวณหาค่า Collection Factor (F)



ภาพประกอบ 36 การไหลภายใน Shell and tube ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จะได้

$$Q = U.A.\Delta_{lm} \quad ; \quad \Delta_{lm} = \Delta LMTD$$

$$P = \frac{T_{c,2} - T_{c,1}}{T_{h,1} - T_{c,1}} = \frac{(53 - 50.1)}{(70 - 50.1)} = 0.15$$

$$R = \frac{T_{h,1} - T_{h,2}}{T_{c,2} - T_{c,1}} = \frac{(70 - 58)}{(53 - 50.1)} = 4.13$$

จากภาพประกอบ 5 เมื่อ $P = 0.15$, $R = 4.13$ ดังนั้นจะได้ค่าของ F คือ 0.9

7. คำนวณหาค่าของความต้านทานของผนังท่อ (R_w)

เมื่อ
$$R_w = \ln \frac{\left(\frac{r_e}{r_i} \right)}{2\pi k L}$$

โดยที่ $k = 385 \text{ W/m.K}$ (Conductivity of copper)

$$D_o = 0.0095 \text{ m}, D_i = 0.0088 \text{ m}, L = 0.5 \text{ m}$$

$$R_w = \ln \frac{(0.0095/2) / (0.0088/2)}{2\pi(0.5 \text{ m})(385 \text{ W/m.K})} = 6.585 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

8. คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อ (h_o)

สำหรับ Tube side heat transfer coefficient ของน้ำ (Singer phase, water)

ภาพประกอบ 34 ค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิคือ $T_b = \left(\frac{27 + 53.5}{2} \right) = 40.3^\circ \text{C} (313.4 \text{ K})$

จาก ตาราง ภาคผนวก ข. จะได้คุณสมบัติของน้ำดังนี้คือ;

T(K)	ρ_f (kg/m ³)	μ_f (N.s/m ²)	k_f (W/m.K)	$C_{p,f}$ (kJ/kg.K)	Pr_f	μ_w (N.s/m ²)
313.4	992.06	656.6×10^{-6}	631.6×10^{-6}	4.179	4.43	557.4×10^{-6}

จากสมการ (2.16); $\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14}$

เลือก Shell and tube heat exchanger;

Shell internal diameter = 0.45 m

Number of tube, N_t = 20

Tube diameter, D_o = 0.0095 m

Tube material, k = 385 W/m.K (Copper)

Pitch size, P_t = 0.027 m

No Buffer spacing; B = 1

จากสมการ (2.17) For a triangular pitch tube layout คือ

$$D_e = \left[4 \left(\frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} \right) - \left(\frac{\pi d_o^2}{8} \right) / (\pi \times d_o / 2) \right]$$

$$D_e = \left[4 \left(\frac{(0.027 \text{ m})^2 \times \sqrt{3}}{4} \right) - \left(\frac{\pi (9.5 \times 10^{-3} \text{ m})^2}{8} \right) / [\pi (9.5 \times 10^{-3} \text{ m} / 2)] \right] = 0.075 \text{ m}$$

$$C = P_T - d_o = 0.027 - 0.0095 = 0.0175 \text{ m}$$

$$A_s = \frac{D_o C B}{P_T} = \frac{(0.45 \text{ m})(0.0175 \text{ m})(1)}{(0.027 \text{ m})} = 0.212 \text{ m}^2$$

$$G_s = \frac{\dot{m}_w}{A_s} = \frac{(0.0369 \text{ kg/s})}{(0.212 \text{ m}^2)} = 0.998 \text{ kg/s.m}^2$$

และ

$$Re_s = \frac{G_s D_o}{\mu} = \frac{(0.998 \text{ kg/s.m}^2)(0.075 \text{ m})}{(656.6 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2)} = 114.05$$

$$\frac{h_o D_e}{k} = \left[\frac{(0.075 \text{ m})(0.998 \text{ kg/m}^2)}{(656.6 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2)} \right]^{0.55} \left[\frac{(4179 \text{ J/kg K})(656.6 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2)}{0.632 \text{ W/m.s}} \right]^{1/3}$$

$$\left[\frac{(656.6 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2)}{(55.4 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2)} \right]^{0.14}$$

$$= 20.039$$

$$h_o = \frac{(20.039)(0.632 \text{ W/m.K})}{(0.075 \text{ m})} = 168.87 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

9.หาค่าประสิทธิภาพของครีป (η_o)

$$r_e = \frac{1}{2} \left(\frac{45 + 25.4}{2} \right) = 17.6 \text{ mm}$$

$$r_i = \frac{9.5}{2} = 4.75 \text{ mm}$$

ดังนั้น $\frac{r_e}{r_i} = \frac{17.6}{4.75} = 3.71$

จาก $\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \times \sqrt{h_f/ky} = \left(\frac{r_e}{r_i}\right) \times M$

เมื่อ $M = \sqrt{h_f/ky}$

โดยที่ k = conductivity of aluminum, 202 W/m.K

$2y = 0.30$ mm = ความหนาของครีป (thickness fin) ที่กำหนดให้

จะได้ $y = 0.15$ mm

$$M = \sqrt{(168.87)/(202 \times 0.15 \times 10^{-3})} = 74.65 \text{ m}^{-1}$$

และ $\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \times M = \left(\frac{17.6 - 4.75}{1000} \text{ m} \times 74.65 \text{ m}^{-1}\right) = 0.89$

เมื่อ $\left(\frac{r_e}{r_i}\right) = 3.71$

และ $\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \times M = 0.89$

จากภาพประกอบ 10 จะได้ค่าของประสิทธิภาพของครีป = 0.8

10. คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ของ Zone 1, ($U_{o,1}$)

จากสมการ (2.10), $U_o = \frac{1}{\left(\frac{A_o}{A_i} \times \frac{1}{\eta_i h_i}\right) + \left(\frac{A_o R_{fi}}{\eta_i A_i}\right) + (A_o R_w) + \left(\frac{R_{fo}}{\eta_o}\right) + \left(\frac{1}{\eta_o h_o}\right)}$

เมื่อให้ $\eta_i = 1$, $R_{fo} = 0$ (ท่อใหม่), $R_{fi} = 0$ (ท่อสะอาด) และ $\eta_o = 0.8$

ดังนั้น $U_o = \frac{1}{\left(\frac{A_o}{A_i} \times \frac{1}{h_i}\right) + (A_o R_w) + \left(\frac{1}{\eta_o h_o}\right)}$

เมื่อ $A_i = \pi d_i L N = \pi(8.8 \times 10^{-3} \text{ m})(0.5 \text{ m})(20) = 0.2765 \text{ m}^2$

$$R_w = 6.585 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

จาก $Q = U_o \cdot A_o \cdot F(\Delta \text{LMTD})$

เมื่อ $Q = 437 \text{ W}$; $\Delta \text{LMTD}_1 = 11.28 \text{ }^\circ\text{C}$ จะได้

$$437 = \frac{(0.95)(11.87)(A_o)}{\left(\frac{A_o}{0.2765} \times \frac{1}{376.8}\right) + (A_o \times 6.585 \times 10^{-5}) + \left(\frac{1}{0.8 \times 168.87}\right)}$$

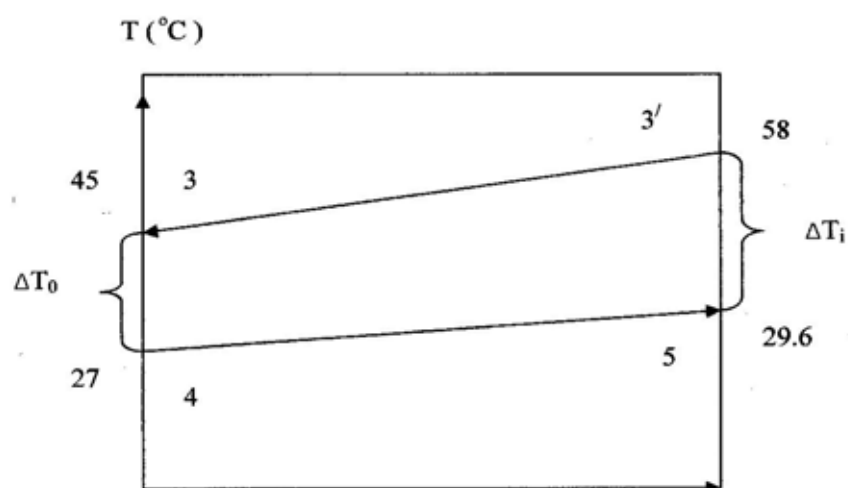
จะได้ $A_{o,1} = 0.46 \text{ m}$

$$U_{o,1} = \frac{1}{\left(\frac{0.46}{0.2765} \times \frac{1}{376.8} \right) + (0.46 \times 6.585 \times 10^{-5}) + \left(\frac{1}{0.8 \times 168.87} \right)}$$

ดังนั้น

$$U_{o,1} = 96.46 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Zone 2; ช่วง Subcooling ลักษณะการไหลของของไหลเป็น Single phase



ภาพประกอบ 37 ลักษณะการไหลของของไหลแบบ Cross flow ของ Zone 2

จากภาพประกอบ 37 จะได้ค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิ คือ $T_b = \left(\frac{58 + 45}{2} \right) = 52^\circ \text{C} (325 \text{ K})$

จากตารางภาคผนวก ข. จะได้คุณสมบัติของน้ำที่อุณหภูมิ 52°C คือ

T(K)	ρ_f (kg/m ³)	μ_f (N.s/m ²)	K_f (W/m.K)	$C_{p,f}$ (kJ/kg.K)	Pr_f	d_i (m)	N_t
325	987.18	528×10^{-6}	645×10^{-3}	4.182	3.42	8.8×10^{-3}	20

จากตารางภาคผนวก ข. จากคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ที่อุณหภูมิ 58 °C จะได้

$$h_{3'} = h_f = 247.65 \text{ kJ/kg.K}$$

และที่ความดัน 1916.14 kPa และที่อุณหภูมิ 45 °C จะได้

$$h_3 = 256.4 \text{ kJ/kg.K}$$

ซึ่ง

$$Q_{3'-3} = \dot{m}_g (\Delta h)$$

$$= \dot{m}_g (h_{3'} - h_3)$$

$$= (0.022 \text{ kg/s})(274.65 - 256.4 \text{ kJ/kg.K})$$

$$= 0.402 \text{ kW}$$

และ

$$Q_{4-5} = \dot{m}_w C_p (\Delta T)$$

$$0.402 \text{ kW} = (0.0368 \text{ kg/s})(4.18 \text{ kJ/kg})(T_5 - 27^\circ \text{C}); Q_{4-5} = Q_{3'-3}$$

$$T_5 = 29.58^\circ \text{C}$$

เมื่อ

$$A_{tp} = \frac{\pi(d_i)^2 (N_t)}{4} = \frac{\pi(8.8 \times 10^{-3} \text{ m})^2 (\frac{20}{10})}{4} = 1.216 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$U_m = \frac{\dot{m}_w}{\rho_f A_{tp}} = \frac{0.0369 \text{ kg/s}}{(987.18 \text{ kg/m}^3)(1.216 \times 10^{-4} \text{ m}^2)} = 0.307 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\rho_f \cdot U_m \cdot d_i}{\mu_f} = \frac{(987.18 \text{ kg/m}^3)(0.307 \text{ m/s})(8.8 \times 10^{-3} \text{ m})}{(528 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2)} = 5051.07$$

จากสมการ (2.17) $N_{u,b} = \frac{(f/2)(Re_b - 1000)Pr_b}{1.07 + 12.7(f/2)^{0.5}(Pr_b^{2/3} - 1)}$

โดยที่

$$f = (1.58 \ln Re_b - 3.28)^2$$

$$= [(1.58 \ln (5051.07) - (3.28))^2] = 0.0096$$

จะได้

$$N_{u,b} = \frac{(0.0096/2)(5051.07 - 1000)(3.42)}{1.07 + 12.7(0.0096/2)^{0.5}(3.42^{2/3} - 1)} = 22.9$$

เมื่อ

$$h_i = \frac{Nu_b}{d_i} = \frac{(22.9)(645 \times 10^{-3} \text{ W/m.K})}{(8.8 \times 10^{-3} \text{ m})} = 1678.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

ดังนั้น

$$h_i = h_{i,2} = 1678.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

11. คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ของ Zone 2, ($U_{o,2}$)

เมื่อ

$$U_{o,2} = \frac{1}{\left(\frac{A_{o,2}}{A_i} \times \frac{1}{h_i} \right) + (A_{o,2} R_w) + \left(\frac{1}{\eta_o h_o} \right)}$$

โดยที่

$$A_i = \pi d_i L N = \pi (8.8 \times 10^{-3} \text{ m})(0.5 \text{ m})(20) = 0.2765 \text{ m}$$

และ

$$R_w = 6.585 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

จาก

$$Q = U_o A_o F(\Delta \text{LMTD}) \quad \text{จะได้}$$

$$\text{LMTD}_2 = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o - \Delta T_i)} = \frac{(58 - 29.6) - (45 - 27)}{\ln(58 - 29.6) - (45 - 27)} = 22.81^\circ \text{C}$$

$$402 = \frac{(0.95)(22.81)(A_o)}{\left(\frac{A_o}{0.2765} \times \frac{1}{1678.6} \right) + (A_o \times 6.585 \times 10^{-5}) + \left(\frac{1}{0.8 \times 168.87} \right)}$$

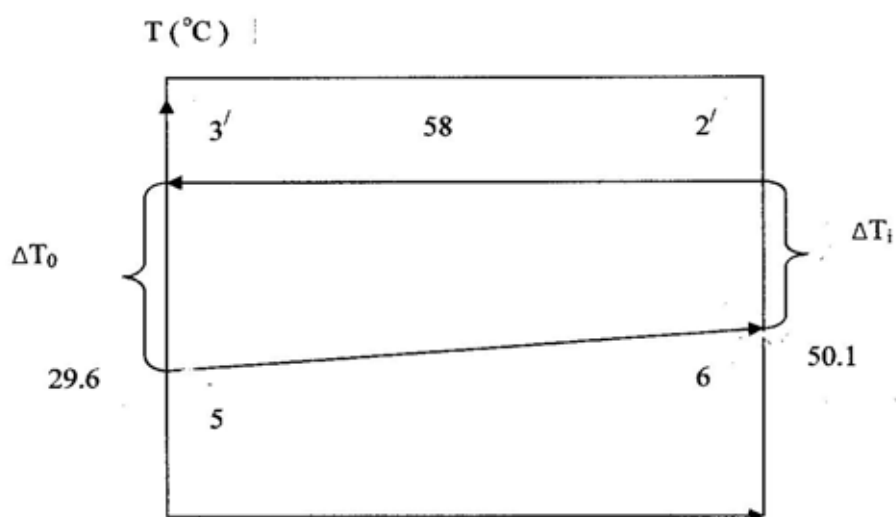
จะได้

$$A_{o,2} = 0.14 \text{ m}$$

$$U_{0,2} = \frac{1}{\left(\frac{0.14}{0.2765} \times \frac{1}{1678.6}\right) + (0.14 \times 6.585 \times 10^{-5}) + \left(\frac{1}{0.8 \times 168.87}\right)}$$

$$U_{0,2} = 96.46 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Zone 3; ช่วง Condensation in vertical (Two phase)



ภาพประกอบ 38 ลักษณะการไหลของของไหลแบบ Cross flow ของ Zone 3

จากสมการ (2.19) จะได้

$$Nu_m = \frac{h_m}{k_l} = 0.943 \left(\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g \cdot i_{lg} L^3}{\mu_l \Delta T k_l} \right) \times 0.7$$

จากตารางภาคผนวก ข. คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ที่อุณหภูมิ $T_b = 58^\circ\text{C}$ (331K) คือ

T(K)	v_l (m^3/kg)	ρ_l (kg/m^3)	v_g (kg/m^3)	ρ_g (m^3/kg)	i_l (kJ/kg)	i_g (kJ/kg)	i_{lg} (kJ/kg)	μ_l ($\text{N.s}/\text{m}^2$)	k_l (W/Mk)
331	9.529×10^{-3}	1042.59	9.529×10^{-3}	104.98	473.88	617.2	143.34	1.65×10^{-4}	0.072

จากสมการ (2.19) กำหนดให้ $L = 0.5 \text{ m}$, $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ จะได้

$$\text{Nu}_m = 0.943 \left(\frac{(1042.59 \text{ kg}/\text{m}^3)(1042.59 - 104.98 \text{ kg}/\text{m}^3)(9.81 \text{ m}/\text{s}^2)(9143.34 \times 10^3 \text{ J}/\text{kg})(0.5 \text{ m}^3)}{(1.65 \times 10^{-4} \text{ N.s}/\text{m}^2)(5 \text{ K})(0.072 \text{ W}/\text{m.K})} \right)$$

$$= 23464.03 \times 0.7$$

$$= 16424.82$$

$$\text{Nu}_m = \frac{h_m}{k_l} = 16424.82$$

$$h_m = \frac{16424.82(0.072 \text{ W}/\text{m.K})}{(0.5 \text{ m})} = 2365.17 \text{ W}/\text{m}^2.\text{K}$$

ดังนั้น

$$h_m = h_{i,3} = 2365.17 \text{ W}/\text{m}^2.\text{K}$$

12. คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ของ Zone 3, ($U_{o,3}$)

เมื่อ
$$U_{o,3} = \frac{1}{\left(\frac{A_{o,3}}{A_i} \times \frac{1}{h_i}\right) + (A_{o,3} R_w) + \left(\frac{1}{\eta_o h_o}\right)}$$

และ
$$A_i = \pi d_i L N = \pi (8.8 \times 10^{-3} \text{ m})(0.5 \text{ m})(20) = 0.2765 \text{ m}^2$$

$$R_w = 6.585 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$Q_{2'-3'} = \dot{m}_g (\Delta h) = \dot{m}_{R-22} (h_{2'} - h_{3'})$$

จากตารางภาคผนวก ข. คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ที่อุณหภูมิ 58°C จะได้

$$h_{2'} = h_g = 417.94 \text{ kJ/kg.K}$$

และ
$$h_{3'} = h_f = 274.44 \text{ kJ/kg.K}$$

ดังนั้น
$$Q_{2'-3'} = (0.022 \text{ kg/s})(417.94 - 274.44 \text{ kJ/kg}) = 3.157 \text{ kW}$$

เมื่อ
$$Q = U_o \cdot A_o \cdot F \cdot (\Delta LMTD); Q = 3157 \text{ W}$$

$$\text{LMTD}_3 = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o - \Delta T_i)} = \frac{(58 - 50.1) - (58 - 29.2)}{\ln(58 - 50.1) - \ln(58 - 29.2)} = 16.03^\circ \text{C}$$

$$3157 = \frac{(0.95)(16.03)(A_o)}{\left(\frac{A_o}{0.2765}\right)\left(\frac{1}{2363.17}\right) + (A_o \times 6.585 \times 10^{-5}) + \left(\frac{1}{0.8 \times 168.87}\right)}$$

จะได้

$$A_{o,3} = 2.3 \text{ m}^2 \quad \text{จะได้}$$

$$U_{o,3} = \frac{1}{\left(\frac{2.3}{0.2765} \times \frac{1}{2363.17}\right) + (2.3 \times 6.585 \times 10^{-5}) + \left(\frac{2.3}{0.2765} \times \frac{1}{2363.17}\right)}$$

$$= 105.69 \text{ W/m.K}$$

ดังนั้น พื้นที่ของการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดของแผ่นครีป (A_{total}) คือ $A_{o,1} + A_{o,2} + A_{o,3}$

$$A_{\text{total}} = 0.46 + 0.14 + 2.3 = 2.9 \text{ m}^2$$

และค่าของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ($U_{o,\text{total}}$) คือ $U_{o,1} + U_{o,2} + U_{o,3}$

$$U_{\text{total}} = 94.46 + 129.65 + 105.69 = 331.8 \text{ W/m.K}$$

ดังนั้น ค่าของความยาวท่อ(L) ที่ใช้ในการออกแบบ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ

$$A_o = \pi d_o L \frac{N_t}{10}$$

$$L = \frac{A_o}{\pi d_o \frac{N_t}{10}} = \frac{2.9 \text{ m}^2}{\pi (9.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2) (\frac{20}{10})} = 9.7 \text{ m} \approx 10 \text{ m}$$

จะได้ค่าความยาวท่อที่ใช้ในการออกแบบ = 10 m.

การคำนวณคิดระยะเวลาการคืนทุน

ในการออกแบบระบบผลิตน้ำร้อน โดยออกแบบให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำงานร่วมกับเครื่องปรับอากาศนั้นมีการใช้กระแสไฟฟ้า (I) โดยเฉลี่ยที่ 4.5 Amp. และแรงเคลื่อนไฟฟ้า (V) ที่ได้โดยเฉลี่ยที่ 220 Volts (ค่าที่ได้จากการทดสอบ) จะได้

$$P = IV = 4.5 \times 220 = \frac{990}{1000} = 0.99 \text{ kW}$$

ในเวลา 1 เดือน (30 วัน) ใช้เครื่องปรับอากาศวันละ 8 ชั่วโมง (21.00 – 05.00 น.) ต้องใช้ไฟฟ้าคือ

$$= 0.99 \text{ kW} \times 8 \times 0.85 \times 30 = 201.96 \text{ kWhr}$$

ค่า 0.85 = Part load compressor (ค่า Part load compressor คือช่วงเวลา Compressor ตัดตัวเอง)

และค่าไฟฟ้า มีอัตราหน่วยละ (kWhr) 3.50 บาท ดังนั้นการใช้ไฟฟ้าในเวลา 1 เดือน คือ

$$= 201.96 \text{ kWhr} \times 3.50 = 706 \text{ บาท}$$

เมื่อรวมงบลงทุนค่าใช้จ่ายในการทำงานวิจัยนี้ทั้งหมด(ตาราง 1) = 30,000 บาท

$$\text{ดังนั้นสามารถคืนทุนได้ภายในระยะเวลา} = \frac{30000}{(706 \times 12)} = 3.5 \text{ ปี}$$

การคำนวณหาค่า ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ประหยัดพลังงาน

เมื่อ T_0 = อุณหภูมิของบรรยากาศภายนอก = 25°C (298 K)

T_L = อุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนที่ถูกถ่ายเท
(อุณหภูมิขาออกของน้ำยาคอมเพรสเซอร์) = 75°C (348 K)

T_E = อุณหภูมิของอุปกรณ์ประหยัดพลังงาน
(อุณหภูมิของน้ำร้อนที่เก็บไว้ใช้งาน) = 53.3°C (326.3 K)

$$\text{Exergy} = 1 - \frac{T_0}{T_L} = 1 - \frac{298}{348} = 0.14$$

$$\text{Exergy save} = 1 - \frac{T_E}{T_L} = 1 - \frac{326.3}{348} = 0.06$$

ดังนั้น สมรรถนะของอุปกรณ์ประหยัดพลังงาน ได้จากสมการ

$$\eta_{\text{economizer}} = \left(\frac{1 - \frac{T_E}{T_L}}{1 - \frac{T_0}{T_L}} \right) \times 100$$

$$= \frac{0.06}{0.14} \times 100 = 42.9 \%$$

การคำนวณหาค่าของสมรรถนะการทำความเย็น (COP)

1. ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ไม่มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้อง 21 °C

21 °C	1	2	3	4
Pressure (kPa)	648	2926.8	2593	675.8
Temperature(°C)	18.3	79.5	44	11.9
Enthalpy (h)	410	440	260	260

$$\text{จากสมการที่ (2.4) } \text{COP} = \frac{q_{\text{evap}}}{W_{\text{comp}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{410 - 260}{440 - 410} = 5.0$$

Temperature(°C)	COP
22 °C	5.0
23 °C	5.1
24 °C	5.1
25 °C	5.1

2. การทดสอบโดยใช้เครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบไว้ เมื่อน้ำเต็มถังโดยไม่มีการปรับอัตราการไหลของน้ำที่อุณหภูมิห้อง 21 °C

21 °C	1	2	3	4
Pressure (kPa)	527.4	2537	2400	609.5
Temperature(°C)	16.9	74.2	35	14.1
Enthalpy (h)	411	438	250	250

$$\text{จากสมการที่ (2.4) } \text{COP} = \frac{q_{\text{evap}}}{W_{\text{comp}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{411 - 250}{438 - 411} = 5.4$$

Temperature(°C)	COP
22 °C	5.4
23 °C	5.4
24 °C	5.3
25 °C	5.3

3. การทดสอบโดยใช้เครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบไว้ โดยใช้การปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 2.5 ลิตรต่อนาที ที่อุณหภูมิห้อง 21 °C

21 °C	1	2	3	4
Pressure (kPa)	542.2	2203.7	2108.5	577.3
Temperature(°C)	17.6	72.1	33.3	12.9
Enthalpy (h)	410	440	245	245

$$\text{จากสมการที่ (2.4) } \text{COP} = \frac{q_{\text{evap}}}{W_{\text{comp}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{410 - 245}{440 - 410} = 5.5$$

Temperature(°C)	COP
22 °C	5.5
23 °C	5.6
24 °C	5.6
25 °C	5.6

4. การทดสอบโดยใช้เครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบไว้โดยใช้การปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อนาที ที่อุณหภูมิห้อง 21 °C

21 °C	1	2	3	4
Pressure (kPa)	523.5	2067.1	1942.4	565.4
Temperature(°C)	16.4	72.2	33.9	14.5
Enthalpy (h)	410	438	245	245

$$\text{จากสมการที่ (2.4) } \text{COP} = \frac{q_{\text{evap}}}{W_{\text{comp}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{410 - 245}{438 - 410} = 5.9$$

Temperature(°C)	COP
22 °C	5.9
23 °C	5.9
24 °C	5.9
25 °C	5.9

5. การทดสอบโดยใช้เครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบไว้ โดยใช้การปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 7.5 ลิตรต่อนาที ที่อุณหภูมิห้อง 21 °C

21 °C	1	2	3	4
Pressure (kPa)	493.8	2018.4	1914	530.9
Temperature(°C)	16.4	72.3	33.9	14.5
Enthalpy (h)	415	445	243	243

$$\text{จากสมการที่ (2.4) } \text{COP} = \frac{q_{\text{evap}}}{W_{\text{comp}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{415 - 243}{443 - 415} = 6.1$$

Temperature(°C)	COP
22 °C	6.1
23 °C	6.1
24 °C	6.0
25 °C	6.1

6. การทดสอบโดยใช้เครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ทำงานร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบไว้โดยใช้การปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 10 ลิตรต่อนาที ที่อุณหภูมิห้อง 21 °C

21 °C	1	2	3	4
Pressure (kPa)	481.9	1973.3	1865.9	517.8
Temperature(°C)	16.4	71.9	33.9	14.5
Enthalpy (h)	415	442	246	246

$$\text{จากสมการที่ (2.4) } \text{COP} = \frac{q_{\text{evap}}}{W_{\text{comp}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{415 - 246}{442 - 415} = 6.3$$

Temperature(°C)	COP
22 °C	6.4
23 °C	6.3
24 °C	6.3
25 °C	6.3

ภาคผนวก ข.

ตารางผลการทดสอบ ตารางคุณสมบัติของน้ำ ตารางคุณสมบัติสารทำความเย็น R-22

ตารางคุณสมบัติของโลหะ และ Pressure – Enthalpy Diagram (P-h) สารทำความเย็น R-22

ตาราง 3 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ไม่มีการติดตั้งเครื่องทำความร้อนที่อุณหภูมิ 21°C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 33 °C (1 nly 49)

Time (hr)	Pressure (kPa)						Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅		T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
21.00	617	2889.1		2549	657.8		20	80		43	13				4.7	220	1034	28.5
21.30	617	2889.1		2549	657.8		19	79		43	12				4.7	220	1034	25.5
22.00	637.4	2923.1		2583	671.4		19	79		44	11				4.8	219	1051.2	23.6
22.30	637.4	2923.1		2583	671.4		20	79		44	13				4.8	221	1060.8	22
23.00	637.4	2923.1		2583	678.2		19	79		44	13				4.8	220	1056	21
23.30	644.2	2923.1		2583	678.2		18	79		43	12				4.9	220	1078	20.5
00.00	644.2	2923.1		2583	678.2		18	80		44	10				5.0	220	1100	21.3
00.30	644.2	2923.1		2583	671.4		18	80		44	10				5.0	219	1095	21
01.00	651	2991.2		2583	671.4		17	79		43	11				5.0	219	1095	20.9
01.30	651	2923.1		2583	671.4		18	80		44	12				5.0	220	1100	21
02.00	651	2923.1		2617	678.2		18	80		45	13				5.0	219	1095	21.1
02.30	657.8	29503		2617	678.2		18	80		44	13				5.1	220	1122	20.9
03.00	664.6	29503		2617	685		18	81		45	11				5.0	220	1100	20.8
03.30	664.6	2923.1		2617	685		17	79		44	12				5.0	219	1095	21
04.00	664.6	2923.1		2617	685		18	79		45	13				5.0	219	1095	20.6
04.30	664.6	2923.1		2617	685		18	79		44	13				5.0	220	1100	21.1
05.00	664.6	2923.1		2617	685		18	79		45	11				5.1	219	1116.9	20.9
- x	647.8	2926.3		2593	675.8		18.3	79.5		44	11.9				4.9	219.6	1081.9	

ตาราง 4 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ไม่มีการติดตั้งเครื่องทำความร้อนที่อุณหภูมิ 22°C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 33 °C (7 พย.49)

Time (hr)	Pressure (kPa)					Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
21.00	637.4	2923.1		2585	671.4	19	81		43	14				4.5	220	990	28.5
21.30	644.2	2923.1		2585	671.4	19	81		43	14				4.5	221	994.5	24
22.00	657.8	2950.3		2617	671.4	18	80		44	14				4.6	222	1021.2	22.5
22.30	644.2	2950.3		2617	678.2	19	80		44	14				4.7	220	1034	22.1
23.00	644.2	2950.3		2583	671.4	18	80		44	15				4.7	221	1038.7	22
23.30	644.2	2950.3		2583	671.4	18	81		43	14				4.8	220	1056	21.9
00.00	651	2991.2		2617	688.4	18	82		44	14				4.8	220	1056	21.6
00.30	651	2991.2		2617	688.4	18	81		44	15				4.9	219	1073.1	22.1
01.00	651	2991.2		2617	688.4	19	80		43	15				4.9	220	1078	21.9
01.30	651	2991.2		2583	671.4	17	80		44	14				4.9	220.2	1078	22.2
02.00	644.2	2991.2		2583	671.4	18	80		45	14				5.0	220	1100	22.2
02.30	644.2	2950.3		2583	671.4	18	79		44	14				5.0	220	1100	21.9
03.00	644.2	2991.2		2617	685	18	80		45	14				5.0	220	1051.6	21.9
03.30	651	2991.2		2617	685	19	80		44	14				5.0	220	1100	22
04.00	651	2991.2		2617	685	19	80		45	14				5.0	220	1100	22.1
04.30	651	2991.2		2617	685	18	80		44	14				5.0	220	1100	22.1
05.00	651	2991.2		2617	685	18	79		45	14				5.0	220	1100	22.1
- x	647.6	2969.9		2602.4	678.4	18.3	80.2		44.5	14.2				4.8	220.2	1050.7	

ตาราง 5 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ไม่มีการติดตั้งเครื่องทำความร้อนที่อุณหภูมิ 23 °C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 33 °C (13 May 49)

Time (hr)	Pressure (kPa)						Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
21.00	637.4	2923.1		2583		671.4	19	78		43	15				4.5	220	990	28
21.30	637.4	2923.1		2583		671.4	18	79		43	14				4.6	221	1016.6	25.4
22.00	637.4	2923.1		2583		671.4	18	80		44	15				4.6	219	1007.4	24.3
22.30	644.2	2923.1		2583		671.4	18	80		44	14				4.6	220	1012	24.1
23.00	644.2	2950		2583		678.2	18	80		44	15				4.7	220	1034	23.7
23.30	644.2	2950		2583		678.2	17	81		44	15				4.7	219	1028.3	23.5
00.00	644.2	2991.2		2617		688.4	18	81		44	15				4.8	220	1056	23.5
00.30	651	2991.2		2617		688.4	17	80		43	14				4.9	221	1082.9	23.1
01.00	651	2991.2		2617		688.4	18	80		44	14				4.9	221	1082.9	23.4
01.30	651	2991.2		2617		688.4	18	80		45	14				5.0	220	1100	23.8
02.00	651	2950.3		2583		678.2	18	80		44	15				5.0	219	1095	23.7
02.30	644	2950.3		2583		678.2	17	81		44	15				5.0	220	1100	23.6
03.00	644	2950.3		2583		678.2	17	79		43	14				5.0	220	1100	24
03.30	644	2991.2		2617		688.4	18	80		45	14				5.0	219	1095	23.7
04.00	651	2991.2		2617		688.4	18	80		44	14				5.0	220	1100	23.7
04.30	651	2991.2		2617		688.4	18	79		44	15				5.0	220	1100	23.4
05.00	651	2991.2		2617		688.4	17	79		43	15				5.0	220	1100	23.5
- x	645.8	2963.1		2599		681.4	17.8	79.8		43.8	14.5				4.9	219.9	1064.8	

ตาราง 6 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ไม่มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 24 °C อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 32 °C (19 nL49)

Time (hr)	Pressure (kPa)					Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
21.00	610.2	2889.1		2549	657.8	19	82		44	15				4.5	220	990	28.6
21.30	610.2	2889.1		2549	657.8	18	81		44	14				4.6	221	1016.6	26.1
22.00	610.2	2889.1		2549	657.8	18	81		45	15				4.6	219	1007.4	24.3
22.30	610.2	2889.1		2549	657.8	18	80		44	14				4.6	220	1012	24.1
23.00	623.8	2923.1		2585	671.4	18	80		44	15				4.7	220	1034	24.4
23.30	623.8	2923.1		2585	671.4	17	80		45	15				4.7	219	1029.3	23.7
00.00	623.8	2923.1		2585	671.4	18	81		44	15				4.8	220	1056	23.5
00.30	630.6	2923.1		2585	671.4	17	81		44	14				4.9	221	1082.9	23.8
01.00	630.6	2923.1		2585	671.4	18	80		44	14				4.9	221	1082.9	24.1
01.30	610.2	2889.1		2549	657.8	18	80		45	14				5.0	220	1100	24.2
02.00	610.2	2889.1		2549	657.8	18	81		44	15				5.0	219	1095	24
02.30	603.4	2889.1		2549	657.8	17	79		44	15				5.0	220	1100	24
03.00	610.2	2889.1		2549	657.8	17	79		43	14				5.0	221	1105	24.1
03.30	630.6	2923.1		2585	671.4	18	79		45	14				5.0	221	1105	23.8
04.00	644.2	2923.1		2585	685	18	79		44	14				5.0	220	1100	23.9
04.30	644.2	2923.1		2585	685	18	80		44	15				5.0	219	1095	23.8
05.00	651	2923.1		2585	685	17	79		43	15				5.0	220	1100	23.8
- x	622.2	2907.1		2568.1	667.4	17.8	80.1		44.1	14.5				4.8	220	1065.4	

ตาราง 7 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr ไม่มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 25°C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 32 °C (25 ต.ค. 49)

Time (hr)	Pressure (kPa)					Temperature (° C)								Power			Room temp(° C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₆	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T _g	A	V	Watt	
21.00	630.6	2923.1		2585	671.4	18	78		43	15				4.5	222	999	28.4
21.30	630.6	2923.1		2585	671.4	18	79		43	15				4.6	222	1021.2	26.1
22.00	630.6	2923.1		2585	671.4	17	80		44	14				4.7	221	1038.7	25.7
22.30	637.4	2923.1		2585	671.4	18	81		43	15				4.7	221	1038.7	25.5
23.00	637.4	2923.1		2585	671.4	17	81		44	15				4.7	220	1034	25.3
23.30	637.4	2923.1		2585	671.4	18	80		44	14				4.8	220	1056	25.1
00.00	596.6	2889.1		2549	657.8	18	80		43	14				4.8	220	1056	25.3
00.30	596.6	2889.1		2549	657.8	16	80		44	13				4.8	219	1051.2	25.3
01.00	610.2	2889.1		2549	657.8	18	80		43	15				4.9	220	1073.1	25.3
01.30	614.1	2923.1		2549	657.8	18	79		44	15				5.0	219	1090	25.1
02.00	623.8	2923.1		2585	671.4	19	78		44	15				5.0	218	1100	25
02.30	630.6	2923.1		2585	671.4	18	79		44	15				5.0	220	1105	25
03.00	623.8	2923.1		2585	671.4	16	80		43	13				5.0	219	1090	24.9
03.30	630.8	2923.1		2585	671.4	18	80		44	15				5.0	218	1100	24.9
04.00	630.8	2923.1		2585	671.4	18	80		44	15				5.0	220	1105	25
04.30	630.8	2923.1		2585	671.4	19	79		44	15				5.0	220	1105	24.9
05.00	630.8	2923.1		2585	671.4	18	79		43	15				5.0	220	1105	25
- x	624.9	2917.1		2576.5	668.2	17.8	79.6		43.6	14.6				4.9	219.9	1068.7	

ตาราง 8 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 21 °C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 32 °C
 ไม่มีการปรับอัตราการไหล (2 กย. 49)

Time (hr)	Pressure (kPa)						Temperature (°C)							Power			Room temp(°C)	
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V		Watt
21.00	542.2	2515	2481	2412.9	576.2	576.2	16	74	43	34	14	27		27	4.3	222	954.6	28.5
21.30	576.2	2583	2549	2481	610.2	610.2	16	74	43	34	14	27		31.5	4.3	222	954.6	25.1
22.00	576.2	2583	2549	2481	612.2	612.2	17	74	44	35	15	27		36.4	4.4	221	972.4	23
22.30	569.4	2583	2549	2481	603.4	603.4	18	74	44	35	14	27		44.4	4.4	220	968	21
23.00	576.2	2583	2549	2481	610.2	610.2	17	74	44	35	14	27		47	4.4	221	972.4	20.3
23.30	583	2617	2583	2515	610.2	610.2	16	73	43	36	15	27		50.2	4.4	221	972.4	20
00.00	576.2	2617	2549	1515	610.2	610.2	17	74	44	36	14	27		50.7	4.4	220	990	21
00.30	583	2583	2549	2481	617	617	19	74	44	35	13	27		51.4	4.5	221	990	20.4
01.00	576.2	2583	2515	2481	617	617	18	74	43	35	14	28		52	4.5	220	990	20.7
01.30	569.4	2481	2447	2412	610.2	610.2	16	75	44	34	15	28		52.6	4.5	221	994.5	20.9
02.00	569.4	2481	2447	2412	610.2	610.2	17	74	45	35	14	28		53	4.6	220	1012	20.9
02.30	569.4	2515	2481	2412	610.2	610.2	18	74	44	36	13	28		53.3	4.6	220	1012	20.2
03.00	569.4	2481	2447	2447	610.2	610.2	16	75	45	35	14	28		53.5	4.5	219	985	20.8
03.30	569.4	2481	2447	2447	610.2	610.2	16	75	44	34	15	28		53.5	4.5	221	994.5	21.3
04.00	562.6	2481	2447	2447	617	617	17	74	45	35	14	28		53.5	4.6	220	1012	20
04.30	562.6	2481	2447	2447	617	617	18	74	44	36	13	28		53.5	4.6	220	1012	21.2
05.00	569.4	2481	2447	2447	610.2	610.2	16	75	45	35	14	28		53.5	4.5	219	985	20.9
- x	527.4	2537	2499	2400	609.5	609.5	16.9	74.6	44	35	14.1	27.5			4.47	220.5	986.6	

ตาราง 9 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 22 °C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 32 °C
 ไม่มีการปรับอัตราการไหล (8 กย. 49)

Time (hr)	Pressure (kPa)						Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
21.00	549.7	2447	2412	2412	589.8	589.8	16	74	43	34	14	27		27	4.3	222	954.6	28.5
21.30	549.7	2447	2412	2412	589.8	589.8	16	74	43	34	14	27		31	4.3	222	954.6	23.5
22.00	549.7	2481	2447	2412	589.8	589.8	17	74	44	35	15	27		36.1	4.4	221	972.4	22.1
22.30	555.8	2481	2447	2412	589.8	589.8	18	74	44	35	14	27		42	4.4	220	968	21.9
23.00	555.8	2481	2447	2412	583	583	17	74	44	35	14	27		44.7	4.4	221	972.4	22
23.30	562.6	2549	2451	2412	596.6	596.6	16	73	43	36	15	27		47.4	4.4	221	972.4	21.9
00.00	576.2	2583	2549	2481	610.2	610.2	17	74	44	36	14	27		48.1	4.4	220	990	21.8
00.30	582.6	2583	2549	2481	603.4	603.4	19	74	44	35	13	27		50.4	4.5	221	990	22
01.00	569.4	2617	2549	2515	603.4	603.4	18	74	43	35	14	28		51.5	4.5	220	990	21.7
01.30	569.4	2617	2549	2515	603.4	603.4	16	75	44	34	15	28		52	4.5	221	994.5	22
02.00	569.4	2617	2549	2515	603.4	603.4	17	74	45	35	14	28		52.3	4.6	220	1012	22.2
02.30	572.2	2583	2549	2481	603.4	603.4	18	74	44	36	13	28		52.4	4.6	220	1012	21.8
03.00	603.4	2583	2549	2484	630.6	630.6	16	75	45	35	14	28		52.4	4.5	219	985	21.9
03.30	576.2	2583	2549	2484	617	617	16	75	44	34	15	28		52.4	4.5	220	990	22
04.00	569.2	2583	2549	2484	610.2	610.2	17	74	45	35	14	28		52.5	4.5	220	990	22.1
04.30	569.2	2481	2481	2412	610.2	610.2	18	74	44	36	13	28		52.5	4.5	220	990	22
05.00	569.2	2481	2481	2412	610.2	610.2	16	75	45	35	14	28		52.5	4.5	220	990	22
- x	566.5	2541	2501.1	2455.1	602.6	602.6	16.9	74.2	44.5	35	14.1	27.5			4.5	220.5	984	

ตาราง 10 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 23 °C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 32 °C
ไม่มีการปรับอากาศในห้อง (14 กย. 49)

Time (hr)	Pressure (kPa)					Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
21.00	576.2	2583	2515	2481	617	17	75	43	33	13	27		28				27.2
21.30	576.2	2583	2515	2481	617	17	75	43	33	13	27		31	4.3	222	954.6	24
22.00	61.2	2651	2583	2583	644.2	16	75	44	33	13	27		35.8	4.4	219	963.6	23.4
22.30	589.8	2583	2515	2481	644.2	17	74	44	33	12	27		41.3	4.4	220	968	23.3
23.00	617	2481	2447	2412	644.2	16	74	44	34	13	27		44.3	4.5	219	963.6	22.8
23.30	576.2	2481	2447	2412	610.2	16	75	44	33	13	27		45.4	4.5	219	963.6	23
00.00	617	2481	2447	2412	644.2	17	73	44	33	13	28		46.8	4.5	219	963.6	22.7
00.30	617	2481	2447	2412	644.2	16	75	43	33	12	28		48.7	4.5	220	960	22.7
01.00	562.6	2515	2447	2412	644.2	16	74	44	34	13	28		50	4.6	220	1012	23.6
01.30	583	2515	2447	2344.9	610.2	16	75	45	33	13	28		50.3	4.6	221	1016.6	23.6
02.00	569.4	2515	2447	2344.9	610.2	16	75	44	33	12	28		50.6	4.6	220	1012	23.2
02.30	569.4	2481	2412	2378.9	644.2	16	75	44	35	13	28		50.6	4.6	220	1012	23.1
03.00	562.6	2481	2412	2378.9	644.2	15	75	43	34	13	28		50.6	4.6	220	1012	23.4
03.30	576.2	2447	2378.9	2378.9	644.2	16	75	45	33	13	28		51	4.6	221	1016.6	23.3
04.00	569.4	2481	2412	2378.9	610.2	16	75	44	33	12	28		51	4.6	220	1012	22.8
04.30	562.6	2447	2378.9	2344.9	603.4	16	75	44	35	13	28		51.2	4.6	220	1012	23.1
05.00	576.2	2447	2378.9	2344.9	610.2	15	75	43	34	13	28		51.2	4.6	220	1012	23.3
- x	550.7	2509	2448.8	2410.7	628.6	16.1	74.7	43.8	33.5	12.8	27.7			4.5	220	992.8	

ตาราง 11 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 24 °C. อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 32 °C
 ไม่มีการปรับอัตราการไหล (20 กย.49)

Time (hr)	Pressure (kPa)					Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
21.00	596.6	2583	2549	2412.9	644.2	17	74	44	37	13	28		28	4.3	222	954.6	27.8
21.30	596.6	2583	2549	2412.9	617	17	74	44	37	13	28		30.9	4.3	222	954.6	25
22.00	576.2	2583	2515	2481	644.2	17	75	45	38	14	28		35.2	4.3	222	954.6	23.9
22.30	610.2	2583	2447	2481	644.2	16	75	44	37	14	28		41	4.3	221	950.3	24
23.00	610.2	2481	2447	2412.9	617	15	74	44	37	14	28		43.4	4.4	220	968	24.5
23.30	576.2	2515	2412.9	2412.9	644.2	17	74	45	36	14	28		44.3	4.5	219	985.5	23.5
00.00	599.6	2447	2412.9	2412.9	644.2	16	75	44	37	14	28		45.7	4.5	219	985.5	23.5
00.30	583	2481	2481	2378.9	617	16	75	44	37	13	28		47.3	4.5	220	990	24
01.00	576.2	2481	2481	2378.9	617	17	75	44	37	14	29		48.4	4.6	220	1012	24
01.30	576.2	2515	2412.9	2412.9	644.2	15	74	45	37	13	29		49.1	4.6	220	1012	23.8
02.00	610.2	2515	2412.9	2412.9	630.6	17	73	44	37	13	29		49.1	4.6	220	1012	23.7
02.30	603.4	2447	2412.9	2378.9	630.6	17	74	44	37	13	29		49.2	4.6	219	1007.4	23.5
03.00	603.4	2481	2412.9	2378.9	630.6	17	74	43	37	13	29		49.3	4.6	220	1012	24
03.30	610.2	2447	2412.9	2378.9	630.6	15	74	45	37	13	29		49.4	4.6	220	1012	23.5
04.00	603.4	2447	2412.9	2378.9	630.6	17	73	44	37	13	29		49.5	4.6	220	1012	23.5
04.30	603.4	2481	2447	2412.9	630.6	17	74	44	37	13	29		49.6	4.6	220	1012	23.5
05.00	603.4	2481	2447	2412.9	630.6	17	74	43	37	13	29		50	4.6	220	1012	23.5
- x	594.6	2503	2541	2408.9	632.2	16.5	74.2	44.1	37	13.4	28.5			4.5	220.2	991	

ตาราง 12 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 25°C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 31 °C
 ไม่มีการปรับอัตราการไหล (26 กย.49)

Time (hr)	Pressure(kPa)						Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
21.00	562.6	2549	2451	2412.9	617	617	17	74	43	36	13	27		27	4.4	220	990	28.2
21.30	562.6	2549	2451	2412.9	617	617	17	74	43	36	13	27		30.4	4.4	220	990	25.7
22.00	562.6	2549	2451	2412.9	617	617	17	74	44	35	13	27		33.4	4.4	220	990	25.2
22.30	549	2549	2481	2481	610.2	610.2	17	74	43	36	12	27		36.5	4.4	221	972.4	25.1
23.00	562.6	2549	2451	2412.9	617	617	16	74	44	36	13	27		39.2	4.4	220	968	25.2
23.30	555.8	2481	2447	2412.9	617	617	17	73	44	35	14	27		41.4	4.4	220	968	25.3
00.00	535.4	2481	2446.9	2412.9	599.8	599.8	17	72	43	36	13	27		42.1	4.4	221	972.4	25.3
00.30	535.4	2481	2446.9	2412.9	599.8	599.8	16	74	44	36	13	27		43.2	4.4	221	972.4	25.2
01.00	548	2481	2446.9	2412.9	610.2	610.2	15	74	43	36	13	27		44.3	4.5	220	990	25.4
01.30	548	2481	2446.9	2412.9	610.2	610.2	17	74	44	35	14	28		44.5	4.5	220	990	25.1
02.00	535.4	2515	2481	2412.9	599.8	599.8	16	74	44	35	13	28		44.7	4.5	219	985.5	24.8
02.30	535.4	2515	2481	2412.9	599.8	599.8	17	73	44	36	14	28		45.2	4.5	220	990	24.7
03.00	549	2549	2481	2481	599.8	599.8	17	73	43	34	13	28		46.1	4.5	220	990	24.8
03.30	549	2549	2481	2481	603.4	603.4	17	74	44	35	14	28		46.3	4.4	220.2	981.6	24.7
04.00	569.4	2651	2583	2549	610.2	610.2	16	74	44	35	13	28		47.5	4.5	220	990	24.8
04.30	569.4	2617	2583	2549	610.2	610.2	17	73	44	36	14	28		48	4.5	220	990	24.8
05.00	569.4	2617	2583	2549	610.2	610.2	17	73	43	34	13	28		48.5	4.5	220	990	25
- x	552.9	2539	2481.9	2448.9	605	605	16.7	73.6	43.6	35.4	13.2	27.4			4.4	220.1	983.6	

ตาราง 14 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 22°C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 31 °C
 ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 2.5 ลิตรต่อวินาที (9 กย. 49)

Time (min)	Pressure (kPa)					Temperature (°C)							Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	A	V	Watt	
0											27	46				28.4
15	534.4	2263.2	2208.8	2174	576	16	72	44	35	13	52.1	46	4.4	220	968	23.1
30	534.4	2263.2	2208.8	2174	576	16	72	45	36	12	52	46	4.4	220	968	22
45	542	2276	2263.3	2208.8	583	17	73	44	37	13	51.6	46	4.5	219	985.5	21.7
60	542	2276	2263.3	2208.8	583	15	72	45	35	13	51.4	48	4.5	219	985.5	21.9
75	549	2276	2263.3	2208.8	583	14	72	43	35	12	51.2	50	4.6	218	1002.8	21.8
90	555.8	2263.3	2208.8	2174	596.6	14	72	44	35	13	50.8	50	4.5	220	990	21.8
105	555.8	2263.3	2208.8	2174	599.8	14	73	45	36	12	50.6	50	4.6	221	1016.6	22.1
120	534.4	2263.3	2208.8	2174	589.8	15	72	44	35	11	50.4	50	4.5	220	990	21.8
135	534.4	2208.8	2174	2140.8	589.8	16	72	45	35	12	50.4	50	4.6	221	1016.6	22
150	534.4	2208.8	2174	2140.8	589.8	16	72	45	35	12	51	50	4.5	220	90	22.1
165	542	2208.8	2174	2140.8	589.8	15	72	45	33	12	51	50	4.5	220	990	21.9
180	542	2208.8	2174	2140.8	589.8	16	72	46	35	13	51.3	50	4.5	220	990	21.8
- x	541.7	2248.3	2210.8	2171.6	586.4	15.3	72.2	44.3	35.2	12.3			4.5	219.8	916.1	

ตาราง 15 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 23°C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 32 °C
 ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 2.5 ลิตรต่อวินาที (15 กย. 49)

Time (min)	Pressure (kPa)						Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
0												27	48	51.2				28
15	534.4	2140.8	2072.8	2004.8	583		15	75	46	33	12	27	48	51	4.3	222	954.6	24.2
30	542.2	2208.8	2174.8	2140.8	589.8		16	76	44	34	11	27	48	50.8	4.3	221	950.3	23.4
45	542.2	2208.8	2174.8	2140.8	589.8		16	75	45	34	13	27	50	50.5	4.3	221	950.3	23.1
60	542.2	2208.8	2174.8	2140.8	589.8		15	75	44	36	12	27	50	50.2	4.3	220	946	23.1
75	528.6	2174.8	2140.8	2140.8	576.2		17	76	44	33	12	27	50	50	4.4	220	968	23
90	528.6	2174.8	2140.8	2140.8	576.2		15	74	43	34	10	28	50	49.7	4.4	219	963.6	22.9
105	534.4	2208.8	2174.8	2140.8	583		15	75	44	33	12	28	49	49.3	4.5	220	990	22.8
120	534.4	2208.8	2174.8	2140.8	576.2		15	73	44	33	12	28	49	49.1	4.5	219	985.5	23.5
135	534.4	2140.8	2140.8	2072.8	576.2		15	74	43	34	11	28	49	49.3	4.5	220	990	23.4
150	534.4	2140.8	2140.8	2072.8	576.2		15	75	42	33	12	28	49	49.6	4.5	221	994.5	23
165	542.2	2174.8	2140.8	2072.8	589.8		15	74	44	33	12	28	49	48.7	4.5	221	994.5	23.1
180	549	2174.8	2140.8	2072.8	589.8		16	73	43	34	12	28	49	50.2	4.5	220	990	23.1
- x	537.3	2180.5	2149.3	2106.8	583		15.4	74.6	43.8	33.7	11.9	27.6			4.4	220.3	973.1	

ตาราง 16 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 24 °C. อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 32 °C
ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 2.5 ลิตรต่อวินาที (21 กย. 49)

Time (min)	Pressure (kPa)						Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅		T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
0												28	46	50				28.3
15	569.4	2263.3	2208.8	2174	610.2		15	74	44	34	13	28	48	49.5	4.3	220	946	25.1
30	652.8	2263.3	2208.8	2174	603.4		15	74	43	34	13	28	49	49.3	4.3	220	946	23.7
45	542	2263.3	2208.8	2174	583		14	74	43	34	13	28	49	49	4.4	219	963.6	24
60	549	2263.3	2208.8	2140.8	583		14	73	43	34	13	28	49	49	4.4	219	963.6	24.2
75	534.4	2208.8	2174	2140.8	576		14	74	43	35	13	28	48	48.6	4.4	220	968	24
90	549	2208.8	2174	2140.8	576		14	73	43	34	12	28	48	48.4	4.3	220	946	23.8
105	562.9	2208.8	2174	2140.8	603.4		14	74	43	33	12	28	48	48.2	4.3	220	946	24
120	555.8	2263.3	2208.8	2174	569.6		14	73	43	34	12	29	48	48	4.4	219	963.6	24.1
135	555.8	2263.3	2208.8	2174	569.6		15	74	43	34	13	29	48	48.2	4.3	220	946	23.8
150	549	2208.8	2174	2140.8	583		14	74	43	35	13	29	48	48.2	4.4	220	968	23.9
165	542.2	2174	2174	2140.8	583		14	73	42	33	12	29	48	48.1	4.4	219	963.6	23.8
180	549	2174	2140.8	2108.8	583		14	74	43	34	12	29	48	48.2	4.3	221	950.3	23.9
- x	559.3	2230.3	2188.6	2151.8	585.3		14.3	73	43	34	12.6	28.4			4.4	219.8	955.6	

ตาราง 17 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 25°C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 32 °C
 ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 2.5 ลิตรต่อวินาที (27 กย. 49)

Time (min)	Pressure (kPa)					Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
0											27	46	48.5				28.5
15	555.8	2276.9	2263.3	2208.8	569.6	16	74	45	33	13	27	46	48.3	4.4	220	968	26
30	549	2263.3	2208.8	2174	583	16	74	45	34	13	27	48	48.2	4.4	220	968	25.6
45	549	2263.3	2208.8	2174	583	16	74	45	33	13	27	48	48	4.4	220	968	25.1
60	542	2263.3	2208.8	2174	583	16	74	44	34	13	27	47	47.7	4.4	220	968	24.9
75	542	2263.3	2208.8	2174	583	15	74	45	33	13	27	47	47.4	4.5	219	985.5	25
90	542	2263.3	2208.8	2174	583	16	74	45	34	13	27	47	47.2	4.5	219	985.5	25.1
105	534.4	2208.8	2174	2174	576	16	75	45	33	13	27	47	47	4.5	220	990	25.2
120	534.4	2208.8	2174	2140.8	576	16	74	44	33	13	27	47	47	4.4	220	968	25
135	534.4	2208.8	2174	2140.8	576	15	74	44	34	12	28	46	46.8	4.4	220	968	25.1
150	528.6	2208.8	2174	2140.8	569.4	15	74	45	34	12	28	46	46.5	4.4	220	968	24.9
165	528.6	2208.8	2174	2140.8	569.4	16	74	44	33	13	28	46	46.5	4.3	221	950.3	25
180	528.6	2208.8	2174	2174	569.4	15	73	45	33	13	28	46	46.5	4.4	220	950.3	24.8
- x	539.1	2237.2	2196	2165.8	576.7	15.7	74	44.7	33.4	12.8	27.3			4.4	221	969.8	

ตาราง 18 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 21 °C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 31 °C
ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อวินาที (4 กย. 49)

Time (min)	Pressure (kPa)					Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
0											27	48	53.5				28.5
15	528.6	2140.8	2072.8	2004.8	569.4	17	73	45	35	16	27	48	52.8	4.5	220	990	28.1
30	521.8	2072.8	2004.8	1970.8	562.6	18	74	46	33	14	27	48	52.5	4.4	219	963.6	26.4
45	521.8	2072.8	2004.8	1970.8	562.6	16	75	44	34	15	28	48	52.1	4.4	219	963.6	23
60	528.6	2072.8	2072.8	2004.8	569.4	17	73	46	35	14	28	50	51.8	4.4	218	959.2	22
75	521.8	2106.8	2072.8	2004.8	569.4	16	72	47	36	16	28	51	51.6	4.4	220	968	21
90	528.6	2106.8	2004.8	1936.7	569.4	17	71	46	34	15	27	51	51.4	4.5	222	999	21.2
105	528.6	2072.8	1936.7	1868.7	569.4	16	72	43	33	13	28	51	51.2	4.5	219	985.5	20.9
120	521.8	2004.8	1936.7	1868.7	562.6	16	72	45	34	15	28	51	51.2	4.6	220	1012	21.2
135	521.8	2004.8	1936.7	1868.7	562.6	15	71	43	33	14	28	51	51.2	4.6	218	1002.8	21.1
150	515	2004.8	2004.8	1936.7	562.6	17	71	43	32	13	28	51	51.4	4.5	221	994.5	20.7
165	521.8	2072.8	2004.8	1936.7	562.6	16	71	43	34	15	28	51	51.5	4.5	220	990	20.9
180	521.8	2072.8	2004.8	1936.7	562.6	16	71	44	34	14	28	51	51.5	4.5	221	994.5	20.9
- x	523.5	2067.1	2004.8	1942.4	565.4	16.4	72.2	44.6	33.9	14.5	27.7			4.5	219.8	985.5	

ตาราง 19 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 22°C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 31 °C
 ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อวินาที (10 กย. 49)

Time (min)	Pressure (kPa)						Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
0												27	45	52.5				28.5
15	528.6	2106.8	2072.8	2004.8		569.4	16	73	45	34	13	27	48	52	4.4	221	972.4	25.5
30	521.8	2106.8	2072.8	2004.8		562.6	16	73	45	33	12	27	48	51.7	4.4	220	968	22.1
45	535.4	2072.8	2004.8	1970.8		576	16	37	45	33	13	27	48	51.2	4.4	221	972.4	21.8
60	528.6	2072.8	2004.8	1970.8		569.4	15	74	45	33	12	27	50	51	4.4	220	990	21.9
75	528.6	2072.8	2004.8	1970.8		569.4	16	73	45	34	13	27	50	50.6	4.5	219	985.5	22
90	521.8	2072.8	2004.8	1970.8		562.6	15	73	45	35	12	27	50	50.3	4.5	220	990	21.8
105	515	2072.8	2004.8	1936.7		562.6	16	73	45	35	12	28	50	50	4.5	219	985.5	22
120	515	2072.8	2004.8	1936.7		562.6	16	74	45	35	12	28	48	49.8	4.5	220	990	21.7
135	515	2072.8	2004.8	1936.7		562.6	15	74	44	34	12	28	48	49.4	4.5	220	990	21.9
150	508.2	2004.8	2004.8	1936.7		542	16	73	46	34	11	28	48	49.4	4.5	220	990	22
165	508.2	2004.8	1970.8	1936.7		542	16	73	45	34	12	28	48	49.8	4.5	219	985.5	21.9
180	515	2004.8	1970.8	1936.7		542	16	73	45	34	12	28	48	50.2	4.5	220	990	21.9
- x	520.1	2061.5	2010.5	1959.6		560.3	15.8	70.3	45.1	34	12.2	27.5			4.5	219.9	984.1	

ตาราง 20 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำเย็นที่อุณหภูมิ 23°C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 31 °C
 ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อวินาที (16 กย. 49)

Time (hr)	Pressure (kPa)					Temperature (° C)								Power			Room temp(° C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
0	515	2106.8	2072.8	2004.8	569.4	17	72	45	33	10	27	48	51.2				28.3
15	521.8	2106.8	2072.8	2004.8	569.4	16	73	44	32	11	27	49	50.5	4.4	220	968	24.2
30	521.8	2106.8	2106.8	2004.8	569.4	16	72	42	32	10	27	49	50.1	4.5	219	985.5	23.6
45	521.8	2140.8	2072.8	2072.8	569.4	15	72	43	33	11	27	49	49.7	4.5	220	990	23
60	528.6	2106.8	2072.8	1970.8	562.6	14	73	42	33	10	27	49	49.5	4.5	220	990	23.1
75	535.4	2106.8	2072.8	1970.8	599.4	15	73	42	33	10	28	49	49.2	4.5	220	990	23
90	535.4	2106.8	1936.7	1970.8	599.4	15	73	42	32	10	28	49	48.7	4.5	220	990	22.8
105	528.4	1970.8	1936.7	1868.7	569.4	15	72	42	33	10	28	48	48.3	4.4	221	972.4	23.2
120	528.4	1970.8	1868.7	1868.7	562.6	14	74	42	32	11	28	48	48	4.5	220	990	23.1
135	521.8	1936.7	1888.7	1868.7	562.6	14	72	43	32	10	29	48	48.3	4.5	220	990	23
150	515	1936.7	1868.7	1800.7	542	16	72	42	33	11	29	48	48.3	4.5	220	990	23
165	515	1936.7	1868.7	1800.7	542	15	72	42	33	10	29	48	48.5	4.5	220	990	22.9
180	524	2044.4	1964.9	1933.9	563.1	15.1	72.9	42.6	32.6	10.3	27.8			4.5	220	984.5	
- X																	

ตาราง 21 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำเย็นที่อุณหภูมิ 24 °C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 31 °C
ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อวินาที (22 กย. 49)

Time (hr)	Pressure (kPa)					Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
0											28	45	50				28.3
15	528.6	2106.8	2072.8	2004.8	569.4	14	75	42	33	12	28	45	49.3	4.4	220	968	25.2
30	535.4	2106.8	2072.8	2004.8	576	14	74	43	33	12	28	49	49.1	4.4	220	968	24.5
45	535.4	2106.8	2072.8	2004.8	576	14	76	42	33	12	28	49	48.7	4.3	221	950.3	24
60	528.6	2072.8	2072.8	2004.8	576	13	74	42	32	11	28	48	48.3	4.4	221	972.4	24.1
75	528.6	2072.8	2004.8	1970.8	569	14	75	42	33	12	28	48	48	4.3	222	954.6	24
90	528.6	2072.8	2004.8	1970.8	569	14	75	43	34	12	28	47	47.6	4.3	221	950.3	23.8
105	521.8	2072.8	2004.8	1936.7	562.6	14	75	42	33	11	28	47	47.4	4.3	221	950.3	23.9
120	521.8	2072.8	2004.8	1936.7	562.6	13	75	42	33	10	29	47	47.4	4.4	220	968	24
135	521.8	2072.8	2004.8	1936.7	562.6	13	75	42	33	11	29	47	47.6	4.3	220	946	23.9
150	521.8	2072.8	2004.8	1936.7	562.6	13	74	43	33	12	29	47	47.5	4.4	220	968	23.8
165	521.8	2004.8	1936.4	1868.7	562.6	14	74	42	34	11	29	47	47.5	4.4	220	968	23.8
180	515	2004.8	1936.4	1868.7	562.6	13	74	42	33	11	29	47	47.6	4.3	221	950.3	23.8
- x	525.8	2070	2016.1	1953.8	567.6	13.4	74.7	42.3	33.1	11.4	28.4			4.4	220.6	959.5	

ตาราง 22 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำเย็นที่อุณหภูมิ 25°C. อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 31 °C
 ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 5 ลิตรต่อวินาที (28 กย.49)

Time (hr)	Pressure (kPa)					Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
0																	28.5
15	528.6	2072	2004.8	1936.7	562.6	16	74	44	33	11	27	46	48.3	4.3	221	950.3	26.2
30	535.4	2106.8	2072.8	2004.8	576	16	74	44	33	11	27	48	48.2	4.3	220	946	25.4
45	535.4	2106.8	2072.8	2004.8	576	16	74	44	33	11	27	48	48	4.3	221	950.3	25
60	528.6	2106.8	2072.8	2004.8	569.4	16	73	44	33	11	27	47	47.7	4.4	220	968	25
75	528.6	2072.8	2004.8	1936.7	569.4	16	74	44	32	12	27	47	47.4	4.4	220	968	24.8
90	528.6	2072.8	2004.8	1936.7	569.4	16	74	44	34	11	27	47	47.2	4.4	220	968	25.1
105	528.6	2072.8	2004.8	1936.7	569.4	15	74	43	33	10	27	47	47	4.4	220	968	25
120	521.8	2004.8	1936.7	1868.7	562.6	16	73	44	33	10	27	47	47	4.4	220	968	25.1
135	521.8	2004.8	1936.7	1868.7	562.6	16	74	43	33	11	28	46	46.8	4.5	220	990	25
150	521.8	1936.4	1936.7	1868.7	562.6	16	74	44	34	11	28	46	46.5	4.4	220	968	24.9
165	515	1936.7	1868.7	1800.7	555.8	15	73	43	32	11	28	46	46.5	4.5	219	985.5	25
180	515	1936.7	1868.7	1800.7	555.8	15	74	43	33	12	28	46	46.5	4.4	220	968	25
- x	525.8	2035.9	1982.1	1914.1	566	15.8	73.4	43.7	33	11	27.3			4.4	220.1	966.5	

ตาราง 23 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 21 °C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 31 °C
 ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 7.5 ลิตรต่อวินาที (5 กย.49)

Time (min)	Pressure (kPa)						Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
0												27	45	53.5				28.5
15	487	2038	2004.8	1936.7	528.6	528.6	17	73	45	35	16	27	46	52.4	4.5	220	990	28.2
30	487	2038	2004.8	1936.7	528.6	528.6	18	74	46	33	14	27	48	52.3	4.4	219	963.6	26.2
45	494.6	2038	2004.8	1936.7	534.2	534.2	16	75	44	34	15	28	48	52.1	4.4	219	963.6	23.1
60	494.6	2038	2004.8	1936.7	534.2	534.2	17	73	46	35	14	28	52	51.9	4.4	220	968	21.9
75	501.4	2004.8	1936.7	1868.7	534.2	534.2	16	72	47	36	16	28	52	51.4	4.4	220	968	21
90	501.4	2004.8	1936.7	1868.7	534.2	534.2	17	71	46	34	15	27	51	51.2	4.5	220	990	21.2
105	501.4	2004.8	1936.7	1868.7	534.2	534.2	16	72	43	33	13	28	51	51.0	4.5	219	985.5	20.9
120	494.6	2038	2004.8	1936.7	528.6	528.6	16	72	45	34	15	28	51	50.7	4.6	220	1012	21.3
135	494.6	2038	2004.8	1936.7	528.6	528.6	15	72	43	33	14	28	51	50.6	4.6	218	1002.8	21
150	494.6	2038	2004.8	1936.7	528.6	528.6	17	72	43	32	13	28	50	50.5	4.5	221	994.5	20.9
165	487	1970	1936.7	1902.7	528.6	528.6	16	71	43	34	15	28	50	50.5	4.5	220	990	20.8
180	487	1970	1936.7	1902.7	528.6	528.6	16	71	44	34	14	28	50	50.5	4.5	221	994.5	20.8
- x	493.8	2018.4	1976.4	1914	530.9	530.9	16.4	72.3	44.6	33.9	14.5	27.7			4.5	219.8	985.2	

ตาราง 24 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำเย็นที่อุณหภูมิ 22°C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 31 °C
ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 7.5 ลิตรต่อวินาที (11 กว. 49)

Time (hr)	Pressure (kPa)					Temperature (°C)							Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	A	V	Watt	
0											27	48				28.5
15	494.6	1936.7	1902.7	1868.7	528.6	15	74	45	35	11	27	48	4.3	221	950.3	25.5
30	494.6	1936.7	1902.7	1868.7	528.6	15	75	46	35	12	27	49	4.3	221	950.3	22.1
45	494.6	1936.7	1902.7	1868.7	528.6	14	75	45	36	11	27	50	4.3	220	946	21.9
60	501.4	2004.8	1936.7	1868.7	534.2	15	76	46	35	11	27	50	4.4	219	963.6	22
75	501.4	2004.8	1936.7	1868.7	534.2	14	74	45	35	11	27	50	4.4	220	968	22
90	501.4	2004.8	1936.7	1868.7	534.2	14	75	44	36	12	28	50	4.5	220	990	21.9
105	494.6	1936.7	1902.7	1868.7	528.6	14	75	46	35	11	28	49	4.5	219	985.5	22
120	494.6	1936.7	1902.7	1868.7	528.6	14	75	44	35	10	27	49	4.4	220	968	21.7
135	487.8	2004.8	1936.7	1936.7	528.6	13	75	44	34	11	28	49	4.4	220	968	22
150	487.8	2004.8	1936.7	1936.7	528.6	15	76	45	35	11	28	49	4.5	219	985.5	22.1
165	487.8	2004.8	1936.7	1936.7	528.6	15	76	45	35	12	28	49	4.5	220	990	21.8
180	487.8	2004.8	1936.7	1936.7	528.6	14	76	45	35	10	28	49	4.5	220	990	21.9
- x	494	1976.4	1922.5	1891.4	530	14.3	75.2	45	35.1	11.1	27.5		4.4	219.9	971.3	

ตาราง 25 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนอุณหภูมิ 23°C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 32°C
ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 7.5 ลิตรต่อวินาที (17 กย. 49)

Time (min)	Pressure (kPa)					Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
0											27	45	51.2				28.4
15	487.8	2004.8	1936.7	1868.7	528.6	14	74	42	34	10	27	48	50.3	4.4	220	968	24.2
30	487.8	2004.8	1936.7	1868.7	528.6	13	74	42	34	10	27	48	50	4.4	221	972.4	23.6
45	494.6	2004.8	1936.7	1868.7	534.2	13	74	42	34	10	27	49	49.4	4.4	220	968	23.2
60	494.6	2004.8	1936.7	1868.7	534.2	14	73	41	34	9	27	49	49.1	4.3	220	946	23.1
75	501.4	2038	2004.8	1936.7	534.2	14	74	42	33	9	27	48	48.7	4.3	222	954.6	23.1
90	501.4	2038	2004.8	1936.7	534.2	14	74	42	34	9	27	48	48.2	4.3	221	950.3	23
105	501.4	2038	2004.8	1936.7	534.2	13	74	41	34	9	28	48	48	4.4	220	968	22.8
120	487.8	2004.8	1936.7	1868.7	528.6	14	73	42	34	9	28	47	47.5	4.4	220	968	23.2
135	487.8	2004.8	1936.7	1868.7	528.6	14	74	41	34	10	28	47	47.2	4.3	220	946	23
150	487.8	2004.8	1936.7	1868.7	528.6	15	74	42	33	9	28	47	47	4.3	221	950.3	23.1
165	494.6	2004.8	1936.7	1868.7	528.6	14	74	42	33	9	28	47	47	4.3	220	946	23
180	487.8	2004.8	1936.7	1868.7	528.6	13	73	42	33	10	29	47	47.2	4.3	221	950.3	23
- x	492.9	2013.1	1953.7	1885.7	530.9	13.8	73.8	41.8	33.7	9.4	27.5			4.3	220.5	957.3	

ตาราง 26 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 24 °C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 31 °C
ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 7.5 ลิตรต่อวินาที (23 gpm, 49)

Time (hr)	Pressure (kPa)					Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
0											28	45	50.1				28.5
15	494.6	2004.8	1936.7	1868.7	534.4	13	74	41	33	11	28	48	49.1	4.4	220	968	25.3
30	494.6	2004.8	1936.7	1868.7	534.4	13	74	41	32	11	28	48	48.7	4.3	220	946	24.2
45	501.4	1936.7	1868.7	1800.7	542	13	74	41	32	10	28	48	48.3	4.3	220	946	24
60	508.4	2004.8	1868.7	1800.7	542	13	73	42	32	11	28	48	48.1	4.3	220	946	24
75	501.4	1936.7	1868.7	1800.7	542	12	74	41	32	10	28	47	47.5	4.3	220	946	24.1
90	508.4	2038.8	1936.7	1868.7	542	13	74	41	32	11	28	47	47.2	4.3	219	941.7	23.9
105	494.6	2038.8	1936.7	1868.7	542	13	74	42	32	11	28	47	47	4.3	220	946	23.9
120	494.6	1936.7	1868.7	1868.7	534.4	13	73	42	32	10	29	47	47.2	4.2	220	924	24
135	494.6	1936.7	1868.7	1868.7	534.4	14	74	41	33	11	29	47	47	4.2	220	924	23.9
150	494.6	1936.7	1868.7	1902.7	534.4	12	74	43	32	10	29	46	46.8	4.2	220	924	23.8
165	494.6	1936.7	1868.7	1902.7	534.4	12	73	42	33	11	29	46	46.8	4.3	220	946	23.9
180	501.4	1868.7	1800.7	1766.7	542	13	74	41	32	10	29	47	47	4.2	220	924	24
- x	498.6	1965.1	1885.7	1848.9	538.2	12.8	73.8	41.5	32.3	10.6	28.4			4.3	219.9	940.1	

ตาราง 27 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 25 °C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 31 °C
ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 7.5 ลิตรต่อวินาที (29 กย. 49)

Time (min)	Pressure (kPa)					Temperature (°C)							Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	A	V	Watt	
0											27	46				28.5
15	508.2	2004.8	1936.7	1868.7	549	15	75	43	34	13	27	46	4.4	220	968	26.1
30	508.2	2004.8	1936.7	1868.7	549	15	73	42	33	13	27	47	4.4	220	968	25.2
45	515	2038.8	1936.7	1868.7	549	15	72	44	33	13	27	47	4.4	220	968	25
60	501.4	1936.7	1868.7	1800.7	549	14	75	44	33	12	27	47	4.4	220	968	25.1
75	501.4	1936.7	1868.7	1800.7	542	15	74	44	32	12	27	47	4.5	219	985.5	24.7
90	501.4	1936.7	1868.7	1800.7	542	13	74	43	33	12	27	46	4.5	219	985.5	25
105	494.6	1936.7	1868.7	1800.7	542	13	74	44	34	11	27	46	4.3	221	950.3	25.1
120	501.4	1936.7	1868.7	1800.7	542	15	74	43	33	13	27	46	4.3	220	946	25
135	501.4	2004.8	1936.7	1868.7	542	14	74	44	33	13	28	45	4.4	220	968	25.1
150	501.4	2004.8	1936.7	1868.7	542	15	73	43	32	13	28	45	4.4	220	968	24.9
165	494.6	1936.7	1868.7	1800.7	534.4	15	72	44	32	12	28	45	4.3	221	950.3	25.1
180	494.6	1936.7	1868.7	1800.7	534.4	15	74	44	33	13	28	45	4.3	222	950.3	25
- x	502	1968	1902.8	1834.7	543.1	14.5	73.7	43.5	32.9	12.5	27.3		4.4	220.2	964.7	

ตาราง 28 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 21 °C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 30 °C
ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 10 ลิตรต่อวินาที (6 กย. 49)

Time (min)	Pressure (kPa)						Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
0																		
15	474.2	1936.7	1868.7	1868.7	1868.7	508.2	17	73	45	35	16	27	46	53.5				28.5
30	481	2004.8	1936.7	1868.7	1868.7	515	18	74	46	33	14	27	50	51.5	4.4	219	963.6	26.1
45	481	2004.8	1936.7	1868.7	1868.7	515	16	75	44	34	15	28	51	51.0	4.4	219	963.6	23.3
60	481	2004.8	1936.7	1868.7	1868.7	515	17	73	46	35	14	28	50	50.5	4.4	220	968	21.4
75	481	2004.8	1936.7	1868.7	1868.7	515	16	72	47	36	16	28	50	50.0	4.4	220	968	21
90	481	2004.8	1936.7	1868.7	1868.7	515	17	71	46	34	15	27	49	49.8	4.5	220	990	21
105	481	2004.8	1936.7	1868.7	1868.7	515	16	72	43	33	13	28	49	49.7	4.5	219	985.5	20.9
120	487	1970.8	1936.7	1902.7	1902.7	528.6	16	72	45	34	15	28	49	49.6	4.6	220	1012	21.1
135	487	1970.8	1936.7	1902.7	1902.7	528.6	15	71	43	33	14	28	49	49.5	4.6	218	1002.8	21
150	487	1970.8	1936.7	1902.7	1902.7	528.6	17	70	43	32	13	28	49	49.5	4.5	221	994.5	20.9
165	481	1936.7	1868.7	1800.7	1800.7	515	16	70	43	34	15	28	49	49.5	4.5	220	990	20.8
180	481	1936.7	1868.7	1800.7	1800.7	515	16	70	44	34	14	28	49	49.6	4.5	221	994.5	20.9
- x	481.9	1979.3	1919.7	1865.9	1865.9	517.8	16.4	71.9	44.6	33.9	14.5	27.7			4.5	219.8	985.2	

ตาราง 28 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำงานที่อุณหภูมิ 22°C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 31 °C
 ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 10 ลิตรต่อวินาที (12 กย. 49)

Time (min)	Pressure (kPa)					Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)	
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt		
0																		28.5
15	481	1970.8	1902.7	1868.7	515	13	73	42	33	10	27	48	51.8	4.2	220	924	924	25.3
30	481	1970.8	1902.7	1868.7	515	13	73	42	33	10	27	50	50.8	4.1	220	902	902	22.1
45	487	1936	1902.7	1868.7	528.6	13	73	42	34	10	27	50	50.4	4.2	220	924	924	21.9
60	487	1936	1902.7	1868.7	528.6	14	72	43	33	9	27	50	50	4.3	219	946	946	22.1
75	487	1936	1902.7	1868.7	528.6	13	71	42	34	10	27	50	49.7	4.2	220	924	924	22
90	481	1936	1902.7	1868.7	528.6	13	73	42	33	10	28	49	49.2	4.2	220	924	924	21.9
105	481	1936	1902.7	1868.7	528.6	14	73	42	33	10	28	49	49	4.1	220	902	902	22
120	481	1936	1902.7	1868.7	528.6	14	72	43	34	9	27	49	48.7	4.2	220	924	924	21.7
135	481	1936	1902.7	1868.7	528.6	14	73	42	35	11	28	49	48.5	4.2	220	924	924	22
150	474.2	1868.7	1868.7	1800.7	508.2	14	73	42	33	10	28	49	48.5	4.3	220	946	946	22
165	474.2	1868.7	1868.7	1800.7	508.2	13	73	43	34	10	28	49	48.5	4.2	220	924	924	21.8
180	474.2	1868.7	1868.7	1800.7	508.2	13	72	42	33	11	28	49	48.5	4.2	220	924	924	21.8
- x	480.8	1924	1894.2	1851.7	521.2	13.4	72.5	42.3	33.5	10	27.5			4.2	219.9	924	924	

ตาราง 30 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 23 °C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 31 °C
 ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 10 ลิตรต่อวินาที (18 กย. 49)

Time (min)	Pressure (kPa)						Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅		T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
0																		28.5
15	467.4	1868.7	1800.7	1732.7	501.4		13	75	46	35		27	46	51.2				28.5
30	474.2	1902.7	1868.7	1800.7	515		13	74	46	36		27	48	50	4.3	220	954.6	24.2
45	481	1902.7	1868.7	1800.7	528.6		13	75	44	35		27	49	49	4.3	220	954.6	23.5
60	474.2	1902.7	1868.7	1800.7	501.4		12	75	45	34		27	48	48.7	4.4	221	972.4	23
75	474.2	1902.7	1868.7	1800.7	501.4		13	73	46	34		27	48	48.5	4.4	220	968	23.1
90	481	1936	1902.7	1868.7	515		13	75	46	34		27	48	48.3	4.4	220	968	23
105	481	1936	1902.7	1868.7	515		14	75	45	34		27	47	47.8	4.4	219	963.6	22.9
120	481	1936	1902.7	1868.7	515		13	74	45	34		28	47	47.4	4.4	219	963.6	23
135	481	1936	1902.7	1868.7	515		12	75	45	34		28	47	47.1	4.4	220	968	23.1
150	474.2	1902.7	1868.7	1800.7	501.4		13	72	45	33		28	46	46.8	4.4	220	968	23.1
165	474.2	1902.7	1868.7	1800.7	501.4		13	75	45	34		28	46	46.6	4.4	220	968	23
180	474.2	1902.7	1868.7	1800.7	501.4		13	74	44	35		28	46	46.6	4.4	220	968	23
- x	476.5	1911	1874.4	1817.7	509.3		12.9	74.3	45.2	34.4		27.4			4.4	219.9	964.3	

ตาราง 31 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนอุณหภูมิ 24 °C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 31 °C
ปรับลดภาระไม่ลงของน้ำที่ 10 ลิตรต่อวินาที (24 กย. 49)

Time (hr)	Pressure (kPa)					Temperature (°C)								Power			Room Temp(°C)	
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt		
0												28	46	50.1				28.5
15	464.7	1868.7	1800.7	1732.7	501.4	14	74	42	33	10	28	47	48.7	4.3	222	954.6		25.5
30	474.2	1902	1868.7	1800.7	501.4	13	74	42	34	10	28	48	48.1	4.3	222	954.6		24.1
45	481	1902	1868.7	1800.7	515	13	74	42	34	9	28	47	47.4	4.4	220	968		24
60	474.2	1902	1868.7	1800.7	528	13	73	42	34	9	28	47	47	4.4	220	968		23.9
75	474.2	1902	1868.7	1800.7	528	13	72	41	33	9	28	46	46.3	4.4	220	968		24.1
90	474.2	1902	1868.7	1800.7	528	13	74	42	32	10	28	46	46.1	4.3	221	950.3		24
105	474.2	1902	1868.7	1800.7	528	13	74	41	32	8	28	46	46	4.3	221	950.3		23.9
120	481	1902	1868.7	1800.7	528	12	73	44	33	10	29	46	46	4.2	222	954.6		24.1
135	464.7	1868.7	1800.7	1732.7	501.4	12	72	42	32	9	29	46	46.1	4.2	222	954.6		23.8
150	474.2	1868.7	1800.7	1732.7	501.4	13	74	43	32	9	29	46	46.2	4.2	221	928.2		23.9
165	464.7	1868.7	1800.7	1732.7	501.4	13	75	42	32	9	29	46	46.2	4.2	221	928.2		24
180	464.7	1868.7	1800.7	1732.7	501.4	12	73	42	33	8	29	46	46.2	4.3	220	9465		24
- x	472.2	1888.1	1840.4	1772.4	513.6	12.8	73.5	42.1	32.8	9	28.4			4.3	221	952.2		

ตาราง 32 ผลการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr มีการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 25 °C, อุณหภูมิภายนอก (Ambient Temperature) = 31 °C
ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 10 ลิตรต่อวินาที (30 กย. 49)

Time (min)	Pressure (kPa)					Temperature (°C)								Power			Room temp(°C)
	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	A	V	Watt	
0	460.5	1821.1	1808.7	1732	494.6	15	73	45	33	11	27	46	48.5				28.5
15	464.7	1834.7	1808.7	1732	501.4	14	73	44	34	11	27	46	47.6	4.3	220	946	26
30	464.7	1834.7	1808.7	1732	501.4	14	73	44	33	11	27	47	47.2	4.3	220	946	25.4
45	464.7	1834.7	1808.7	1732	501.4	14	73	44	33	11	27	47	47	4.3	220	946	25.1
60	464.7	1834.7	1808.7	1732	501.4	14	72	44	34	10	27	46	46.6	4.3	220	946	25
75	474.2	1902	1868.7	1800.7	528	14	73	44	34	9	27	46	46.3	4.3	220	946	24.8
90	474.2	1902	1868.7	1800.7	528	15	73	43	34	10	27	46	46	4.2	221	928.2	25
105	474.2	1902	1868.7	1800.7	528	14	73	45	34	9	27	45	45.7	4.2	221	928.2	25
120	474.2	1902	1868.7	1800.7	528	14	73	44	33	10	27	45	45.4	4.2	221	928.2	25.1
135	474.2	1902	1866.7	1800.7	515	14	72	44	34	10	28	45	45.1	4.3	220	946	25.1
150	474.2	1902	1866.7	1800.7	515	14	73	43	33	11	28	45	45	4.3	220	946	24.9
165	464.7	1821	1868.7	1732	515	13	73	44	33	10	28	45	45	4.3	220	946	25.1
180	464.7	1821	1868.7	1732	515	14	72	44	33	10	28	45	45	4.3	220	946	25.1
- X	469.1	1864.9	1848.7	1766.4	514.2	14	72.8	44	33.5	10.3	27.3			4.3	220.3	941.6	

TABLE 1 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Temperature, T (K)	Pressure, P (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vapor- ization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, σ_f · 10 ³ (N/m)	Expansion Coeff- icient, β_f · 10 ⁶ (K ⁻¹)	Temper- ature, T (K)
		v_f · 10 ³	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	μ_f · 10 ⁶	μ_g · 10 ⁶	k_f · 10 ³	k_g · 10 ³	Pr_f	Pr_g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1552	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385

390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2		430
440	7.333	1.110	0.261	2059	4.36	2.46	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	45.1		440
450	9.319	1.123	0.208	2024	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	42.9		450
460	11.71	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	40.7		460
470	14.55	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	38.5		470
480	17.90	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	36.2		480
490	21.83	1.184	0.0922	1870	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	33.9		490
500	26.40	1.203	0.0766	1825	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	31.6		500
510	31.66	1.222	0.0631	1779	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	29.3		510
520	37.70	1.244	0.0525	1730	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	26.9		520
530	44.58	1.268	0.0445	1679	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	24.5		530
540	52.38	1.294	0.0375	1622	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	22.1		540
550	61.19	1.323	0.0317	1564	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	19.7		550
560	71.08	1.355	0.0269	1499	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	17.3		560
570	82.16	1.392	0.0228	1429	5.68	5.67	91	19.7	548	76.7	0.94	1.59	15.0		570
580	94.51	1.433	0.0193	1353	6.00	6.40	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	12.8		580
590	108.3	1.482	0.0163	1274	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	10.5		590
600	123.5	1.541	0.0137	1176	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	8.4		600
610	137.3	1.612	0.0115	1068	7.85	11.1	77	24.1	467	103	1.30	2.60	6.3		610
620	159.1	1.705	0.0094	941	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	4.5		620
625	169.1	1.778	0.0085	858	10.6	18.3	70	27.0	430	121	1.65	4.20	3.5		625
630	179.7	1.856	0.0075	781	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	2.6		630
635	190.9	1.935	0.0066	683	16.4	27.6	64	30.0	392	141	2.7	6.0	1.5		635
640	202.7	2.075	0.0057	560	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	0.8		640
645	215.2	2.351	0.0045	361	90	—	54	37.0	331	178	12	26	0.1		645
647.3 ^c	221.2	3.170	0.0032	0	∞	∞	45	45.0	238	238	∞	∞	0.0		647.3 ^c

*Adapted from Reference 19.

^a1 bar = 10⁵ N/m².^cCritical temperature.

Table Refrigerant 22 Saturation Properties—SI Units

Celsius Temperature	Pressure		Enthalpy		Entropy		Specific Volume	
	$P \times 10^{-5}$	P Pa	h_f	h_g	s_f	s_g	$v_f \times 10^3$	$v_g \times 10^3$
-40	1.0490		155.624	233.204	0.82489	1.82512	0.70935	205.841
-35	1.3162		160.923	230.162	0.84742	1.81388	0.71679	166.470
-30	1.6340		166.291	227.008	0.86975	1.80337	0.72451	135.907
-28	1.7768		168.458	225.712	0.87863	1.79934	0.72768	125.613
-26	1.9291		170.636	224.398	0.88748	1.79542	0.73091	116.262
-24	2.0912		172.826	223.064	0.89630	1.79160	0.73418	107.747
-22	2.2639		175.027	221.709	0.90509	1.78786	0.73751	99.9741
-20	2.4472		177.239	220.335	0.91385	1.78423	0.74090	92.8825
-18	2.6418		179.463	218.939	0.92259	1.78066	0.74435	86.3881
-16	2.8481		181.698	217.522	0.93129	1.77719	0.74785	80.4427
-14	3.0666		183.945	216.083	0.93997	1.77378	0.75142	74.9848
-12	3.2976		186.204	214.622	0.94862	1.77046	0.75505	69.9736
-10	3.5416		188.473	213.140	0.95725	1.76720	0.75875	65.3646
-8	3.7992		190.755	211.634	0.96585	1.76401	0.76251	61.1184
-6	4.0708		193.049	210.104	0.97442	1.76089	0.76635	57.2017
-4	4.3568		195.354	208.551	0.98297	1.75782	0.77026	53.5871
-2	4.6577		197.671	206.974	0.99150	1.75482	0.77425	50.2452
0	4.9740		200.000	205.372	1.00000	1.75187	0.77832	47.1523
2	5.3065		202.343	203.744	1.00848	1.74896	0.78248	44.2848
4	5.6549		204.690	202.092	1.01694	1.74612	0.78672	41.6278
6	6.0207		207.062	200.412	1.02537	1.74331	0.79105	39.1576
8	6.4036		209.441	198.706	1.03378	1.74055	0.79548	36.8624
10	6.8045		211.834	196.971	1.04218	1.73782	0.80001	34.7261
12	7.2239		214.240	195.207	1.05056	1.73514	0.80464	32.7357
14	7.6626		216.660	193.412	1.05892	1.73248	0.80937	30.8778
16	8.1203		219.092	191.589	1.06726	1.72985	0.81423	29.1453

18	8.5980	221.539	189.735	411.274	1.07559	1.72726	0.81920	27.5268
20	9.0967	224.002	187.846	411.847	1.08390	1.72468	0.82430	26.0109
22	9.6158	226.477	185.926	412.403	1.09220	1.72214	0.82953	24.5937
24	10.157	228.970	183.907	412.939	1.10049	1.71960	0.83489	23.2643
26	10.720	231.477	181.978	413.455	1.10876	1.71708	0.84041	22.0177
28	11.306	234.001	179.949	413.950	1.11703	1.71457	0.84608	20.8476
30	11.915	236.543	177.881	414.424	1.12530	1.71207	0.85191	19.7478
32	12.549	239.102	175.771	414.873	1.13356	1.70957	0.85791	18.7129
34	13.206	241.678	173.621	415.300	1.14181	1.70708	0.86410	17.7397
36	13.889	244.276	171.424	415.700	1.15007	1.70457	0.87049	16.8217
38	14.597	246.892	169.182	416.074	1.15833	1.70206	0.87708	15.9564
40	15.331	249.530	166.890	416.419	1.16659	1.69953	0.88390	15.1396
42	16.092	252.190	164.546	416.735	1.17487	1.69699	0.89095	14.3677
44	16.881	254.873	162.148	417.020	1.18315	1.69442	0.89825	13.6380
46	17.698	257.581	159.690	417.271	1.19145	1.69181	0.90583	12.9471
48	18.543	260.314	157.173	417.487	1.19977	1.68918	0.91371	12.2929
50	19.418	263.073	154.594	417.667	1.20811	1.68650	0.92190	11.6731
52	20.323	265.866	151.938	417.804	1.21648	1.68377	0.93044	11.0839
54	21.258	268.686	149.214	417.900	1.22488	1.68099	0.93936	10.5251
56	22.227	271.546	146.400	417.946	1.23334	1.67812	0.94869	9.99235
58	23.227	274.441	143.502	417.943	1.24183	1.67518	0.95847	9.48558
60	24.260	277.373	140.514	417.887	1.25038	1.67215	0.96874	9.00332
62	25.326	280.348	137.423	417.771	1.25899	1.66903	0.97957	8.54301
64	26.428	283.373	134.216	417.589	1.26768	1.66577	0.99101	8.10286
66	27.566	286.451	130.883	417.334	1.27647	1.66238	1.00314	7.68155
68	28.740	289.585	127.417	417.002	1.28535	1.65884	1.01604	7.27841
70	29.952	292.786	123.795	416.581	1.29436	1.65512	1.02983	6.89127
75	33.153	301.133	113.925	415.058	1.31757	1.64480	1.06911	5.98528
80	36.614	310.139	102.511	412.650	1.34222	1.63249	1.11803	5.15095

T (K)	μ_g (10^{-4} Pa-s)	μ_r (10^{-4} Pa-s)	k_f (W/m-K)	k_s (W/m-K)	$\bar{v}_g$ (m/s)	$\bar{v}_r$ (m/s)	$\bar{v}_g$ (m/s)	Pr_f	Pr_s	σ (N/m)
150			0.161							
160			0.156							
170			0.151							
180	7.70		0.146				142.6	5.39		
190	6.47		0.141				146.1	4.69		
200	5.54		0.136				149.4	4.16		
210	4.81		0.131			1007	152.6	3.77		0.024
220	4.24		0.126			957	155.2	3.47		0.022
230	3.78		0.121			909	157.6	3.24		0.021
240	3.40	0.100	0.117	0.0067		862	159.7	3.07	0.89	0.019
250	3.09	0.104	0.112	0.0073		814	161.3	2.92	0.89	0.017
260	2.82	0.109	0.107	0.0080		766	162.5	2.83	0.89	0.0155
270	2.60	0.114	0.102	0.0086		716	163.1	2.78	0.89	0.0138
280	2.41	0.118	0.097	0.0092		668	163.4	2.76	0.90	0.0121
290	2.25	0.123	0.092	0.0098		622	162.1	2.77	0.93	0.0104
300	2.11	0.129	0.087	0.0105		578	161.1	2.80	0.97	0.0087
310	1.98	0.135	0.082	0.0111		536	160.1	2.86	1.04	0.0071
320	1.86	0.141	0.077	0.0117		496	157.2	2.96	1.13	0.0055
330	1.76	0.148	0.072	0.0123		458	153.4	3.14	1.25	0.0040
340	1.67	0.157	0.067	0.0130		408	148.5	3.39	1.42	0.0026
350	1.51	0.171	0.060	0.0140		355	142.7	3.55	1.60	0.0014
360	1.30					290	135.9	3.72		0.0008
369.3	1.06									

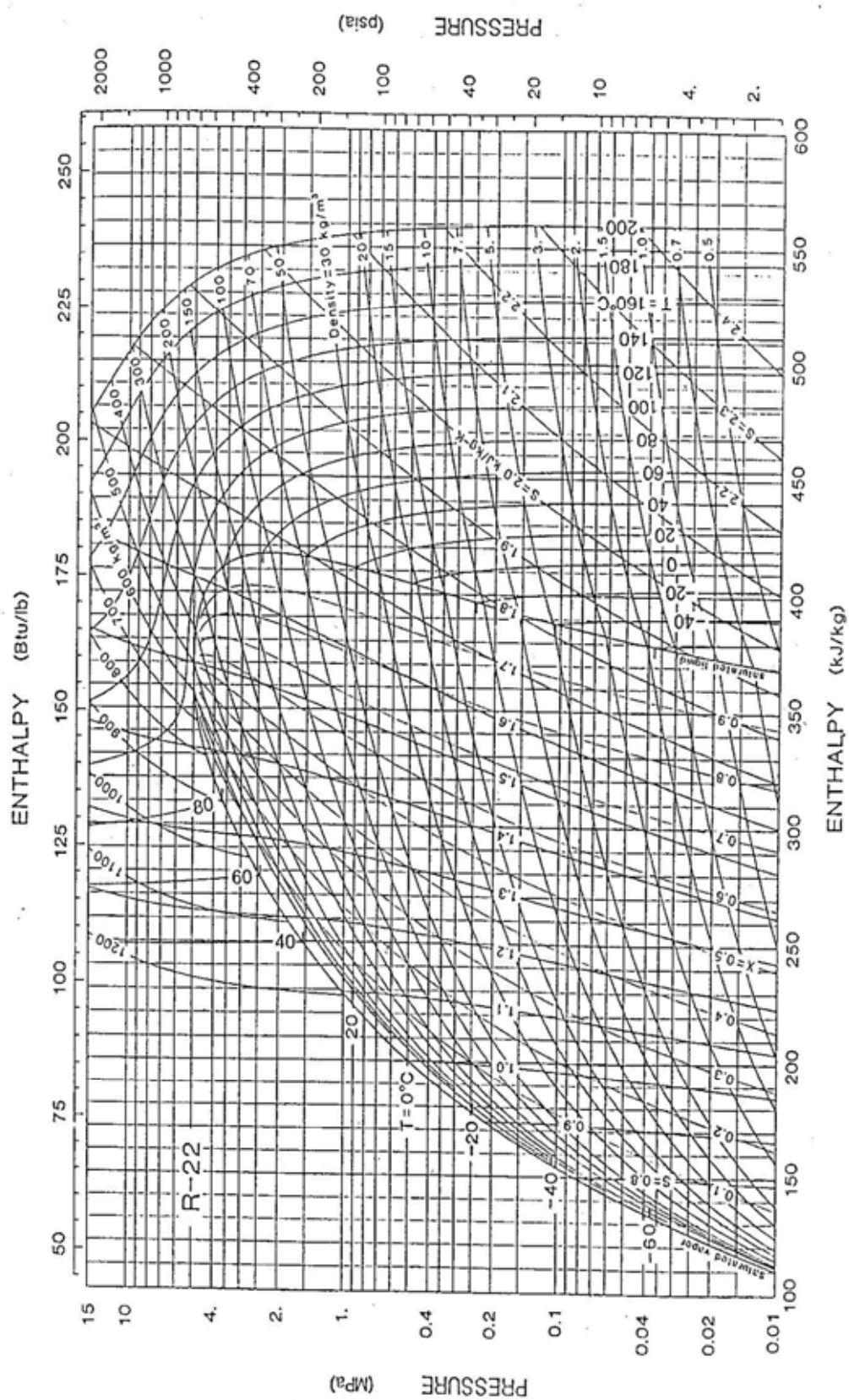
^a Notation ~ 4 signifies $\times 10^{-4}$.

^b Notation ~ 3 signifies $\times 10^{-3}$.

^c Critical point.

TABLE
Thermophysical Properties of Metals

Metal	Temperature Range T (°C)	Density ρ (g/cm ³)	Specific Heat c (kJ/kg · K)	Thermal Conductivity k (W/m · K)	Emissivity ϵ
Aluminum	0-400	2.72	0.895	202-250	0.04-0.06 (Polished) 0.07-0.09 (Commercial) 0.2-0.3 (Oxidized)
Brass (75% Cu, 30% Zn)	100-300	8.52	0.38	104-147	0.03-0.07 (Polished) 0.2-0.25 (Commercial) 0.45-0.55 (Oxidized)
Bronze (75% Cu, 25% Sn)	0-100	8.67	0.34	26	0.03-0.07 (Polished) 0.4-0.5 (Oxidized)
Constantan (60% Cu, 40% Ni)	0-100	8.92	0.42	22-26	0.03-0.06 (Polished) 0.2-0.4 (Oxidized)
Copper	0-600	8.95	0.38	385-350	0.02-0.04 (Polished) 0.1-0.2 (Commercial) 0.2-0.25 (Polished) 0.55-0.65 (Oxidized)
Iron (C = 0.4%, cast)	0-1000	7.26	0.42	52-35	0.6-0.8 (Rusted) 0.3-0.35 (Polished) 0.9-0.95 (Oxidized)
Iron (C = 0.5%, wrought)	0-1000	7.85	0.46	59-35	0.05-0.08 (Polished) 0.3-0.6 (Oxidized)
Lead	0-300	11.37	0.13	35-30	0.07-0.13 (Polished) 0.1-0.12
Magnesium	0-300	1.75	1.01	171-157	0.06-0.10 (Polished) 0.05-0.07 (Polished) 0.35-0.49 (Oxidized)
Mercury	0-300	13.4	0.125	8-10	0.05-0.03 (Polished) 0.07-0.11 (Oxidized)
Molybdenum	0-1000	10.22	0.251	125-99	
Nickel	0-400	8.9	0.45	93-59	
Platinum	0-1000	21.4	0.24	70-75	



ประวัติย่อผู้วิจัย

ประวัติย่อผู้วิจัย

ชื่อ ชื่อสกุล	นายมนตรี เครือวงษา
วันเดือนปีเกิด	19 กุมภาพันธ์ 2504
สถานที่เกิด	ลพบุรี
สถานที่อยู่ปัจจุบัน	135/605 หมู่บ้านเรวดี 3 ต.ตลาดขวัญ อ.เมือง จ.นนทบุรี (11000) โทรศัพท์(บ้าน) 02-9695920 , โทรศัพท์(มือถือ) 089 -1804842
ตำแหน่งหน้าที่การงานปัจจุบัน	ACM 3.
สถานที่ทำงานปัจจุบัน	บริษัทการบินไทย ฝ่ายช่าง (มหาชน) จำกัด แขวงทุ่งสีกัน เขตดอนเมือง กรุงเทพมหานคร (10210)
ประวัติการศึกษา	
พ.ศ. 2525	ประกาศนียบัตรวิชาชีพ สาขาช่างยนต์ จากวิทยาลัยเทคนิคลพบุรี
พ.ศ. 2526	ประกาศนียบัตรวิชาชีพ วิศวกรรมรถไฟ จากโรงเรียนวิศวกรรมรถไฟ กม.11 กรุงเทพมหานคร
พ.ศ. 2530	ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาช่างยนต์ จากสถาบันเทคโนโลยีปทุมวัน กรุงเทพมหานคร
พ.ศ. 2538	อุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จากมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
พ.ศ. 2550	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จากมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ